

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Diseño de un remolque agrícola con dispositivo de giro en el recipiente.



Grado en Ingeniería en Diseño Mecánico

Trabajo Fin de Grado

Jesús Alfaro Ibáñez

Juan Ignacio Latorre Biel

Tudela, 9 de Noviembre de 2015

AGRADECIMIENTOS Y/O DEDICATORIAS:

Se agradece el esfuerzo y la colaboración prestada, a las siguientes empresas y personas:

- RODAIRUÑA S.A
- NSK S.A.
- AGUAS TENIAS S.A
- OLEOHIDRÁULICA FERRUZ S.A
- BYF S.A
- EDUARDO RELANCIO S.A
- A mi padre y a mi hermano, por su dedicación y tiempo cedido, además de sus consejos y recomendaciones.
- A mi tutor asociado, y todo el departamento y personal universitario implicado.
- A la memoria de mi madre.

TÍTULO DEL TFG:

Desarrollo de un remolque agrícola con dispositivo de giro en el recipiente.

RESUMEN:

El objetivo de este TFG es diseñar un remolque cuyo recipiente tenga posibilidad de girar sobre el chasis para poder bascular en todas las direcciones comprendidas entre 90 y -90 grados. Gracias a ello, se reduzcan notablemente los tiempos de descarga del contenido del remolque, simplificando y facilitando el número de maniobras necesarias habituales. Además, este diseño permite que durante la descarga, gire la plataforma, con lo que podría descargarse el contenido en forma de abanico. Esto resultaría útil en tareas consistentes en esparcir el cereal, principalmente cuando se desea disminuir la humedad relativa del mismo, y queremos extenderlo sobre una esquina. Asimismo esta adición incorporada también sería capaz de ir descargando el contenido de forma paralela al sentido de avance del tractor, en tareas como la de rellenado de una zanja.

PALABRAS CLAVE:

- Descarga cereal
- Chasis
- Dirección
- Giro
- Recipiente

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN. Necesidad a resolver y contextualización	1.
2. ESPECIFICACIONES/PLIEGO DE CONDICIONES	5.
2.1 Características a cumplir por la solución independientemente de la alternativa	5.
2.2 Normativa	5.
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	7.
3.1 Generales	7.
3.2 Específicas de subsistemas	7.
3.2.1 Compensación del par originado en las descargas	7.
3.2.2 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo eléctrico	9
3.2.3 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo hidráulico a través de leva	11.
3.2.4 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo hidráulico con motor	12.
3.2.5 Mecanismo de giro. Otros dispositivos de rodadura	13.
3.2.6 Mecanismo de control. Actuadores eléctricos	15.
3.2.7 Ubicación y número de ejes	16.
3.2.8 Ubicación, número y tipo de ruedas	19.
3.2.9 Estructura del chasis. Perfiles comerciales	19.
4. ELECCIÓN JUSTIFICADA DE UNA SOLUCIÓN	20.
4.1 Compensación del par originado en las descargas: “contrapeso variable vs rejilla”	20.
4.2 Mecanismo de giro. Dispositivos de fuerza: “hidráulico vs eléctrico”	20.
4.3 Mecanismo de giro. Selección del dispositivo hidráulico: “motor vs levas”	22.
4.4 Mecanismo de giro. Dispositivos de engrane: “recto vs helicoidal”	23.
4.5 Mecanismo de giro. Dispositivos de rodadura: “rodamiento/s vs plato giratorio”	27.
4.6 Mecanismo de control: “hidráulico vs eléctrico”	28.
4.7 Ubicación y número de ejes	28.
4.8 Ubicación, número y tipo de ruedas	29.

5. DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN	30.
5.1 Subsistemas	30.
5.1.1 Chasis	30.
5.1.1.1 Estructura chasis	30.
5.1.1.2 Ruedas	38.
5.1.1.3 Tren delantero	39.
5.1.2 Plataforma giratoria	45.
5.1.2.1 Núcleo central. Engranajes. Plato. Motor ...	45.
5.1.2.2 Brazos delanteros. Cilindro	54.
5.1.2.3 Brazos traseros	57.
5.1.2.4 Recipiente	59.
5.2 Dibujo 3D	61.
5.3 Planos de fabricación	64.
6. ENSAYOS	68.
7. REDISEÑO	79.
8. PRESUPUESTO	80.
9. COMPROBACIÓN ESPECIFICACIONES Y VIABILIDAD	81.
9.1 Cálculo de fuerzas	81.
9.1.1 Fuerza a necesaria en los cilindros para bascular la carga. Esfuerzos en bulones de las garras	81.
9.1.2 Fuerza necesaria para girar la plataforma	89.
9.1.3 Par necesario a aportar	95.
9.1.4 Pandeo en el cilindro	95.
9.1.5 Potencia requerida en la bomba	98.
9.1.6 Volumen necesario del tanque de aceite para abastecer por completo el circuito	101.
9.2 Comprobación del diseño a través de MEF (método de los elementos finitos)	101.
10. CONCLUSIONES	120.
11. BIBLIOGRAFÍA	121.

12. ANEXOS	123.
12.1 ANEXO I: Esquema hidráulico	124.
12.2 ANEXO II: Elementos comerciales	127.
12.3 ANEXO III: Planos de fabricación	132.

1. INTRODUCCIÓN. Necesidad a resolver y contextualización.

Es habitual en trabajos agrícolas el realizar continuamente diversas maniobras para posicionar nuestro tractor y apero en la posición de trabajo deseada.

Normalmente, en la mayoría de los casos no supone un gran impedimento por parte del tractorista, especialmente si se trata de uno experimentado. Sin embargo, existen otros casos en los que determinadas maniobras, sí que pueden acabar resultando tediosas e incluso peligrosas, sobre todo cuando hemos de avanzar marcha atrás.

Estos casos, básicamente consisten en diversas situaciones en las que el radio de giro de nuestro conjunto excede a las dimensiones disponibles del terreno de maniobra. Principalmente se dan en situaciones de descarga de contenido en remolques. Esto es debido a que lo habitual es entrar al almacén, dar un giro de 180°, y comenzar a avanzar marcha atrás hasta aproximar el remolque junto a la montaña de cereal acumulado.



Ilustración 1: Tractor maniobrando

Aparte de esta dificultad a la hora de realizar la maniobra, hay que señalar que también supone una pérdida de tiempo, dado que acabamos recorriendo una trayectoria cuya longitud sería como mínimo tres veces la distancia existente entre la puerta de entrada al almacén y la montaña de cereal acumulado.

Por otra parte, a la hora de depositar el cereal en la cooperativa asociada, se exige que dicho cereal no posea una humedad relativa superior al 14%, o de lo contrario es rechazado y se destina a un silo aparte donde se tiene secando hasta reducir este porcentaje.

Ejemplo de muestra rechazada:



Ilustración 2: Cereal con exceso de humedad

Productos	Contenido de Humedad (% base húmeda)
Arroz en cáscara	12%
Avena	12%
Cebada	13%
Maíz	13%
Sorgo	12%
Trigo	13%

Tabla 1: Contenidos de humedad recomendados para almacenamiento seguro

Cuando se da este caso, para facilitar la ventilación y transpiración del cereal, ha de intentarse que esté lo más extendido y menos apelmazado posible, siendo necesaria la intervención de palas, dado que al bascular el cereal tiende a amontonarse.

Dejando de lado las posibles dificultades a la hora de maniobrar, hemos de considerar también otro hecho independiente del anterior. Se trata de que, en muchos casos se descarga en silo directo, el cual tiene una cierta capacidad de caudal transportado. Al caer el cereal sobre la rejilla, el silo no da abasto a tragar toda esa cantidad tan rápido, por lo que en ocasiones hay que detener el avance del basculado unos segundos hasta que la rejilla vuelve a estar relativamente despejada. De no hacer esto, el cereal acaba saliéndose del marco del silo y debe ser ubicado de nuevo allí.

Ahora mencionaremos el sistema de transporte del cereal en las cooperativas. El cereal es traspasado de unos silos a otros a través de tornillos sinfín. Estos tornillos son sólidos rígidos compuestos por un eje y un único diente que lo envuelve y lo recorre longitudinalmente describiendo una curva helicoidal. Es por ésta razón que sólo puede transportarse mediante estos mecanismos describiendo trayectorias rectas, pero no curvas.

Actualmente, en granjas donde se necesita suministrar pienso a los animales, la tendencia que se está imponiendo es diferente. En vez de utilizar estos tornillos sinfín clásicos, ahora se están comenzando a utilizar modelos de alambre. La flexibilidad de estos nuevos sistemas permite realizar trayectorias curvilíneas, y por tanto, trayectorias más complejas, que permiten una redistribución de las secciones o zonas de la nave, abriendo así un nuevo abanico de posibilidades en cuanto a diseño y prestaciones se refiere.

Si en las cooperativas agrícolas no hubiese esta necesidad geométrica de espacio destinado a maniobras, y además estuviese implantado el nuevo sistema de tornillos sinfín, podrían disponerse multitud de silos de forma contigua y alineada. Podría diseñarse un pasillo principal, en el que hubiera silos a ambos lados de su recorrido, optimizando así de forma notable el espacio disponible de la instalación.

Pero dada la gama y naturaleza constructiva de los remolques en el mercado, hoy por hoy esto todavía es imposible. Existen remolques con basculamiento lateral, pero están exentos de realizar un basculamiento en cualquier otra dirección, por lo que no serían adecuados para cualquier silo o almacén de descarga.

Es decir, la gama disponible en el mercado sólo puede ofrecernos una sola dirección de basculamiento en cada modelo de remolque. Para que el objetivo propuesto fuese viable, necesitaríamos un remolque que fuese capaz de girar el recipiente sobre su chasis, pudiendo elegir así la dirección sobre la que queremos descargar con solo acercarnos a la zona deseada, y realizar el giro oportuno en la dirección correspondiente.

Continuando con lo expuesto al principio, esta tecnología también sería especialmente útil en el mencionado problema de exceso de humedad relativa. Y serían 2 los aspectos positivos que incorporaría.

En primer lugar, sería capaz de ir descargándolo poco a poco en un sentido paralelo al de avance del tractor. Esto se conseguiría girando el recipiente $\pm 90^\circ$ sobre el chasis, y posteriormente abriendo mínimamente la puerta, para a continuación comenzar a avanzar hacia adelante poco a poco. El resultado sería un cordón de cereal a lo largo de varios metros, dejando así el contenido de forma esparcida para facilitar su secado.

Análogamente, por esta misma razón podría ser apto para trabajos tales como el llenado de una zanja, etc...

En segundo lugar, exponemos otro motivo también relacionado con cuestiones de aprovechamiento de la superficie. Mayormente en los secaderos, los operarios que manejan las palas, procuran apurar bien hasta las esquinas cuando están distribuyendo el contenido por el suelo. De disponer de la tecnología propuesta, el mismo remolque mediante un giro a velocidad aproximadamente constante, podría esparcir correctamente el cereal en forma de abanico, sin necesidad de que el chasis se desplace.

Por todo ello, este TFC trata del diseño de un remolque agrícola, con un dispositivo de giro horizontal de $\pm 90^\circ$ sobre el chasis, que solucione los problemas anteriores, y cuyas prestaciones principales podrían resumirse en:

- Simplificación de la dificultad en las maniobras y del área requerida.
- Reducción de los tiempos de descarga.
- Utilidad en problemas de rechazo de cereal por exceso de humedad relativa, pudiendo esparcir en forma de abanico.
- Mejora de la distribución de la descarga por la misma razón, al descargar apurando las esquinas de los almacenes, reduciendo así las tareas de las palas.
- Posibilidad de esparcir el cereal de forma paralela al avance del tractor.
- Posibilidad de realizar naves con mayor número de silos con la misma superficie destinada, disponiéndolos de forma contigua y alineada.

2. ESPECIFICACIONES/PLIEGO DE CONDICIONES.

2.1 Características a cumplir por la solución independientemente de la alternativa.

El prototipo a diseñar, deberá cumplir los requisitos deseados, y además de ello, también deberá respetar la normativa vigente.

El remolque ha de ser estable, capaz de girar $\pm 90^\circ$ sobre el chasis en parado, y de avanzar en posición girada. Debemos asegurarnos de que no se produzca vuelco dada la circunstancia más desfavorable, la cual habrá de ser seleccionada tras un previo estudio y análisis de la situación.

También se intentará, en la medida de lo posible, que el rango de tractores comerciales aptos para utilizar este remolque sea lo más amplio posible. No obstante, se presuponen unos mínimos en cuanto a prestaciones generales en el tractor.

Esto debe ser forzosamente así, porque además de requerirlo la instalación, lo requieren situaciones como el descenso de cuestas con carga, en la que se necesita un gran freno motor.

Con esto, cerramos la lista de objetivos técnicos a cumplir, ahora pasaremos a describir la normativa vigente que también deberemos respetar.

2.2 Normativa.

Según la normativa actual vigente (**Directiva 70/156/CEE**), tendríamos las siguientes limitaciones:

Anchura máxima (mm)	2550	(Modificada por la Orden PRE/52/2010, de 21 de enero)
Altura máxima (mm)	4000	(Modificada por la Orden PRE/52/2010, de 21 de enero)
Longitud máxima (mm)	12000	(Modificada por la Orden PRE/52/2010, de 21 de enero)
Masa máxima (Tm)	18	(Modificada por la Orden PRE/52/2010, de 21 de enero)

Masa máxima por eje (Tm) 10 **(Modificada por la Orden PRE/52/2010, de 21 de enero)**

3 SOLUCIONES ALTERNATIVAS.

3.1 Generales.

Por no existir en el mercado unidades de estas características, no podemos contrastar globalmente el diseño con otra referencia.

Dicho esto, entraremos directamente a analizar los subsistemas de los que se compone el mecanismo global, contrastando y comparando las múltiples alternativas que el mercado ofrece.

3.2 Específicas de subsistemas.

3.2.1 Compensación del par originado en las descargas.

Es fácil intuir que la situación más peligrosa o desfavorable es en la que el recipiente se encuentra de forma totalmente perpendicular al chasis y con carga.

Más concretamente, el momento crítico llegaría a unos 20° de inclinación de basculamiento, puesto que el centro de gravedad de la carga comienza a estar desplazado considerablemente del eje principal, lo cual podría inducir al vuelco lateral.

En lo referente a la posición más crítica de vuelco, una alternativa para solucionar ese problema sería la incorporación de un **contrapeso variable**, accionado hidráulicamente. Suponiendo que el recipiente se encuentra a 90° o -90° respecto del chasis, es decir, totalmente perpendicular a él, nos hallaríamos justo en el momento previo a la maniobra más peligrosa.

En ese instante puede adoptarse la consideración de que el sumatorio de momentos que actúan sobre el centro geométrico del remolque es 0, por lo que en principio, teóricamente la distribución de la carga total sería relativamente equitativa. Esto hace que el conjunto esté contrapesado, descartando en un primer momento la posibilidad del vuelco.

A continuación, se produciría la apertura de la puerta que, además de vaciar cierto porcentaje del contenido, posteriormente impedirá la excesiva acumulación de éste en la parte trasera. Seguidamente comienza el basculado, y es justo a partir de ahí cuando el centro de gravedad comienza a desplazarse,

debido a que la inclinación que el recipiente va adoptando hace que cada vez el centro de gravedad esté más hacia la parte trasera del remolque.

La idea consiste en que conforme los vástagos del cilindro telescópico van avanzando, un contrapeso, que inicialmente estaba casi en el centro, se va aproximando al extremo contrario (parte delantera del remolque, donde está el cilindro).

Hay que tener en cuenta que, del mismo modo que la posición del recipiente es variable a lo largo de la operación de descarga, también lo son la masa contenida y su distribución. Esto implica 2 cosas:

En primer lugar, que las secciones de la estructura presentarán diferentes valores en cuanto a solicitaciones de carga en función de su posición (más alejadas o acercadas del centro), y del momento de trabajo en el que nos encontremos (vacío o cargado, horizontal o basculado, estática o dinámicamente, a velocidad constante o con aceleración/deceleración, etc..)

En segundo lugar, que el valor del par o momento requerido para el equilibrio del conjunto, mientras estamos basculando también es variable. Este valor teóricamente parte de un mínimo, mínimo que en circunstancias de construcción ideales sería cero o muy próximo a él. Después iría aumentando conforme aumenta el ángulo de la inclinación al bascular hasta llegar a un máximo, que no tiene por qué coincidir exactamente con el ángulo máximo.

Esto último, a su vez, es debido a que en esa posición (inclinación máxima) se asume que ya no queda contenido en el interior del recipiente, por lo que toda la fuerza que tiende a volcarlo sólo es debida a la contribución del peso del recipiente que se encuentra descentrado. En cambio, para valores cercanos a una inclinación media, el equivalente mecánico tiene además la contribución de la carga que se encuentra desplazada hacia atrás y que todavía no se ha vaciado. Por ello, aunque la contribución del recipiente sea menor en este segundo caso, el equivalente total es superior por estar añadida la carga.

Se concluye diciendo que, como el aporte de par requerido es variable a lo largo del tiempo, una alternativa acertada puede ser la explicada, con la que se tomaría una masa fija y una posición variable, definida por un avance rectilíneo proporcional al ángulo barrido.

3.2.2 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo eléctrico.

Respecto a maquinaria agrícola adquirida en los últimos 10 años, hay que mencionar la norma **ISO 11783**, la cual establece un protocolo de comunicaciones para equipo agrícola diseñado para asegurar que los sistemas electrónicos a bordo funcionen con todas las marcas, usando un lenguaje común y disminuyendo la cantidad de pantallas y visores dentro de la cabina, dado que todos los dispositivos pueden ser visualizados en una sola pantalla denominada Terminal Virtual o VT.

Para simplificar la explicación, es como una conexión USB a un computador, donde los diferentes dispositivos pueden conectarse y reconocerse en el equipo y ejecutar acciones desde un dispositivo centralizado. Actualmente no todos los equipos cumplen con esta norma y existe una sensación de fracaso dentro de la industria sobre la masificación de este protocolo de comunicación, impulsado por la **Agricultural Industry Electronics Foundation (AEF)**, de la que son miembros John Deere, CLASS, CNH, AGCO, Kverneland, Grimme y Pöttinger.



Ilustración 3: Conector ISOBUS

Hasta la fecha, la mayor comunicación entre un tractor y la máquina ha sido unidireccional; es decir, el tractor cuenta la implementación de lo que debe hacer. Sin embargo, esta situación puede cambiar dentro de los próximos 10 años.

La siguiente fase permitirá un intercambio bidireccional de información, marcando el comienzo de una nueva era de la maquinaria agrícola inteligente. La AEF dice que una de las nuevas funcionalidades bajo ISOBUS es “*tractor implement management*” o **TIM**. Esto permitiría que, por ejemplo, un remolque autocargable informe al tractor de la carga y de la velocidad a la que puede circular. Si la carga varía, el tractor ajustará automáticamente la velocidad.



Ilustración 4: Monitorización de un remolque

Las compañías que ofrecen los accionamientos eléctricos dicen que son más sensibles y precisos, y requieren menos mantenimiento que las cadenas y ruedas dentadas. La AEF está trabajando en una interfaz de alta tensión que será capaz de proporcionar tanto 700V CC y 400V CA trifásica de energía eléctrica a los instrumentos y componentes externos.

La AEF en su informe para Farm Industry News indica: “La interfaz de alto voltaje proporcionará potencia de hasta 150 kW. Esto significa que en la mayoría de los casos, la potencia máxima se limita por el motor diésel y la potencia del generador. El prototipo de este tipo de interfaz ya ha sido sometido a pruebas de campo intensivo durante dos años. Por supuesto, esta nueva tecnología sólo se puede utilizar entre los componentes ISOBUS compatible”.

AEF continúa: “La idea detrás de esto es que los motores eléctricos en todas las máquinas conectadas estándar debe ser compatible con todos los modelos de tractor, y la única limitación deben ser los datos de salida del motor

del tractor. Motores eléctricos controlados localmente pueden superar las restricciones de soluciones mecánicas e hidráulicas y cumplir con los requisitos de una nueva generación de máquinas, y deben proporcionar beneficios considerables al mismo tiempo”.

Por ello, además de existir esta tecnología monitorizada, el hecho de que los tractores más modernos incorporen actualmente una toma trifásica, brinda la oportunidad al ingeniero de poder diseñar mecanismos de giro accionados eléctricamente, los cuales serían capaces de mover cargas pesadas, con la conveniente relación de reducción, dependiendo del caso concreto.



Ilustración 5: Motor eléctrico trifásico

También pueden emplearse motores con variadores de velocidad, además de otros múltiples accesorios de control.

3.2.3 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo hidráulico a través de leva.

El dispositivo de giro, si se considera el adoptar una solución de tipo hidráulica, podría estar constituido por diferentes elementos, en función de la elección escogida.

Podrían utilizarse dos cilindros hidráulicos de doble efecto, acoplados a una leva, para que ésta transmitiese el giro a la plataforma. De esta forma, un cilindro en su carrera de avance, la cual es rectilínea, recorrería cierta distancia. La trayectoria asociada a esta distancia, se convertiría en un movimiento de giro gracias a una leva excéntrica, con su eje solidario al plato de la plataforma.

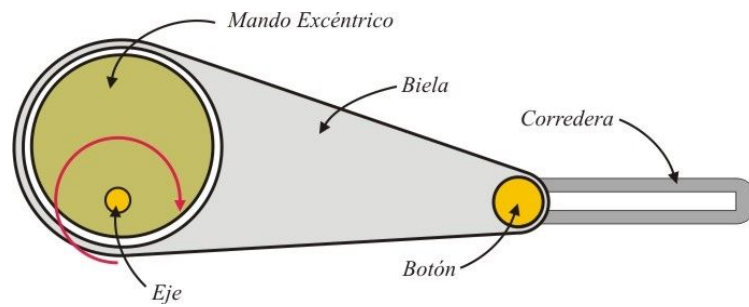


Ilustración 6: Transformación movimiento rectilíneo en giro

El funcionamiento se basa en que cada uno de los cilindros, posicione la plataforma en una posición comprendida entre 0° y 90° . Es decir, uno se ocuparía de que el remolque girase hacia la izquierda, y el otro hacia la derecha.

Se adopta como referencia que la posición inicial, o de reposo, es aquella en la que el recipiente o caja está completamente alineado con el chasis. Una vez que comenzamos a girar, indistintamente de hacia qué lado lo hagamos, la posición del recipiente respecto al chasis, podrá oscilar entre los 0° y 90° como máximo.

Por tanto, las máximas posiciones de avance en la carrera de los cilindros, corresponderían a los 2 casos en los que la posición del recipiente es perpendicular a la del chasis, bien sea a la izquierda o a la derecha.

Hay que señalar que, por el hecho de constituir el circuito hidráulico un lazo cerrado, y sin acumulador independiente, el mismo caudal que la bomba impulsa por los racores, es el que simultáneamente succiona. Por otro lado, ambos cilindros están acoplados a un mismo sólido rígido, y obviamente, ambos cilindros son idénticos. Estos 2 aspectos implican lo siguiente: el incremento de avance de la carrera que un cilindro experimenta, es exactamente igual en valor absoluto a lo que la del otro disminuye. En otras palabras, “conforme uno avanza el otro se recoge”.

3.2.4 Mecanismo de giro. Dispositivo de fuerza de tipo hidráulico con motor.

Como se ha dicho recientemente, el circuito hidráulico ha de consistir en un lazo cerrado. Y es precisamente el hecho de que exista una recirculación constante del caudal, lo que permite sugerir la siguiente alternativa. Esta consiste en colocar un motor hidráulico solidario a un piñón, con un tren de engranajes que nos reduzca la velocidad y el par necesario.



Ilustración 7: Motor hidráulico

Sería conveniente colocar una válvula reguladora de caudal, para poder controlar así la velocidad de giro del motor y, consecuentemente la de la plataforma.

En cualquier caso, hay que señalar que la velocidad de turbinado del motor puede ser variada del orden de unas 4 veces, en función de la sensibilidad con la que accionemos la palanca del hidráulico, dado que activamos válvulas proporcionales.

3.2.5 Mecanismo de giro. Otros dispositivos de rodadura.

Dado que lo que necesitamos es un dispositivo de rodadura lo suficientemente grande y resistente, una de las opciones disponibles es la de colocar un rodamiento de rodillos rectos.

Este rodamiento es adecuado porque soporta una gran componente de carga en estado estático y también trabaja muy bien en circunstancias dinámicas.

Mostramos una fotografía del tipo en cuestión:



Ilustración 8: Rodamiento de rodillos cilíndricos

Por cuestiones de ligereza y precio, la opción elegida es un plato giratorio para tráileres, más adelante se detallará la elección.

