



Sistema para montaje de motores en racks de transporte

FRANCO BOZZO

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

Sistema para montaje de motores en racks de transporte

FRANCO BOZZO

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

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

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

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

*Lo más maravilloso de la ciencia es que está
viva*

Richard Feynman

Agradecimientos

Agradezco a toda mi familia porque siempre me motivaron y apoyaron de principio a fin en el transcurso de la carrera, porque con mucho esfuerzo nos dieron a mi, a mi hermana y a mis primos la posibilidad de estudiar y ser profesionales, porque nos educaron como personas y hoy somos lo que somos en gran parte gracias a ellos.

Agradezco a los docente de la FCEIA que nos enseñan y nos acompañan lo largo de todos los años de carrera permitiendo que nos transformemos en excelentes profesionales.

Resumen

En la última estación de trabajo de una línea de ensamble de **motores** surge la necesidad de mejorar el sistema para **montaje** de motores en **racks** de transporte. En esta línea de ensamble los motores se encuentra colgados y se mueven a través de un transportador aéreo de cadena, denominado Power and Free. Al llegar a la última estación de trabajo, se requiere descolgarlos, montarlos en sus respectivos racks de transporte y sacarlos de la línea de ensamble. El sistema actual permite que una sola persona realice este proceso, pero posee riesgos de **seguridad** para la misma ya que no tiene espacios pensados para moverse alrededor del motor, obligando a subirse y caminar sobre zonas inseguras que se encuentran a 35 cm del piso. Esto termina generando problemas de **ergonomía** ya que repetidas veces hay que subir y trabajar de forma incómoda en esas zonas. A su vez, el sistema tiene problemas de **obsolescencia** y **mantenimiento** de sus piezas ya que posee más de 20 años de funcionamiento. Por estos motivos se propuso un nuevo sistema que permita eliminar o reducir al mínimo los riesgos de seguridad y ergonomía junto con eliminar piezas y componentes obsoletos, esto sin afectar la eficiencia en la estación de trabajo. El sistema que se diseñó permite tener una zona pensada para moverse y trabajar de forma segura y ergonómica alrededor del motor, sin la necesidad de grandes cambios en el proceso y logrando mantener la forma de trabajo actual donde una persona realiza la tarea. A su vez, al ser diseñado con nuevos componentes permite eliminar piezas obsoletas y tener posibilidad de acceso a repuestos.

Palabras clave: motores, montaje, racks, seguridad, ergonomía, obsolescencia, mantenimiento.

Abstract

In the last workstation of an **engines** assembly line, appear the need to improve the system for **mounting** engines in the shipping **racks**. On this assembly line, the engines are hung and moved through a Power and Free conveyor. When they arrive at the last workstation, the requirement are to taken them down, mounted them in their respective shipping rack and removed them from the assembly line. The current system allows a person to do this process, but have some **safety** risks because it does not have spaces to move around the engine, so the person must go up and walk through unsafe areas that are 35 cm from the floor. This also generates **ergonomic** problems because the person must go up and work continuously with uncomfortable postures in that area. The current system also have **obsolescence** and **maintenance** problems with its parts, because it has been operating for more than 20 years. Because of this reasons the propousal was a new system that allow eliminate or reduce the safty risks and ergonomic problems along with eliminate parts or components obsolets, with out affect the efficiency in the workstation. The new system allows to have an área designed to move and work around the engine in a safety and ergonomic way, without the need to do big changes in the process and with the same type of work, where a person can do the process alone. In addition, because it was designed with new componets, it allows eliminate obsolet parts and the possibility to acces to spare parts

Keywords: engines, mounting, racks, safety, ergonomic, obsolescence, maintenance.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Introducción	9
Capítulo 1: Estudio del proceso actual.....	13
Inconvenientes del sistema actual	15
Seguridad.....	15
Ergonomía	16
Obsolescencia	16
Mantenimiento	16
Conclusiones del sistema actual.....	16
Capítulo 2: Planteo de soluciones	18
Movimientos básicos	18
Selección de movimiento básico	19
Propuestas de solución	20
Propuesta 1: Plataforma con giro de 360°	20
Propuesta 2: Plataforma con movimiento lateral	21
Propuesta 3: Plataforma con movimiento hacia adelante	22
Propuesta 4: Plataforma con puertas laterales.....	23
Propuesta 5: Sistema de plataformas individuales.	24
Selección de la solución	25
Definiciones previas de la solución	26
Capítulo 3: Desarrollo técnico Plataforma	29
Análisis cinemático	29
Análisis dinámico.....	33
Circuito hidráulico para elevación y bajada de la carga	38
Cálculo de cilindro hidráulico plataforma	38
Selección de componentes cilindro hidráulico plataforma	39
Cálculo de caudal cilindros hidráulicos plataforma	41
Circuito hidráulico para freno rodillos.....	42
Cálculo máxima inclinación soportada	43
Análisis dinámico freno de rodillos	45
Cálculo de cilindro hidráulico freno.....	49
Selección de componentes cilindro hidráulico freno	50
Cálculo del caudal para cilindros hidráulicos freno	53
Circuito hidráulico general	54
Capítulo 4: Desarrollo técnico Carro	58
Análisis cinemático	58
Análisis dinámico.....	59

Estado transitorio (arranque).....	60
Estado estacionario.....	62
Selección de componentes carro.....	63
Freno.....	67
Componente extra para arranque y freno	67
Capítulo 5: Desarrollo técnico Puertas.....	68
Análisis cinemático	68
Análisis dinámico.....	69
Cálculo de cilindro neumático puerta	71
Selección cilindro neumático	72
Capítulo 6: Verificaciones.....	73
Materiales.....	73
Estudio 1: Articulación cilindros hidráulicos plataforma	73
Estudio 2: Tijera central	75
Estudio 3: Tijeras Laterales.....	78
Estudio 4: Plataforma superior.....	80
A. Con carga en el centro	81
B. Con carga en uno de los lados	84
Estudio 5: Carro.....	86
Estudio 6: Puerta.....	88
Conclusiones y recomendaciones.....	91
Conclusiones	91
Conclusiones técnicas.....	91
Conclusiones académicas.....	91
Recomendaciones.....	92
Bibliografía	93
Anexo A: Listado de Planos	94

Introducción

Este proyecto se centrará en el estudio de la última operación realizada en una línea de ensamble de motores, la cual consiste en el montaje de motores en racks de transporte, y en el desarrollo de una solución que mejore las condiciones de trabajo actuales en la operación. Esta necesidad de mejora, surge a raíz de que la empresa dueña de esta línea de ensamble, realizó estudios al sistema actual que dispone y descubrió que el mismo presentaba riesgos de seguridad y ergonomía para las personas junto con problemas de obsolescencia y mantenimiento de sus piezas.

En base a esta necesidad, se puede definir que los objetivos del proyecto serán:

- Mejorar las condiciones de seguridad del proceso, considerando la problemática actual como punto de partida.
- Mejorar las condiciones ergonómicas del proceso, considerando la problemática actual como punto de partida.
- Desarrollar un sistema que asegure que la calidad del producto, en este caso motores, no se vea afectada con el nuevo sistema.
- Desarrollar un sistema versátil que permita trabajar con toda la gama de motores actuales.
- Mejorar o mantener la eficiencia actual en la estación de trabajo, considerando un motor cada 6 minutos.
- Desarrollar un sistema nuevo con componente actuales, que permita eliminar componentes obsoletos y que asegure el acceso a repuestos.

El alcance del presente proyecto será una etapa de diseño correspondiente a la ingeniería básica, con el desarrollo de los planos que se consideren necesarios desde el punto de vista académico.

Para poder cumplir de forma óptima con los objetivos y el alcance propuesto, como punto de partida se realizó una identificación de las variables del proyecto, las cuales se pueden ver detalladas en la **Tabla 0-1**, y las de las condiciones límites, las cuales se pueden ver detalladas en la **Tabla 0-3**.

Tabla 0-1: Variables del proyecto

Número	Nombre de la Variable	Descripción
1	Peso de motor	El rango de pesos de los distintos motores se encuentra entre 450 y 1000 kg.
2	Dimensión de motor	Las dimensiones varían entre: Mínima: 800x600x800 Máxima: 1400x800x1200 Siendo Largo x Ancho x Alto
3	Peso de rack	El rango de pesos de los distintos racks se encuentra entre 15 y 90 kg.
4	Dimensión de rack	Las dimensiones varían entre: Mínima: 960x640x380 Máxima: 1650x1200x600 Siendo Largo x Ancho x Alto
5	Distancia entre patas de rack	Los racks tienen 2 patas de apoyo con el suelo. La distancia entre estas varía entre: Mínima: 450 Máxima: 1000
6	Tiempo de la operación	Tiempo para ejecutar la operación sin que se produzcan cuellos de botella.
7	Motores por rack	Hay racks simples, solo permiten montar un motor, y racks dobles, que permiten montar dos motores del mismo modelo.
8	Altura de izaje	Cada motor tiene un rango de altura de izaje.

Tabla 0-2: (Continuación)

Número	Nombre de la Variable	Descripción
9	Tornillos de ajuste	Existen 6 modelos de tornillos para fijar el motor al rack.
10	Cantidad de anclajes por motor	La cantidad de puntos de anclaje varía de motor a motor. Hay 3 puntos como mínimo y 4 como máximo.
11	Inicio de la operación con rack doble	Si es motor que va en rack doble, cuando es el primero, hay que traer un rack libre, si es el segundo, hay traer el rack con el motor compañero ya montado.
12	Fin de la operación con rack doble	Si es motor que se montó en rack doble, cuando es el primero, debe quedar esperando fuera de la estación a que venga su compañero. Si es el segundo, el conjunto pasa a la siguiente estación.
13	Operaciones extras	Para algunos motores existen operaciones extras que se realizan durante el montaje en el rack (Embolsado, montaje de patas delanteras, desmontaje de planchuelas de levante). Estas afectan el tiempo total de la operación.

Tabla 0-3: Condiciones límites del proyecto

Número	Nombre de la CL	Descripción
1	Norma de ergonomía	El sistema debe respetar la norma de ergonomía interna JDS-D86.
2	Norma de medio ambiente	El sistema debe respetar las normas ambientales de JD.
3	Tiempo máximo permitido	Tiempo para dejar el espacio disponible para el ingreso de un nuevo rack.
4	Espacio físico disponible	La zona disponible queda limitada por el espacio donde se encuentra el sistema actual y por la estación anterior. Es decir, se podría utilizar el espacio de la estación anterior, para posibles soluciones.
5	Zonas de entrada y salida	Tanto la zona de entrada de los motores y los racks, como también la zona de salida del conjunto rack-motor, son las vigentes actualmente y no podrán ser modificadas para el nuevo sistema.

Capítulo 1: Estudio del proceso actual

Los motores se mueven en la línea a través de un transportador aéreo de cadena denominado Power and Free (P&F) y los mismos son vinculados al transportador mediante perchas de transporte que poseen 2 conjuntos de cadena, los cuales permiten levantar los motores usando las 2 planchuelas de levante que estos poseen. Se puede observar esto en la **Figura 1-1**.

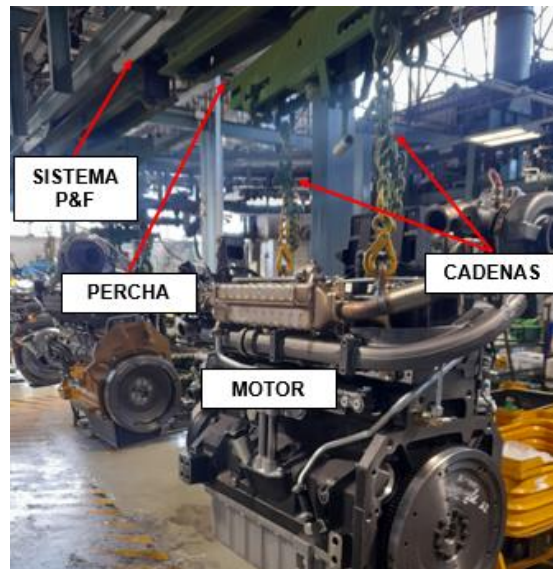


Figura 1-1: Motor colgado.

Al llegar a la última estación de trabajo, se requiere montar los motores en sus respectivos racks de transporte anclándolos a los mismos, descolgarlos y sacarlos de la línea de ensamble. A su vez, se realizan algunas operaciones extras que dependen de cada modelo de motor que llegue, como por ejemplo el embolsado, la colocación de patas frontales, el retiro de planchuelas de levante, entre otras operaciones.

El sistema actual, consiste en una cama de rolos, a través de la cual se abastecen los racks de transporte, una plataforma elevadora debajo del transportador y una segunda cama de rolos del otro lado de la plataforma por donde se envían los motores ya montados en sus respectivos racks. Debido a que existen racks dobles para transporte de 2 motores, los cuales deben ser del mismo modelo de motor, el sistema posee una segunda línea de camas de rolos con 2 camas auxiliares, que permiten liberar la plataforma cuando se monta un motor en rack doble y su motor compañero de rack no es el próximo motor que

llega con el transportador aéreo. Para mover la plataforma y anexarla a una u otra línea de camas de rolos, la misma está montada sobre un carro que permite el movimiento hacia atrás y adelante. Todo este sistema se puede observar en la Figura 1-2.

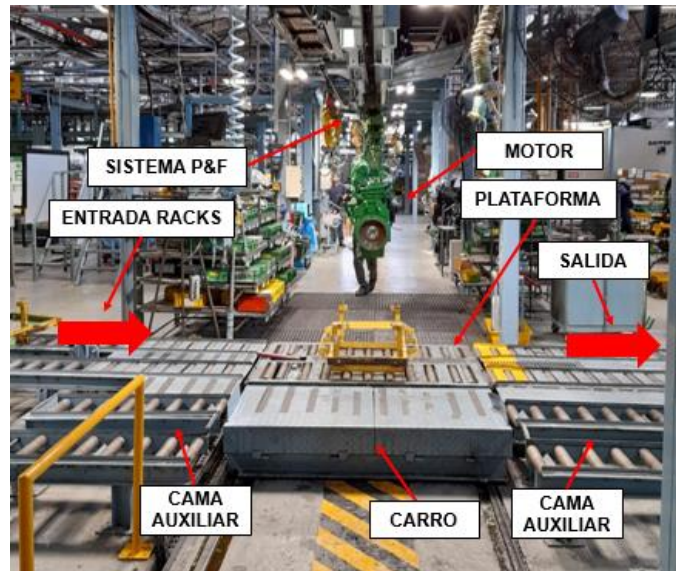


Figura 1-2: Sistema actual.

Actualmente el método de montaje de los motores en los racks se realiza siguiendo la siguiente secuencia:

- 1) Se busca el rack que corresponde y se lo posiciona en la plataforma elevadora
- 2) De forma automática se traban los rolos de la plataforma y se frena el rack
- 3) Se empuja el motor a través del transportador hasta posicionarlo sobre el rack
- 4) Con una mano se presiona el botón de mando de la plataforma y se eleva el rack, mientras con la otra mano se acomoda el motor y el rack para que coincidan en el montaje
- 5) Se monta el motor en el rack haciendo coincidir los orificios de anclaje que tiene con los orificios del rack
- 6) Se fija el motor al rack colocando tornillos en los puntos de anclaje y ajustando hasta alcanzar el torque especificado
- 7) Se desvincula el motor de las cadenas y se baja el conjunto rack-motor.
- 8) Según el caso, se elige si la plataforma se mantiene anexada a la línea de camas de rolos principales o si se la anexa a la línea de camas de rolos

auxiliares. En caso de tener que mover la plataforma, mediante el mando del carro se mueve la plataforma hacia atrás

- 9) Una vez elegida la cama, se desbloquean los rolos trabados y se hace avanzar el conjunto rack-motor para sacarlo de la plataforma y por ende de la línea de ensamble
- 10) Cuando se avanza el motor por una cama auxiliar, se mueve la plataforma hacia adelante y se vuelve a anexar a la línea de cama de rolos principales

Evaluando este sistema, se puede destacar como punto positivo que permite cumplir los requisitos actuales de eficiencia, los cuales consisten en que una sola persona trabajado en la estación, logre realizar el proceso de montar el motor en su rack, descolgarlo de la percha de transporte y luego sacar el conjunto rack-motor fuera de la línea de ensamble, todo esto en 6 minutos. A su vez, permite una gran versatilidad ya que hoy en día se puede realizar este proceso con todos los modelos de motores, algo no menor considerando la gran cantidad de variables que esto implica. Sin embargo, presenta gran cantidad de puntos negativos que tienen que ver con aspectos de seguridad y ergonomía de la persona y con obsolescencia y mantenimiento de sus piezas.

Inconvenientes del sistema actual

Para el desarrollo de la propuesta, un punto importante es la identificación de los problemas actuales, ya que sirven como punto de partida para tener en cuenta en el diseño de una nueva solución y así evitar volver a repetirlos. Los mismos se describen a continuación.

Seguridad

- Posibilidad de patinarse y/o tropezarse arriba de la cama de rolos y del carro, ya que no es una zona pensada para esto.
- Posibilidad de olvidarse desvincular el motor de las cadenas, dejando el conjunto motor-rack colgado. Posibilidad de golpes contra rack.
- Se permite subir la plataforma en cualquier momento sin ninguna restricción. Se debería bloquear este movimiento si un conjunto rack-motor queda mitad en la cama de rolos y mitad en plataforma.

- Se permite mover hacia adelante y atrás la plataforma cuando ésta se encuentra elevada. Solo debería permitir ese movimiento solo si la plataforma está abajo.
- Posibilidad de atrapamiento con la cama de rolos al mover plataforma hacia adelante y hacia atrás.
- Posibilidad de golpe con la plataforma al moverla hacia adelante y hacia atrás.
- Peligro de atrapamiento de manos al vincular motor y rack.

Ergonomía

- Sobre esfuerzo al empujar rack y motor.
- Posiciones incómodas para ajustar tornillos en parte trasera del motor, necesidad de agacharse.

Obsolescencia

- Sistema con más de 20 años. No se cuenta con los planos originales del equipo ya que se perdieron en diferentes cambios de oficinas y sistemas, falta de listado de piezas y repuestos críticos, dificultad para conseguir repuestos ante roturas ya que los mismos no se fabrican más, entre otros inconvenientes.

Mantenimiento

- Necesidad de mantenimiento constante teniendo como consecuencia paradas de línea. Durante el año 2022 se registraron cerca de 20 paradas de línea por roturas del sistema.

Conclusiones del sistema actual

Haciendo un análisis de los inconvenientes de seguridad y ergonomía en el proceso, se puede concluir que muchos de estos tienen que ver con una deficiencia en el diseño del sistema actual. Para poder realizar de forma correcta la operación de montaje del motor en el rack, la persona que lo realiza debe moverse alrededor del motor, ya que hay tareas que obligan a ir hacia los laterales y hacia la parte trasera, por ejemplo el montaje y posterior ajuste de los tornillos de anclaje, la desvinculación de la cadena de izaje trasera, entre otras. Sin embargo, el sistema no cuenta con una zona pensada para moverse alrededor del motor y la persona debe subir a la cama de rolos, la cual está a 35cm del

piso, y caminar por una zona insegura donde el riesgo a tropezarse es grande. Esto se puede ver en la **Figura 1-3**.



Figura 1-3: Zona insegura.

Las lesiones que se pueden sufrir son bastante graves y, sumado a esto, la operación se realiza cada 6 minutos, lo cual incrementa las probabilidades. Por último, al tener que subir a la cama de rolos, los puntos donde se realiza el anclaje quedan 35cm más abajo, obligando a agacharse y a usar posturas incómodas y poco ergonómicas.

Haciendo un análisis de los inconvenientes de obsolescencia y mantenimiento, se puede concluir que el sistema actual genera un gasto grande de mantenimiento y una pérdida grande en la producción para la empresa, ya que al tener roturas constantes, ser un equipo crítico y el único para esta operación, cada vez que tiene problemas, se debe frenar la producción y quedar a la espera de que vuelva a colocarse en servicio.

Capítulo 2: Planteo de soluciones

En este capítulo se planteará diferentes propuestas de solución para cumplir con los objetivos de nuestro proyecto.

Movimientos básicos

Teniendo en cuenta movimientos básicos para acoplar cargas que se encuentran a distintas alturas, se puede afirmar que la solución elegida tendrá uno de los movimientos básicos descritos en la **Tabla 2-1**

Tabla 2-1: Movimientos básicos

Movimiento	Descripción
Subir rack	En la posición de montaje subimos el rack mediante algún sistema de elevación para realizar el montaje con el motor colgado. Una vez acoplados, desvinculamos el motor del P&F (liberando las 2 cadenas) y luego bajamos el conjunto rack-motor a la posición de salida para poder sacarlo de la estación.
Bajar Motor	En la posición de montaje bajamos el motor mediante algún sistema para realizar el montaje con el rack. Una vez acoplados, desvinculamos el motor del P&F (liberando las 2 cadenas) y sacamos el conjunto de la estación. Luego el sistema vuelve a la posición inicial en el P&F para tomar el próximo motor.
Bajar motor y subir rack.	En la posición de montaje, mediante 2 sistemas, por un lado bajamos el motor y por otro subimos el rack para hacer el montaje en un punto intermedio. Una vez acoplados, desvinculamos el motor del P&F (liberando las 2 cadenas) y sacamos el conjunto de la estación. Luego, ambos sistemas vuelven a sus respectivas posiciones iniciales para tomar el próximo motor y el próximo rack.

Selección de movimiento básico

Previendo que cada posible solución pertenece a uno de los grupos mencionados y que la combinación de estos es muy grande, se decide hacer una selección preliminar con el fin de reducir la cantidad de posibilidades y determinar cuál de los grupos se adapta mejor a los requerimientos. Para esto se tuvo en cuenta los siguientes puntos:

- **Costo:** se estima teniendo en cuenta la “complejidad” del mecanismo, así como también la posible cantidad de grados de libertad de este (a mayor GDL más complejo el mecanismo). Esta complejidad tiene en cuenta etapas de diseño, construcción, mantenimiento, etc. Cuanto más elevado sea el costo, más bajo será el puntaje que se le asigne.
- **Seguridad:** involucra los riesgos y la ergonomía para el operario. Se tienen en cuenta los movimientos de las cargas que puedan generar puntos de riesgo, como por ejemplo atrapamientos. Cuanto más seguro se considere, mayor será el puntaje dado.
- **Modificaciones en el P&F:** se tiene en cuenta la modificación del P&F, ya que la empresa dueña de la línea de ensamble prefiere soluciones que no modifiquen al mismo. Las ideas que no involucren dichas modificaciones obtendrán mayores puntajes.

Para la decisión final respecto a los movimientos, se utiliza una matriz de decisión que permite una comparación y selección en base a puntajes finales (**Tabla 2-2**).

Tabla 2-2: Matriz de decisión para movimientos básicos

Movimientos	Puntos considerados (Factor Ponderación)						Rango
	Costo (4)		Seguridad (4)		P&F (2)		
Sube rack	6	24	7	28	9	18	70
Baja Rack	6	24	7	28	4	8	60
Intermedio	4	16	7	28	5	10	54

De todos los movimientos, se observa que la idea de subir el rack fue la que mayor puntaje obtuvo y por ello se la selecciona como base de las propuestas finales que se plantearán.

Propuestas de solución

Luego de haber seleccionado el movimiento básico, se plantean las siguientes posibles propuestas de solución:

1. Plataforma con giro de 360°.
2. Plataforma con movimiento lateral.
3. Plataforma con movimiento hacia adelante.
4. Plataforma con puertas laterales.
5. Sistema de plataformas individuales.

En los siguientes párrafos se describirán cada una de estas y se seleccionará la que se considere mejor para cumplir con los objetivos del proyecto.

Propuesta 1: Plataforma con giro de 360°

Un nuevo sistema que usará el sistema actual como base, el cual agregará el giro de 360° para que la persona pueda realizar todas las operaciones desde la parte frontal, sin necesidad de tener que subir a las camas de rolos anexas, y así mejorar las condiciones de seguridad y ergonomía. Se puede ver un esquema en la **Figura 2-1**.

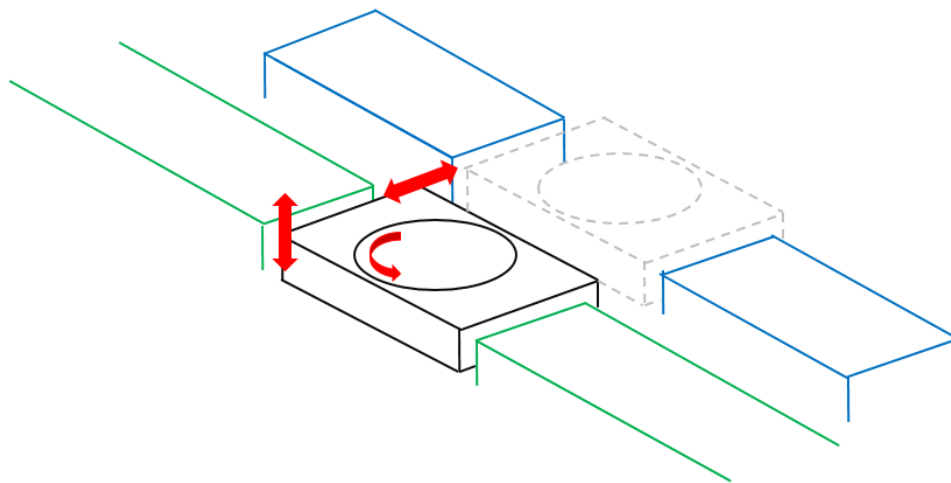


Figura 2-1: Plataforma con giro de 360°.

El sistema consistirá en 3 partes principales:

- Cama de rolos principal: permite llegada de racks a la estación y la salida del conjunto rack-motor.
- Cama de rolos secundaria: para rack dobles.
- Plataforma con 3 movimientos.

La plataforma tendrá las siguientes características:

- Movimiento hacia arriba y hacia abajo: para elevar racks y permitir bajar motores del P&F.
- Movimiento hacia adelante y hacia atrás: para anexar a camas de rolos auxiliares para racks dobles.
- Movimiento 360°: para poder realizar ajustes y demás operaciones desde el frente, sin necesidad de subir a las camas de rolos principales.

Propuesta 2: Plataforma con movimiento lateral

Un nuevo sistema que usará el sistema actual como base, el cual agregará un espacio en la zona lateral para que la persona pueda moverse de forma segura y con comodidad alrededor del motor. Agregará el movimiento lateral para compensar la falta de camas de rolos en esas zonas. Se puede ver un esquema en la **Figura 2-2**.

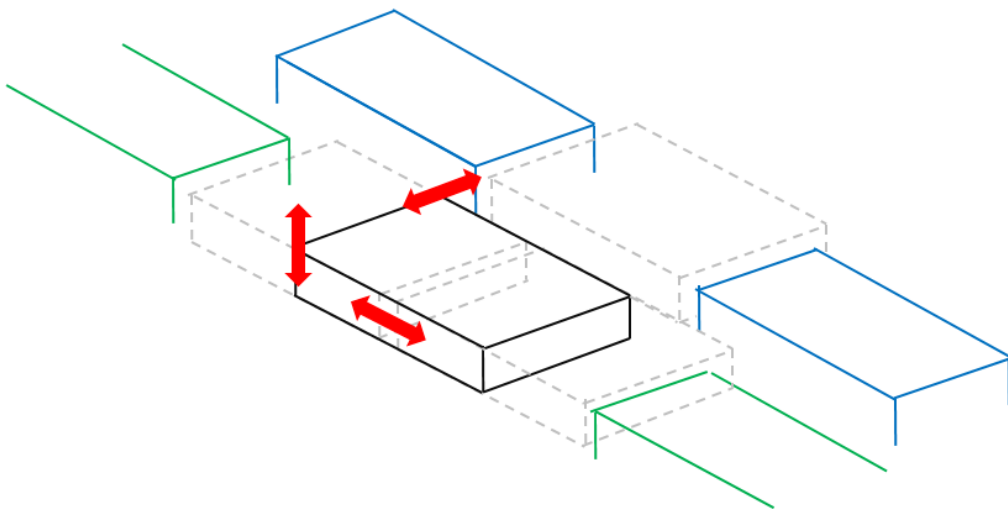


Figura 2-2: Plataforma con movimiento lateral.

El sistema consistirá en 3 partes principales:

- Cama de rolos principal: permite llegada de racks a la estación y la salida del conjunto rack-motor.
- Cama de rolos secundaria: para rack dobles.
- Plataforma con 3 movimientos.

La plataforma tendrá las siguientes características:

- Movimiento hacia arriba y hacia abajo: para elevar racks y permitir bajar motores del P&F.
- Movimiento hacia adelante y hacia atrás: para anexar a camas de rolos auxiliares para racks dobles.
- Movimiento hacia los laterales: para pasar racks y conjuntos de una cama de rolos a otra. La posición de elevación de racks y montaje de motores será en el centro, alejado de las camas laterales, con el fin de poder realizar ajustes y demás operaciones sin necesidad de subir a las camas de rolos principales.

Propuesta 3: Plataforma con movimiento hacia adelante

Un nuevo sistema que usará el sistema actual como base, el cual agregará el movimiento hacia adelante para la plataforma, para que esta quede fuera de la línea de las camas de rolos principales, con el fin de que la persona pueda moverse de forma segura y con comodidad alrededor del motor. Se puede ver un esquema en la **Figura 2-3**.

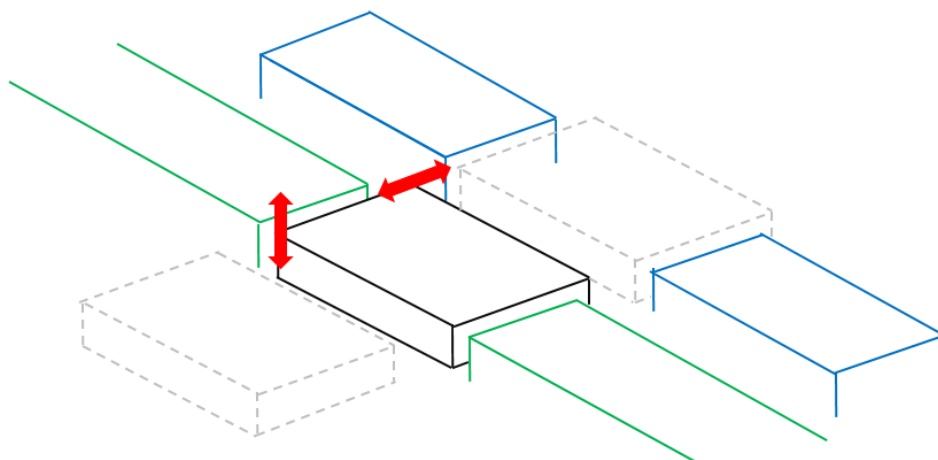


Figura 2-3: Plataforma con movimiento hacia adelante.

El sistema consistirá en 3 partes principales:

- Cama de rolos principal: permite llegada de racks a la estación y la salida del conjunto rack-motor
- Cama de rolos secundaria: para rack dobles
- Plataforma con 2 movimientos

La plataforma tendrá las siguientes características:

- Movimiento hacia arriba y hacia abajo: para elevar racks y permitir bajar motores del P&F
- Movimiento hacia adelante y hacia atrás: para anexarla a camas de rolos auxiliares para racks dobles y para adelantarla y sacarla de la línea de las camas de rolos principales, con el fin de poder realizar ajustes y demás operaciones sin necesidad de subir a las camas de rolos principales.

Propuesta 4: Plataforma con puertas laterales

Un nuevo sistema que usará el sistema actual como base, el cual agregará puertas laterales en las camas de rolos principales, con el fin de que la persona pueda moverse de forma segura y con comodidad alrededor del motor. Se puede ver un esquema en la **Figura 2-4**.

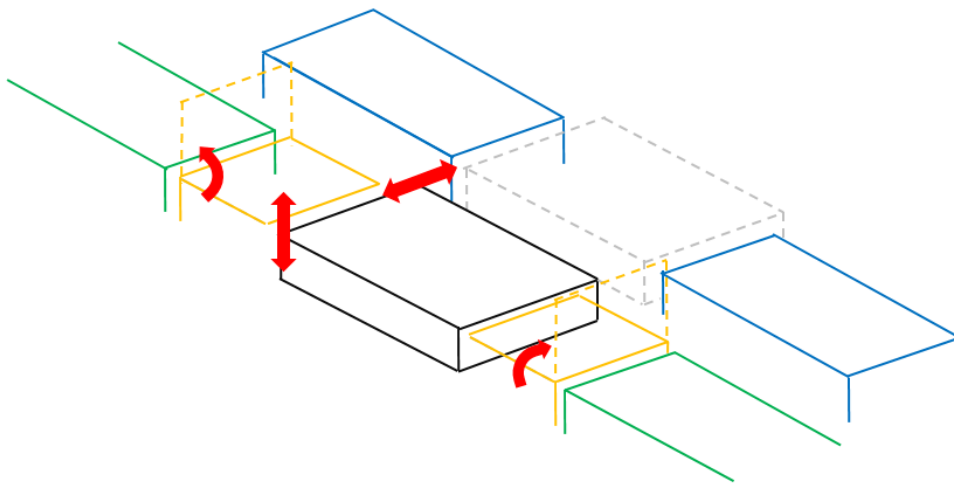


Figura 2-4: Plataforma con puertas laterales.

El sistema consistirá en 3 partes principales:

- Cama de rolos principal: permite llegada de racks a la estación y la salida del conjunto rack-motor
- Cama de rolos secundaria: para rack dobles
- Plataforma con 2 movimientos
- Puertas en cama de rolos principal

La plataforma tendrá las siguientes características:

- Movimiento hacia arriba y hacia abajo: para elevar racks y permitir bajar motores del P&F
- Movimiento hacia adelante y hacia atrás: para anexar a camas de rolos auxiliares para racks dobles
- Apertura de puertas: estarán vinculadas con la plataforma, de forma tal que quedarán bajas cuando la plataforma este abajo y se abrirán al realizar la elevación del rack y montaje de motor, con el fin de poder moverse con libertad alrededor de la plataforma y de todo el conjunto.

Propuesta 5: Sistema de plataformas individuales.

Un nuevo sistema que tendrá vehículos de guiado automático (AGV), que se moverán por circuito establecido por sistema. Cada uno tendrá una plataforma para elevar los racks y a persona podrá moverse de forma segura y con comodidad alrededor del motor. Se puede ver un esquema en la **Figura 2-5**.

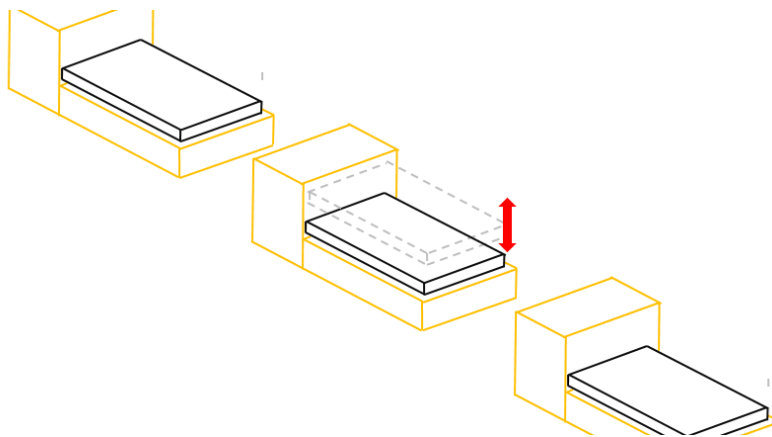


Figura 2-5: Sistema de plataformas individuales.

Al tener diferentes AGV con plataformas individuales, el sistema permitirá:

- Ir a buscar racks con AGV
- Ir a zona de espera para entrar en estación
- Posicionar AGV debajo del P&F para comienzo de operación de montaje.
- Elevar racks mediante plataforma y permitir bajar motores del P&F
- Sacar conjunto de estación y moverlo a la zona de la fábrica que se desee,
- Una vez descargado el motor, que el AGV vuelva a la zona de búsqueda de racks

Para los casos con racks dobles, el sistema permitirá:

- Sacar el AGV de la posición de montaje a una zona de espera.
- Al llegar el segundo motor, avanzar del AGV en espera con rack doble a la posición de montaje.
- Continuar como en proceso normal.

Selección de la solución

Para seleccionar una opción que permita cumplir con los objetivos, se tendrán en cuenta diferentes puntos de evaluación, los cuales serán:

- **Costo:** se estima teniendo en cuenta la “complejidad” del mecanismo, así como también la posible cantidad de grados de libertad de este (a mayor GDL más complejo el mecanismo). Esta complejidad tiene en cuenta etapas de diseño, construcción, mantenimiento, etc. Cuanto más elevado sea el costo, más bajo será el puntaje que se le asigne.
- **Seguridad:** involucra los riesgos y la ergonomía para la persona. Se tienen en cuenta zonas inseguras y movimientos que puedan generar puntos de riesgo, como por ejemplo caídas, atrapamientos, etc. Cuanto más segura se considere el sistema, mayor será el puntaje que se le asigne.
- **Eficiencia:** involucra la cantidad de conjuntos rack-motor que pueden ser acoplados y retirados de la estación por unidad de tiempo. Cuanto más eficiente consideremos el proceso, mayor será el puntaje dado.
- **Espacio requerido:** estimamos el espacio físico que requiere el sistema para poder realizar todo el proceso, abarca la entrada de los racks, los racks dobles en

espera, y la salida de los mismos una vez se encuentran acoplados al motor. Cuanto menor sea el espacio requerido para el proceso, mayor será su puntaje.

- **Versatilidad:** es la capacidad del sistema a adaptarse a diferentes escenarios, ya sea en un aumento de la producción o en la incorporación de nuevos modelos de racks y motores. A mayor capacidad de cambio, mayor será el puntaje dado en la matriz de selección.

Para la decisión final, se utiliza una matriz de decisión que permite una comparación y selección en base un puntajes finales (**Tabla 2-3**).

Tabla 2-3: Matriz de decisión para propuestas

Propuestas	Puntos considerados (Factor Ponderación)										Rango
	Costo		Seguridad		Eficiencia		Espacio		Versatilidad		
	(2)		(3)		(2)		(1)		(2)		
1	7	14	5	15	5	10	6	6	4	8	53
2	7	14	7	21	5	10	5	5	4	8	58
3	7	14	7	21	5	10	5	5	4	8	58
4	7	14	7	21	6	12	6	6	4	8	61
5	1	2	7	21	8	16	6	6	6	12	57

De todas las propuestas, se observa que la número 4, es decir, la plataforma con puertas laterales, fue la que mayor puntaje obtuvo y por ello se la selecciona como solución final para su desarrollo técnico y el cumplimiento de los objetivos del proyecto.

Definiciones previas de la solución

La prepueta a desarrollar será la “Plataforma con puertas laterales”, de la cual podemos ver un esquema en la **Figura 2-6**.

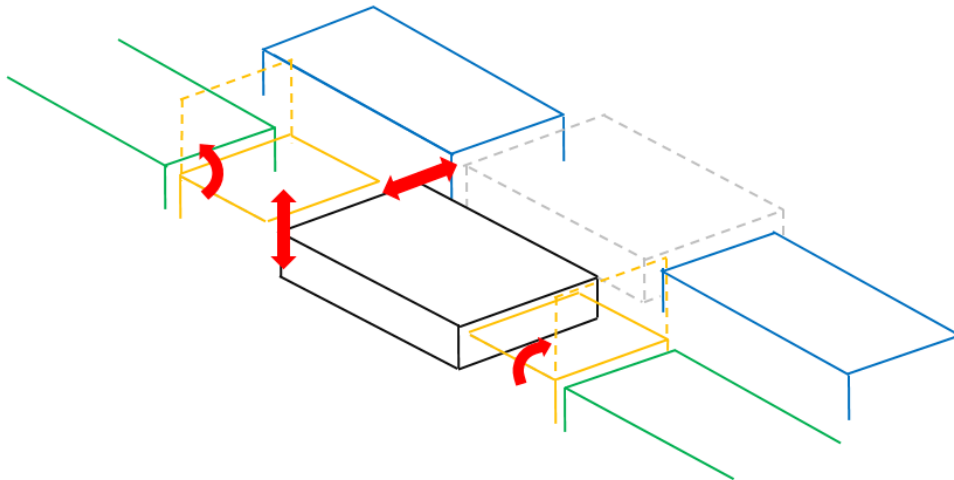


Figura 2-6: Plataforma con puertas laterales.

Para el desarrollo técnico de la solución, se dividirá el sistema general en 3 subconjunto generales, las cuales serán:

- Plataforma
- Carro
- Puertas

A modo de definición previa, se toma que cada subconjunto consistirá en:

- Plataforma: permitirá elevar racks y bajar motores del P&F, movimiento hacia arriba y hacia abajo. A su vez, debe permitir que la carga quede frenada durante el movimiento de elevación y bajada. Debido a que se suponen cargas grandes, que la velocidad no es lo más importante y que se necesita lograr posiciones variadas de altura ya que hay muchos modelos de motores, se toma como mejor opción el desarrollo de un sistema hidráulico, tanto para la elevación y bajada como para el sistema de freno.
- Carro: permitirá anexar la plataforma a la cama de rolos auxiliar para racks dobles, movimiento hacia adelante y hacia atrás. A su vez, debe permitir que la persona pueda moverse con libertad en la zona trasera del motor. Debido a que se tendrá la carga inercial y se necesitan posiciones que aseguren el correcto enlace con las camas, se toma como mejor opción el desarrollo de un sistema eléctrico.

- Puertas: permitirán genera una zona segura donde la persona se pueda mover con libertad alrededor del motor. Interesa la velocidad y se tendrá 2 posiciones, apertura o cierre, con lo cual se toma como mejor opción el desarrollo de un sistema neumático.

Para la selección de los diferentes tipos de accionamiento, se utilizó como referencia la **Figura 2 7**.

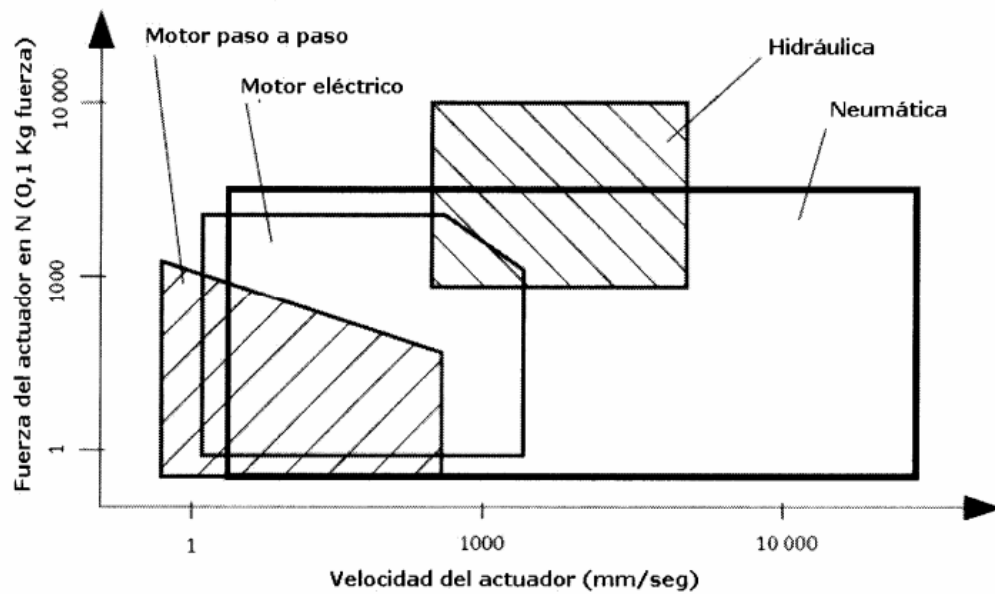


Figura 2 7: Tipos de accionamientos [2].

Capítulo 3: Desarrollo técnico Plataforma

Análisis cinemático

Para el diseño básico y este análisis, se toma como referencia un modelo estándar de plataforma, el cual se puede ver en la Figura 3-1.

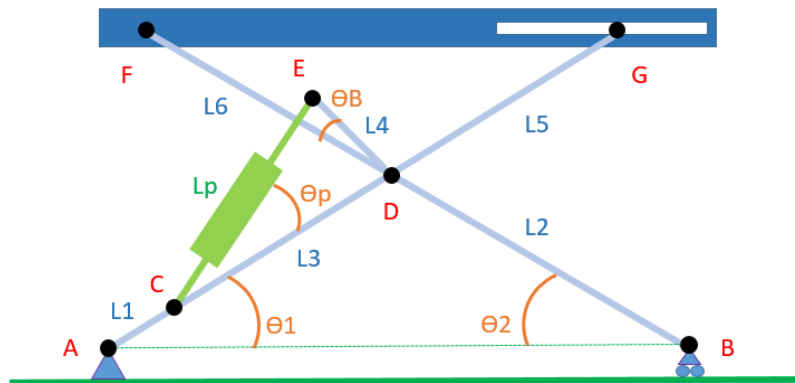


Figura 3-1: Modelo de plataforma estándar.

Se necesita determinar las longitudes de las barras y ángulo Theta B más convenientes, también determinar la posición y largo de los cilindros hidráulicos.

Para plantear las primeras ecuaciones, se considera como datos de entrada fijos las longitudes de barras y el ángulo Theta B:

- Barra AC = L1
- Barra BD = L2
- Barra CD = L3
- Barra DE = L4
- Barra DG = L5
- Barra DF = L6
- Ángulo Theta B = θ_B

A su vez, se considera como dato de entrada variable al ángulo Theta 2 (θ_2).

Comenzando el análisis, se calculan los valores del ángulo Theta 1 (θ_1) (ver Ecuación ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.)).

$$\theta_1 = \sin^{-1} \frac{L_2 * \sin \theta_2}{L_1 + L_3} \quad (3.1)$$

A su vez, se calculan las distancias auxiliares d1, d2, d3 y d4 (ver Ecuaciones (3.2), (3.3) (3.4) y (3.5)).

$$d_1 = L_3 * \sin \theta_1 \quad (3.2)$$

$$d_2 = L_4 * \sin(\theta_2 + \theta_B) \quad (3.3)$$

$$d_3 = L_3 * \cos \theta_1 \quad (3.4)$$

$$d_4 = L_4 * \cos(\theta_2 + \theta_B) \quad (3.5)$$

Para un mejor entendimiento, se pueden observar representadas en la Figura 3-2.

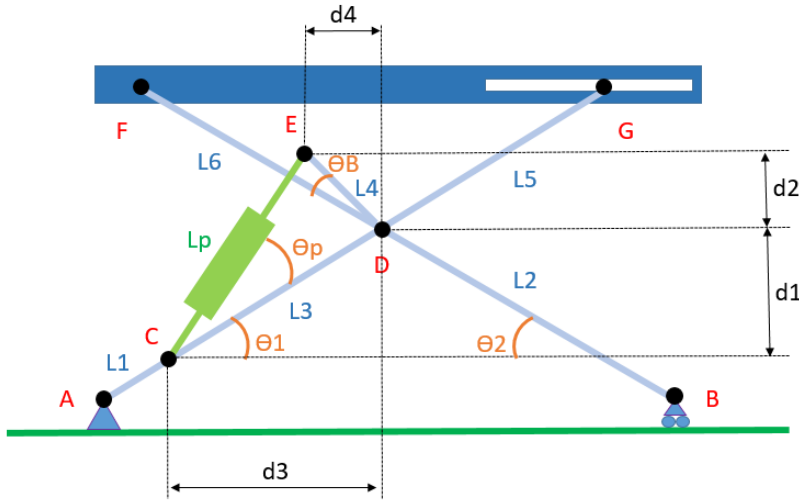


Figura 3-2: Distancias auxiliares.

Se calcula el ángulo del cilindro hidráulico Theta p (θ_p) (ver Ecuación (3.6)).

$$\theta_p = \tan^{-1} \left(\frac{d_1 + d_2}{d_3 - d_4} \right) - \theta_1 \quad (3.6)$$

Se calcula la longitud del cilindro hidráulico (L_p) (ver Ecuación (3.7)).

$$L_p = \sqrt{(d_1 + d_2)^2 + (d_3 - d_4)^2} \quad (3.7)$$

Para realizar el estudio, se consideran los siguientes requerimientos generales:

- Distancia mínima desde rolos al suelo (plataforma baja) = $H_{min} = 330 \text{ mm}$
- Distancia máxima desde rolos al suelo (plataforma alta) = $H_{max} = 830 \text{ mm}$
- Ancho X Largo de plataforma = $1700 \times 1100 \text{ mm}$

Para un mejor entendimiento, se pueden observar representados en la Figura 3-3.

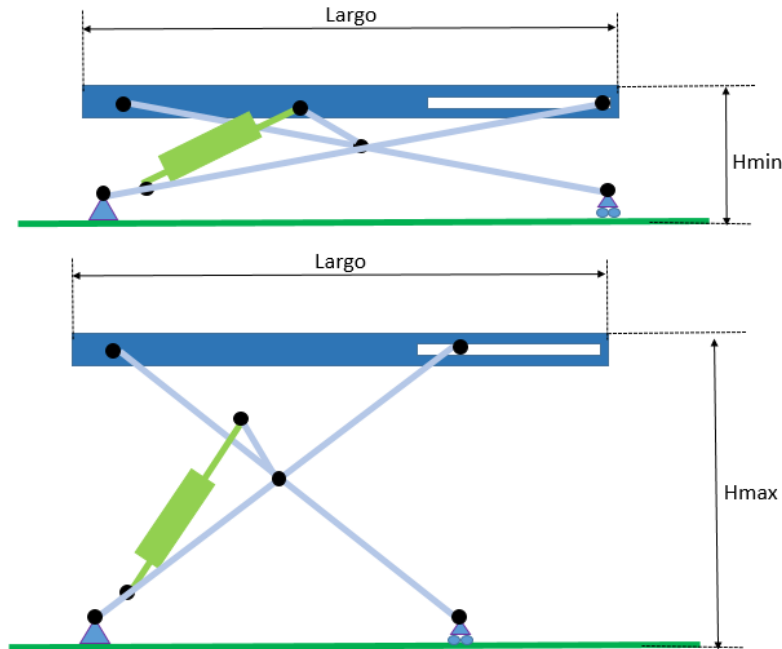


Figura 3-3: Representacion requerimientos.

A su vez, se toma en consideración que los puntos A y B no se encontrarán al nivel del piso y que F y G no se encontrarán en la parte más alta de la plataforma superior. Por lo tanto, para el cálculo de la distancia H se considera una distancia extra tomando como base la plataforma actual. Se la puede ver representada en la Figura 3-4.

- $H_{extra} = 200 \text{ mm}$

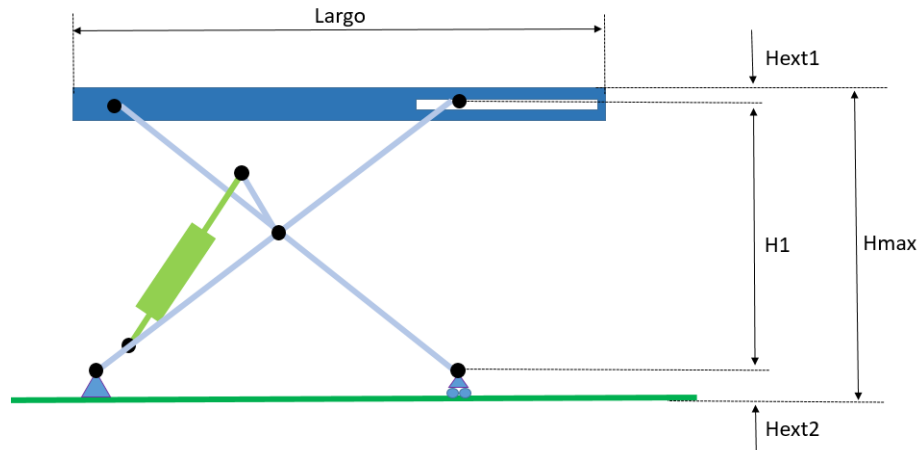


Figura 3-4: Distancia extra

Con esto, se puede calcular la distancia de la parte superior de la plataforma al piso (H). (ver Ecuación (3.8)).

$$H = (L1 + L3 + L5) * \sin \theta 1 + Hextra \quad (3.8)$$

Usando la herramienta Excel, se realiza el estudio y se obtienen los siguientes resultados:

- L1 = 0 mm
- L2 = 450 mm
- L3 = 450 mm
- L4 = 150 mm
- L5 = 450 mm
- L6 = 450 mm
- $\theta B = 35^\circ$

Se determina que la mejora posición para los cilindros será aquella en la que el nodo A y C coincidan, es decir, L1 = 0mm, ya que con esto se puede utilizar cilindros hidráulicos comunes y se evita utilizar modelos telescópicos.

Usando una herramienta CAD, se verifican los resultados como se ve en la Figura 3-5.

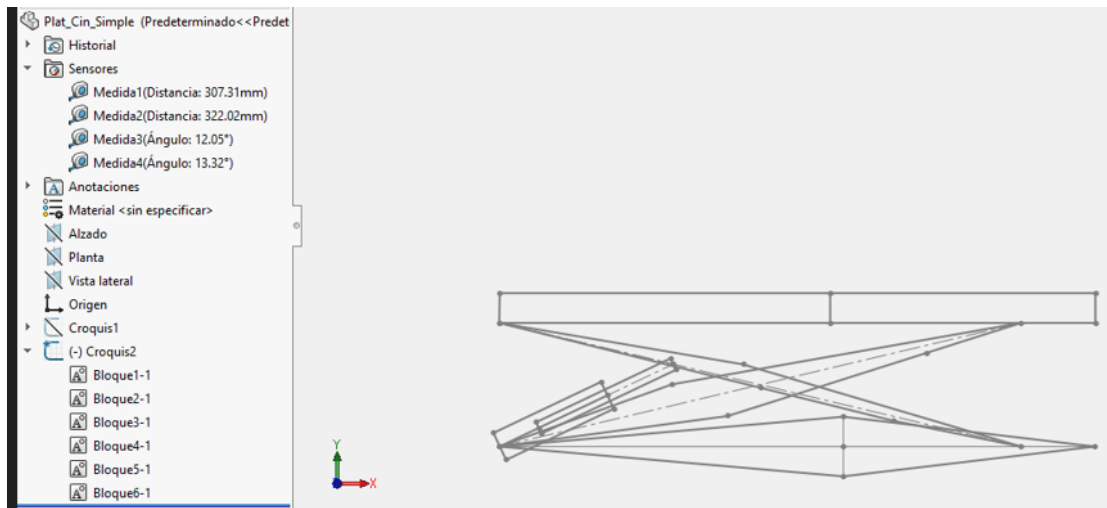


Figura 3-5: Verificaciones con CAD.

A partir de estos datos, también se obtienen los valores de entrada Theta 2 mínimo y máximo necesarios para lograr los valores de H requeridos:

- θ_2 mínimo = 8°
- θ_2 máximo = 45°

Por último, se obtienen los valores teóricos aproximados para la longitud y carrera de los cilindros hidráulicos:

- $L_{pmin} = 374 \text{ mm}$
- $L_{pmax} = 549 \text{ mm}$
- Carrera = 175 mm

Análisis dinámico

Se plantearán las ecuaciones de equilibrio de cada componente relevante y se armará un sistema de ecuaciones. Luego se armará un sistema matricial para la resolución del sistema. Los requerimientos generales son:

- Peso máximo a soportar = $P_{max} = 2 \text{ tn}$ (los motores más pesados futuros serán aprox de 1,25 tn, se toma este valor con coeficiente de seguridad 1,6)
- Peso máximo de plataforma = $P_{max} = 2 \text{ tn}$ (este valor se toma aproximado)

Debido a que se usarán 2 cilindros hidráulicos y a que la plataforma va a ser simétrica, los cálculos se harán con la mitad de la misma, con lo cual las fuerzas a tener en cuenta serán lo que se observan en la Figura 3-6.

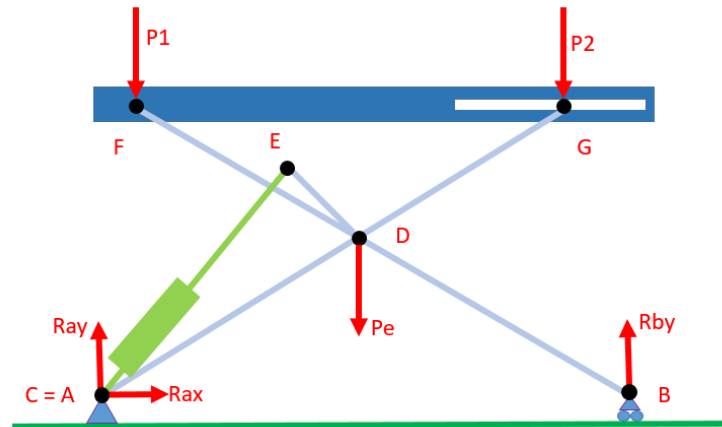


Figura 3-6: Fuerzas que interactúan.

Donde se considera que:

- $P1 = P2 = P_{max} / 4 = 500 \text{ kg}$
- $Pe = P_{max} / 2 = 1000 \text{ kg}$

Con esto, se plantean los diagramas de cuerpo libre de cada elemento como se ve en Figura 3-7.

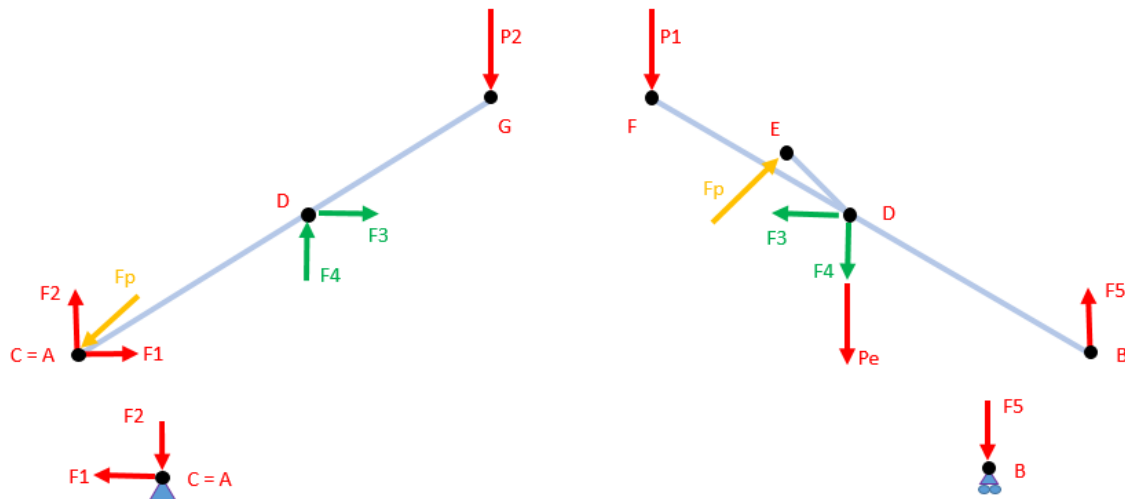


Figura 3-7: Diagramas de cuerpo libre

Según lo representado en la Figura 3-8: Distancias extras, se establecen las distancias extras $x1, x2, x3, x4, y1, y2, y3, y4$ y Rb con el fin de simplificar el planteo de las ecuaciones finales para cada barra (ver Ecuaciones (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13), (3.14), (3.15), (3.16)).

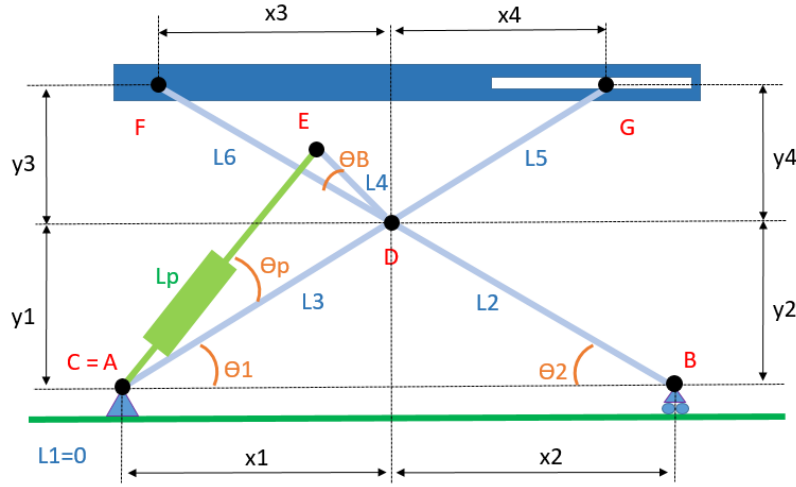


Figura 3-8: Distancias extras.

$$x1 = L3 * \cos \theta1 \quad (3.9)$$

$$x2 = L2 * \cos \theta2 \quad (3.10)$$

$$x3 = L6 * \cos \theta2 \quad (3.11)$$

$$x4 = L5 * \cos \theta1 \quad (3.12)$$

$$y1 = L3 * \sin \theta1 \quad (3.13)$$

$$y2 = L2 * \sin \theta2 \quad (3.14)$$

$$y3 = L6 * \sin \theta2 \quad (3.15)$$

$$y4 = L5 * \sin \theta1 \quad (3.16)$$

$$Rb = (x1 + x2) * \sin(\theta1 + \theta p) \quad (3.17)$$

Para la barra ADG (Barra 1) se plantea sumatorias de fuerzas en la dirección x e y. También sumatoria de momentos respecto a nodo A (ver Ecuaciones (3.18), (3.19) y (3.20)).

$$\sum F_x = F1 + F3 - Fp * \cos(\theta1 + \theta p) = 0 \quad (3.18)$$

$$\sum F_y = F2 + F4 - P2 - Fp * \sin(\theta1 + \theta p) = 0 \quad (3.19)$$

$$\sum M_A = F4 * x1 - F3 * y1 - P2 * (x1 + x4) = 0 \quad (3.20)$$

Para la barra BDF (Barra 2) se plantea sumatorias de fuerzas en la dirección x e y. También sumatoria de momentos respecto a nodo A (ver Ecuaciones (3.21), (3.22), (3.23)).

$$\sum F_x = -F3 + Fp * \cos(\theta1 + \theta p) = 0 \quad (3.21)$$

$$\sum F_y = F5 - F4 - Pe - P1 + Fp * \sin(\theta1 + \theta p) = 0 \quad (3.22)$$

$$\sum M_A = F4 * x2 + F3 * y2 + Pe * x2 + P1 * (x2 + x3) - Fp * Rb = 0 \quad (3.23)$$

Con esto, se arma un sistema matricial (ver Ecuación (3.24)).

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & -\cos(\theta1 + \theta p) \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -\sin(\theta1 + \theta p) \\ 0 & 0 & -y1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & \cos(\theta1 + \theta p) \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & \sin(\theta1 + \theta p) \\ 0 & 0 & y2 & x2 & 0 & -Rb \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \\ F4 \\ F5 \\ Fp \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ P2 \\ P2 * (x1 + x4) \\ 0 \\ P1 + Pe \\ -P1 * (x2 + x3) - Pe * x2 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Para resolverlo se utiliza el software Matlab. Se comienza calculando la parte cinemática y se obtiene la posición de cada nodo y los valores de H, con esto se verifica los datos iniciales calculados en Excel. Se pueden ver los resultados en la Figura 3-9.

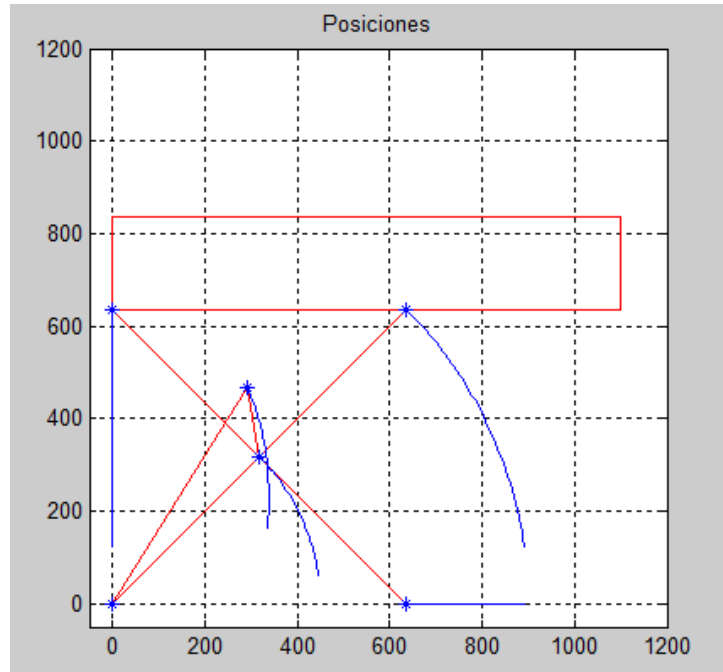


Figura 3-9: Posiciones de nodos.

Por último, se obtienen la gráfica de la fuerza de pistón respecto al ángulo Θ_1 (ver Figura 3-10) y la gráfica respecto a la suma entre Θ_P y Θ_1 (ver Figura 3-11).

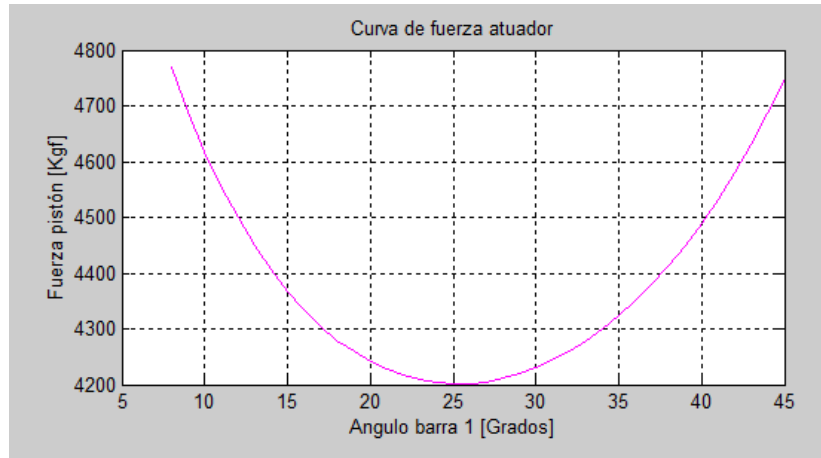


Figura 3-10: Fuerza pistón vs Θ_1 .

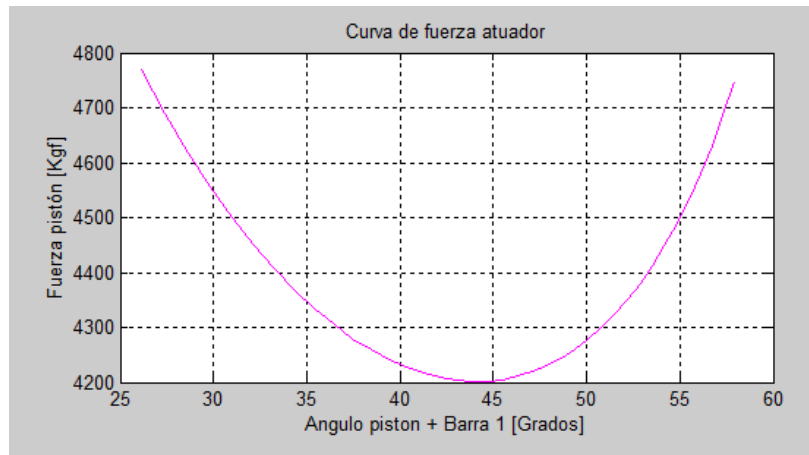


Figura 3-11: Fuerza pistón vs $(\Theta_P + \Theta_1)$.

Como era de esperarse se ve que la fuerza máxima se da al inicio y al final con los valores de ángulos más chicos y más grandes, ya que los cilindros realizan el empuje cruzado y la fuerza necesaria aumenta. Cuando la suma entre Θ_P y Θ_1 tiende a 45 grados se ve que la fuerza es la menor.

Para el dimensionamiento de los cilindros interesa la fuerza máxima y para qué ángulo de entrada se dará. En este caso es para el ángulo de entrada mínimo y su valor será aproximadamente 4770 kgf (ver Ecuación (3.25)).

$$F_{pmax} = F(\theta = 8^\circ) = 4768,5 \text{ kgf} \approx 4770 \text{ kgf} \quad (3.25)$$

Circuito hidráulico para elevación y bajada de la carga

Para realizar el movimiento de elevación y bajada de la carga, se define utilizar 2 cilindros hidráulicos de doble efecto sincronizados. Se realizará el cálculo de uno de los cilindros utilizando lo desarrollado en los análisis cinemático y dinámico, para posteriormente realizar el cálculo del caudal necesario.