Para el diseño del tren de engranajes, básicamente la pregunta a formularse es si se selecciona un dentado recto o helicoidal.

En lo referente al tipo helicoidal, hay que señalar que poseen una gran relación de contacto, son silenciosos y muy precisos.



Ilustración 9: Grupo helicoidal

Y respecto al tipo recto, destacar su robustez, sencillez y economía.



Ilustración 10: Corona con dentado interior recto

En el apartado 4) veremos la elección y el por qué.

3.2.6 Mecanismo de control. Actuadores eléctricos.

Si decidiésemos optar por un sistema de giro a través de un motor eléctrico, necesitaríamos poder controlar los límites de actuación de dicho elemento.

Para ello instalaríamos detectores de posición y/o proximidad, que cortasen el paso de la corriente llegado el momento en que el motor ha de cesar de trabajar.

Estos detectores pueden ser de la naturaleza de los finales de carrera o de la de fotocélula o detectores de proximidad.



Ilustración 11: Final de carrera eléctrico

3.2.7 Ubicación y número de ejes.

Dentro de los tipos de remolque, mencionaremos algunos:

- Remolque abatible.

Es el remolque clásico y más antiguo. Sus tableros laterales, al igual que la puerta, son abatibles.



Ilustración 12: Remolque abatible

- Bañera.

La disposición de los ejes sería la misma que el anterior, pero este modelo ya no es abatible, y además incorpora una junta de caucho sobre la que apoya la puerta.



Ilustración 13: Bañera

Con estos remolques es posible transportar uva, ya que proporcionan la estanqueidad necesaria para que el líquido formado por aplastamiento de los racimos no se derrame al exterior.

- Bañera tándem.

Estos modelos están bastante extendidos hoy en día. También tiene 2 ejes, pero a diferencia de los 2 anteriores, ubica ambos al final, y los dispone relativamente juntos, con una separación mínima. De ahí que el significado de la palabra “tándem” en latín es “al fin”.

Una ventaja que este sistema incorpora es que parte del peso de la carga lo destina al tractor, desplazando así el centro de gravedad global del conjunto hacia una posición más cercana al centro de gravedad del tractor.

Esto es conveniente dado que el tractor es nuestro grupo motriz.



Ilustración 14: Bañera tándem

- Bañera tridem.

Su diseño sería análogo al del anterior, pero ésta vez con 3 ejes en lugar de 2.

Dado que las limitaciones de carga vienen expresadas en toneladas/eje, añadiendo un eje más puede añadirse también la carga máxima.



Ilustración 15: Bañera tridem

- Bañera tándem con eje delantero:

Este último eje adicional permite más kilogramos de carga máxima, además de poder descansar el remoque sin necesidad de apoyar el tiro sobre la pata delantera de la que están provistos.



Ilustración 16: Bañera tándem con eje delantero

- Remolque abatible tándem con eje delantero:

Sería igual que el anterior, pero de nuevo con los tableros abatibles.



Ilustración 17: Remolque abatible tándem con eje delantero

3.2.8 Ubicación, número y tipo de ruedas.

En base a lo explicado en el apartado anterior, en función del número de ejes que tenga el prototipo tendrá 4 o 6 ruedas, a 2 ruedas por eje.

Interesa que la distancia entre ejes sea la mayor posible para ganar la mayor estabilidad lateral posible.

3.2.9 Estructura del chasis. Perfiles comerciales.

Aunque en realidad es una combinación de múltiples piezas, para la realización del chasis lo más eficiente es recurrir a miembros estructurales de perfiles normalizados.

En función de la geometría deseada y prestaciones a cumplir, se seleccionará un miembro estructural para la trayectoria básica del marco, y otros diferentes si fuese necesario para refuerzos, topes, suplementos, etc...

4 ELECCIÓN JUSTIFICADA DE UNA SOLUCIÓN.

4.1 Compensación del par originado en las descargas: “contrapeso variable vs rejilla”.

Ventajas del contrapeso variable:

- Exactitud y precisión.
- Posibilidad de regulación en masa y velocidad de avance.

Desventajas del contrapeso variable:

- Mayor coste del remolque por la adición del elemento y la modificación del esquema hidráulico que implica.
- Mayor trabajo a realizar por parte de la bomba del tractor y mayor cantidad de aceite destinada al circuito, limitado el uso del remolque a tractores dotados de bombas y tanques capaces de cubrir esas necesidades.
- Mayor peso del remolque y por tanto, mayores esfuerzos originados en tractor y remolque, mayor consumo de combustible, y menor capacidad de carga máxima.

La solución que se propone, es colocar una especie de rejilla en el interior del remolque, a modo de pared separadora. Dicha rejilla estaría situada aproximadamente a 2/3 de la longitud total, tomando la puerta como referencia. La rejilla abarcaría el área de la sección del recipiente, pero con una separación de la base de éste de unos 25 cm.

Con ello, lo que se conseguiría es mantener parte de la masa del contenido en la parte delantera del remolque el máximo tiempo posible durante la descarga.

En el apartado de ensayos se justifica su elección.

4.2 Mecanismo de giro. Dispositivos de fuerza: “hidráulico vs eléctrico”.

Ahora tenemos que debatir qué motor instalar, si uno eléctrico, alimentado por corriente alterna y trifásico, o uno hidráulico. Para ello vamos a ver los pros y los contras de cada uno de ellos y poder elegir correctamente.

El motor eléctrico ofrece una serie de **ventajas** como son:

- Funcionamiento relativamente suave.
- Funcionamiento más silencioso que el hidráulico.
- Mayor facilidad de monitorización o incorporación de elementos de control adicionales, la mayoría de naturaleza electrónica.
- Mayor precisión en el movimiento.
- Posibilidad de programación de movimientos.

Y también tiene otros **inconvenientes** tales como:

- Limitada a algunos tractores modernos de gama alta, dado que hoy en día la mayoría carece de toma de fuerza eléctrica.
- Necesidad de mayor número de elementos para la instalación, por ser ésta más complicada.
- Montaje y conexionado reservado a personal cualificado y con conocimientos de electricidad.
- Hoy por hoy, su uso no elimina la necesidad de toma hidráulica para el basculado, por lo que su implantación supone dos circuitos de fuerza de diferente naturaleza en un mismo remolque, encareciendo y complicando la instalación.
- Mayor calentamiento, menor lubricación, y necesidad de un aislamiento y protección frente al agua, barro, polvo etc..., además de la necesidad de protección ante cortocircuitos o sobrecargas.
- Necesidad de incorporación de un elemento reductor, puesto que ningún motor de estas características girará por sí mismo a una velocidad inferior de 1500 rpm (revoluciones por minuto). No podemos instalar tampoco un variador de velocidad, porque si bajamos los hercios para bajar las revoluciones, el par ejercido también decrece en la misma proporción.
- Los motores eléctricos, para un tamaño dado, tienen bastante menos par que los hidráulicos de dimensiones similares.
- Existencia de peligro de electrocutamiento a alto voltaje, especialmente si se manipula por personal inexperto.
- Mismo peligro en caso de derivaciones a masa si tocamos el chasis sin estar aislados.
- Peligro de quemar el motor si fallan los finales de carrera, por sobrecalentamiento del bobinado al trabajar el motor contra el tope mecánico.

En cuanto al motor hidráulico, citamos las siguientes **ventajas**:

- Motores robustos y duraderos.
- Sencillez constructiva, fácil montaje.
- Elevado par desarrollado, superior al eléctrico en un motor de dimensiones similares.
- Capacidad de autolubricación.
- No necesidad de implantación de un nuevo circuito, puesto que el funcionamiento del resto del remolque es de naturaleza hidráulica.
- Mayor sencillez en la inversión de giro, puesto que en el eléctrico necesitamos cambiar 2 fases, lo que implica más cableado y contactores o relés que lo gobiernen.
- Además de la reducción a través del tren de engranajes, el accionamiento hidráulico en los tractores es proporcional, con lo que contamos con una 2ª reducción adicional.

Como **inconvenientes**, no encontramos ninguno relevante, simplemente señalamos lo siguiente:

- Menor precisión que el eléctrico en movimiento. No debemos olvidar que en esta aplicación no necesitamos demasiada precisión (no es trascendental si hemos girado hasta 90° o sólo lo hemos cruzado hasta 87°, el resultado de la descarga prácticamente permanece invariable).
- Además, no requiere detectores que indiquen que hemos llegado al final del giro. Esto es así porque al tener topes mecánicos, una vez que tocamos contra él, si continúa incrementándose la presión enseguida actúa la válvula limitadora descargando a tanque.

Por todo ello, nos decidimos por el motor de tipo hidráulico.

4.3 Mecanismo de giro. Selección del dispositivo hidráulico: “motor vs levas”.

En este apartado la decisión también está muy clara. En el supuesto de habernos decantado ya por un mecanismo de giro de tipo hidráulico, habría que concretar si con un motor o a través de levas.

Bien, pues sucede lo siguiente: mientras que el motor hidráulico, a mayor o menor régimen de vueltas, nos da una actuación lineal o proporcional, no ocurre lo mismo con el mecanismo a través de levas.

Si se opta por utilizar levas, la transformación de funcionamiento rectilíneo en forma de giro, se consigue gracias a la excentricidad de éstas. Esta excentricidad es muy útil en aplicaciones donde interesa elevar al máximo la ventaja mecánica, pero concretamente no es nuestro caso, sino todo lo contrario.

El hecho de que en un elemento mecánico exista excentricidad respecto a su eje principal, implica que en un momento dado va a haber irregularidades en el giro. Estas irregularidades se traducen en acelerones bruscos, que tienden a disparar las fuerzas de inercia.

No se consigue por tanto, uniformidad en el movimiento. Por ello, perderíamos precisión de movimiento, además de que el deterioro de la instalación se produciría más rápido, acortando su vida útil.

También hay que añadir que geométricamente supondría más espacio destinado a esta función. Además incrementaría el peso neto del remolque, y el diseño resultante tendría su centro de gravedad más alto, cosa que ha de evitarse siempre en todo remolque a toda costa.

Así, finalmente concluimos este apartado decantándonos por el mecanismo de giro hidráulico a través de un motor.

4.4 Mecanismo de giro. Dispositivos de engrane: “recto vs helicoidal”.

La afirmación se hace a veces que los trenes de engranajes helicoidales son más confiables que los engranajes rectos. Esta afirmación, basada en la intuición y el conocimiento parcial, a menudo sostiene la superioridad de helicoidales, debido a su relación de contacto mayor.

La relación de contacto típico para engranajes de dientes rectos PSRU de tamaño es de alrededor de 1,6, lo que significa que el 60% del tiempo hay dos pares de dientes en contacto y sólo el 40% del tiempo toda la carga se realiza por un solo par de dientes de acoplamiento.

La intuición pudiera llevar a sospechar de un mecanismo en el que un diente de par lleva toda la carga. Esa intuición a menudo conduce a la afirmación de que los engranajes helicoidales, que tienen una relación de contacto de más de 2,5, serían

superiores a los engranajes rectos (que tiene una relación de contacto de poco más de 1,6).

Sin embargo, la mayoría de los ingenieros de engranajes saben que la relación de contacto no es el principal discriminador entre los diseños. Una vez más, las matemáticas y la ingeniería de las artes de espectáculo diseñan que, si bien helicoidales tienen una relación de contacto mayor de ruedas dentadas del mismo diámetro de paso y paso diametral, helicoidales sufren el problema inherente de carga diente altamente asimétrica (borde de carga).

Los engranajes helicoidales en efecto, tienen su utilidad, especialmente en los casos donde la tranquilidad es un problema, o cuando la carga compartida se puede lograr como un subproducto de las cargas de empuje helicoidales inherentemente generadas. Sin embargo, para el mismo volumen de acero, engranajes rectos son más fiables y considerablemente menos costosos que helicoidales de calidad y de tamaño comparable.

Para este supuesto, los aspectos más relevantes de trabajo serían unas cargas pesadas, especialmente de carácter estático, y unas bajas velocidades de giro. Por supuesto, el coste de fabricación es clave, por no decir el más importante.

Solemos pensar en los engranajes como algo propio de la maquinaria humana diseñada, algo típicamente del campo de la ingeniería, atribuyendo a la Grecia clásica la invención de la rueda dentada (mecanismo de Anticitera/video). Pero hemos encontrado que eso es sólo porque no buscamos lo suficiente... pues los engranajes mecánicos se han descubierto recientemente también en el ámbito biológico.

A continuación se muestra un *Issus coleoptratus*, insecto Hemíptero al que también pertenecen los más conocidos pulgones, cigarras o chinches. Los engranajes en cuestión se encuentran en una estructura en la parte superior de cada una de las patas traseras del insecto, llamado el trocánter.



Ilustración 18: Cigarra escarabajo

Nosotros los humanos también tenemos trocánter, cerca de la parte superior del fémur que se conecta al hueso de la cadera.

Cuando las personas se someten a cirugía de reemplazo de cadera, parte de lo que se sustituye normalmente es el trocánter.

Los artrópodos tienen una estructura análoga en sus patas y que se inserta firmemente en el fémur articulándose en la cadera del insecto llamada coxa.

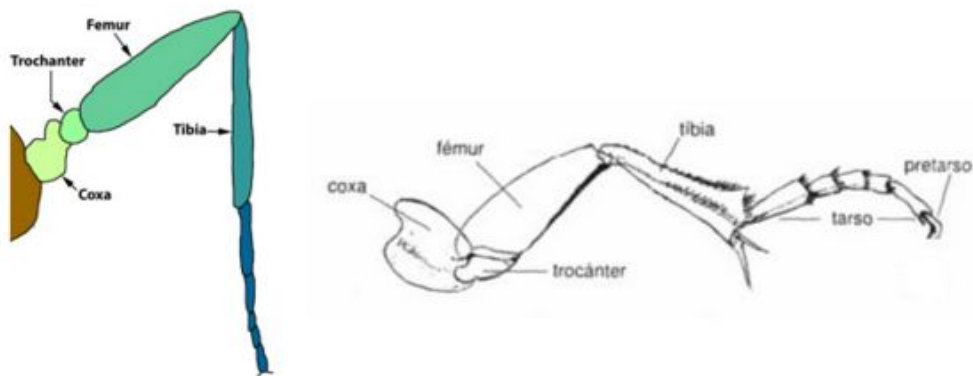


Ilustración 19: Detalle de la pata

Malcolm Burrows y Gregory Sutton, de la Universidad de Cambridge y descubridores del mecanismo, apuntan que al igual que los escarabajos utilizan un mecanismo de tornillo y tuerca para el movimiento de sus patas, demuestran que las formas utilizadas en las máquinas hechas por el hombre han evolucionado de la naturaleza. Estos engranajes no están diseñados, sino que se desarrollaron para la sincronización en el mundo animal.



Ilustración 20: Engrane natural en las patas

El mecanismo es fascinante. En la parte superior de las patas, este par de minúsculos engranajes en 2 milisegundos y acelerando a casi 400 g's, 20 veces más de lo que un cuerpo humano podría soportar, realiza su salto a una velocidad de casi 4 metros por segundo, toda una hazaña teniendo en cuenta los 3 mm de tamaño del artrópodo.

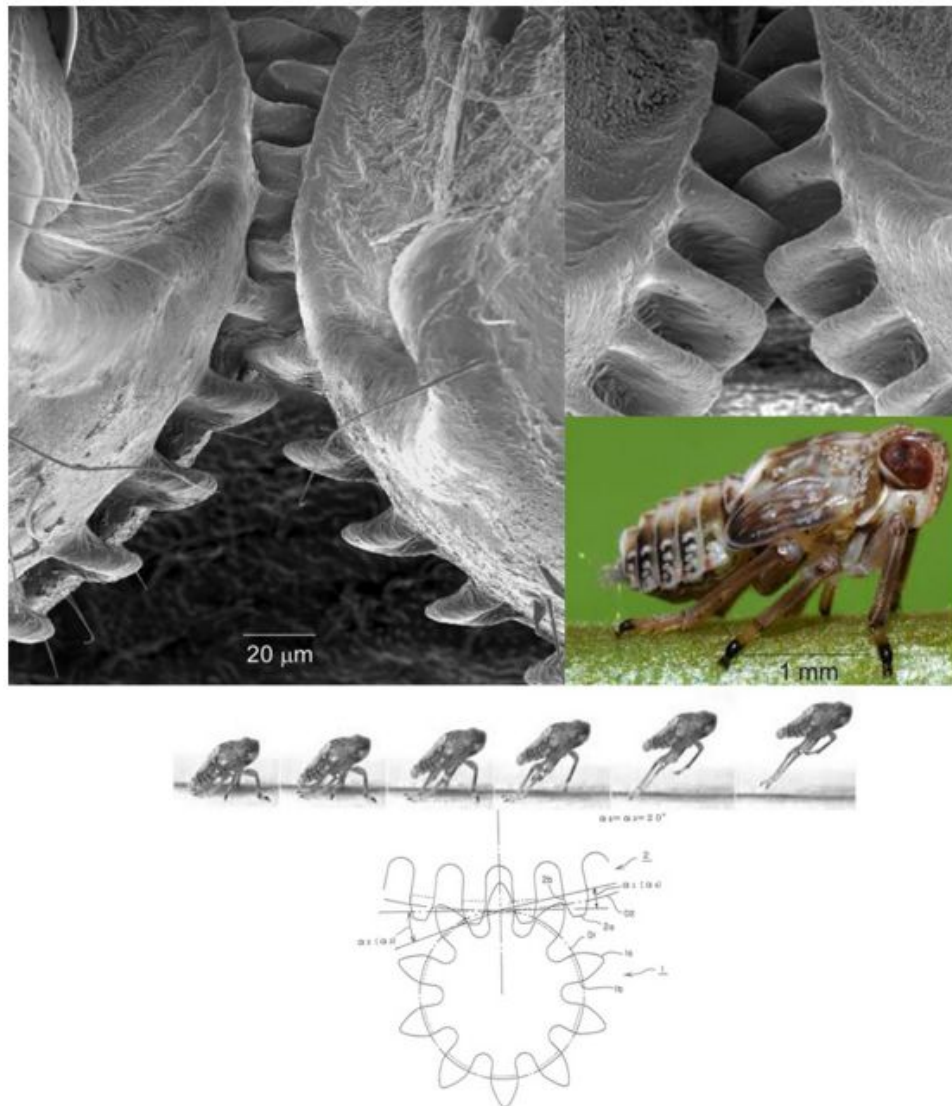


Ilustración 21: Detalle engrane y secuencia de salto

El hecho de que la propia naturaleza haya creado un engranaje recto, capaz de soportar ese movimiento, respalda notablemente su elección para este diseño. La naturaleza es capaz de crear formas mucho más complejas y sofisticadas que un dentado helicoidal.

Como acaba de mostrarse, las prestaciones de este engrane biológico son excepcionales, demostrando así que hasta la propia naturaleza opta por este tipo de sistemas.

Tras esta curiosidad, más los motivos argumentados anteriormente, especialmente el económico, justificamos la elección de la transmisión del movimiento de giro con engrane recto, en lugar de escoger una de tipo helicoidal.

4.5 Mecanismo de giro. Dispositivos de rodadura: “rodamiento/s vs plato giratorio”.

Dado un supuesto caso en el que se necesita obtener un correcto movimiento de giro, lo natural es pensar en rodamientos automáticamente. De hecho, en ellos está basada la solución en la que consiste el dispositivo de rodadura.

Dado que el elemento central de giro, es de un diámetro relativamente grande, hemos de necesitar por tanto un rodamiento de dimensiones próximas a las del elemento central.

La mayor parte de la componente de carga a soportar por el rodamiento, es de carácter vertical. A su vez, esta carga también tendría influencia en estado estático y en el dinámico.

Para este caso concreto, el tipo de rodamiento más adecuado según las exigencias de trabajo sería el de rodillos rectos verticales. Este rodamiento tiene una gran resistencia a carga vertical tanto en estado estático como en dinámico, aunque la segunda componente es bastante menor que la primera.

Sin embargo, el elevado precio que supondría instalar uno de ese tipo y de las dimensiones acordes con el proyecto, sumado a su elevado peso, hacen que descartemos esta alternativa, pasando a buscar otra.

La solución adoptada consiste en montar un plato giratorio con sistema de rodadura de doble hilera. Este tipo de platos son montados en camiones y tráileres, además de en trenes delanteros de remolques. Por ello, ya vienen testados a una carga por el fabricante. Además, su precio es considerablemente más reducido que el del rodamiento.

En concreto, se elige uno para una carga máxima de 20 toneladas. Su diámetro exterior es de 1208 mm y su espesor de 94 mm.

Resumiendo lo dicho, las ventajas y desventajas de colocar un rodamiento del tipo mencionado serían las siguientes:

Desventajas:

- Peso y dimensiones excesivos.
- Precio excesivo.
- Montaje más largo y laborioso.
- Necesidad de mantenimiento según el tipo escogido.

Ventajas:

- Fiabilidad y seguridad.
- Precisión.
- Silencio (no demasiado influyente, casi no se notaría)
- Suavidad

Y como ya se ha dicho, concluimos seleccionando el plato giratorio como dispositivo de rodadura a instalar.

4.6 Mecanismo de control: “hidráulico vs eléctrico”.

Al estar diseñado el remolque con topes mecánicos, no necesitamos final de carrera, porque hay válvula limitadora que evita la excesiva acumulación de presión, responsable del deterioro mecánico si se carece de esta válvula.

En electricidad si falla el final de carrera podría arder el bobinado del motor. La probabilidad de que una válvula se estropee es muchísimo menor que de que le suceda lo mismo a un final de carrera.

Por ello, además de que previamente hemos adoptado ya la solución de giro de tipo hidráulica con motor, nos conviene también por esta razón de seguridad y sencillez.

4.7 Ubicación y número de ejes.

Para nuestro diseño, es imprescindible que el remolque tenga un tren delantero, que asegure la estabilidad en la posición crítica. Por ello, descartamos los sistemas tándem y tridem automáticamente.

Los sistemas mixtos, es decir, aquellos que además de ser tándem o tridem poseen eje delantero, presentan un inconveniente. Lo que sucede es que los ejes deben ser bloqueados o desbloqueados en función de la situación.

Si estamos circulando por caminos o carreteras, debemos bloquear los ejes porque si no, el remolque perdería estabilidad y acabaría saliéndose o volcando. Si debemos girar en parado o realizar maniobras, hay que desbloquear los ejes para que las ruedas giren locas sin ejercer resistencia, dado que si no se desgastan los neumáticos muy rápido al pivotar sobre el suelo.

La idea principal de este TFC, es facilitar y simplificar el número de maniobras necesarias. El hecho de que haya que bloquear y desbloquear los ejes de estos sistemas, no sólo es una acción adicional a realizar, sino que también puede suponer un riesgo si se olvida bloquearlos antes de entrar a carretera.

Descartamos por tanto al subconjunto de los sistemas mixtos, eliminando así en nuestro diseño esa necesidad de activación/desactivación.

Una vez escogido el número de ejes en función del tipo de remolque elegido, comentaremos su disposición.

Escogeremos un tipo de eje ya normalizado, y procuraremos que la anchura entre ejes del remolque sea la máxima posible.

Colocaremos el eje delantero aproximadamente enrasado con el extremo del recipiente, y el trasero con algo de vuelo respecto al chasis, teniendo en cuenta que el chasis fijo no puede apurar hasta la parte trasera del recipiente.

4.8 Ubicación, número y tipo de ruedas.

Por haber elegido un remolque tipo bañera con 2 ejes, habremos de montar 4 ruedas.

La tendencia actual es instalar neumáticos de mayor anchura y menor diámetro de lo utilizado hasta ahora, logrando así bajar el centro de gravedad global del remolque.

Se seleccionará un modelo de la gama Michelin para vehículos agrícolas, y se instalarán 4 unidades en el prototipo.

5 DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN.

5.1 Subsistemas.

5.1.1 Chasis fijo.

5.1.1.1 Estructura chasis.

Respecto a la geometría del chasis, debemos señalar varios aspectos.

En primer lugar, el marco principal tiene 2 estrechamientos y una inclinación respecto del plano horizontal. La razón de la existencia de estas 2 variaciones geométricas es salvar las cotas de flexión de las ballestas, sin que colisione el chasis con el neumático y además el tren delantero pueda girar lo suficiente respecto del chasis.