Cálculo de cilindro hidráulico plataforma

Para el cálculo del cilindro hidráulico, se parte sabiendo que la presión será igual a la fuerza dividida el área de pistón (ver Ecuación (3.26)).

$$p = \frac{F}{A} \quad (3.26)$$

Tomando como datos de entrada, la fuerza de pistón máxima resultante del análisis dinámico (ver Ecuación (3.25)) y una presión máxima de diseño de 100 bares:

- $F_{pmax} = 4770 \text{ kgf}$
- $P = 100 \text{ bar}$

Primero, se obtiene el área mínima de pistón (ver Ecuación (3.27)).

$$A_{min} = \frac{F_{pmax}}{p_{diseño}} = \frac{4770 \text{ kgf}}{100 \text{ bar}} = 47,7 \text{ cm}^2 \quad (3.27)$$

Con esto, se calcula el radio mínimo de pistón (ver Ecuación (3.28)) y finalmente se obtiene el diámetro de pistón mínimo necesario (ver Ecuación (3.29)).

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{47,7 \text{ cm}^2}{\pi}} = 3,9 \text{ cm} \quad (3.28)$$

$$\varnothing_{pmin} = 2 * r = 7,79 \text{ cm} \approx 78 \text{ mm} \quad (3.29)$$

Selección de componentes cilindro hidráulico plataforma

Buscando en catálogos se observa que cilindros estándar con la relación de carrera y tamaño de pistón que se necesita, son difíciles de encontrar. Sin embargo, las empresas de fabricación de cilindros hidráulicos, los diseñan también bajo pedido dependiendo la necesidad, con lo cual esto no sería un inconveniente. En base a lo descrito, no se realizarán planos de detalles de todos los componentes ya que los cilindros serán estándar y se harán solo planos de conjunto.

Para el armado de los 3D, se toma como referencia los compometes vendidos por la empresa Salvador Palao SA de Rosario. Según Catálogo de su Linea de productos estándar [11], se selecciona:

- Tubo Bruñido de 4" con diámetro interior 101,6 mm (ver Figura 3-12).



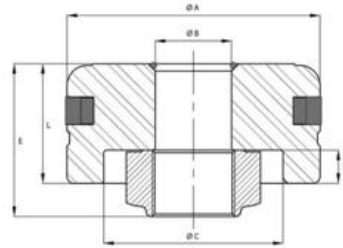
Serie 1
Tubos Bruñidos

DESCRIPCION	Ø INTERIOR	Ø EXTERIOR	CODIGO
Ø2"	50.8	60.3	10 200
Ø2" PG	50.8	63.5	11 200
Ø2½" PF	63.5	73.5	10 250
Ø2½"	63.5	76.2	11 250
Ø3"	76.2	88.9	10 300
Ø3½"	88.9	101.6	10 350
Ø4"	101.6	114.3	10 400
Ø4½"	114.3	127	10 450

Figura 3-12: Tubos Bruñidos Palao [11].

- Conjunto Pistón fundición gris, sello compuesto tipo fluoropack de 4"x27 (ver Figura 3-13).

Conjunto Pistón
fundición gris,
sello compuesto tipo
fluoropack



DESCRIPCION	ØA TUBO	ØB ESPIGA	ØC	D	L	E	COD. (PISTON SOLO)	COD. (CONJUNTO)
Ø2"x3/4"	50.8	19.05	0	0	20	39	50 200 100	50 200 100 0
Ø2½"x16	63.5	16	45	10	36	46	50 250 100	50 250 100 0
Ø2½"x23	63.5	23	45	10	36	46	50 250 125	50 250 125 0
Ø3"x23	76.2	23	54	10	36	46	50 300 125	50 300 125 0
Ø3"x27	76.2	27	54	10	36	46	50 300 175	50 300 175 0
Ø3"x35	76.2	35	54	10	36	51	50 300 200	50 300 200 0
Ø3½"x27	88.9	27	54	11	37	46	50 350 175	50 350 175 0
Ø3½"x35	88.9	35	54	11	37	51	50 350 200	50 350 200 0
Ø4"x27	101.6	27	65	11	37	46	50 400 175	50 400 175 0
Ø4"x35	101.6	35	65	11	37	51	50 400 200	50 400 200 0

Figura 3-13: Conjunto Pistón Palao [11].

- Barra Cromada de 50mm (ver Figura 3-14).

Serie 2 . Vástagos
Barras Cromadas



Ø	CODIGO	Ø	CODIGO	Ø	CODIGO
16	20 160	36	20 360	63.5	20 635
19.05	20 190	38	20 380	65	20 650
20	20 200	38.1	20 381	70	20 700
22	20 220	40	20 400	75	20 750
22.22	20 222	42	20 420	76.2	20 762
25	20 250	44.45	20 444	80	20 800
25.4	20 254	45	20 450	82.55	20 825
28	20 280	50	20 500	85	20 850
28.57	20 285	50.8	20 508	88.9	20 889
30	20 300	54	20 540	90	20 900

Figura 3-14: Barra Cromada Palao [11].

- Conjunto Tapa Guía con tuerca roscada al tubo de Sdas 4"x2" (ver Figura 3-15).



Figura 3-15: Conjunto Tapa Palao [11].

Cálculo de caudal cilindros hidráulicos plataforma

Se tienen en cuenta los siguientes datos de entrada:

- Cantidad de cilindros: 2.
- t = Tiempo de ascenso = 15 seg.
- z = Carrera de cilindro = 175 mm.
- dp = Diámetro de piston 4" = 101,6 mm.

Primero se calcula la velocidad de funcionamiento del cilindro (ver Ecuación (3.30)).

$$V = \frac{z}{t} = \frac{175}{15} = 11,66 \frac{mm}{s} = 1,16 \frac{cm}{s} \approx 0,012 \frac{m}{s} \quad (3.30)$$

Luego se calcula el área en base al área de pistón elegida (ver Ecuación (3.31)).

$$A = r^2 * \pi = 0,0508^2 * \pi = 0,0081 m^2 \quad (3.31)$$

Por último, se calcula el caudal (ver Ecuación (3.32)).

$$Q = V * A = 0,0000946 \frac{m^3}{seg} \approx 5,68 \frac{litros}{min} \quad (3.32)$$

Debido a que se tendrán 2 cilindros, el caudal total sería el doble a lo calculado (ver Ecuación (3.33)).

$$Q_{total} = 2 * Q \approx 11,4 \frac{litros}{min} \quad (3.33)$$

Con el fin de no tener problemas ni estar justos y, teniendo en cuenta que habrá pérdidas de carga debidas a los componentes del circuito, se seleccionará una bomba que entregue un caudal mayor a 12 l/min para una presión de 100 bar.

Circuito hidráulico para freno rodillos

Para evitar el movimiento lateral de la carga (en la dirección perpendicular a los rodillos) se decide tomar como base lo que hay actualmente y utilizar un sistema hidráulico para el bloqueo de 8 rodillos de la plataforma, 4 rodillos de los extremos y 4 centrales. A modo esquemático, se muestran 2 situaciones donde actuaría el freno de los rodillos para mantener la carga inmóvil:

- Cuando se aplique a la carga una fuerza externa lateral de forma imprevista (ver Figura 3-16).

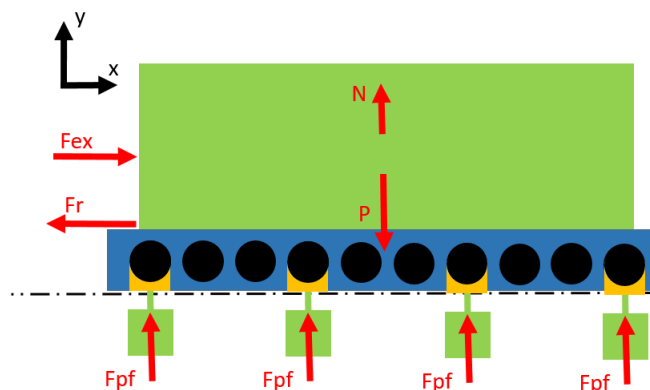


Figura 3-16: Fuerza externa aplicada a la carga.

- Cuando la plataforma por alguna razón imprevista se incline (ver
- Figura 3-17).

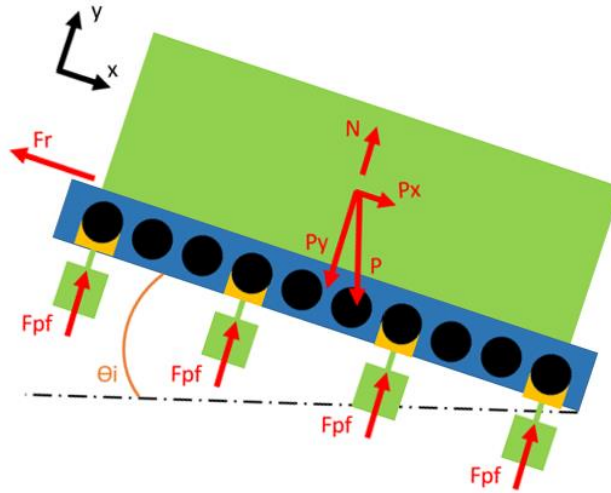


Figura 3-17: Plataforma inclinada.

Se sabe que la fuerza de roce dependerá del valor de la normal y el coeficiente de roce estático (ver Ecuación (3.34)).

$$Fr = \mu_e * N \quad (3.34)$$

Cálculo máxima inclinación soportada

Se va a determinar el ángulo de inclinación máximo para el cual la carga se mantendrá sin deslizar, considerando que los rodillos siempre se mantienen fijos.

Según la Figura 3-17, se realiza sumatoria de fuerzas para la carga sobre la plataforma (ver Ecuaciones (3.35) y (3.36)).

$$\sum F_x = P * \sin \theta_i - Fr = 0 \quad (3.35)$$

$$\sum F_y = N - P * \cos \theta_i = 0 \quad (3.36)$$

A partir de la Ecuación (3.35), se obtiene la fuerza de roce necesaria para evitar el deslizamiento (ver Ecuación (3.37)).

$$Fr_n = P * \sin \theta_i \quad (3.37)$$

A partir de la Ecuación (3.36), se obtiene el valor de la fuerza normal (ver Ecuación (3.38)).

$$N = P * \cos \theta_i \quad (3.38)$$

Con esto, se calcula la fuerza de roce real que se tendrá en base a la inclinación (ver Ecuación (3.39)).

$$F_{rr} = \mu_e * N = \mu_e * P * \cos \theta_i \quad (3.39)$$

Se puede considerar que la carga se mantendrá sin deslizarse mientras se cumpla que la fuerza real sea mayor que la fuerza necesaria (ver Ecuación (3.40)).

$$F_{rr} > F_{rn} \quad (3.40)$$

Con lo cual, a partir de la Ecuación (3.40), se obtiene que el ángulo de inclinación máximo será menor al arcotangente del coeficiente de roce estático (ver Ecuación (3.41)).

$$\theta_{i\max} < \tan^{-1} \mu_e \quad (3.41)$$

Analizando el resultado de la Ecuación (3.41), se concluye que más allá del peso de la carga, el máximo valor de inclinación dependerá del coeficiente de roce estático. Siendo que los rodillos a utilizar serán de acero y a que los motores se apoyarán sobre racks de acero, se toma que el valor de coeficiente estático será 0,74 (ver Figura 3-18).

MATERIALES	μ_e	μ_d
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Cobre sobre cobre	0,53	0,36
Latón sobre acero	0,51	0,44
Zinc sobre fundición de hierro	0,85	0,21
Cobre sobre fundición de hierro	1,05	0,29

Figura 3-18: Coeficientes de roce estáticos [4].

Con este dato y la Ecuación (3.41), se calcula el máximo ángulo de inclinación teórico para el cual la carga se mantendrá inmóvil sin deslizar (ver Ecuación (3.42)).

$$\theta_{imaxt} < 36,5^\circ \quad (3.42)$$

Este valor se entiende como teórico ya que se están descartando diferentes cuestiones extras como el estado de las superficies, su rugosidad, entre otras. Considerando esto, se toma como aproximación que el ángulo máximo de inclinación real para el cual la carga se mantendrá inmóvil sin deslizar, será el 50% del valor teórico (ver Ecuación (3.43)).

$$\theta_{imaxr} \leq 18,25^\circ \approx 18^\circ \quad (3.43)$$

Análisis dinámico freno de rodillos

Siendo que se requiere mantener los rodillos afectados normalmente frenados en todo momento, se calculará las fuerzas necesarias para lograr esto.

Considerando que los rodillos giran cuando la carga se mueve perpendicularmente a la dirección de su eje y en base la fuerza de roce generada entre la carga y el rodillo, si mantenemos los rodillos frenados, la mayor exigencia para este freno se dará cuando la fuerza de roce sea máxima. Según la Ecuación (3.39), la fuerza de roce real depende del coeficiente de roce estático, del peso de la carga y del ángulo de inclinación, con lo cual se concluye que cuando la inclinación es nula y el peso es máximo, la fuerza de roce es mayor (ver Ecuación (3.44)).

$$F_{rmax} (\theta_i = 0^\circ) = \mu_e * P * \cos \theta_i = \mu_e * P_{max} \quad (3.44)$$

A partir de esto, para el cálculo de la fuerza para freno de rodillos, se analizará la condición donde la inclinación es nula y se aplica una fuerza externa a la carga (ver Figura 3-19).

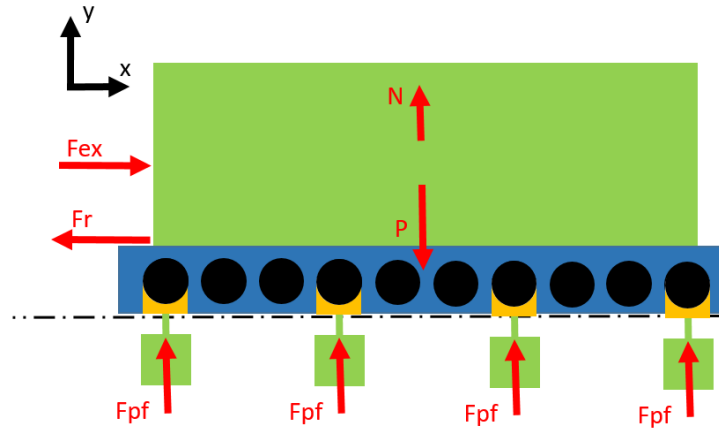


Figura 3-19: Plataforma con inclinación nula y fuerza externa aplicada.

En base a la Figura 3-19, se realiza la sumatoria de fuerzas en las direcciones x e y (ver Ecuaciones (3.45) y (3.46)).

$$\sum F_x = F_{ex} - F_r = 0 \quad (3.45)$$

$$\sum F_y = N - P = 0 \quad (3.46)$$

Si bien la fuerza de roce real depende del peso, interesa la situación en la que se intenta mover la carga con una fuerza externa y genera una reacción en los rodillos (ver Ecuación (3.47)).

$$F_{ex} = F_r \quad (3.47)$$

Con lo cual, la mayor exigencia para el sistema de freno de los rodillos se dará cuando externa sea igual a la fuerza de roce máxima, ya que si la fuerza externa supera este valor, la carga deslizaría (ver Ecuación (3.48)).

$$F_{ex} = F_{rmax} \quad (3.48)$$

Considerando como dato:

- Peso máximo a soportar = $P_{max} = 2 \text{ tn}$
- Coeficiente de roce estático (Acero sobre Acero) = 0,74 [3]

Se obtiene el valor de la fuerza de roce máxima para un rodillo (ver Ecuación (3.49)).

$$Fr_{max1} = \mu_e * \frac{2000kgf}{8} = 0,74 * 250kgf = 185kgf \quad (3.49)$$

A partir de este desarrollo previo, se pasa a analizar en detalle las fuerzas que intervendrán en un rodillo frenado, realizando diagrama de cuerpo libre (ver **Figura 3-20**).

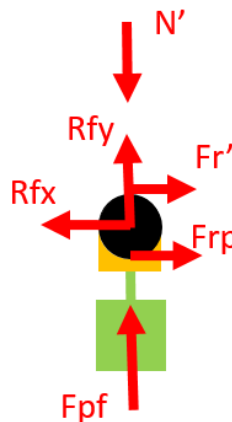


Figura 3-20: Diagrama de cuerpo libre rodillo frenado.

De la **Figura 3-20**, se tiene que:

- N' = Reacción de la fuerza normal
- Fr' = Reacción de la fuerza de rozamiento
- Rfy = Reacción del soporte central en la dirección y
- Rfx = Reacción del soporte central en la dirección x
- Fpf = Fuerza de pistón para freno
- Frp = Fuerza de roce entre rodillo y la zapata de freno del cilindro
- r = Radio del rodillo

Con esto se plantea la sumatoria de fuerzas en la dirección x e y junto con la sumatoria de momentos en el punto central del rodillo (ver Ecuaciones (3.50), (3.51) y (3.52)).

$$\sum F_x = Fr' + Frp - Rfx = 0 \quad (3.50)$$

$$\sum F_y = Fpf + Rfy - N' = 0 \quad (3.51)$$

$$\sum M_s = Frp * r - Fr' * r = 0 \quad (3.52)$$

Para el estudio que se desea realizar, se puede descartar las ecuaciones de la sumatorias de fuerza en las direcciones x e y, descartando así la influencia de Rfy y Rfx. Con esto, de la sumatoria de momentos nos queda que la fuerza de roce entre rodillo y la zapata de freno del cilindro, es igual a la reacción de la fuerza de rozamiento (ver Ecuación (3.53)).

$$Frp = Fr' \quad (3.53)$$

La fuerza de roce entre rodillo y la zapata de freno del cilindro, dependerá del coeficiente de roce estático entre la zapata y el rodillo y de la fuerza de pistón para freno (ver Ecuación (3.54)).

$$Frp = \mu_e * Fpf \quad (3.54)$$

Para la reacción de la fuerza de rozamiento, tomamos el valor máximo de la fuerza de rozamiento para un cilindro (ver Ecuación (3.55)).

$$Fr' = Fr_{max1} = \mu_e * P_{max} \quad (3.55)$$

Con lo cual, siendo que el coeficiente de roce estático entre el rodillo siempre será para acero sobre acero en todos los casos, nos queda que la fuerza de pistón máxima para mantener un rodillo frenado será igual al peso máximo de la carga dividido la cantidad de rodillos frenados (ver Ecuación (3.56)).

$$Fpf_{max} = \frac{Frp}{\mu_e} = \frac{Fr'}{\mu_e} = \frac{\mu_e * \frac{P_{max}}{8}}{\mu_e} = \frac{P_{max}}{8} = 250 \text{ kgf} \quad (3.56)$$

Cálculo de cilindro hidráulico freno

Se define que cada cilindro sea normalmente abierto con resorte, es decir, que la fuerza de pistón para freno se aplique mediante resorte. (ver Ecuación (3.57)).

$$F_{res} = F_{pfmax} \quad (3.57)$$

Cuando sea necesario la liberación de los rodillos, se aplicará una presión hidráulica que permita el cierre del cilindro, es decir, una fuerza para cierre (F_{pc}) superior a la fuerza de resorte (ver Ecuación (3.58)).

$$F_{pc} > F_{res} \quad (3.58)$$

Para el cálculo considerando una fuerza para cierre 1,5% mayor que la fuerza de resorte (ver Ecuación (3.59)).

$$F_{pc} = F_{res} * 1,5 = 250 \text{ kgf} * 1,5 = 375 \text{ kgf} \quad (3.59)$$

Consideramos una presión de diseño de 50 bares tendremos que el área mínima necesaria debe ser igual a la fuerza para cierre debido la presión de diseño (ver Ecuación (3.60)).

$$A_{min} = \frac{F_{pc}}{p_{diseño}} = \frac{375 \text{ kgf}}{50 \text{ bar}} = 7,5 \text{ cm}^2 \quad (3.60)$$

Al estar hablando del cierre, la cara en contacto con el fluido tendrá un área de contacto total que será el área de pistón menos el área del eje (ver Ecuación (3.61))

$$A_{ctotal} = A_{pistón} - A_{eje} \quad (3.61)$$

Si se considerará un eje cuyo radio (r_e) sea la mitad del radio del pistón (r_p) (ver Ecuación (3.62)), desarrollando la ecuación (3.61) se calcula el valor del radio del pistón (ver Ecuación (3.63)).

$$r_e = \frac{r_p}{2} \quad (3.62)$$

$$r_p = \sqrt{\frac{4 * 7,5 \text{ cm}^2}{3 * \pi}} = 1,78 \text{ cm} \quad (3.63)$$

Y con esto se obtiene el valor de diámetro mínimo de pistón y diámetro mínimo de eje serán (ver Ecuaciones (3.64) y (3.65)).

$$\phi_{pmin} = 2 * r_p = 3,57 \text{ cm} = 36 \text{ mm} \quad (3.64)$$

$$\phi_{emin} = 2 * \frac{r_p}{2} = 1,78 \text{ cm} = 17,8 \text{ mm} \quad (3.65)$$

Selección de componentes cilindro hidráulico freno

En base a los resultados obtenidos en el análisis dinámico, para la construcción de los cilindros hidráulicos para freno se tomará:

- Diámetro pistón = 1-1/2" = 38,1mm
- Diámetro eje = 5/8" = 15,88mm

Con esto, se calcula el área de contacto total final para esta selección de componentes (ver Ecuación (3.66)).

$$A_{ctotalf} = \pi * r_p^2 - \pi * r_e^2 = 9,42 \text{ cm}^2 \quad (3.66)$$

En base a la presión de diseño de 50 bar, se calcula la fuerza para cierre final que queda (ver Ecuación (3.67)).

$$F_{pcf} = P * A_{ctotal} = 471 \text{ kgf} \quad (3.67)$$

Para generar la fuerza normal de freno, se usarán arandelas tipo mulle de platillos DIN 2093. Se puede observar la explicación de su funcionamiento en la **Figura 3-21**.

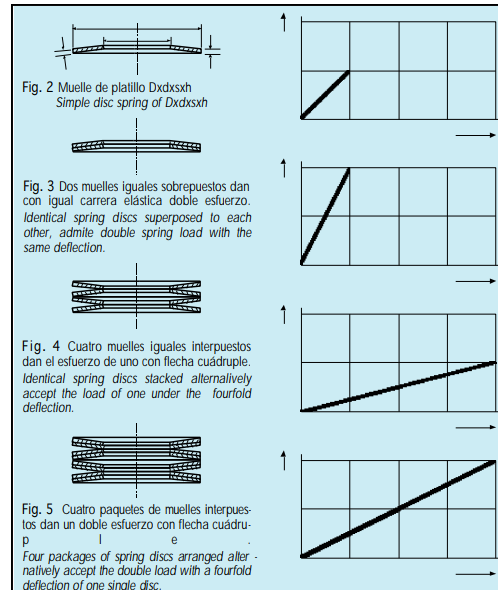
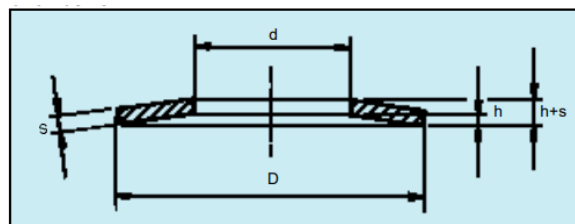


Figura 3-21: Funcionamiento arandelas DIN 2093 [12].

Se seleccionan arandelas DIN 2093 serie B de diámetro externo de 35,5mm (ver **Figura 3-22**).



D	d	SERIE A										SERIE B									
		Código o Code	s	h	h + s	P en Kg., f en mm. P in Kg., f in mm.						Código Code	s	h	h + s	P en Kg., f en mm. P in Kg., f in mm.					
						f= 0,25 h.		f= 0,50 h.		f= 0,75 h.						f= 0,25 h.		f= 0,50 h.		f= 0,75 h.	
						P	f	P	f	P	f					P	f	P	f	P	f
8	4,2	9.001	0,4	0,20	0,60	8	0,050	15	0,100	21	0,150	9.040	0,3	0,25	0,55	5	0,062	9	0,125	12	0,187
10	5,2	9.002	0,5	0,25	0,75	12	0,062	23	0,125	34	0,187	9.041	0,4	0,30	0,70	9	0,075	16	0,150	21	0,225
12,5	6,2	9.003	0,7	0,30	1,00	24	0,075	47	0,150	67	0,225	9.042	0,5	0,35	0,85	12	0,087	22	0,175	30	0,262
14	7,2	9.004	0,8	0,30	1,10	29	0,075	56	0,150	82	0,225	9.043	0,5	0,40	0,90	12	0,100	22	0,200	29	0,300
16	8,2	9.005	0,9	0,35	1,25	37	0,087	72	0,175	105	0,262	9.044	0,6	0,45	1,05	17	0,112	31	0,225	42	0,337
18	9,2	9.006	1,0	0,40	1,40	46	0,100	90	0,200	130	0,300	9.045	0,7	0,50	1,20	24	0,125	43	0,250	58	0,375
20	10,2	9.007	1,1	0,45	1,55	56	0,112	108	0,225	156	0,337	9.046	0,8	0,55	1,35	31	0,137	56	0,275	77	0,412
22,5	11,2	9.008	1,25	0,50	1,75	71	0,125	137	0,250	198	0,375	9.047	0,8	0,65	1,45	31	0,162	55	0,325	73	0,487
25	12,2	9.009	1,5	0,55	2,05	107	0,137	207	0,275	300	0,412	9.048	0,9	0,70	1,60	37	0,175	66	0,350	88	0,525
28	14,2	9.010	1,5	0,65	2,15	107	0,162	204	0,325	293	0,487	9.049	1,0	0,80	1,80	49	0,200	85	0,400	115	0,600
31,5	16,3	9.011	1,75	0,70	2,45	144	0,175	276	0,350	400	0,525	9.050	1,25	0,90	2,15	82	0,225	146	0,450	197	0,675
35,5	18,3	9.012	2,0	0,80	2,80	192	0,200	370	0,400	536	0,600	9.051	1,25	1,00	2,25	75	0,250	132	0,500	175	0,750
40	20,4	9.013	2,25	0,90	3,15	240	0,225	461	0,450	668	0,675	9.052	1,5	1,15	2,65	114	0,287	202	0,575	270	0,862
45	22,4	9.014	2,5	1,0	3,50	285	0,250	548	0,500	795	0,750	9.053	1,75	1,30	3,05	157	0,325	278	0,650	375	0,975

Figura 3-22: Selección de arandelas DIN 2093 [12].

Se usarán 9 arandelas por cilindro, armando paquetes con 3 arandelas sobrepuestas y usando 3 paquetes interpuestos.

En base a la Figura 3-22 [4], se obtienen los siguientes datos:

- $h_1 = 1 \text{ mm}$
- $s_1 = 1,25 \text{ mm}$

Con lo cual, se calcula la distancia máxima y mínima ocupada por las arandelas (ver Ecuaciones (3.68) y (3.69)).

$$La_{max} = (1,25 * 3 + 1) * 3 = 14,25 \text{ mm} \quad (3.68)$$

$$La_{min} = 1,25 * 3 * 3 = 11,25 \text{ mm} \quad (3.69)$$

Se calcula la carrera máxima de los cilindros hidráulicos para freno (ver Ecuación (3.70)).

$$C_{max} = La_{max} - La_{min} = 3 \text{ mm} \quad (3.70)$$

A su vez, a partir de la Figura 3-22 [4], para un solo muelle se obtienen los valores de flecha:

- $F_{res1} (f=0,25) = 75 \text{ kg}$
- $F_{res1} (f=0,50) = 132 \text{ kg}$
- $F_{res1} (f=0,75) = 175 \text{ kg}$

Con lo que se calcula los valores de fuerza de resorte según la disposición final elegida (ver Ecuaciones (3.71), (3.72) y (3.73)).

$$Fres (f = 0,75) = Fres1 (f = 0,25) * 3 = 225 \text{ kg} \quad (3.71)$$

$$Fres (f = 1,5) = Fres1 (f = 0,50) * 3 = 396 \text{ kg} \quad (3.72)$$

$$Fres (f = 2,25) = Fres1 (f = 0,75) * 3 = 525 \text{ kg} \quad (3.73)$$

A modo de resumen de los datos obtenidos, en la condición de freno normal, el conjunto de muelles dentro de cada cilindro deben quedar con una flecha constante entre 0,75mm y 1,5mm, lo cual generará una fuerza de resorte entre 225kg y 396kg, es decir, similar a la fuera de freno deseada, la cual era 375kgf (Ver Ecuación (3.59))

Para liberar los rodillos, se va a generar una fuerza para cierre de 471 kgf (ver Ecuación (3.67)), lo cual contrarrestará a la fuerza de resorte inicial y moverá la zapata hacia abajo hasta que se igualen la fuerza para cierre y la fuerza de resorte.

Cálculo del caudal para cilindros hidráulicos freno

Se tienen en cuenta los siguientes datos de entrada:

- Tiempo de descenso (t): 1 seg
- zf = Carrera de cilindro de freno: 3 mm
- dp = Diámetro de pistón = 38,1 mm = 0,0381 m
- de = Diámetro de eje = 15,8 mm = 0,0195 m

Se calcula la velocidad de funcionamiento de un cilindro (ver Ecuación (3.74)).

$$V = \frac{z}{t} = \frac{3}{1} = 3 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,3 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,003 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.74)$$

Se calcula el área en base al área de pistón elegida (ver Ecuación (3.75)).

$$A_{total} = 9,42 \text{ cm}^2 = 0,000942 \text{ m}^2 \quad (3.75)$$

Se calcula el caudal por cilindro (ver Ecuación (3.76)).

$$Q_{cil} = V * A = 0,0000028 \frac{m^3}{seg} = 0,16 \frac{litros}{min} \quad (3.76)$$

Como se tienen 8 cilindros, se calcula el caudal total necesario para el sistema de freno (ver Ecuación (3.77)).

$$Q_{totalfr} = Q_{cil} * 8 = 1,3 \frac{litros}{min} \quad (3.77)$$

Siendo que por seguridad, la liberación de los cilindros de freno se activará solo cuando la plataforma esté abajo y cuando no se estén moviendo los cilindros hidráulicos de plataforma, se diseñará de tal forma que nunca trabajarán al mismo tiempo el sistema de elevación y bajada con el sistema de freno, con lo cual la bomba de 12 l/min que se había seleccionado para elevar la plataforma, también servirá para el sistema de freno.

Circuito hidráulico general

Considerando que se tienen 2 cilindros hidráulicos de doble efecto para el movimiento de elevación y bajada, es importante que los mismos se encuentran sincronizados, ya que si la carga no está bien en el centro, uno de los 2 cilindros debería soportar un mayor esfuerzo y por ende se podría dar la inclinación de la plataforma (ver **Figura 3-23**).

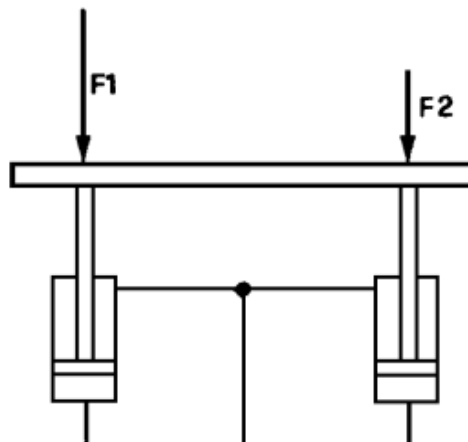


Figura 3-23: Carga descentrada.

Para esto se utilizarán válvulas reguladoras de caudal con un puente hidráulico de válvulas antirretorno. A su vez, para el manejo de en conjunto de este sistema con el de freno, se utilizarán electroválvulas direccionales, las cuales permitirán liberar los frenos solo cuando la plataforma esté abajo. El resto de los elementos serán los típicos de cualquier circuito hidráulico estándar.

Para corroborar el funcionamiento, se usa el simulador de fluid sim para hidráulica y se simulan 3 casos:

- Elevación plataforma: Cilindros extendidos (ver **Figura 3-24**).

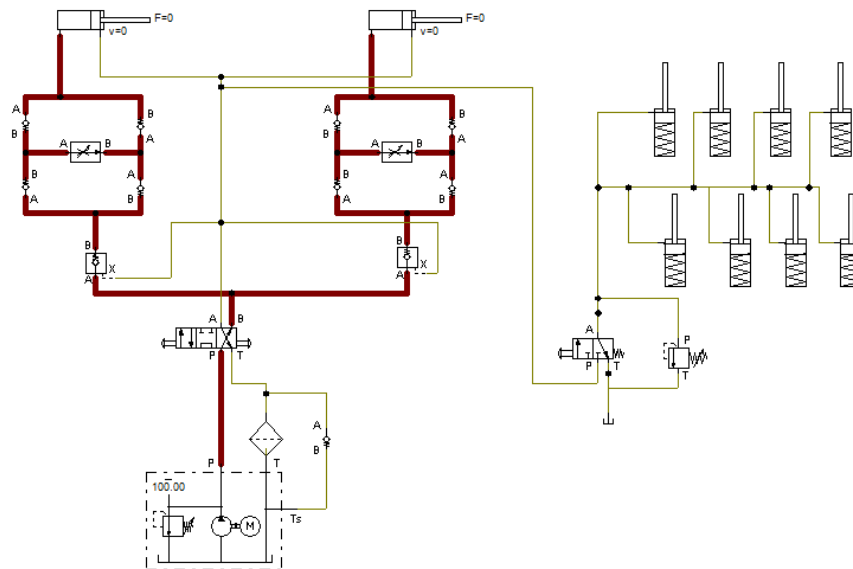


Figura 3-24: Elevación plataforma.

- Bajada plataforma: Cilindros contrayéndose (ver Figura 3-25).

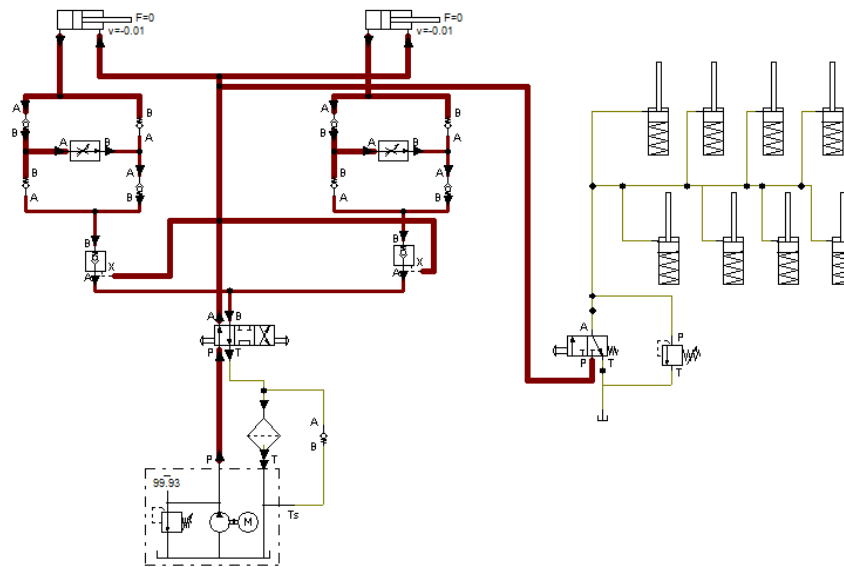


Figura 3-25: Bajada plataforma.

- Liberación de freno con plataforma baja: Cilindros freno contraídos (ver Figura 3-26).

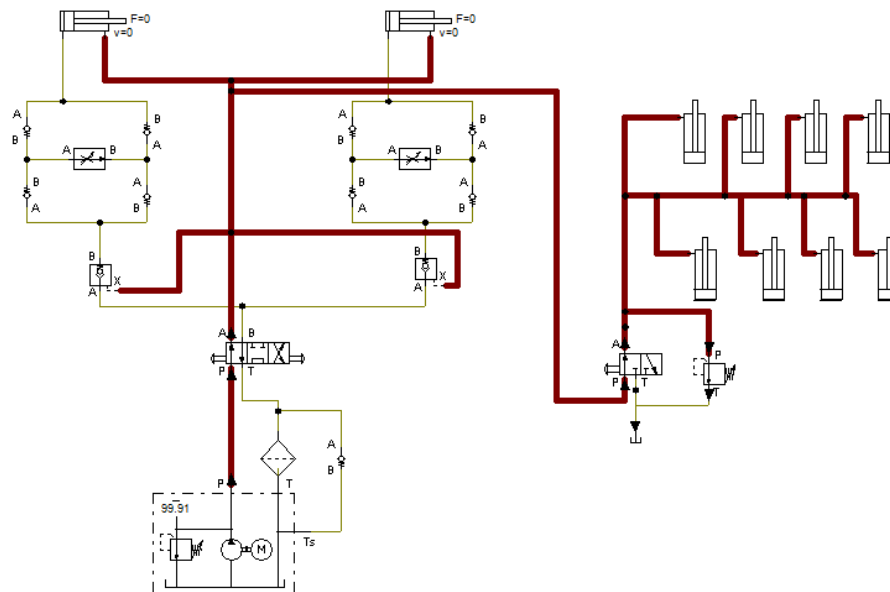


Figura 3-26: Liberación del freno.

El esquema final del circuito se puede observar en la **Figura 3-27**.

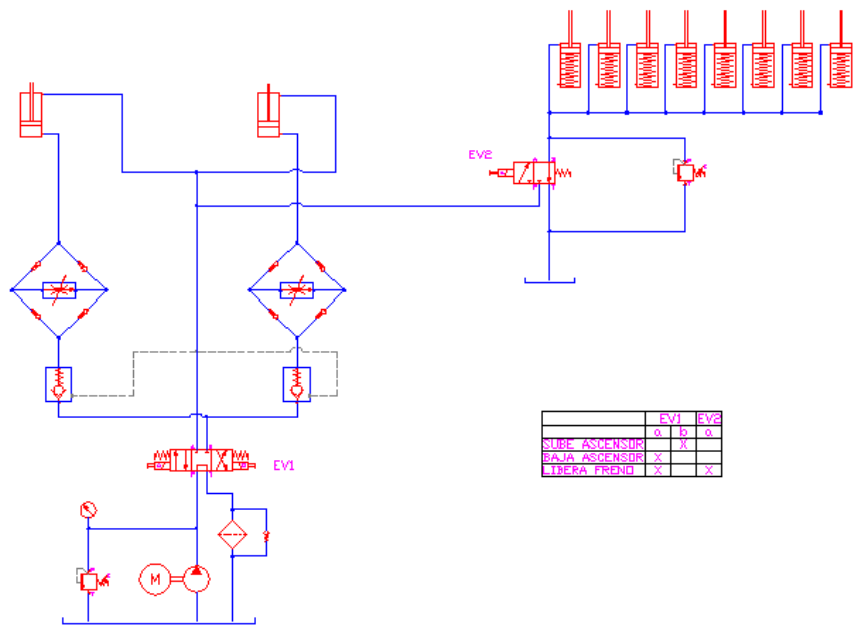


Figura 3-27: Esquema final circuito hidráulico general.

Capítulo 4: Desarrollo técnico Carro

Para lograr el movimiento hacia atrás y hacia adelante de la plataforma, se usa como referencia el sistema actual, donde se tiene la plataforma montada sobre un carro, el cual permite este movimiento. Como mejora, se considera uno de los inconvenientes del carro actual, el cual consiste en que la persona no puede moverse con libertad en la parte trasera del motor, ya que debe mover sobre las tapas de los mandos del carro, es decir, una zona no pensada para caminar y que está a 35cm del piso (ver Figura 4-1).



Figura 4-1: Zona insegura de carro actual.

Por este motivo, se desarrollará un carro más largo que el actual, el cual dispondrá de una zona central pensada para caminar y moverse en la parte trasera del motor de forma segura. Se plantea como objetivo, que esta zona se encuentre a un máximo de 14cm del piso para que la persona no deba subir un gran escalón todo el tiempo y se mejore la ergonomía.

Análisis cinemático

Los requerimientos generales son:

- Distancia a recorrer = $d_c = 1800\text{mm}$.
- Tiempo = $t = 7 \text{ seg}$.

Se tiene como datos:

- Carga máxima de plataforma = $m_{cp} = 2 \text{ tn.}$
- Masa plataforma (suposición) = $m_p = 2 \text{ tn.}$
- Masa carro (suposición) = $m_c = 2 \text{ tn.}$

Con estos datos se calcula primero la velocidad lineal necesaria (ver Ecuación (4.1)).

$$v_{cmx} = \frac{dc}{t} = 0,257 \frac{m}{seg} \quad (4.1)$$

Siendo que parte del reposo, se necesita calcular la fuerza inercial en la etapa de aceleración. Suponiendo un tiempo de aceleración de 1seg, se puede calcular la aceleración línea necesaria (ver Ecuación (4.2)).

$$a_{cmx} = \frac{V_{cmx}}{t_{acel}} = 0,257 \frac{m}{seg} \quad (4.2)$$

Análisis dinámico

Se utilizará a modo de referencia, un esquema general de dinámica de automóvil (ver Figura 4-2).

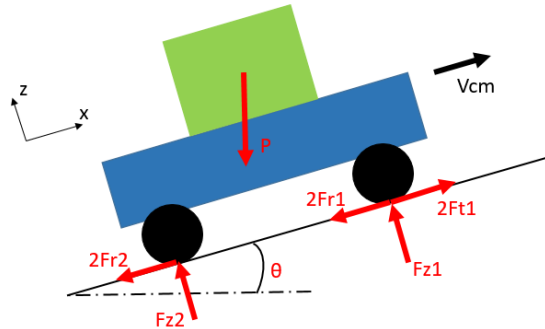


Figura 4-2: Esquema dinámica de automóvil.

Para el cálculo de la fuerza de tracción se realiza la la sumatoria de las fuerzas en la dirección x (ver Ecuación (4.3)).

$$\sum F_x = F_t - F_r - F_i - F_a = F_n \quad (4.3)$$

El detalle de cada una de las fuerzas que intervienen, se puede observar en las ecuaciones (4.4), (4.5), (4.6), (4.7) y (4.8).

$$F_n = F_{neta} = m * a \quad (4.4)$$

$$F_r = F_{rodadura} = m * g * \frac{\mu_r}{R} = m * g * c_{rr} \quad (4.5)$$

$$F_i = F_{inclinación} = m * g * \text{sen}(\theta) \approx 0 \quad (4.6)$$

$$F_a = F_{aerodinámica} = \frac{1}{2} * C_d * A * \rho * v^2 \approx 0 \quad (4.7)$$

$$F_t = F_{tracción} \quad (4.8)$$

Siendo que se planea utilizar una superficie sin inclinación y que se trabajará a bajas velocidades donde no interfiere la fuerza aerodinámica, se consideran nulas la fuerza de inclinación y la fuerza aerodinámica (ver Ecuaciones (4.6) y (4.7)). Por esto, queda la que fuerza de tracción dependerá de la fuerza neta y de la fuerza de rodadura (ver Ecuación (4.9)).

$$F_t = m * a + m * g * \frac{\mu_r}{R} \quad (4.9)$$

Estado transitorio (arranque)

Se comienza calculando la masa total que se tendrá (ver Ecuación (4.10)).

$$m = m_{cp} + m_p + m_c \quad (4.10)$$

Para la primera etapa del movimiento, es decir, cuando el carro acelera, se calcula la fuerza neta utilizando utilizando la masa total y la aceleración línea calculada en análisis cinemático (ver Ecuaciones (4.2) y (4.11)).

$$F_n = F_{neta} = m * a_{cmx} = 1542 \text{ N} \quad (4.11)$$

A su vez, se necesita calcular la fuerza de rodadura, para lo cual se toma como coeficiente de resistencia a la rodadura (μ_{rod}) el valor de 0,5mm, considerando que se usarán ruedas de acero sobre rieles de acero (ver **Figura 4-3**).

Rolling Resistance Coefficient		
c	c_l (mm)	
0.001 - 0.002	0.5	railroad steel wheels on steel rails
0.001		bicycle tire on wooden track
0.002 - 0.005		low resistance tubeless tires
0.002		bicycle tire on concrete

Figura 4-3: Coeficientes de resistencia a la rodadura típicos [13].

Consierando además los siguientes datos :

- Radio de rueda = $r = 75$ cm
- $g = 0,8$ m/seg²

Se calcula la fuerza de rodadura (ver Ecuación (4.12)).

$$F_r = F_{rodadura} = m * g * \frac{\mu_r}{R} = 392 \text{ N} \quad (4.12)$$

Con estos resultados, se logra calcular la fuerza de tracción en el estado transitorio (ver Ecuación (4.13)).

$$F_t = F_n + F_r = 1934 \text{ N} \quad (4.13)$$

Se calcula también el torque total en las ruedas de tracción (ver Ecuación (4.14)).

$$T1 = F_t * r = 145 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

Utilizando como referencia la velocidad lineal calculada en el análisis cinemático (ver Ecuación (4.1)), se calcula la potencia en la etapa transitoria (ver Ecuación (4.15)).

$$P_t = F_t * v_{cmx} = 497 \text{ W} = 0,67 \text{ HP} \quad (4.15)$$

Estado estacionario

Una vez que el carro llega a la velocidad lineal calculada en el análisis cinemático (ver Ecuación (4.1)), deja de acelerar y pasa al estado estacionario. Para este caso la fuerza de tracción necesaria será igual a la fuerza de rodadura calculada anteriormente (ver ecuaciones (4.12) y (4.16)).

$$F_{te} = 392 \text{ N} \quad (4.16)$$

En base a esto, se calcula el nuevo valor de torque total en las ruedas de tracción (ver ecuación (4.17)).

$$T2 = F_{te} * r = 29,4 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

Utilizando como referencia la velocidad lineal calculada en el análisis cinemático (ver Ecuación (4.1)), se calcula el nuevo valor de potencia para la etapa transitoria (ver ecuación (4.18)).

$$P_e = F_{te} * v_{cmx} = 100 \text{ W} = 0,135 \text{ HP} \quad (4.18)$$

A su vez, se calcula la velocidad angular y rpm de las ruedas. (ver ecuaciones (4.19) y (4.20)).

$$\omega_2 = \frac{v_{cmx}}{r} = 3,42 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad (4.19)$$

$$n_2 = 32,72 \text{ rpm} \quad (4.20)$$

Considerando la selección de un motor de 4 polos, cuya velocidad estándar es 1500rpm, se calcula la reducción total necesaria para lograr los 32,72 rpm requeridos en las rueda (ver ecuación (4.21)).

$$i_{total} = \frac{n_{motor}}{n_2} = 45,8 \quad (4.21)$$

Selección de componentes carro

Para realizar la reducción necesaria, se elige hacerlo mediante 2 tipos de componentes:

- Engranajes rectos en las ruedas
- Reductor

Para la transmisión de la potencia final a las ruedas, se usará un sistema de engranajes rectos, con una corona montado en la rueda y el piñón impulsor colocado en un eje paralelo al eje de la rueda (ver **Figura 4-4**).

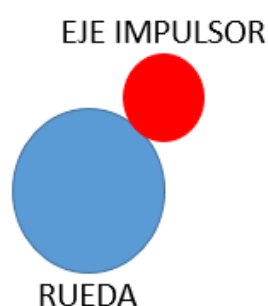


Figura 4-4: sistema engranajes en rueda.

Para evitar interferencia y utilizando como referencia los datos de la **Figura 4-5**, se decide utilizar engranajes con un ángulo de presión de 20° y un piñón de más de 18 dientes.

$\phi = 14^\circ$		$\phi = 20^\circ$		$\phi = 25^\circ$	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
< 23	Interferencia	< 13	Interferencia	< 9	Interferencia
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

Figura 4-5: Combinaciones de dientes de engrane para eliminar interferencia [10].

Usando una catálogo estándar de engranajes rectos [5], se seleccionan engranajes rectos de módulo 4 (ver Figura 4-6).

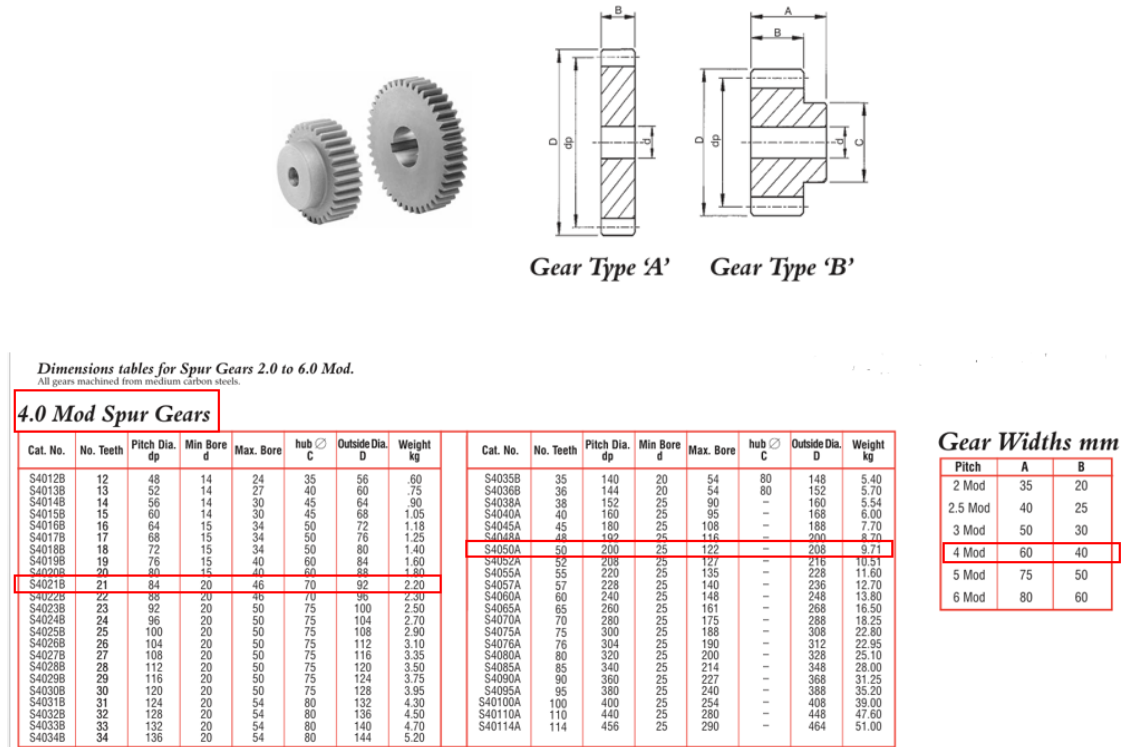


Figura 4-6: Catálogo estándar de engranajes rectos [5].

- Corona = 50 dientes y un diámetro dp de 200mm
- Piñon = 21 dientes y un diámetro dp de 84mm

Considerando la cantidad de dientes de cada uno, se calcula la reducción lograda con estos engranajes sseleccionados (ver Ecuación (4.22)).

$$i_{\text{engr}} = \frac{n_{\text{corona}}}{n_{\text{piñon}}} = 2,38 \quad (4.22)$$

Usando de referencia las rpm de las ruedas (ver ecuación (4.20)), se calcula la velocidad de giro del eje del piñon (ver ecuación (4.23)).

$$n_3 = n_2 * i_{\text{engr}} = 77,87 \text{ rpm} \quad (4.23)$$

Por último, se necesita seleccionar un reductor que nos permita pasar de los 1500rpm que girará el motor, hasta la velocidad calculada en la ecuación (4.23). Se decide usar un reductor de tipo sin fin y corona, el cual deberá dar una reducción total faltante según la ecuación (4.21). Para esto se hace el cálculo de la reducción necesaria por el reductor (ver ecuación (4.24)).

$$i_{red} = \frac{i_{total}}{i_{engr}} = 19,2 \quad (4.24)$$

Para la selección del reductor se seguirán pasos estándar (ver Figura 4-7).

PASOS A SEGUIR

- 1) Calcular la potencia absorbida (N_{abs}).
- 2) Calcular la potencia de entrada (N_e).
- 3) Determinar el factor de Servicio (f_s).
- 4) Calcular la potencia de entrada equivalente
 $N_{eq} = N_e \cdot f_s$
- 5) Calcular la relación ($i = n_e/n_s$).
- 6) Preseleccionar un modelo.
- 7) Comprobar que $N_{nominal} \geq N_{eq}$.
- 8) Controlar la potencia de arranque
($N_{arr} \leq 2,5 \cdot N_{nominal}$)
- 9) Controlar las cargas radiales.

Figura 4-7: Pasos para seleccionar reductor [8].

1. $N_{abs} = 0,497 \text{ kW} = 0,67 \text{ HP}$ (ver Ecuación (4.15))
2. Considerando una eficiencia de 0,8 y que se tendrá una sola etapa de reducción:
 $N_e = 0,6213 \text{ kW}$
3. Considerando la Figura 4-8, se determina un factor de servicio de 1,5 teniendo en cuenta un servicio intermitente y entre 2 a 8 hs de servicio diario.

COEFICIENTE DE SERVICIO F.S					
Debido a que los reductores frecuentemente son sometidos a cargas variables, es primordial definir un coeficiente o factor de servicio para solucionar un equipo en lo posible aproximado a condiciones reales de trabajo.					
Características de servicio	Tipo de carga	Horas de trabajo por día			
		>2	2+8 h	8 + 12 h	10 + 24 h
Servicio continuo o intermitente con un número de arranque/hora inferior a 10	Uniforme	0.9	1	1.25	1.75
	Ligera	1	1.25	1.5	2
	Fuerte	1.25	1.5	1.75	2.25
Servicio intermitente con un número de arranque/hora superior a 10	Uniforme	1	1.25	1.5	1.75
	Ligera	1.25	1.5	1.75	2

N.B.: multiplicar por 1.2 en caso de:

- ❖ Accionamiento por motor de explosión
- ❖ Funcionamiento alterno
- ❖ Sobrecargas aplicadas en forma instantánea
- ❖ Accionamiento con motor autofrenante

Figura 4-8: Coeficientes de servicio F.S. [6]

4. $N_{eq} = 0,932 \text{ kW} = 1,25 \text{ HP}$
5. La relación se había precalculado como 19,2 (ver ecuación (4.24))
6. Considerando la **Figura 4-9**, se preselecciona un reductor del tipo sin fin y corona

Relación Nominal	RPM de salida	Velocidad de entrada $n_1=1500 \text{ rpm}$									
I	n2(rpm)		NMRV-25	NMRV-30	NMRV-40	NMRV-50	NMRV-63	NMRV-75	NMRV-90	NMRV-110	NMRV-130
7.5	200	Hp	0.12	0.25	0.5	1	2	4	5.5	10	12.5
		M2	0.14	0.90	2	3.17	6.80	12.51	17.67	32.20	40.28
		η	0.85	0.85	0.89	0.89	0.87	0.87	0.90	0.90	0.90
10	150	Hp	0.12	0.3	0.75	1	2	4	5.5	10	12.5
		M2	0.5	1.17	3.05	4.11	9.02	16.80	23.27	42.47	53.11
		η	0.85	0.82	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.89
15	100	Hp	0.12	0.25	0.5	1	2	3	4	7.5	10
		M2	0.73	1.37	2.84	5.88	11.84	17.78	24.56	46.19	62.3
		η	0.85	0.77	0.79	0.82	0.83	0.83	0.86	0.86	0.87
20	75	Hp	0.12	0.25	0.5	1	2	3	4	7.5	10
		M2	0.85	1.74	3.69	7.51	15.40	23.38	31.94	60.90	81.16
		η	0.82	0.73	0.77	0.79	0.81	0.82	0.84	0.85	0.85

Figura 4-9: Selección de reductor [1]

7. $N_{nom} = 2 \text{ Hp}$
8. En base a los pasos 4 y 7 se ve comprueba que $N_{nom} > N_{eq}$
9. La $N_{equivalente}$ se calcula tomando de referencia la potencia absorbida en arranque (ver Ecuación (4.15)), con lo cual se va a cumplir que $N_{arr} < 2,5 N_{nom}$

La selección del reductor queda:

- Reductor Alfa, modelo MNRV-63, el cual nos dará una reducción de 20 [1].

Con esto, se calcula la reducción total real que tendrá el sistema en base a la selección de los componentes (ver Ecuación (4.25)).

$$i_{totalr} = i_{redr} * i_{eng} = 47,6 \quad (4.25)$$

Freno

Tomando como referencia el sistema actual, se ve que el sistema actual para frenar el carro son simplemente unos topes al final del recorrido, esto debido a que la velocidad del carro es baja. En base a que esto se ha usado por más de 20 años sin problemas, Se decide también utilizar este mismo sistema y así simplificar el análisis del proyecto.

Componente extra para arranque y freno

Siendo que se tendrá una condición de servicio intermitente', donde se arranca y frena constantemente, y a que se maneja una carga grande, se decide utilizar un acople hidráulico a la salida del motor, el cual actuará como embrague y permitirá que el motor arranque prácticamente sin carga. A su vez, esto también será útil para mejorar el momento de frenado del carro, ya que al actuar como embrague, el motor tendrá más tiempo para frenarse y lo hará de forma más suave.

Se selecciona un acople hidráulico Hydro Oil, modelo 1000 [7] (ver **Figura 4-10**).

	R.P.M.															
	600	700	800	900	1000	1200	1500	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4800
500							0.5	0.75	0.8	1.5	2.1	3	6.1	9.3	12	15
750							1	1.5	1.75	2	3.5	5.5	9	14	18	25
1000							2	2.2	2.5	3	5.5	8.4	13	20	27	36
2000						2	3	3.5	4	5.5	10	16	25	32	37	-
3000						3	6	7	10	14	26	41	64	81	90	-
4000					3	5.5	12	14	20	28	50	71	82	94	-	-
5000				4.6	6.7	12.5	25	29	42	60	105	140	160	180	-	-
6000			5	7.2	10	18	40	46	68	92	150	200	-	-	-	-

Potencia a transmitir (en HP)
Velocidad de trabajo (en R.P.M.)

Figura 4-10: Selección de acople hidráulico [7]

Capítulo 5: Desarrollo técnico Puertas

Para este sistema de puertas sobre las camas de rolos principales, se realizará el movimiento de apertura mediante pistones neumáticos, uno por cada puerta.

Análisis cinemático

Se necesita determinar el largo de cilindro necesario para girar la puerta 90 grados y lograr la apertura de la misma.

Primero, se plantean 2 esquemas básicos del sistema (ver **Figura 5-1** y **Figura 5-2**)

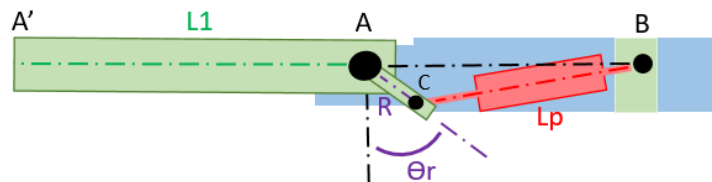


Figura 5-1: Esquema básico de puerta horizontal.

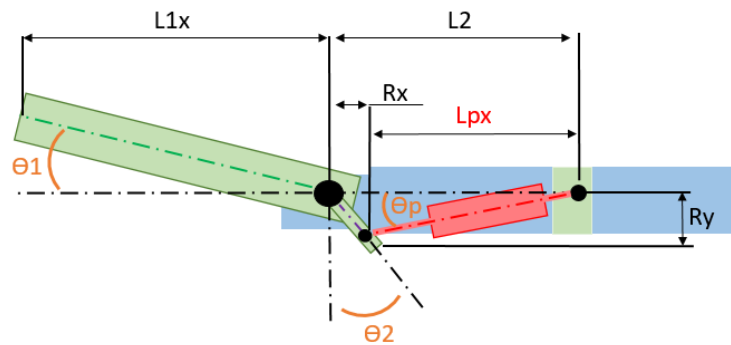


Figura 5-2: Esquema básico de apertura de puerta.

Se considera como datos de entrada fijos:

- Largo puerta = $L1 = 1000 \text{ mm}$
- Largo palanca = $R = 200 \text{ mm}$
- Ángulo fijo palanca = $\Theta_r = 45^\circ$

- Distancia en nodos A y B = $L2 = 700 \text{ mm}$

A su vez, se considera como dato de entrada variable el ángulo Theta 1 (θ_1).

Se comienza el análisis, calculando el valor de Theta 2 (θ_2) (ver Ecuación (5.1)).

$$\theta_2 = \theta_r - \theta_1 \quad (5.1)$$

Con esto, se calcula la posición del nodo C, donde se vincula la puerta y el pistón, en base al nodo A (ver Ecuaciones (5.1) (5.2) y (5.3)).

$$R_x = R * \sin \theta_2 \quad (5.2)$$

$$R_y = R * \cos \theta_2 \quad (5.3)$$

Se calcula la distancia en x entre los nodos B y C (ver Ecuación (5.4)).

$$L_{px} = L2 - R_x \quad (5.4)$$

Con esto, se logra obtener el ángulo de pistón (θ_p) y el largo del mismo (L_p) (ver Ecuaciones (5.5) y (5.6)).

$$\theta_p = \text{atan} \frac{R_y}{L_{px}} \quad (5.5)$$

$$L_p = \frac{R_y}{\sin \theta_p} \quad (5.6)$$

Análisis dinámico

En este análisis interesa determinar la fuerza de cilindro necesaria para lograr el movimiento de apertura y cierre de puertas. Con este dato, se podrá luego dimensionarlo y seleccionarlo.

Se considera como dato de entrada el peso de la puerta:

- Peso de puerta (suposición)= $P_p = 100 \text{ kgf}$

Para comenzar, se realiza en análisis de las fuerzas que intervienen (ver **Figura 5-3**).

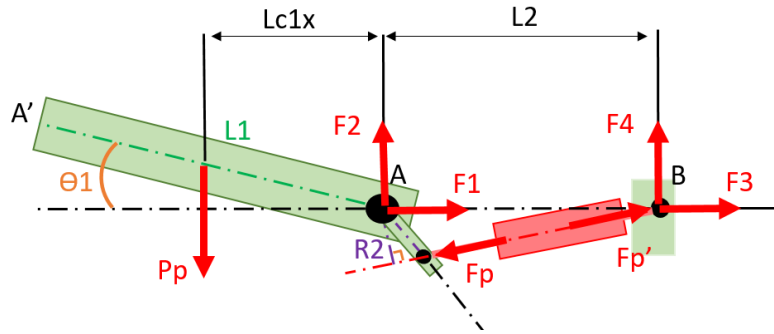


Figura 5-3: Fuerzas del sistema de puerta.

En base a la **Figura 5-3**, se toma los calcula el valor de las distancias L_{c1x} y L_2 (ver ecuaciones (5.7) y (5.8))

$$L_{c1x} = \frac{L_1}{2} * \sin \theta_p \quad (5.7)$$

$$R_2 = L_2 * \sin \theta_p \quad (5.8)$$

A su vez, para la puerta se realiza la sumatoria de fuerzas en x e y, junto con la sumatoria de momentos respecto al nodo A (ver Ecuaciones (5.9), (5.10) y (5.11)).

$$\sum F_x = F_1 - F_p * \cos \theta_p = 0 \quad (5.9)$$

$$\sum F_y = F_2 - P_p - F_p * \sin \theta_p = 0 \quad (5.10)$$

$$\sum M_A = P_p * L_{c1x} - F_p * R_2 = 0 \quad (5.11)$$

Con la sumatoria de momentos respecto a A, se logra obtener la fuerza de pistón (ver Ecuación (5.12)).

$$F_p = \frac{P_p * L_{c1x}}{R_2} \quad (5.12)$$

Para realizar el cálculo del valor máximo de la fuerza de pistón, se utiliza la herramienta Excel y se obtiene la fuerza de pistón para diferentes valores del ángulo de entrada (ver **Figura 5-4**).

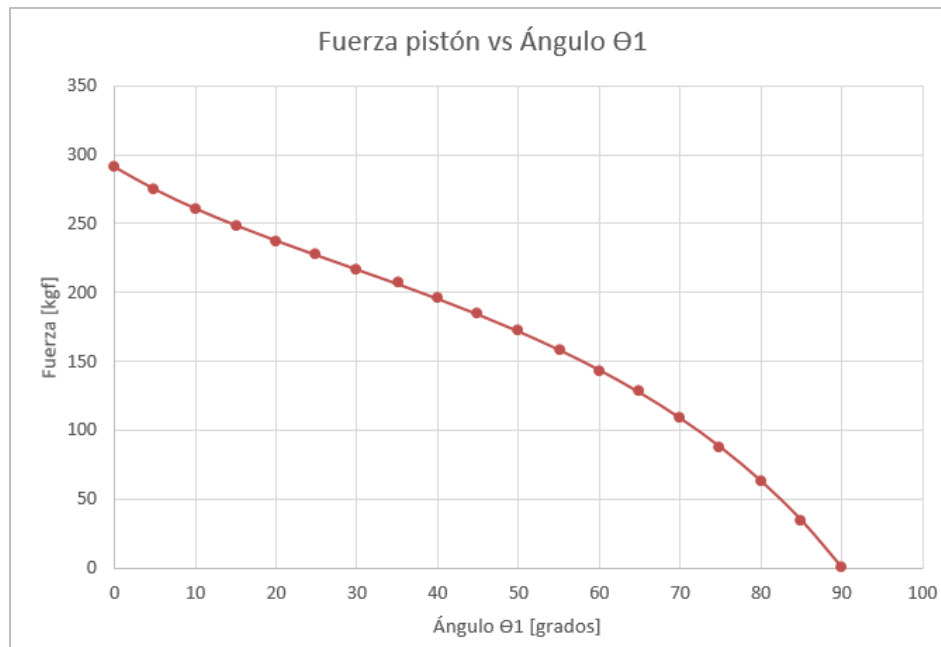


Figura 5-4: Fuerza de pistón vs Ángulo Theta1

Según los valores obtenidos, la máxima fuerza de pistón necesaria se da para la situación donde la puerta está en horizontal (ver Ecuación (5.13)).

$$Fp_{max} = Fp(\theta_1 = 0^\circ) = 291 \text{ kgf} \approx 300 \text{ kgf} \quad (5.13)$$

Cálculo de cilindro neumático puerta

La red neumática en esta zona de la fábrica tiene una presión normal de 6,5 bares pero se usará un sistema FRL para asegurar una presión constante. Como dato de entrada se toma una presión a 7 bares.

Se calcula el área mínima de pistón requerida para obtener el valor de Fp_{max} (ver Ecuación (5.13)) con 7 bares de presión (ver Ecuación (5.14)).

$$A_{min} = \frac{F_{max}}{p_{diseño}} = \frac{300 \text{ kgf}}{7 \text{ bar}} = 42,86 \text{ cm}^2 \quad (5.14)$$

Con este valor, se calcula el radio mínimo necesario y luego el diámetro mínimo necesario (ver Ecuaciones (5.15) y (5.16)).

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{42,86 \text{ cm}^2}{\pi}} = 3,69 \text{ cm} \quad (5.15)$$

$$\phi_{Bmin} = 2 * r = 7,39 \text{ cm} = 73,9 \text{ mm} \quad (5.16)$$

A su vez, con la fórmula obtenida para el cálculo del largo del cilindro en el análisis cinemático (ver Ecuación (5.6)), con la herramienta Excel se obtienen los valores máximo y mínimo de cilindro necesario (ver Ecuaciones (5.17) y (5.18)).

$$Lpmin = 576 \text{ mm} \quad (5.17)$$

$$Lpmax = 853 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Con lo cual, también se obtiene también el valor de la carrera necesaria para el cilindro (ver Ecuación (5.19))

$$Z = Lpmax - Lpmin = 277 \text{ mm} \approx 280 \text{ mm} \quad (5.19)$$

Selección cilindro neumático

Considerando un catálogo estándar, se selecciona un cilindro neumático estándar de doble efecto marca Micro, modelo 0.052.06.280 [9] (ver **Figura 5-5**).

Cilindros de doble efecto

Los códigos en **negrita** corresponden a productos de entrega inmediata, salvo venta previa. En este último caso, los plazos de entrega alcanzarán 24-48 hs, según las cantidades solicitadas

Ø	Sin imán		Con imán		Carreras sin amortiguación (mm)	Carreras con doble amortiguación (mm)
	Sin amortiguación	Doble amortiguación	Sin amortiguación	Doble amortiguación		
32	0.047.03-...	0.047.06-...	0.047.23-...	0.047.26-...	25,50	80,100,125,160,200
40	0.048.03-...	0.048.06-...	0.048.23-...	0.048.26-...	25,50,80	100,125,160,200
50	0.049.03-...	0.049.06-...	0.049.23-...	0.049.26-...	50,80	100,125,160,200
63	0.050.03-...	0.050.06-...	0.050.23-...	0.050.26-...	50,80	100,125,160,200
80	0.051.03-...	0.051.06-...	0.051.23-...	0.051.26-...	50,80	100,125,160,200
100	0.052.03-...	0.052.06-...	0.052.23-...	0.052.26-...		100,125,160,200
125	0.033.03-...	0.033.06-...	0.033.23-...	0.033.26-...		100,200
160	0.034.03-...	0.034.06-...	0.034.23-...	0.034.26-...		100,200
200		0.035.06-...		0.035.26-...		
250		0.036.06-...		0.036.26-...		
320		0.097.06-...		0.097.26-...		

Al ordenar, reemplazar los guiones de los códigos por el valor de la carrera expresado en mm, con ceros a la izquierda si fuera menor de cuatro dígitos. Ej.: un cilindro 0.047.03-... con carrera 50 mm, debe solicitarse 0.047.030.050.

Las carreras standard de la tabla corresponden a la serie preferencial de norma ISO 4393 y se encuentran en stock en las ejecuciones allí mencionadas.

No obstante también pueden proveerse cilindros con otras carreras a pedido, hasta un máximo de 2000 mm.

Secciones de tubo utilizados



Figura 5-5: Selección de cilindro neumático [9].

Capítulo 6: Verificaciones

Se realizará la verificación de los sistemas que se consideran más críticos mediante el programa SolidWorks y la opción “Simulación - Estudios Estáticos”. Se verán los valores de tensión y los desplazamientos obtenidos.

Materiales

Para los estudios, se utilizará como referencia el límite elástico y el límite de rotura de los materiales elegidos (**Tabla 6-1**).

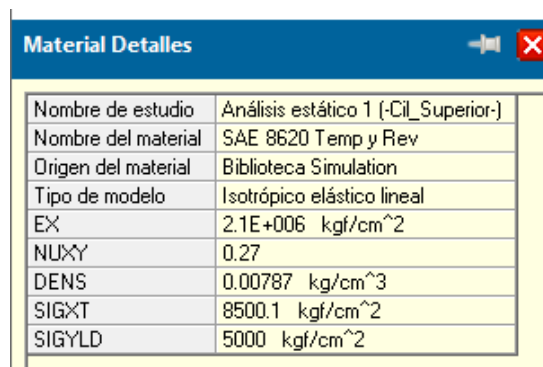
Tabla 6-1: Características materiales para estudios [3].

Acero SAE	Estado	Límite elástico [kg/mm ²]	Rotura [kg/mm ²]
1010	Lam. en cal	18	32
1020	Lam. en cal	20	40
1045	Lam. en cal	35	60
8620	Temp y Rev	50	85
4140	Temp y Rev	75	90

Estudio 1: Articulación cilindros hidráulicos plataforma

Se verificarán los ejes de articulación de los cilindros hidráulicos de la plataforma, debido a que serán los ejes de articulación más solicitados. Para el estudio se aplica:

- Material SAE 8620 cementado, templado y revenido (ver Figura 6-1).



Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Cil_Superior-)
Nombre del material	SAE 8620 Temp y Rev
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.1E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.27
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	8500.1 kgf/cm ²
SIGYLD	5000 kgf/cm ²

Figura 6-1: Material estudio 1

- Fuerza de 4470 kgf, en zona de apoyo de la horquilla delantera del cilindro.
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en la zona que el eje apoya sobre los soporte de la tijera central
- Sujeción fija en zona donde traba el tornillo para evitar desplazamiento lateral

Se realiza mallado (Ver **Figura 6-2**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Cil_Superior-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	4.59474 mm
Tolerancia	0.229737 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	11558
Número total de elementos	7443
Cociente de aspecto máximo	13.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	96.1
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.0403
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:02
Nombre de computadora	

Figura 6-2: Mallado estudio 1

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-3**).

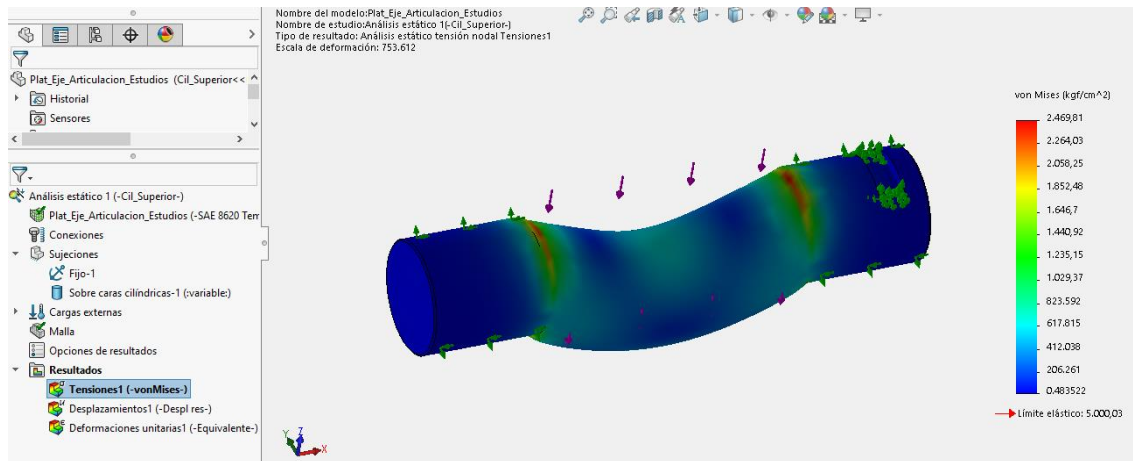


Figura 6-3: Tensiones estudio 1

Se obtienen resultados de desplazamientos (ver Figura 6-4).

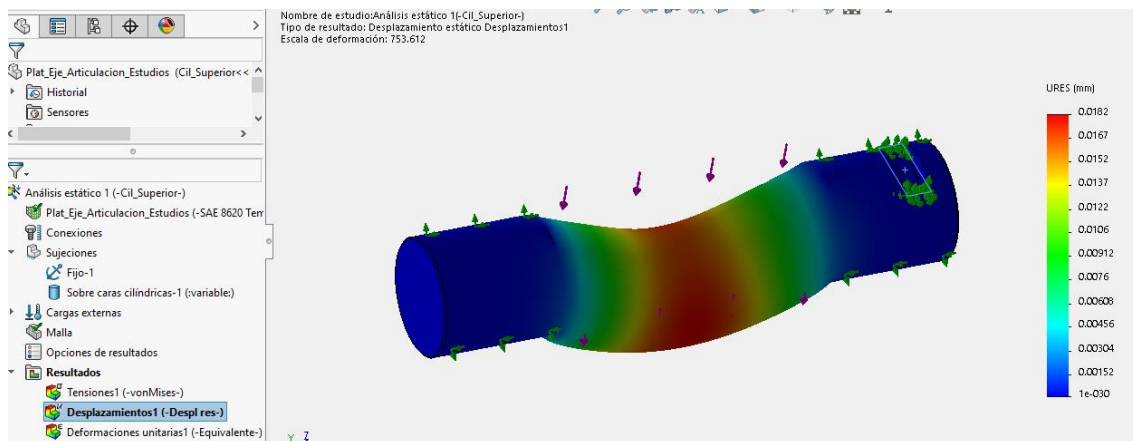


Figura 6-4: Desplazamientos estudio 1

Se observa que en zonas puntuales las tensiones máximas de VonMises llegan casi a la mitad del límite elástico. Esto se da ya que el eje trabajará al corte en esas zonas y serán las de mayor exigencia. Considerando las máximas tensiones se tiene un coeficiente de seguridad de casi 2, lo cual se toma como un buen valor.

Estudio 2: Tijera central

Se verificará el conjunto soldado tijera central. Para el estudio se aplica:

- Material SAE 1010 laminado en caliente. Se usa el estándar dado por SolidWorks (ver **Figura 6-5**).

Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Derecha-)
Nombre del material	AISI 1010 Barra de acero laminada en caliente
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.0394E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.29
GXY	8.1577E+005 kgf/cm ²
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	3314.1 kgf/cm ²
SIGYLD	1835.5 kgf/cm ²
ALPX	1.22E-005 /Centigrade
KX	0.12404 Cal/(cm.s.C)
C	107.07 Cal/(kg.C)

Figura 6-5: Material estudio 2.

- Fuerza de 2000kgf en centro tijera central
- Fuerza de 2500kgf en apoyo articulaciones con cilindros. Se aplica por elemento, en total 4 zonas de apoyo.
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en el centro, en el apoyo de articulación con plataforma superior y en apoyo de eje de ruedas

Posición = Con una ángulo de $\Theta_1 = 8^\circ$, es decir, en la posición de plataforma más contraída y de mayor esfuerzos para cilindros (ver **Figura 6-6**)

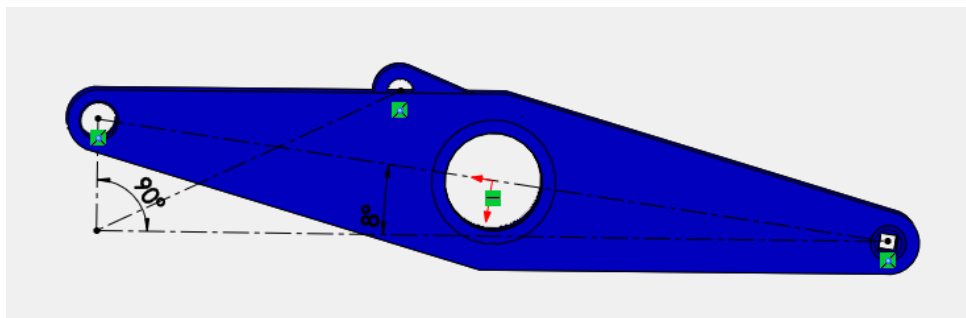


Figura 6-6: Posición estudio 2.

Se realiza mallado (Ver **Figura 6-7**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 5 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	21.5302 mm
Tolerancia	1.07651 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	31460
Número total de elementos	16891
Cociente de aspecto máximo	78.065
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	78.4
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	3.01
% de elementos distorsionados (Jacobianos)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:09
Nombre de computadora	

Figura 6-7: Mallado estudio 2.

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-8**).

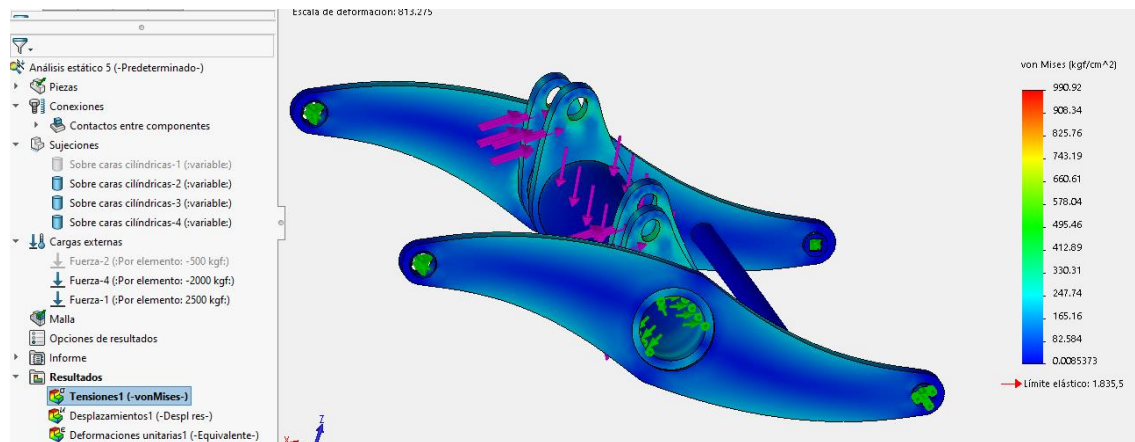


Figura 6-8: Tensiones estudio 2.

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver **Figura 6-9**).

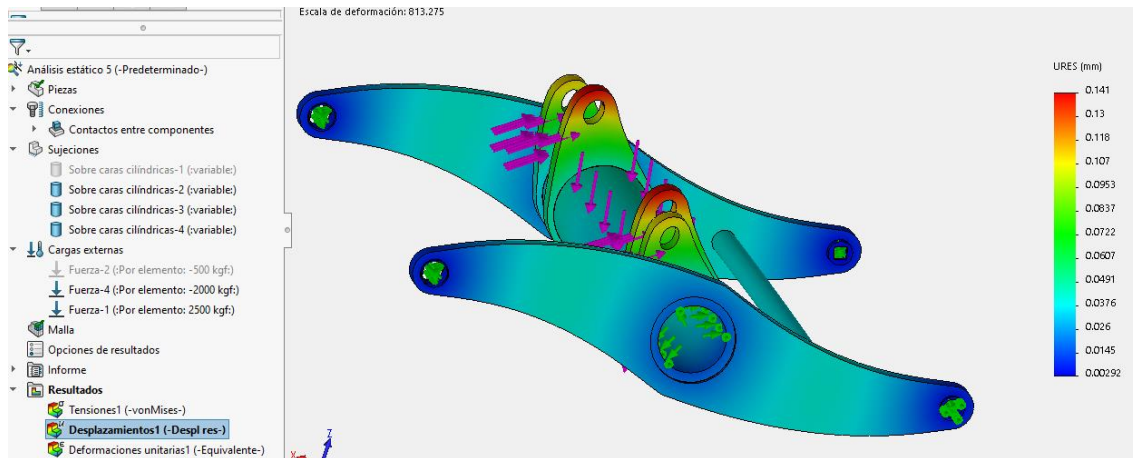


Figura 6-9: Desplazamientos estudio 2.

Se obser que en en la zona de apoyo de las articulaciones de los cilindrs, se da el máximo valor de tensiones de VonMises. Sin embargo, es aproximadamente la mitad del límte elástico, lo cual da un coeficiente de seguridad de 2 y se toma como un buen resultado.

Estudio 3: Tijeras Laterales

Se verificará el conjunto soldado tijera lateral, en este caso la derecha. Para el estudio se aplica:

- Material SAE 1010 laminado en caliente. Se usa el estándar dado por SolidWorks (ver **Figura 6-10**).

Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Derecha-)
Nombre del material	AlSi 1010 Barra de acero laminada en caliente
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.0394E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.29
GXY	8.1577E+005 kgf/cm ²
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	3314.1 kgf/cm ²
SIGYLD	1835.5 kgf/cm ²
ALPX	1.22E-005 /Centigrade
KXX	0.12404 Cal/(cm.s.C)
C	107.07 Cal/(kg.C)

Figura 6-10: Material estudio 3

- Fuerza de 500 kgf en apoyo articulació con plataforma superior

- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en el centro y en el apoyo de articulación con base.

Posición = Con una ángulo de $\Theta_1 = 8^\circ$, es decir, en la posición de plataforma más contraída (ver **Figura 6-11**).

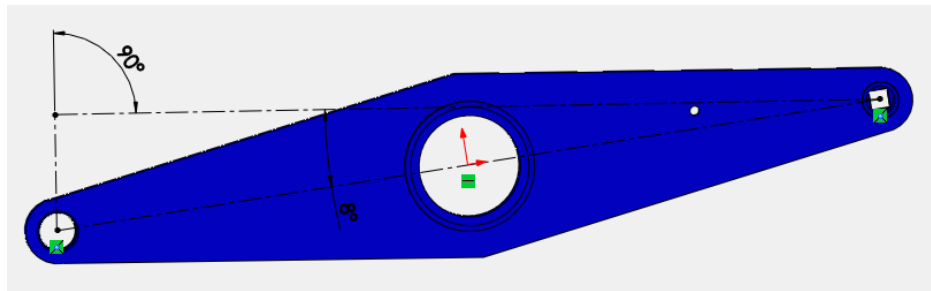


Figura 6-11: Posición estudio 3.

Se realiza mallado (ver **Figura 6-12**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Derecha-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	14.4438 mm
Tolerancia	0.722191 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	17089
Número total de elementos	9722
Cociente de aspecto máximo	22.341
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	91.6
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.134
% de elementos distorsionados (Jacobianos)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:05
Nombre de computadora	

Figura 6-12: Mallado estudio 3

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-13**).

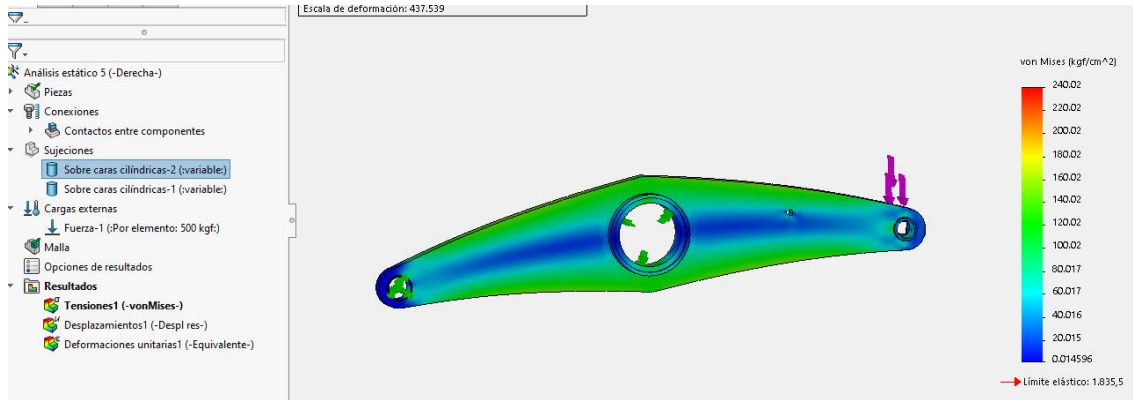


Figura 6-13: Tensiones estudio 3

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver **Figura 6-14**).

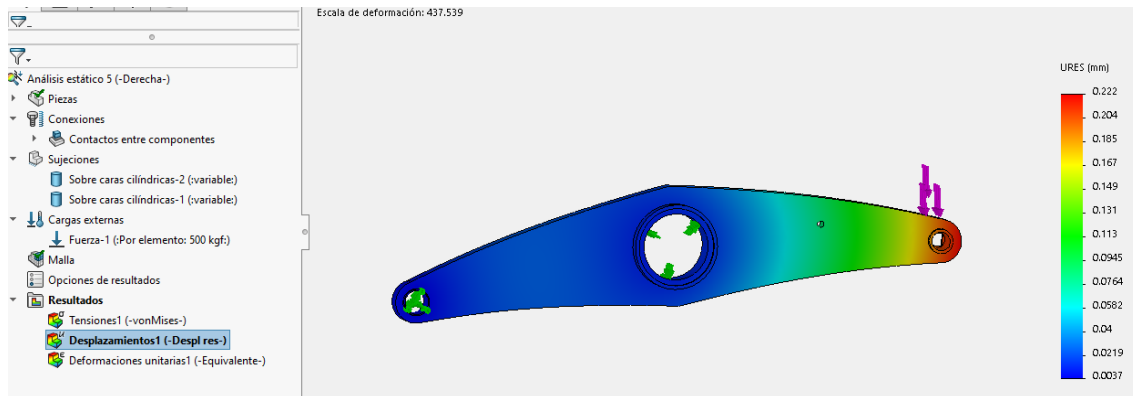


Figura 6-14: Desplazamientos estudio 3

Se observa que en esta condición el máximo valor de tensiones de VonMises es 7,6 veces menor que el límite elástico de referencia, con lo cual tenemos con un coeficiente de seguridad grande de 7,6 y se toma como un buen valor.

Estudio 4: Plataforma superior

Se verificará el conjunto soldado plataforma superior. Para este caso, se realizarán 2 subestudios, uno con la carga en el centro y otro con la carga hacia uno de los lados. Para ambos se aplica:

- Material SAE 1010 laminado en caliente. Se usa el estándar dado por SolidWorks (ver **Figura 6-15: Material estudio 4** **Figura 6-15**).

Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Derecha-)
Nombre del material	AlSI 1010 Barra de acero laminada en caliente
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.0394E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.29
GXY	8.1577E+005 kgf/cm ²
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	3314.1 kgf/cm ²
SIGYLD	1835.5 kgf/cm ²
ALPX	1.22E-005 /Centigrade
KX	0.12404 Cal/(cm.s.C)
C	107.07 Cal/(kg.C)

Figura 6-15: Material estudio 4

A. Con carga en el centro

Para este estudio se toma carga repartida en 4 rodillos centrales. Con lo cual se tiene 8 zonas de apoyo de rodillos donde se distribuyen el peso máximo soportado (2tn) en esos apoyos. Se aplica:

- Fuerza 250 kgf en apoyo de rodillos. Se aplica por elemento.
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en zonas de apoyo de soportes para ejes articulación de tijera central.
- Sujeción de rodillo sobre cara plana, con posibilidad de traslaciones a lo largo de la cara. Traslaciones nulas en dirección normal a la cara, simulado el apoyo con las ruedas.

Posición = Con la plataforma completamente extendida, ya que así las ruedas están a en una posición central. Aproximadamente sería con ángulo de Theta1= 45

Se realiza mallado (ver **Figura 6-16**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	33.9085 mm
Tolerancia	1.69542 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	52057
Número total de elementos	25515
Cociente de aspecto máximo	37.011
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	50.6
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.447
% de elementos distorsionados (Jacobianos)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:18
Nombre de computadora	

Figura 6-16: Mallado estudio 4^a

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-17** y **Figura 6-18**).

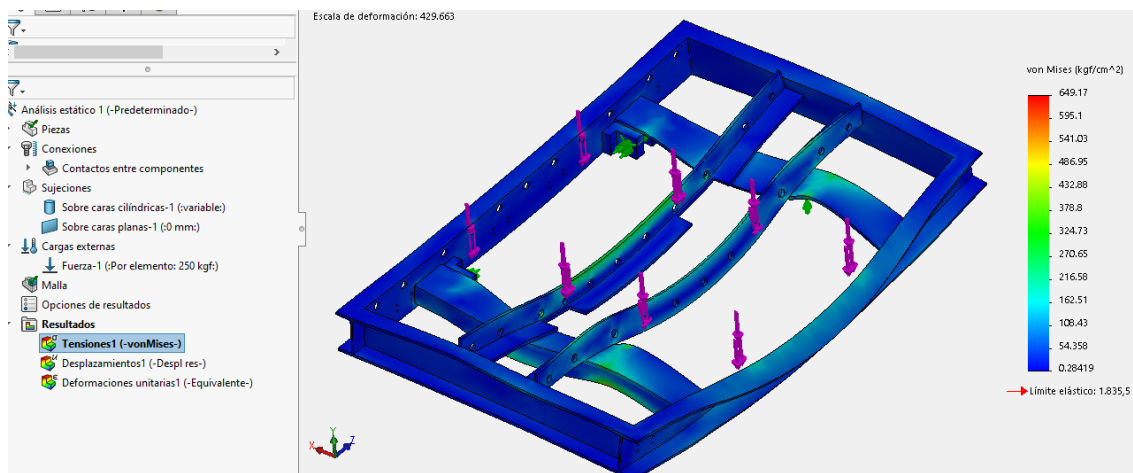


Figura 6-17: Tensiones estudio 4A. Vista desde arriba

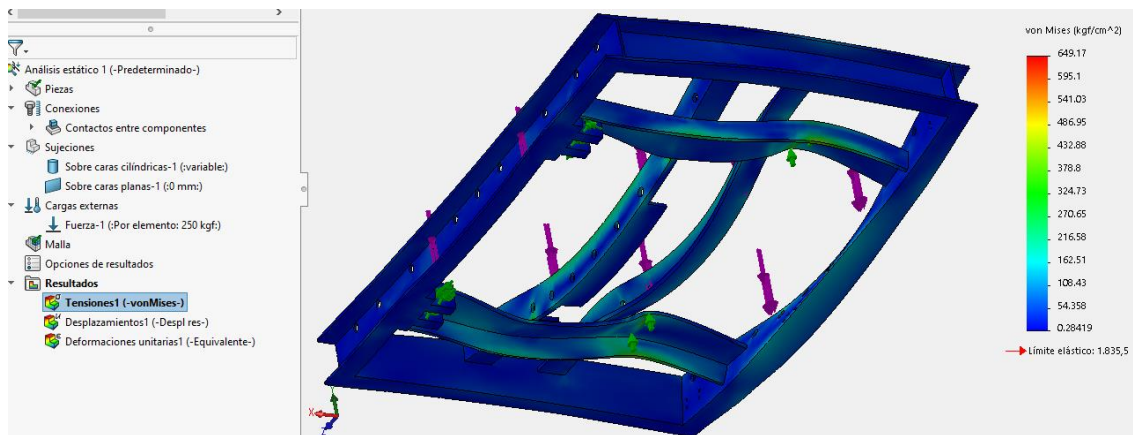


Figura 6-18: Tensiones estudio 4A. Vista desde abajo

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver **Figura 6-19** y **Figura 6-20**).

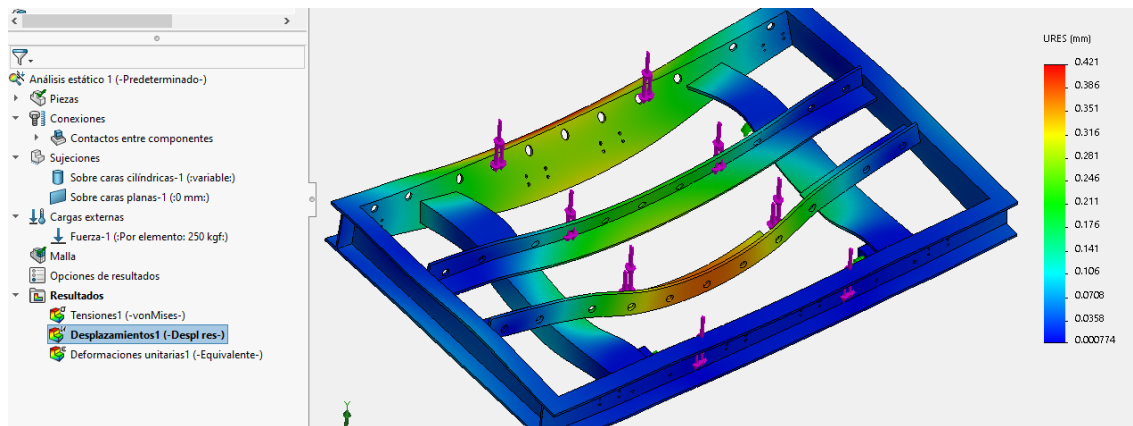


Figura 6-19: Desplazamientos estudio 4A. Vista desde arriba

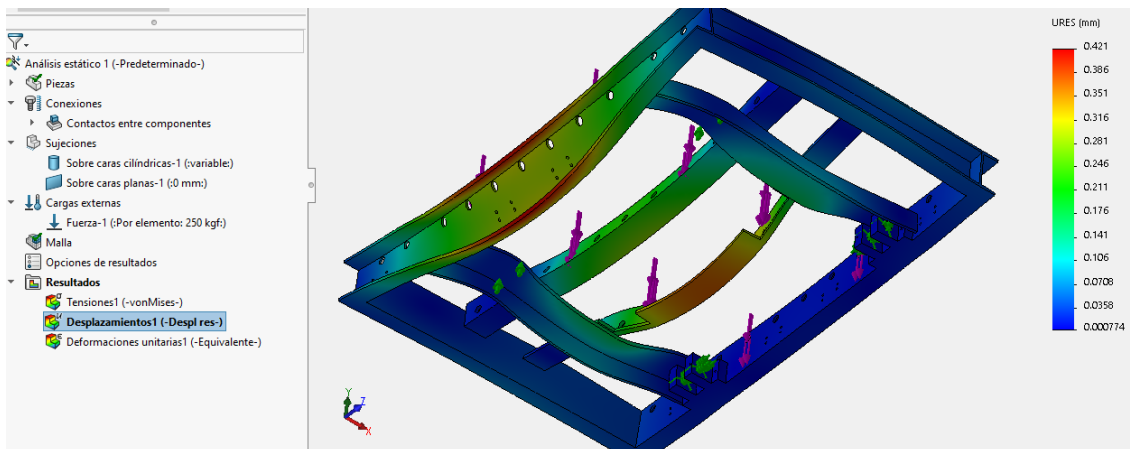


Figura 6-20: Desplazamientos estudio 4A. Vista desde abajo

B. Con carga en uno de los lados

Para este estudio se toma carga repartida en 4 rodillos en uno de los lados. Con lo cual se tiene 8 zonas de apoyo de rodillos donde se distribuyen el peso máximo soportado (2tn) en esos apoyos. Se aplica:

- Fuerza 250 kgf en apoyo de rodillos. Se aplica por elemento.
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en zonas de apoyo de soportes para ejes articulación de tijera central.
- Sujeción de rodillo sobre cara plana, con posibilidad de traslaciones a lo largo de la cara. Traslaciones nulas en dirección normal a la cara, simulado el apoyo con las ruedas.

Posición = Con la plataforma completamente extendida, ya que así las ruedas están a en una posición central. Aproximadamente sería con ángulo de $\Theta_1 = 45^\circ$

Se realiza mallado (Ver **Figura 6-21**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	33.9085 mm
Tolerancia	1.69542 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	52057
Número total de elementos	25515
Cociente de aspecto máximo	37.011
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	50.6
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.447
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:11
Nombre de computadora	

Figura 6-21: Mallado estudio 4B.

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-22** y **Figura 6-23**).

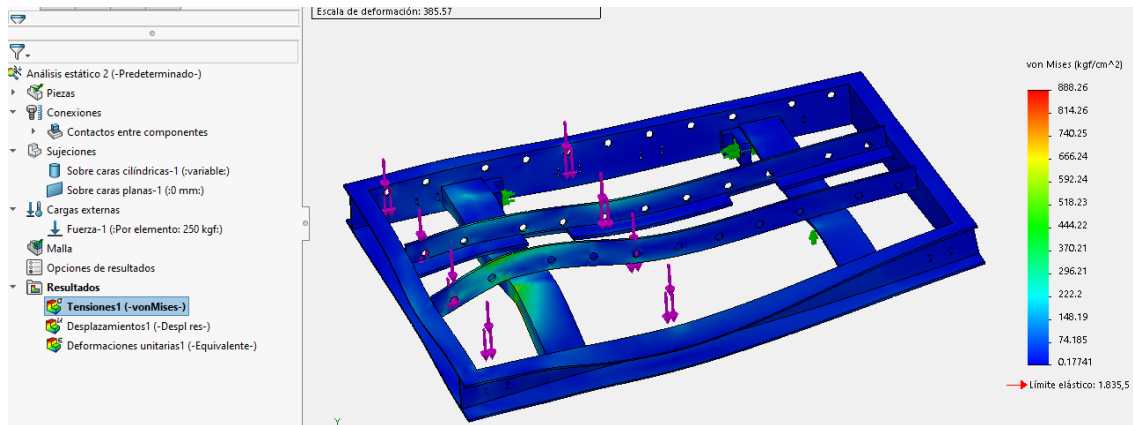


Figura 6-22: Tensiones estudio 4B. Vista desde arriba

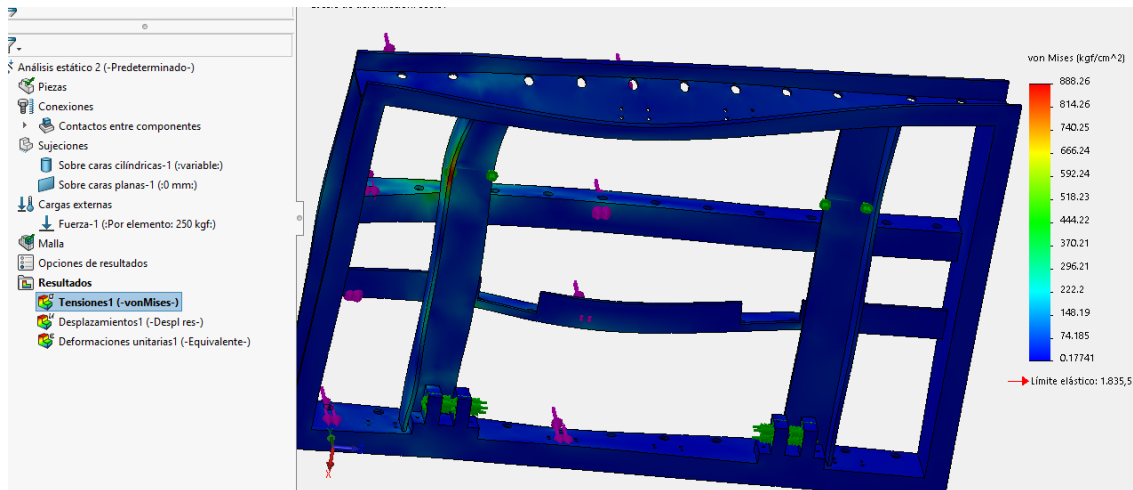


Figura 6-23: Tensiones estudio 4B. Vista desde abajo.

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver **Figura 6-24** y **Figura 6-25**).

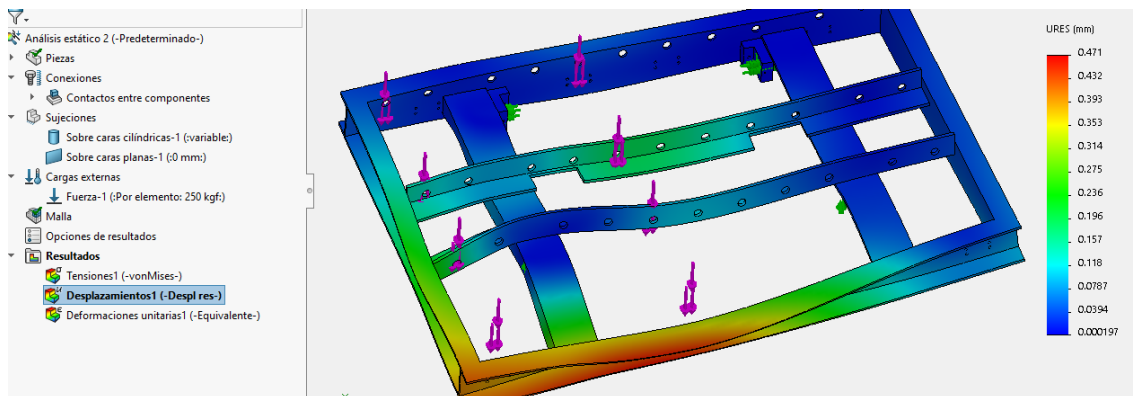


Figura 6-24: Desplazamientos estudio 4B. Vista desde arriba.

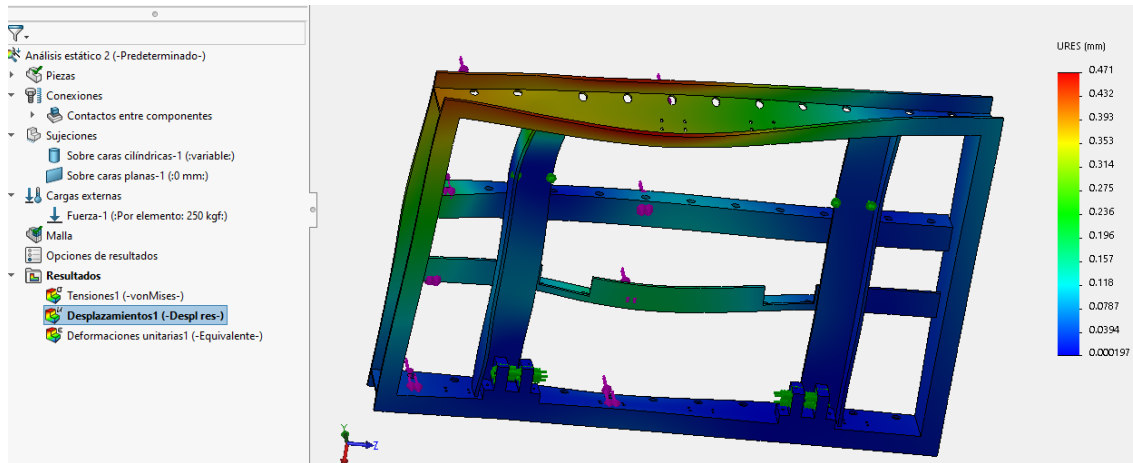


Figura 6-25: Desplazamientos estudio 4B. Vista desde abajo.

Se observó que en ambos estudios realizados, la peor condición se da para la carga alineada hacia un lateral, donde se tienen tensiones máximas de VonMises en zonas puntuales. Sin embargo, aun en esta condición, los valores máximos de tensiones son la mitad del límite elástico de referencia, con lo cual se tiene un coeficiente de seguridad de 2 y se considera un buen valor.

Estudio 5: Carro

Se verificará el conjunto soldado carro. Se simula carga repartida en 4 apoyos de la base de la plataforma. Se toma 2tn de peso máximo soportado por plataforma y una plataforma de 2tn, lo cual suman un total de 4tn. Para el estudio se aplica:

- Material SAE 1010 laminado en caliente. Se usa el estándar dado por SolidWorks (ver **Figura 6-15: Material estudio 4** **Figura 6-26**).

Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 [-Derecha-]
Nombre del material	AISI 1010 Barra de acero laminada en caliente
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.0394E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.29
GXY	8.1577E+005 kgf/cm ²
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	3314.1 kgf/cm ²
SIGYLD	1835.5 kgf/cm ²
ALPX	1.22E-005 /Centigrade
KX	0.12404 Cal/(cm.s.C)
C	107.07 Cal/(kg.C)

Figura 6-26: Material estudio 5

- Fuerza de 1000kgf en apoyos de plataforma. Se aplica por elemento
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en zonas de apoyo de soportes para ejes de ruedas de carro.

Aclaración: para el estudio se simplifica el carro y se deja solo las partes que influían en el estudio, ya que sino los recursos necesarios de pc aumentaban demasiado.

Se aplica mallado (Ver **Figura 6-27**).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	44.1954 mm
Tolerancia	2.20977 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	32779
Número total de elementos	15803
Cociente de aspecto máximo	286.49
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	9.97
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	6.67
% de elementos distorsionados (Jacobianos)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:10
Nombre de computadora	

Figura 6-27: Mallado estudio 5

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver **Figura 6-28**).

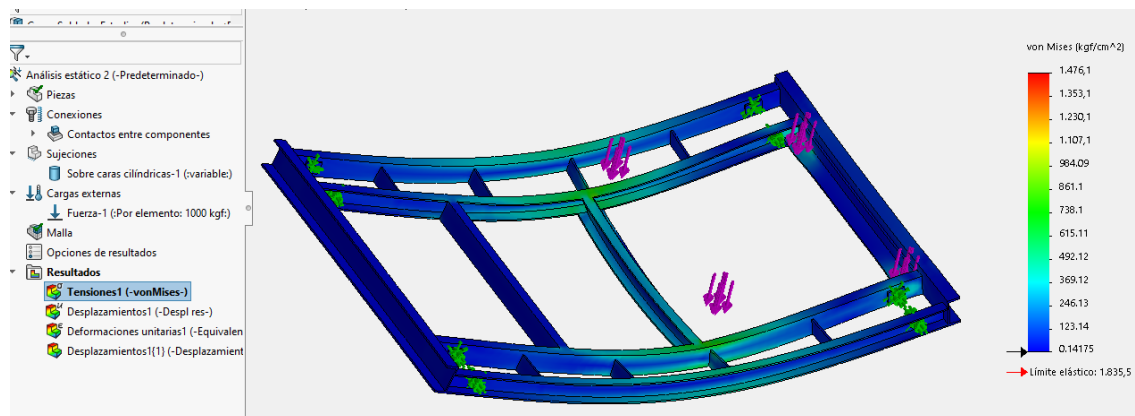


Figura 6-28: Tensiones estudio 5

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver **Figura 6-29**).

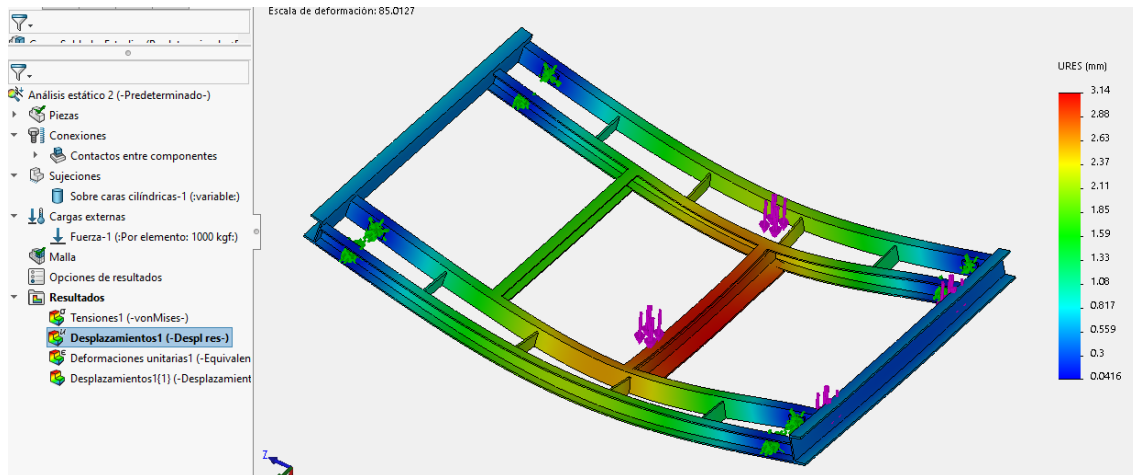


Figura 6-29: Desplazamientos estudio 5

De todas las piezas estudiadas hasta el momento, se observa que esta es la más solicitada cuando se dan las condiciones del estudio. Si bien se usó una condición extrema de carga, el máximo valor de tensiones de VonMises no supera el límite elástico pero se obtuvieron valores cercanos al mismo junto con desplazamientos de hasta 3mm en la zona central del carro.

Para este caso se debería revisar la condición, sin embargo, en esta oportunidad no se hará ya que se extendería demasiado en el alcance académico del proyecto.

Estudio 6: Puerta

Se verificará el conjunto soldado puerta. Para el estudio se aplica:

- Material SAE 1010 laminado en caliente. Se usa el estándar dado por SolidWorks (ver **Figura 6-15:** Material estudio 4Figura 6-30).

Material Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 2 (-Derecha-)
Nombre del material	AISI 1010 Barra de acero laminado en caliente
Origen del material	Biblioteca Simulation
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal
EX	2.0394E+006 kgf/cm ²
NUXY	0.29
GXY	8.1577E+005 kgf/cm ²
DENS	0.00787 kg/cm ³
SIGXT	3314.1 kgf/cm ²
SIGYLD	1835.5 kgf/cm ²
ALPX	1.22E-005 /Centigrade
KX	0.12404 Cal/(cm.s.C)
C	107.07 Cal/(kg.C)

Figura 6-30: Material estudio 6

- Fuerza de 150kgf en apoyos de eje articulación cilindro-puerta. Se aplica por elemento
- Sujeción de rodillo sobre cara cilíndrica, con posibilidad de traslaciones solo de forma circunferencial. Traslaciones axiales y radiales nulas. Se coloca en zonas de apoyo de soportes para ejes articulación de puerta con cama de rolos
- Sujeción fija en extremos de perfiles centrales de la puerta.

Posición = Puerta horizontal y trabada. El pistón neumático aplicando el máximo esfuerzo (Ver Figura 6-31).

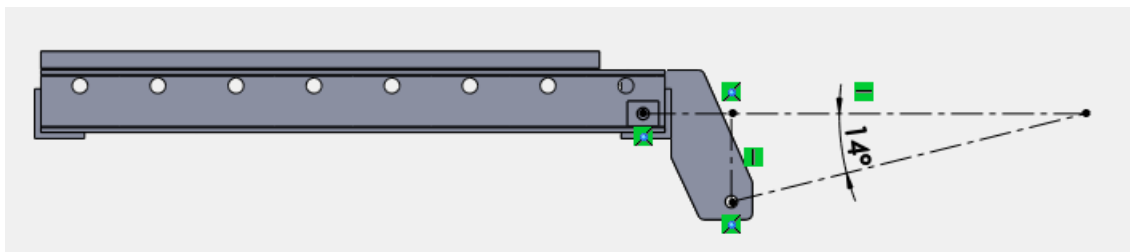


Figura 6-31: Posición estudio 6.

Se realiza mallado (ver Figura 6-32).

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático 3 (-ConRefuerzo-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	29.51 mm
Tolerancia	1.4755 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	29060
Número total de elementos	13896
Cociente de aspecto máximo	76.778
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	22.9
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	9.6
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:10
Nombre de computadora	

Figura 6-32: Mallado estudio 6.

Se obtienen resultados de las tensiones de VonMises (ver Figura 6-33 y Figura 6-34).

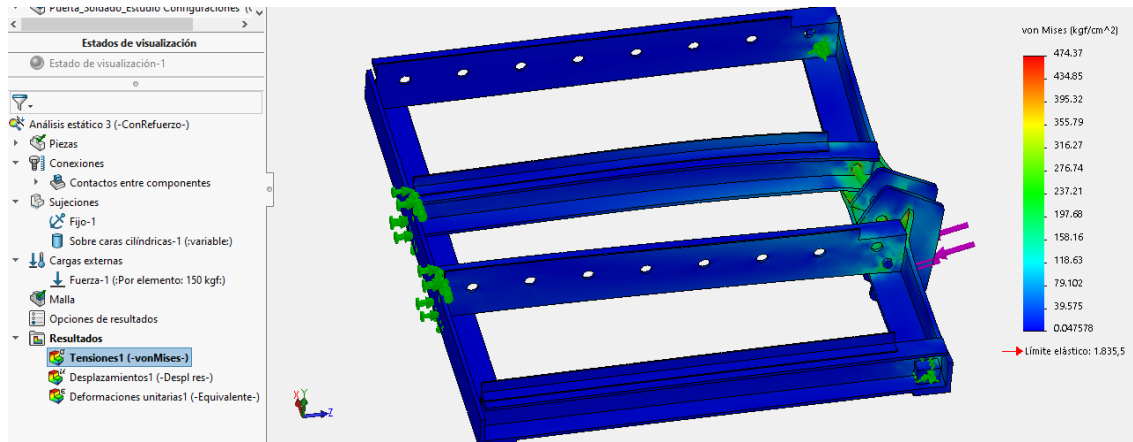


Figura 6-33: Tensiones estudio 6

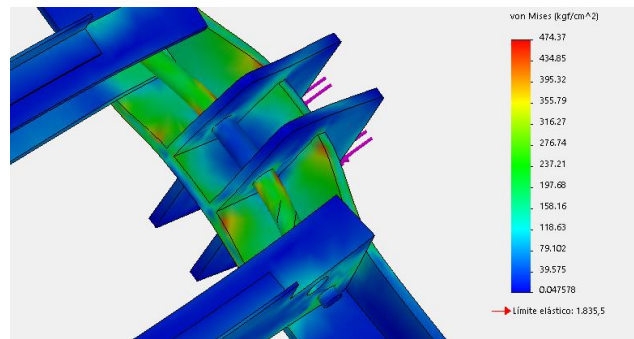


Figura 6-34: Detalle de tensiones estudio 6.

Se obtienen resultados de los desplazamientos (ver Figura 6-35).

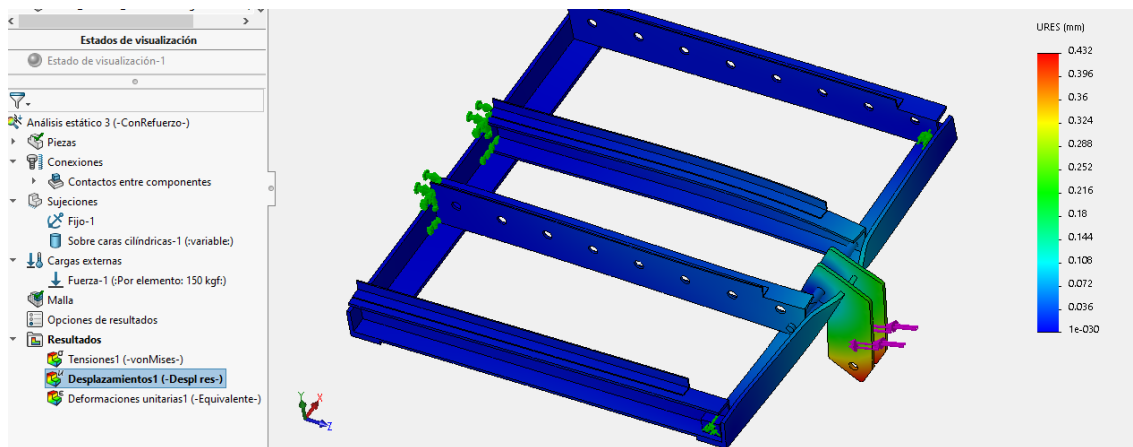


Figura 6-35: Desplazamientos estudio 6.

Se observa que el máximo valor de tensiones de VonMises no supera el límite elástico y se tiene un coeficiente de seguridad de 3,6, lo cual se toma como un buen valor.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Conclusiones técnicas

En base a los desarrollos realizados, se observa un buen cumplimiento en los objetivos planteados al inicio del proyecto.

Desde el punto de vista de seguridad y ergonomía, el diseño de las puertas laterales y de la extensión del carro, permitió obtener un espacio seguro pensado para que la persona se mueva libremente alrededor del motor, eliminando la condición insegura del sistema actual, en donde hay que subir sobre la cama de rolos lateral y sobre las tapas de los mandos del carro para realizar tareas en zona lateral y trasera. A su vez, la persona camina sobre una zona que le permite mantener buenas posturas, ya que en el lateral caminará sobre el piso y en la zona trasera sobre la pasarella del carro. Con esto, ya no tiene que subir un escalón de 35cm para luego tener que agacharse y usar posiciones incómodas, algo que empeora mucho la ergonomía en el sistema actual.

Desde el punto de vista de calidad, versatilidad y eficiencia, el diseño nuevo mantuvo la lógica del sistema actual, con lo cual permite evitar grandes cambios en el proceso y mantener la secuencia de trabajo actual. El único tiempo extra que se puede dar, es el de apertura de puertas, sin embargo este se puede evitar colocando una apertura vinculada a alguna lógica de automatismo.

Desde el punto de vista de obsolescencia y mantenimiento de piezas, con el diseño nuevo de la plataforma, el carro y las puertas se logra eliminar piezas obsoletas, obtener nuevos planos y la posibilidad de acceso a repuestos por haber usado elementos actuales.

Conclusiones académicas

El desarrollo de este proyecto permitió unificar una gran cantidad de temas aprendidos en las distintas materias y poner a prueba nuestras capacidades como ingenieros. Como en muchos proyectos, en un inicio aparece la desconfianza, sin embargo a medida que se avanzó, se pudo demostrar a nosotros mismos que somos capaces y que hemos

aprendido una enorme cantidad de conocimientos que permiten lograr con éxito el cumplimiento de todo lo que implica un proyecto de estas características. Si bien solo se llegó a una etapa de ingeniería básica y muchas cosas quedaron pendientes a realizar, se observa un buen cumplimiento con el objetivo desde el punto de vista académico, es decir, demostrar todo lo que hemos aprendido y nuestras capacidades.

Recomendaciones

Se considera de gran importancia el conocimiento de los temas que ese estudien y de las necesidades, ya que son de suma importancia para el buen planteo de los objetivos. Esta base es lo que termina marcando el camino del diseñador, con lo cual si se realiza un mal estudio y no se entienden bien la necesidades, todo lo que viene después será fuertemente afectado y se obtendrá un diseño que no cumple los objetivos, lo cual generará un gran gasto de tiempos, recursos y posiblemente la necesidad de tener que rediseñar.

Otro aspeco clave es la interacción de los distintos sistemas que se desarrollen, ya que al momento de armar el ensamble general se pueden dar interferencias entre ellos generando tener que rediseñar, lo que implica grandes gastos de tiempo.

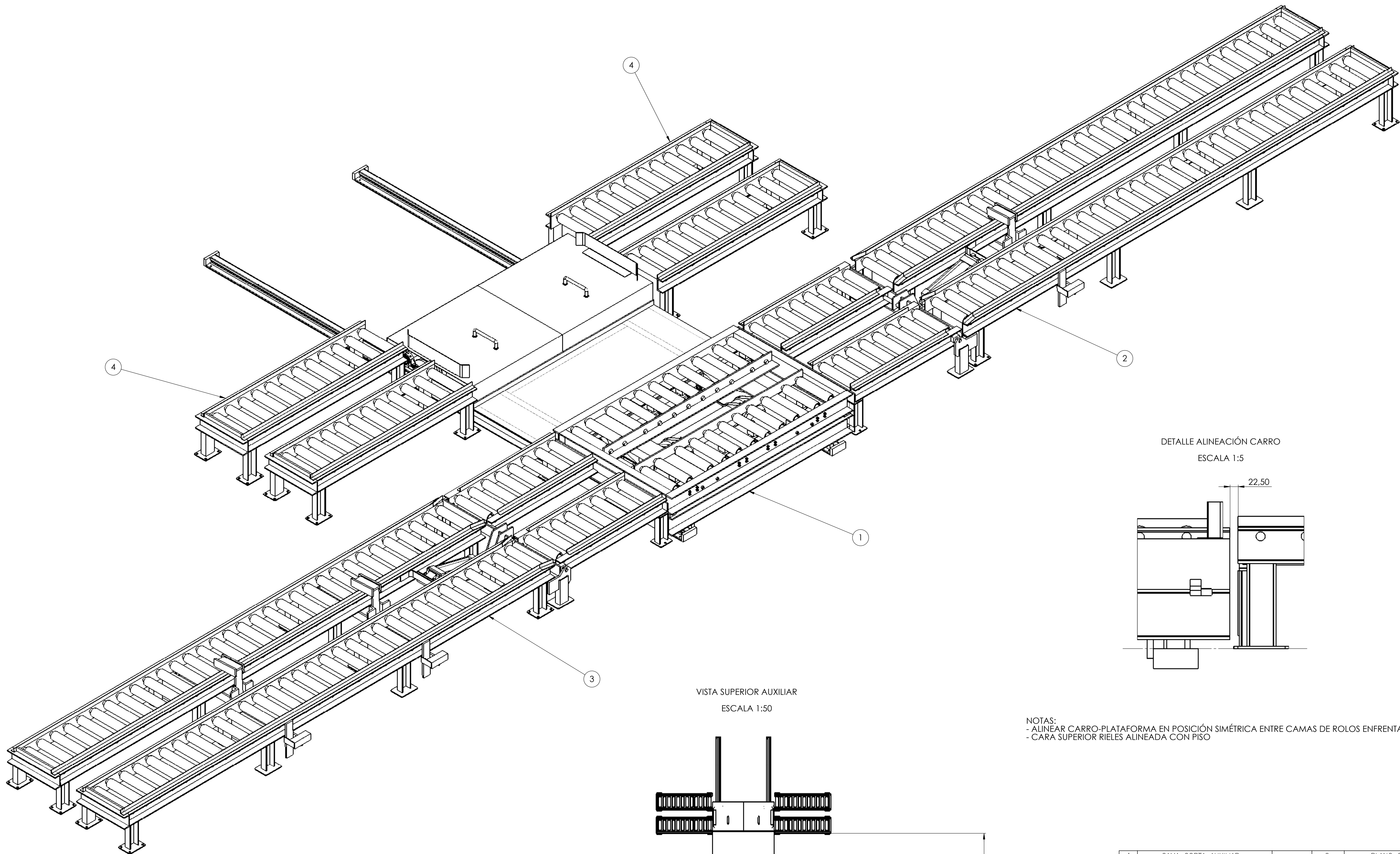
Bibliografía

- [1] Alfa. Catálogo técnico Reductores y Motoreductores. Disponible en (http://www.transmisionesalfa.com.ar/ARCHIVOS_PDF/REDUCTORES%20Y%20MOTORREDUCTORES/Catalogo%20General%20de%20Motorreductores%20Linea%20NM RV.pdf).
- [2] Cátedra de Hidráulica, Neumática y Automatización digital. (2018). 1C presentacion 1.
- [3] Cátedra de Transformación y unión de los materiales. (2018). Tabla de aceros.
- [4] Creus, Massa, & Cortes. (2004). Mecánica (2da ed.). Rosario: UNR Editora.
- [5] CrossMorse. Spurs Gear Selection. Disponible en: (<https://www.crossmorse.com/images/specifications/spurs-gears.pdf>).
- [6] Ficha técnica Motorreductores NMRV. Disponible en: (<https://irp-cdn.multiscreensite.com/0db05e57/DESKTOP/pdf/importadosad80.pdf?i=662530.pdf&fn=importados.pdf>).
- [7] HydroOil. Embragues Hidrodinámicos. Disponible en: (https://www.angellarreina.com/wp-content/uploads/2020/01/embragues_hydrooil.pdf).
- [8] Lentax. (s.f.). Catálogo Motorreductores. Disponible en: (https://lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo_622_Rev_28_10_2022.pdf).
- [9] Micro. (s.f.). Catálogo Serie CN10. Disponible en: (https://catalogo-micro.com/storage/pdfs/1.3.0.1_en.pdf).
- [10] Myszka, D. (s.f.). Máquinas y Mecanismos (4ta ed.). Pearson.
- [11] Salvador Palao. (s.f.). Catálogo - Línea de productos. Disponible en: (<http://palao.com.ar/images/empresa/0/orig/empi000001f000t0.pdf>).
- [12] Sinrad. (s.f.). Muelle de platillo DIN 2093. Disponible en: (https://sinard.es/wp-content/uploads/muelles_de_platillo_din-2093.pdf).
- [13] TheEngineeringToolBox. (s.f.). Rolling Resistance. Disponible en: (https://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html).

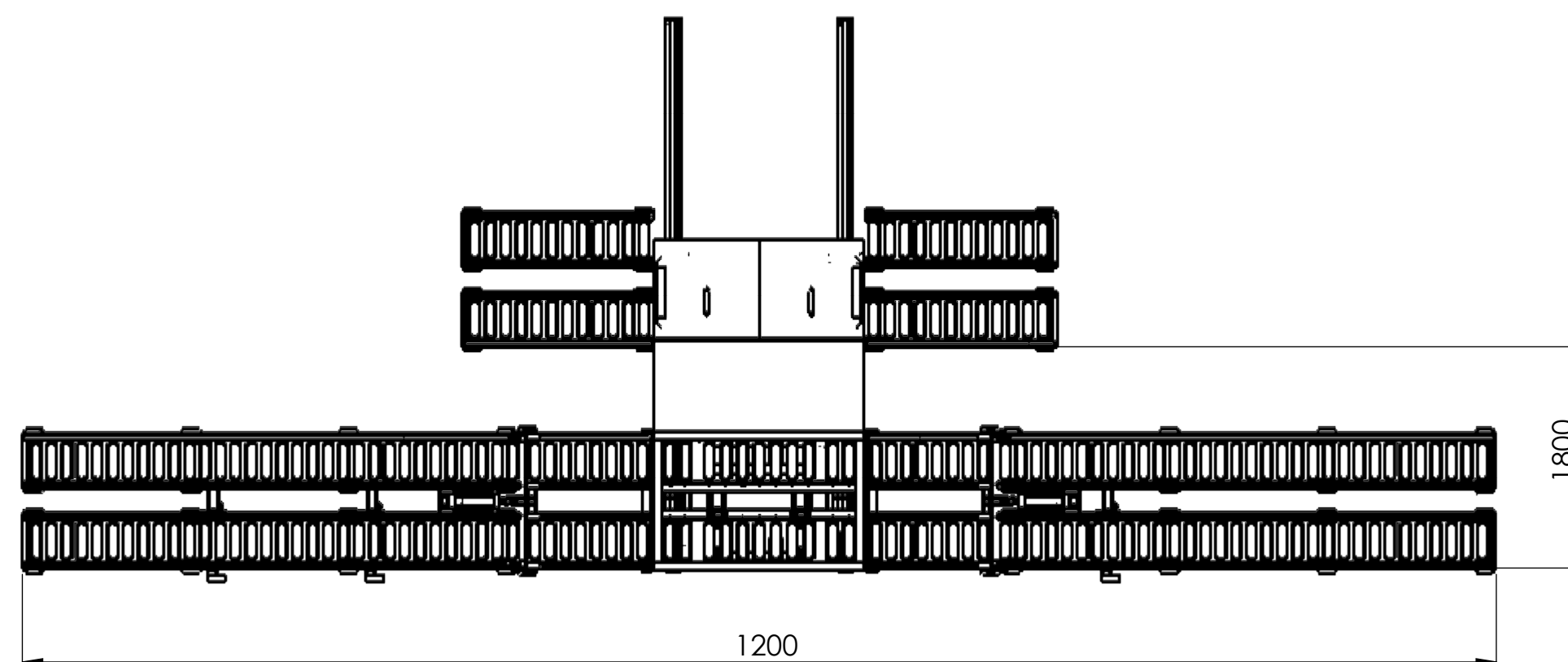
Anexo A: Listado de Planos

- 00 - Conjunto general
 - 01.0 - Carro-Plataforma
 - ❖ 01.1.00 - Plataforma
 - 01.1.01.0 – Plataforma Superior
 - 01.1.01.1.0 – Conj. Soldado Plataforma Superior
 - 01.1.01.1.2 – CSPA Frontal
 - 01.1.01.1.3 – CSPA Trasero
 - 01.1.01.1.4 – Soporte Articulación Superior
 - 01.1.01.1.6 – CSPA Perfil L Frontal
 - 01.1.01.1.7 – CSPA Perfil L Trasero
 - 01.1.01.2.0 – Conjunto Rodillo
 - 01.1.01.2.1 – Rodillo
 - 01.1.01.2.2 – Eje Rodillo
 - 01.1.01.2.3 – Espaciador Externo
 - 01.1.01.2.4 – Espaciador Interno
 - 01.1.01.3.0 – Conjunto Freno Rodillo
 - 01.1.01.3.1.0 – Cilindro Freno
 - 01.1.01.3.2 – Soporte Cilindro Freno
 - 01.1.01.3.3 – Soporte U Extensión
 - 01.1.02.0 – Tijera Central
 - 01.1.02.1.0 – Conj. Soldado Tijera Central
 - 01.1.02.1.1 – Tubo Central
 - 01.1.02.1.2 – Brazo Tijera Central
 - 01.1.02.1.3 – Soporte Buje Articulación
 - 01.1.02.1.4 – Soporte Ruedas Tijera
 - 01.1.02.1.5 – Brazo Cilindro Exterior
 - 01.1.02.1.6 – Brazo Cilindro Interno Derecho
 - 01.1.02.1.7 – Brazo Cilindro Interno Izquierdo
 - 01.1.02.2.0 – Conjunto Rueda Tijera
 - 01.1.02.2.1 – Eje Rueda Tijera
 - 01.1.02.2.2 – Rueda Tijera
 - 01.1.02.2.3 – Tapa Rueda Tijera
 - 01.1.02.3 – Buje Articulación Tijera
 - 01.1.03.0 – Tijera Lateral Derecha
 - 01.1.03.1.0 – Conj. Soldado Tijera Lateral Derecha
 - 01.1.03.1.1 – Tubo Central Lateral
 - 01.1.03.1.2 – Brazo Tijera Lateral
 - 01.1.03.1.3 – Soporte Buje Articulación
 - 01.1.03.1.4 – Soporte Ruedas Tijera
 - 01.1.03.4 – Buje Central
 - 01.1.04.0 – Tijera Lateral Izquierda
 - 01.1.04.1.0 – Conj. Soldado Tijera Lateral Izquierda
 - 01.1.05.0 – Conjunto Soldado Base
 - 01.1.05.1 – CSB Transversal
 - 01.1.05.2 – CSB Lateral Derecho

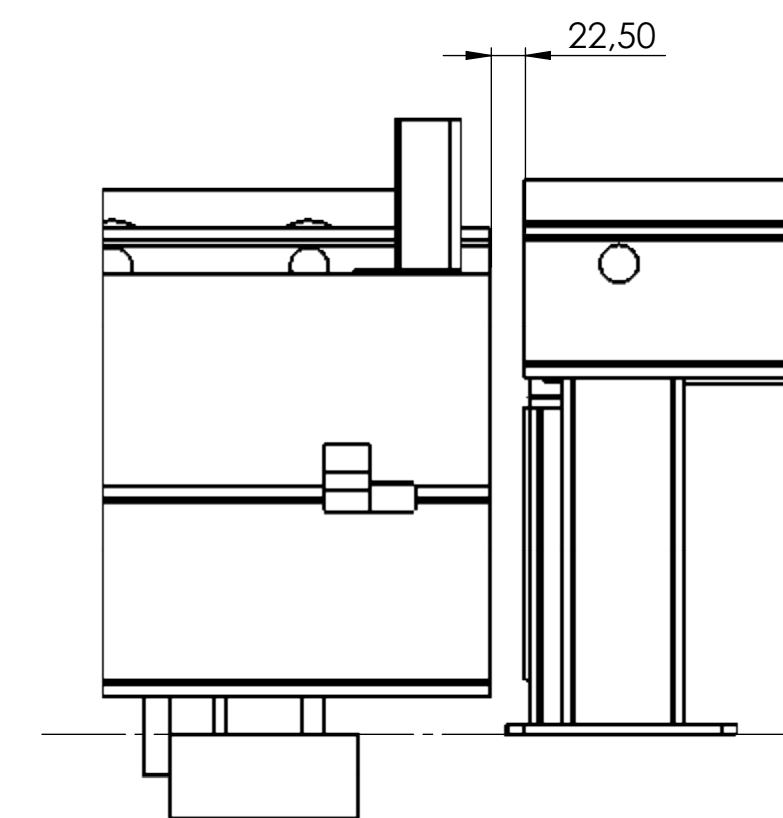
- 01.1.05.3 – CSB Lateral Izquierdo
 - 01.1.05.4 – Soporte Articulación Inferior
 - 01.1.05.5 – Soporte Articulación Inf. Cil. Der.
 - 01.1.05.6 – Soporte Articulación Inf. Cil. Izq.
- 01.1.06 – Guía Eje Tensor
- 01.1.07 – Eje Tensor
- 01.1.08 – Pista Buje Central
- 01.1.09 – Tapa Lateral Tijera
- 01.1.10 – Eje Articulación TC-PS
- 01.1.11 – Eje Articulación TC-Base
- 01.1.12.0 – Cilindro Hidráulico Derecho
- 01.1.13.0 – Cilindro Hidráulico Izquierdo
- 01.1.14 – Eje Articulación Cil-TC
- 01.1.15 – Eje Articulación Cil-Base
- 01.1.16 – Eje Alineación
- ❖ 01.2.00 – Carro
- ❖ 01.3.00 – Conjunto Rieles
- 02.0 – Cama Larga Derecha
- 03.0 – Cama Larga Izquierda
- 04.0 – Cama Corta Auxiliar



VISTA SUPERIOR AUXILIAR
ESCALA 1:50

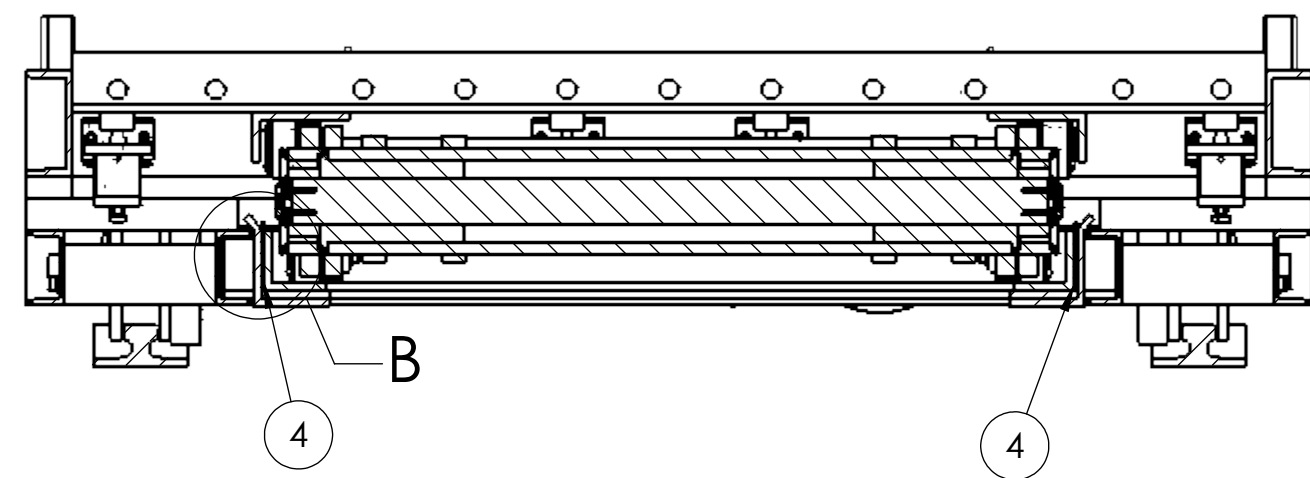


DETALLE ALINEACIÓN CARRO
ESCALA 1:5

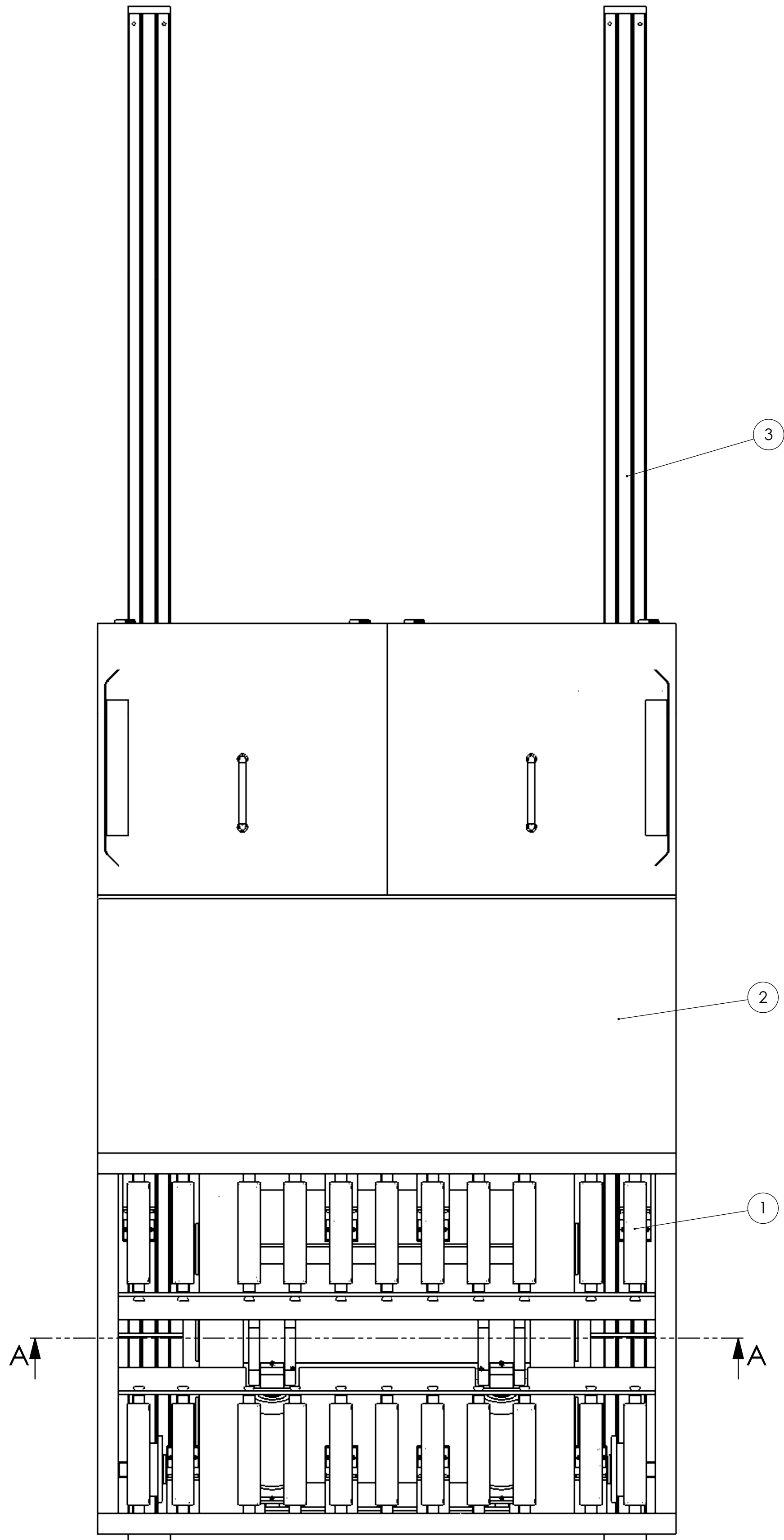


NOTAS:
- ALINEAR CARRO-PLATAFORMA EN POSICIÓN SIMÉTRICA ENTRE CAMAS DE ROLOS ENFRENTADAS
- CARA SUPERIOR RIELES ALINEADA CON PISO