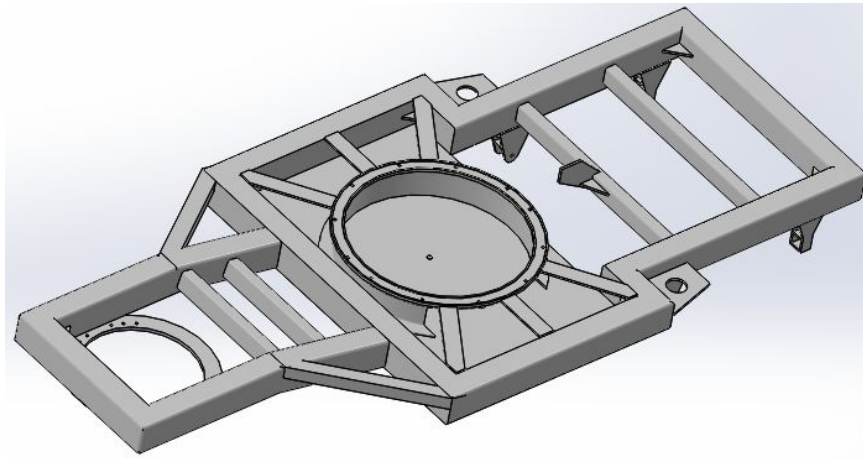


Ilustración 22: Vista del chasis en perspectiva

El elemento asignado para la trayectoria de este marco exterior, es un perfil estructural del siguiente tipo:

Miembro estructural:

Perfil hueco rectangular 200 x 150 x 8

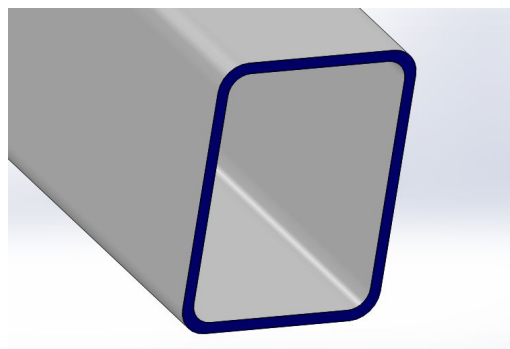


Ilustración 23: Sección marco principal

Este perfil, constituiría la trayectoria plana resaltada en azul en la siguiente imagen del chasis:

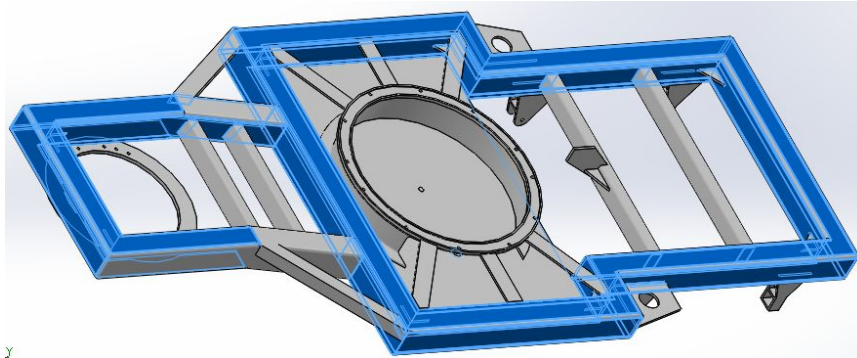


Ilustración 24: Trayectoria marco principal

Incluyendo también la parte inclinada, encargada de unir ambas trayectorias planas generando así un sólido continuo.

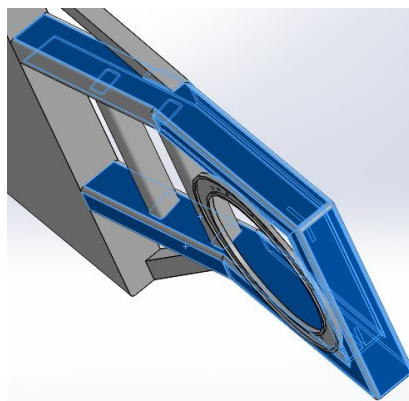


Ilustración 25: Elevación y final trayectoria

Lo habitual en chasis de remolques y camiones, suele ser la utilización de perfiles estructurales de “doble t”, concretamente del tipo IPE.

Los IPE están muy extendidos en estas aplicaciones porque en el transporte, y en el basculado clásico, toda la componente de carga puede considerarse vertical.

Estos perfiles IPE tienen una inercia en sus ejes claramente diferenciada. Son perfiles que trabajan muy bien en lo que a carga vertical se refiere, pero luego en el otro plano de carga son muy débiles.

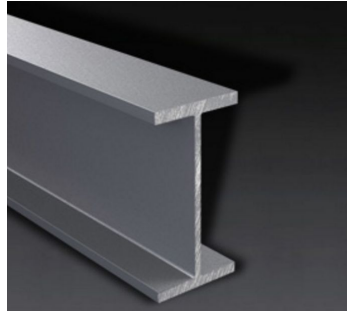


Ilustración 26: Sección perfiles IPE

Dado que en esta aplicación ya no estamos en esas circunstancias, sustituimos el habitual perfil IPE por el perfil estructural rectangular mostrado recientemente.

De esta forma, lo que conseguimos es que nuestro eje fuerte continúe siendo el vertical, pero la diferencia entre inercias sobre los ejes z e y ya no es tan acentuada. En términos más coloquiales, “ya no tenemos un eje débil”. Nuestro chasis sigue comportándose muy bien ante cargas de carácter vertical, pero ahora con este perfil también está preparado para cierta componente en sentido horizontal.

Como refuerzo en la parte trasera, añadimos otros perfiles de tipo similar, pero de menor sección:

El elemento asignado es un perfil estructural del siguiente tipo:

Miembro estructural: Perfil hueco rectangular 120 x 80 x 8

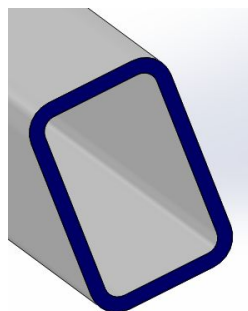


Ilustración 27: Sección perfil refuerzos

Y la trayectoria en la parte trasera:

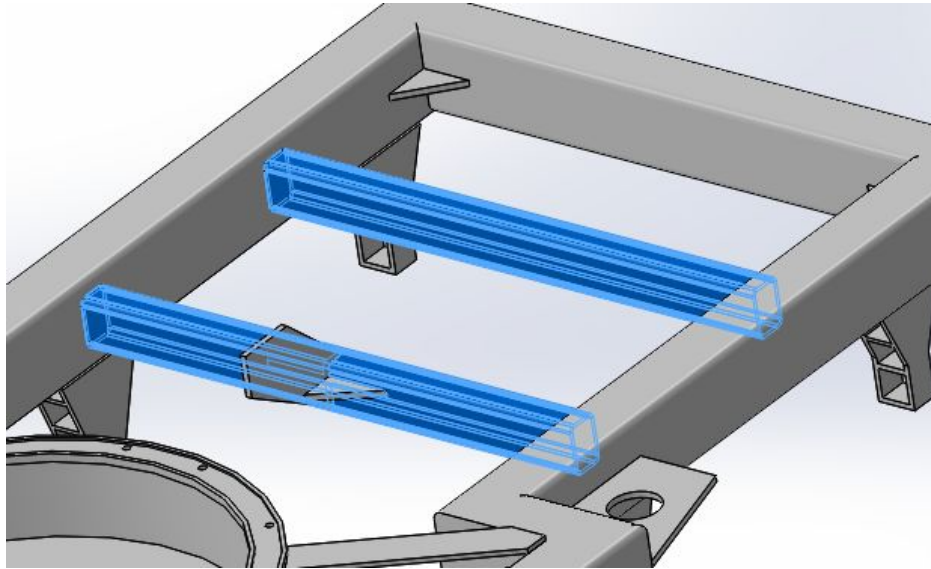


Ilustración 28: Trayectoria trasera refuerzos

Utilizamos el mismo miembro estructural para reforzar también la parte inclinada del chasis:

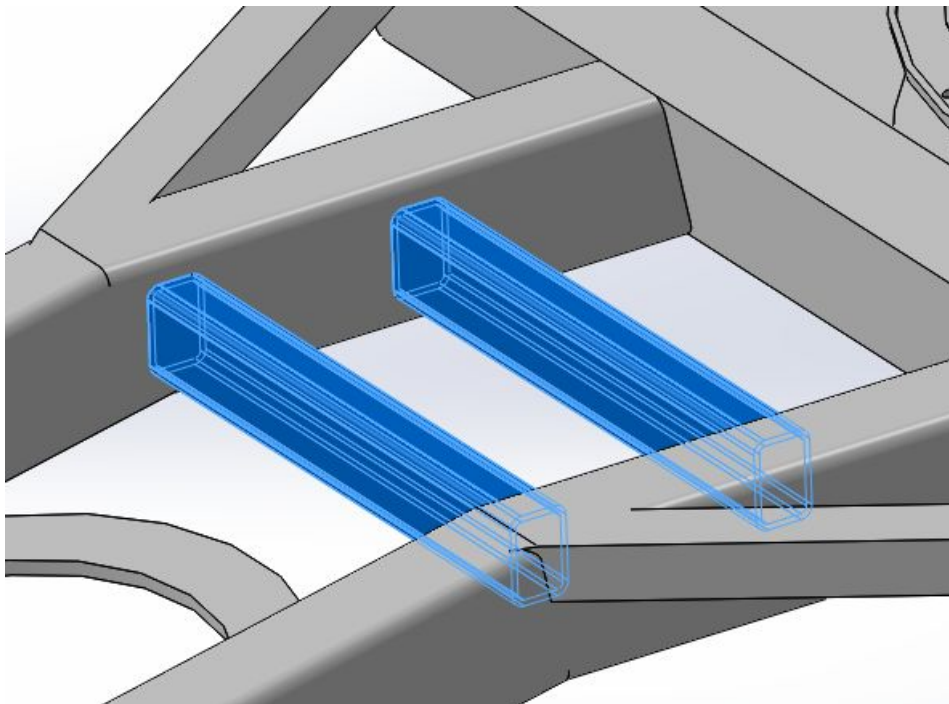


Ilustración 29: Trayectoria delantera refuerzos

Y para finalizar con la parte de refuerzos, añadimos estas chapas en las partes central y trasera, de 15 mm de espesor, y este perfil hueco rectangular, en la parte delantera.

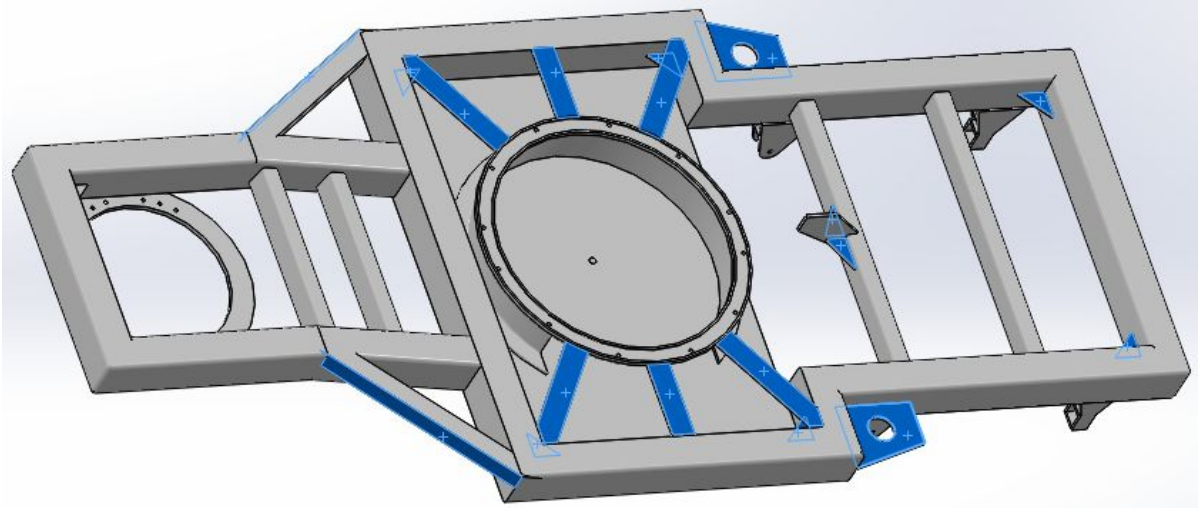


Ilustración 30: Nervios y perfiles de refuerzo

Para el acoplamiento con los platos giratorios, realizamos 2 gargantas con los agujeros coincidentes según plano del fabricante. En la pieza central, se realiza un vaciado para poder instalar posteriormente la 2ª rueda dentada del tren de engranajes.

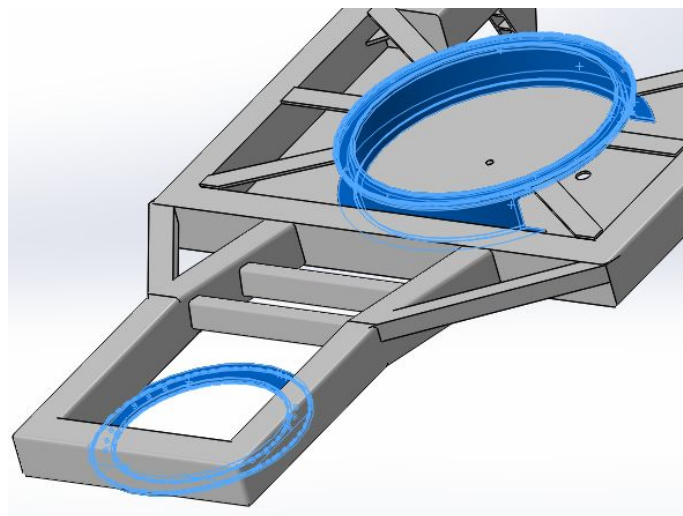


Ilustración 31: Gargantas para platos giratorios

Como referencia de montaje, se incluye un testigo para alineación de la bancada y el motor, y se practica un orificio en la chapa del fondo donde irá montado un eje del tren de engranajes.

Debajo de este agujero se soldará un buje para contener un rodamiento acoplado al eje.

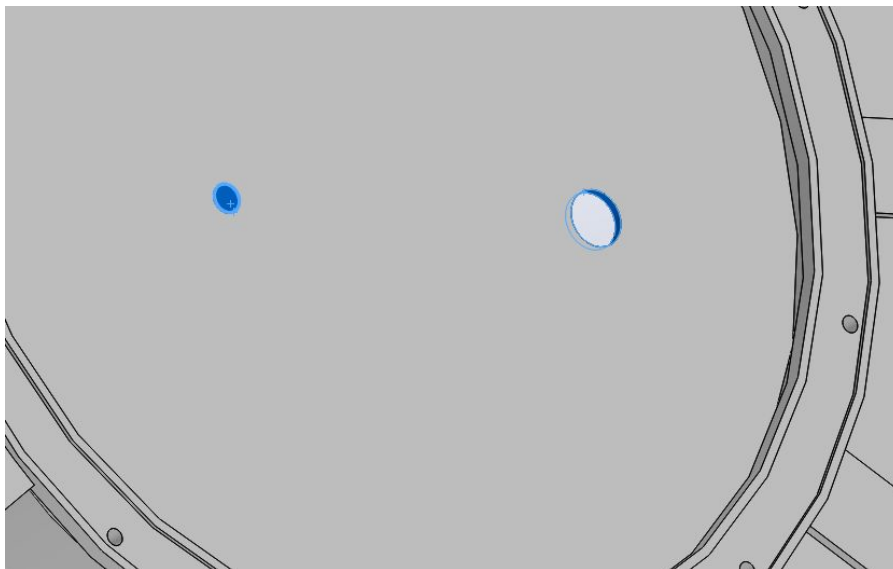


Ilustración 32: Testigo y agujero para buje

Y para el acoplamiento con las ballestas, debemos realizar unos apoyos asimétricos, puesto que la ballesta lo es, al igual que sus condiciones de trabajo.

Hay que considerar que en el extremo delantero, las ballestas se encuentran articuladas por un bulón. En cambio, en la parte trasera se encuentra encajonada con cierto grado de libertad para flexionar.

Aparte de ello, la cota del centro de la articulación, ha de coincidir horizontalmente con el apoyo del otro extremo, para que la disposición global del ensamblaje sea completamente horizontal.

Representamos ahora los apoyos de la parte trasera, puesto que los de la delantera no pertenecen al chasis, sino al tren delantero.

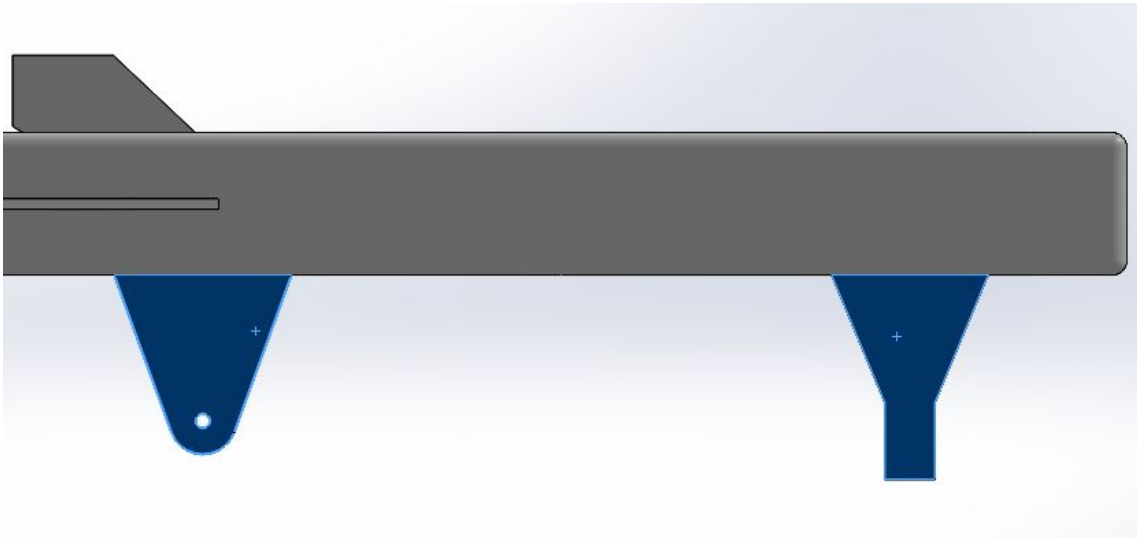


Ilustración 33: Apoyos ballestas, vista lateral

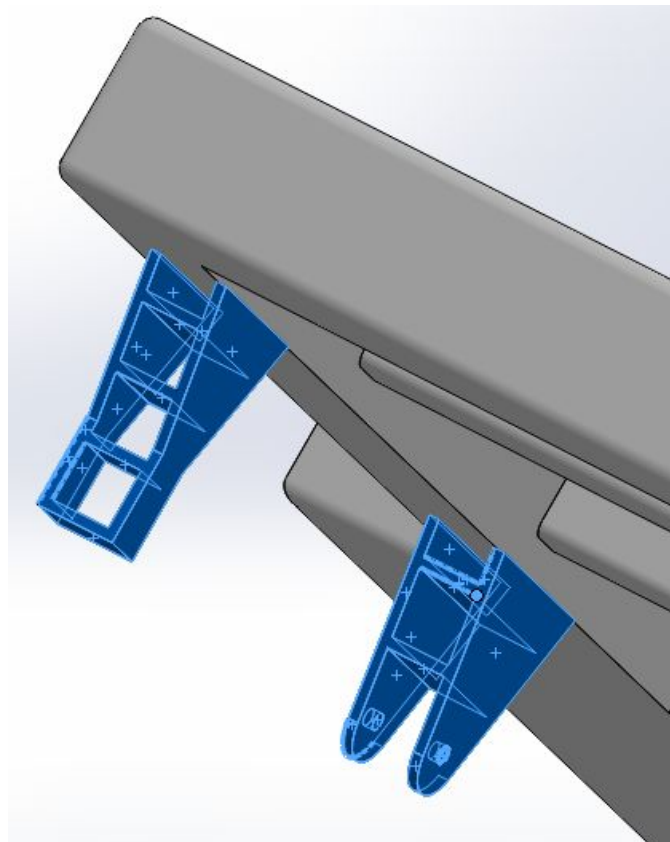


Ilustración 34: Apoyos ballestas, vista en perspectiva

Por último, hacemos referencia al tope mecánico. Este elemento es el encargado de detener la plataforma giratoria cuando ésta ha alcanzado un giro de $\pm 90^\circ$ respecto de la posición alineada con el chasis.

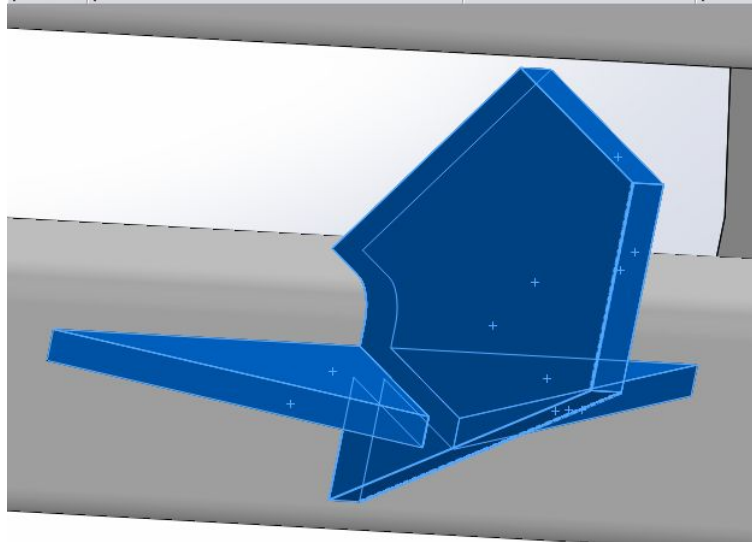


Ilustración 35: Tope mecánico

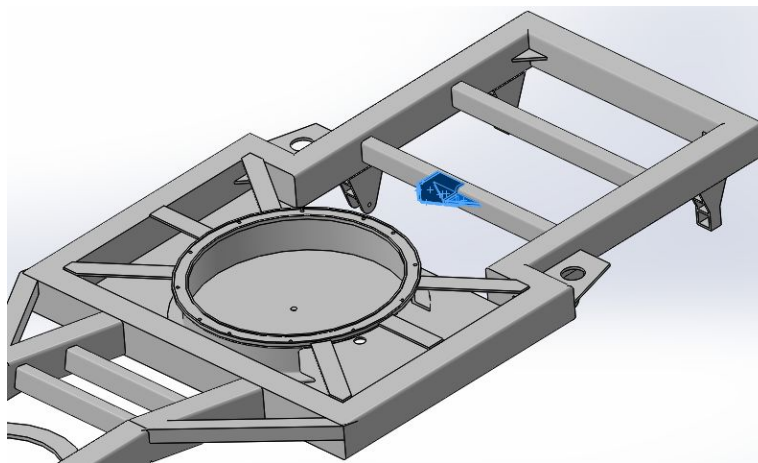


Ilustración 36: Ubicación tope mecánico en chasis

Con esta imagen, terminamos la descripción del chasis. Más adelante, en el apartado de comprobaciones, se verificará la viabilidad de su diseño a través de una simulación de carga mediante MEF (método de los elementos finitos).

5.1.1.2 Ruedas

Acorde con lo dicho en el apartado 4.8), el neumático escogido es el siguiente:

Michelin 435/50/19.5



Ilustración 37: Neumático escogido

Como observación, señalar que pese a que en las tablas y catálogos oficiales no aparecen presiones superiores a 5 bares, es habitual hinchar los neumáticos en este tipo de maquinaria hasta presiones de entre 8 y 11 bares.

Se consulta al proveedor de neumáticos y nos confirma estos valores.

En cuanto a la distancia entre ellas en el eje, tomaremos la máxima posible permitida por tráfico, la cual delimita la anchura máxima del remolque a 2550 mm. En la siguiente imagen se muestra como la anchura máxima coincide con la limitación actual impuesta por la ley.