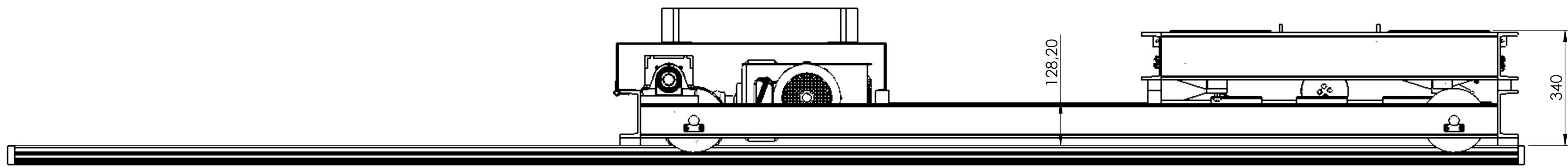
4	CAMA CORTA AUXILIAR		2	PLANO 04.0
3	CAMA LARGA IZQUIERDA		1	PLANO 03.0
2	CAMA LARGA DERECHA		1	PLANO 02.0
1	CARRO-PLATAFORMA		1	PLANO 01.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO SISTEMA PARA MONTAJE DE MOTORES EN RACKS DE TRANSPORTE				
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
APROBO		F. BOZZO	1:12	
				N° 00



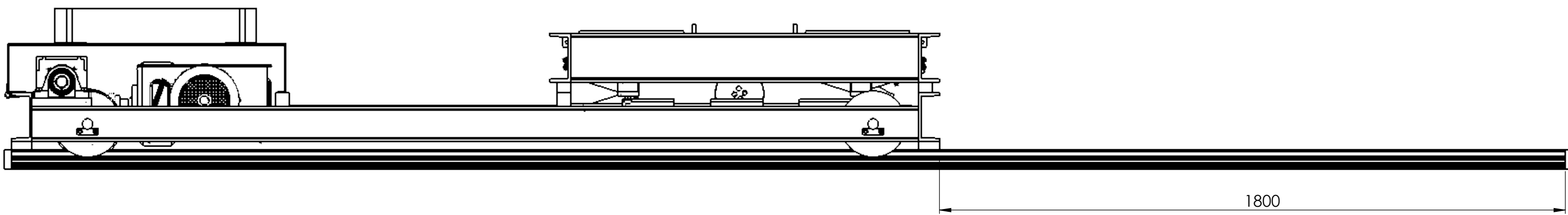
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



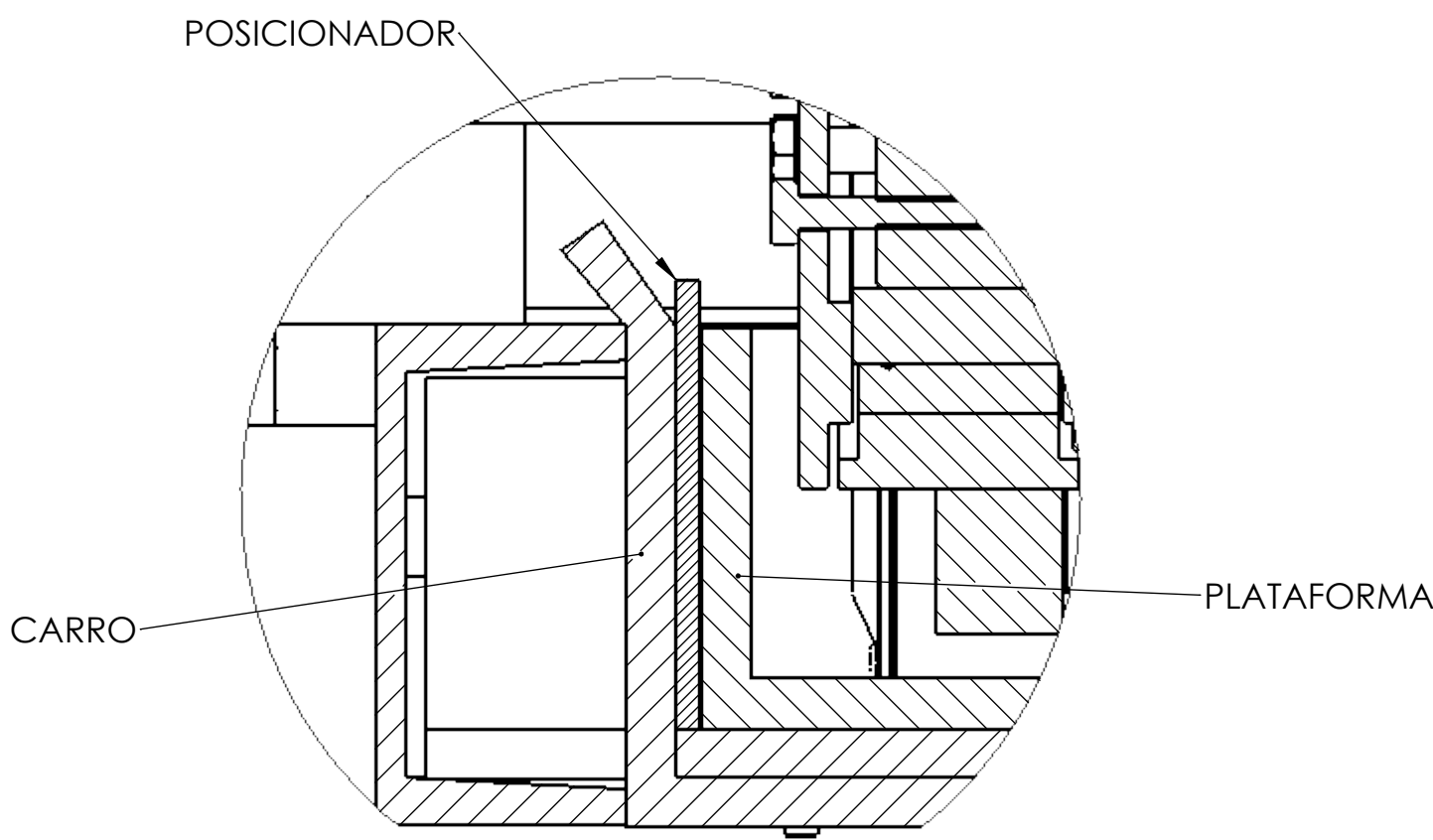
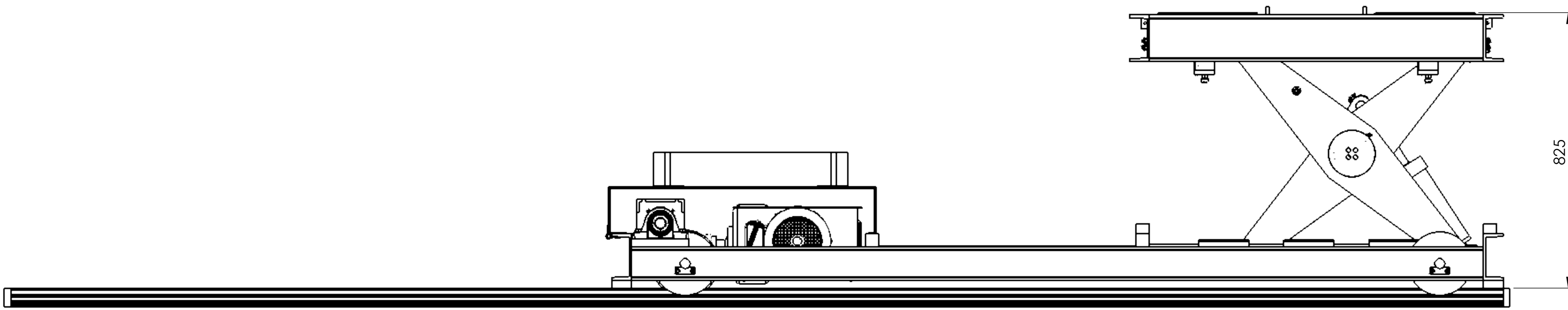
POSICIÓN: PLATAFORMA BAJA ALINEADA CON CAMAS DE ROLOS PRINCIPALES



POSICIÓN: PLATAFORMA BAJA ALINEADA CON CAMAS DE ROLOS AUXILIARES



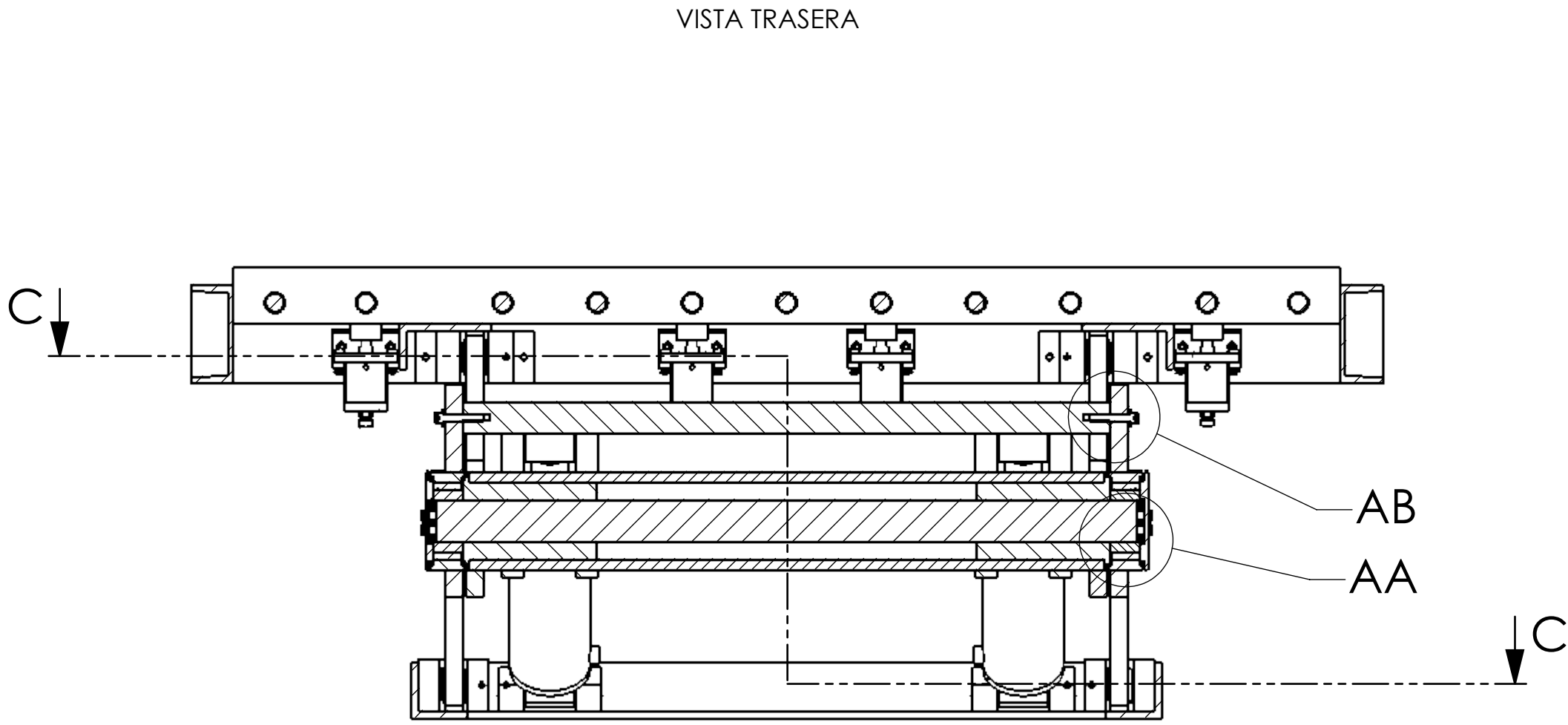
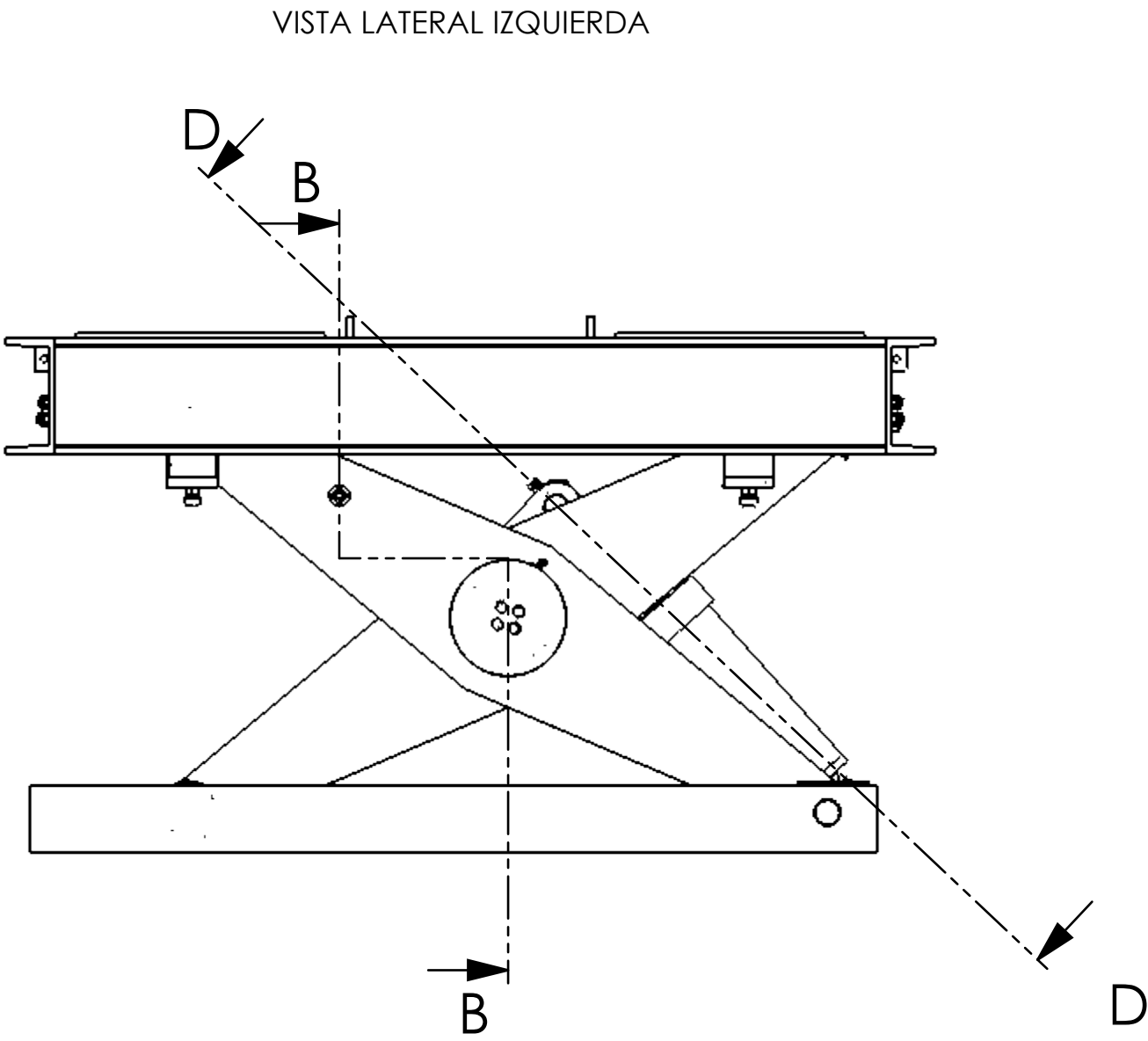
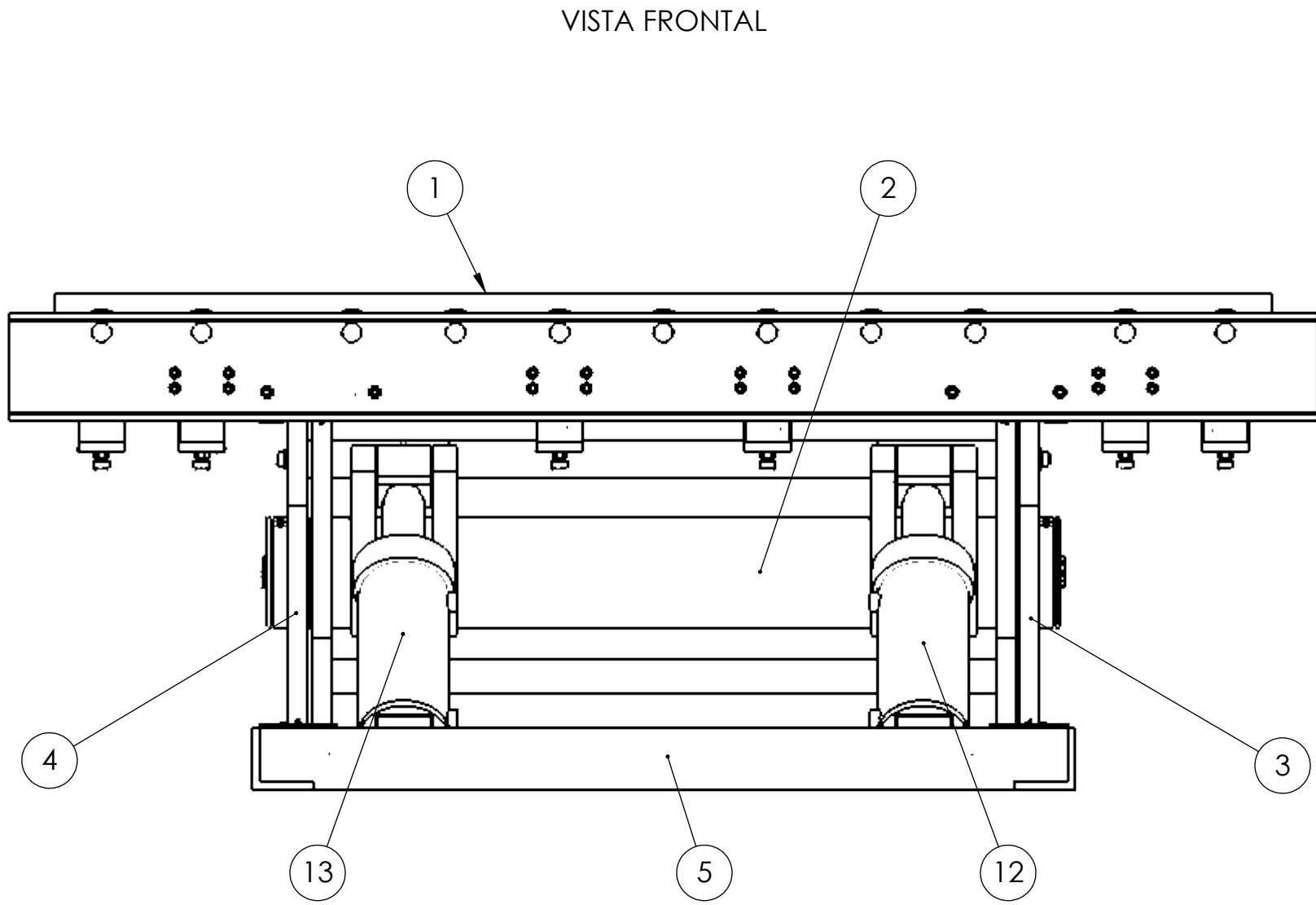
POSICIÓN: PLATAFORMA ELEVADA ALINEADA CON CAMAS DE ROLOS PRINCIPALES



DETALLE B
ESCALA 1 : 1.5

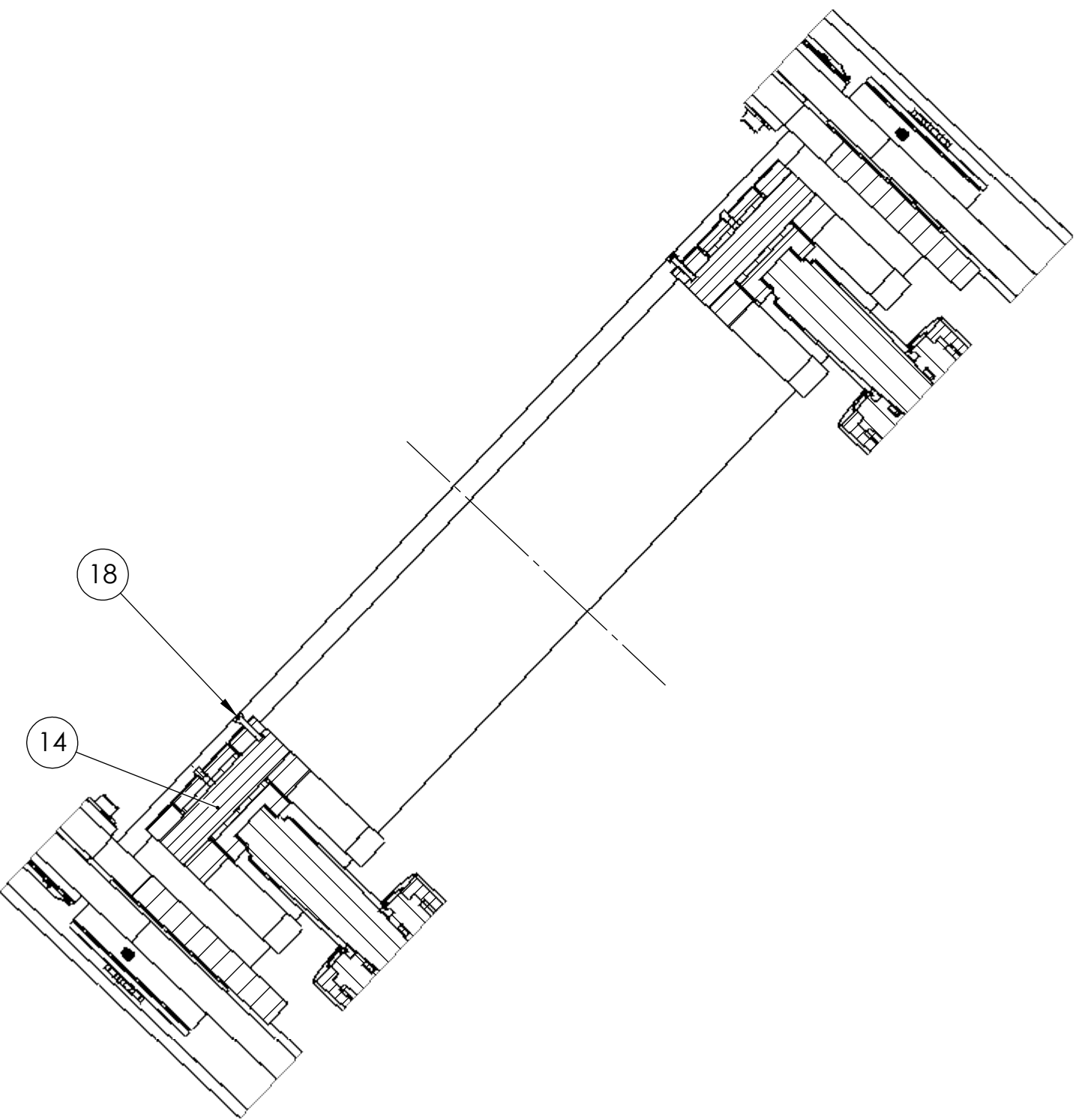
NOTA:
-LUEGO DE MONTAR PLATAFORMA EN CARRO, COLOCAR POSICIONADORES
PARA ELIMINAR EL JUEGO LATERA ENTRE CARRO Y PATAFORMA

4	POSICIONADOR; ESP=3/6"	SAE 1010	2	PLANCHUELA 900X90
3	CONJUNTO RIELES		1	PLANO 01.3.00
2	CARRO		1	PLANO 01.2.00
1	PLATAFORMA		1	PLANO 01.1.00
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	N° 01.0
APROBO			F. BOZZO	
		ESCALAS		
		1:10		



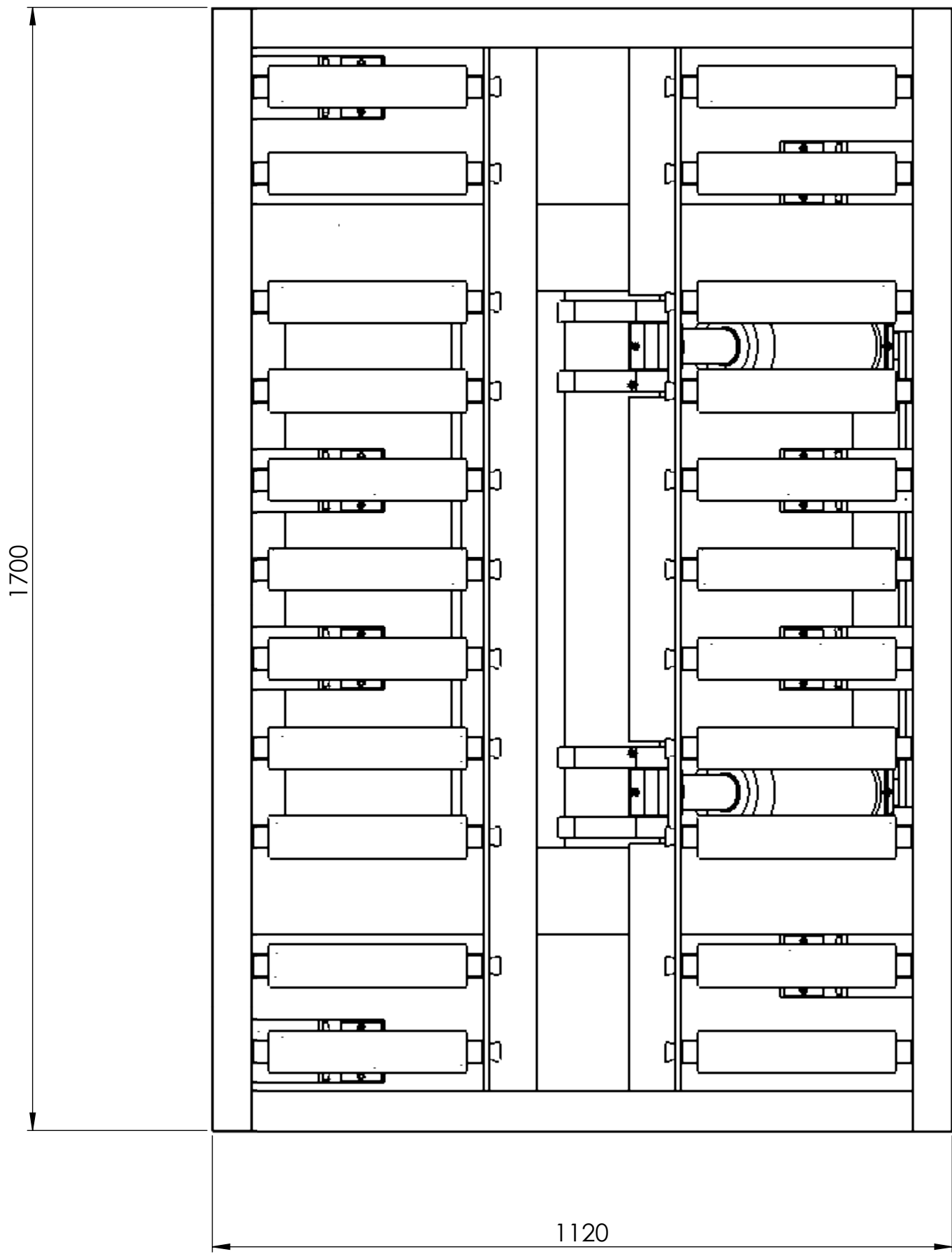
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:8

VISTA AUXILIAR
SUJECIÓN DELANTERA CILINDROS

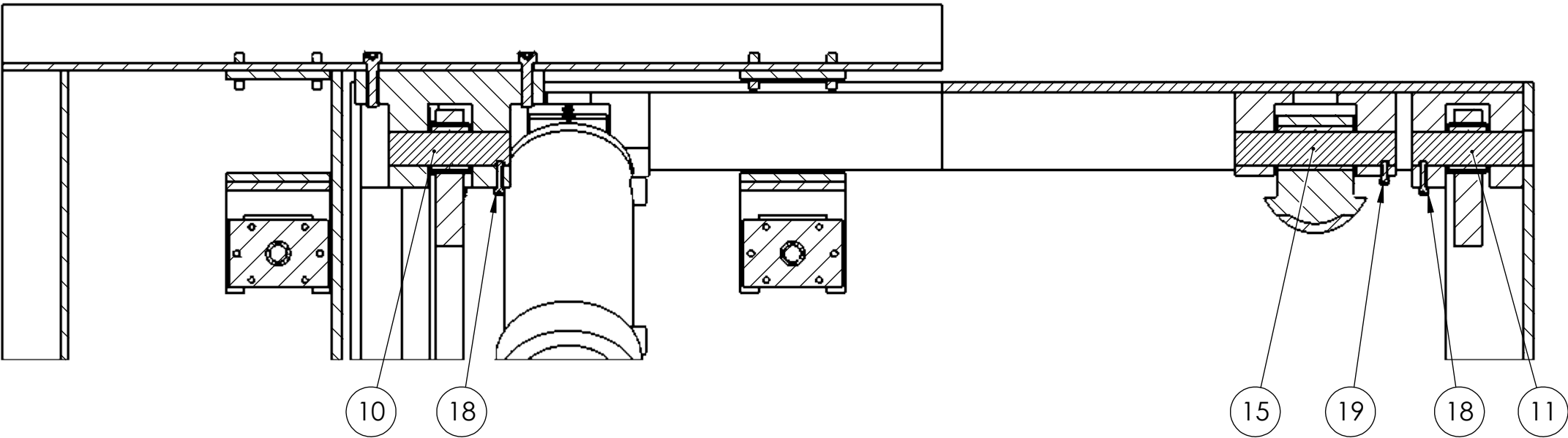


SECCIÓN D-D
ESCALA 1:5

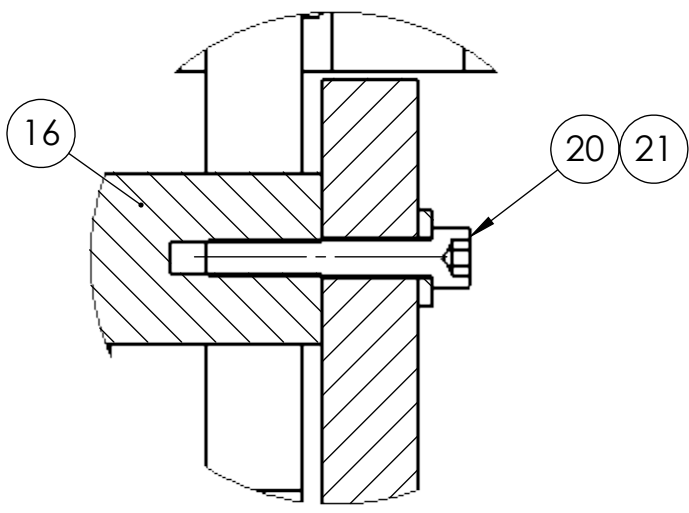
VISTA SUPERIOR



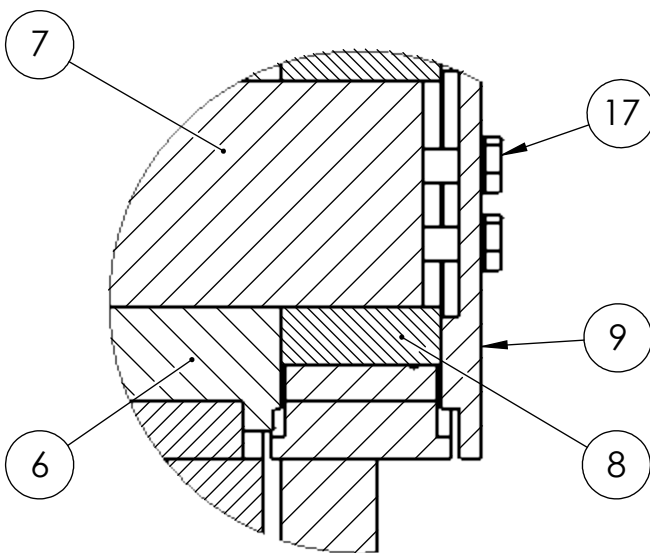
VISTA AUXILIAR
SUJECIONES TIJERAS Y SUJECIÓN INFERIOR CILINDROS



SECCIÓN C-C
ESCALA 1:5



DETALLE AB
ESCALA 1:2



DETALLE AA
ESCALA 1:2

21	ARANDELA DIN 9021 M10	ESTANDAR	2	
20	TORNILLO DIN 912 M10X60	ESTANDAR	2	
19	TORNILLO DIN 912 M5X16	ESTANDAR	2	
18	TORNILLO DIN 912 M5X25	ESTANDAR	6	
17	TORNILLO DIN 931 M8X40	ESTANDAR	8	
16	EJE ALINEACION		1	PLANO 01.1.16
15	EJE ARTICULACION CIL-BASE		2	PLANO 01.1.15
14	EJE ARTICULACION CIL-TC		2	PLANO 01.1.14
13	CILINDRO HIDRAULICO IZQUIERDO		1	PLANO 01.1.13.0
12	CILINDRO HIDRAULICO DERECHO		1	PLANO 01.1.12.0
11	EJE ARTICULACION TL-BASE		2	PLANO 01.1.11
10	EJE ARTICULACION TC-PS		2	PLANO 01.1.10
9	TAPA LATERAL TIJERA		2	PLANO 01.1.09
8	PISTA BUJE CENTRAL		2	PLANO 01.1.08
7	EJE TENSOR		1	PLANO 01.1.07
6	GUIA EJE TENSOR		2	PLANO 01.1.06
5	BASE		1	PLANO 01.1.05.0
4	TIJERA LATERAL IZQUIERDA		1	PLANO 01.1.04.0
3	TIJERA LATERAL DERECHA		1	PLANO 01.1.03.0
2	TIJERA CENTRAL		1	PLANO 01.1.02.0
1	PLATAFORMA SUPERIOR		1	PLANO 01.1.01.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION

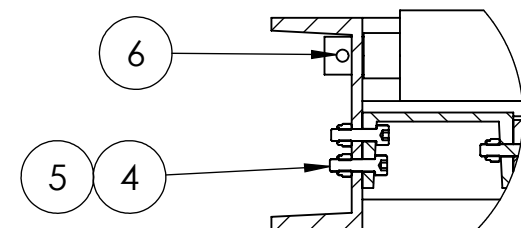
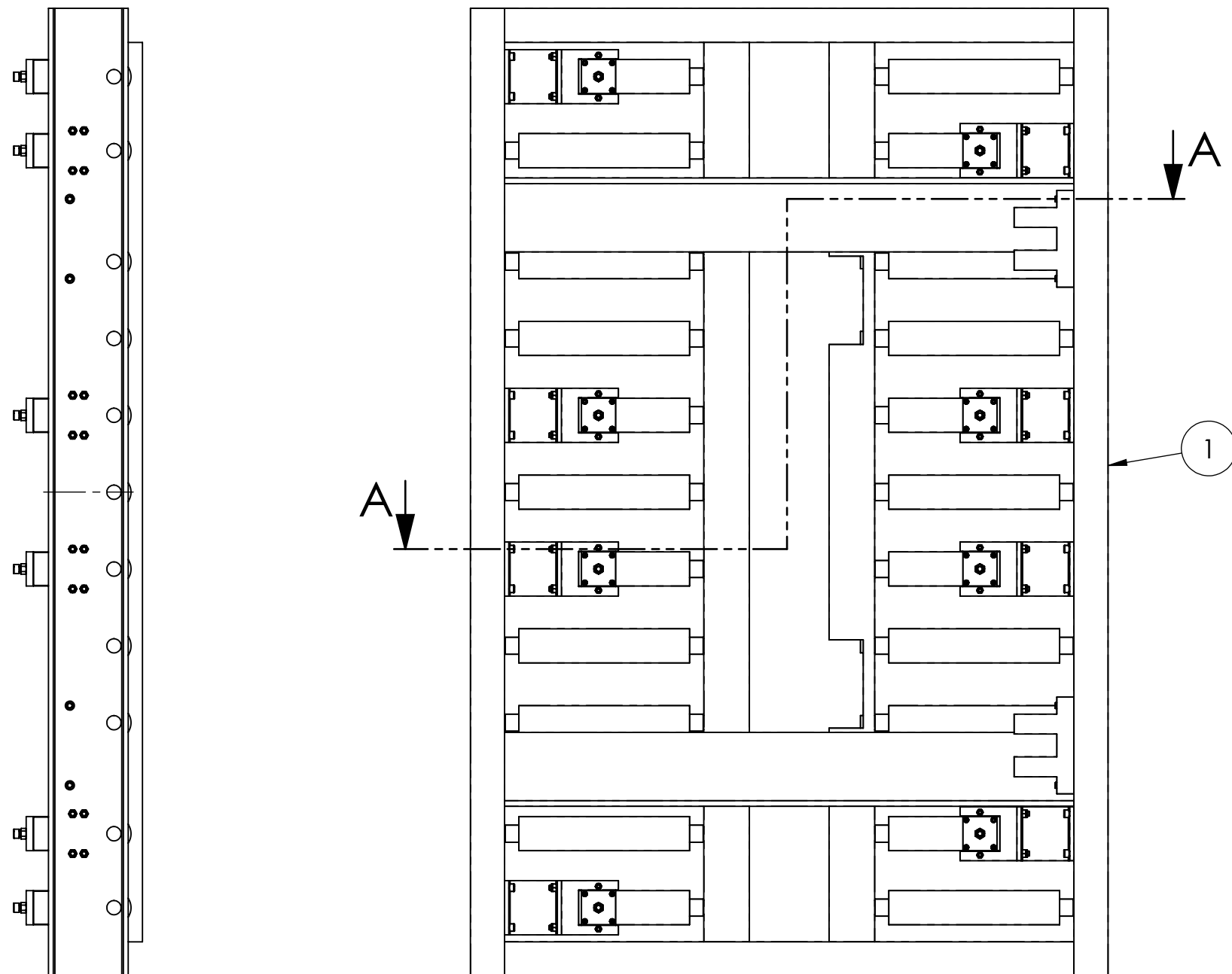


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

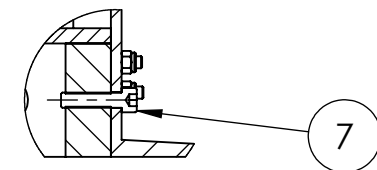
PLATAFORMA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO		F. BOZZO	1:8

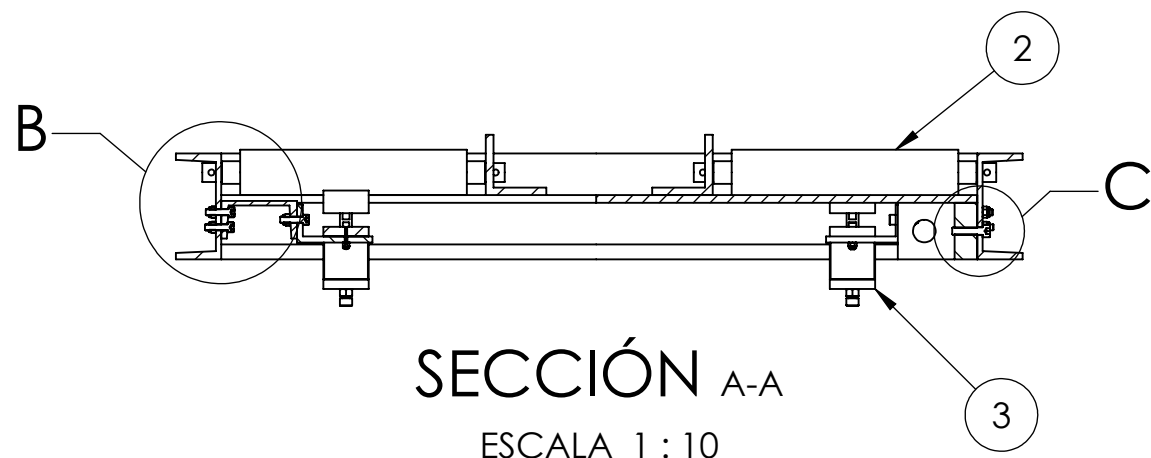
N° 01.1.00



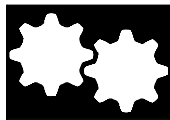
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

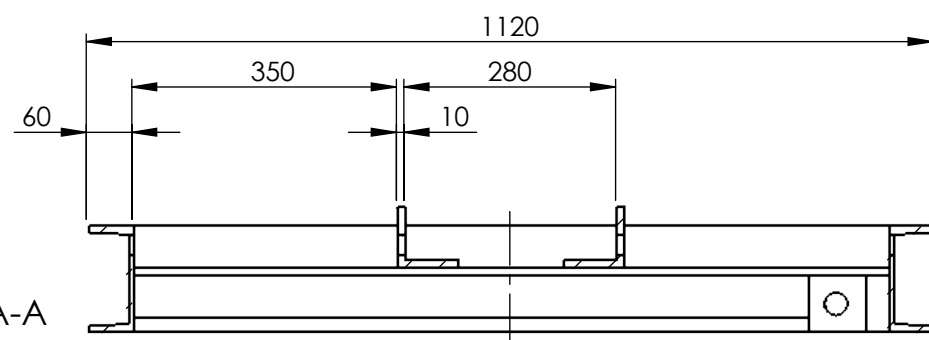
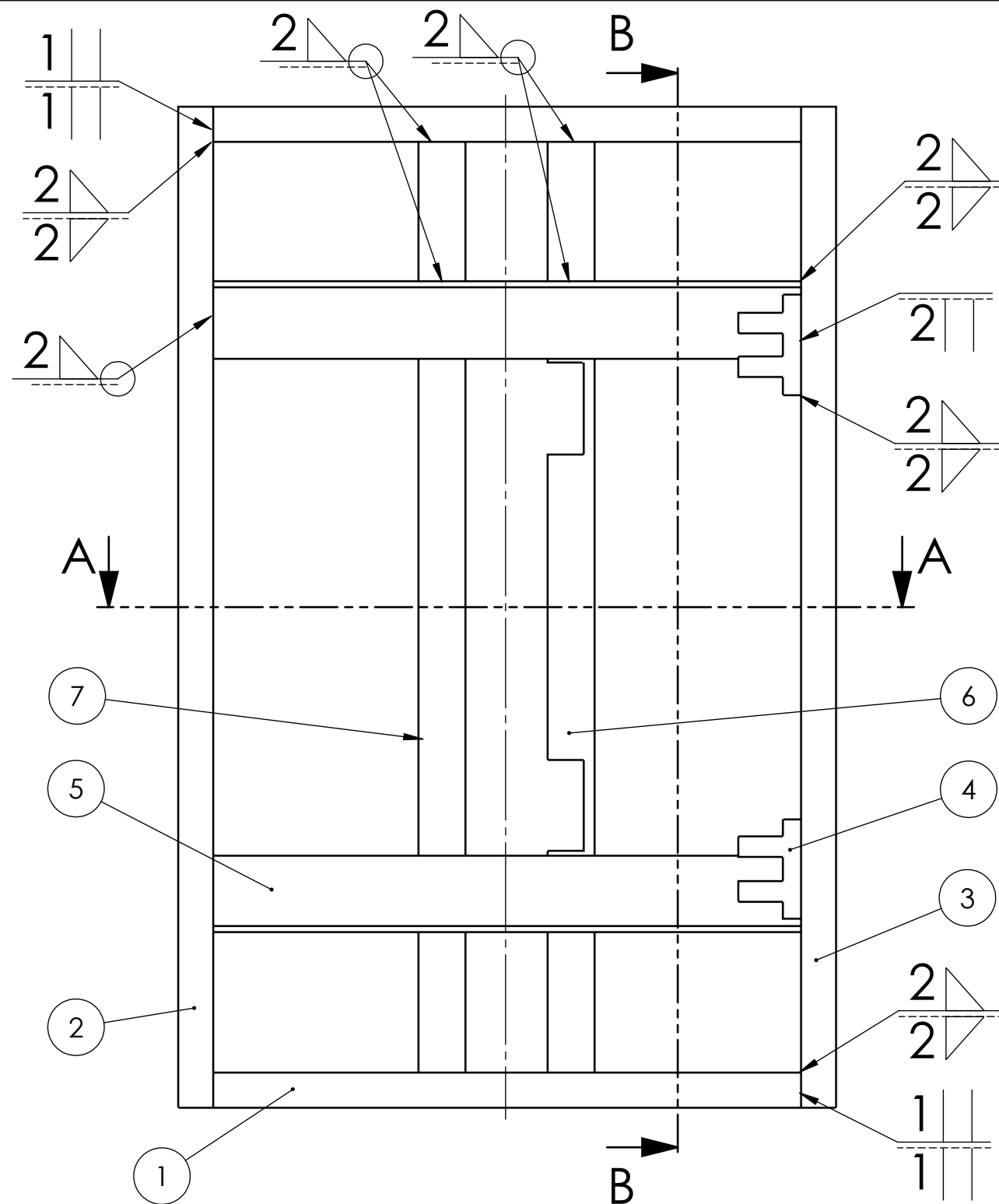


DETALLE C
ESCALA 1 : 5

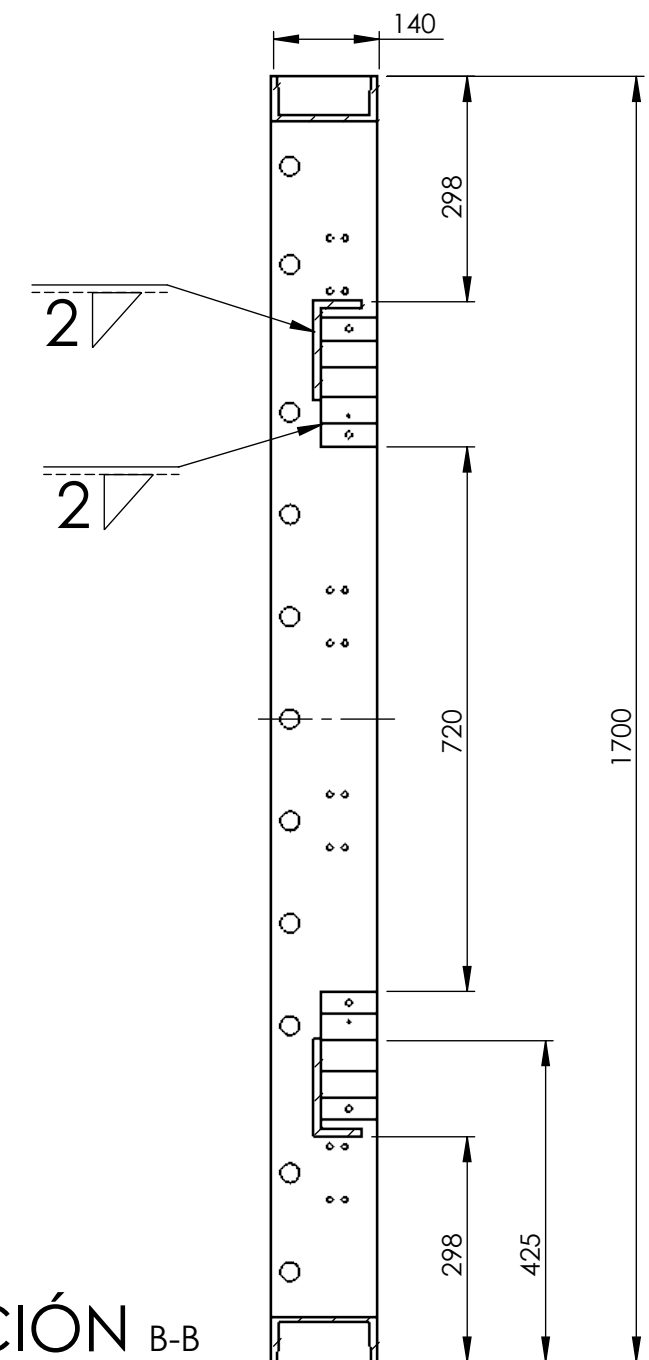


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

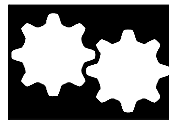
7	TORNILLO DIN 912 M10X40	ESTANDAR	4	
6	PASADOR DE ALETAS DIN 94	ESTANDAR	44	
5	TUERCA AUTOBLOQ. DIN 985	ESTANDAR	32	
4	TORNILLO DIN 912 M8X30	ESTANDAR	32	
3	CONJUNTO FRENO RODILLO		8	PLANO 01.1.01.3.0
2	CONJUNTO RODILLO		16	PLANO 01.1.01.2.0
1	CONJ. SOLDADO PLATAFORMA SUPERIOR	SAE 1010	1	PLANO 01.1.01.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PLATAFORMA SUPERIOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
				N° 01.1.01.0



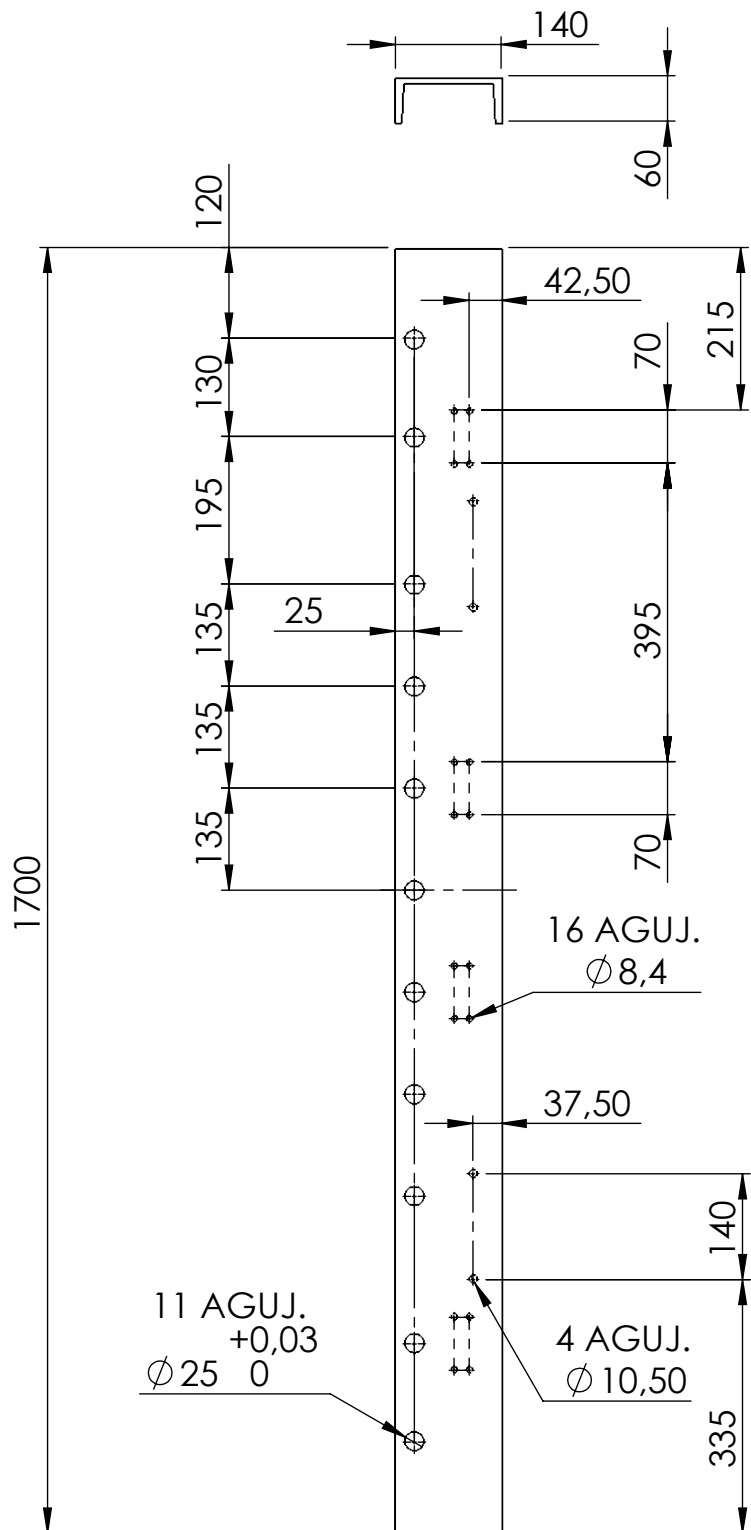
SECCIÓN B-B



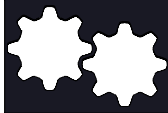
SECCIÓN A-A

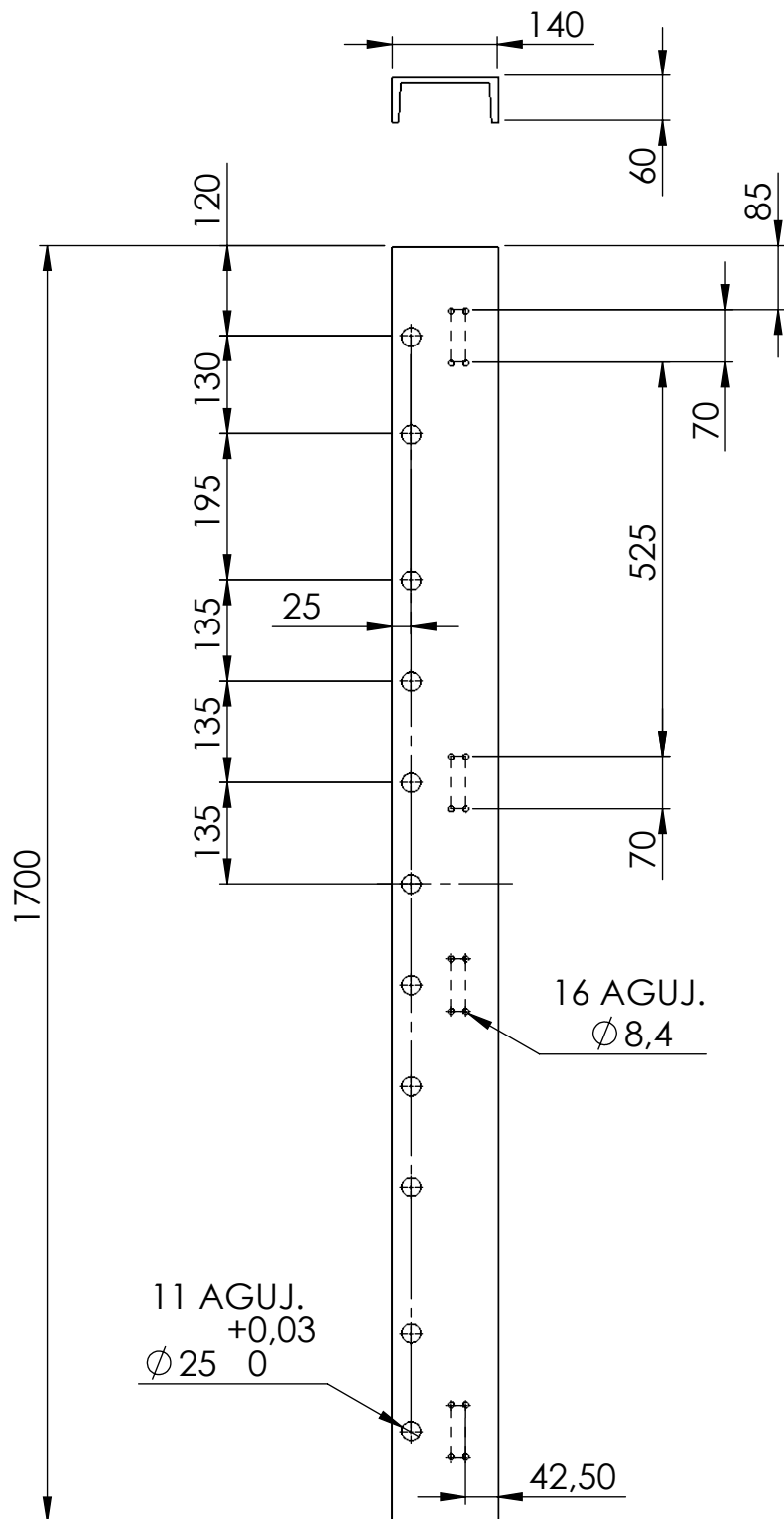
7	CSPS PERFIL L TRASERO		1	PLANO 01.1.01.1.7
6	CSPS PERFIL L FRONTAL		1	PLANO 01.1.01.1.6
5	PERFIL L 130X65X10	SAE 1010	2	LARGO = 1000mm
4	SOPORTE ARTICULACION SUPERIOR		2	PLANO 01.1.01.1.4
3	CSPS TRASERO.		1	PLANO 01.1.01.1.3
2	CSPS FRONTAL		1	PLANO 01.1.01.1.2
1	PERFIL UPN140	SAE 1010	2	LARGO = 1000mm
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CONJUTO SOLDADO PLATAFORMA SUPERIOR
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		F. BOZZO	1:10	
APROBO				

N° 01.1.01.1.0



MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PERFIL UPN 140	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSPS FRONTAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.1.2	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

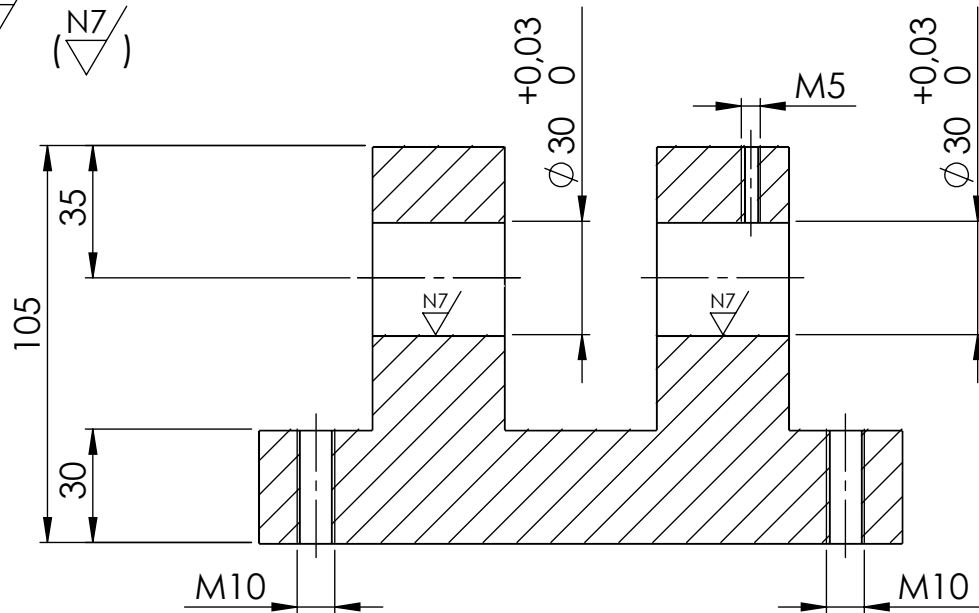


MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

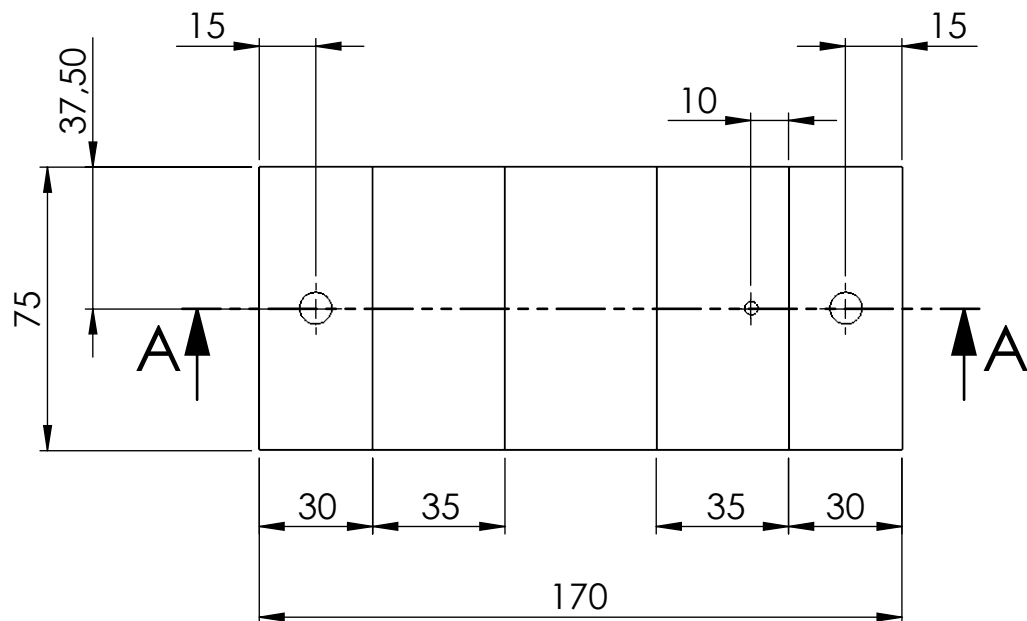
1	PERFIL UPN 140	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSPS TRASERO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.1.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

ESCALAS
1:10

N8
(N7/)



SECCIÓN A-A



Notas:

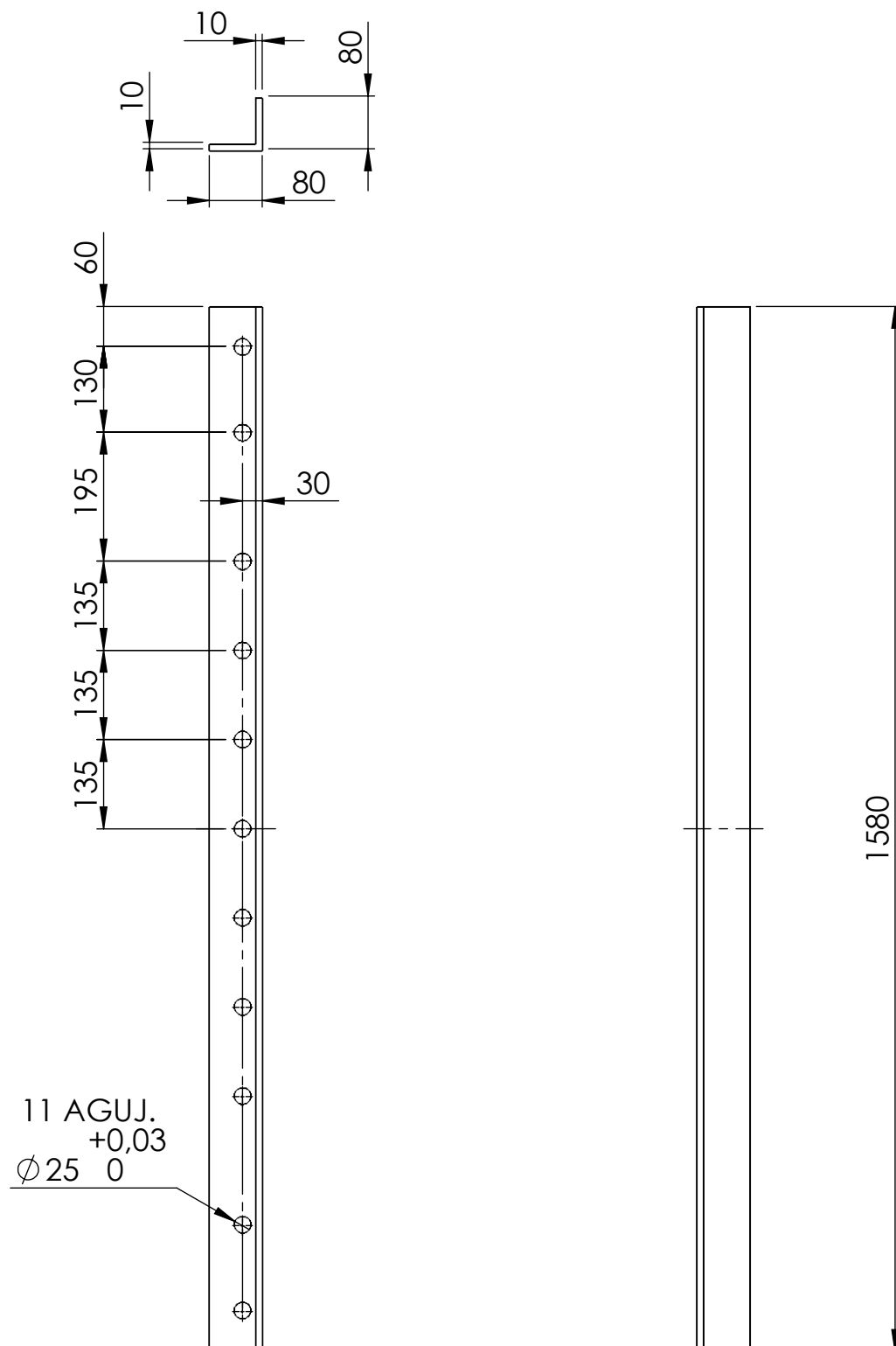
1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	BLOQUE 110X90X180	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE ARTICULACION SUPERIOR		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.1.4	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