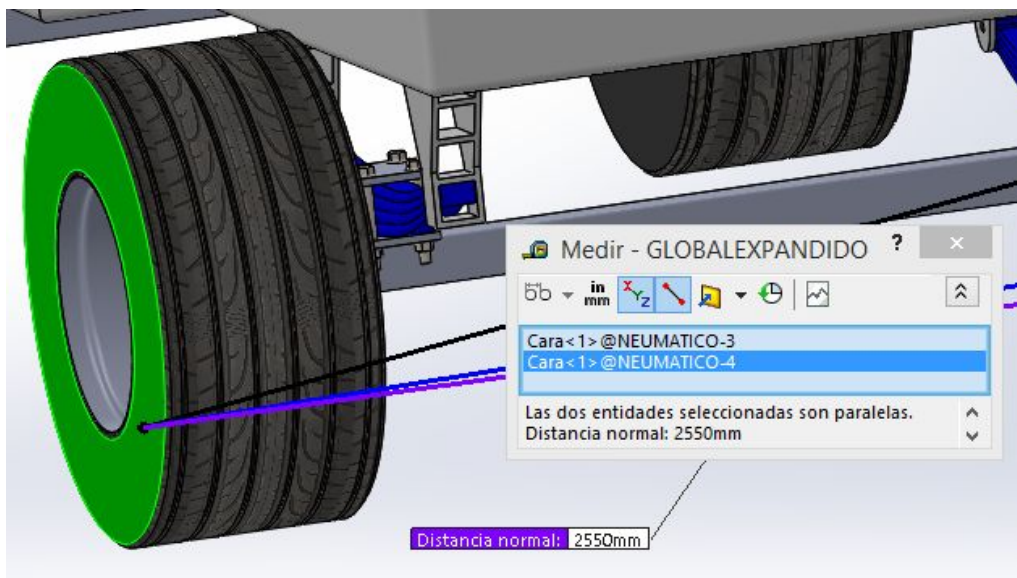


Ilustración 38: Anchura máxima del remolque

Respecto al resto de componentes implicados, se utilizan llantas, ballestas, ejes y tornillos normalizados.

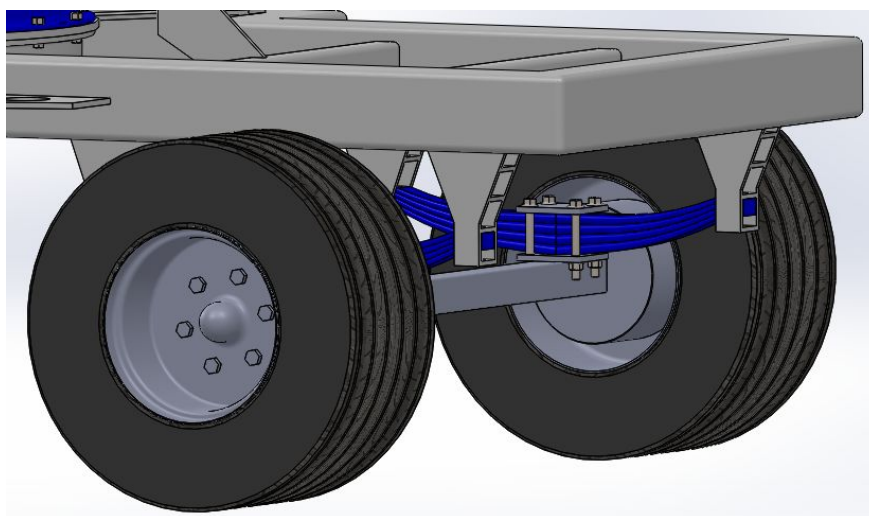


Ilustración 39: Eje trasero completo

5.1.1.3 Tren delantero.

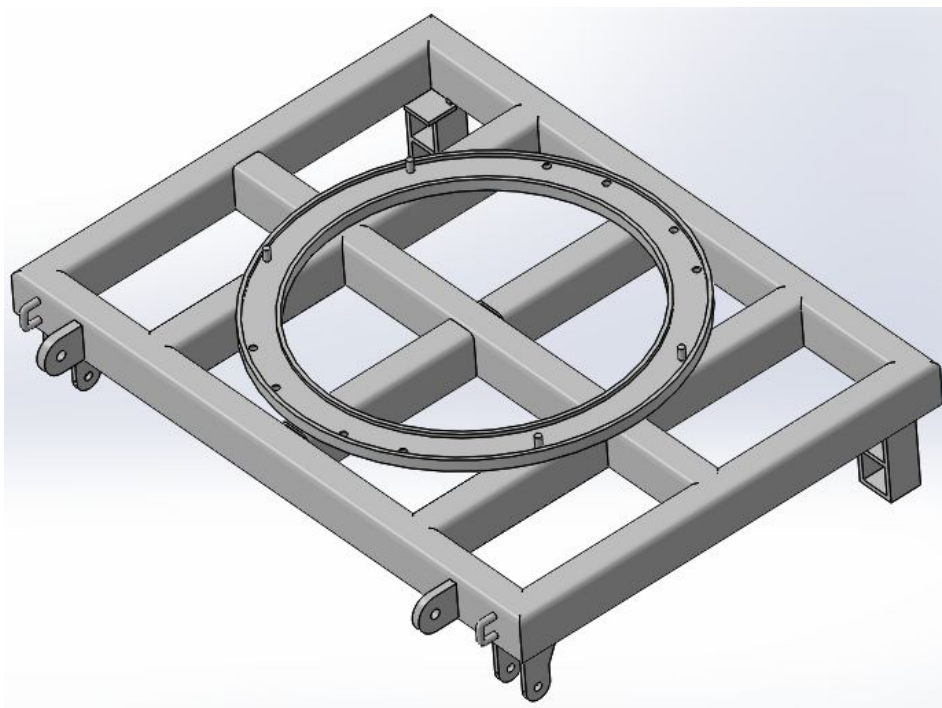


Ilustración 40: Tren delantero, vista en perspectiva

El elemento asignado para la trayectoria de este marco, es el mismo perfil estructural utilizado como refuerzo en el chasis:

Miembro estructural: Perfil hueco rectangular 120 x 80 x 8

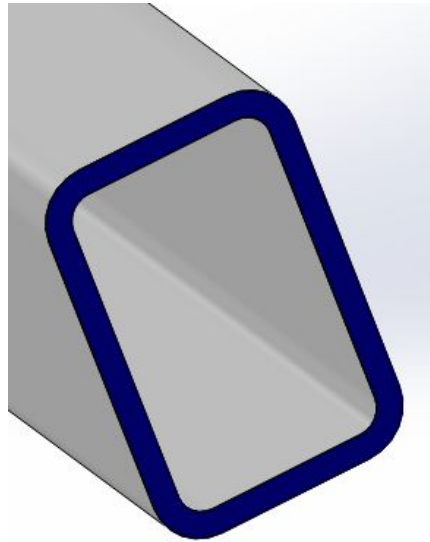


Ilustración 41: Sección miembro estructural marco

La trayectoria sería:

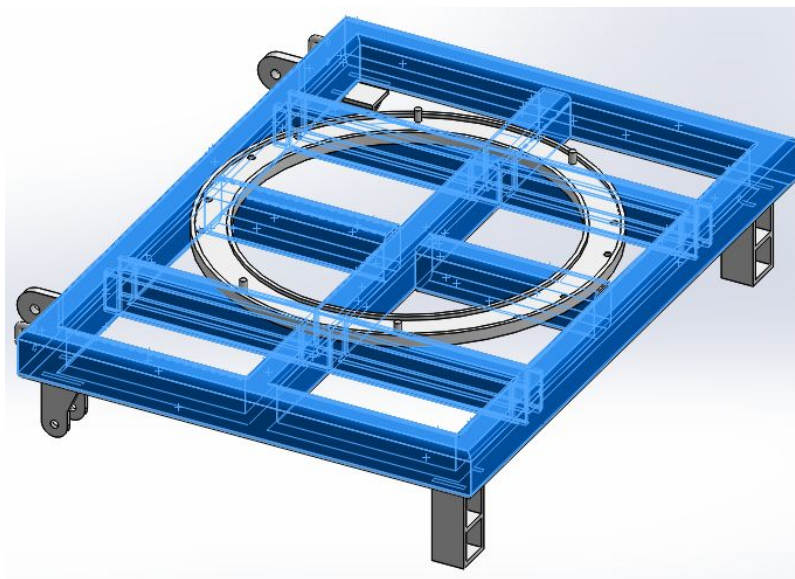


Ilustración 42: Trayectoria del marco

Para el acoplamiento con el plato inferior delantero, se le añade una garganta circular con 8 agujeros y 4 pasadores guía acorde con las cotas de agujeros del proveedor del plato giratorio.

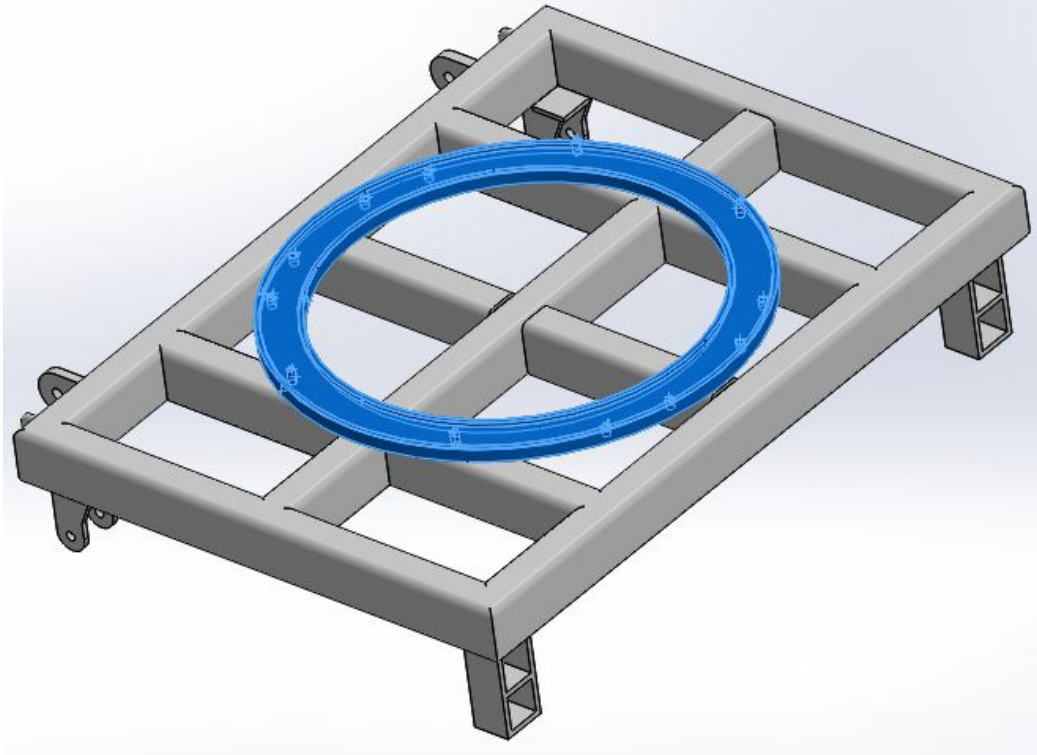


Ilustración 43: Garganta para plato giratorio

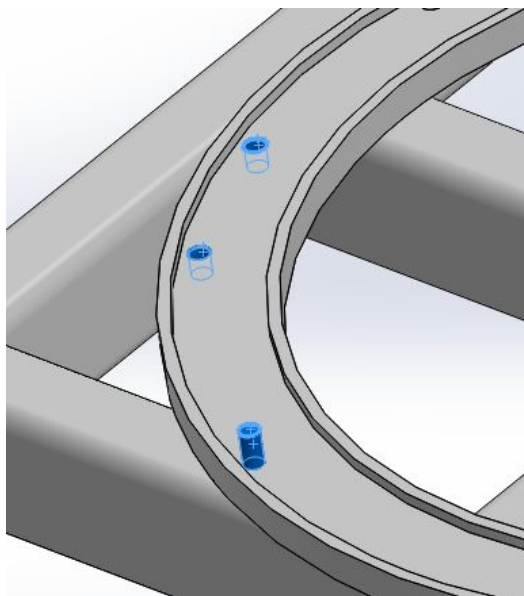


Ilustración 44: Detalle agujeros y pasadores

De forma análoga al apartado del chasis, añadimos apoyos para las ballestas delanteras:

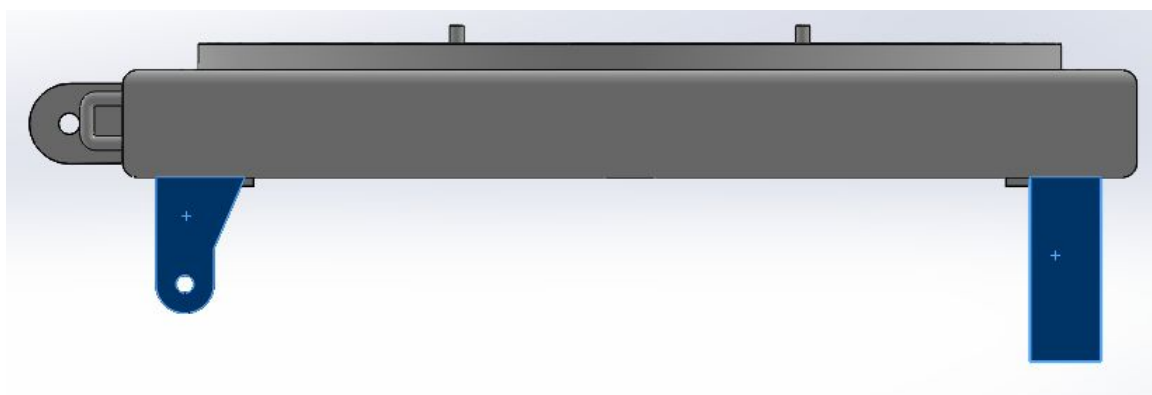


Ilustración 45: Apoyos ballestas, vista lateral

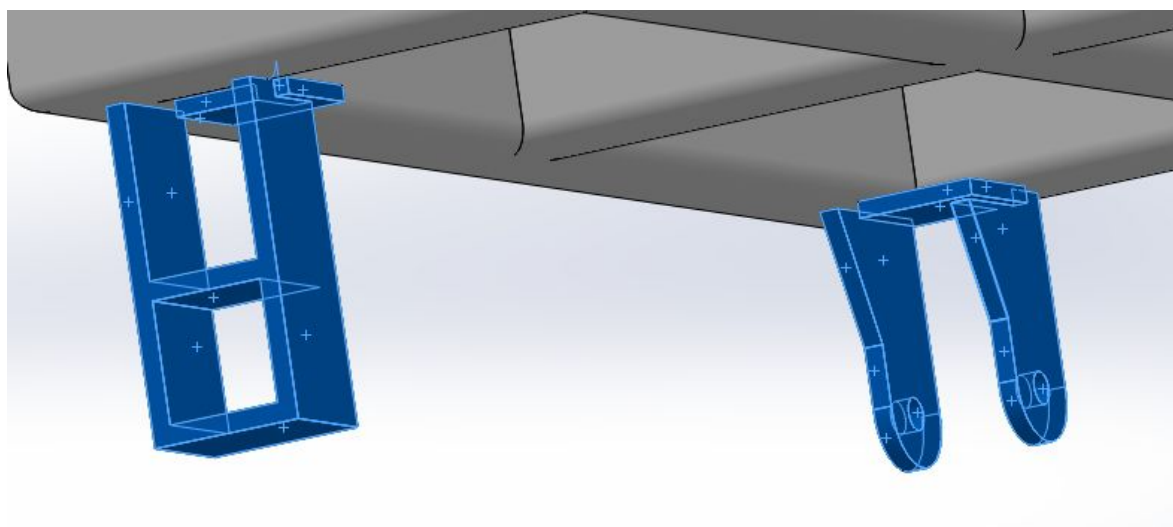


Ilustración 46: Apoyos ballestas, vista en perspectiva

Por último, añadimos unas orejetas en la parte delantera, para que el tiro pueda articular sobre ellas. También añadimos 2 enganches para cadenas de seguridad en caso de rotura del tiro o del bulón de enganche.

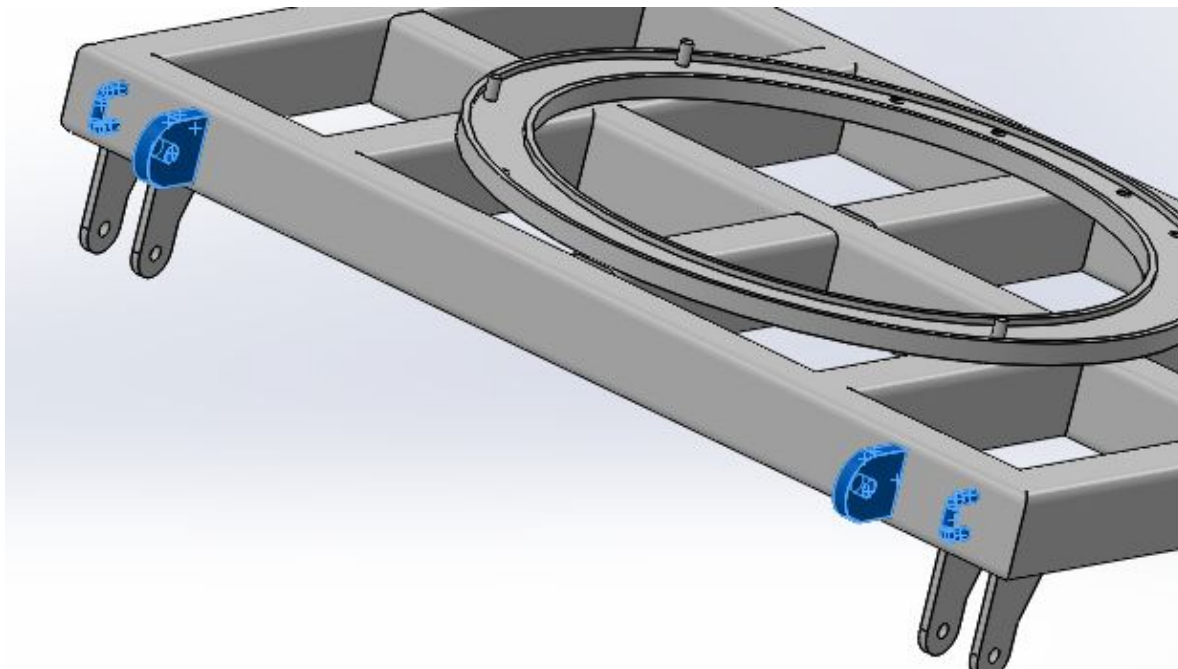


Ilustración 47: Enganches para tiro y cadenas

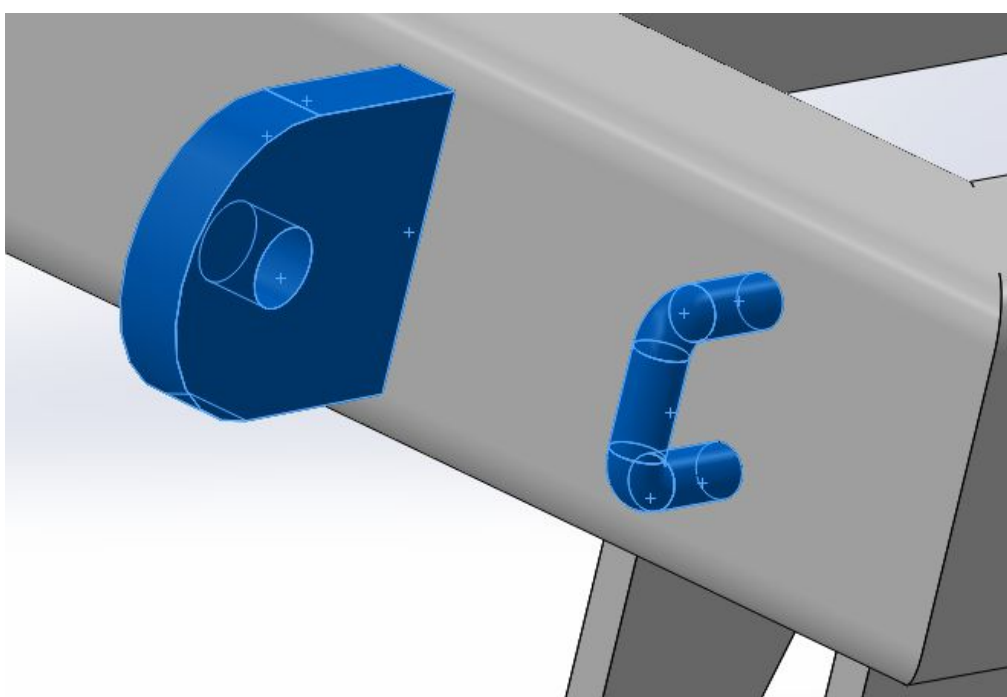


Ilustración 48: Detalle enganches

Mostramos una imagen conjunta del chasis, tren delantero, ejes y platos giratorios, para una mejor visualización de ese subconjunto:

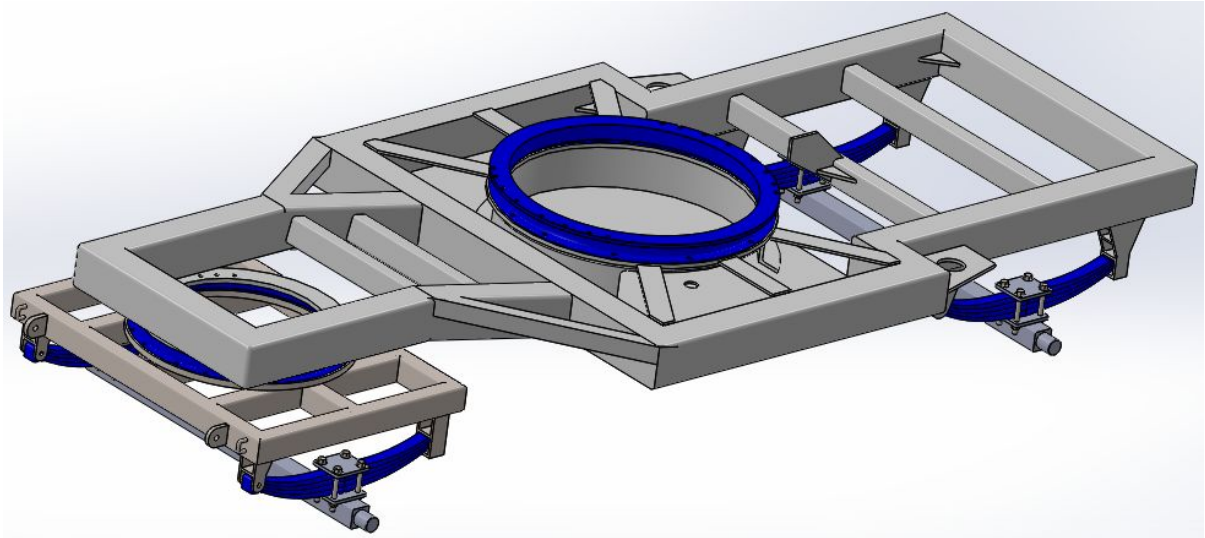


Ilustración 49: Chasis, tren, platos y ejes

Con las ruedas y el tiro:

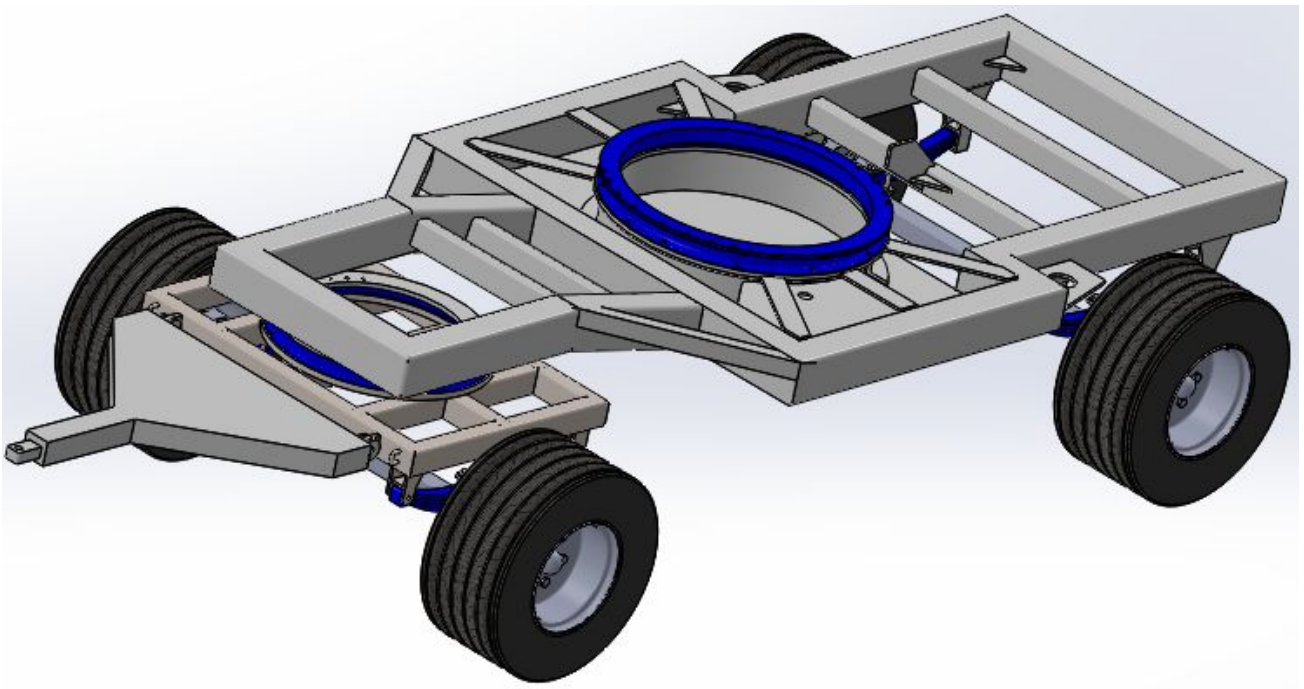


Ilustración 50: Chasis fijo y tren delantero completos

5.1.2 Plataforma giratoria.

5.1.2.1 Núcleo central. Engranajes. Plato. Motor.

La plataforma giratoria, consta de diversos elementos, los cuales iremos explicando uno a uno a continuación. El mayor, y más importante, es al que denominamos núcleo central. Este núcleo sujeta a las garras delanteras y traseras, las cuales contienen al recipiente y son encargadas de sostenerlo durante el basculamiento.

Para ello debe tener la robustez suficiente, y una anchura considerable para poder ensamblarla con margen al plato superior.

A continuación representamos la pieza.

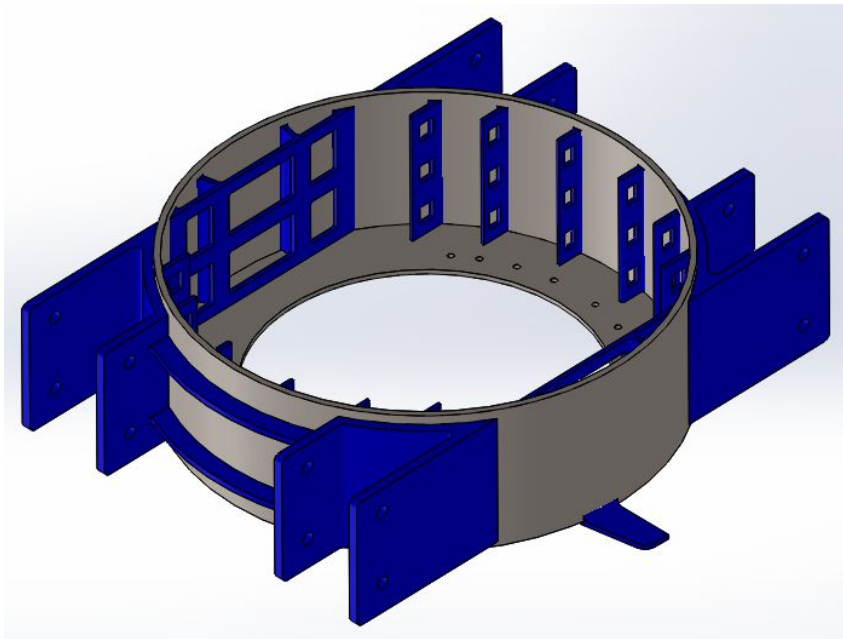


Ilustración 51: Núcleo central

Como puede apreciarse, básicamente la pieza consiste en un cilindro hueco, al que se le han soldado 4 orejetas, para amarrar cada una de las 4 garras con las que cuenta el remolque.

También se le ha soldado una chapa circular al fondo, con unos agujeros acorde con las cotas del fabricante del plato giratorio.

En su interior, esta provista de múltiples nervios que le dan una mayor resistencia ante esfuerzos mecánicos.

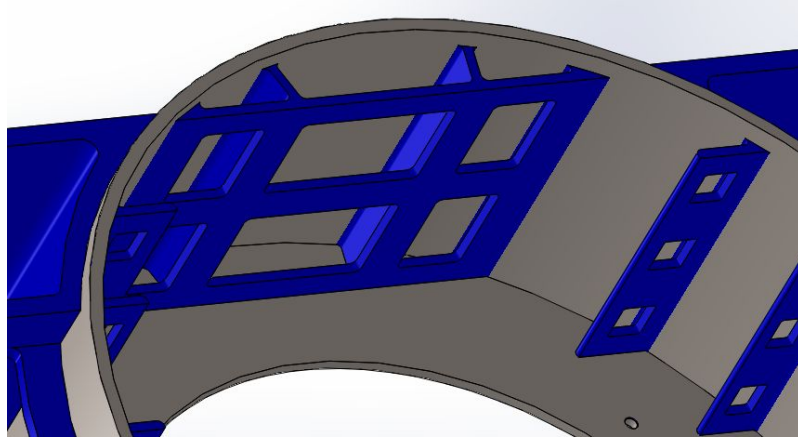


Ilustración 52: Nervios interiores

Tras análisis de simulaciones de carga por MEF, se decide añadirle también nervios exteriores entre cada pareja de orejetas, dado que encontrábamos tensiones y deformaciones excesivas.

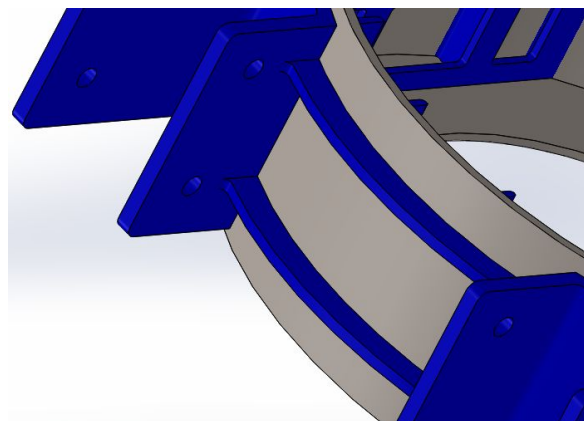


Ilustración 53: Nervios exteriores

Por último, hay que mencionar los topes mecánicos, encargados de limitar el giro a ambos lados del chasis. Estos topes realizan contacto mecánico contra el anterior tope mostrado en el chasis fijo. Si giramos a un

lado actuará un tope y si giramos hacia el lado contrario, actuará el otro. Es decir, combinamos los dos topes del núcleo con el tope fijo del chasis.

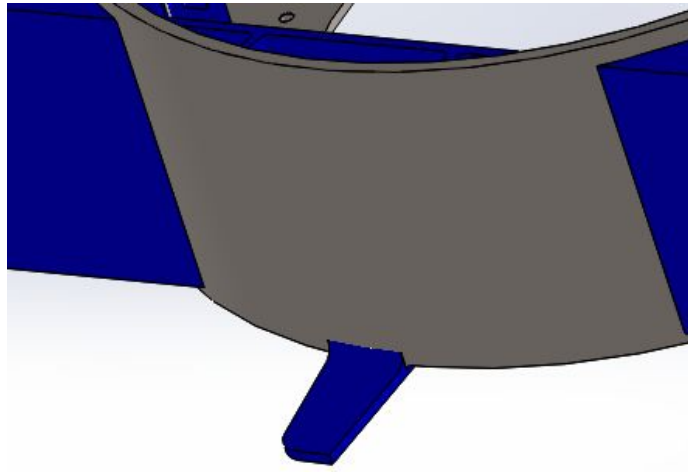


Ilustración 54: Tope mecánico

Nótese que, para que el giro a ambos lados sea exacto, estos topes han de tener una separación respecto del eje de simetría del núcleo, para compensar el espesor del tope del chasis y que no colisione antes de alcanzar los $\pm 90^\circ$.

Para aclarar esta explicación, se muestra un detalle sobre plano:

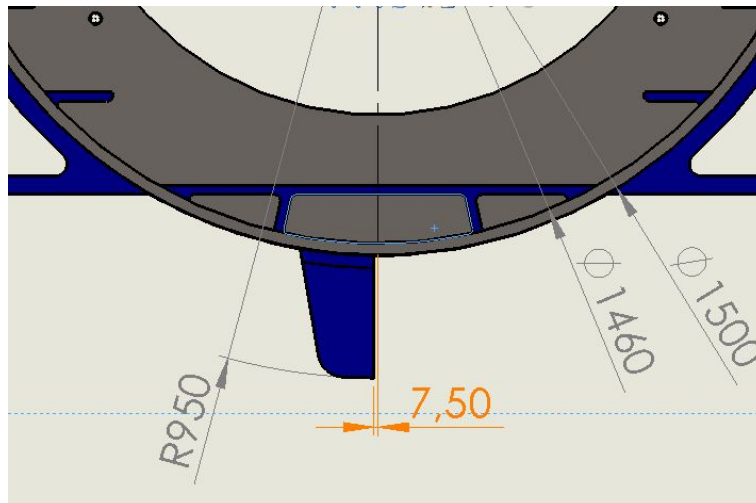


Ilustración 55: Cota de compensación

Como el tope del chasis tiene 15 mm de espesor, éste tope sobresale del plano de simetría del chasis 7.5 mm a cada lado, que es la separación que deberemos compensar tal y como se muestra en la imagen de arriba.

Y así, vemos que efectivamente para un giro de $\pm 90^\circ$, existen coincidencia y alineamientos perfectos, como se visualiza a continuación:

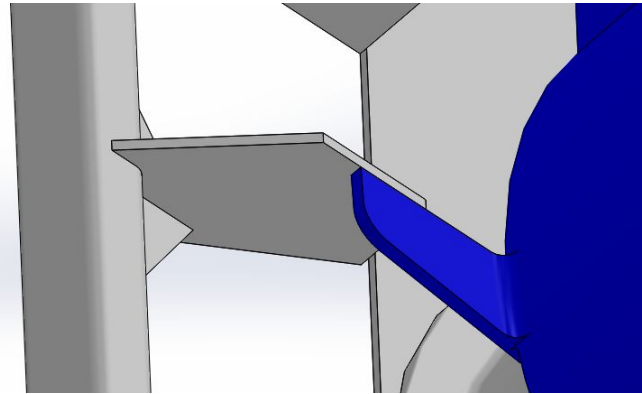


Ilustración 56: Contacto topes, vista en perspectiva

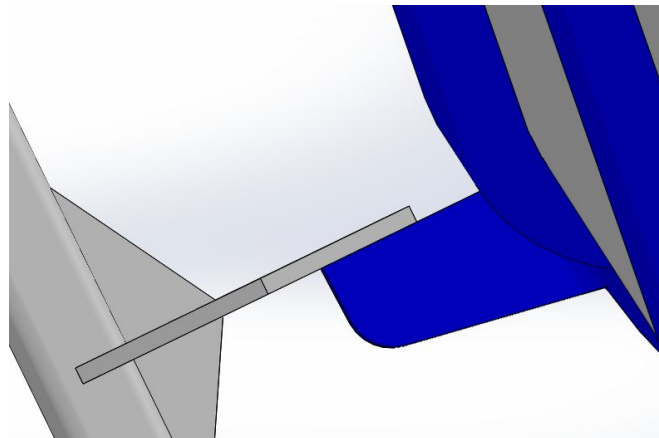


Ilustración 57: Contacto topes, vista superior

Antes de comenzar a describir el tren de engranajes, haremos hincapié en algunas restricciones y/o recomendaciones constructivas.

Los engranes internos son opuestos a los engranes externos en que los dientes están orientados hacia su centro en vez de apuntar hacia afuera. Para el mismo número de dientes entre el piñón y el engrane, un engrane interno tendrá una mayor longitud de acción de la que habrá en uno externo.

El deslizamiento relativo de los dientes al comenzar y terminar la acción del diente es menor en el caso del engrane interno. La resistencia del diente de un engrane interno es mayor que la del engrane externo equivalente. El engrane interno tiene algunas otras ventajas. Opera a menor distancia entre centros con su piñón, que los engranes externos del mismo tamaño. Esto permite un diseño más compacto. El engrane interno elimina el uso de un engrane “loco” (intermedio) cuando es necesario tener dos flechas paralelas girando en el mismo sentido. El engrane interno forma su propia protección sobre la zona de engranaje de los dientes, esto es sumamente deseable en algunos tipos de máquinas para prevención de accidentes.

Los engranes interno no pueden emplearse cuando el número de dientes del piñón es aproximado al número de dientes del engrane. Para un diente de profundidad completa con el ángulo de presión de 20 grados, el engrane interno debe ser cuando menos una y media veces menor que el engrane externo; engranes con una relación menor necesitan una considerable modificación en su forma para evitar la interferencia conforme los dientes engranan y desengranan con su engrane par.

Dicho esto, pasamos a describir el tren de engranajes. Para que 2 ruedas cualesquiera engranen, habrán de tener el mismo módulo. Por ello, las 4 ruedas que componen el tren poseen un módulo normalizado de valor igual a 9.

Se diseñan con un ángulo de empuje de 20°, y todas ellas con dentado recto exterior, exceptuando la corona que, como puede apreciarse, lo tiene de tipo interior.

Partiríamos con una velocidad de salida, en la que el piñón posee 20 dientes. A continuación engrana con la rueda número 2, la cual tiene 80 dientes. Esta rueda, es solidaria a la rueda número 3, ya que van acopladas gracias a un eje, el cual a su vez está asentado y guiado por 2 rodamientos de bolas.

A su vez, la rueda número 3 es la que menos dientes posee, siendo 18 los que posee. Por último, esta rueda engrana con la corona que es la que cuenta con un mayor número de dientes y, evidentemente, con el mayor diámetro primitivo de las 4 ruedas.

Concretamente, en el caso de las ruedas 2 y 4, se les ha realizado un mecanizado con el fin de disminuir su peso. Además, a la rueda número 4 se

le han practicado unos orificios para que sea atornillada. Posee agujeros en ambas caras, porque al cabo del tiempo los dientes acaban desgastándose de forma irregular. A mitad de vida útil, si se invierte la posición de amarre de la rueda, se corrige notablemente ese vicio adquirido en el dentado.

En el anexo se detallan los planos mecánicos de cada uno de los componentes que constituyen el tren, incluyendo la bancada, el eje y los bujes para los rodamientos.

Incluiremos una representación simplificada del tren de engranajes para dar una pequeña idea general.

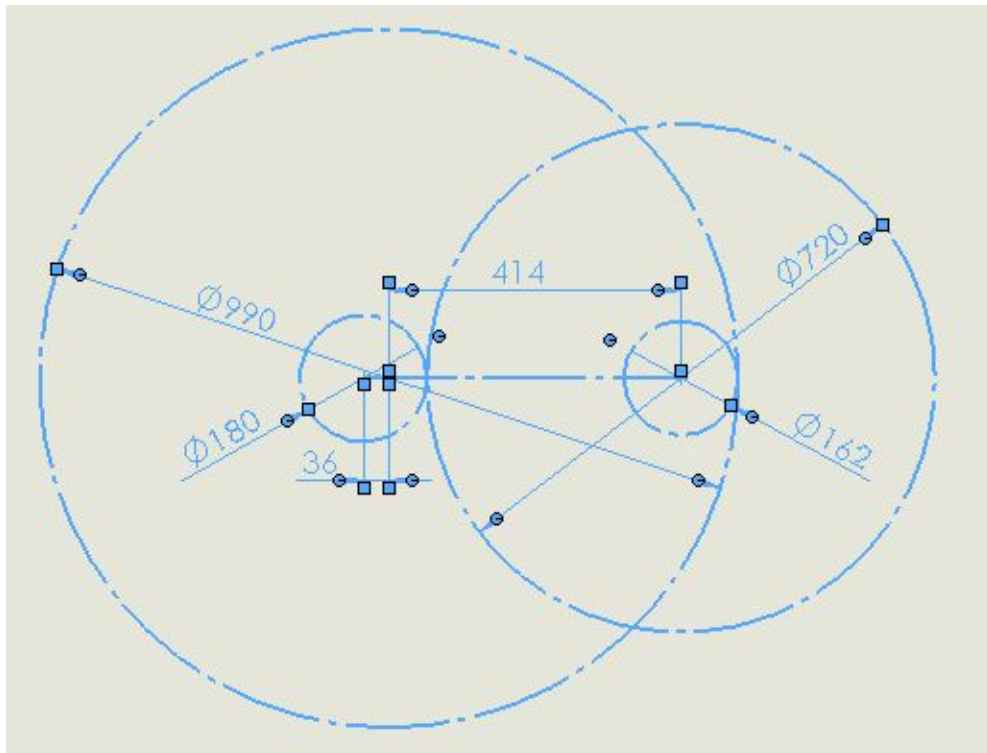


Ilustración 58: Diámetros engranajes y cotas entre centros

A continuación mostramos 2 vistas en perspectiva del conjunto global, incluyendo motor, bancada y eje:

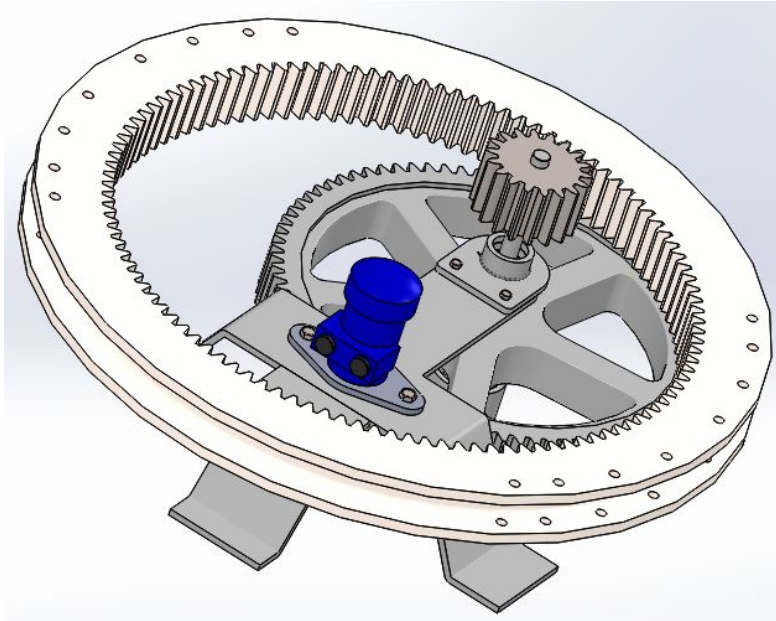


Ilustración 59: Reducción, vista en perspectiva

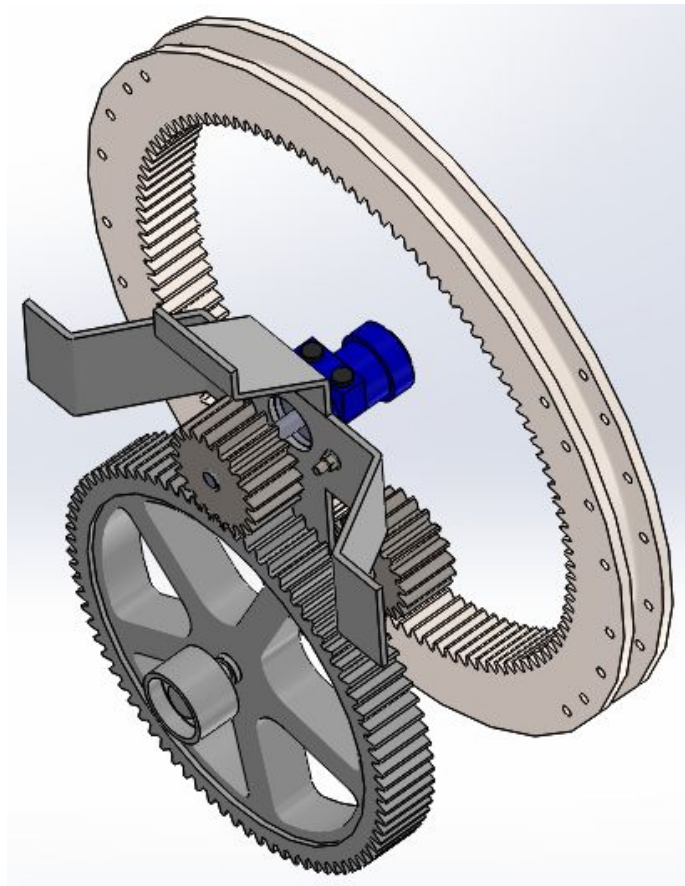


Ilustración 60: Reducción, vista perspectiva inferior

Mostramos también el detalle del buje soldado bajo el chasis, en el cual se puede apreciar la cavidad para el rodamiento y las 2 gargantas para las grupillas interiores que lo mantienen posicionado:

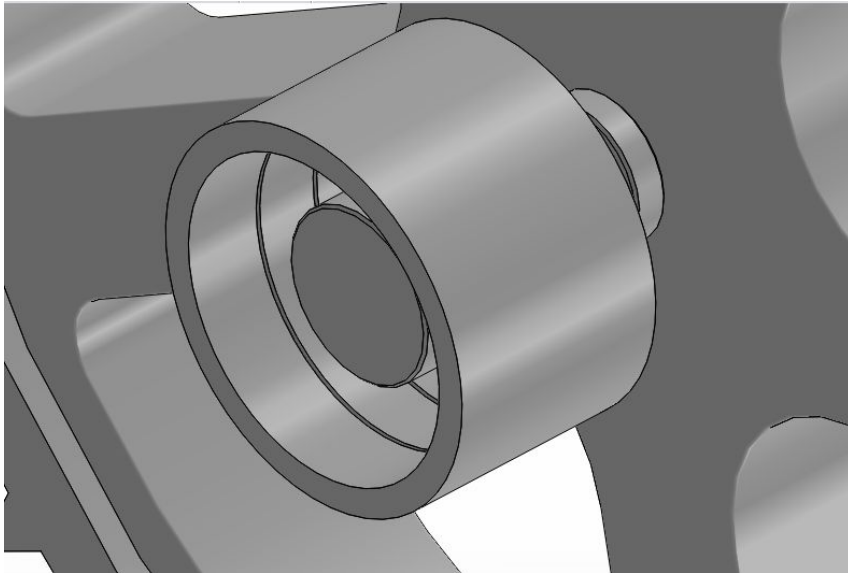


Ilustración 61: Detalle buje inferior rodamiento

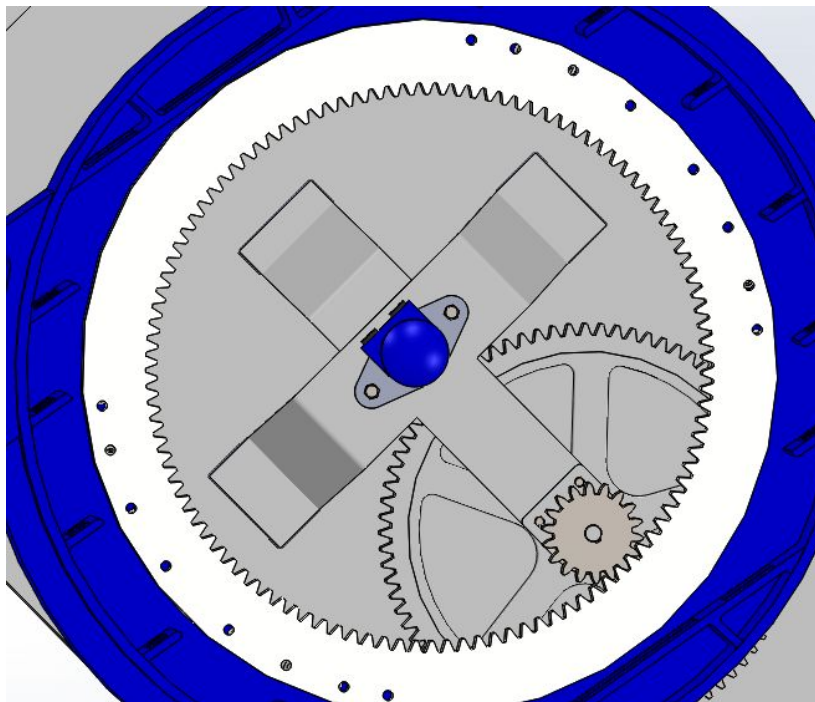


Ilustración 62: Montaje reducción sobre el núcleo

En el apartado 9), se verá en la demostración correspondiente que necesitamos un motor que desarrolle un par superior a:

$$M_{\text{motor}} = 132.2 \text{ [N m]}$$

Se consulta en el catálogo de un proveedor, donde hallamos la siguiente tabla:

Referencia Part Number		1MGR50	1MGR63	1MGR80	1MGR100	1MGR160	1MGR200	1MGR250	1MGR305	1MGR370	1MGR395	
Par máximo Max. torque	daNm	Continuo	93	123	155	196	271	328	401	417	402	429
		Intermitente	105	138	174	219	297	359	410	441	427	458

Tabla 2: Pares motor disponibles

Seleccionamos el modelo con la referencia 1MGR50. Es el menor de entre los disponibles. La razón es que el par que necesitamos es muy inferior, al contar con la relación de reducción que ofrece el tren de engranajes.