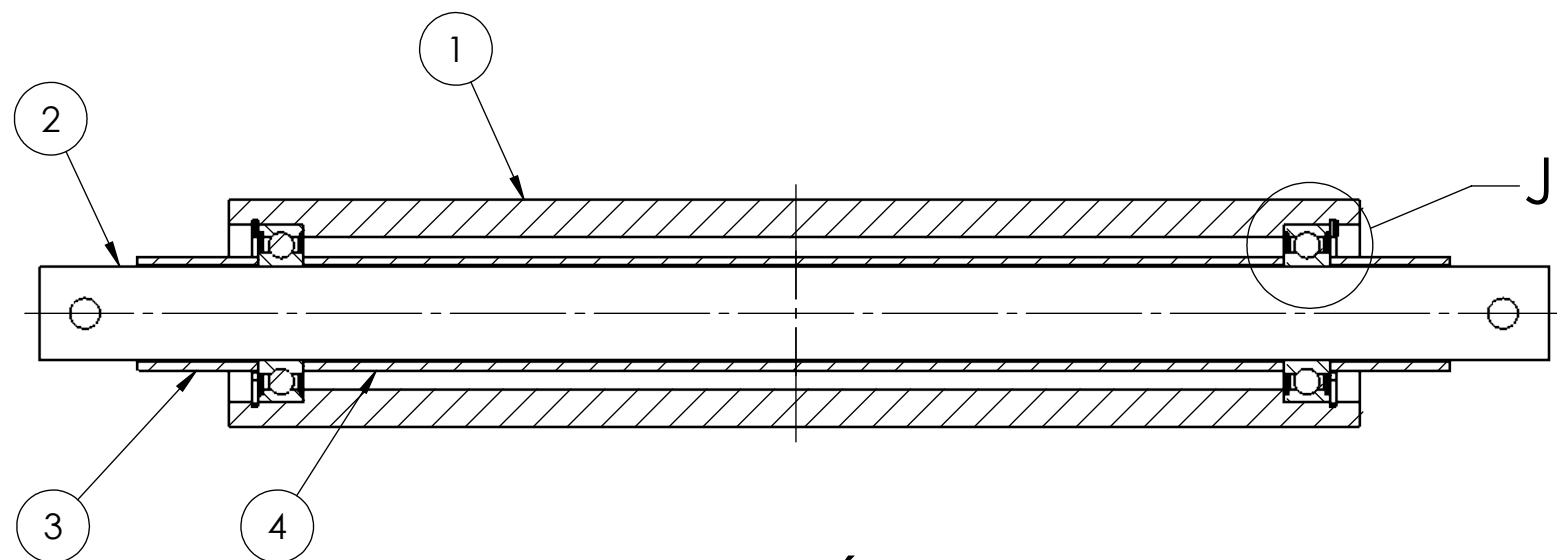
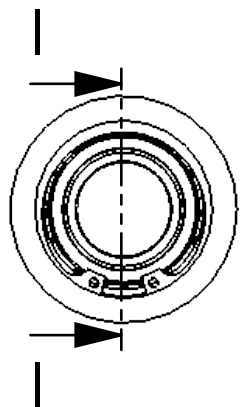


1	PERFIL L 80x80x10			SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CSPS PERFIL L FRONTAL		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	N° 01.1.01.1.6		
DIBUJO		F. BOZZO				
APROBO						

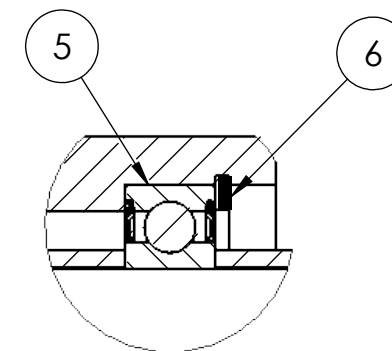


MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

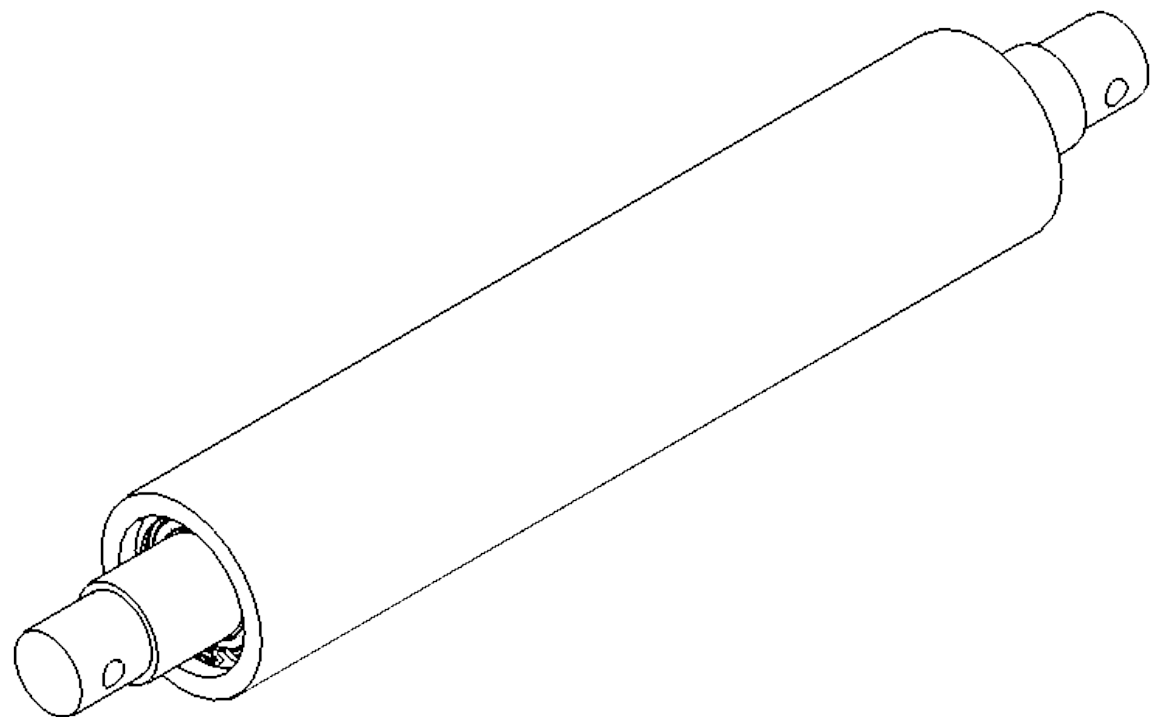
1	PERFIL L 80x80x10	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSPS PERFIL L TRASERO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.1.7	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

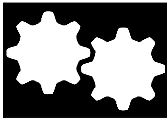


SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 2



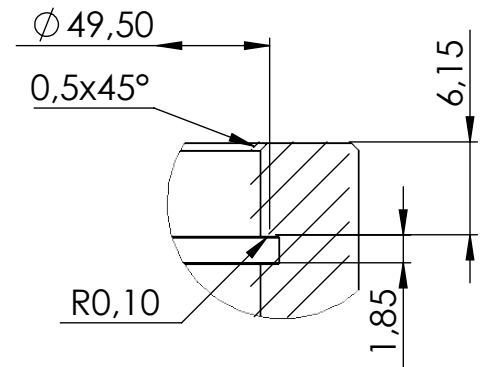
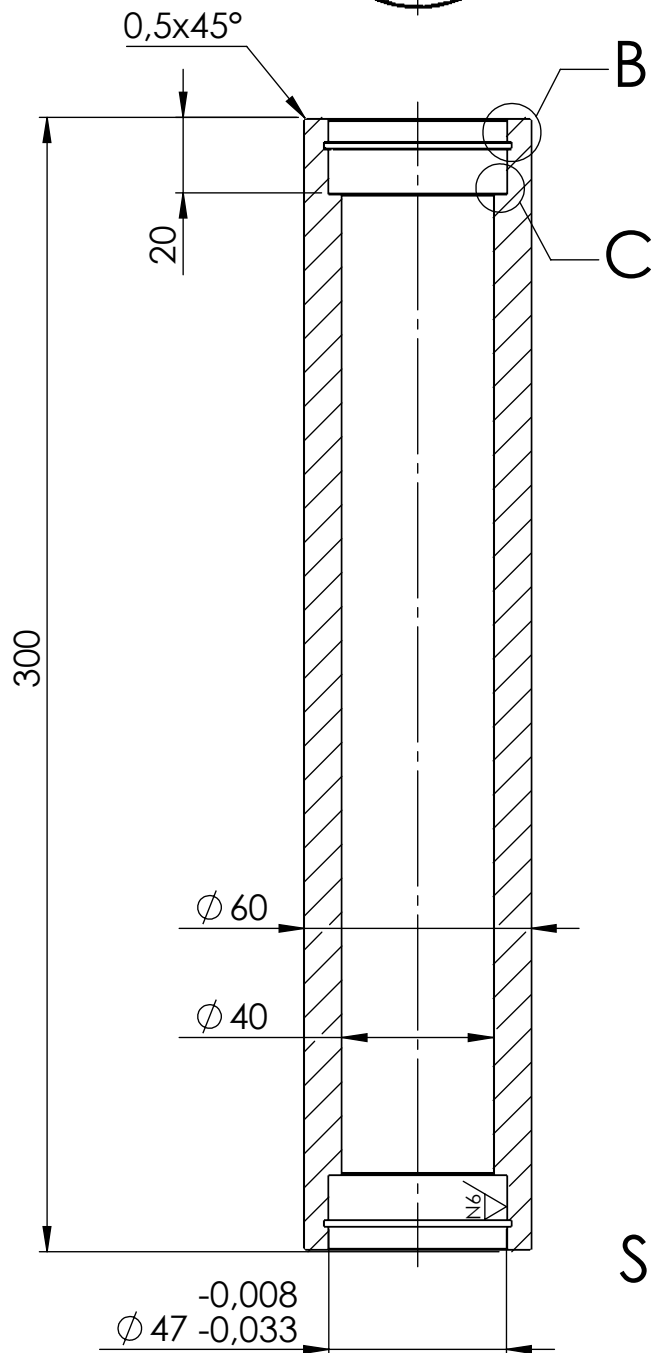
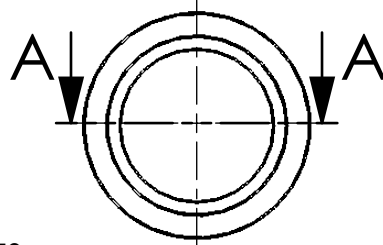
DETALLE J
ESCALA 1 : 1



6	SEEGER DIN 472 D=47; ESP=1,75	ESTANDAR	2	
5	ROD. RIGIDO 1 HIL. DE BOLAS 25X47X12	ESTANDAR	2	SKF COD: 6005-2Z
4	SEPARADOR INTERNO		1	PLANO 01.1.01.2.4
3	SEPARADOR EXTERIOR		2	PLANO 01.1.01.2.3
2	EJE RODILLO		1	PLANO 01.1.01.2.2
1	RODILLO		1	PLANO 01.1.01.2.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO CONJUNTO RODILLO				N° 01.1.01.2.0
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		F. BOZZO	1:2	
APROBO				

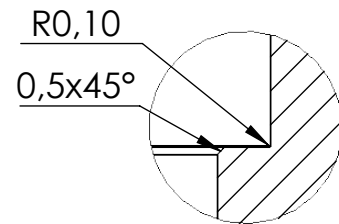
N7

(N6/)



DETALLE B

ESCALA 2 : 1

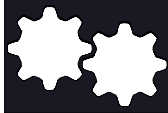


DETALLE C

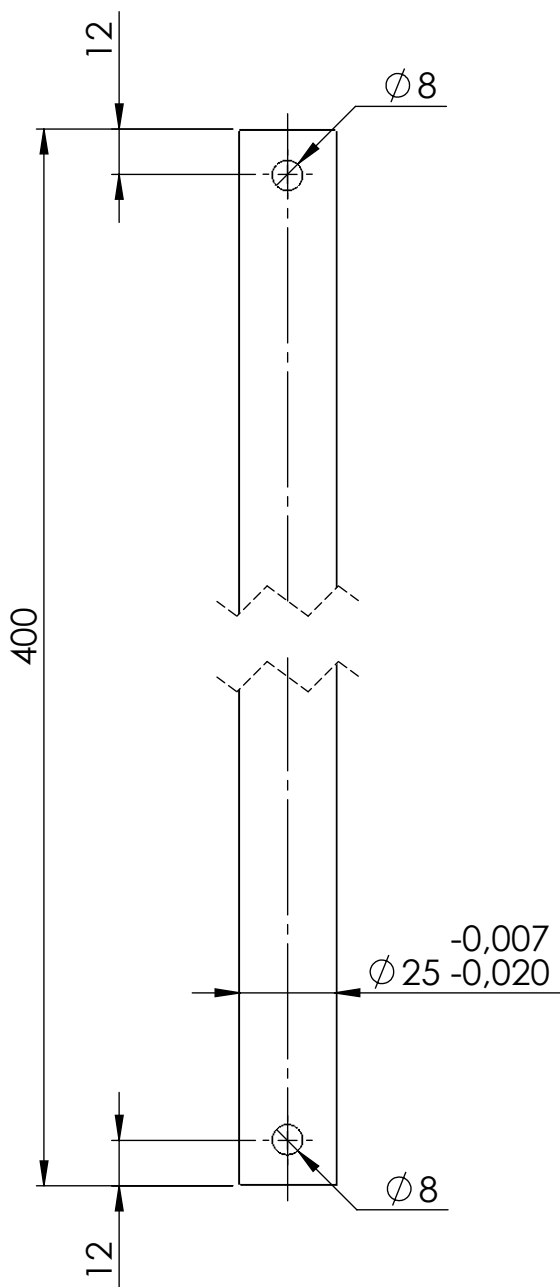
ESCALA 2 : 1

SECCIÓN A-A

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	TUBO ϕ EXT:65; ϕ INT:35; LARGO:305	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RODILLO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.2.1	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N7



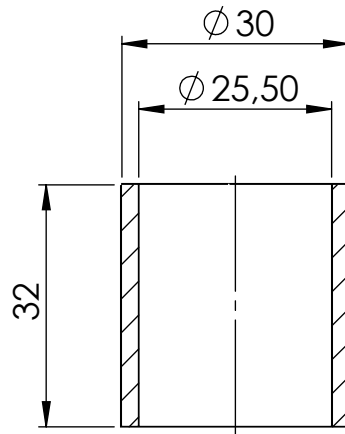
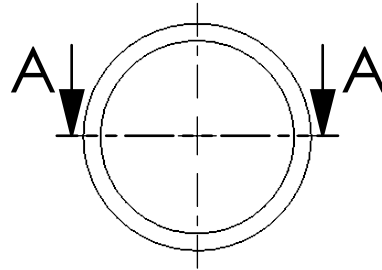
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	EJE RODILLO	SAE 1045	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE RODILLO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.2.2	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS				
1:2				

N7



SECCIÓN A-A

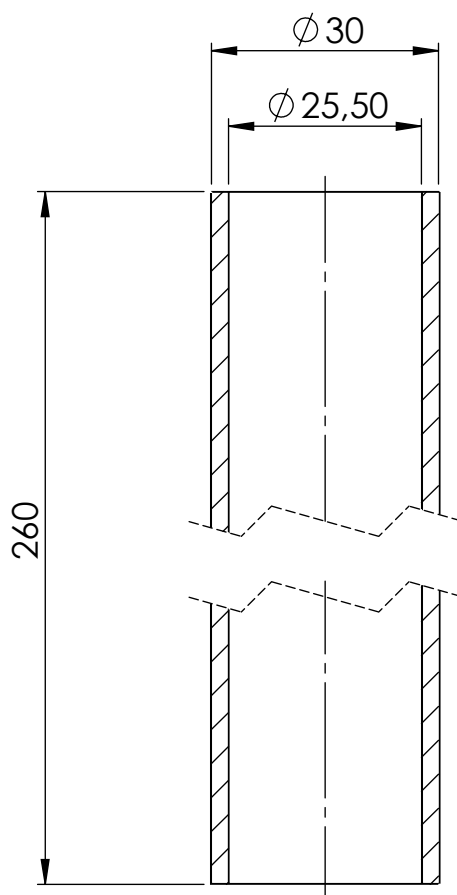
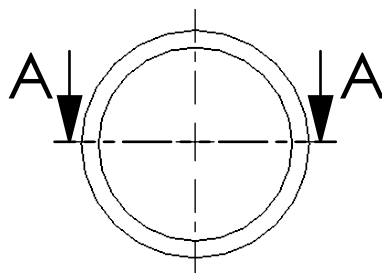
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	ESPACIADOR EXTERNO	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ESPACIADOR EXTERNO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.2.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:1	

N7

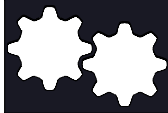


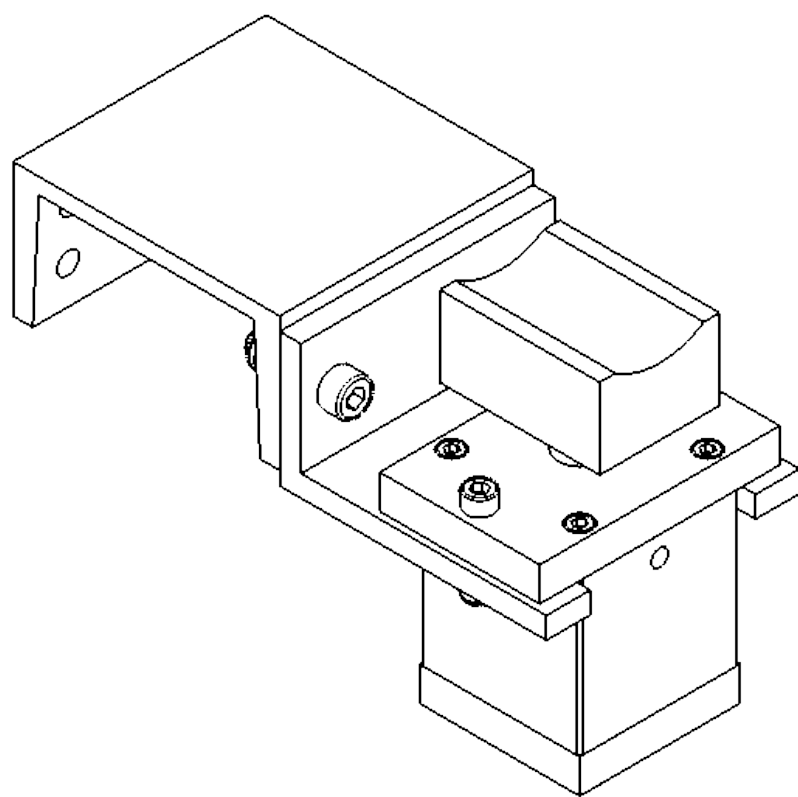
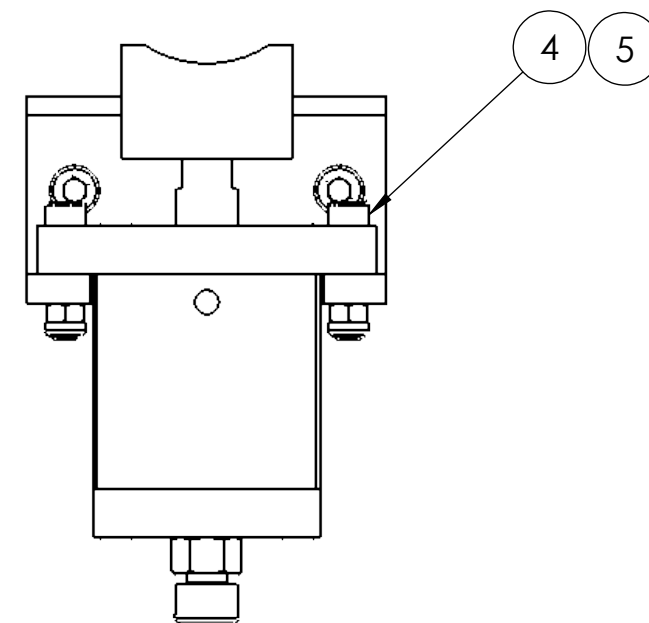
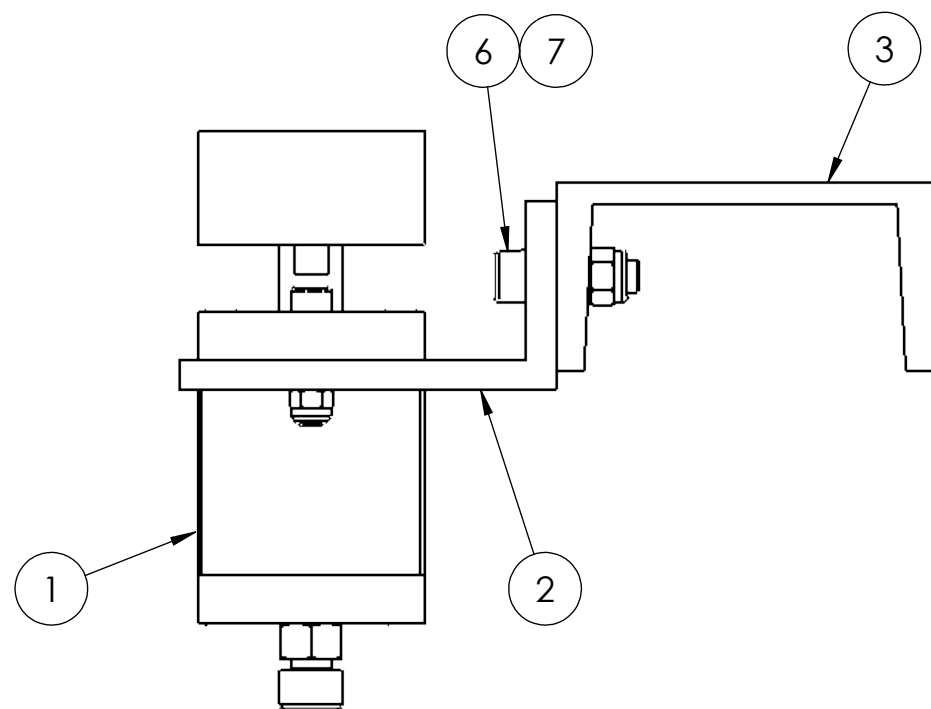
SECCIÓN A-A

Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	ESPACIADOR INTERNO	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ESPACIADOR INTERNO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.2.4	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS	
			1:1	



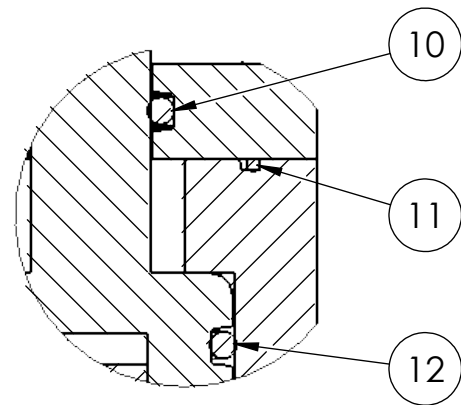
7	TUERCA AUTOBLOQ. DIN 985 M8	ESTANDAR	2	
6	TORNILLO DIN 912 M8X30	ESTANDAR	2	
5	TUERCA AUTOBLOQ. DIN 985 M6	ESTANDAR	2	
4	TORNILLO DIN 912 M6X30	ESTANDAR	2	
3	SOPORTE U EXTENSIÓN		1	PLANO 01.1.01.3.3
2	SOPORTE CILINDRO FRENO		1	PLANO 01.1.01.3.2
1	CILINDRO FRENO		1	PLANO 01.1.01.3.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES



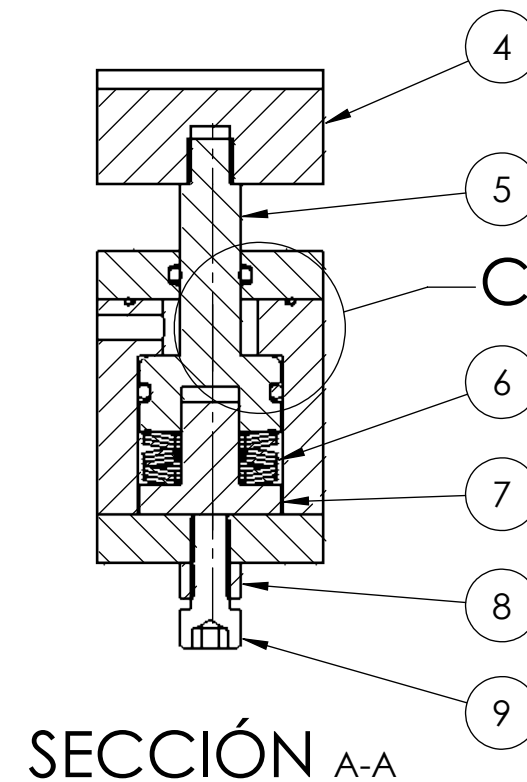
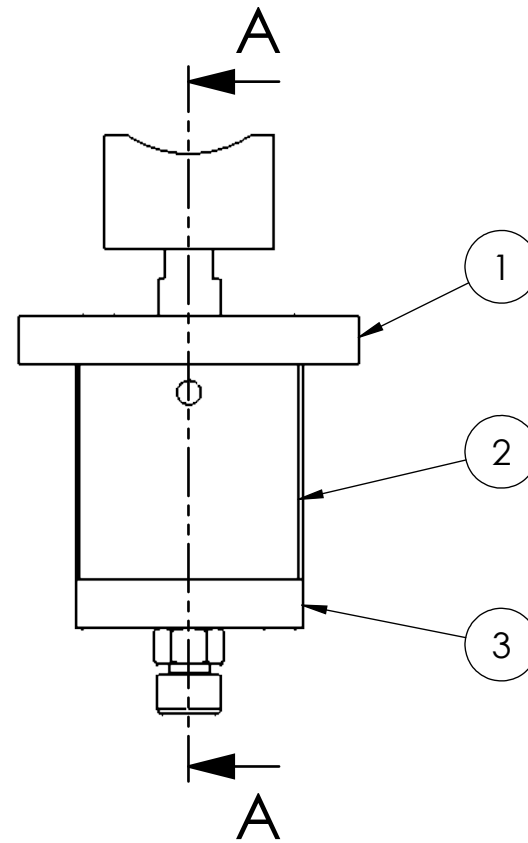
PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

CONJUNTO FRENO

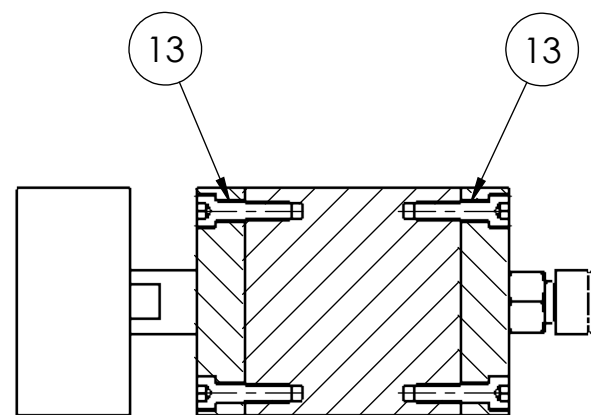
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.1.01.3.0
DIBUJO		F. BOZZO	1:2	
APROBO				



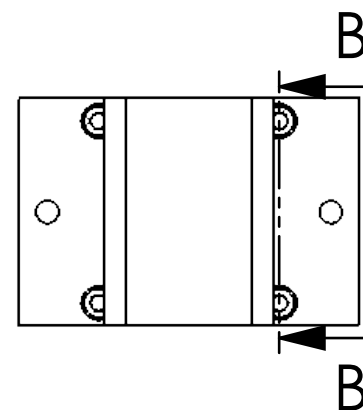
DETALLE C
ESCALA 1:1



SECCIÓN A-A

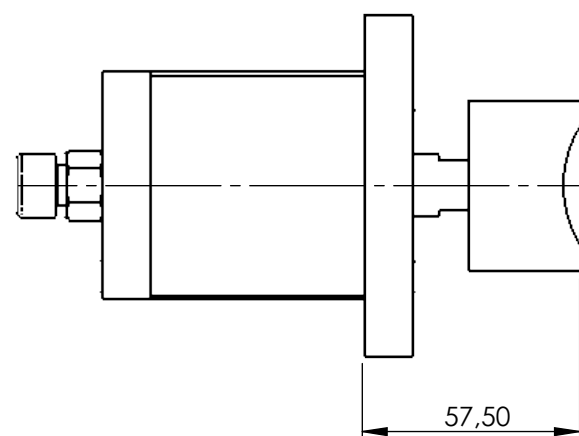


SECCIÓN B-B

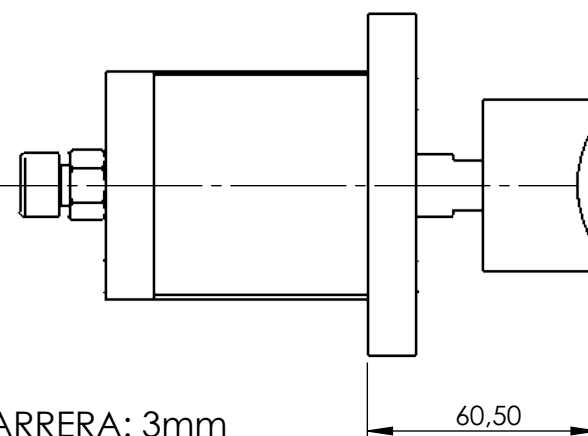


POSICIÓN CONTRAIDO

POSICIÓN EXTENDIDO



CARRERA: 3mm



13	TORNILLO DIN 912 M5X20	ESTANDAR	8	
12	SELLO O'RING 3,53 X 31,34 X 38,40	ESTANDAR	1	PARKER COD: 2-218
11	SELLO O'RING 1,78 X 41 X 44,56	ESTANDAR	1	PARKER COD: 2-030
10	SELLO O'RING 3,53 x 15,47 x 22,53	ESTANDAR	1	PARKER COD: 2-208
9	TORNILLO DIN 912 M10X25	ESTANDAR	1	
8	TUERCA DIN 934 M10	ESTANDAR	1	
7	GUÍA VÁSTAGO	SAE 1010	1	PLANO 01.1.01.3.1.7
6	ARANDELA DIN 2093 B35.5	ESTANDAR	9	
5	VASTAGO	SAE 4140	1	PLANO 01.1.01.3.1.5
4	ZAPATA FRENO	SAE 1010	1	PLANO 01.1.01.3.1.4
3	TAPA INFERIOR	SAE 1010	1	PLANO 01.1.01.3.1.3
2	CILINDRO	FUND. GRIS	1	PLANO 01.1.01.3.1.2
1	TAPA SUPERIOR	FUND. GRIS	1	PLANO 01.1.01.3.1.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

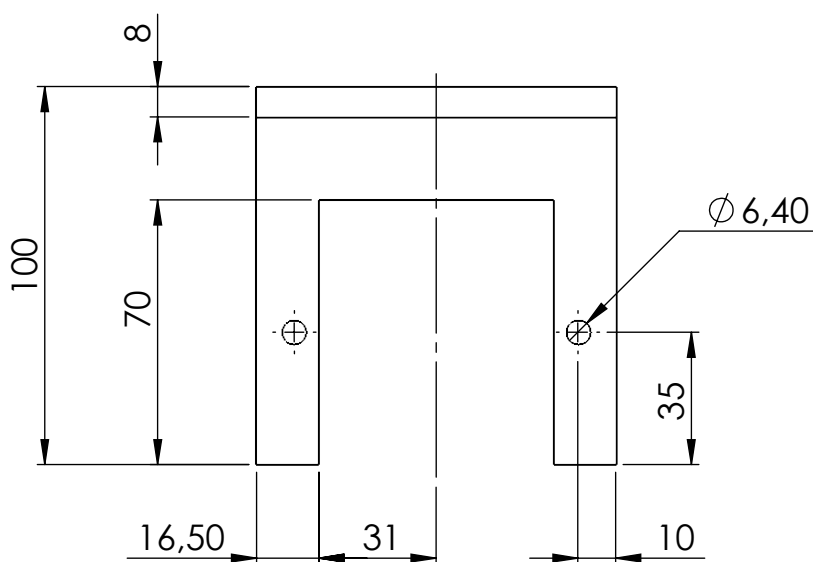
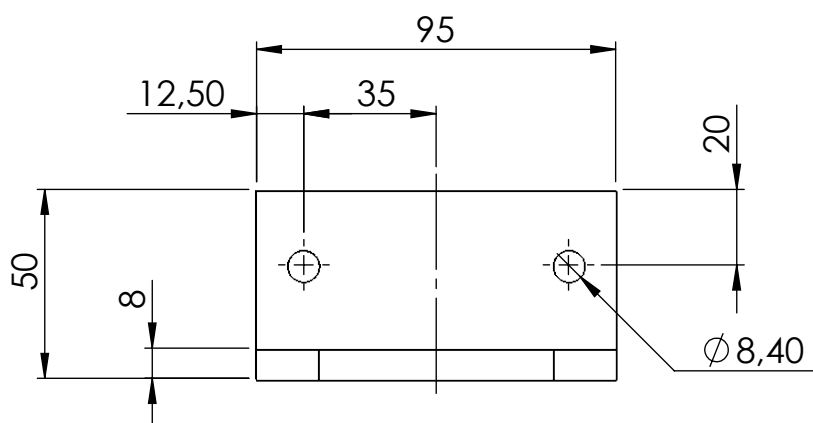


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CILINDRO FRENO

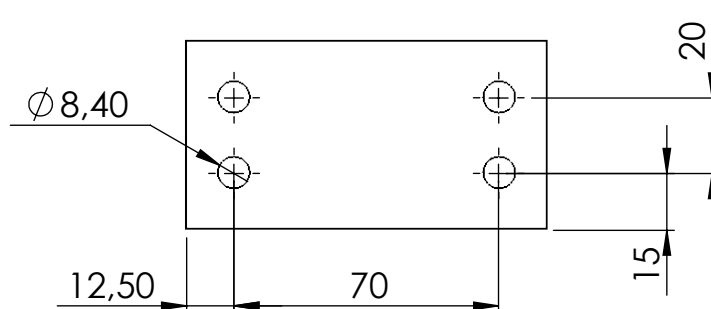
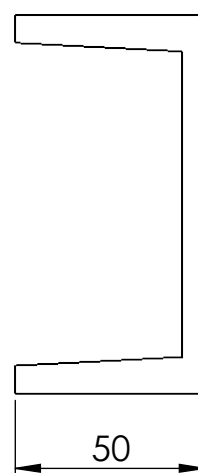
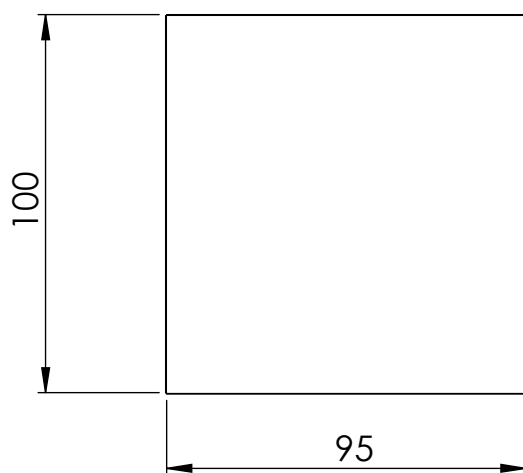
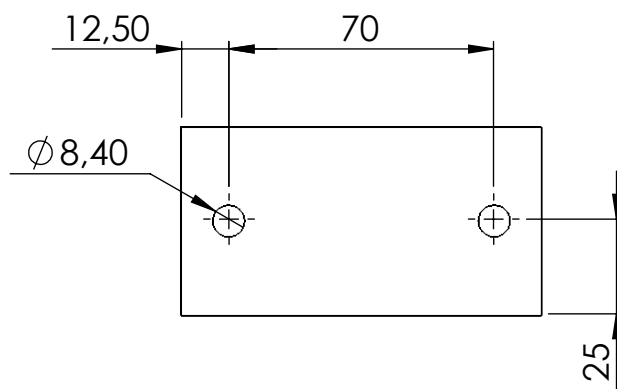
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO		F. BOZZO	1:2

N° 01.1.01.3.1.0



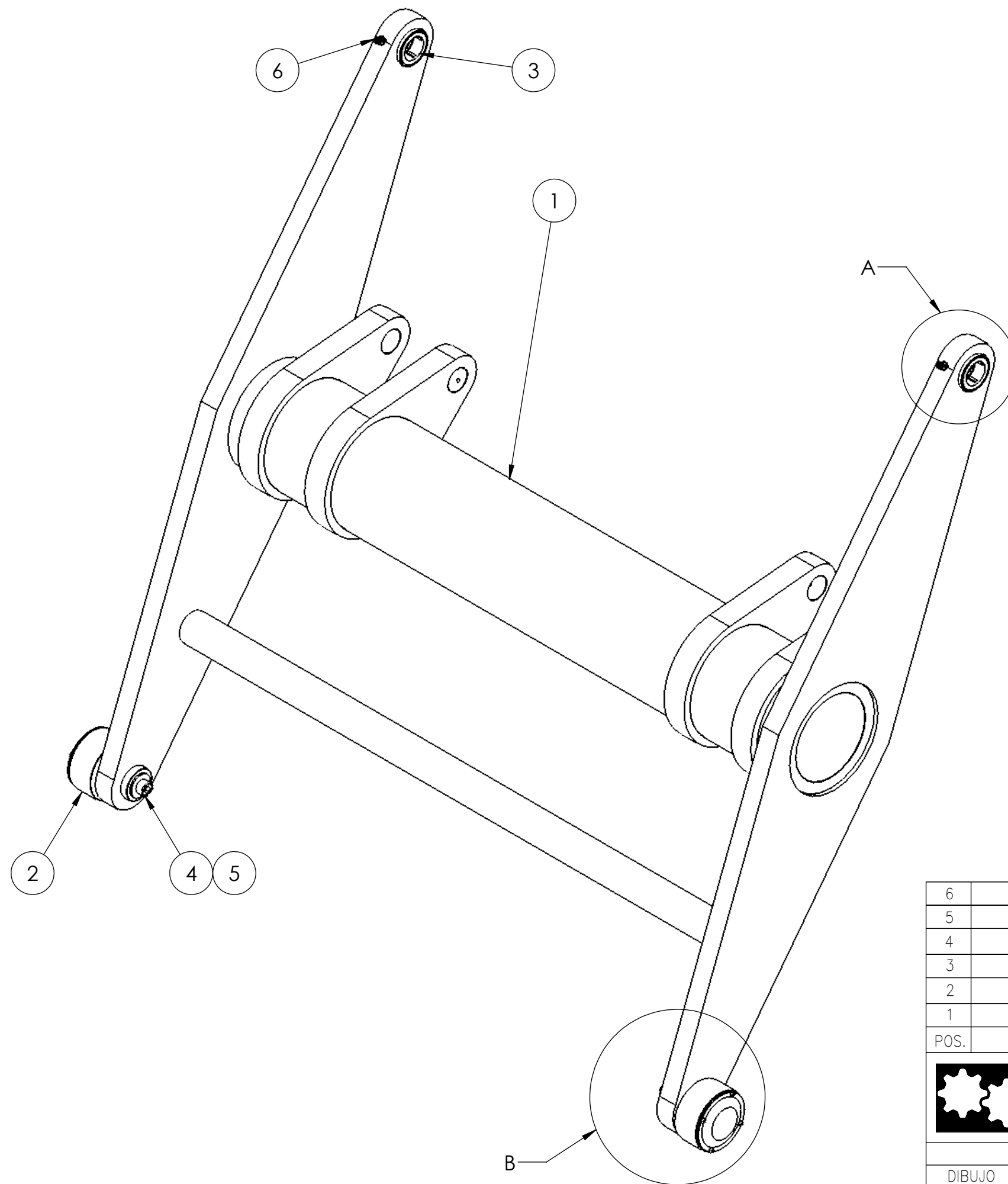
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PERFIL L 100X50X8	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE CILINDRO FRENO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.3.2	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:2	

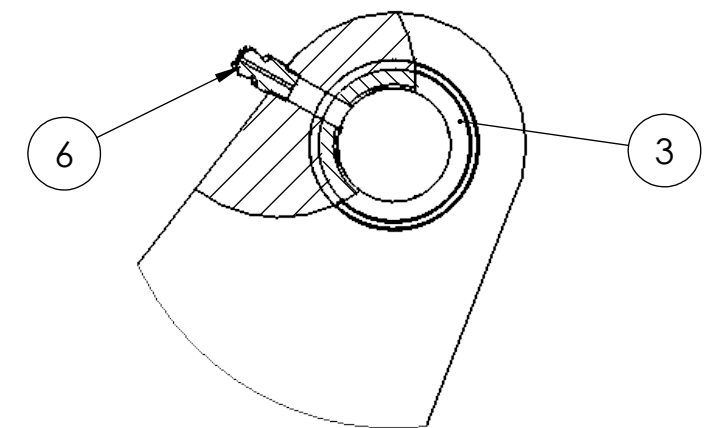


MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

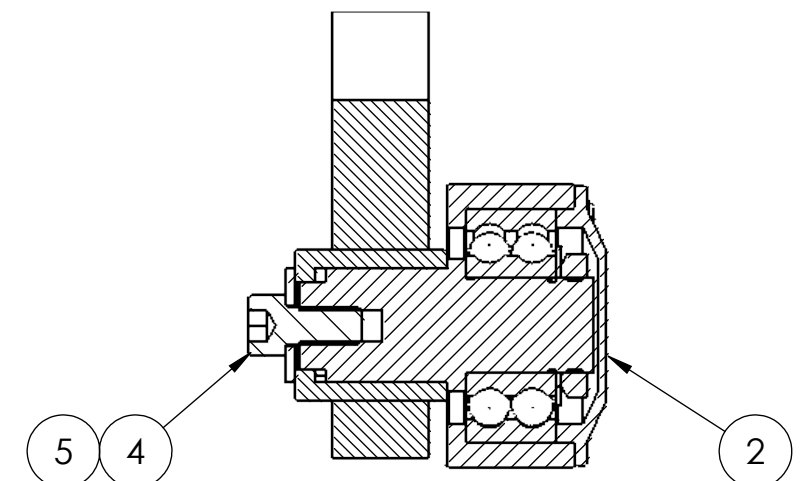
1	PERFIL UPN 100	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE U EXTESION		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.01.3.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:2	

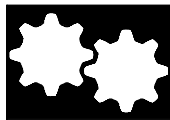


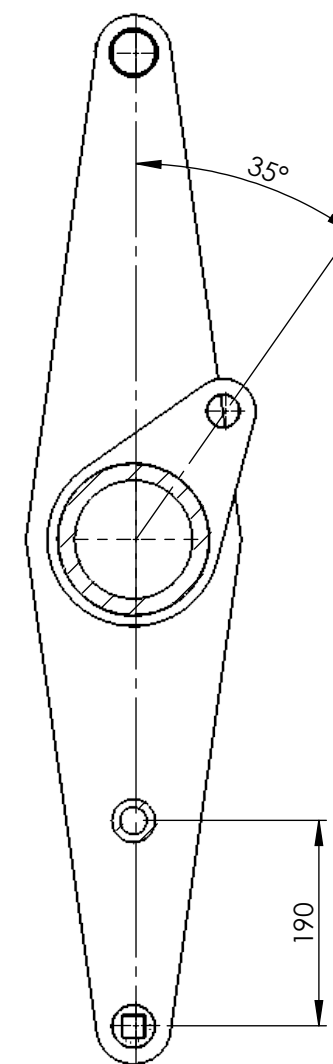
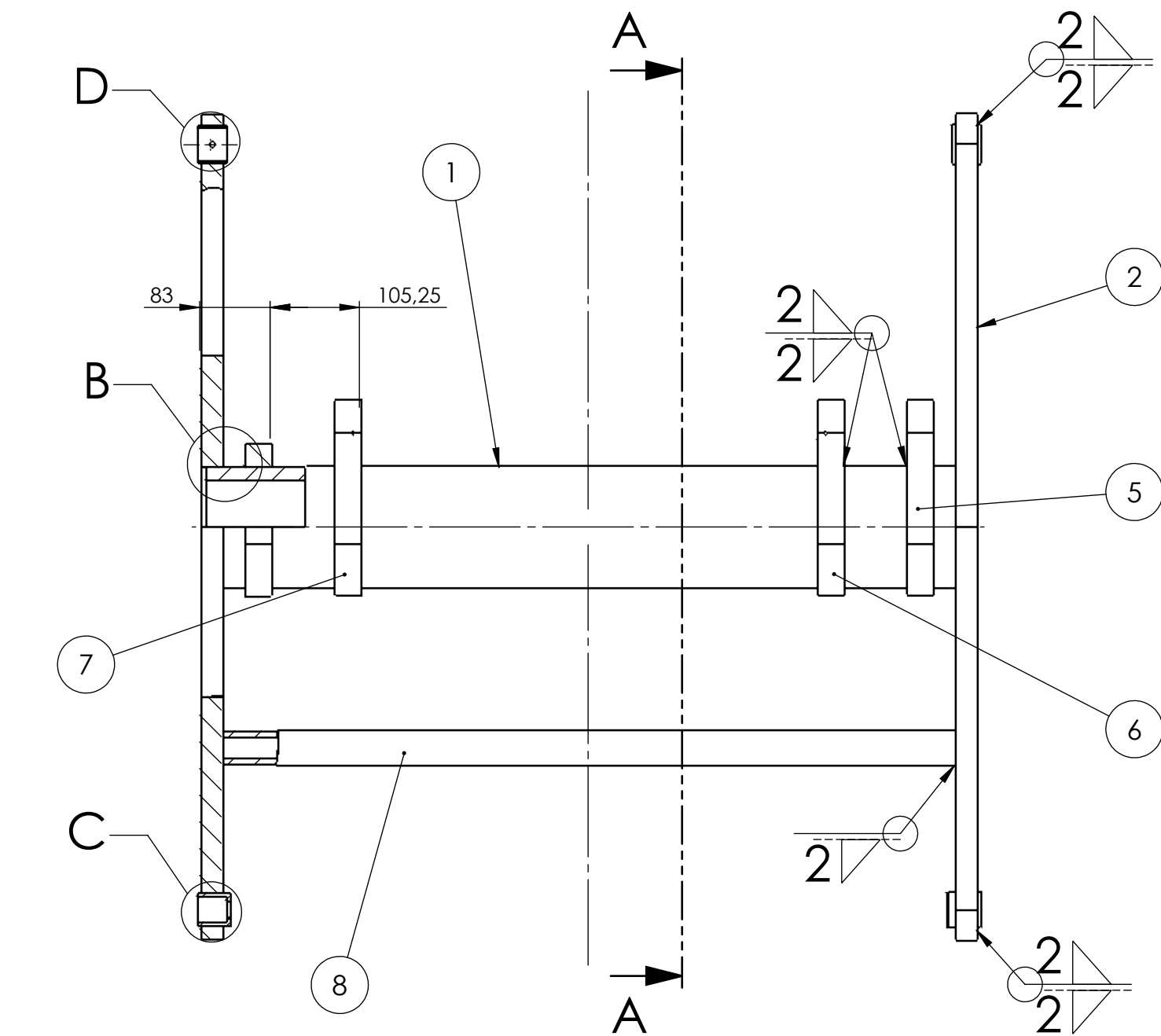
DETALLE A
ESCALA 1:2



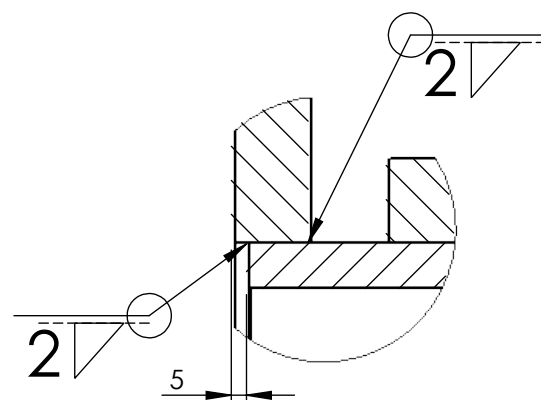
DETALLE B
ESCALA 1:2



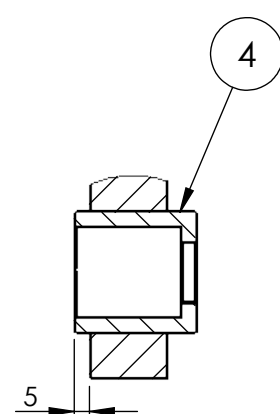
6	ALEMITE DIN 71412 M8x1 RECTO	ESTANDAR	2	
5	ARANDELA DIN 9021 M10	ESTANDAR	2	
4	TORNILLO DIN 912 M10X20	ESTANDAR	2	
3	BUJE ARTICULACION TIJERA		2	PLANO 01.1.02.3
2	CONJUNTO RUEDA TIJERA		2	PLANO 01.1.02.2.0
1	CONJ. SOLDADO TIJERA CENTRAL		1	PLANO 01.1.02.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TIJERA CENTRAL		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
				N° 01.10.02



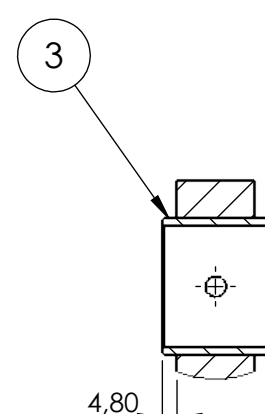
SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 2 : 5



DETALLE C
ESCALA 2 : 5



DETALLE D
ESCALA 2 : 5

8	TUBO POSICIONADOR ϕ EXT:40	SAE 1010	1	ESP:1/4"; LARGO 925mm
7	BRAZO CIL. INTERNO IZQUIERDO		1	PLANO 01.1.02.1.7
6	BRAZO CIL. INTERNO DERECHO		1	PLANO 01.1.02.1.6
5	BRAZO CIL. EXTERIOR		2	PLANO 01.1.02.1.5
4	SOORTE RUEDAS TIJERA		2	PLANO 01.1.02.1.4
3	SOORTE BUJE ARTICULACION		2	PLANO 01.1.02.1.3
2	BRAZO TIJERA CENTRAL		2	PLANO 01.1.02.1.2
1	TUBO CENTRAL		1	PLANO 01.1.02.1.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

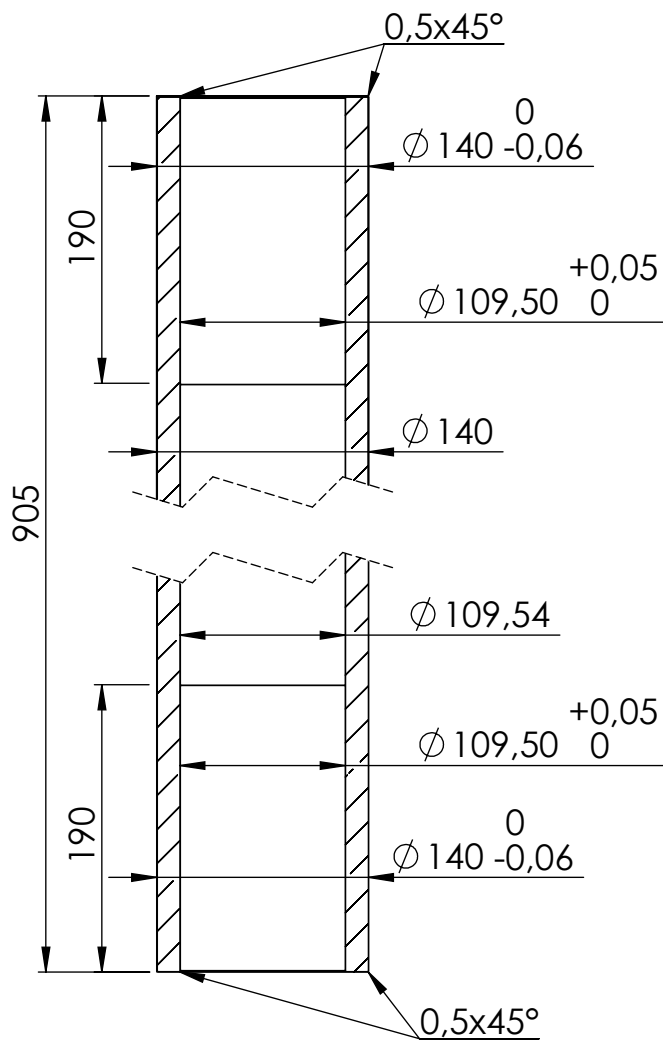
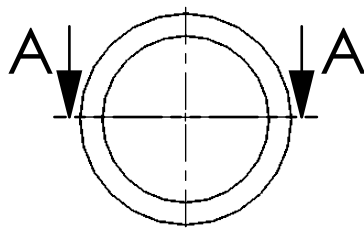


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CONJUNTO SOLDADO
TIJERA CENTRAL

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.1.02.1.0
DIBUJO		F. BOZZO	1:7	
APROBO				

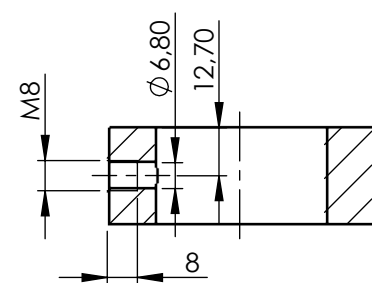
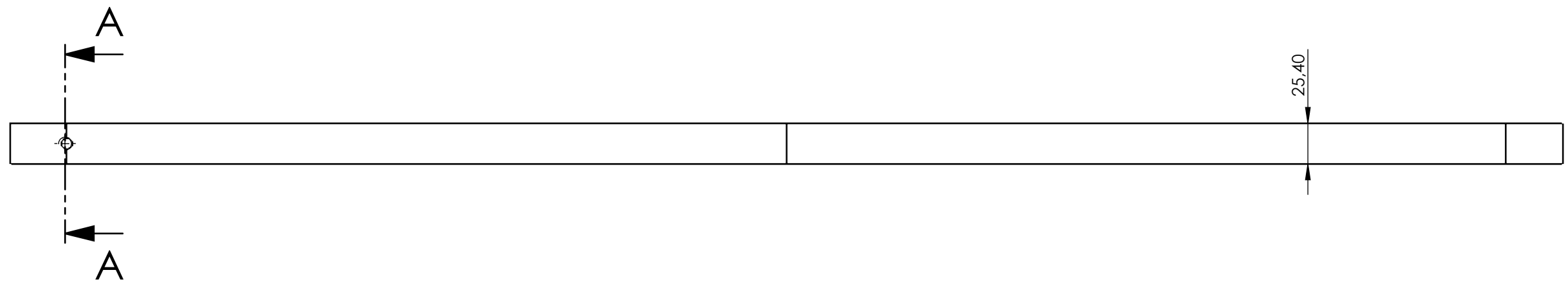
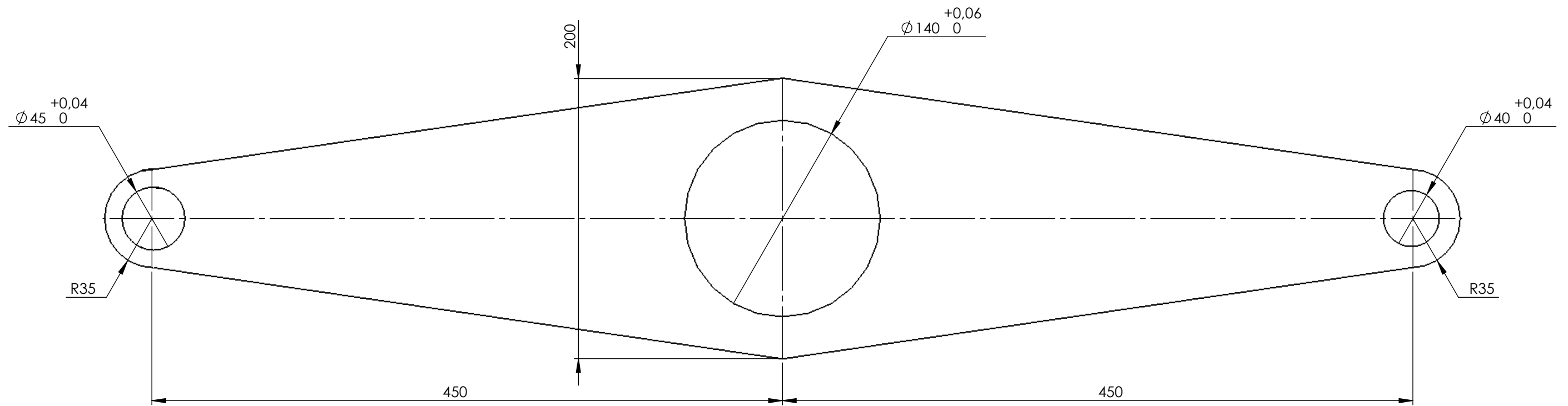
N7



SECCIÓN A-A

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

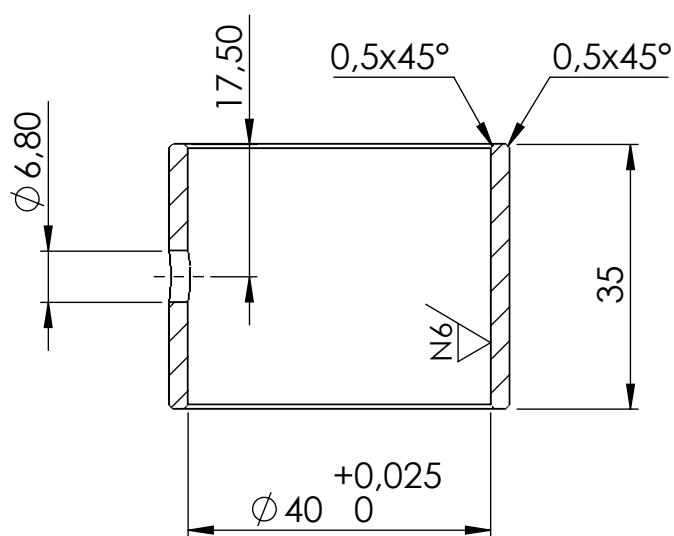
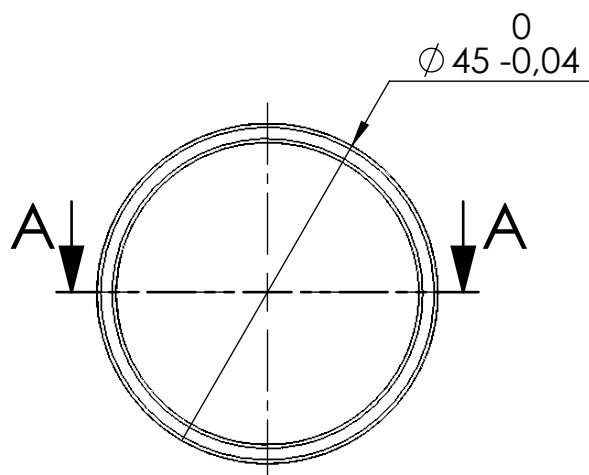
1	TUBO SIN COSTURA ϕ EXT:5-9/16"	SAE 1010	1	ESP:5/8"
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TUBO CENTRAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.1.1	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
		ESCALAS		
		1:5		



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

1	PLANCHUELA 1''		SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BRAZO TIJERA CENTRAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.1.2		
DIBUJO		F. BOZZO			
APROBO					

N7
(N6/)

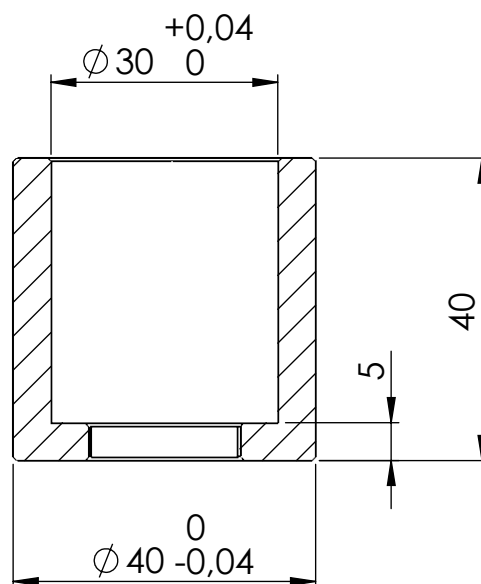
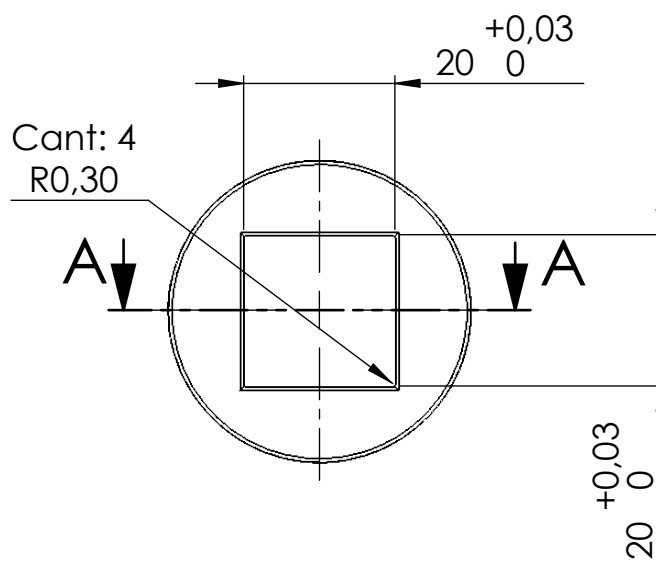


SECCIÓN A-A

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	TUBO ϕ EXT:1-7/8''	SAE 1010	1	ESP:1/4''
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE BUJE ARTICULACION		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.1.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			N° 01.1.02.1.3	
1:1				

N7



SECCIÓN A-A

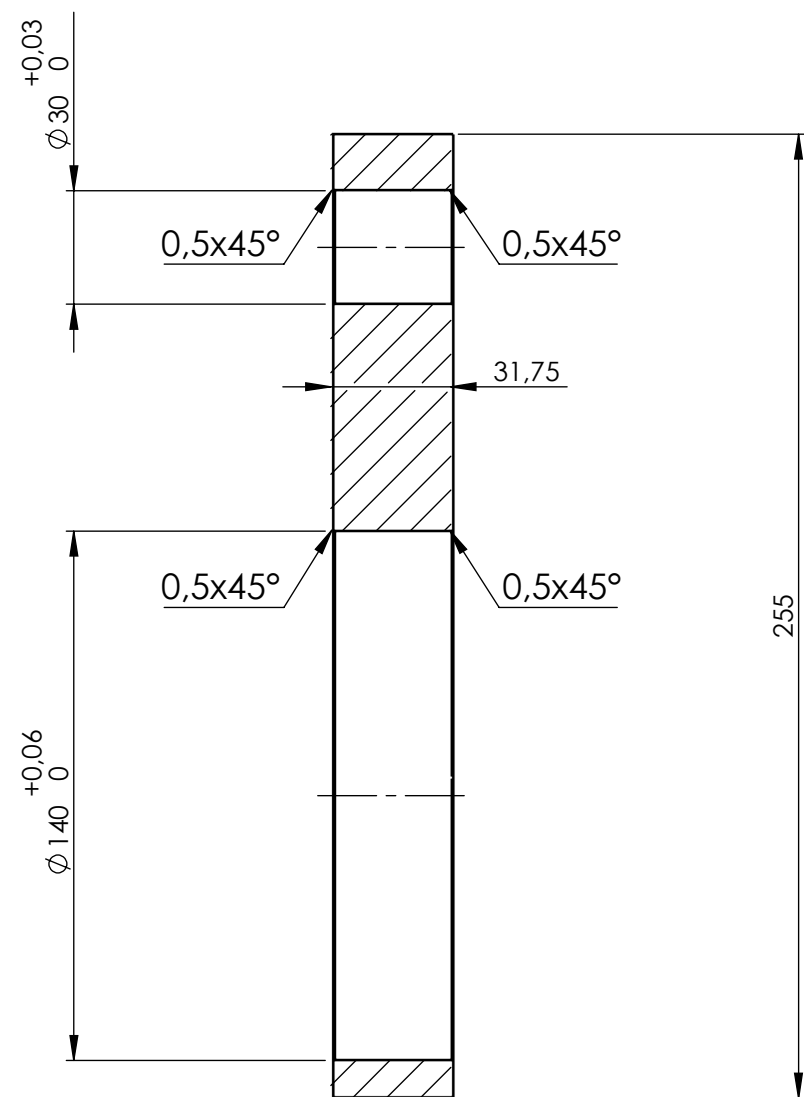
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar $= 0,5 \times 45^\circ$

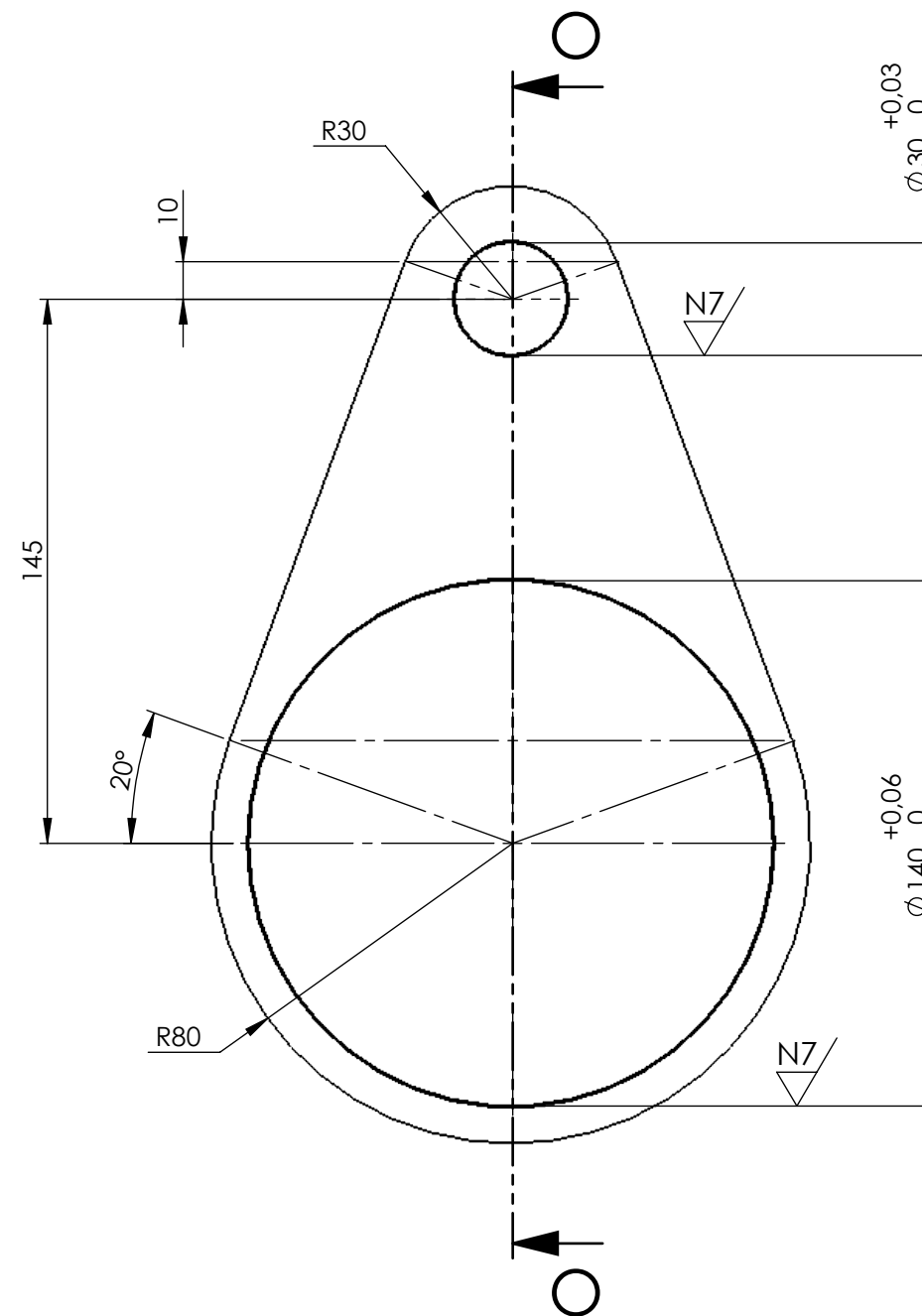
MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	TUBO $\varnothing$ EXT:1–3/4’’	SAE 1010	1	ESP:3/8’’
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE RUEDAS TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.1.4	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:1	

N8
(N7/)