Ahora mostramos una imagen del motor:



Ilustración 63: Motor hidráulico escogido

Como dispositivo de giro, escogemos un plato giratorio, testado para 20 toneladas. En el anexo se adjunta su plano técnico.



Ilustración 64: Plato giratorio central

5.1.2.2 Brazos delanteros. Cilindro.

Los brazos o garras delanteras, han de soportar un gran porcentaje de la carga, además del esfuerzo axial que ejerce el cilindro durante el basculado. Ha de tener una gran resistencia y a la vez, forma decreciente, para que al girar no colisione contra el chasis.

Su sujeción se realiza por medio de 2 bulones que la atraviesan. En el tercer agujero, en la parte más central va alojado el eje que sirve de anclaje para el cilindro.

Es una pieza “hueca”. Se pretende dispersar la masa hacia el exterior, ganando así la mayor inercia posible ante esfuerzos de flexión debidos a la carga que ha de soportar.

Su estructura exterior estaría compuesta por 2 chapas soldadas. Una (gris) ocuparía la totalidad del área lateral, y su espesor sería de 10 mm. La otra (azul), sería de 20 mm y estaría destinada a refuerzo de zonas críticas.

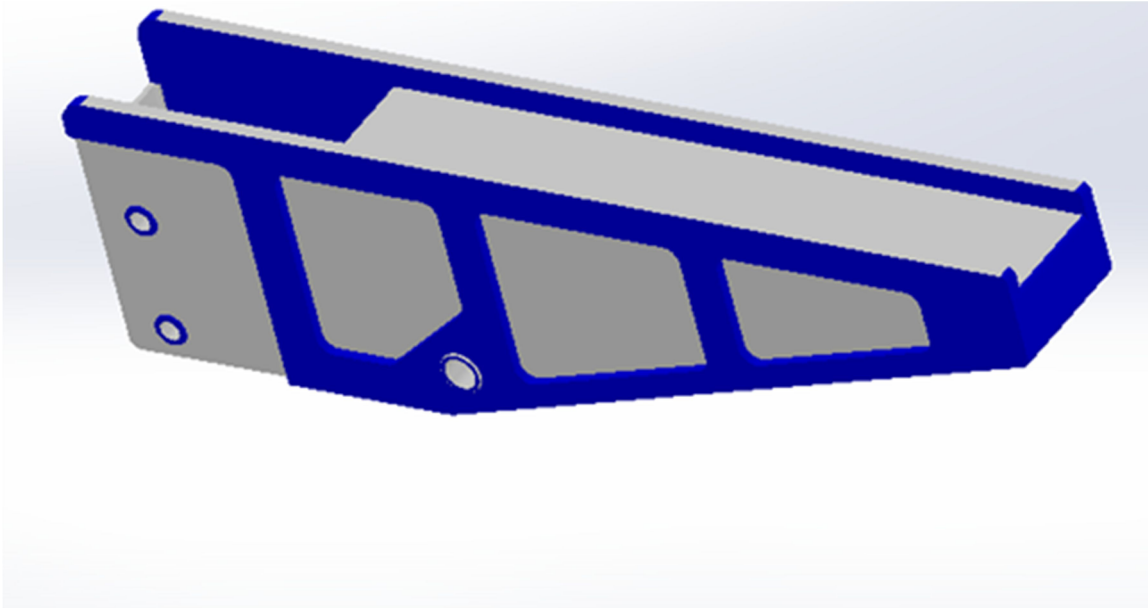


Ilustración 65: Garra delantera, vista en perspectiva

La pieza sería simétrica longitudinalmente.

Realizaríamos ambas uniones de chapa para cada lado, y después uniríamos a su vez dichas combinaciones con otra chapa plegada, como se resalta en la siguiente imagen.

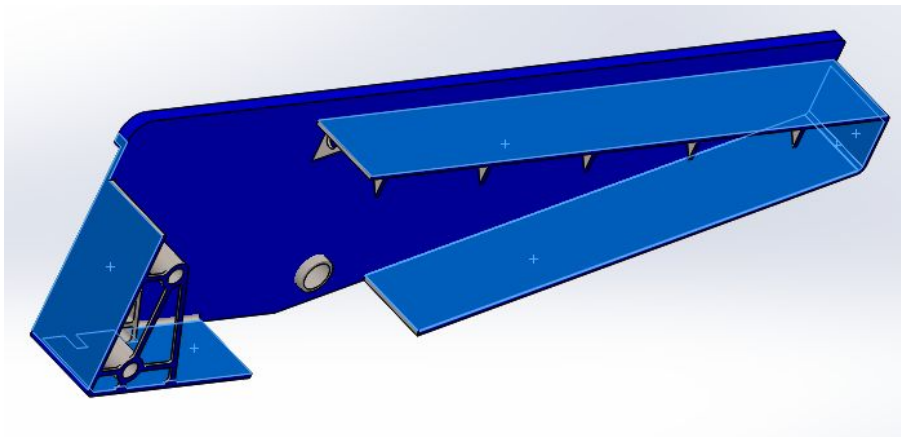


Ilustración 66: Doblado de la chapa central

Añadimos refuerzos interiores tanto en las zonas cilíndricas destinadas a los bulones como en la parte de apoyo de la chapa.

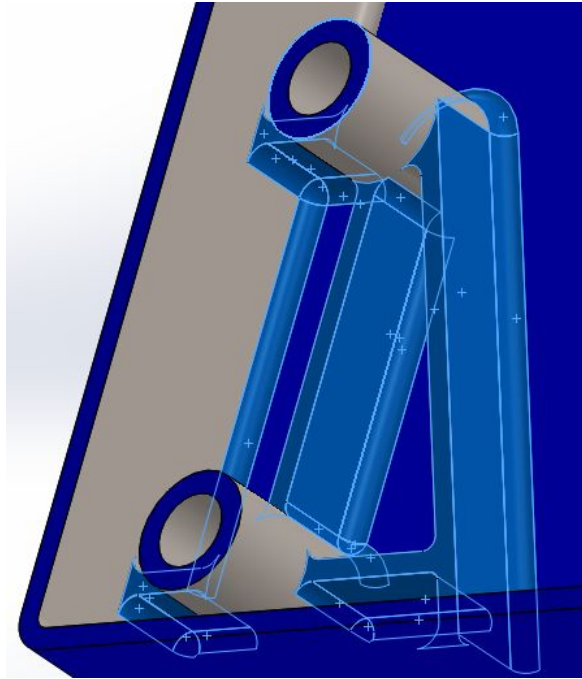


Ilustración 67: Nervios anclaje

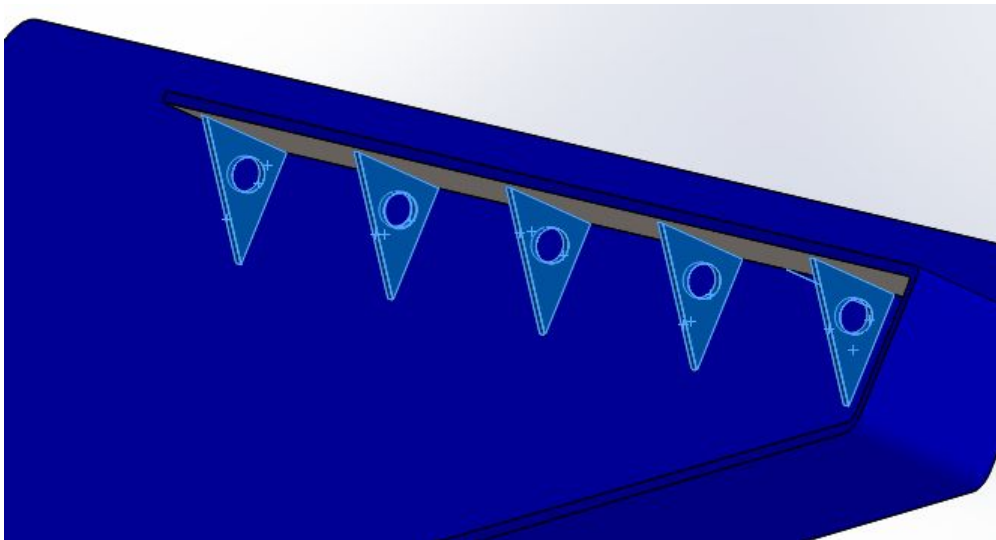


Ilustración 68: Nervios apoyo chapa central

En el apartado de comprobaciones, se muestra cómo el cilindro elegido es apto, y en el anexo se muestran las características técnicas de éste.

5.1.2.3 Brazos traseros.

Análogamente, ahora realizamos un diseño similar para las garras traseras. La diferencia es que ahora éstas deben ser más cortas, puesto que el centro de gravedad del recipiente se ha diseñado desplazado hacia la parte delantera. Además, estas garras, no tienen que salvar ninguna elevación al girar. Por ello, además de ser más cortas que las delanteras, podemos permitirnos diseñarlas algo más anchas.

Mostramos una serie de imágenes, donde se aprecia cierto grado de similitud en el diseño, respecto a las garras delanteras.

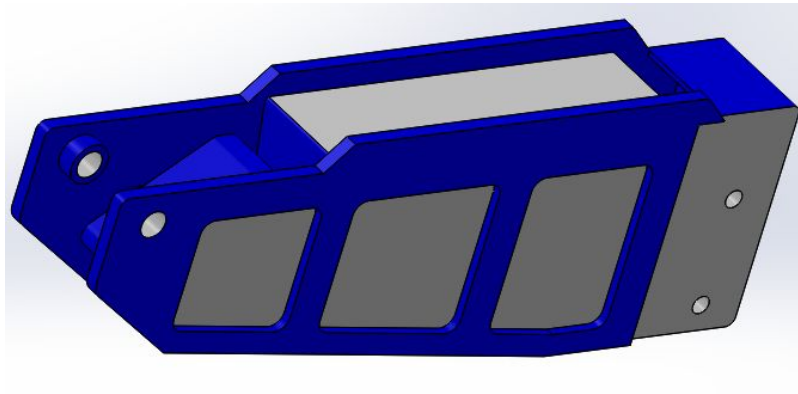


Ilustración 69: Garra trasera, vista en perspectiva

De la misma forma, ahora reforzamos la zona donde va el eje de basculado, soldando unos casquillos de grosor considerable.

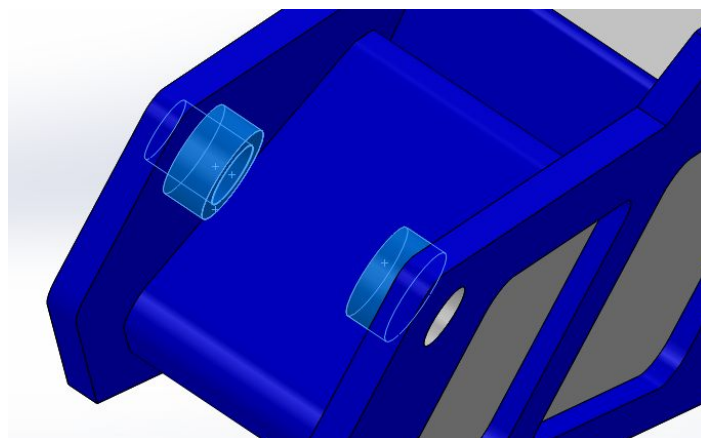


Ilustración 70: Refuerzos en zona de eje

Y también colocamos nervios de refuerzo en su interior, dado que el sistema de anclaje es igual al delantero.

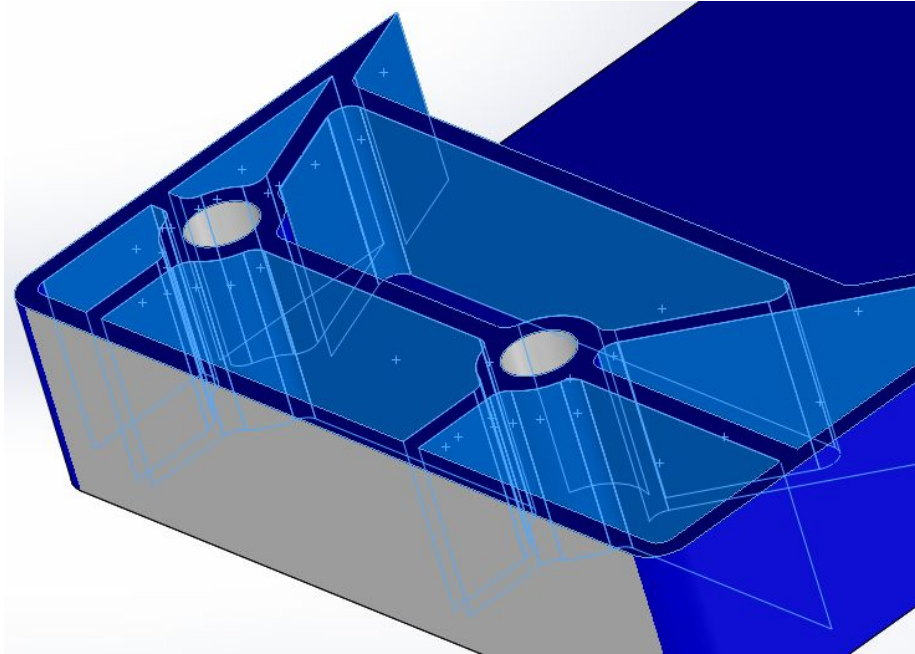


Ilustración 71: Nervios anclaje

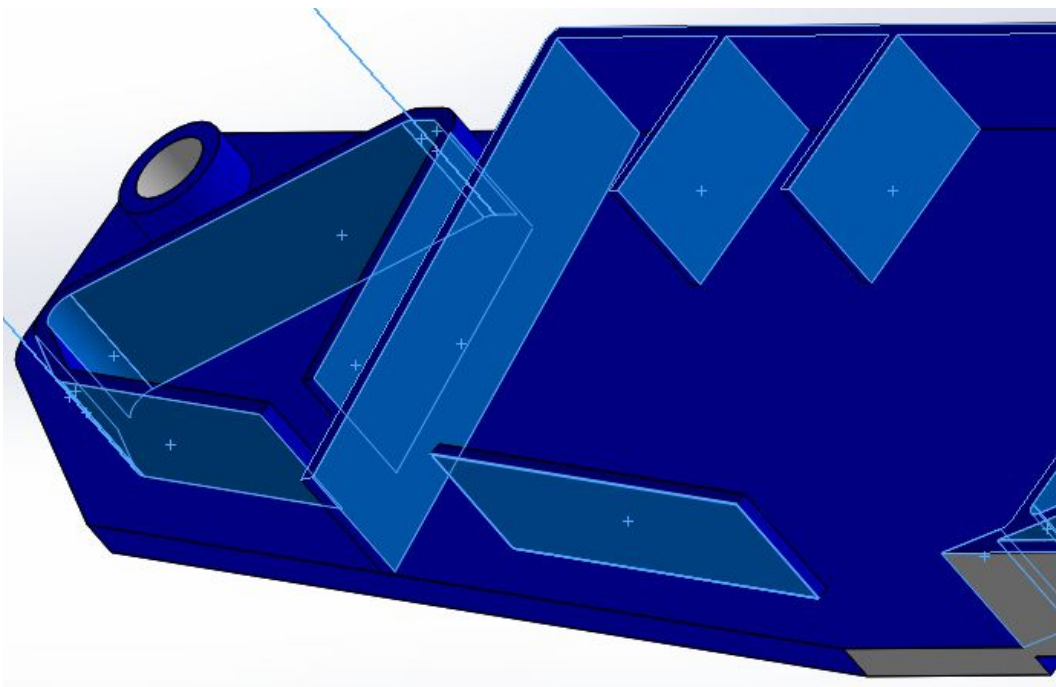


Ilustración 72: Nervios apoyo chapa central

5.1.2.4 Recipiente.

En este apartado, no aportamos ninguna novedad en cuanto a diseño o funcionalidad se refiere. Simplemente, hemos tomado unas dimensiones para el recipiente acordes con la anchura máxima permitida, y se ha reducido su relación de esbeltez.

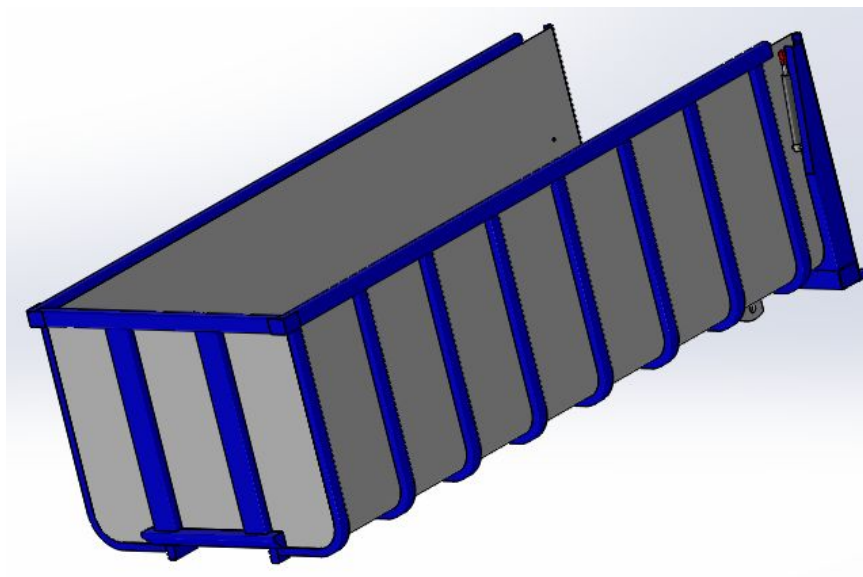


Ilustración 73: Recipiente, vista en perspectiva

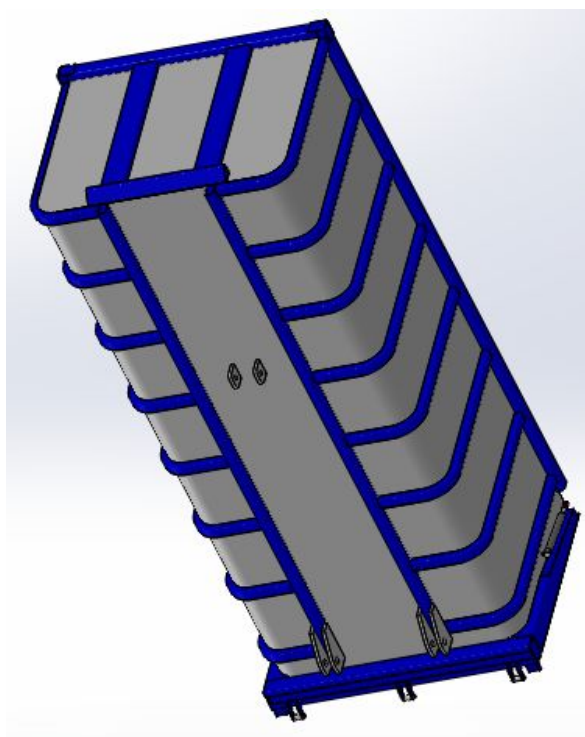


Ilustración 74: Recipiente, perspectiva inferior

Dado que va a girar, no interesa un recipiente excesivamente largo, por ello se hace más “cúbico”.

En cuanto al refuerzo, se eligen costillas típicas en bañeras.

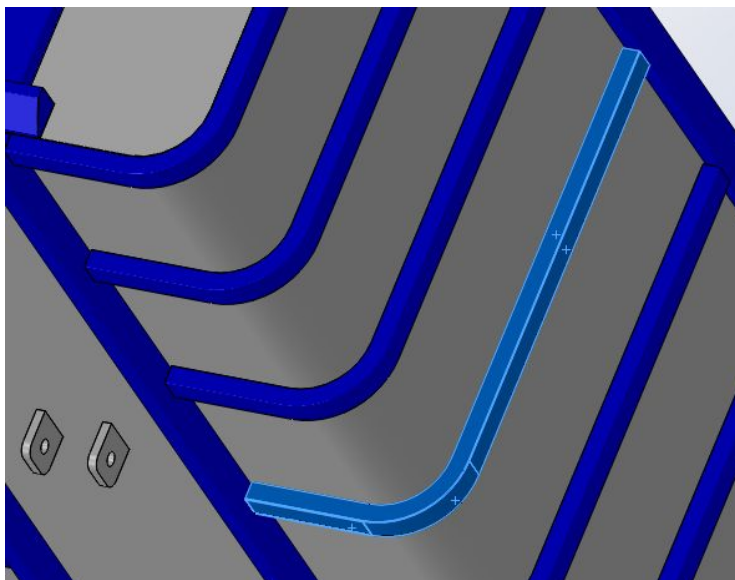


Ilustración 75: Detalle costilla

Se dota a éste de una junta para asegurar la estanqueidad en caso de transporte de uva.

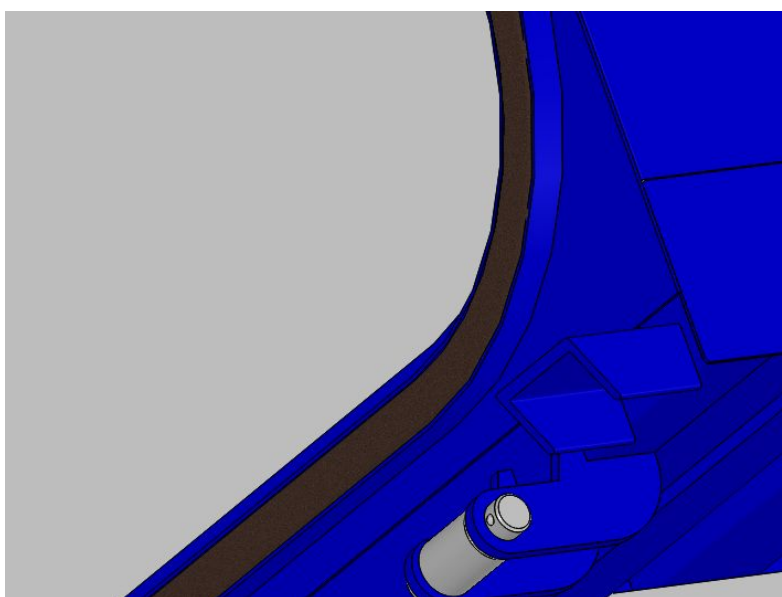


Ilustración 76: Detalle junta tórica

5.2 Dibujo 3D.

Para finalizar este apartado, mostraremos algunas vistas del conjunto global, en diferentes situaciones:



Ilustración 77: Vista global en perspectiva

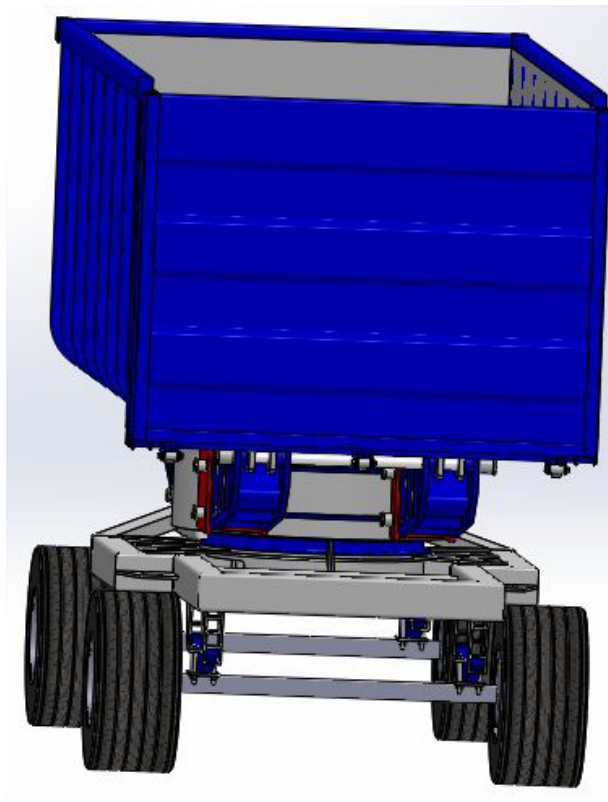


Ilustración 78: Vista global trasera

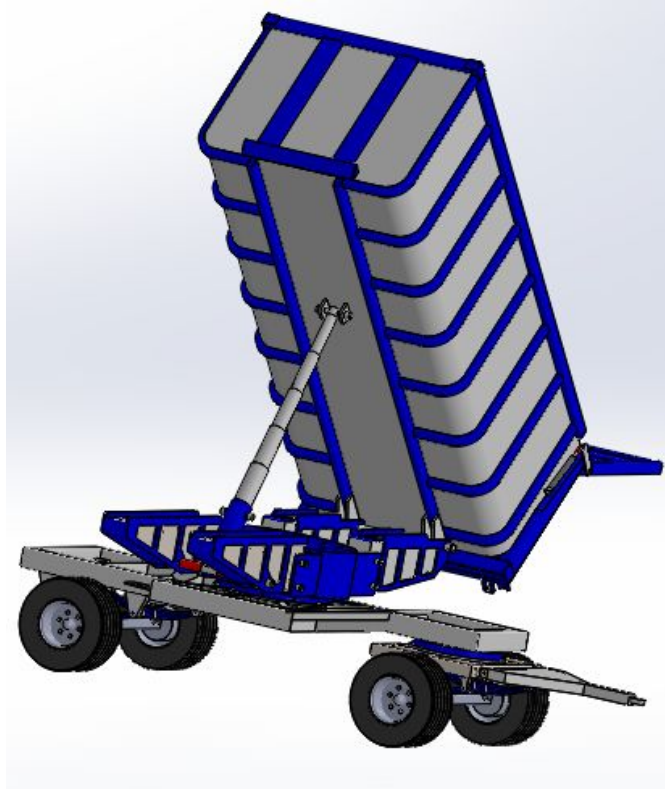


Ilustración 79: Basculado máximo, vista en perspectiva

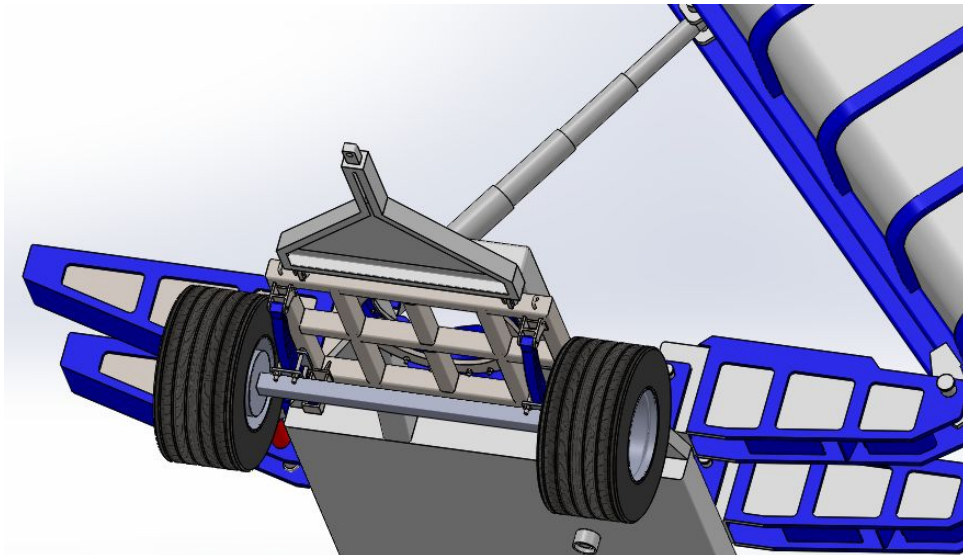


Ilustración 80: Vista inferior tren delantero

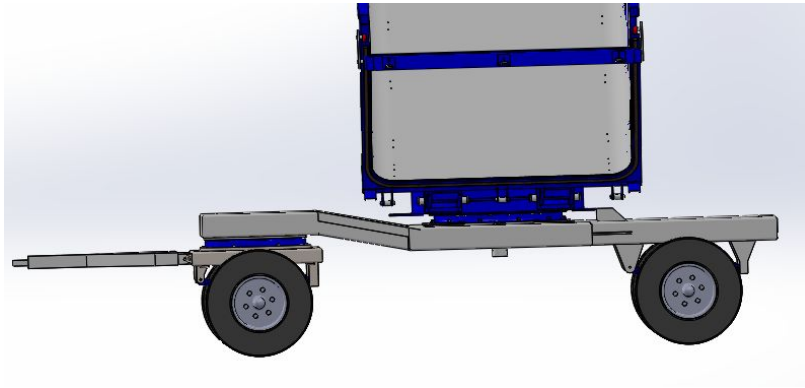


Ilustración 81: Vista lateral conjunto descargando

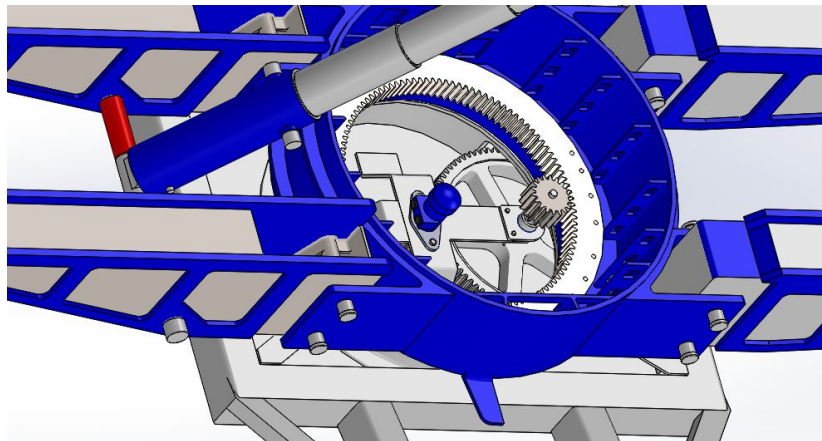


Ilustración 82: Detalle reducción y elementos centrales

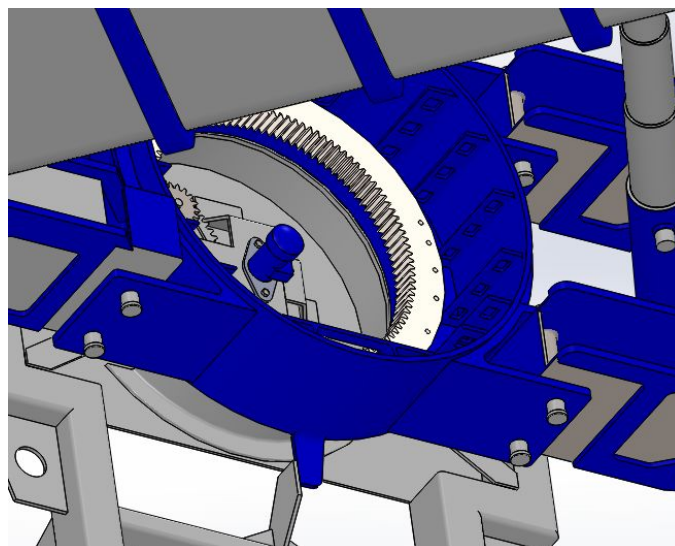


Ilustración 83: Detalle contacto topes mecánicos

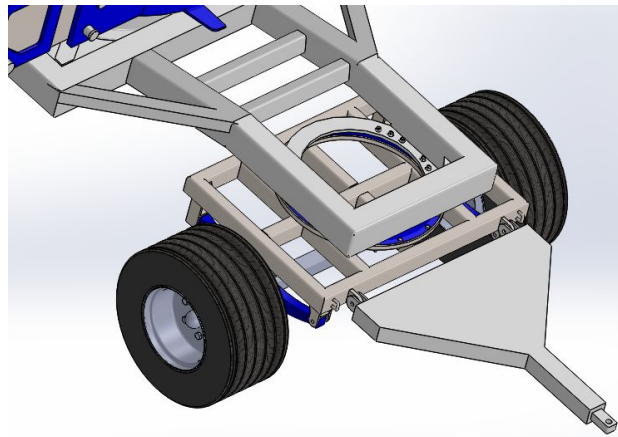


Ilustración 84: Perspectiva tren delantero y tiro

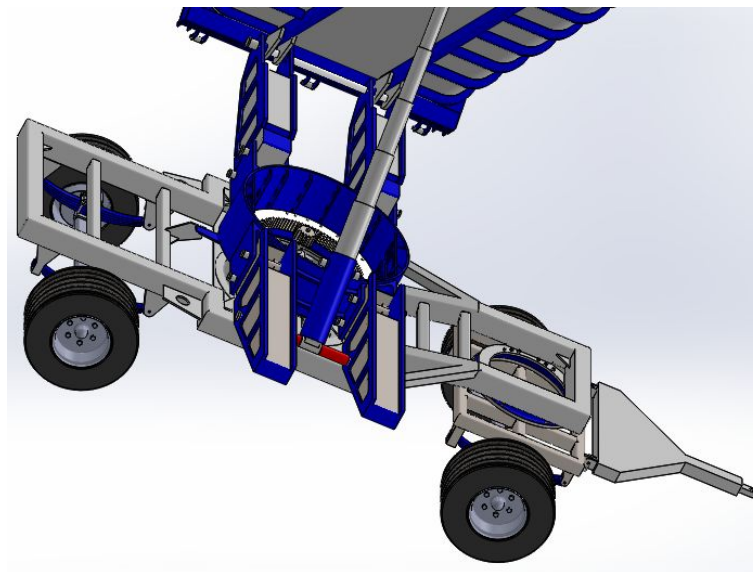


Ilustración 85: Vista lateral basculado

5.3 Planos de fabricación (anexo).

En el apartado de anexo, se detallan los planos individuales de cada pieza. Ahora sólo mostraremos las cotas nominales.

Cotas en vista lateral:

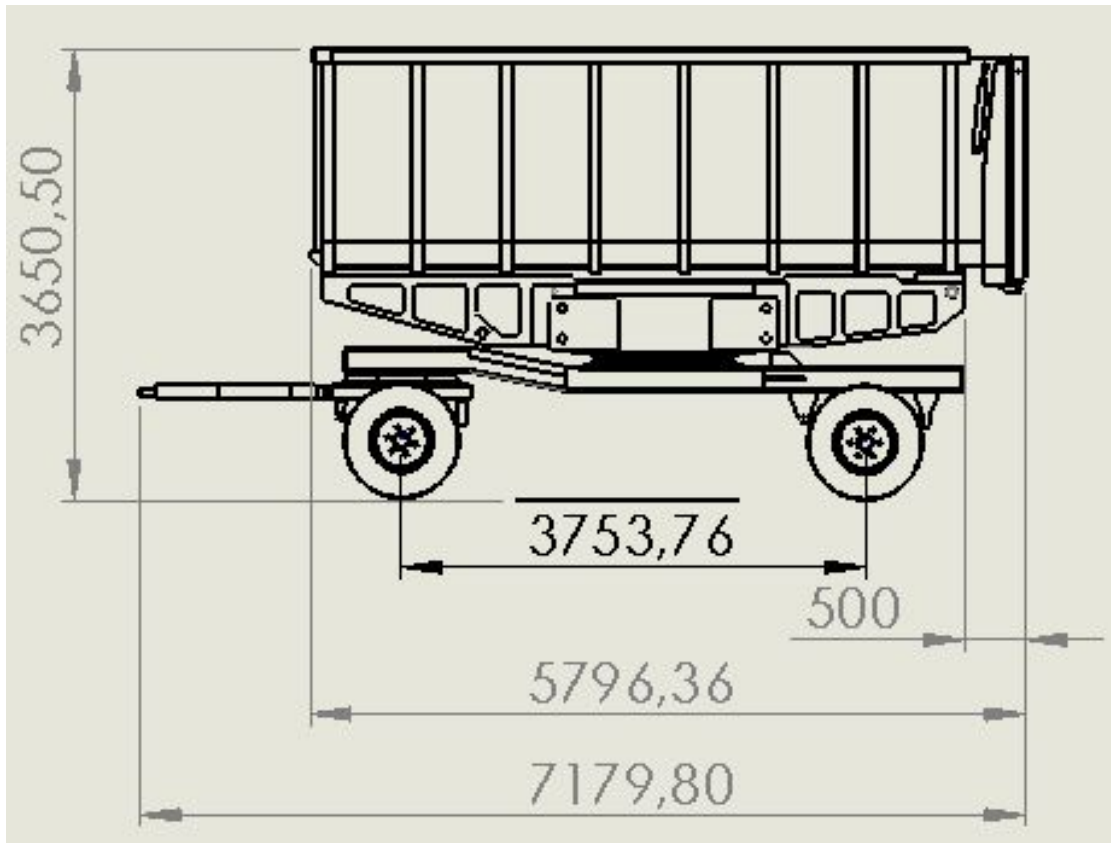


Ilustración 86: Cotas vista lateral

Cotas en vista frontal:

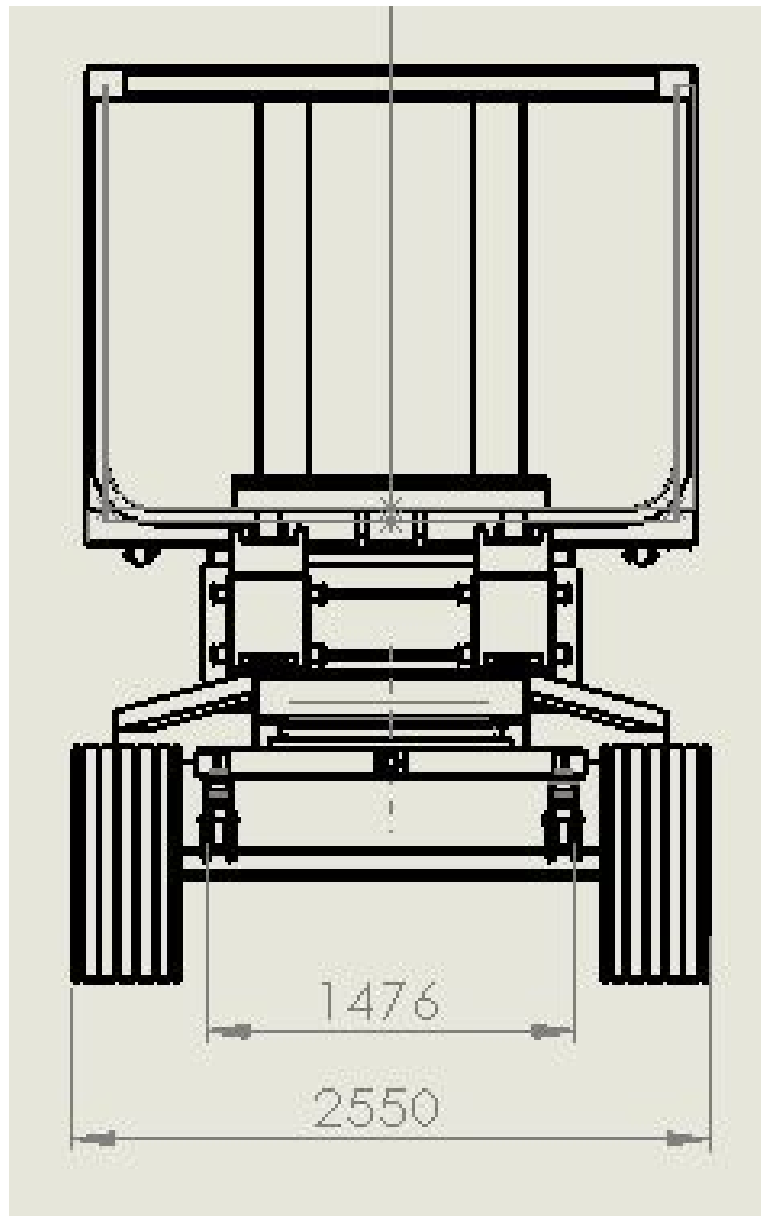


Ilustración 87: Cotas en vista frontal

Cotas en vista trasera:

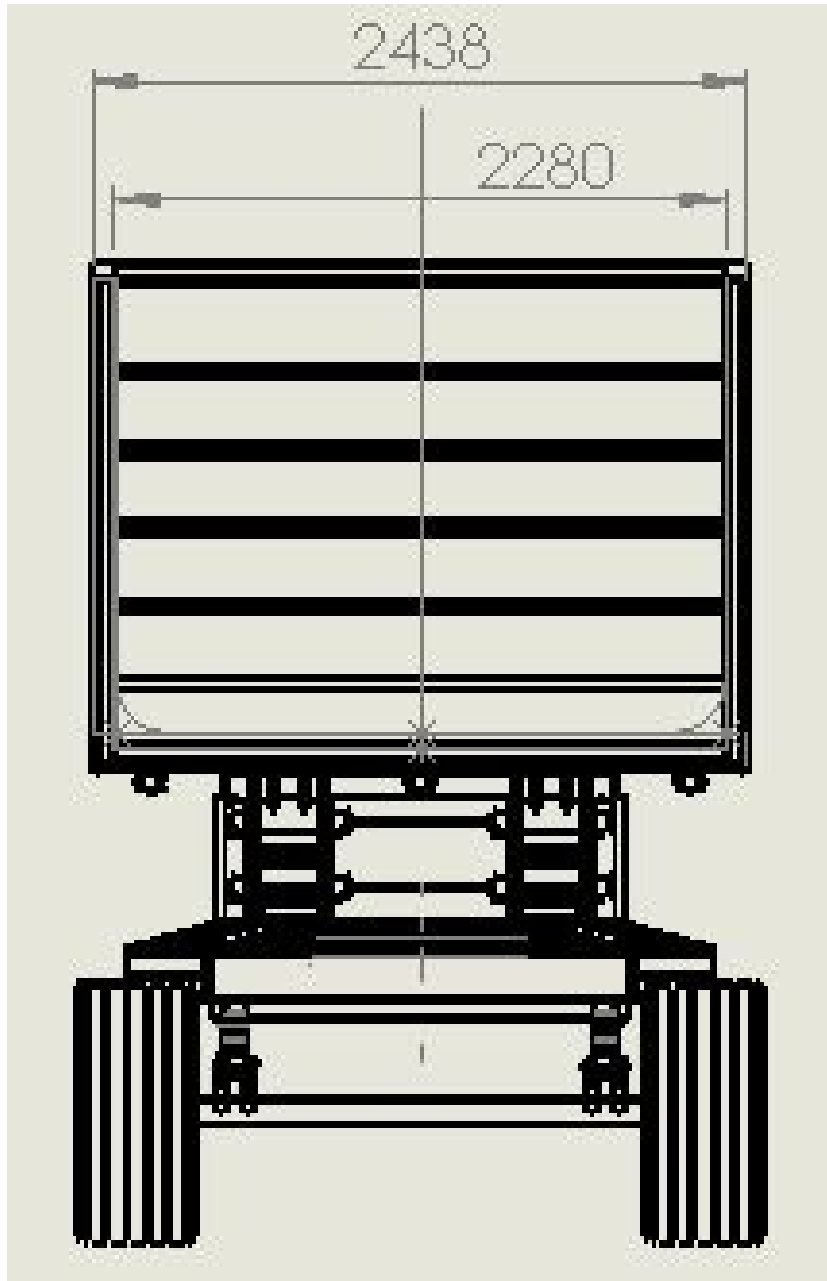


Ilustración 88: Cotas en vista trasera

6. ENSAYOS.

En este apartado mostramos un experimento realizado con una maqueta, para justificar la estabilidad del prototipo ante un posible vuelco, y la adición de una rejilla separadora.



Ilustración 89: Maqueta para ensayo

Se realiza un símil a escala 1:10 del recipiente, a través de una caja de madera. A esta caja, le añadimos una puerta en un extremo, con su correspondiente cierre y articulación.

Después, a la caja le colocamos un perfil en “U”, que servirá como guía a una rueda que al desplazarse sobre ella, irá basculando progresivamente la caja.

La rueda está acoplada a una leva que hace de palanca. A su vez, la leva gira sobre un eje en el chasis, el cual contiene toda la maqueta. En el otro extremo del chasis, colocamos otra pieza cilíndrica soldada que sirve de casquillo guía del eje en el basculado.

El chasis consiste en un marco cuadrado, con 2 casquillos para ambos giros (leva y recipiente), y otra parte roscada con unos nervios para hacer descender un husillo, el cual acciona la leva. Tiene 4 orificios, sobre los que colocamos 4 tornillos a modo de ruedas, buscando así la equivalencia en la maqueta para la anchura entre ejes.

Dado que tráfico no permite anchuras superiores a 2550 mm, y es esa la anchura del prototipo, la maqueta habrá de tener una anchura entre patas de 255 mm.



Ilustración 90: Anchura entre patas maqueta

Para la realización del experimento, primero llenamos de trigo el recipiente:



Ilustración 91: Saco de trigo para el ensayo



Ilustración 92: Recipiente maqueta lleno

En el momento de la apertura, se vacía cierta parte del contenido, como podemos observar:



Ilustración 93: Vaciado debido a la apertura

Continuamos basculando, y ahora en el recipiente apreciamos una ligera disminución del contenido, aunque este casi no varía:



Ilustración 94: Comienzo del basculado

Habiendo adoptado el siguiente ángulo:

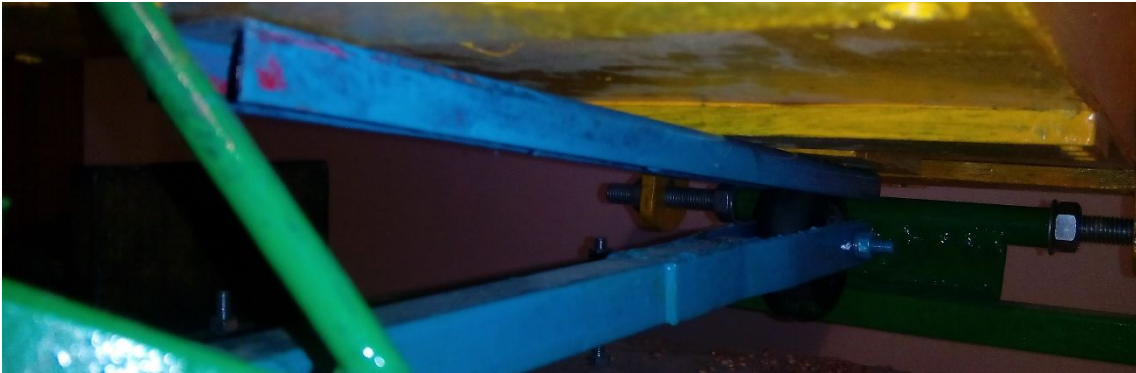


Ilustración 95: Angulo barrido

Seguimos basculando, y la situación es:



Ilustración 96: Evolución del basculado

Habiendo adoptado el siguiente ángulo:



Ilustración 97: Angulo barrido

Seguimos:



Ilustración 98: Basculado intermedio

Habiendo adoptado el siguiente ángulo:



Ilustración 99: Angulo barrido

Ahora ya hemos superado la mitad del recorrido, siendo éste el contenido que todavía permanece en su interior:



Ilustración 100: Basculado a punto de finalizar

Estando ya así el conjunto:



Ilustración 101: Angulo barrido

Por último, finalizamos la maniobra:



Ilustración 102: Recipiente vaciado

Quedando así el conjunto:



Ilustración 103: Angulo final

El experimento, en principio descartaría la posibilidad de vuelco. Ahora repetiremos la prueba, pero esta vez con una incorporación.

Vamos a añadir una rejilla a $1/3$ de la longitud del recipiente, desde el lado contrario de la puerta. De esta forma, separaremos la caja en 2 compartimentos comunicados, dado que dicha rejilla no llega hasta el fondo.



Ilustración 104: Rejilla incorporada

La idea es que gran parte de la carga se quede contenida hasta casi el final, y sea entonces cuando se vacíe. De esta forma, evitaremos que el centro de gravedad se desplace de una forma tan negativa para esta aplicación.

De forma análoga, mostramos las imágenes de la secuencia:



Ilustración 105: Momento de apertura



Ilustración 106: Comienzo basculado



Ilustración 107: Evolución basculado



Ilustración 108: Carga contenida

Como puede apreciarse, en este instante todavía se encuentra repleto el compartimento delantero, que es justo lo que pretendíamos.

Es justo a continuación, al vaciarse el compartimento trasero cuando da paso al desahogo del delantero, y el recipiente se vacía en su totalidad:



Ilustración 109: Momento del desprendimiento

Evidentemente, puesto que es el vaciado trasero quien inicia el delantero, el ángulo necesario para el vaciado por completo sigue siendo el mismo:



Ilustración 110: Posición final

Por ello, damos por satisfactorio el experimento. Concluimos con que no se produciría el vuelco en la situación crítica.

Además, justificamos la eficiencia de la rejilla, la cual suponemos funcionaría de forma igual o muy similar dado el caso en escala real.

Queda por tanto también justificada la elección entre el contrapeso variable y la rejilla, debatida en el apartado 4.1).

7. REDISEÑO

Respecto al núcleo central, realizamos la siguiente modificación.