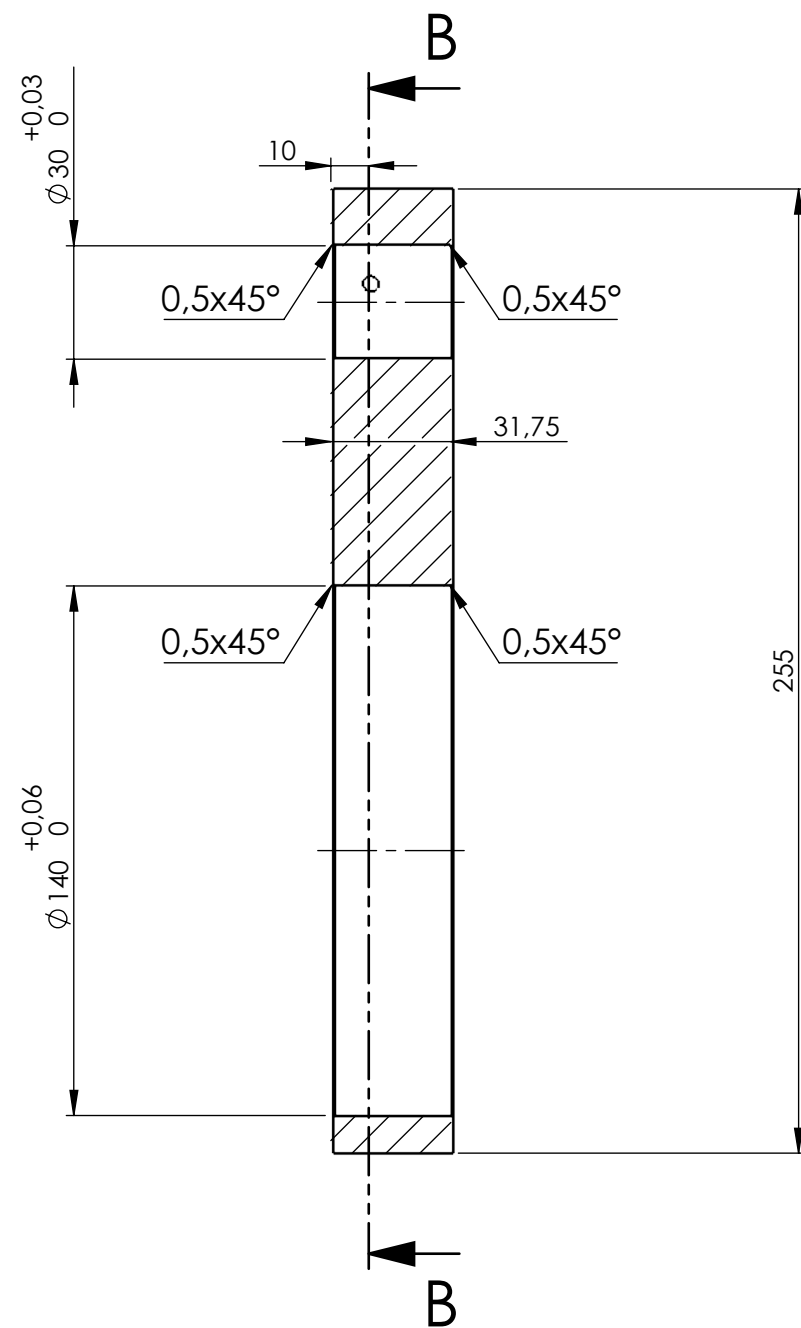
SECCIÓN O-O
ESCALA 1 : 2



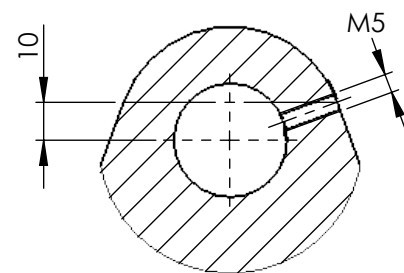
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PLANCHUELA 1-1/4"		SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	OBSERVCIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BRAZO CIL. EXTERIOR		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.1.5		
DIBUJO		F. BOZZO			
APROBO					

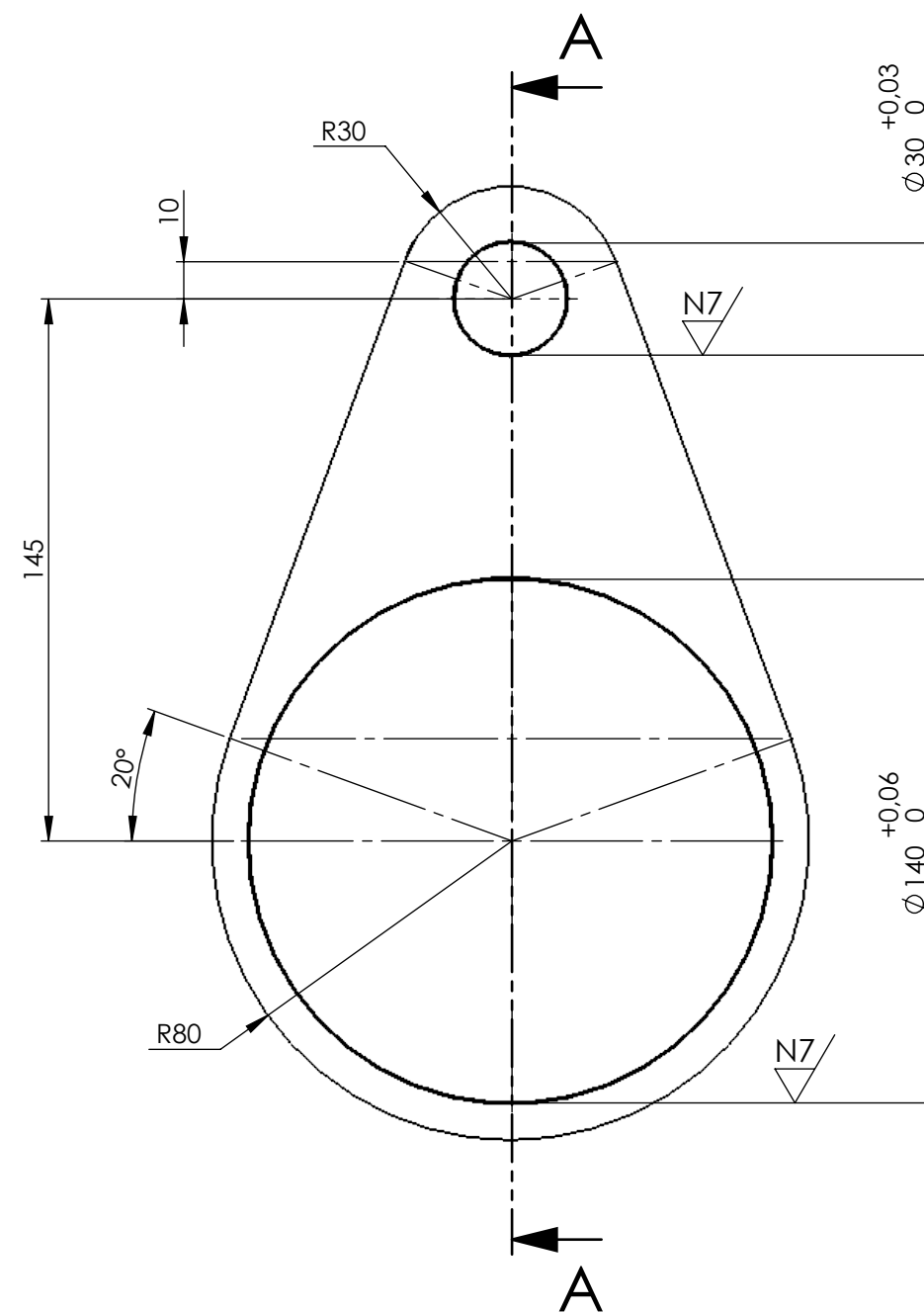
N8
(N7/)



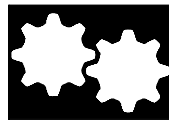
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



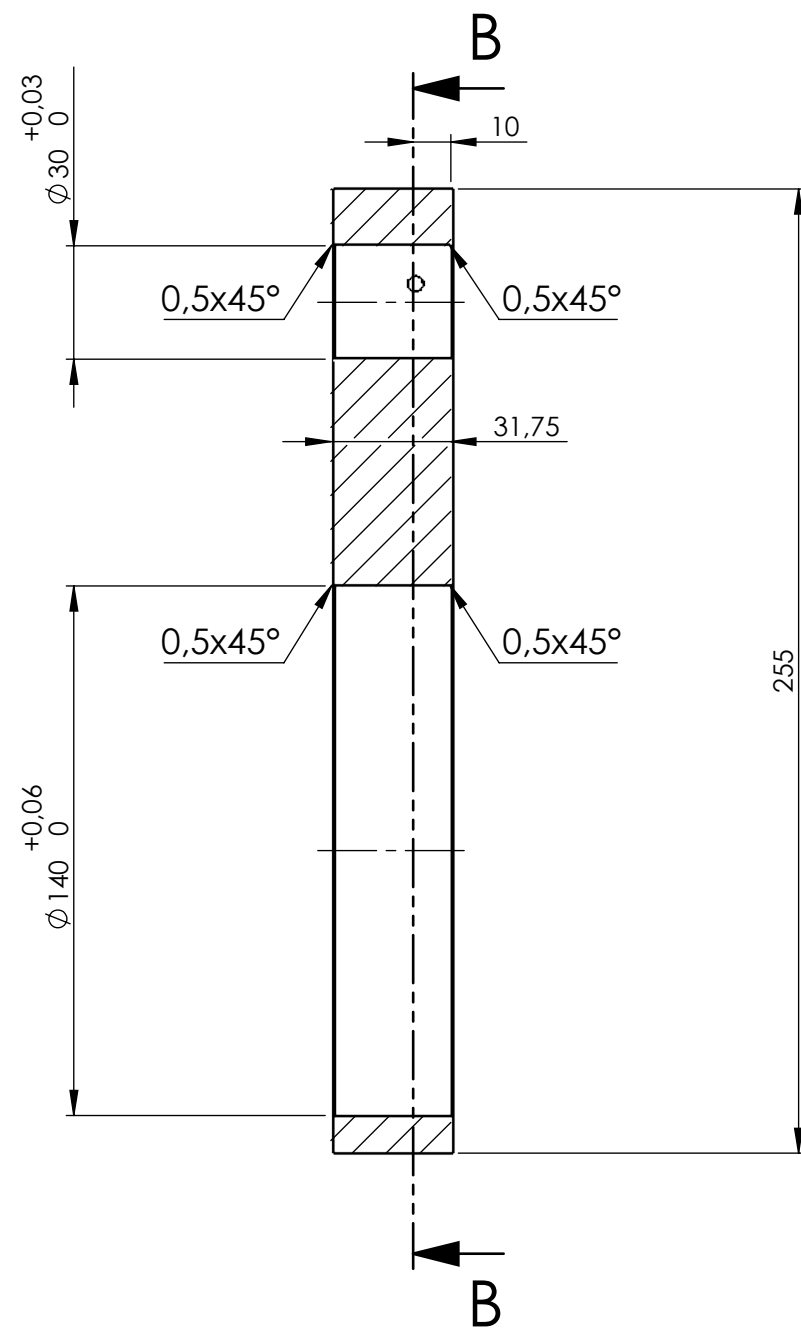
SECCIÓN B-B



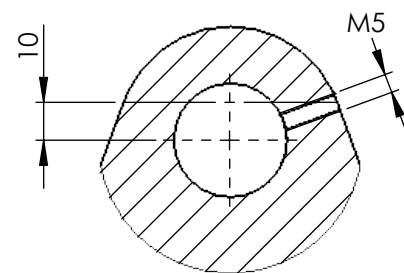
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PLANCHUELA 1-1/4"	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BRAZO CIL. INTERNO DER.		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		F. BOZZO	1:2	
APROBO				
N° 01.1.02.1.6				

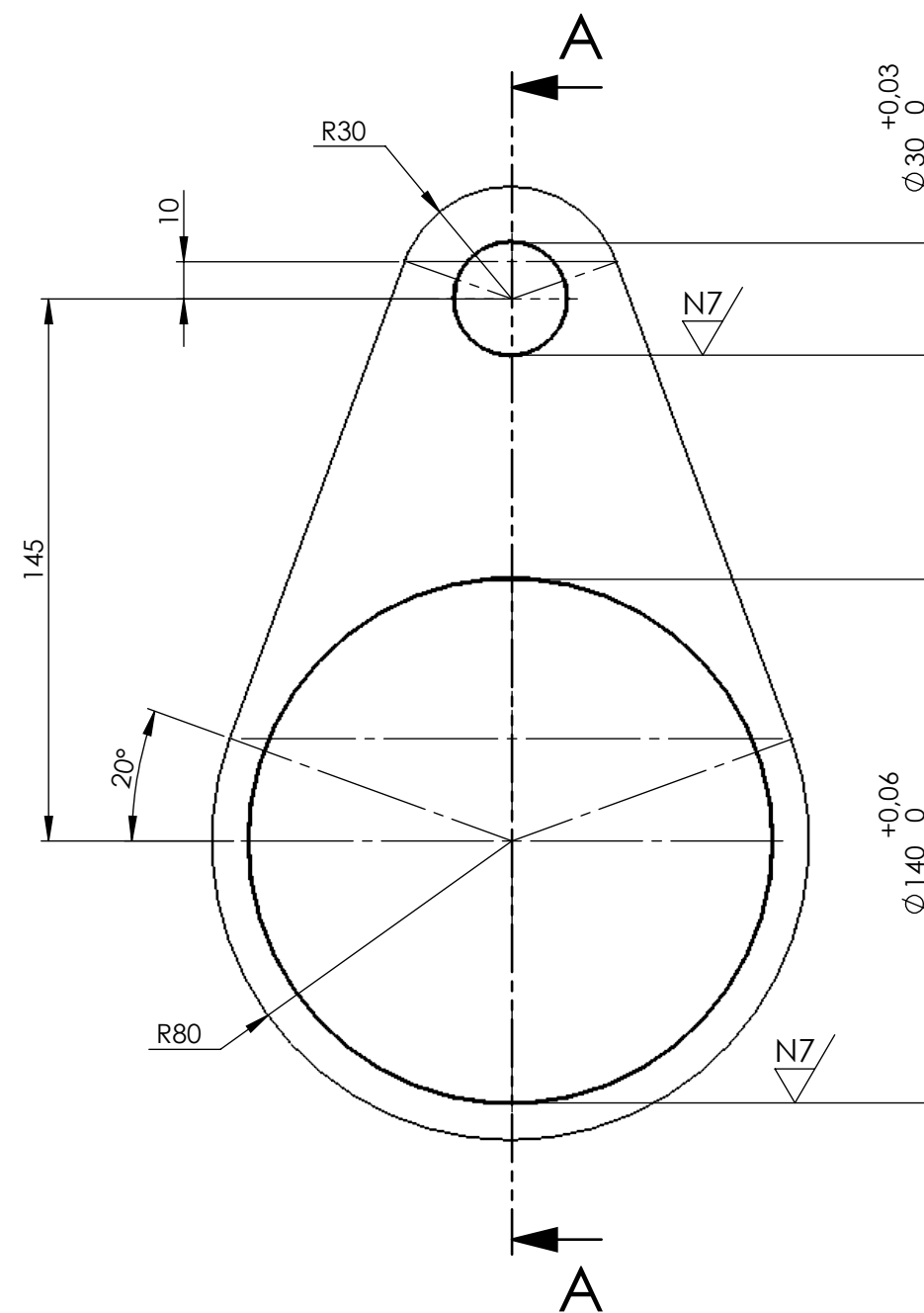
N8
(N7/)



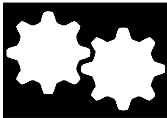
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



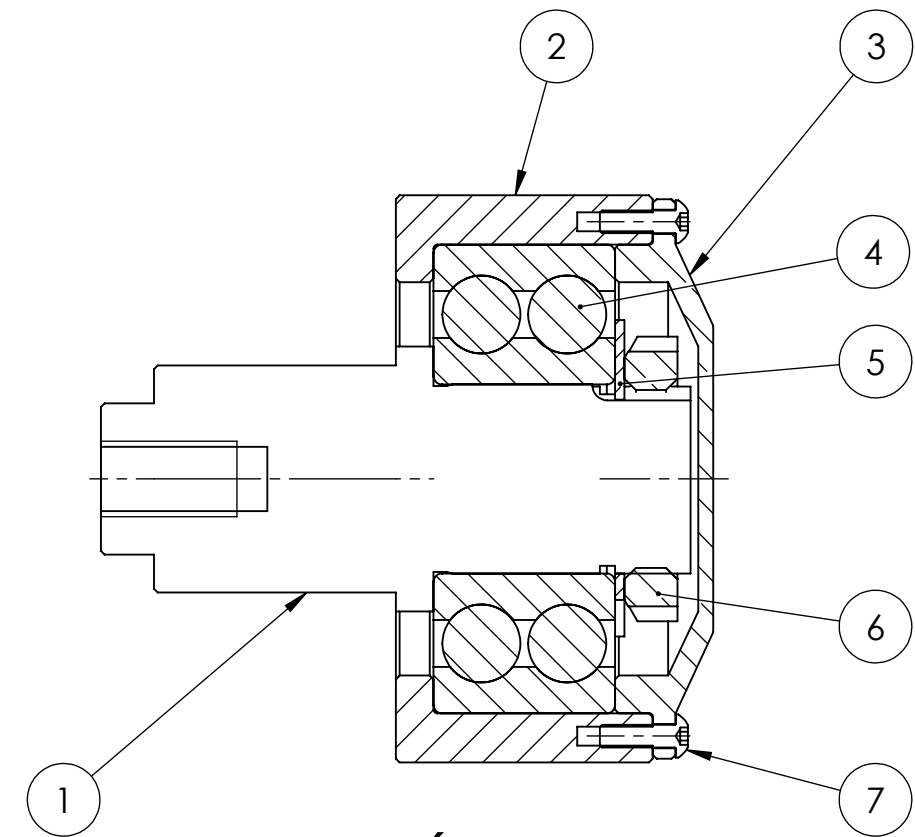
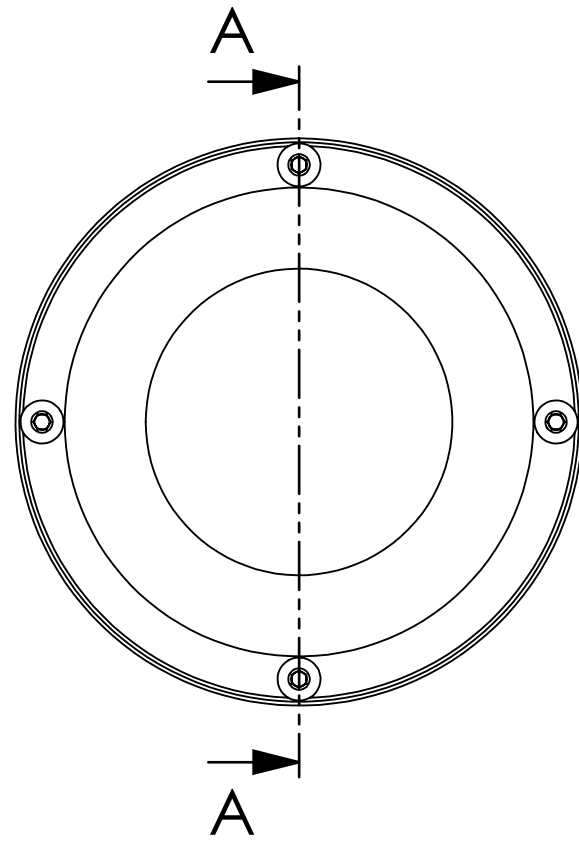
SECCIÓN B-B



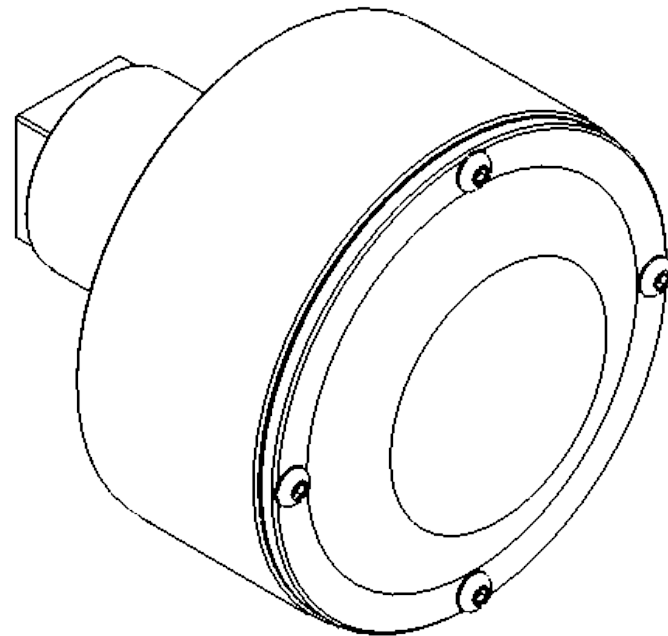
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PLANCHUELA 1-1/4"	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BRAZO CIL. INTERNO IZQ.		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		F. BOZZO	1:2	
APROBO				

N° 01.1.02.1.7



SECCIÓN A-A



7	TORNILLO ISO 7380 M3X10	ESTANDAR	4	
6	TUERCA DE FIJACIÓN M25X1,5		1	SKF COD: KM 5
5	ARANDELA DE FIJACIÓN DI=25		1	SKF COD: MB 5
4	ROD. RÍGIDO 2 HIL. DE BOLAS 25x62x24		1	SKF COD: 4305 ATN9
3	TAPA RUEDA TIJERA		1	PLANO 01.1.02.1.3
2	RUEDA TIJERA		1	PLANO 01.1.02.2.2
1	EJE RUEDA TIJERA		1	PLANO 01.1.02.2.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

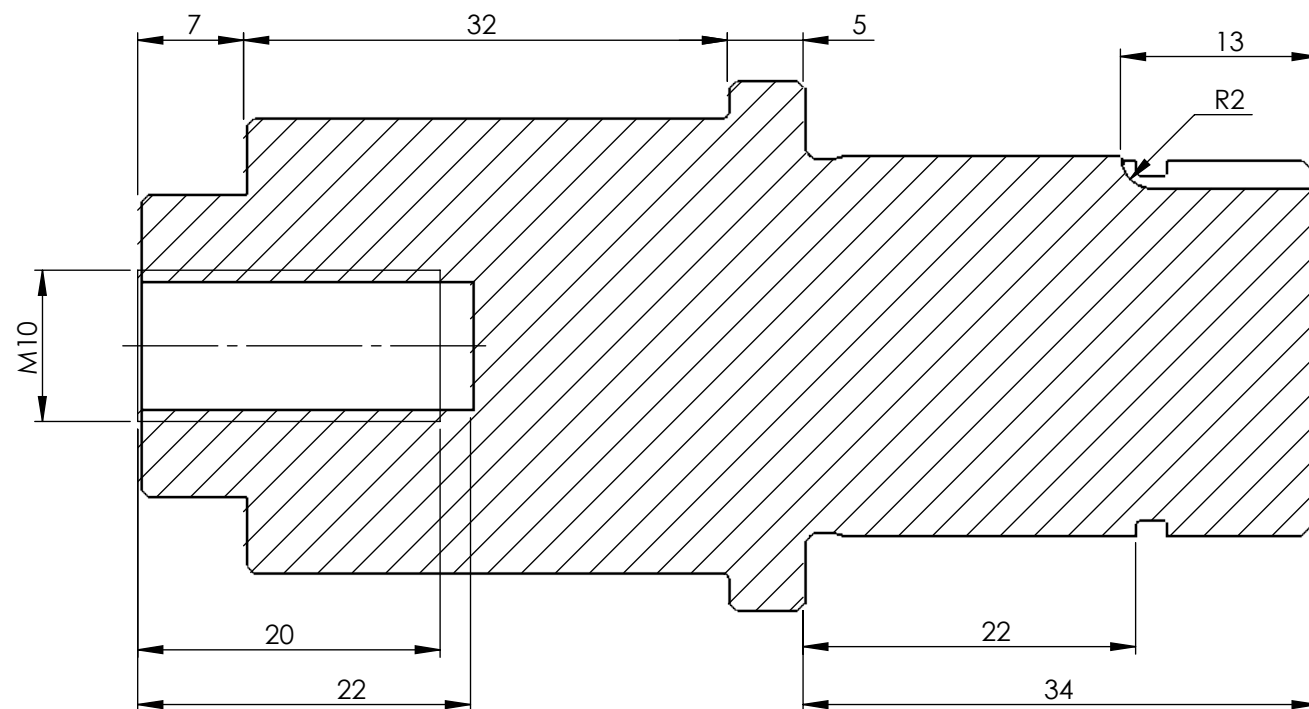


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

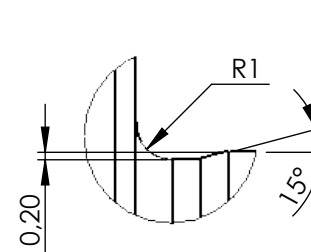
CONJUNTO RUEDA TIJERA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		F. BOZZO	1:7
APROBO			

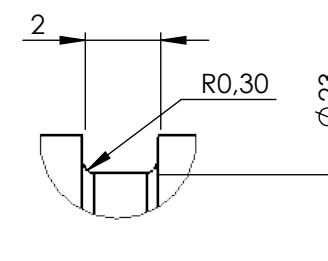
N° 01.1.02.2.0



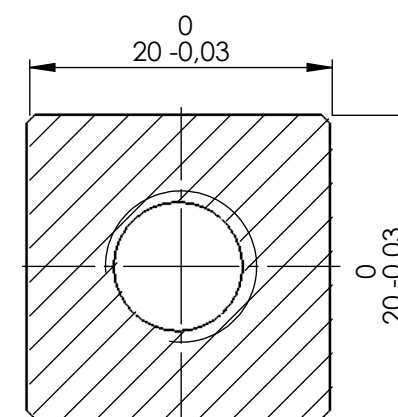
SECCIÓN A-A



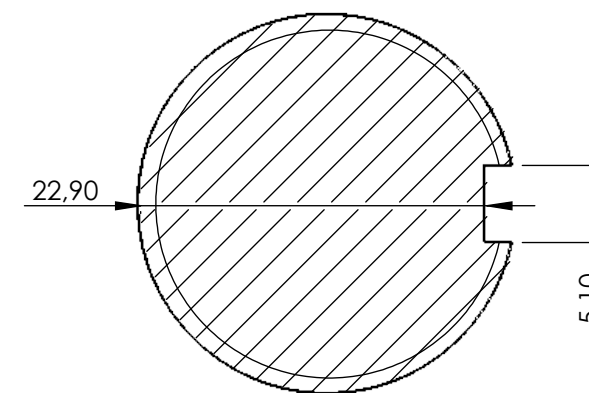
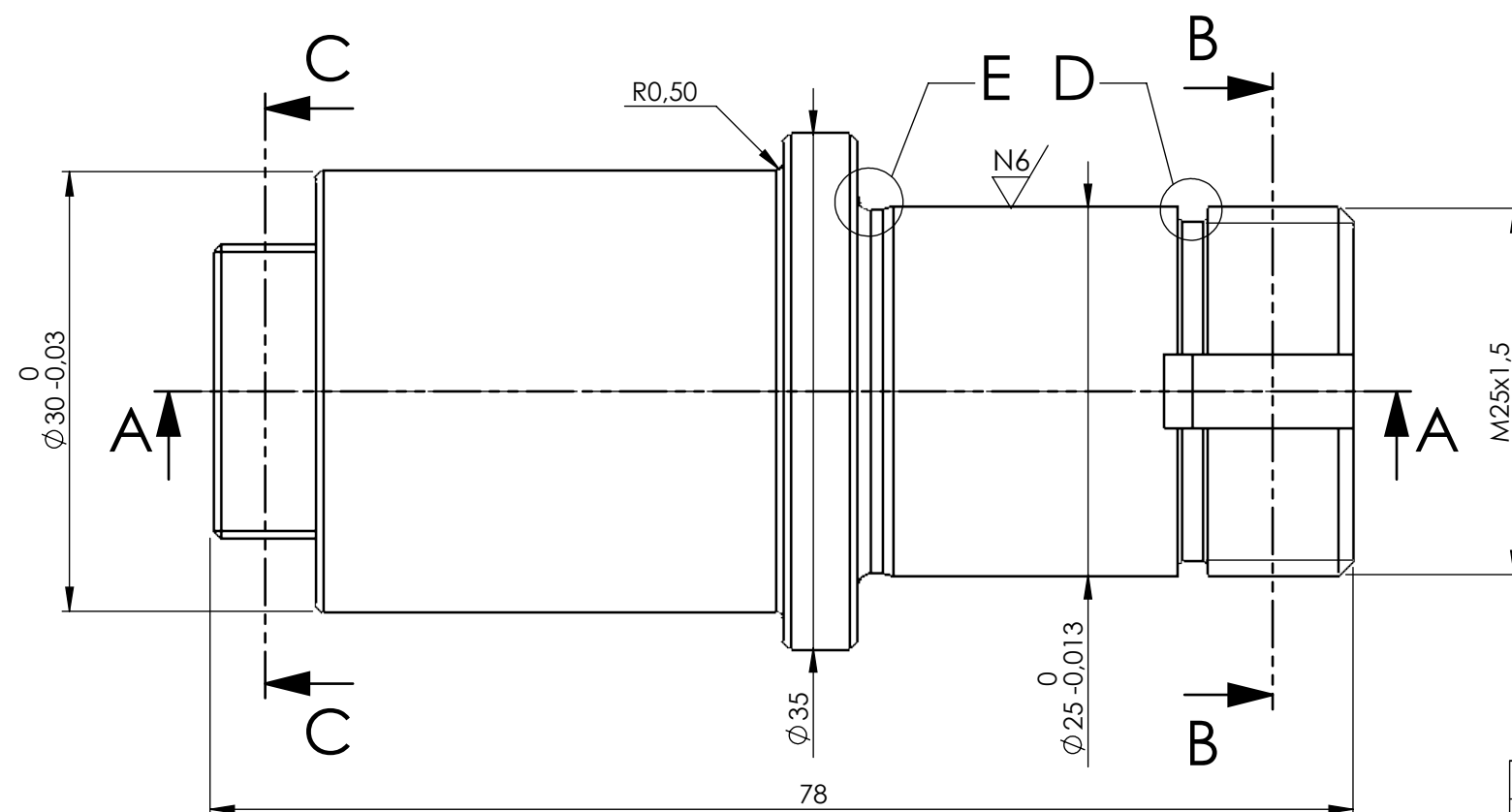
DETALLE E
ESCALA 5 : 1



DETALLE D
ESCALA 5 : 1



SECCIÓN C-C



SECCIÓN B-B

Notas:

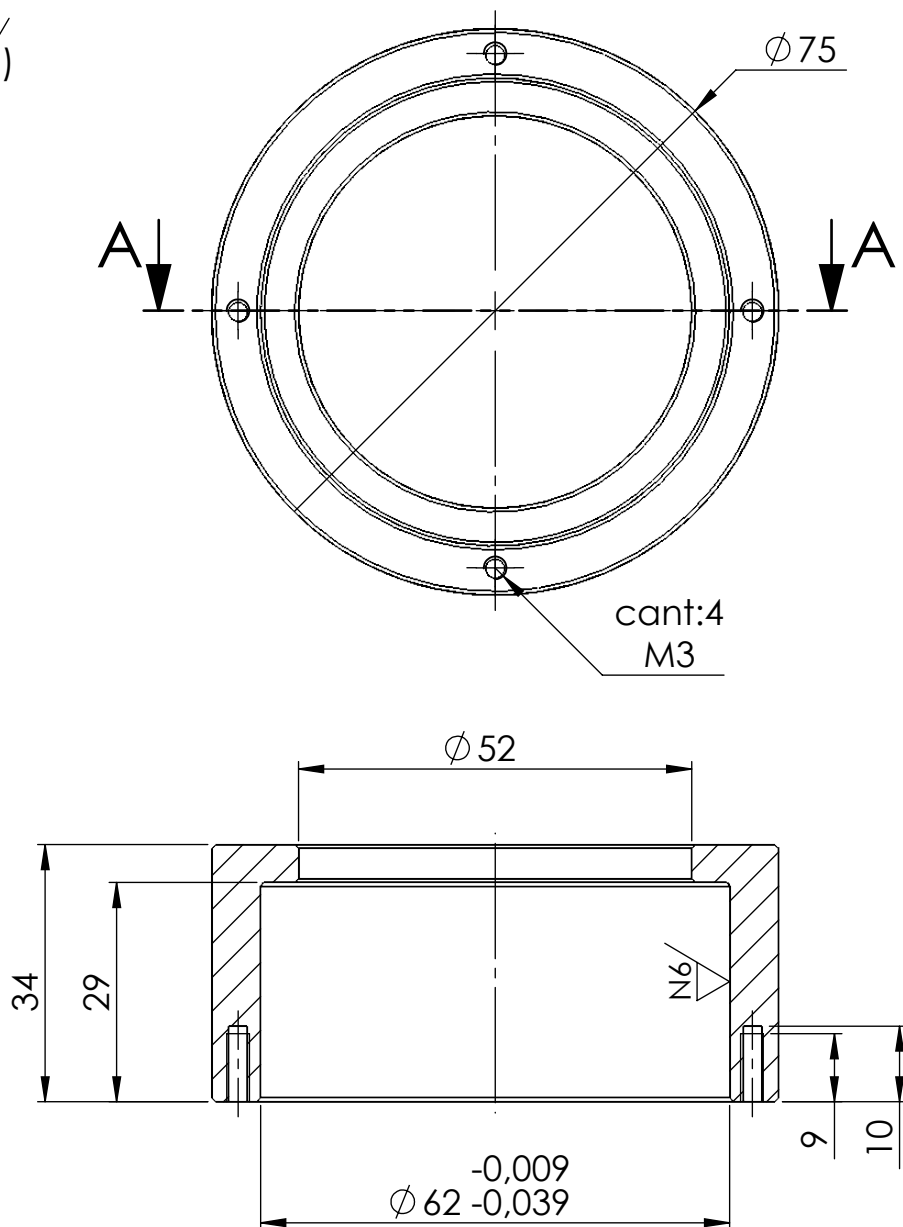
- 1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°
- 2) Tratamiento = Templado y revenido



MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO Ø40 X 80	SAE 4140	1	VER NOTA 2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE RUEDA TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		F. BOZZO	2:1	
APROBO			N° 01.1.02.2.1	

N7
(N6)

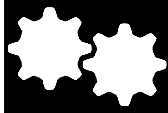


SECCIÓN A-A

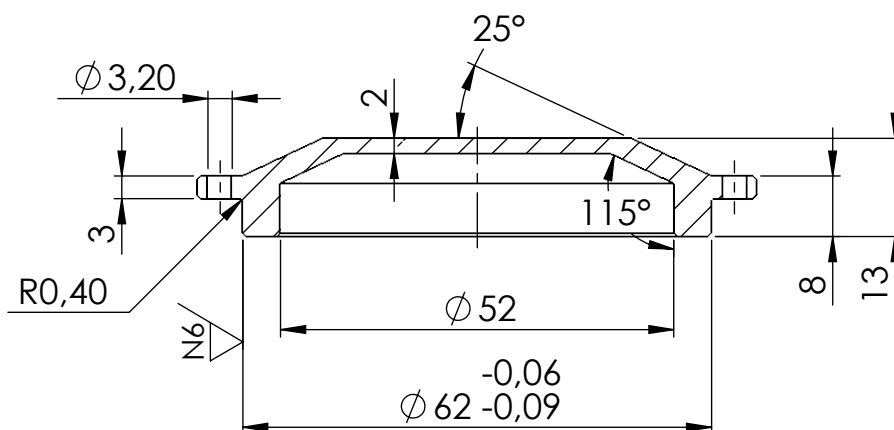
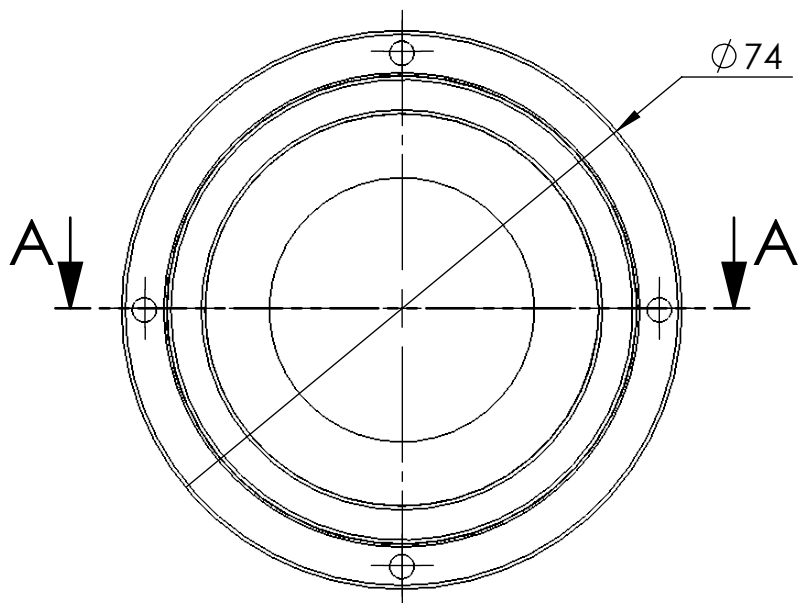
Notas:

- 1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°
- 2) Tratamiento = templado y revenido

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO $\phi 80 \times 35$	SAE 1040	1	VER NOTA TRATAMINETO
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RUEDA TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.2.2	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N7
(N6)



SECCIÓN A-A

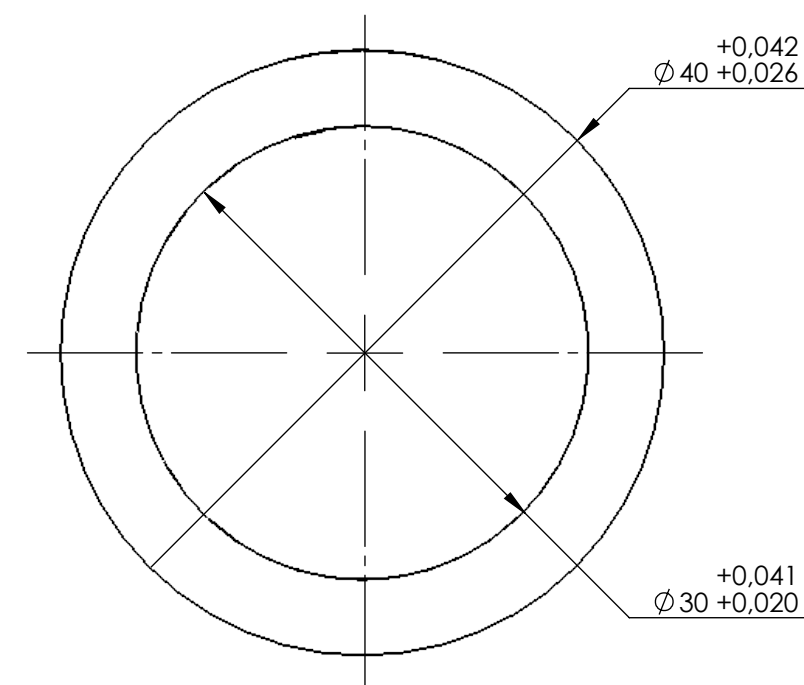
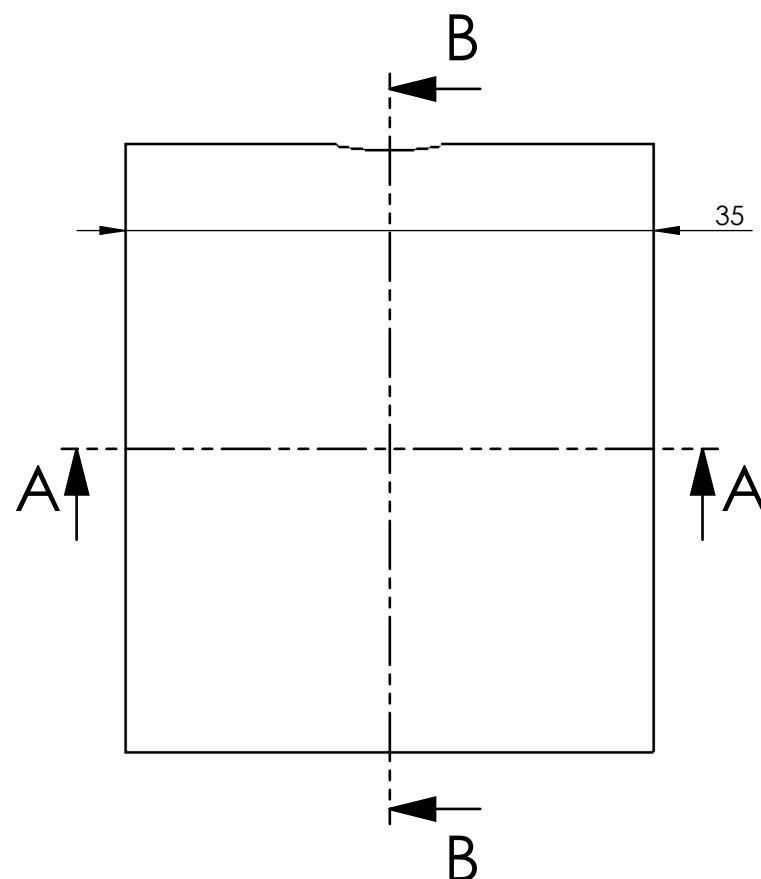
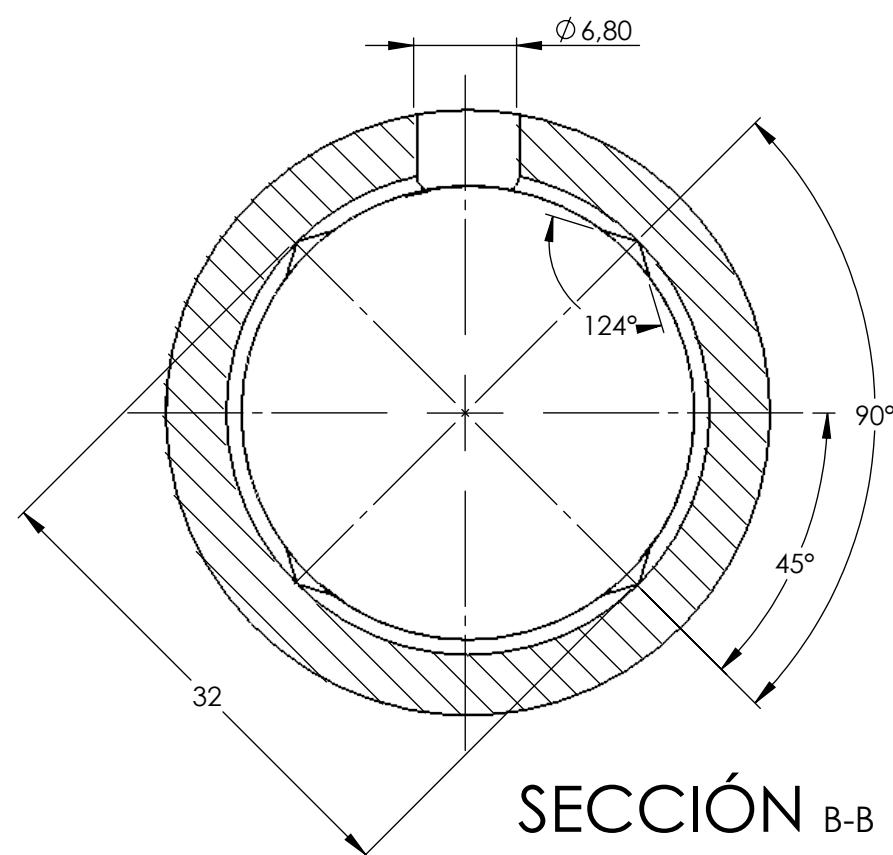
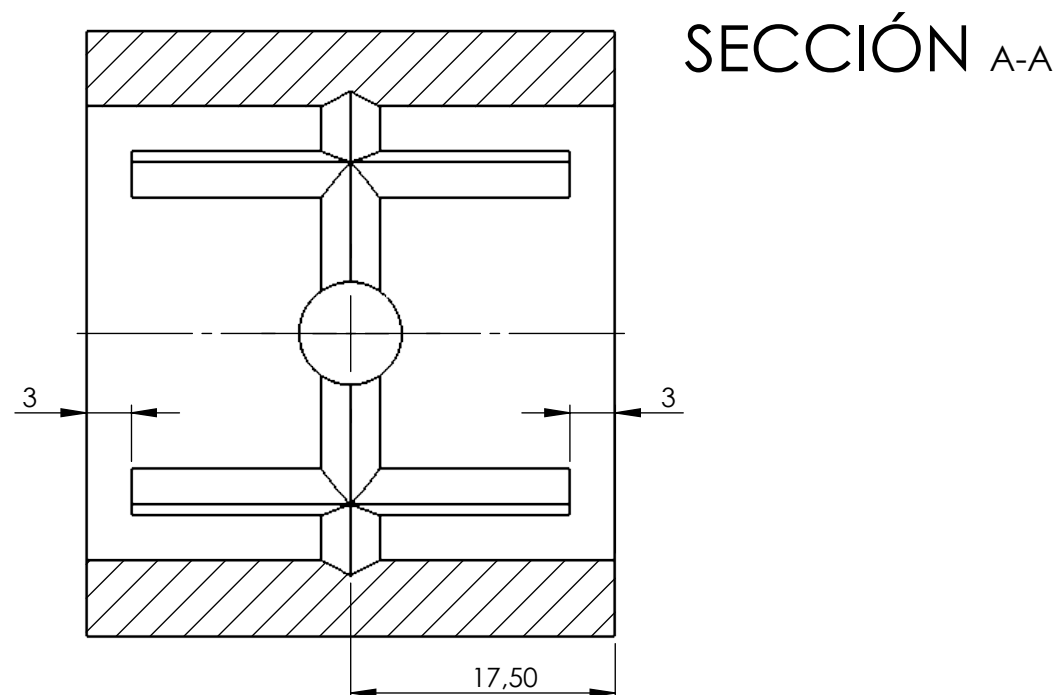
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO Ø 75 X 15	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA RUEDA TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.02.2.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N6

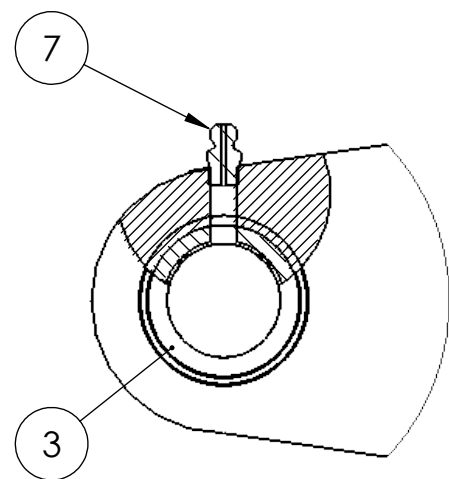
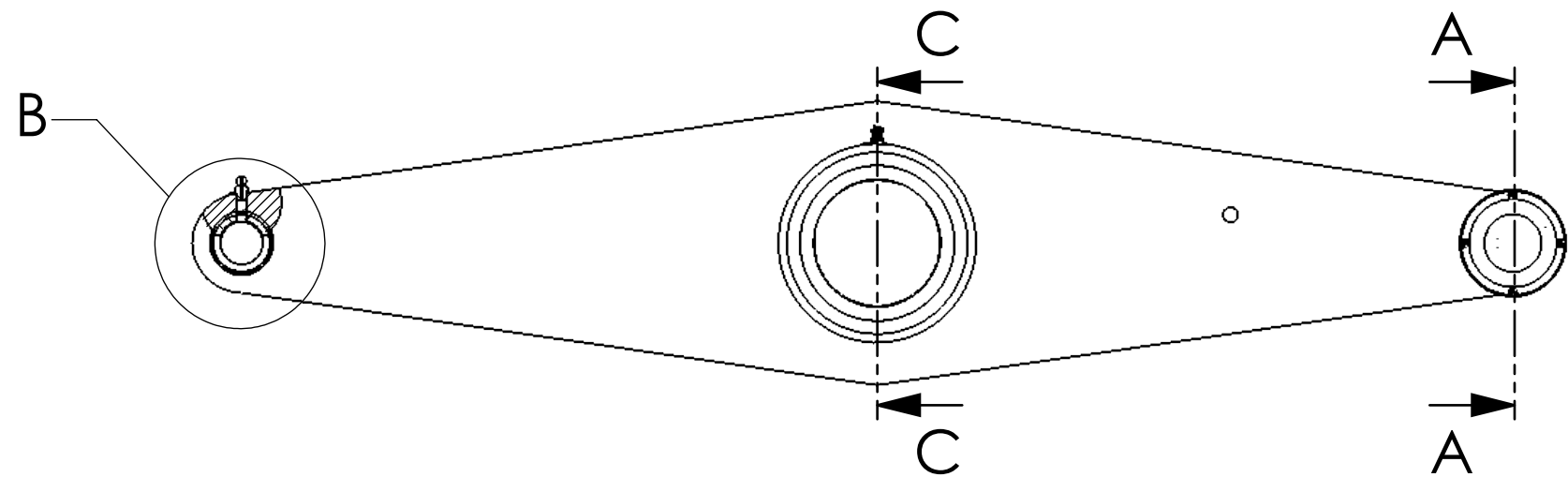


Notas:

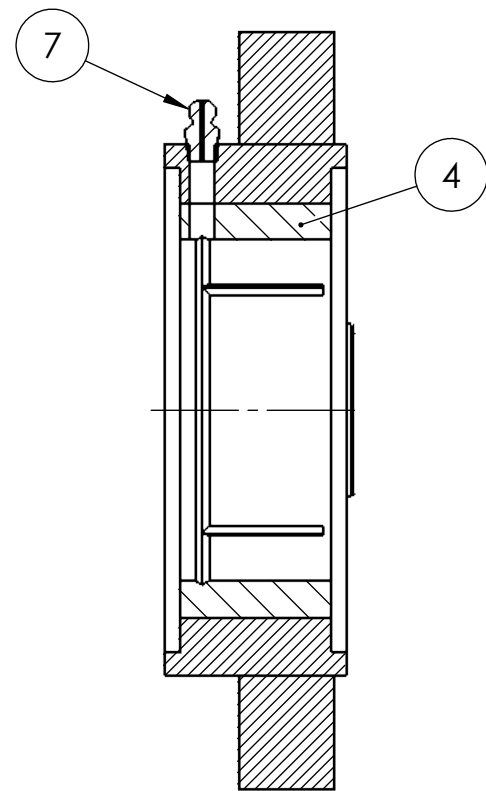
1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

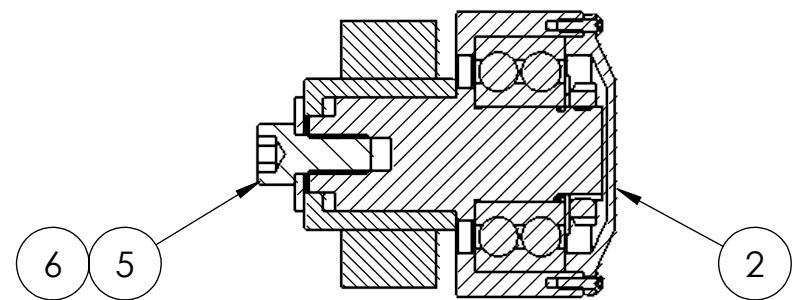
1	TUBO ϕ EXT:45 ; ϕ INT:25	SAE 65	1	BRONCE
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BUJE ARTICULACION TIJERA
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.1.02.3
DIBUJO		F. BOZZO	2:1	
APROBO				



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

7	ALEMITE DIN 71412 M8x1 RECTO	ESTANDAR	2	
6	ARANDELA DIN 9021 M10	ESTANDAR	1	
5	TORNILLO DIN 912 M10X20	ESTANDAR	1	
4	BUJE CENTRAL		1	PLANO 01.1.03.4
3	BUJE ARTICULACION TIJERA		1	PLANO 01.1.02.3
2	CONJUNTO RUEDA TIJERA		1	PLANO 01.1.02.2.0
1	CONJ. SOLDADO TIJERA LATERAL DER.		1	PLANO 01.1.03.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

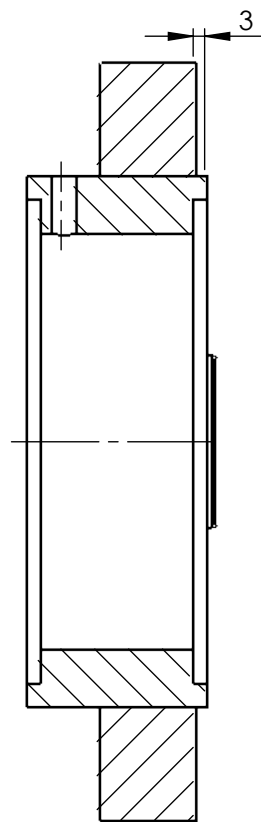


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

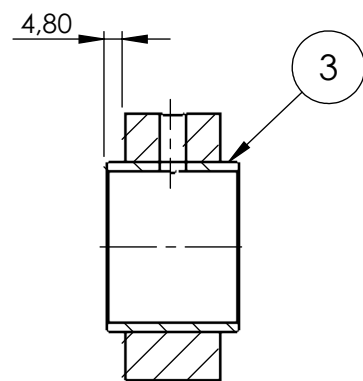
TIJERA LATERAL DERECHA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		F. BOZZO	1:5
APROBO			

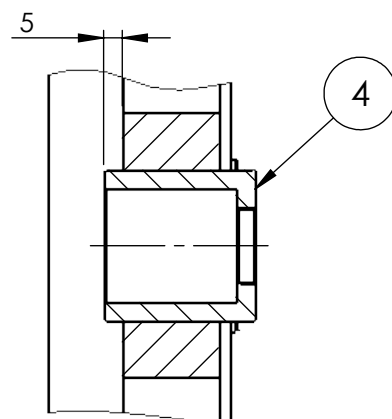
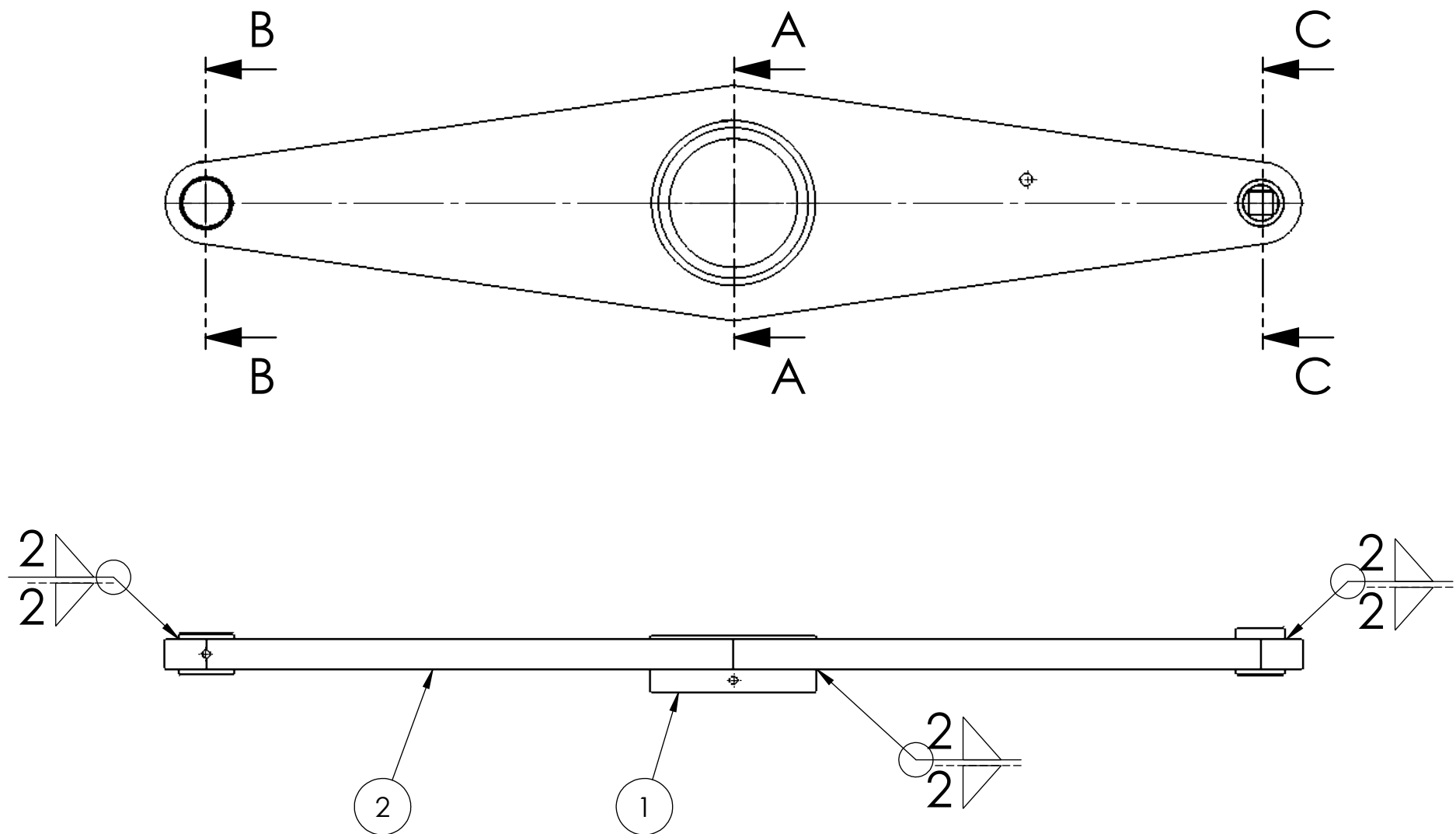
N° 01.1.03.0



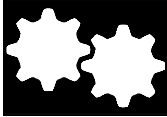
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

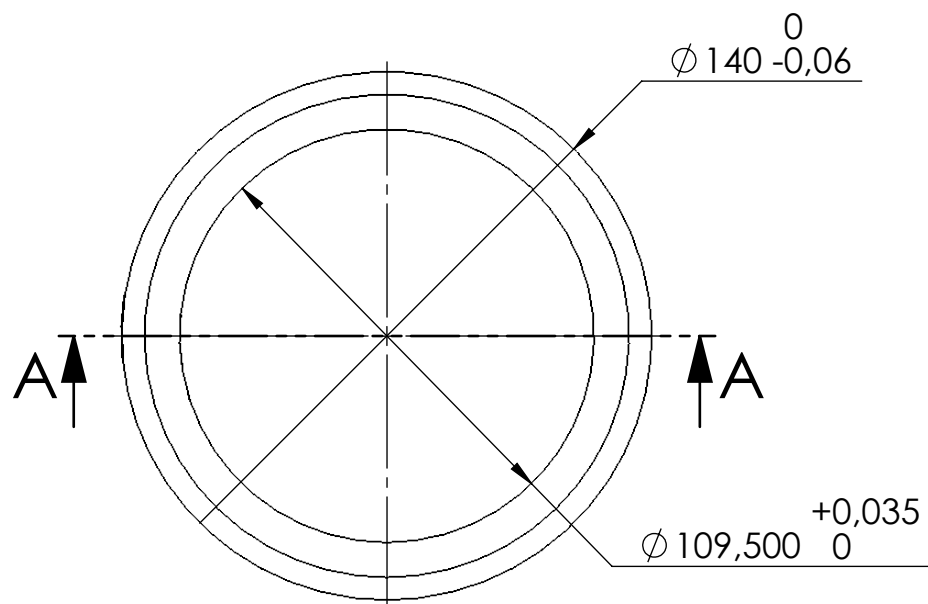
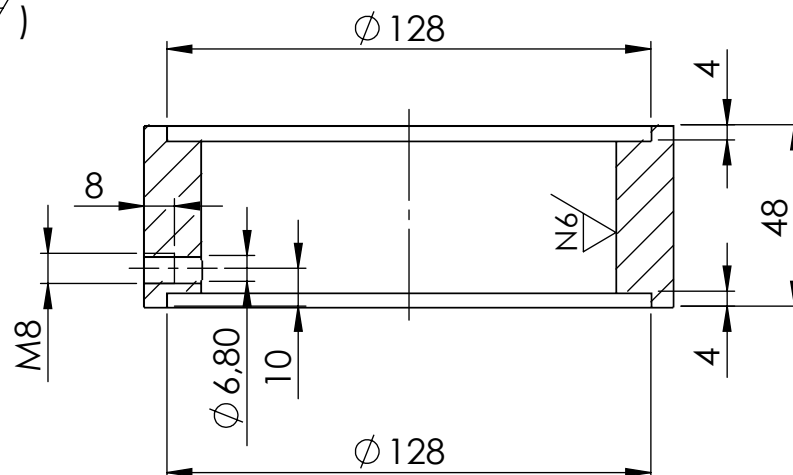


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

4	SOPORTE RUEDAS TIJERA		1	PLANO 01.1.02.1.4
3	SOPORTE BUJE ARTICULACION		1	PLANO 01.1.02.1.3
2	BRAZO TIJERA LATERAL		1	PLANO 01.1.03.1.2
1	TUBO CENTRAL LATERAL		1	PLANO 01.1.03.1.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO SOLDADO TIJERA LATERAL DERECHA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO			N° 01.1.03.1.0	

N7
(N6/)

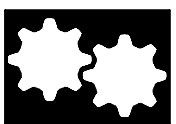
SECCIÓN A-A

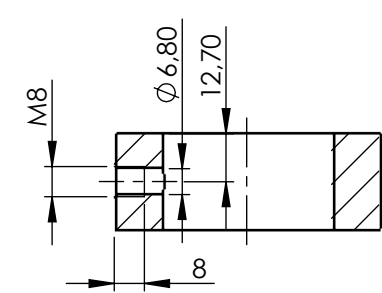
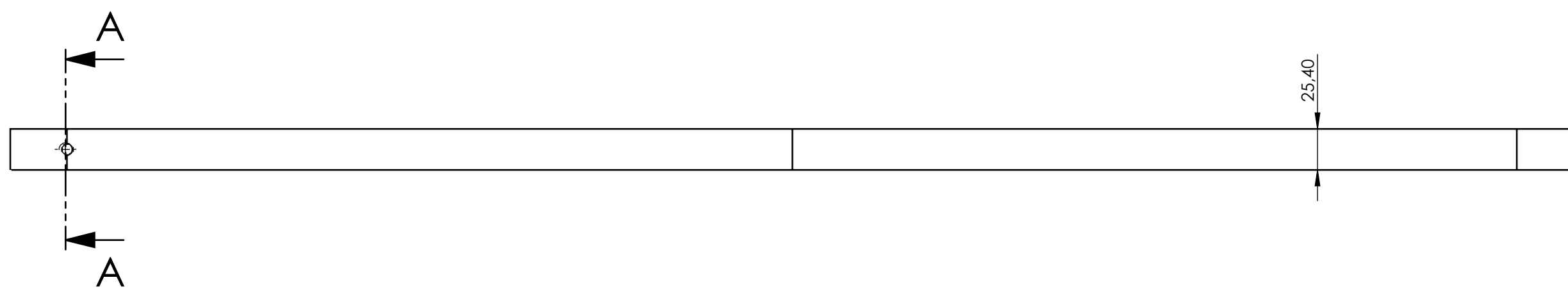
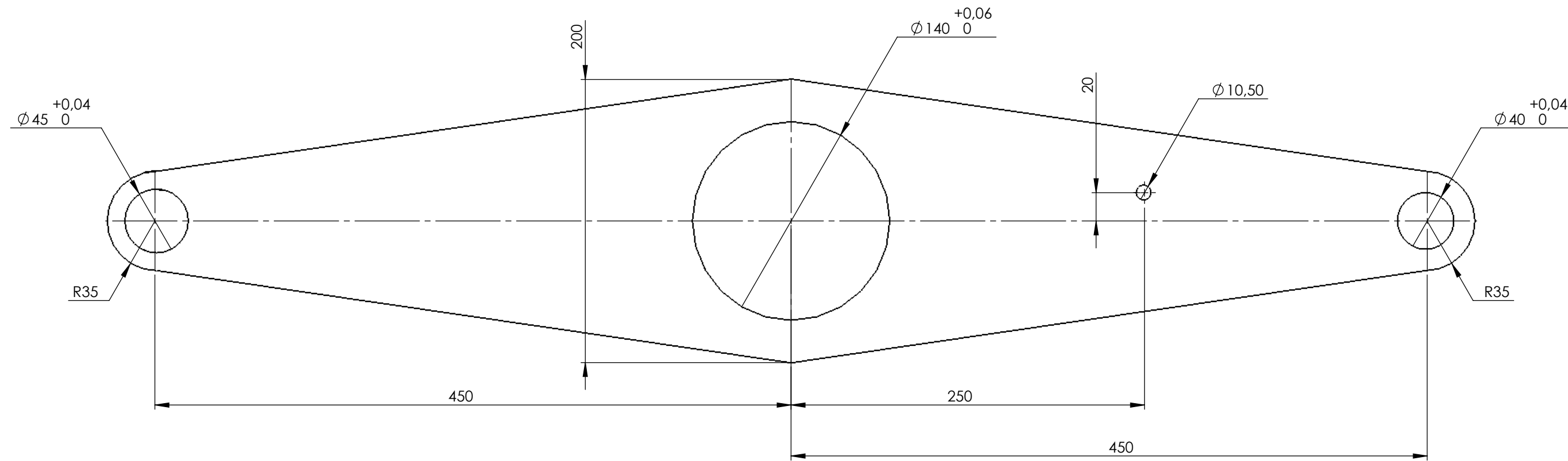


Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

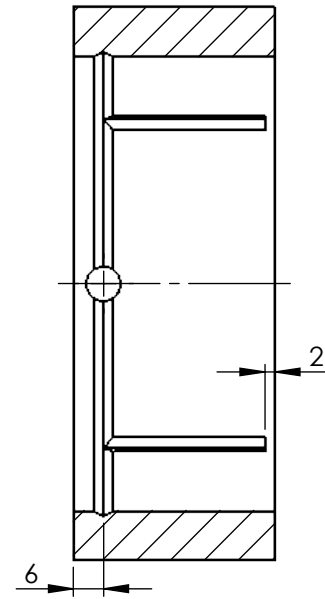
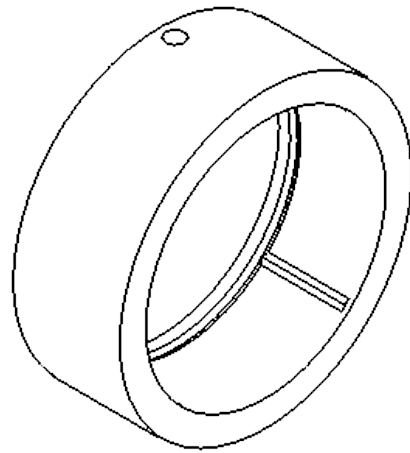
1	TUBO SIN COSTURA ϕ EXT:5-9/16"	SAE 1010	1	ESP:5/8"
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TUBO CENTRAL LATERAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.03.1.1	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:2	



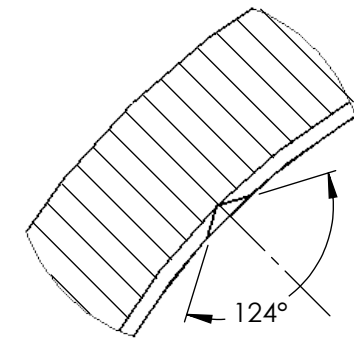
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

1	PLANCHUELA 1''		SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	OBSERVCIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			BRAZO TIJERA LATERAL		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:3		N° 01.1.03.1.2
DIBUJO		F. BOZZO			
APROBO					

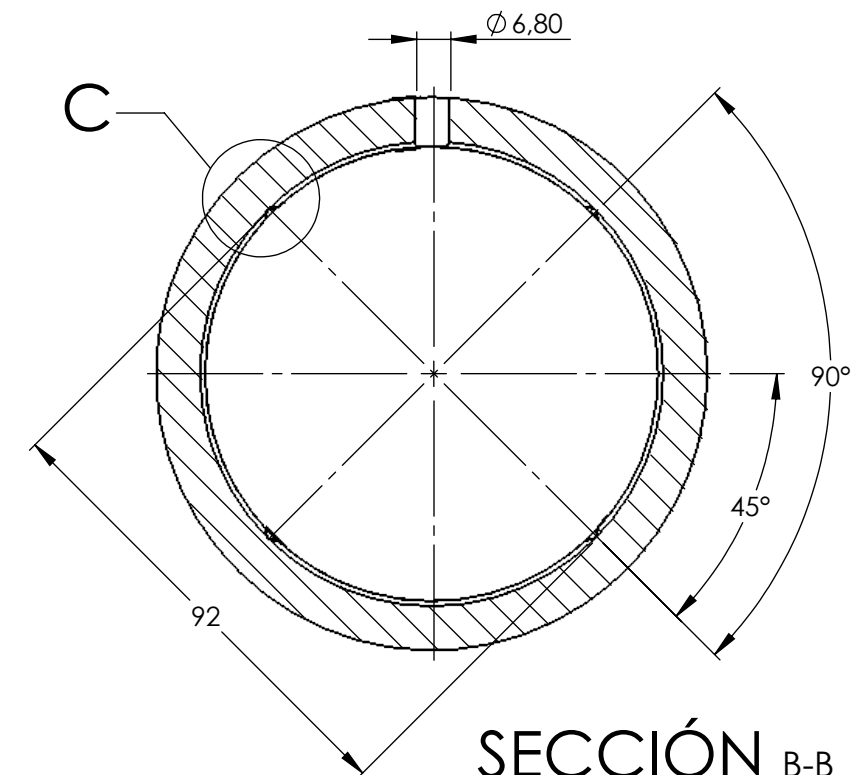
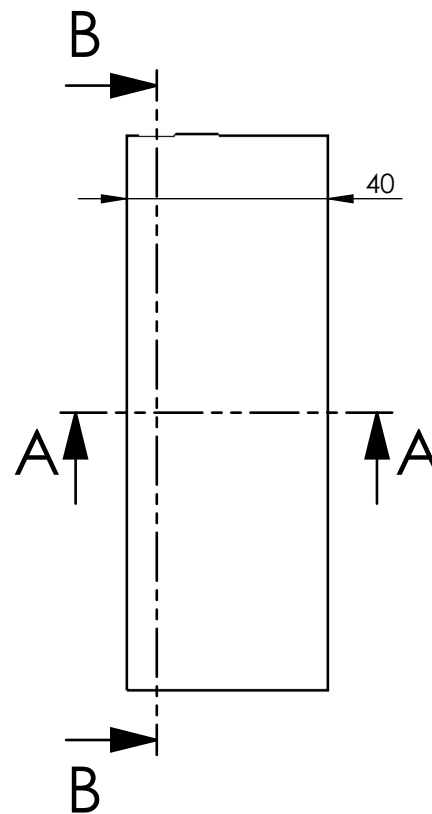
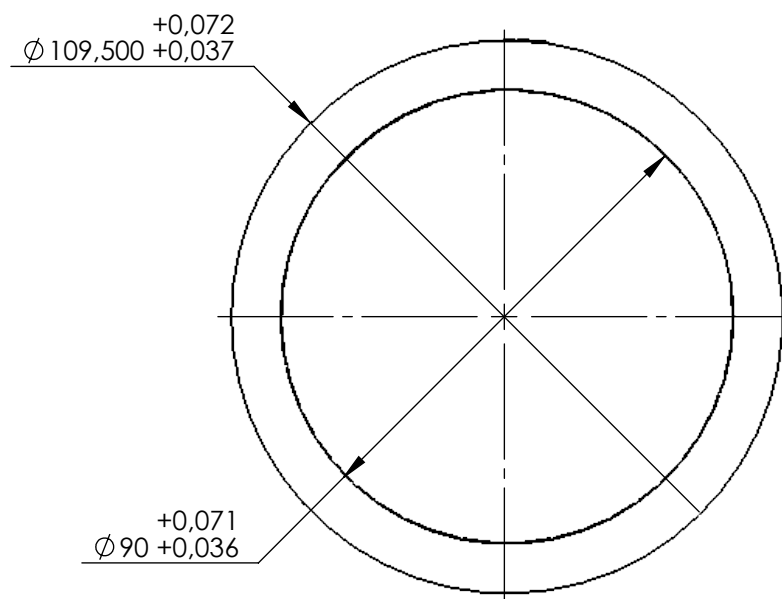
N6



SECCIÓN A-A



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

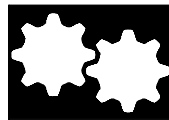


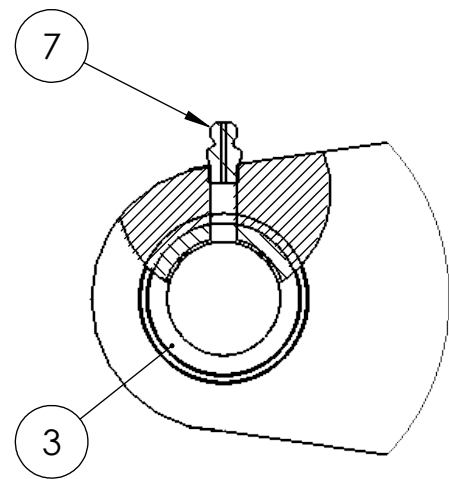
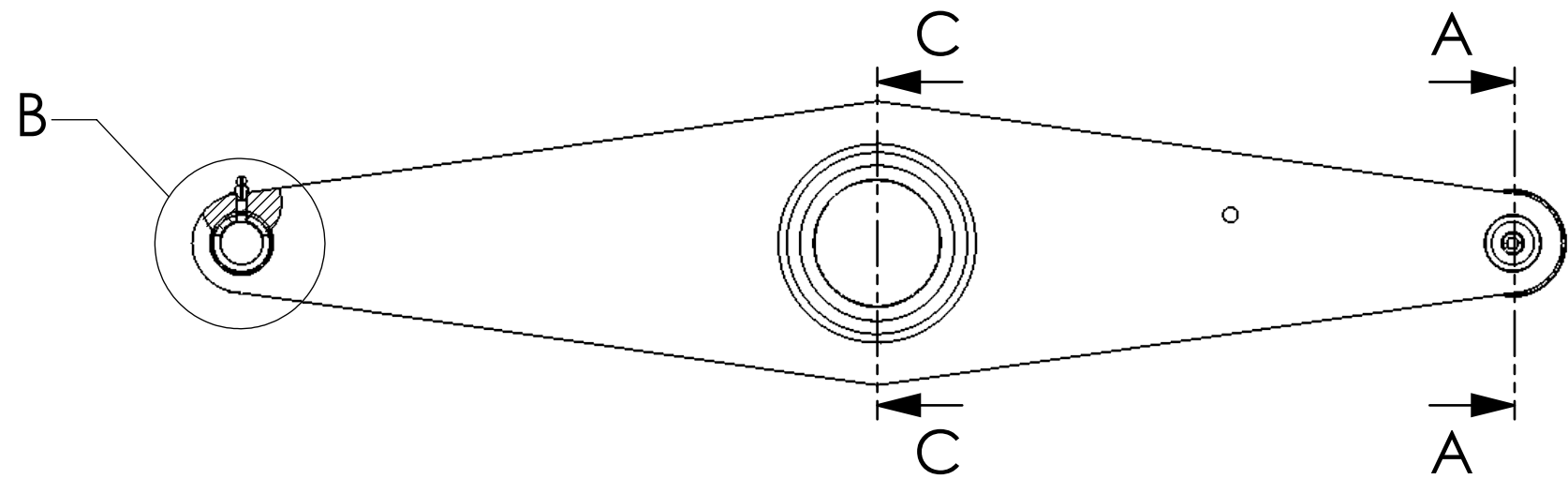
SECCIÓN B-B

Notas:

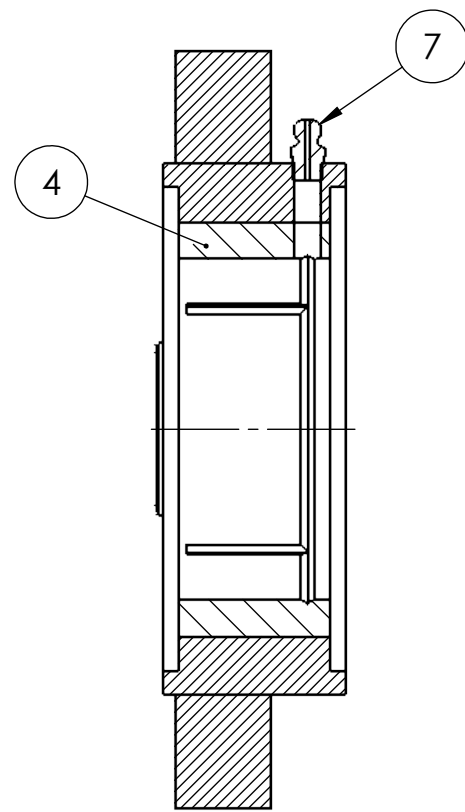
1) Para chaflanes no acotados usar = $0,5 \times 45^\circ$

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

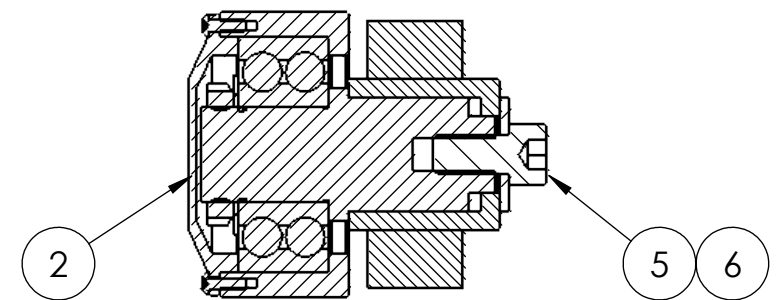
1	TUBO ϕ EXT:110 ; ϕ INT:85	SAE 65	1	BRONCE
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BUJE CENTRAL
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.1.03.4
DIBUJO		F. BOZZO	1:1.5	
APROBO				



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

7	ALEMITE DIN 71412 M8x1 RECTO	ESTANDAR	2	
6	ARANDELA DIN 9021 M10	ESTANDAR	1	
5	TORNILLO DIN 912 M10X20	ESTANDAR	1	
4	BUJE CENTRAL		1	PLANO 01.1.03.4
3	BUJE ARTICULACION TIJERA		1	PLANO 01.1.02.3
2	CONJUNTO RUEDA TIJERA		1	PLANO 01.1.02.2.0
1	CONJ. SOLDADO TIJERA LATERAL IZQ.		1	PLANO 01.1.04.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

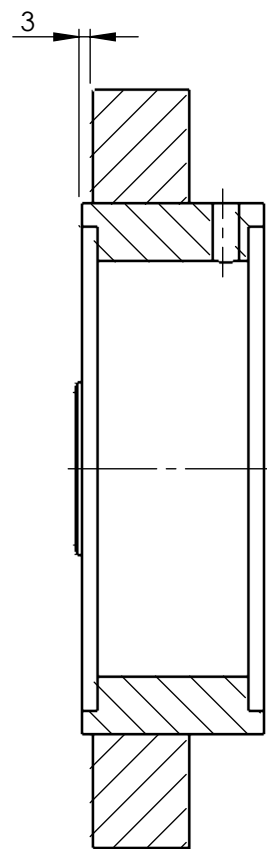


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

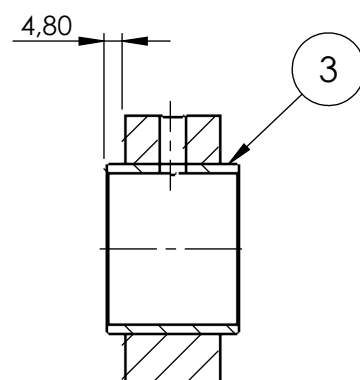
TIJERA LATERAL IZQUIERDA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		F. BOZZO	1:5
APROBO			

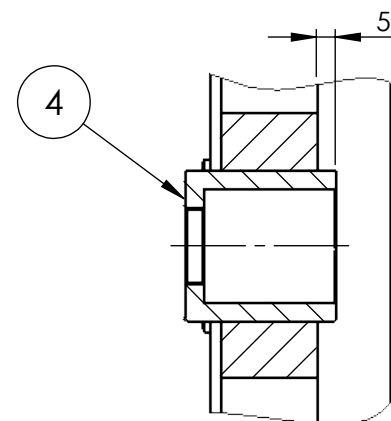
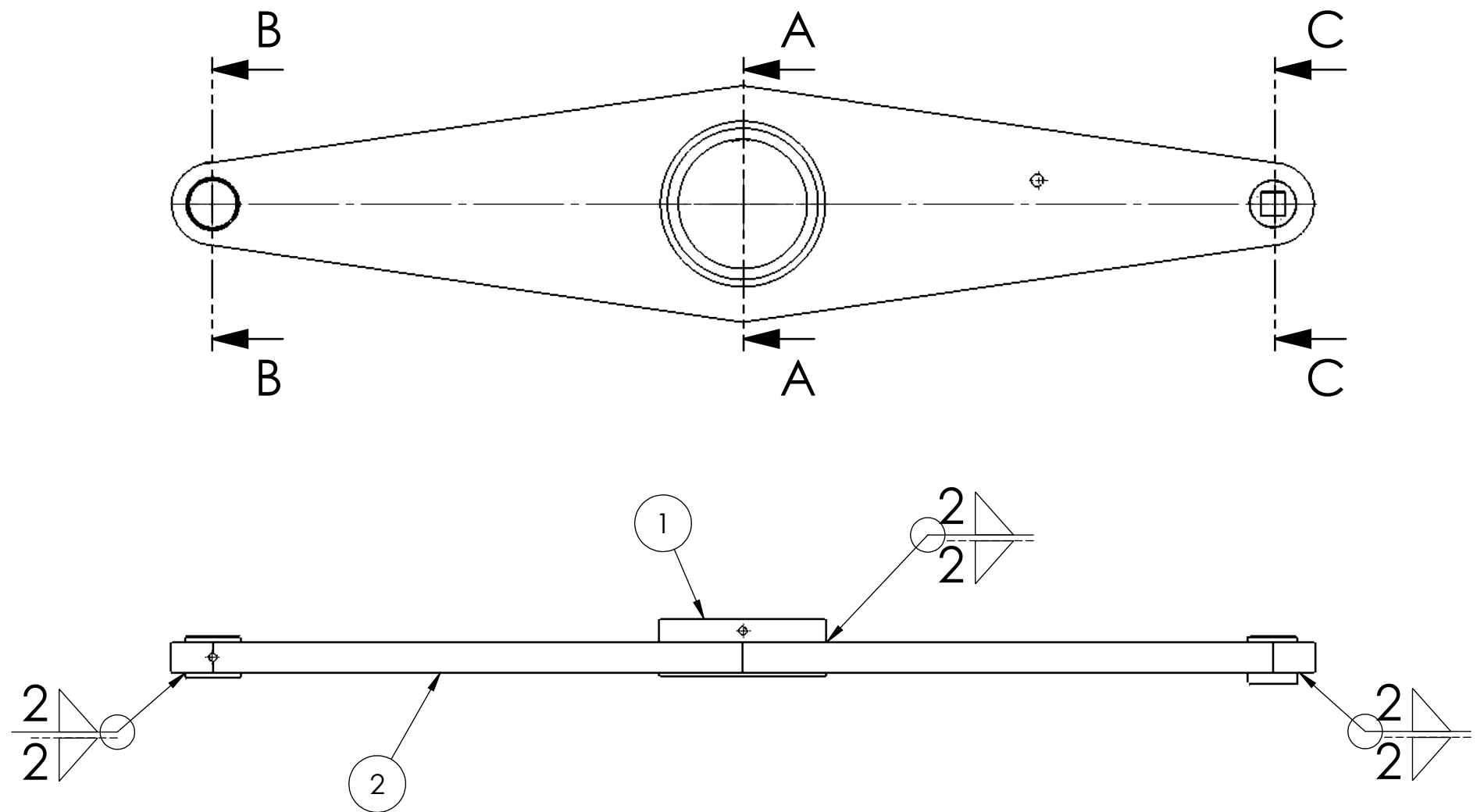
N° 01.1.04.0



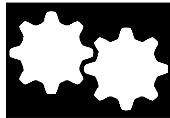
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

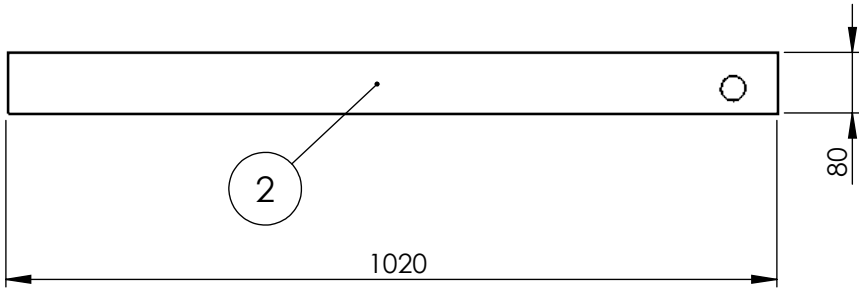
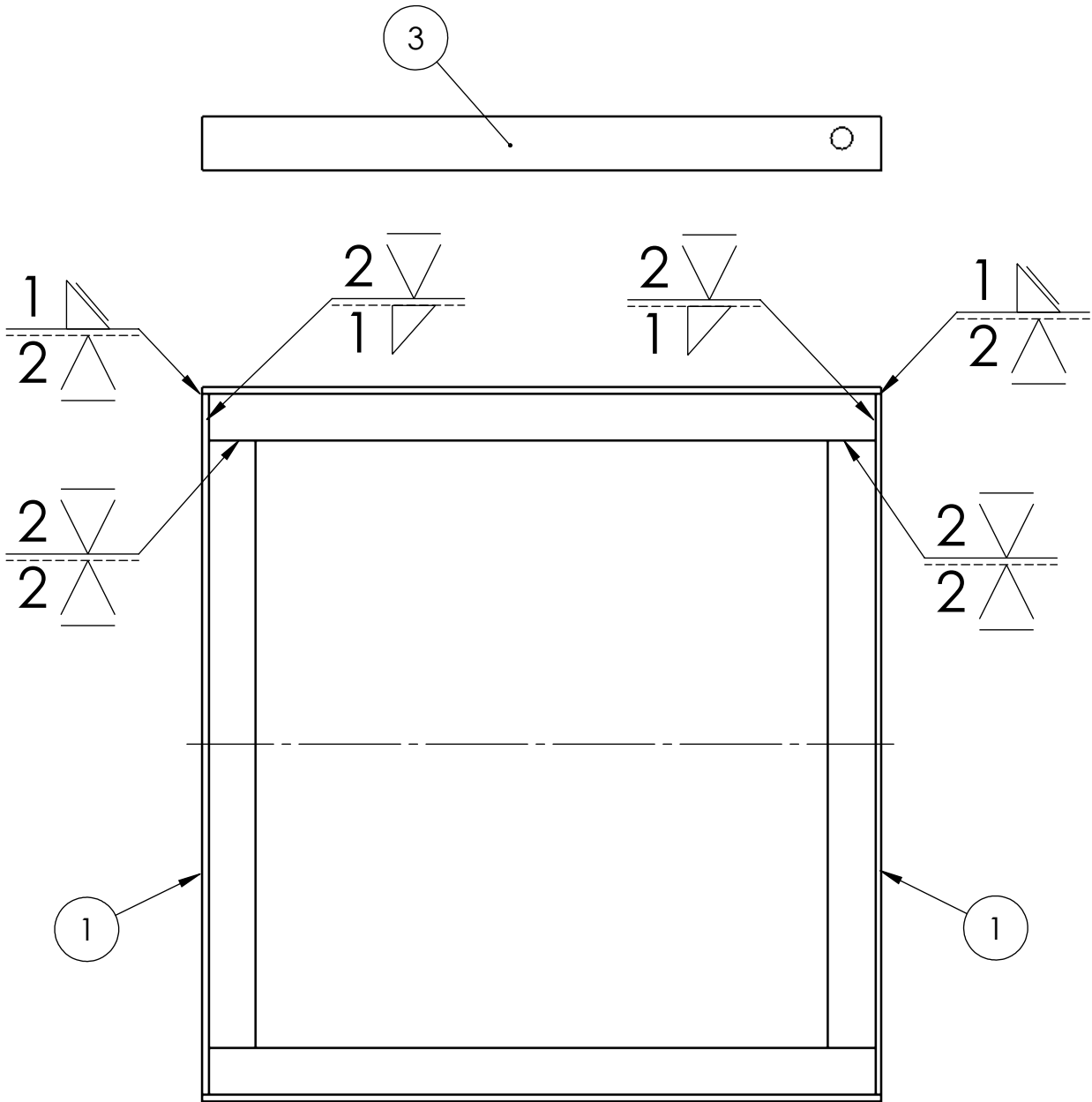


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

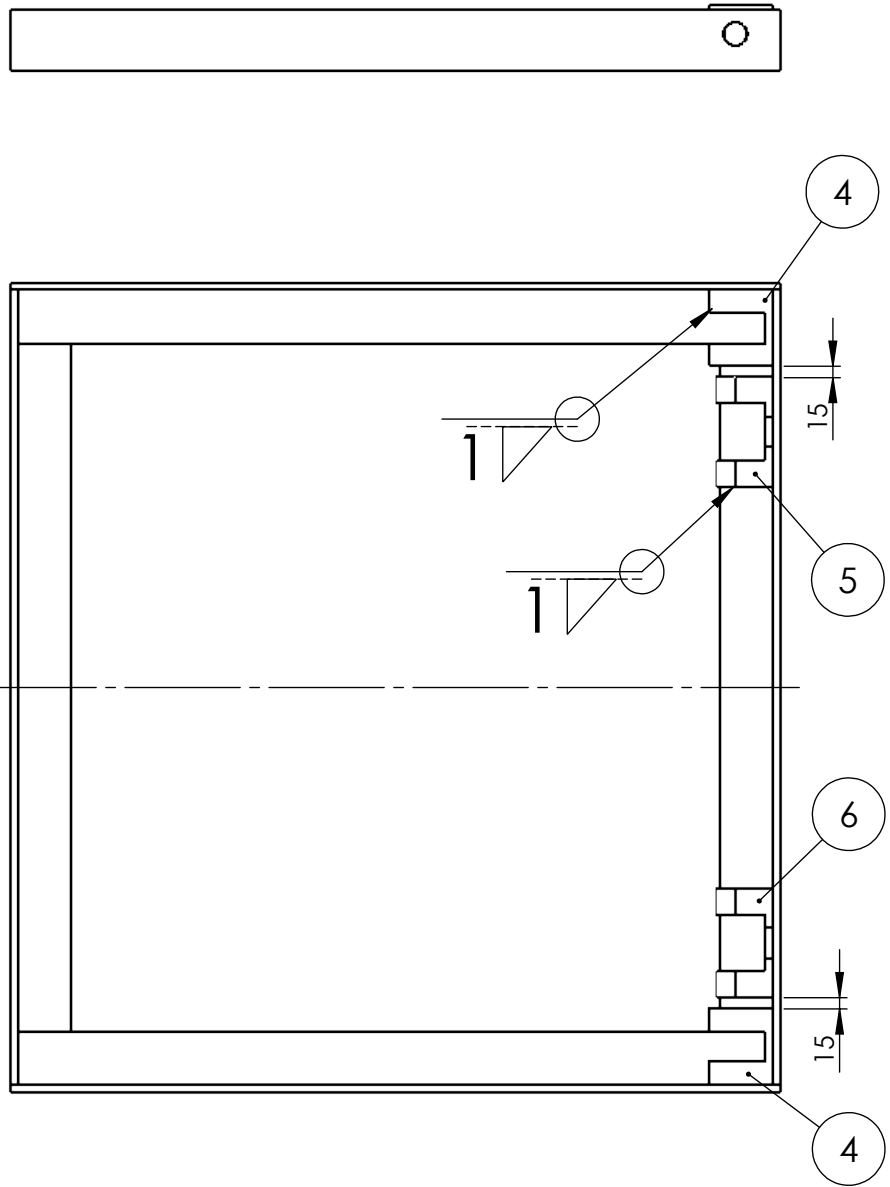
4	SOPORTE RUEDAS TIJERA		1	PLANO 01.1.02.1.4
3	SOPORTE BUJE ARTICULACION		1	PLANO 01.1.02.1.3
2	BRAZO TIJERA LATERAL		1	PLANO 01.1.03.1.2
1	TUBO CENTRAL LATERAL		1	PLANO 01.1.03.1.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO SOLDADO TIJERA LATERAL IZQUIERDA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

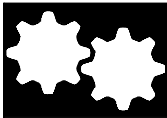
N° 01.1.04.1.0

PRIMERA ETAPA



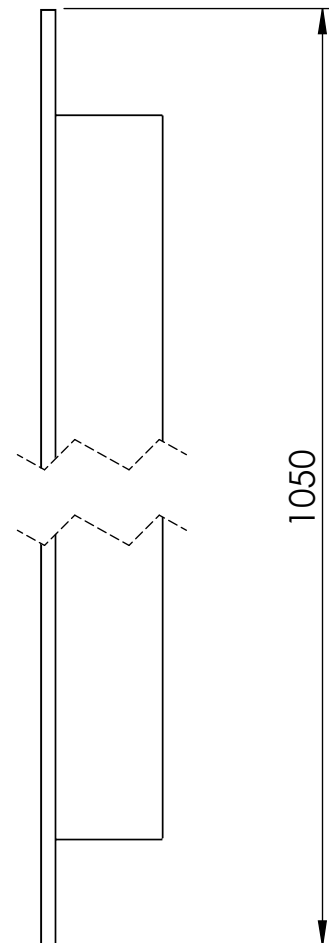
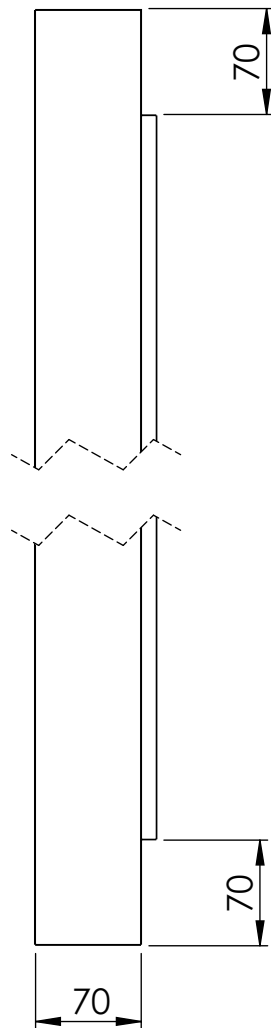
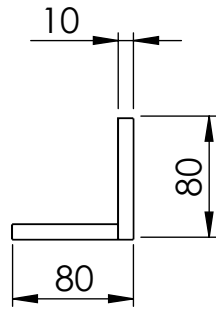
SEGUNDA ETAPA



6	SOPORTE ARTICULACION INF. CIL. IZQ.		1	PLANO 01.1.05.6
5	SOPORTE ARTICULACION INF. CIL. DER.		1	PLANO 01.1.05.5
4	SOPORTE ARTICULACION INFERIOR		2	PLANO 01.1.05.4
3	CSB LATERAL IZQUIERDO		1	PLANO 01.1.05.3
2	CSB LATERAL DERECHO		1	PLANO 01.1.05.2
1	CSB TRANSVERSAL		2	PLANO 01.1.05.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CONJUNTO SOLDADO BASE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

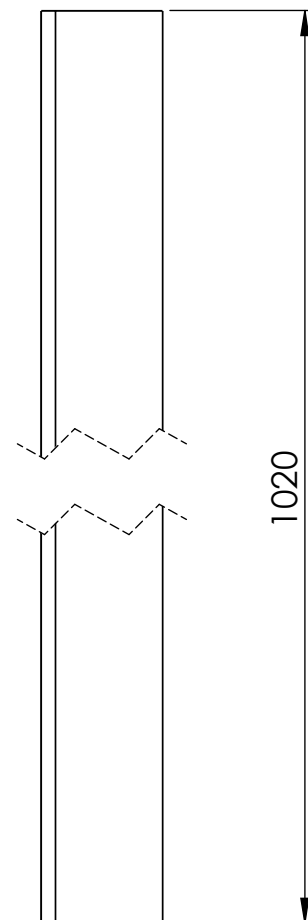
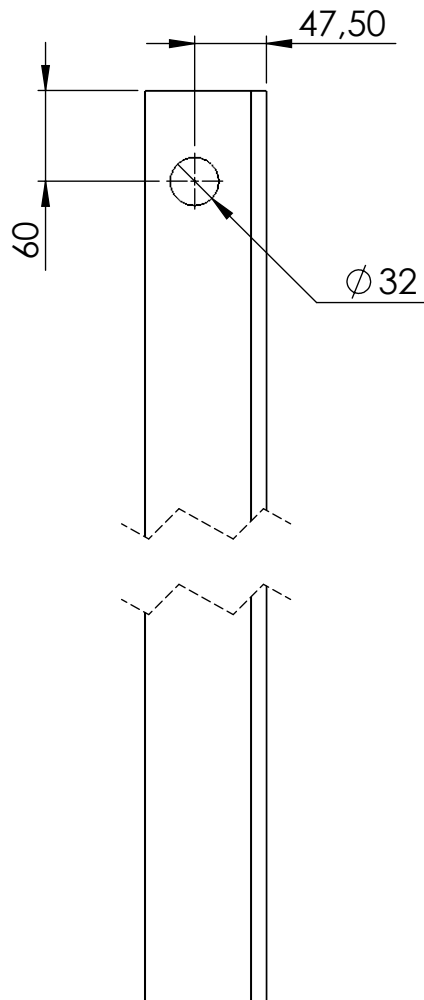
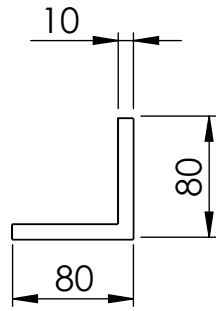
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

N° 01.1.05.0



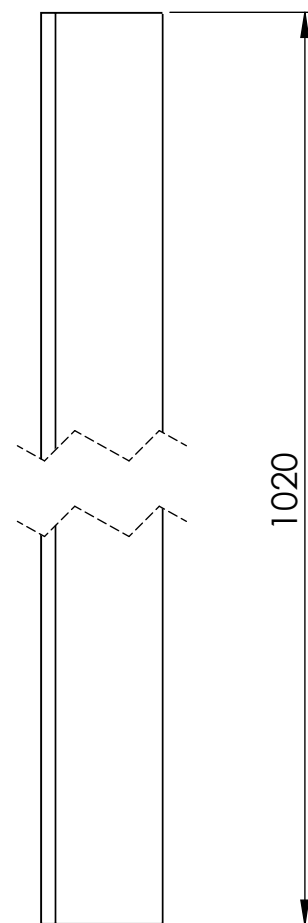
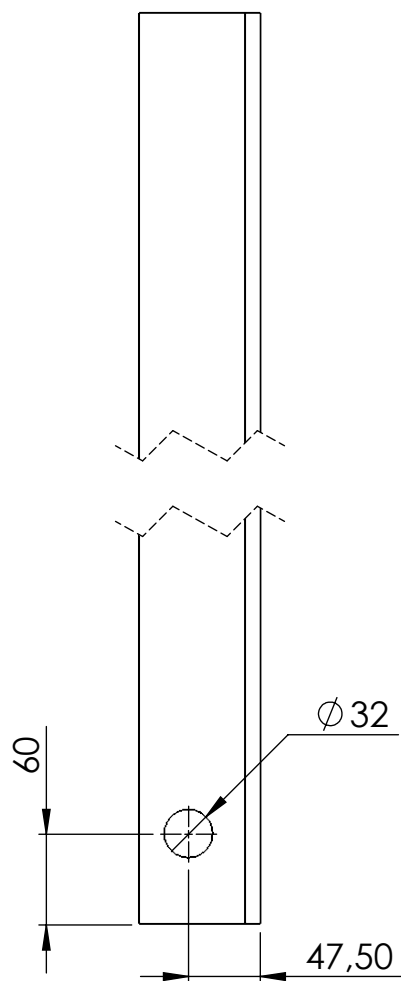
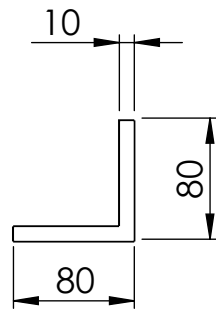
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PERFIL L 80X80X10	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSB TRANSVERSAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.1	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:5	



MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

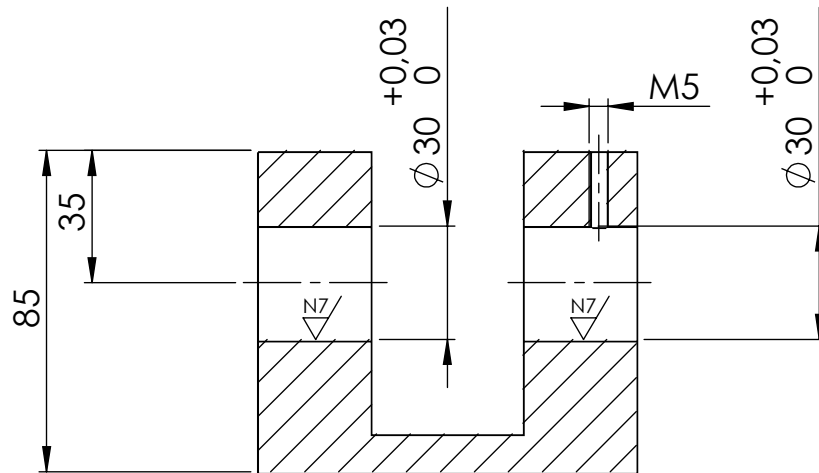
1	PERFIL L 80X80X10	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSB LATERAL DERECHA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.2	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				



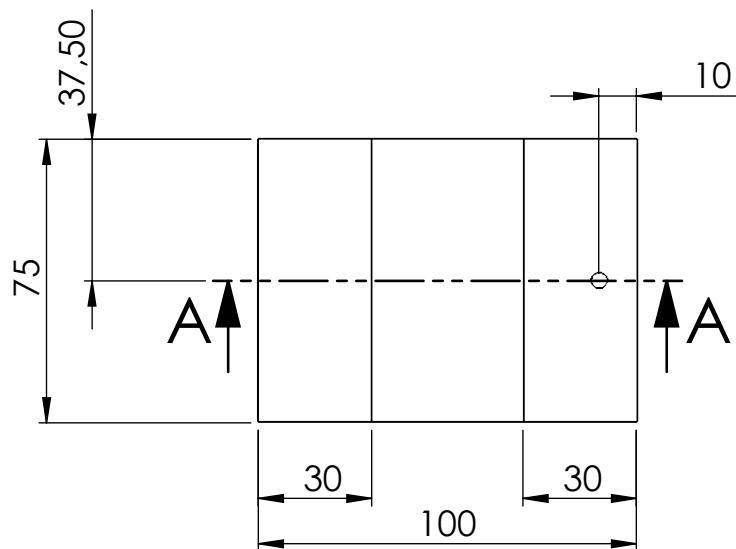
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	PERFIL L 80X80X10	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CSB LATERAL IZQUIERDA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.3	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:5	

N8
(N7/)



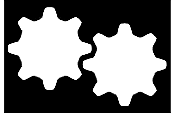
SECCIÓN A-A



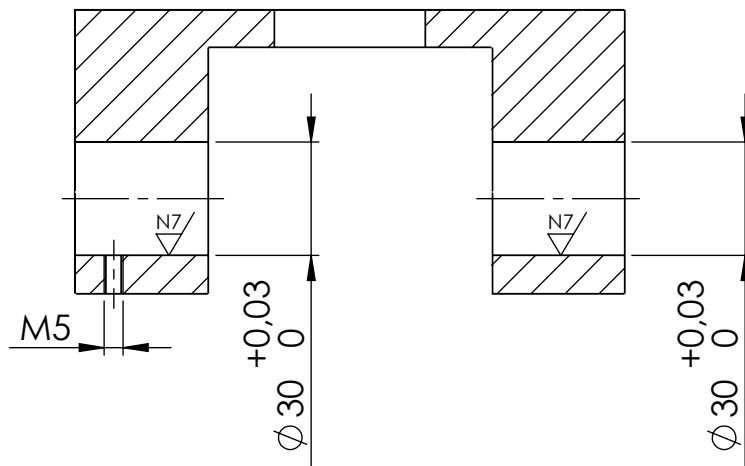
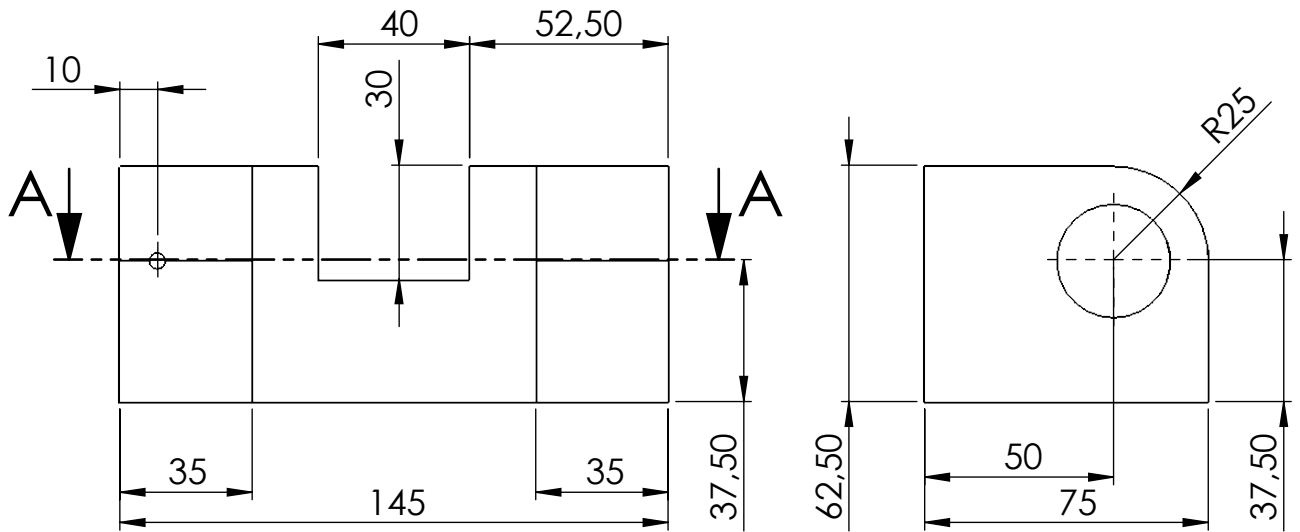
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	BLOQUE 90X80X105	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE ARTICULACION INFERIOR		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.4	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N8
(N7/)

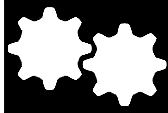


SECCIÓN A-A

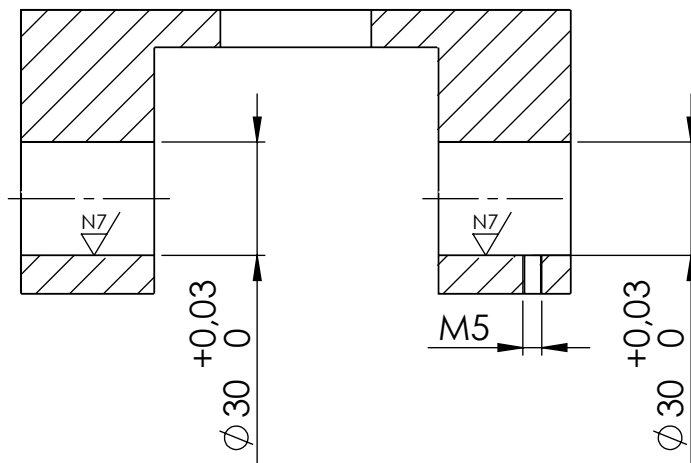
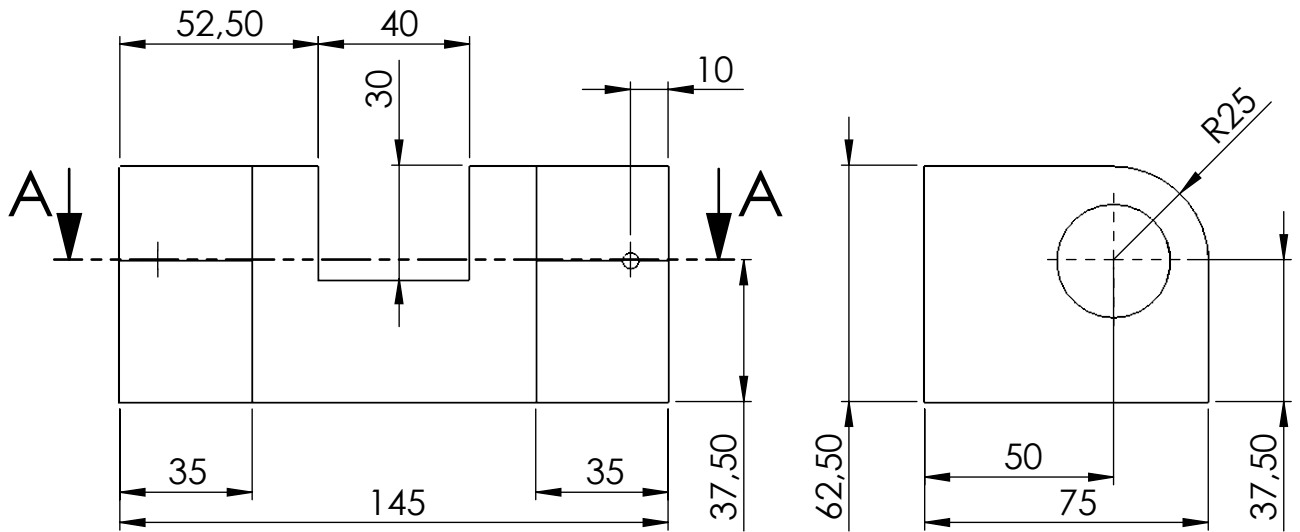
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	BLOQUE 80X65X150	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE ARTICULACION INFERIOR CIL. DERECHO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.5	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:2	

N8
(N7/)



SECCIÓN A-A

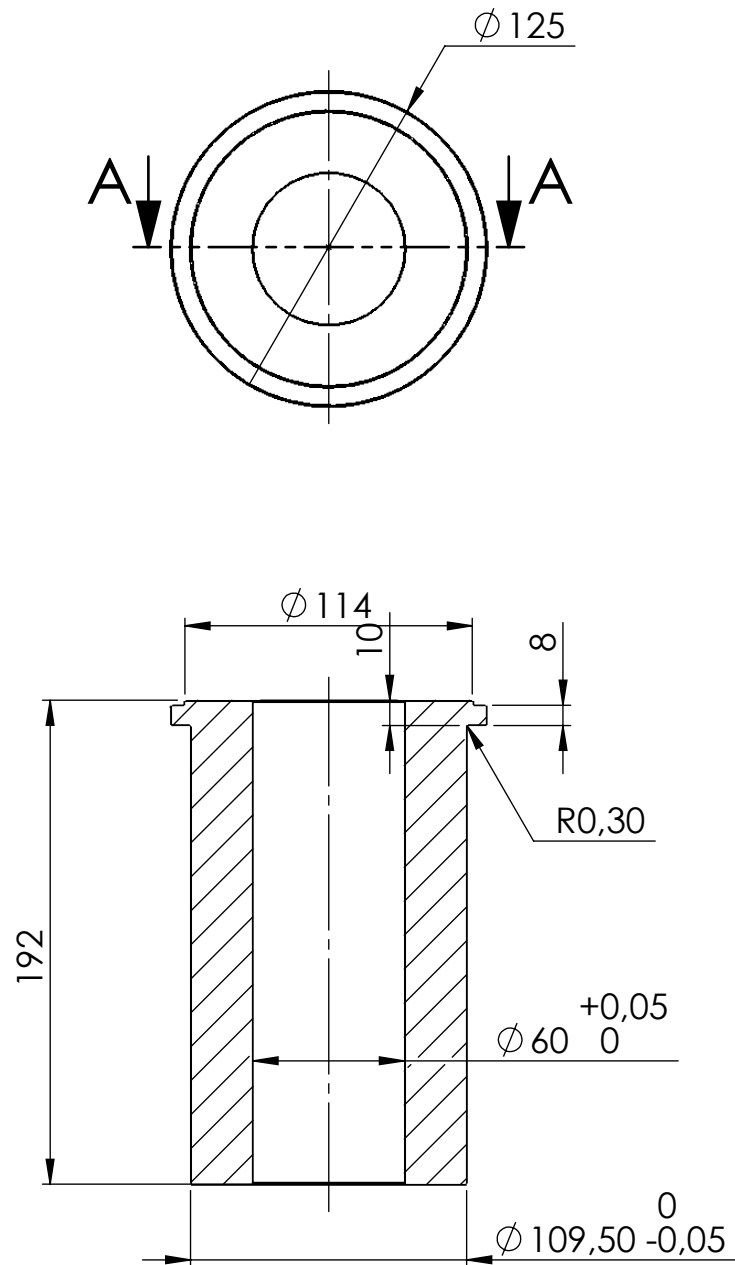
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar $= 0,5 \times 45^\circ$

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	BLOQUE 80X65X150	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE ARTICULACION INFERIOR CIL. IZQUIERDO		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.05.6	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:2	

N7

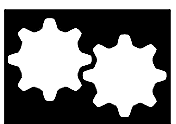


SECCIÓN A-A

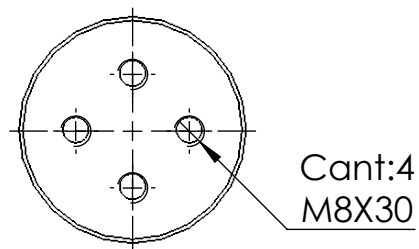
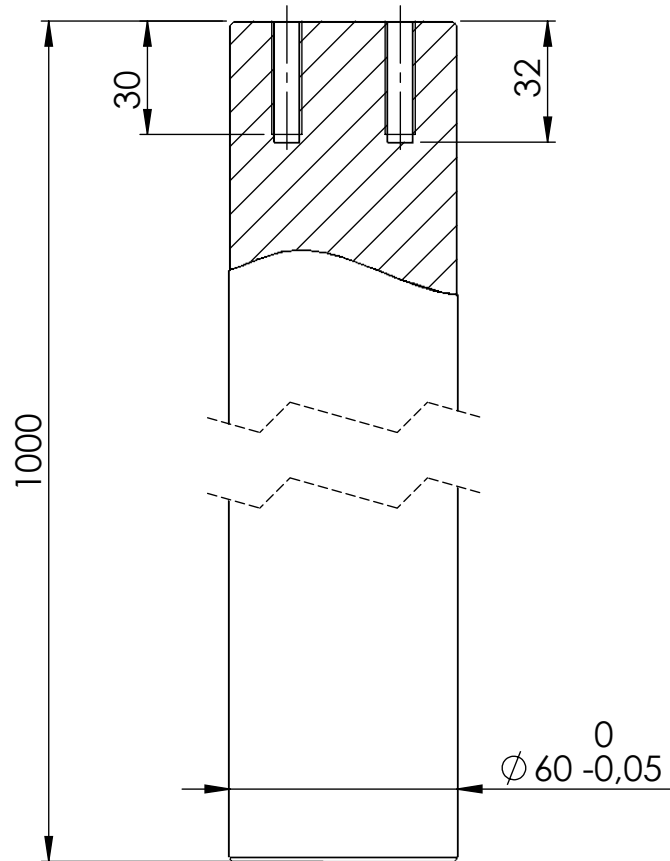
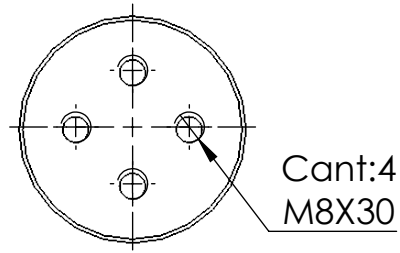
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	TUBO ϕ EXT:5'' ; ESP:3/8''	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		GUIA EJE TENSOR		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.06	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N7



Notas:

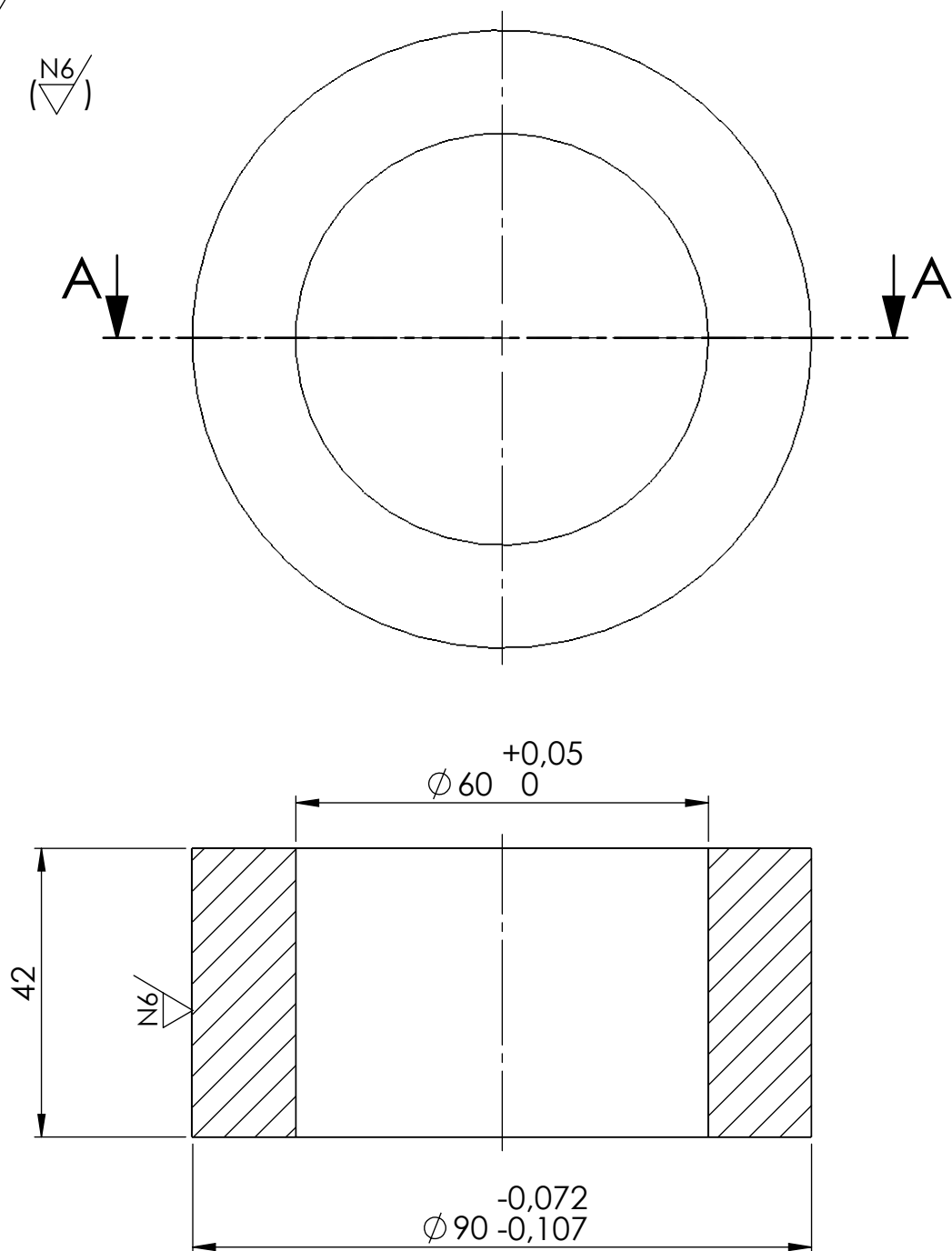
1) Para chaflanes no acotados usar $r = 0,5 \times 45^\circ$

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO $\phi 2-1/2''$	SAE 1045	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE TENSOR TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.07	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALA	
			1:2	

N7

(N6/)

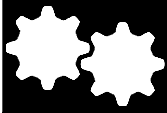


SECCIÓN A-A

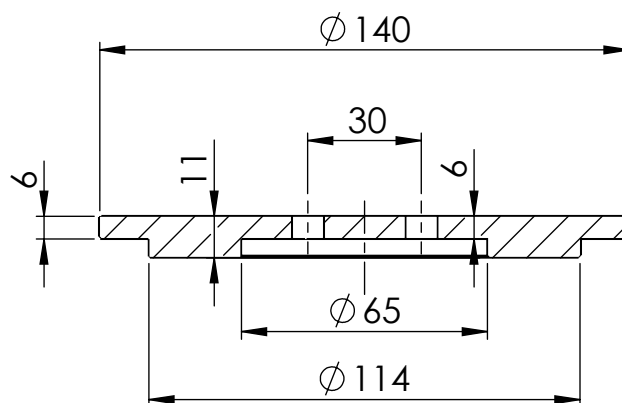
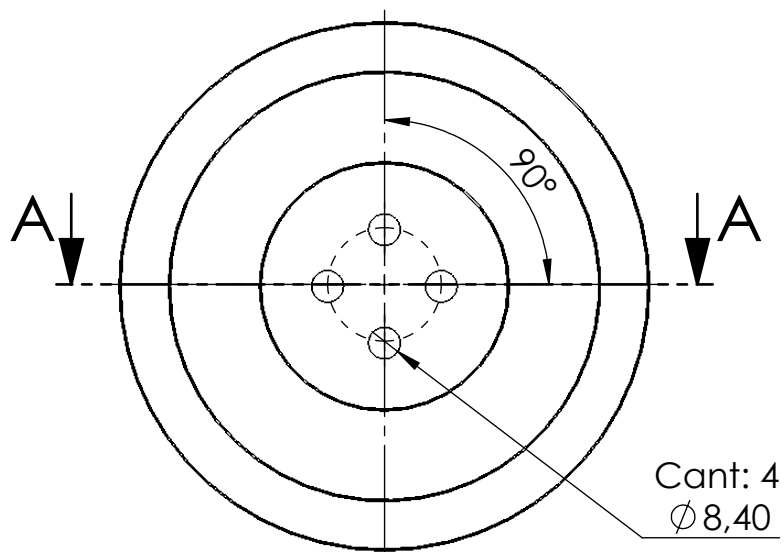
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = 0,5x45°

MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	TUBO ϕ EXT:3–3/4’’ ; ESP:3/4’’	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PISTA BUJE CENTRAL		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.08	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:1	

N7



SECCIÓN A-A

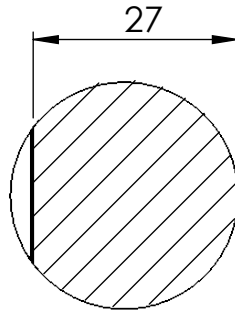
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = $0,5 \times 45^\circ$

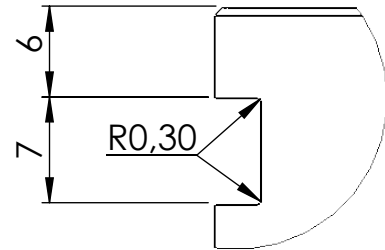
MATAR CANTOS VIVOS - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO $\phi 5-3/4''$	SAE 1010	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA LATERAL TIJERA		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.09	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
ESCALAS			1:2	

N6

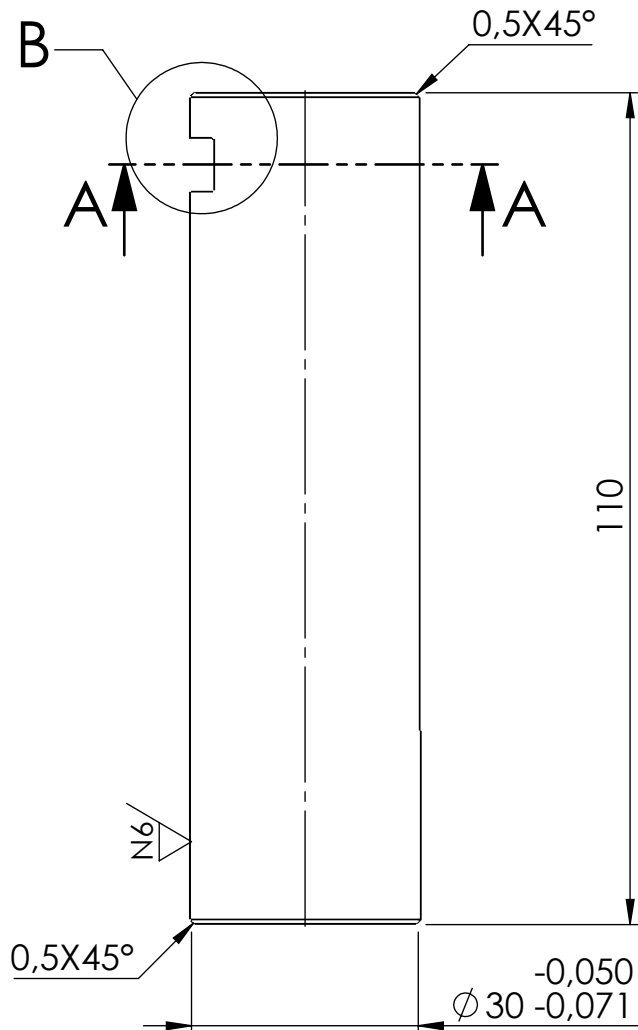


SECCIÓN A-A



DETALLE B

ESCALA 2 : 1



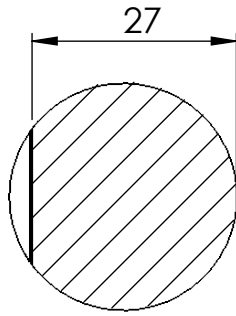
Notas:

1) Tratamiento = Comentado, templado y revenido

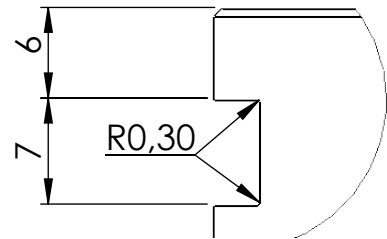
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO ϕ 35	SAE 8620	1	VER NOTA 1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PERNO ARTICULACIÓN TC-PS		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.10	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N6

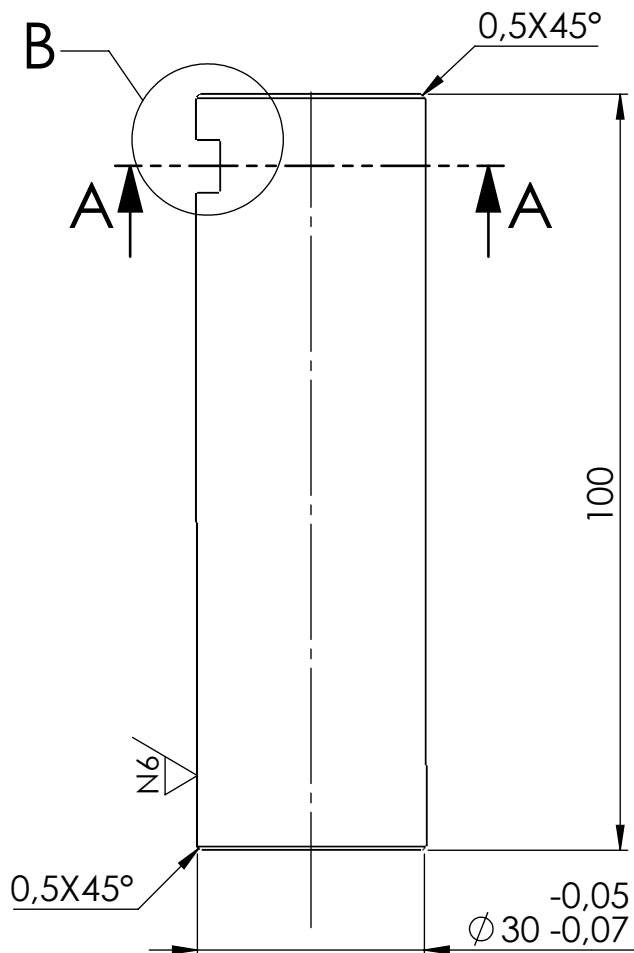


SECCIÓN A-A



DETALLE B

ESCALA 2 : 1

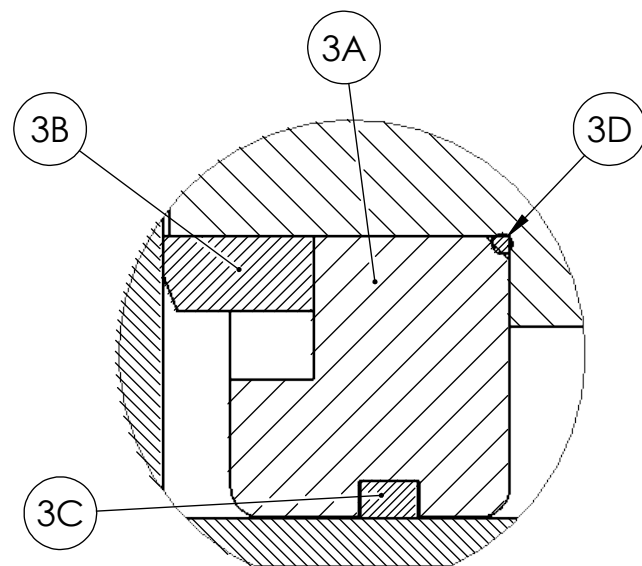
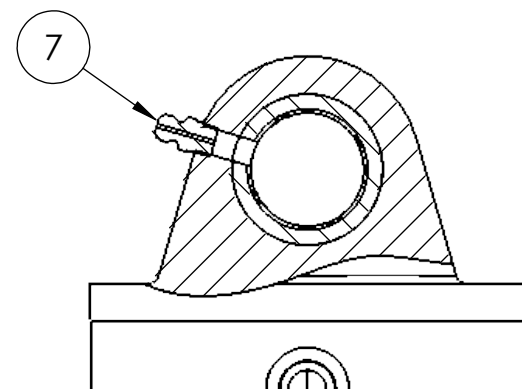
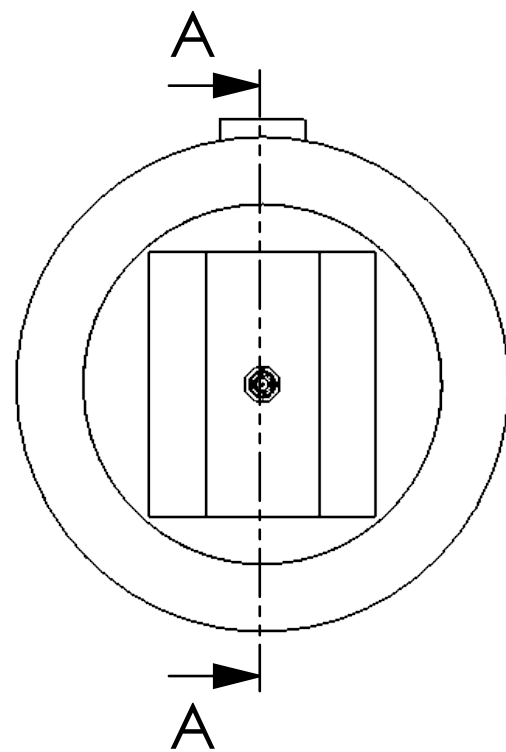


Notas:

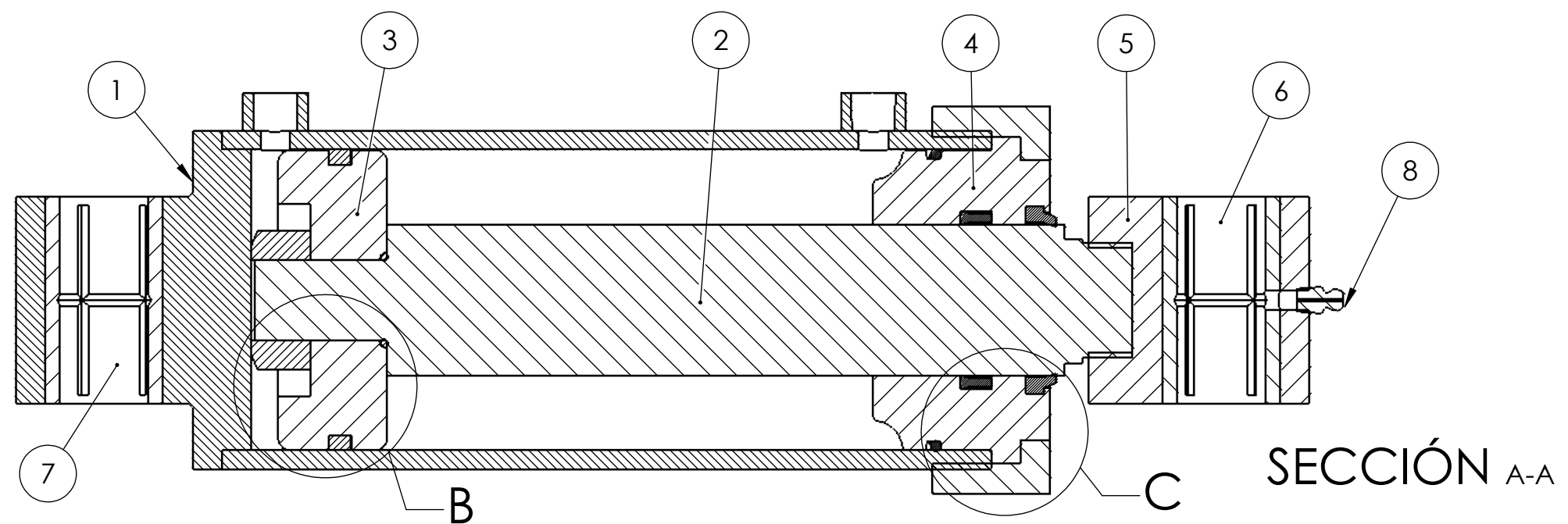
1) Tratamiento = Comentado, templado y revenido

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO ϕ 35	SAE 8620	1	VER NOTA 1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE ARTICULACION TL-BASE		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.11	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

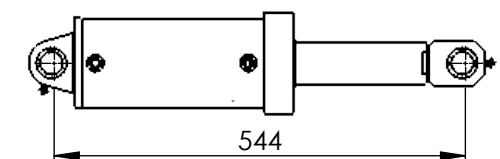
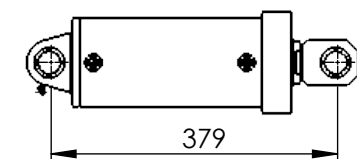


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

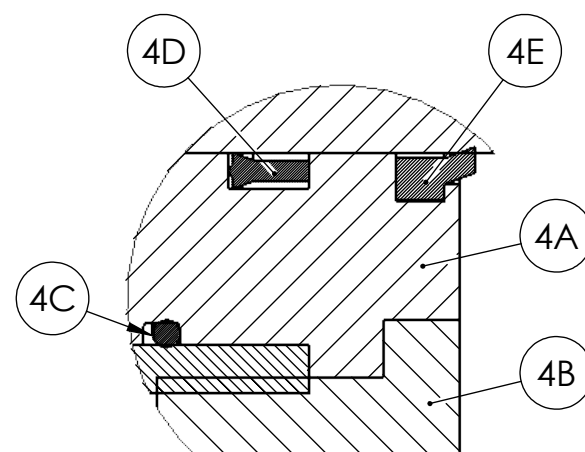


POSICION CONTRAIDO

POSICION EXTENDIDO



CARRERA: 165mm



DETALLE C
ESCALA 1 : 1

8	ALEMITE DIN 71412 M8x1 RECTO	ESTANDAR	2	
7	BUJE ARTICULACIÓN CIL. TRAS.		1	PLANO 01.1.12.7
6	BUJE ARTICULACIÓN CIL. DEL.		1	PLANO 01.1.12.6
5	HORQUILLA DELANTERA		1	PLANO 01.1.12.5
4E	SELLO WIPER 2 X 2 1/2" X 1/4	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4D	SELLO POLYPACK 2 X 2 3/8" X 3/8"	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4C	SELLO O'RING 3,53 X 94,84 X 101,9	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4B	TAPA DELANTERA	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4A	GUIA VASTAGO	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4	CONJ. TAPA GUIA PALAO	ESTANDAR	1	PALAO COD: 634002000
3D	SELLO O'RING 2,62 X 26,64 X 31,88	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3C	SELLO FLUOROPACK 7,93 X 107,9 X 87,9	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3B	TUERCA M27	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3A	PISTON FUNDICION GRIS	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3	CONJ. PISTON PALAO	ESTANDAR	1	PALAO COD: 504001750
2	VASTAGO		1	PLANO 01.1.12.2
1	CONJ. SOLDADO CILINDRO-TAPA DER.		1	PLANO 01.1.12.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

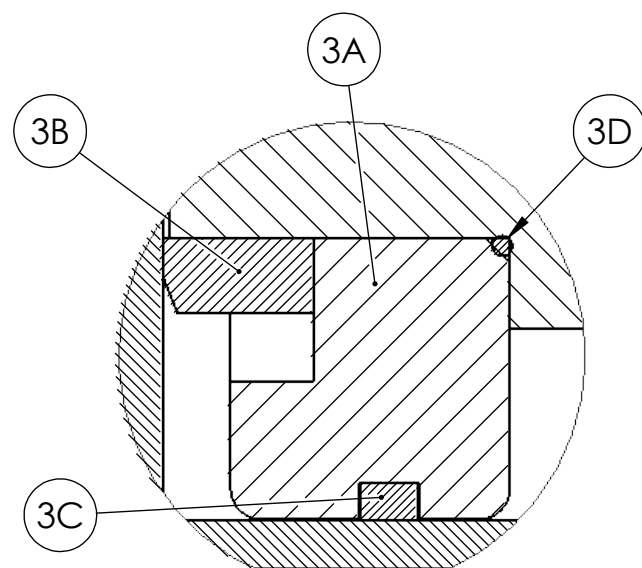
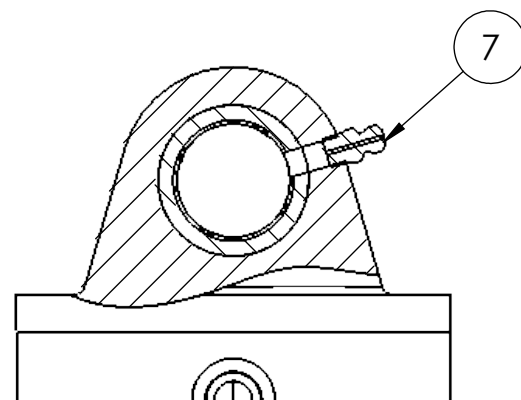
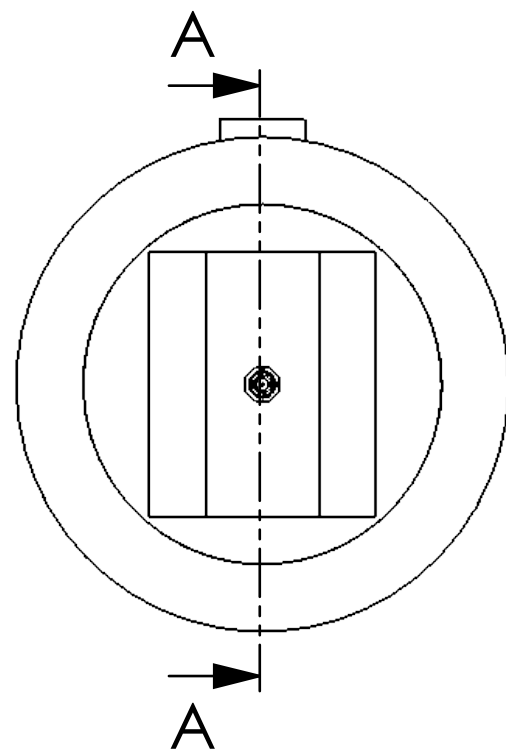


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

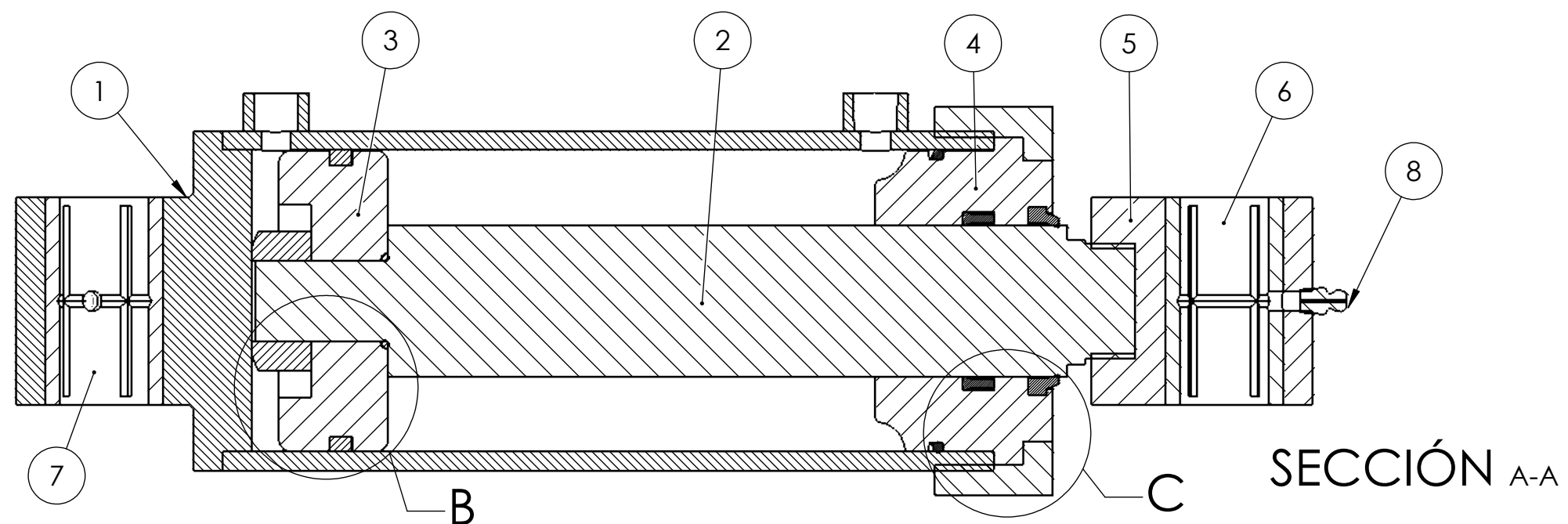
CILINDRO HIDRAULICO DERECHO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		F. BOZZO	1:2
APROBO			

N° 01.1.12.0



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

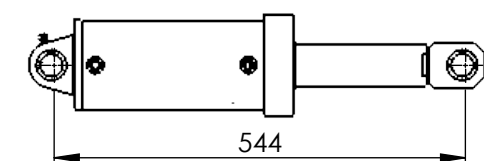


SECCIÓN A-A

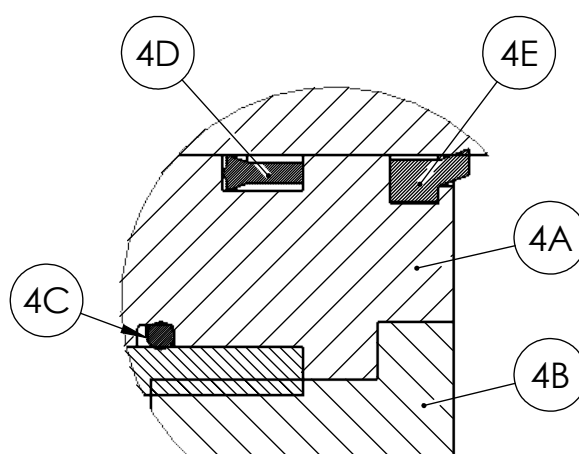
POSICION CONTRAIDO



POSICION EXTENDIDO



CARRERA: 165mm



DETALLE C
ESCALA 1 : 1

8	ALEMITE DIN 71412 M8x1 RECTO	ESTANDAR	2	
7	BUJE ARTICULACIÓN CIL. TRAS.		1	PLANO 01.1.12.7
6	BUJE ARTICULACIÓN CIL. DEL.		1	PLANO 01.1.12.6
5	HORQUILLA DELANTERA		1	PLANO 01.1.12.5
4E	SELLO WIPER 2 X 2 1/2" X 1/4	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4D	SELLO POLYPACK 2 X 2 3/8" X 3/8"	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4C	SELLO O'RING 3,53 X 94,84 X 101,9	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4B	TAPA DELANTERA	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4A	GUIA VASTAGO	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 4'
4	CONJ. TAPA GUIA PALAO	ESTANDAR	1	PALAO COD: 634002000
3D	SELLO O'RING 2,62 X 26,64 X 31,88	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3C	SELLO FLUOROPACK 7,93 X 107,9 X 87,9	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3B	TUERCA M27	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3A	PISTON FUNDICION GRIS	ESTANDAR	1	PARTE DE 'POS 3'
3	CONJ. PISTON PALAO	ESTANDAR	1	PALAO COD: 504001750
2	VASTAGO		1	PLANO 01.1.12.2
1	CONJ. SOLDADO CILINDRO-TAPA IZQ.		1	PLANO 01.1.13.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES



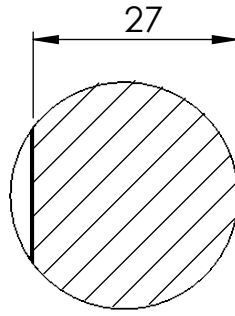
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CILINDRO HIDRAULICO IZQUIERDO

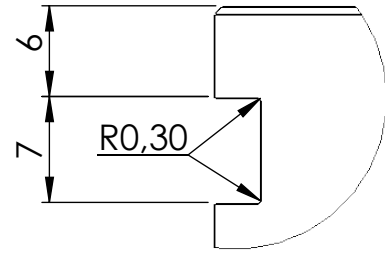
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		F. BOZZO	1:2
APROBO			

N° 01.1.13.0

N6

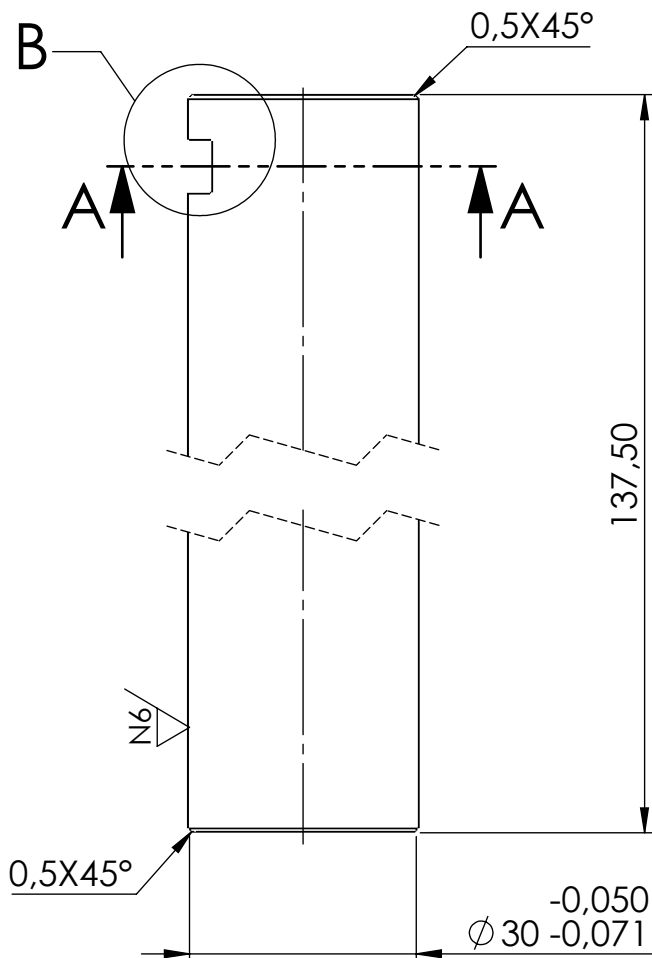


SECCIÓN A-A



DETALLE B

ESCALA 2 : 1



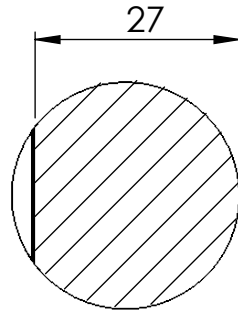
Notas:

1) Tratamiento = Comentado, templado y revenido

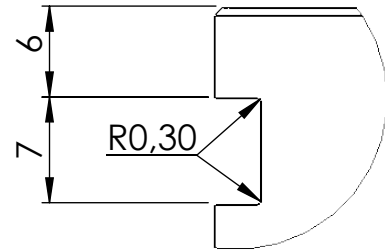
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO ϕ 35	SAE 8620	1	VER NOTA 1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE ARTICULACION CIL-TC		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.14	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N6

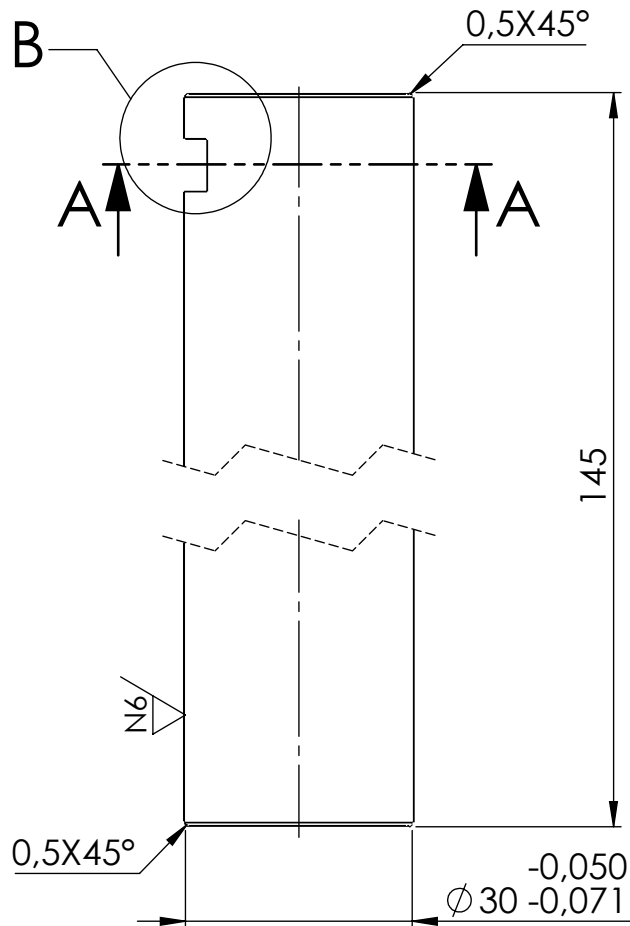


SECCIÓN A-A



DETALLE B

ESCALA 2 : 1



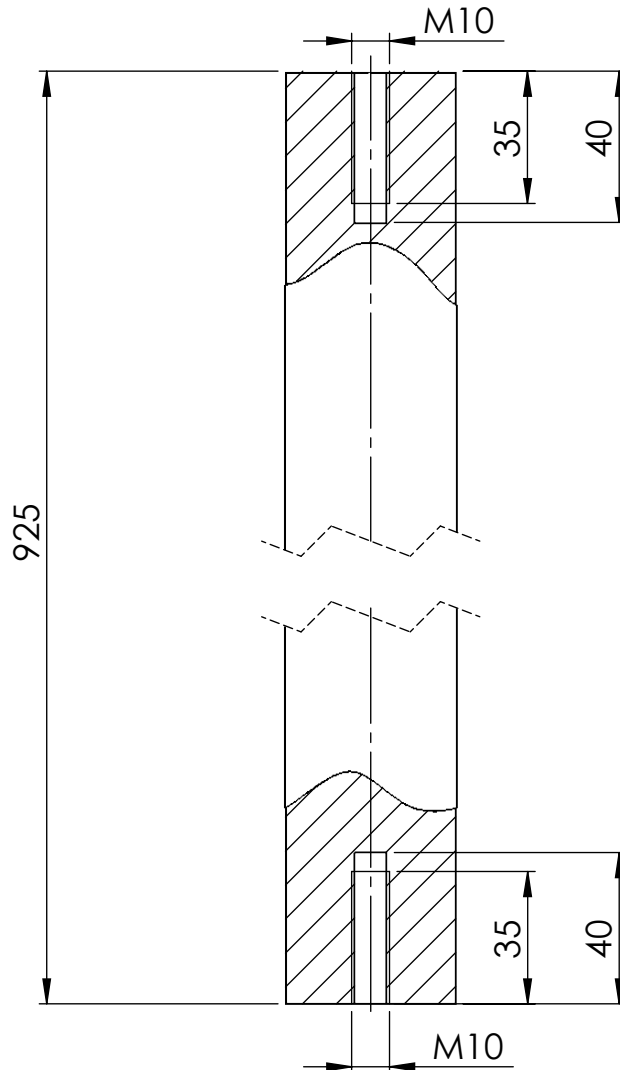
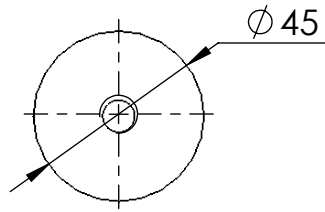
Notas:

1) Tratamiento = Comentado, templado y revenido

MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO ϕ 35	SAE 8620	1	VER NOTA 1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE ARTICULACION CIL-BASE		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.15	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				

N8



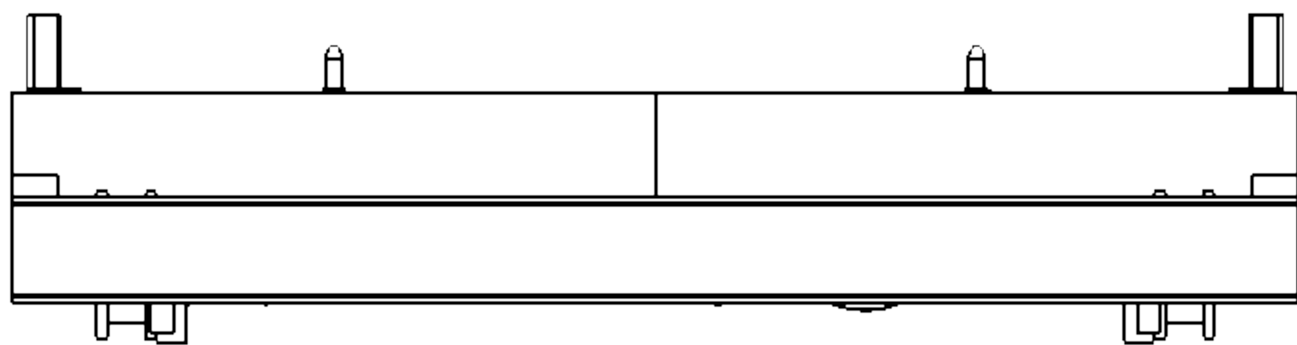
Notas:

1) Para chaflanes no acotados usar = $0,5 \times 45^\circ$

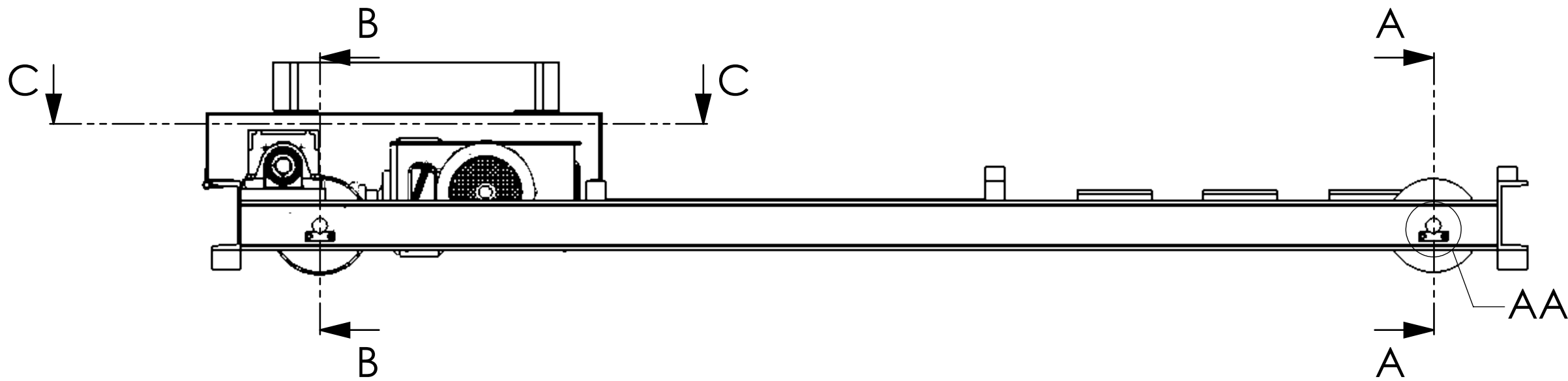
MATAR CANTOS VIVOS - TOLRANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768

1	REDONDO $\phi 45$	SAE 1045	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		EJE ALINEACION		
	FECHA	NOMBRE	N° 01.1.16	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
			ESCALAS 1:2	

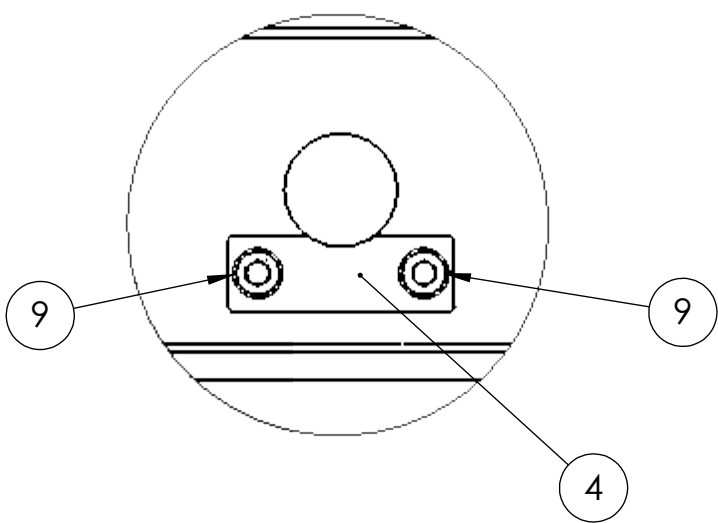
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL IZQUIERDA

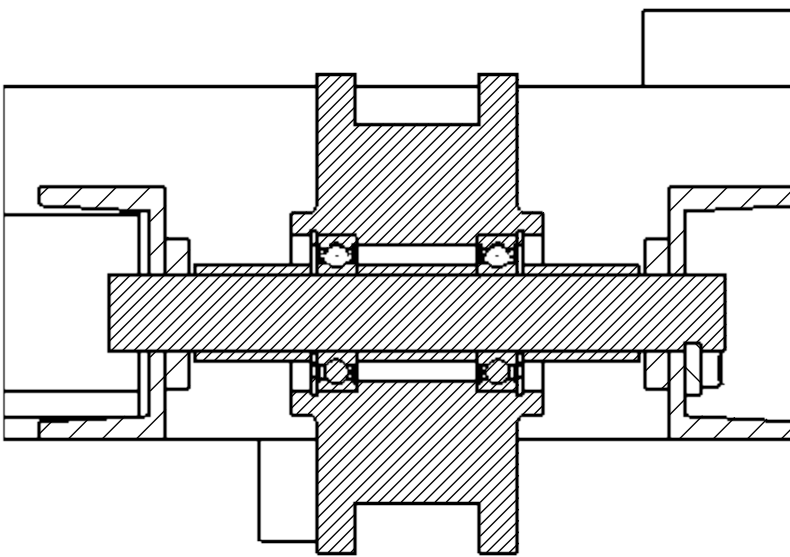


VISTA AUXILIAR
TRABA RUEDAS



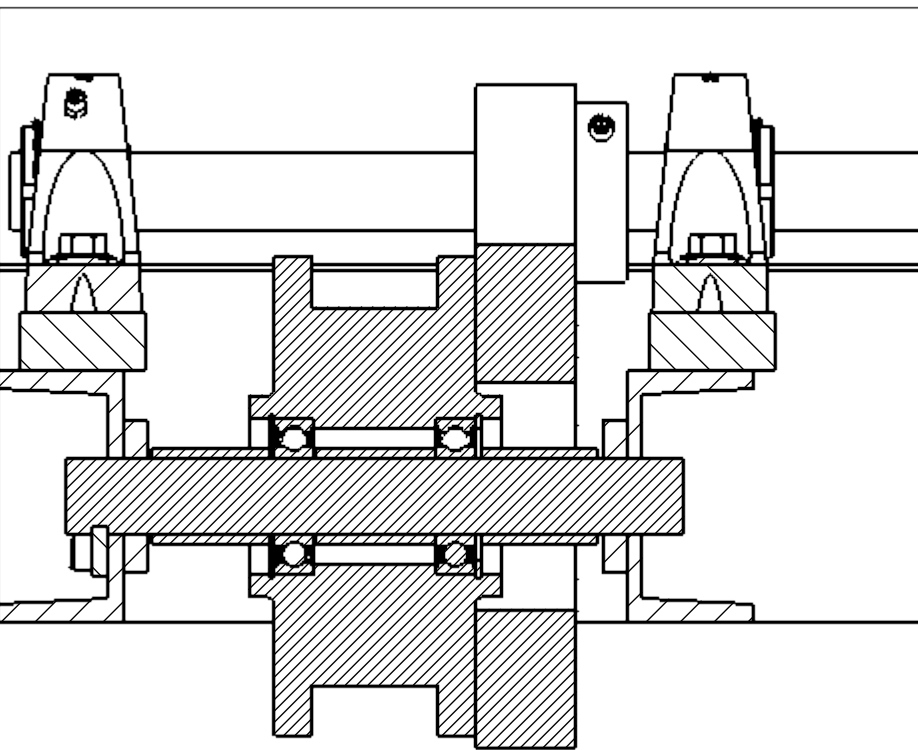
DETALLE AA
ESCALA 1 : 2

VISTA AUXILIAR
RUEDA LIBRE



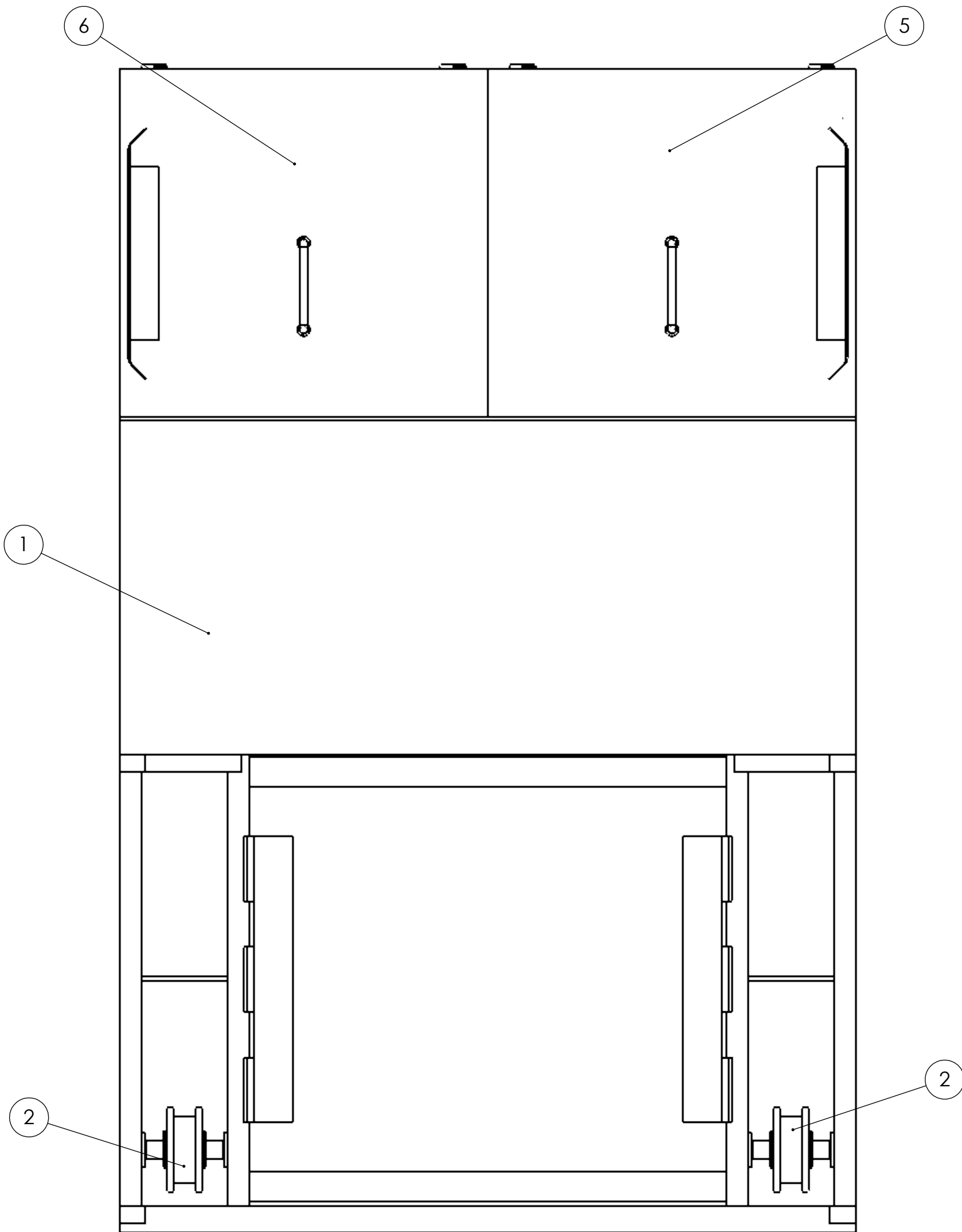
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

VISTA AUXILIAR
RUEDA MOTRIZ

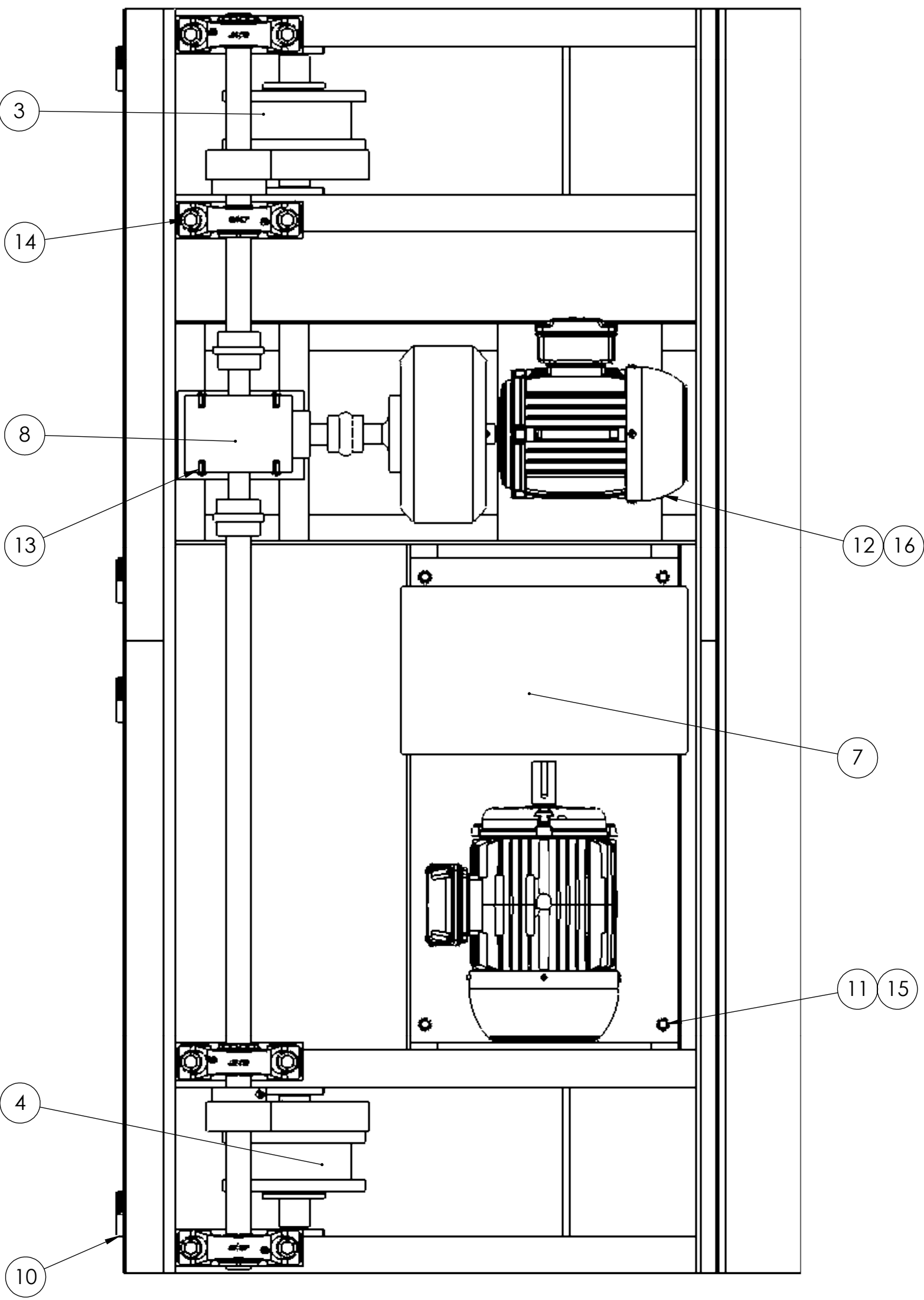


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 3

VISTA SUPERIOR

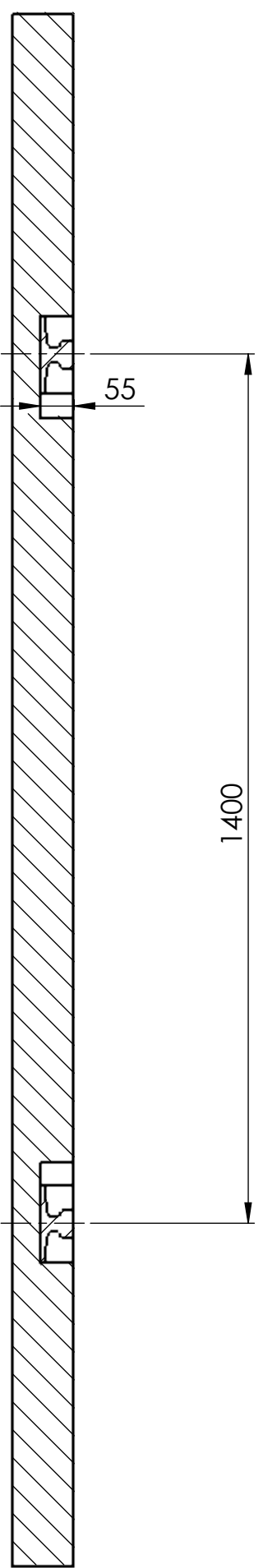
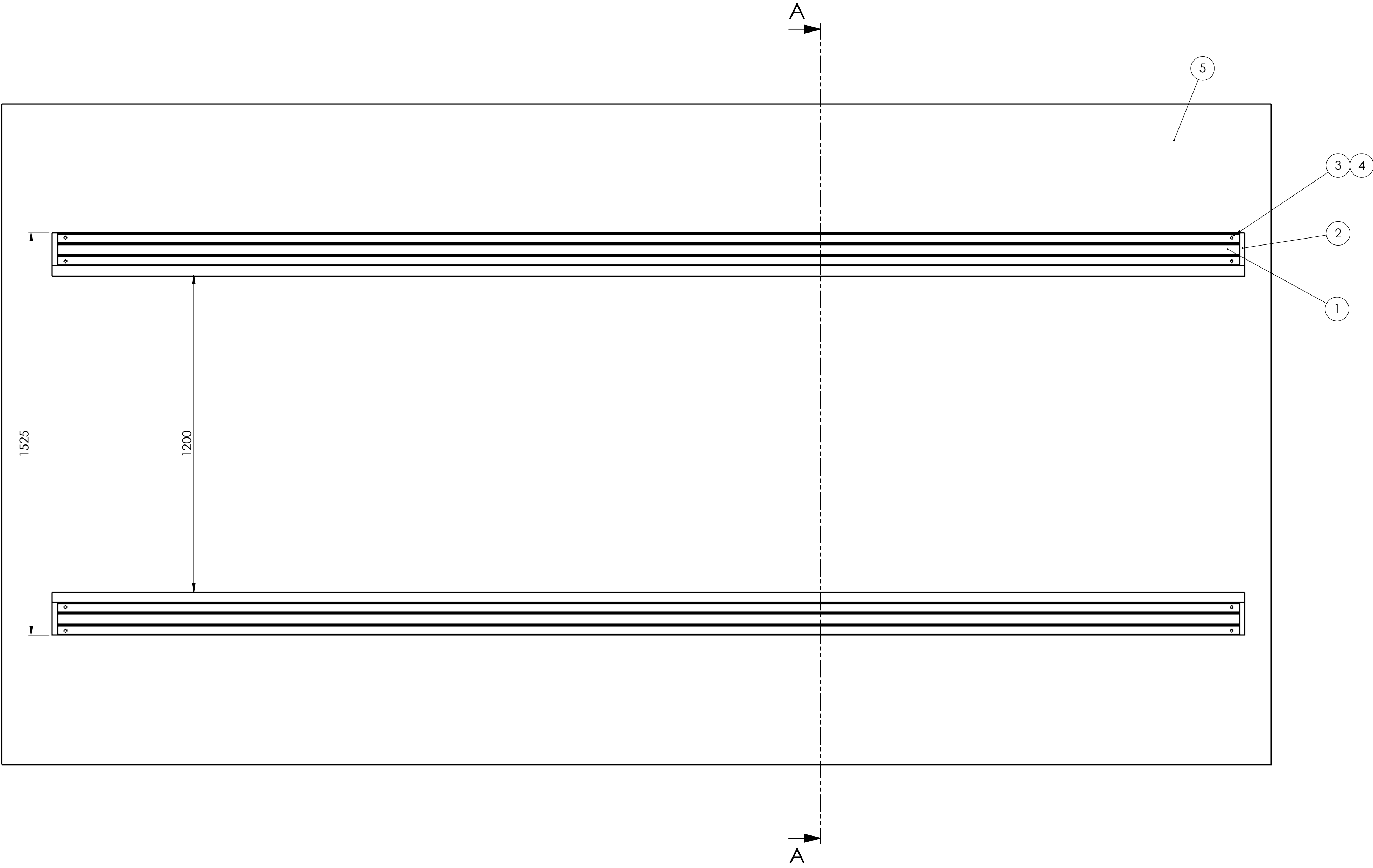


VISTA AUXILIAR SUPERIOR
DETALLE MANDOS



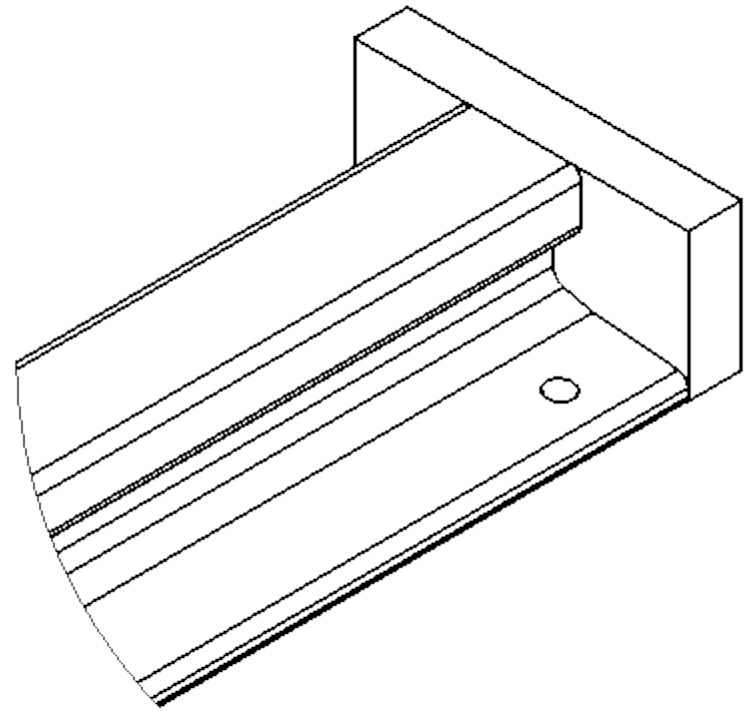
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 6

16	TUERCA AUTOBLOQ. DIN 985 M8	ESTANDAR	4	
15	TUERCA AUTOBLOQ. DIN 985 M6	ESTANDAR	4	
14	TORNILLO DIN 6921 M12X35	ESTANDAR	8	P/ RODAMIENTOS TRAS.
13	TORNILLO DIN 6921 M8X20	ESTANDAR	4	P/ REDUCTOR TRAS.
12	TORNILLO DIN 6921 M8X30	ESTANDAR	4	P/ MOTOR TRAS.
11	TORNILLO DIN 6921 M6x20	ESTANDAR	4	
10	PERNO BISAGRA PUERTAS	ESTANDAR	4	
9	TORNILLO DIN 912 M8x20	ESTANDAR	16	
8	CONJUNTO MANDO TRASLACION		1	PLANO 01.2.08.0
7	CONJUNTO MANDO HIDRAULICO		1	PLANO 01.2.07.0
6	TAPA MANDOS IZQUIERDA		1	PLANO 01.2.06.0
5	TAPA MANDOS DERECHA		1	PLANO 01.2.05.0
4	TRABA RUEDAS		4	PLANO 01.2.04
3	COJUNTO RUEDA MOTRIZ		2	PLANO 01.2.03.0
2	CONJUNTO RUEDA LIBRE		2	PLANO 01.2.02.0
1	CONJ. SOLDADO CARRO		1	PLANO 01.2.01.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CARRO
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.2.00
APROBO		F. BOZZO	1:10	



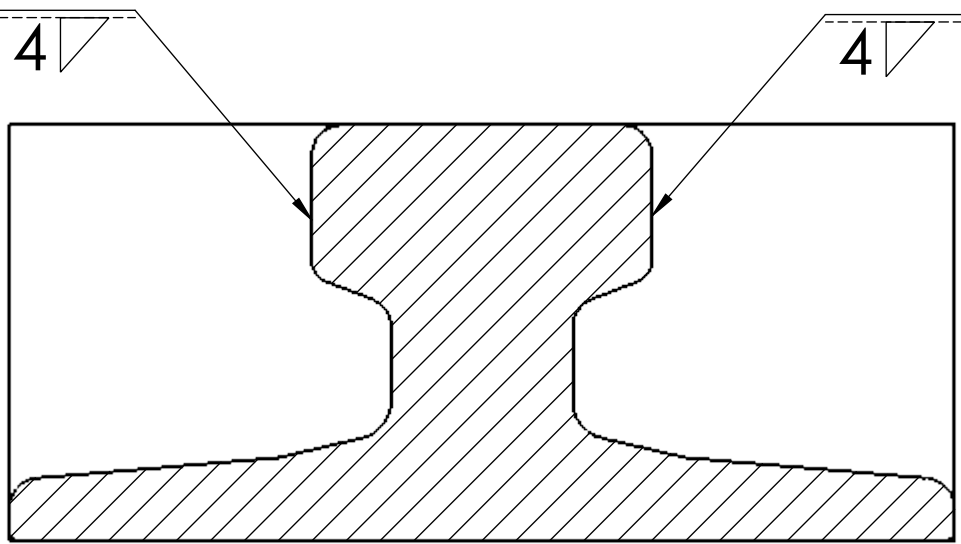
SECCIÓN A-A

VISTA AUXILIAR
DETALLE TOPES



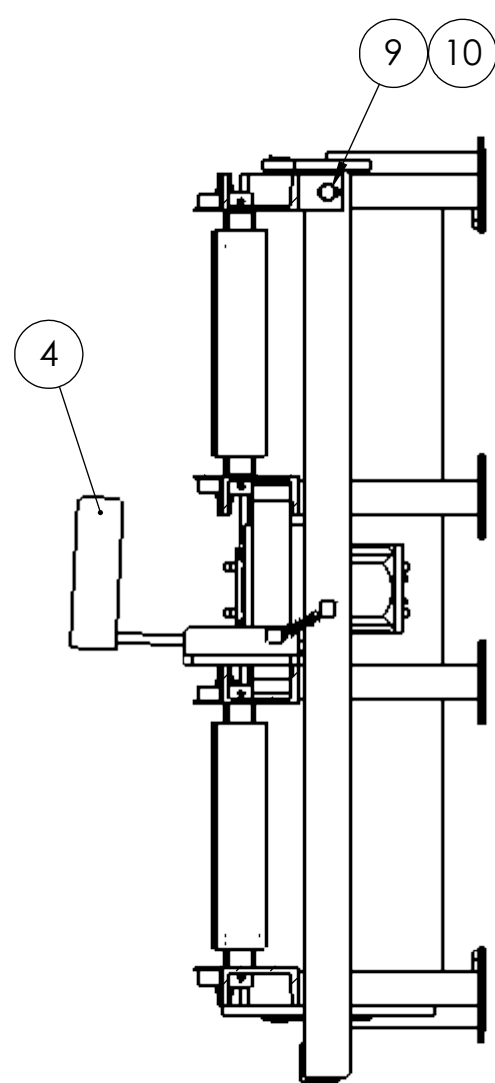
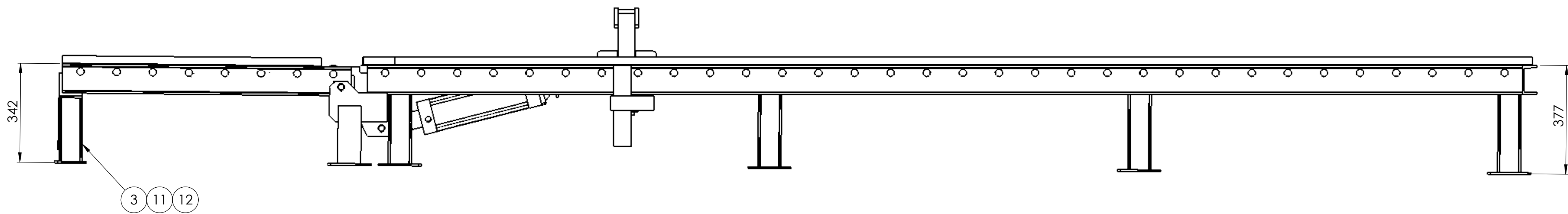
ESCALA 1:2

VISTA AUXILIAR
DETALLE TOPES

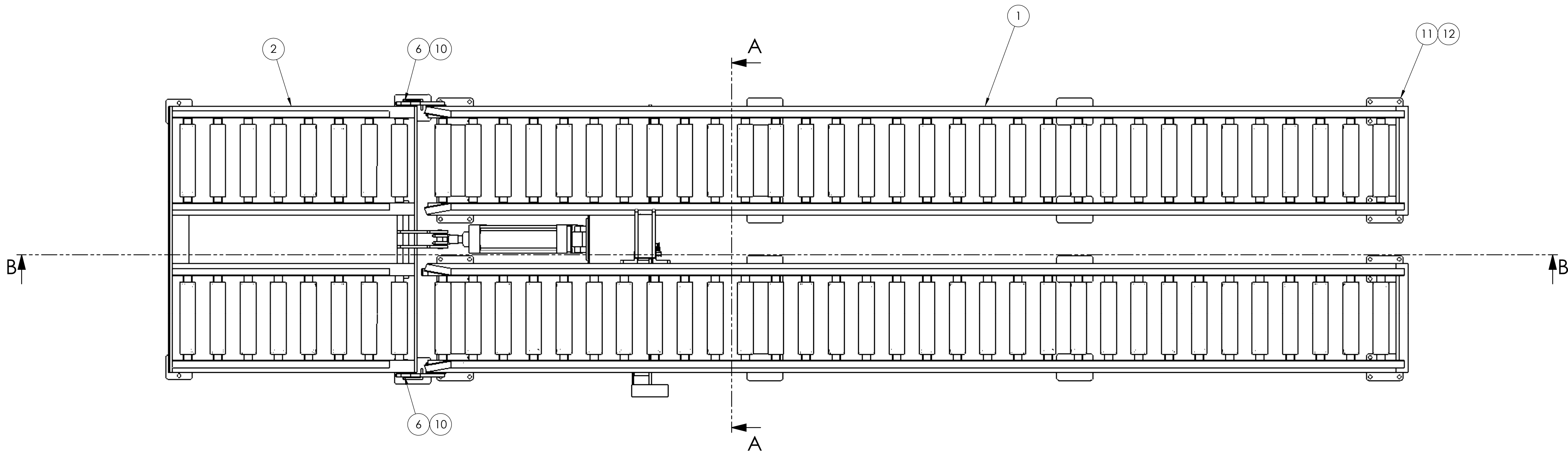


ESCALA 1:1

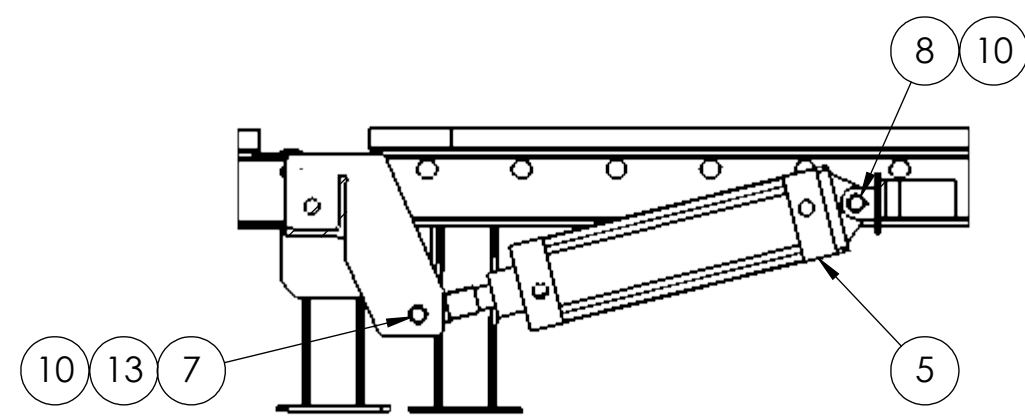
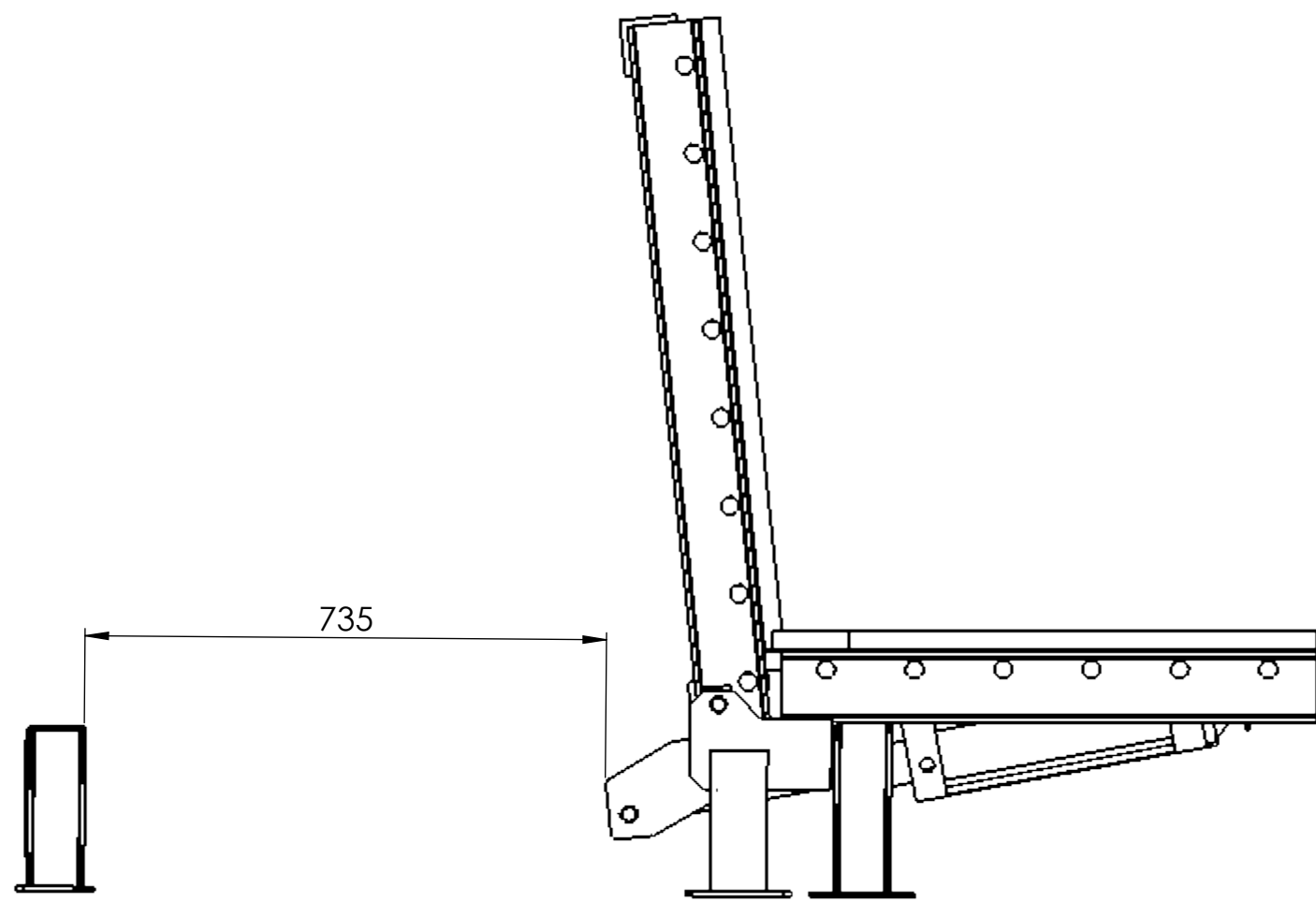
5	PISO		1	
4	ARANDELA DIN 9021 M10		16	
3	TORNILLO DIN 933 M10X40		16	
2	PLANCHUELA 125X55X20	SAE 1010	4	BARRA 125X55X20
1	RIELES DIN 936		2	LARGO: 4210mm
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RIELES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N° 01.3.0
APROBO		F. BOZZO	1:10	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

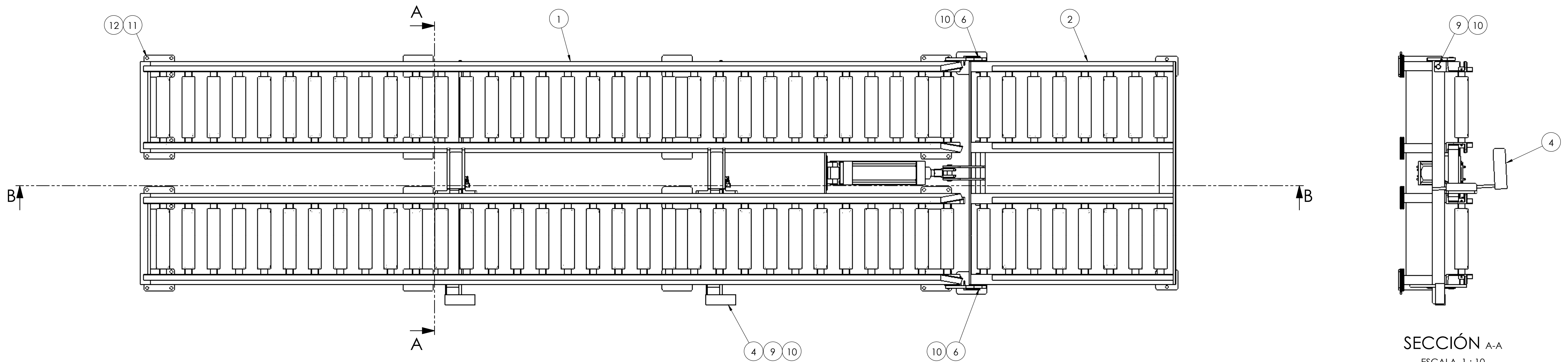
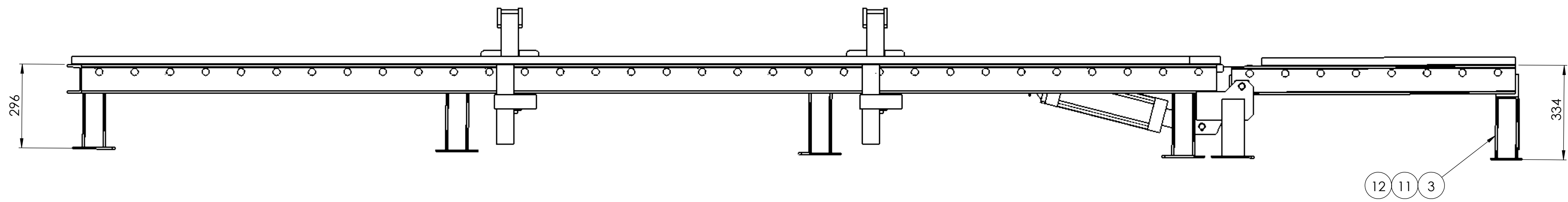


POSICIÓN: PUERTA ABIERTA



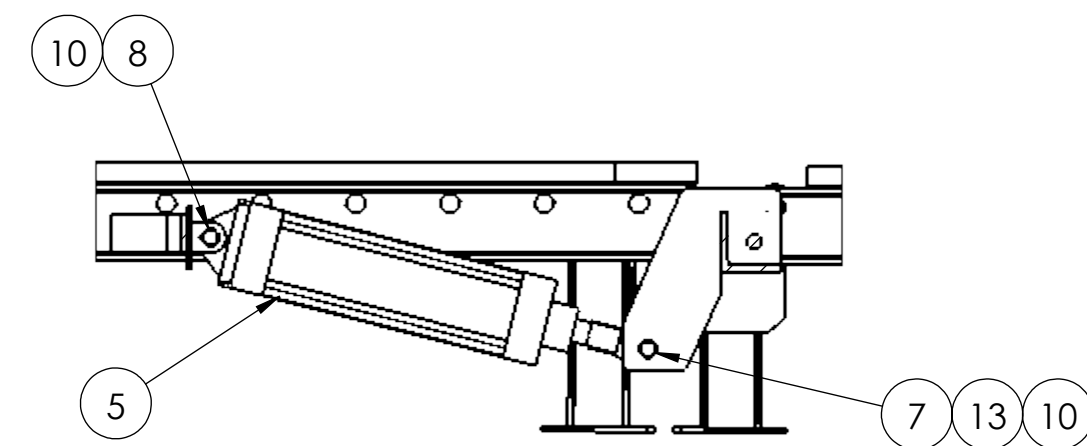
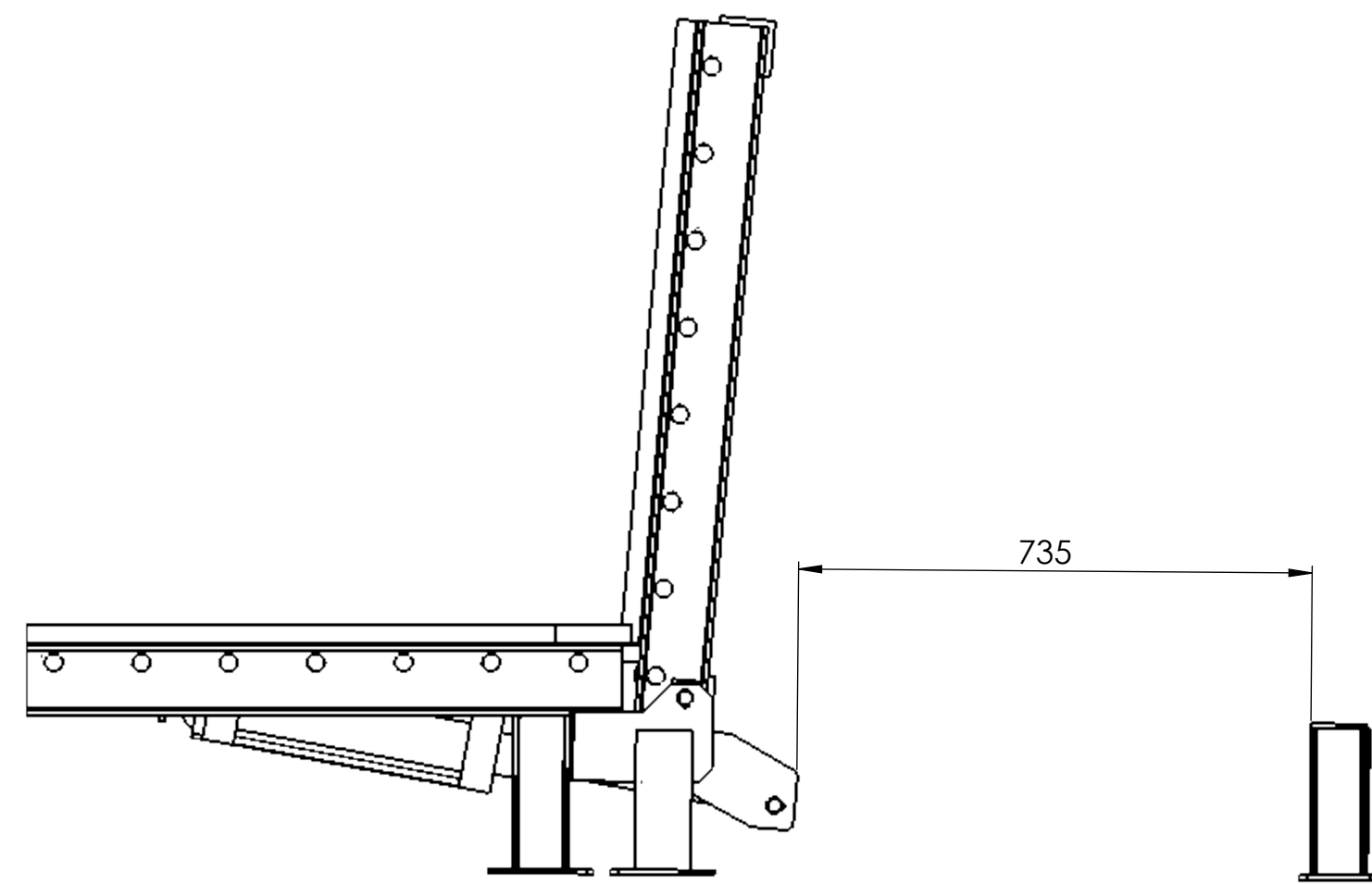
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

13	ARANDELA DIN 125 M20	ESTANDAR	2	
12	ARANDELA DIN 125 M12	ESTANDAR	24	
11	TONRILLO DIN 6921 M12X35	ESTANDAR	24	
10	ARO SEEGER D=20 DIN471	ESTANDAR	10	
9	PERNO ARTICULACION FRENO		1	PLANO 02.9
8	PERNO ARTIC. CIL. TRASERO		1	PLANO 02.8
7	PERNO ARTIC. CIL. DELATERO		1	PLANO 02.7
6	PERNO ARTICULACION PUERTA		2	PLANO 02.6
5	CILINDRO NEUMÁTICO MICRO	ESTANDAR	1	SERIE CN10
4	FRENO		1	PLANO 02.4.0
3	PROTECCION PIES		1	PLANO 02.3.0
2	PUERTA		1	PLANO 02.2.0
1	CONJ. CAMA LARGA DER.		1	PLANO 02.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
		CAMA LARGA DERECHA		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
APROBO		F. BOZZO	1:10	
				N° 02.0



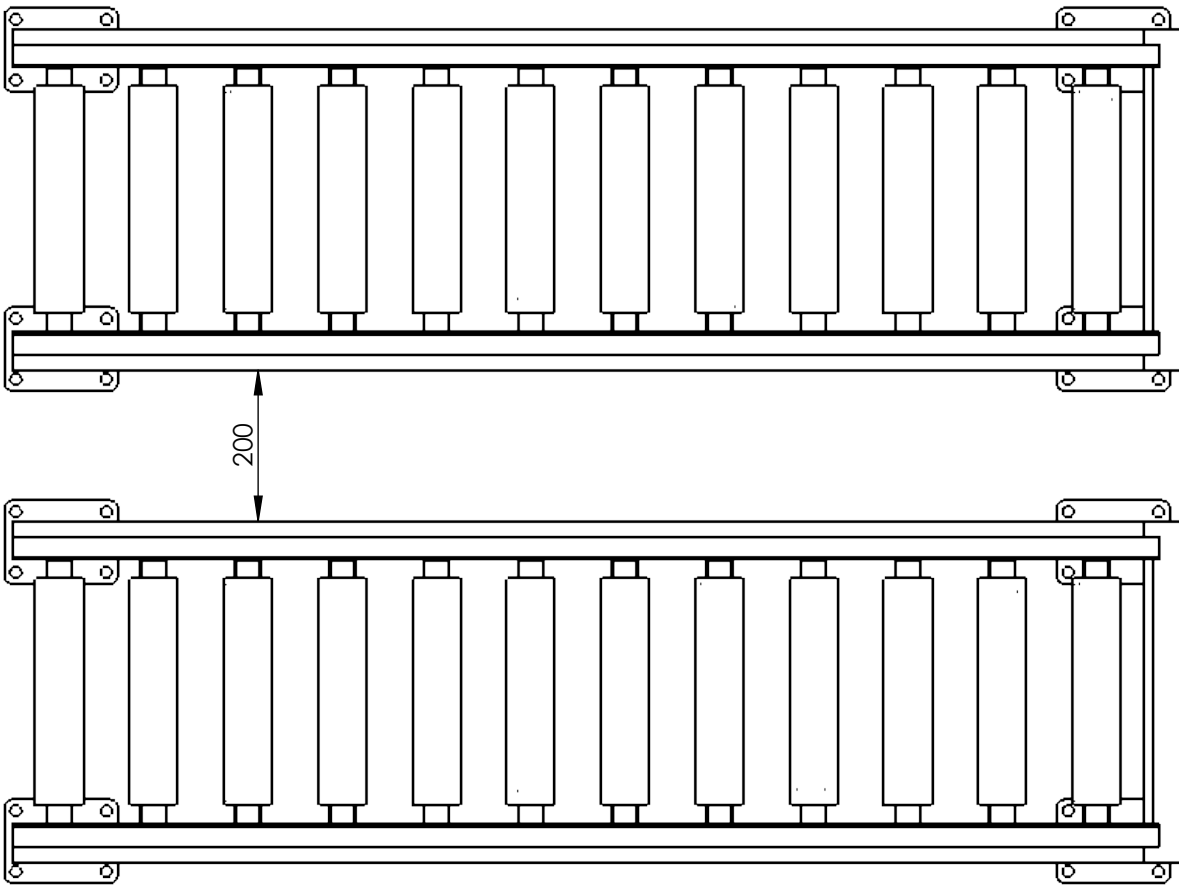
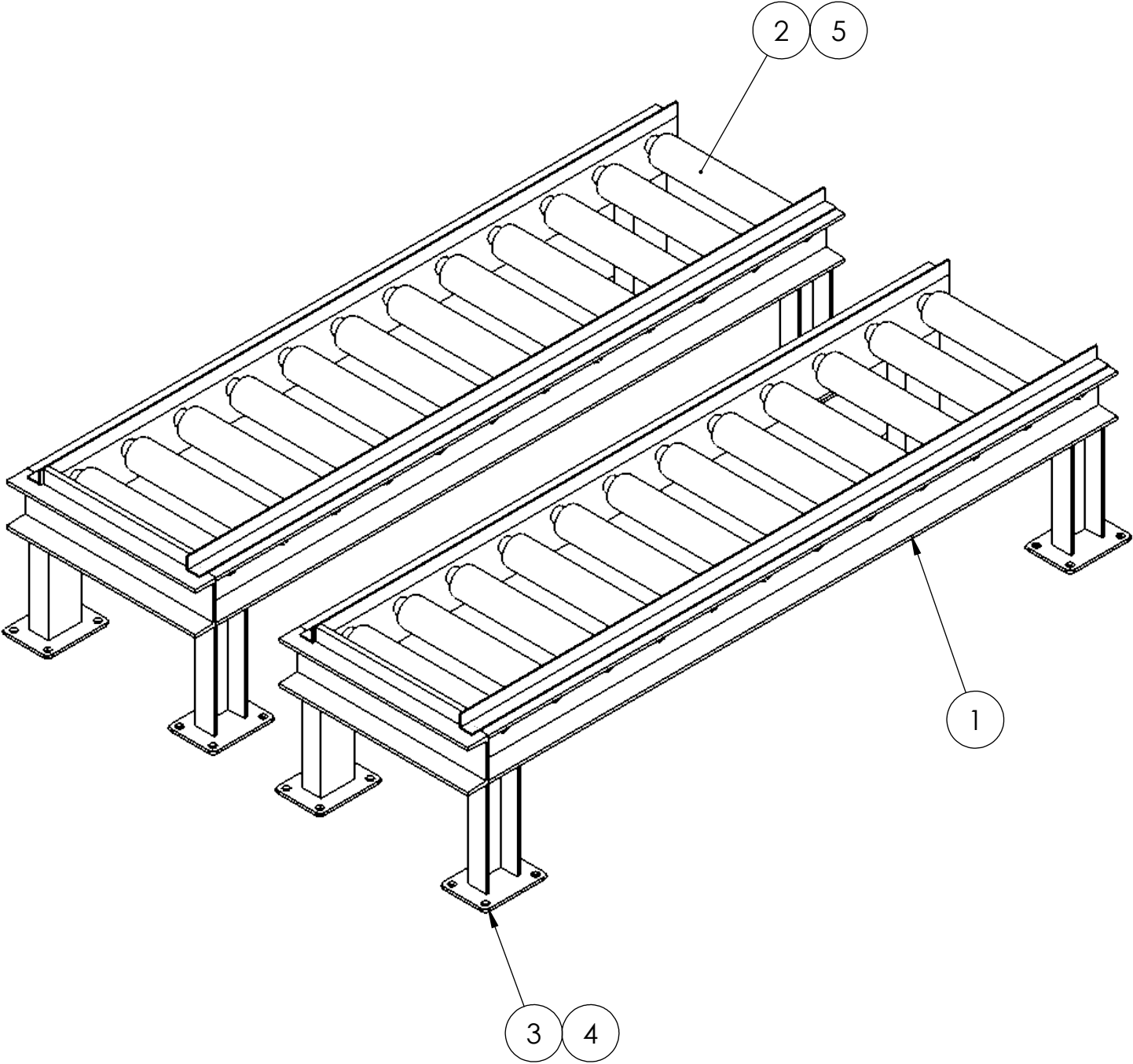
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

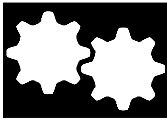
POSICIÓN: PUERTA ABIERTA



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

13	ARANDELA DIN 125 M20	ESTANDAR	2	
12	ARANDELA DIN 125 M12	ESTANDAR	24	
11	TONRILLO DIN 6921 M12X35	ESTANDAR	24	
10	ARO SEEGER D=20 DIN471	ESTANDAR	12	
9	PERNO ARTICULACION FRENO		2	PLANO 02.9
8	PERNO ARTIC. CIL. TRASERO		1	PLANO 02.8
7	PERNO ARTIC. CIL. DELATERO		1	PLANO 02.7
6	PERNO ARTICULACION PUERTA		2	PLANO 02.6
5	CILINDRO NEUMÁTICO MICRO	ESTANDAR	1	SERIE CN10
4	FRENO		2	PLANO 02.4.0
3	PROTECCION PIES		1	PLANO 02.3.0
2	PUERTA		1	PLANO 02.2.0
1	CONJ. CAMA LARGA IZQ.		1	PLANO 03.1.0
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			CAMA LARGA IZQUIERDA	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
APROBO		F. BOZZO	1:10	
			N° 03.0	



5	PASADOR DE ALETAS DIN 94	ESTANDAR	48	
4	ARANDELA DIN 125 M12	ESTANDAR	32	
3	TONILLO DIN 6921 M12X35	ESTANDAR	32	
2	CONJUNTO RODILLO		24	PLANO 01.1.01.2.0
1	CONJ. SOLDADO CAMA CORTA		2	PLANO 04.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CAMA CORTA AUXILIAR
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	
DIBUJO		F. BOZZO		
APROBO				
				N° 04.0