Nervios exteriores

Como propuesta de rediseño, se añaden nervios exteriores entre los amarres exteriores de ambas partes, como se muestra en la siguiente figura:

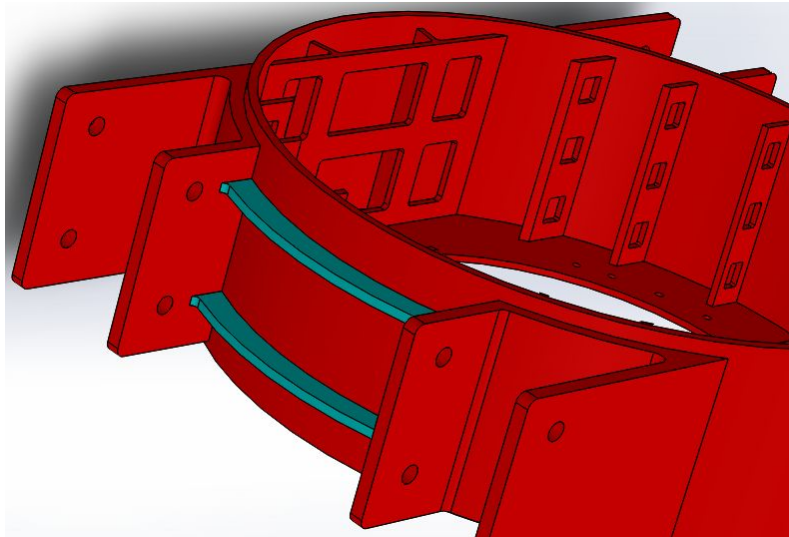


Ilustración 111: Rediseño añadiendo nervios

Cilindro hidráulico

En un principio se tenía pensado instalar una pareja gemela de cilindros telescópicos. Más adelante se decide utilizar uno sólo, de mayor tamaño y prestaciones que los otros por individual.

Con este cambio, ahorramos en el precio, disminuye el peso neto del remolque y además el circuito requiere menos volumen de aceite.

8. PRESUPUESTO

Concepto	Precio en euros
Cilindros y componentes hidráulicos ¹	2350
Motor hidráulico	204
Platos giratorios ²	550
Chapa, perfiles, tornillería, etc...	3500
Engranajes ³	4700
Neumáticos y llantas	2000
Ejes y ballestas	500
Sistema frenado	600
Luces y cableado eléctrico	200
Mano de obra (técnicos especialistas)	1600
Total	16204
Total con beneficio industrial (8%)	17500
IVA (21%)	3675
TOTAL	21175

Nota: (Precio euros/unidad)

1:	2 cilindros para apertura puerta	200
	1 cilindro para basculado	1800
	Latiguillos, uniones, racores	150
2:	(consultar según cantidad pedida)	
	plato central	300
	plato delantero	250
3:	piñón	800
	rueda nº2	1200
	rueda nº3	700
	corona	2000

9. COMPROBACIÓN ESPECIFICACIONES Y VIABILIDAD.

9.1 Cálculo de fuerzas

9.1.1 Fuerza a necesaria en los cilindros para bascular la carga. Esfuerzos en bulones de las garras.

En primer lugar, vamos a hacer una estimación del volumen útil del recipiente del remolque, ya que este no puede determinarse con exactitud. Esto es debido a que el contenido tiene tendencia a adoptar un volumen irregular, además de que el llenado no siempre es igual ni en magnitud ni en distribución. Habitualmente, cuando el remolque termina de llenarse, se origina lo que se denomina “copete”. Con él nos referimos a la curvatura resultante en la parte superior como si fuese una montaña, como se muestra a continuación:



Ilustración 112: Copete

El aumento de volumen experimentado al llenarse por encima del marco superior, lo compensaremos aumentando el área teórica de la sección del recipiente. Para ello eliminaremos los radios de redondeo que la chapa posee, considerando así una sección rectangular.

Como datos de partida, tomamos la anchura y longitud interior, y la altura útil de llenado, siendo sus valores:

L (longitud)	5546 mm
H (altura)	1695 mm
b (anchura)	2282 mm

El área de la sección, será tal que:

$$A = b \cdot h = 3,86 \text{ m}^2$$

Y el volumen total, corresponderá a dicha área multiplicada por la longitud del recipiente:

$$V = A \cdot L = 21,45 \text{ [m}^3\text{]}$$

Respecto al contenido del recipiente, para situarnos en la situación más desfavorable, consideraremos que va lleno de guisante, por ser el producto que mayor densidad posee de entre los que está destinado a cargar.

Se tiene que:

$$\rho_{\text{max}} = \rho_{\text{guisante}} = 800 \text{ [kg/ m}^3\text{]}$$

Por tanto, si consideramos esta densidad para el volumen previamente establecido, la masa total resultante será:

$$M = \rho_{\text{guisante}} \cdot V = 800 \text{ [kg/ m}^3\text{]} \cdot 21,38 \text{ [m}^3\text{]} = 17104 \text{ [kg]}$$

Y asignando al vector del campo gravitatorio, el valor de:

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Resulta el valor de la fuerza ejercida por el peso:

$$P = m \cdot g = 17104 \text{ [kg]} \cdot 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]} = 167790,24 \text{ [N]}$$

Por tratarse de un caso dinámico, acorde con la normativa del EUROCODE, aplicamos los siguientes coeficientes de seguridad:

$$\gamma_1: \quad \text{Coeficiente de minoración material} = 1.1$$

γ_2 : Coeficiente de mayoración de carga = 1.35

γ_{Total} : Coeficiente de seguridad global = 1.1 * 1.35 = 1.485

Tomamos:

$$P = 168 \text{ [KN]} * 1,485 = 249,48 \text{ [KN]}$$

****NOTA: Vamos a considerar una sección plana, porque suponemos que existe simetría a lo ancho del remolque, y que el CG (centro de gravedad), siempre está contenido en ese plano.***

El esfuerzo a realizar por parte de los cilindros, durante la maniobra del basculado, no es el mismo en todo momento. La situación que mayor fuerza exige es la del momento en el cual comienza a producirse éste, cuando todavía el recipiente se encuentra en posición horizontal y un gran porcentaje de la totalidad de la carga todavía se encuentra en el interior del recipiente.

Para dicho instante, se considerará que aunque ya se haya producido la apertura de la puerta, todavía no se ha descargado nada de masa, considerando así el volumen total del recipiente.

Por otra parte, dado que es el momento más crítico en cuanto a fuerza requerida, solo se analizará la resistencia de los bulones y la fuerza necesaria para ese caso, puesto que se sobreentiende que es el máximo que puede darse.

En la situación de reposo, el cilindro está a un ángulo de 30° respecto a la horizontal. Puesto que el vector del campo gravitatorio apunta hacia abajo, únicamente tendrá una contribución útil para el trabajo la componente vertical de la fuerza total a aplicar, cuyo valor determinara el valor necesario de la fuerza a aplicar.

Denotamos como:

F' = Fuerza aplicada por la componente vertical

F = Fuerza real a suministrar por el cilindro

Para calcular la fuerza a aplicar necesaria, tomamos momentos respecto al eje de giro, es decir, respecto al punto A:

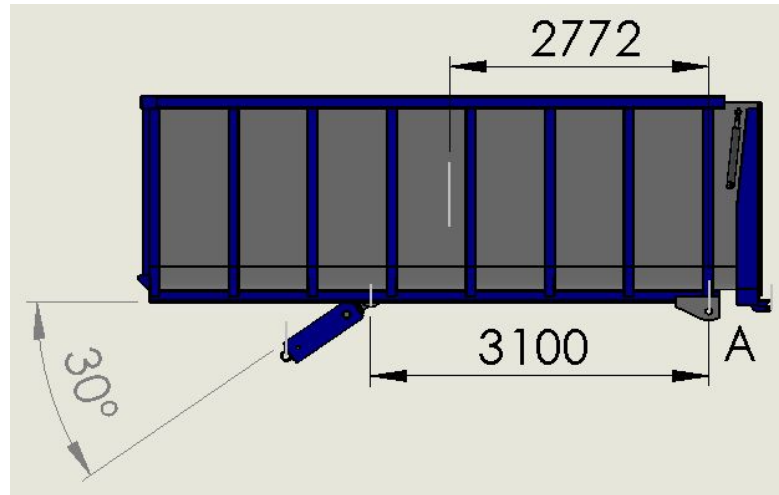


Ilustración 113: Esquematización de las fuerzas:

1ª Ecuación: $\sum M(A) = 0;$
 $(F' \cdot df) - (P \cdot dp) = 0$
 $F' = P \cdot dp / df$

2ª Ecuación: $F \cdot \text{sen } \alpha = F'$
 $F = F' / \text{sen } \alpha$

Combinando ambas ecuaciones, se obtiene:

$$F = (P \cdot dp) / (df \cdot \text{sen } \alpha)$$

Y sustituyendo los valores, el resultado es:

$$F = 249,48 \text{ [KN]} \cdot 2,272 \text{ [m]} / 3,1 \text{ [m]} \cdot \text{sen } 30^\circ = 365,7 \text{ [KN]}$$

Que será la fuerza total a realizar por parte del cilindro.

Ahora, conociendo la fuerza necesaria a aplicar, podemos comprobar si los bulones son lo suficientemente resistentes. Tenemos 1 cilindro, el cual lleva 2 bulones, entre los cuales se repartirá el esfuerzo.



Ilustración 114: Bulones en un cilindro

Se tiene que:

$$F = 2 F_{\text{bulón}}$$

Luego:

$$F_{\text{bulón}} = F / 2$$

Se trata de un caso de cortadura doble, la fórmula correspondiente para este caso es:

$$F_{R,b} = 0,6 \cdot A f_{ub} / \gamma_{Mb}$$

Siendo:

$F_{R,b}$: Fuerza capaz de soportar por el bulón

f_{ub} : Resistencia última a tracción del bulón

γ_{Mb} : Coeficiente de seguridad (en bulones es igual a 1,25)

Necesitamos que se cumpla que:

$$F_{R,b} > F_{\text{bulón}}$$

Ahora escogemos bulones de acero con las siguientes características:

Designación:

C25

$$f_{ub} \text{ (límite elástico):} \quad 320 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 320 \text{ [MPa]}$$

$$\text{Límite último de rotura:} \quad 500 \text{ [N/mm}^2\text{]} = 500 \text{ [MPa]}$$

Y partimos de un diámetro de 46 mm, con lo que el área de la sección del bulón resulta:

$$A = \pi \cdot r^2$$

$$A = \pi \cdot (0,023)^2 \text{ [m]} = 1,662 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Sustituyendo valores en la anterior ecuación:

$$F_{R,b} = 0,6 \cdot (1,662 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}) \cdot ((320 \cdot 10^6 \text{ [N/m}^2\text{]}) / (1,25))$$

$$F_{R,b} = 255283,2 \text{ [N]} = 255,28 \text{ [kN]}$$

Teníamos que:

$$F_{\text{bulón}} = F / 2$$

$$F_{\text{bulón}} = 365,7 \text{ [kN]} / 2 = 182,85 \text{ [kN]}$$

Y necesitábamos cumplir que:

$$F_{R,b} > F_{\text{bulón}}$$

Finalmente, lo verificamos:

$$255,28 \text{ [kN]} > 182,85 \text{ [kN]}$$

En principio serían lo suficientemente resistentes.

Llamando "n" al coeficiente de seguridad, su valor sería:

$$n = F_{R,b} / F_{\text{bulón}}$$

$$n = 1,4$$

Al ser un valor equivalente al 140% de la sollicitación máxima, lo consideramos adecuado, teniendo un margen suficiente de seguridad sin llegar a estar sobredimensionado.

A continuación vamos a comprobar que el cilindro instalado es capaz de bascular la carga.

Para ello, se considera que la bomba hidráulica del tractor alcanza una presión máxima de 200 bares.

En este apartado hay que señalar varios aspectos a tener en cuenta, a través de los cuales puede establecerse una comprobación segura de la viabilidad del mecanismo ante los objetivos a superar.

En primer lugar, mencionar que como el esfuerzo a realizar por parte tanto de cilindro como de bomba no es constante, la demanda de potencia que ha de requerirse también lo será en función del instante temporal en el que nos encontremos.

Esto es debido a que a medida que el remolque bascula, la carga se va vaciando y cada vez queda menos masa en el interior del recipiente, además de que el centro de dicha masa también se desplaza longitudinalmente a lo largo del plano lateral.

Únicamente consideramos desplazamiento dentro de dicho plano porque se adopta la hipótesis de que la carga contenida en el recipiente varía del mismo modo independientemente de la profundidad.

Así, el enfoque de resolución se asimila al de los problemas de presas en mecánica de fluidos, en los cuales se toma "1" como valor de profundidad para trabajar con secciones planas y conseguir una solución de carácter genérico.

A este hecho hay que añadir que también se ve modificado el ángulo del brazo de palanca del cilindro, el cual termina abarcando un ángulo mayor que con el que comenzó. Este último hecho implica que la primera expansión es la que en realidad menos aprovecha su fuerza debido a que es la menos inclinada, con un ángulo de 30° respecto al plano horizontal.

Dado que cada una de las expansiones tiene un diámetro eficaz de diferente magnitud, tendrán 6 áreas eficaces de trabajo y, consecuentemente, también tendrán 6 potencias de trabajo diferentes. Puede observarse que a medida que cambiamos de expansión, disminuyen tanto el área eficaz de trabajo como la fuerza requerida.

Por todo ello, es a la primera expansión a la que le corresponde la mayor aportación de trabajo de todas, puesto que comienza a trabajar estando el recipiente prácticamente lleno en su totalidad, exceptuando lo ya descargado al abrir la puerta.

Así, para simplificar los cálculos, finalmente nos posicionamos en la situación más desfavorable, que es la inicial, justo en el comienzo del basculado.

Entonces consideraremos que el área útil de trabajo en ese momento es la de la primera expansión del cilindro telescópico, cuyo diámetro eficaz es de 187 mm.

Como ya se ha comentado, analizaremos la situación más desfavorable, que es justo en el comienzo del basculado. Entonces tomamos como área eficaz de empuje la de la primera expansión del cilindro, la cual tiene un diámetro de valor igual a 187 mm.

Teníamos que:

$$F = 365,7 \text{ [KN]}$$

El área considerada será tal que:

$$A = \pi \cdot r^2$$

$$A = \pi \cdot (0,187/2)^2 \text{ [m]} = 0,0275 \text{ [m}^2\text{]}$$

Se debe cumplir que:

$$F_{\text{cilindro}} > F$$

La fuerza en un cilindro viene dada por la presión existente en su interior multiplicada por su área eficaz:

$$F_{\text{cilindro}} = \text{Presión} \cdot A$$

$$F_{\text{cilindro}} = 200 \text{ [bar]} \cdot 0,0275 \text{ [m}^2\text{]} = 550 \text{ [KN]}$$

Ahora comprobamos que, efectivamente la fuerza disponible es superior a la fuerza requerida:

$$F_{\text{cilindro}} > F ?$$

$$550 \text{ [KN]} > 365,7 \text{ [KN]} ? \text{ Sí}$$

Confirmamos que el resultado es satisfactorio, obteniendo un coeficiente de seguridad n tal que:

$$n = F_{\text{cilindro}} / F$$

$$n = 1,503$$

9.1.2 Fuerza necesaria para girar la plataforma.

Para la correcta elección del motor, necesitamos conocer el par requerido en el eje motriz para lograr mover toda la plataforma giratoria. Por ello, a continuación se detallan los cálculos pertinentes que conducen a la elección final de dicho motor.

En primer lugar, establecemos las condiciones de funcionamiento, geometría y de carga, basándonos en el resultado deseado a obtener.

Estas condiciones son las siguientes:

- Carga.

La máxima masa teórica que puede estar portando el remolque en un momento dado (incluyendo su propio peso), es de 18.000 kg, por tratarse de un remolque de 2 ejes y ser la equivalencia de 9 toneladas por eje, guardando así una relación de coherencia entre el diseño a realizar y la normativa vigente.

Consideramos que, evidentemente, los 18000 kg. no pueden deberse a la única contribución de la carga, y por tanto, la carga real a la que deba hacer frente el motor ha de ser menor.

Se estima que la parte móvil (carga + estructura) en ningún caso podría exceder de 15.000 kg. Sin embargo, también dicha carga ha de ser mayorada para poder considerar seguro y viable el desarrollo matemático de la solución.

Entonces, si tomamos como carga neta 15.000 kg. y aplicamos un coeficiente de mayoración para **carga dinámica**, según normativa **EUROCODE** tal que:

γ_1 : Coeficiente de minoración material = 1.1

γ_2 : Coeficiente de mayoración de carga = 1.35

γ_{Total} : Coeficiente de seguridad global = 1.1 * 1.35 = 1.485

La carga resultante, una vez mayorada toma el valor:

$$P = P_0 * 1.485 = 15.000 \text{ [Kg]} * 1.485 = 22.275 \text{ [Kg]}$$

- Funcionamiento:

Se desea que el recipiente barra una trayectoria de $\pm 90^\circ$, en un tiempo total de 6 segundos. Así, automáticamente deducimos la velocidad angular media, y una vez determinada esta, su correspondiente aceleración.

Pero debemos evitar a toda costa cualquier tipo de brusquedad en el movimiento, puesto que esto podría deteriorar notablemente el mecanismo, además de no realizar su labor de forma correcta.

Se busca una solución viable que pueda paliar lo recién mencionado, y se adopta como hipótesis el hecho de que el recipiente se desplaza a lo largo del tiempo con una aceleración constante.

Mediante la siguiente equivalencia, elaboramos una tabla para a continuación mostrar la gráfica de la velocidad frente al tiempo:

$$90 [^\circ] = \pi/2 [\text{rad}]$$

Por tanto, para una velocidad constante, en 6 segundos los desplazamientos efectuados serían los siguientes:

Tiempo (segundos)	Ángulo barrido (radianes)
1	$(1/12)\pi$
2	$(2/12)\pi$
3	$(3/12)\pi$
4	$(3/12)\pi$
5	$(5/12)\pi$
6	$\pi/2$

Tabla 3: Tabla de velocidad de giro

Pero esta situación no es la que se adopta como hipótesis, sino que la aceleración es creciente y la velocidad adoptaría la siguiente pendiente:

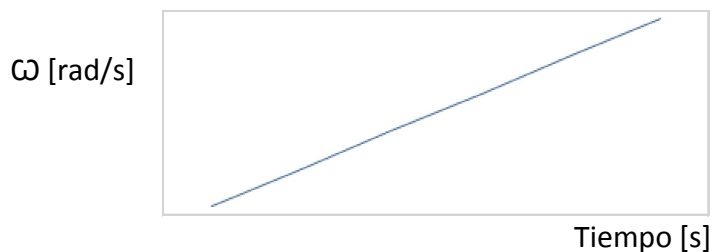


Ilustración 115: Pendiente de la velocidad

Resumiendo, barrer un ángulo de 90° en 6 segundos, equivaldría a una velocidad media de:

$$\omega = (\pi / 12) \text{ [rad/s]}$$

Y a una aceleración angular media de:

$$\alpha = \Delta\omega / \Delta t$$

$$\alpha = (\pi / 12) \text{ [rad/s]} / 6 \text{ [s]}$$

$$\alpha = (\pi / 72) \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

- Geometría:

Consideramos el recipiente como un prisma rectangular, siendo sus dimensiones las siguientes:

Longitud (a) =	5546 [mm] =	5.546 [m]
Altura (b) =	1695 [mm] =	1.695 [m]
Anchura (c) =	2280 [mm] =	2.28 [m]

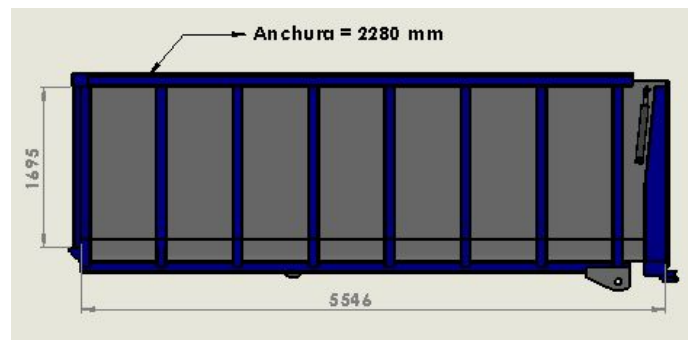


Ilustración 116: Dimensiones laterales recipiente

Acorde con estas dimensiones y nuestro objetivo; ahora necesitamos calcular el momento de inercia de la masa.

En nuestro caso será el correspondiente a un prisma rectangular:

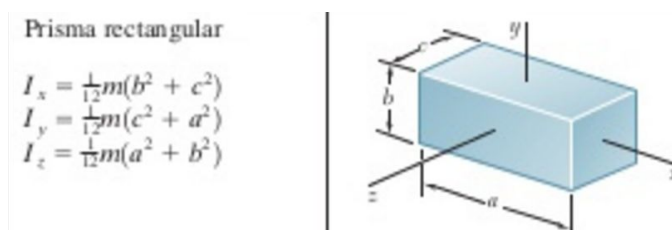


Ilustración 117: Momentos inercia prisma rectangular

Y concretamente, el eje a considerar el “y”, dado que es sobre el que va a girar la plataforma y por tanto, sobre el que hemos de ejercer el par.

Escribimos:

$$I_y = 1/12 * m * (c^2 + a^2)$$

$$I_y = 1/12 * 22.275 \text{ [Kg]} (2.28^2 \text{ [m]} + 5.546^2 \text{ [m]})$$

$$I_y = 66744.28 \approx 66745 \text{ [Kg m}^2\text{]}$$

Con esta magnitud, finalizamos el apartado de establecimiento de condiciones. Ahora ya podemos plantear las ecuaciones en cuestión.

Situaciones a analizar:

a) Momento de arranque (recipiente en reposo)

Ecuaciones:

$$\sum M = I_y * \alpha$$

$$M_{\text{imp}} - M_{\text{fricc}} - I_y * \alpha = 0$$

Siendo:

M_{imp} : Momento impulsor

M_{fricc} : Momento resistente debido a la fricción

b) Período “estacionario”(no llega a serlo realmente)

b1) Aquí tendríamos que:

$$\alpha \neq 0$$

Ecuaciones:

$$M_{\text{imp}} = M_{\text{fricc}} + I_y \alpha$$

$M_{\text{fricc}} \rightarrow$ **dinámico**

b2) Ahora en cambio:

$$\alpha = 0$$

Ecuaciones:

$$M_{\text{imp}} = M_{\text{fricc}}$$

$M_{\text{fricc}} \rightarrow$ **dinámico**

Una vez planteadas las ecuaciones, comenzamos a calcular valores:

Se tiene que:

$$M_{\text{fricc}} = F_{\text{fricc}} * \text{distancia}$$

Siendo en este caso:

$$F_{\text{fricc}} = \text{Fuerza de fricción}$$

$$\text{distancia} = \text{radio rodamiento} = R$$

Que a su vez resulta:

$$R = \varnothing / 2 = 1040 \text{ [mm]} = 520 \text{ [mm]} = 0.52 \text{ [m]}$$

Por otra parte, la fuerza friccional vendrá dada por:

$$F_{\text{fricc}} = P * \mu$$

El adimensional μ es el conocido coeficiente de fricción. Su valor depende del rodamiento, y ese dato no está disponible dentro de la información del proveedor ni es conocido por él. Únicamente se sabe a ciencia cierta que ese valor es testado en las pruebas a las que someten a este tipo de platos giratorios, para posteriormente ser montados en camiones y tráileres.

Por ello, ha de tomarse un valor de μ bien sea a través de tablas o por método experimental. En primer lugar, hay que señalar que el plato giratorio posee un sistema de rodadura de doble banda, lo cual minimiza este coeficiente de fricción en relación a los platos giratorios que poseen una única banda de rodadura.

Si tomamos el valor más desfavorable de entre los disponibles en la siguiente tabla de NSK, la cual es para sistemas de doble rodadura, resulta que:

$$\mu = 0.0028$$

Tipos de Rodamientos	Valores aprox. de μ
Rodtos. de Bolas de Ranura Profunda	0.0013
Rodtos. de Bolas de Contacto Angular	0.0015
Rodtos. de Bolas Auto-alineantes	0.0010
Rodtos. de Bolas de Empuje	0.0011
Rodamientos de Rodillos Cilíndricos	0.0010
Rodamientos de Rodillos Cónicos	0.0022
Rodamientos de Rodillos Esféricos	0.0028
Rodamientos de Agujas con Jaula	0.0015
Rodamientos de Agujas de Complemento Total	0.0025
Rodamientos de Rodillos Esféricos de Empuje	0.0028

Tabla 4: Valores coeficiente de fricción

Operando:

$$F_{\text{fricc}} = P * \mu$$

$$F_{\text{fricc}} = 22.275 \text{ [Kg]} * 9.81 \text{ [m /s}^2\text{]} * 0.0028$$

$$F_{\text{fricc}} = 611.85 \text{ [N]} \approx 612 \text{ [N]}$$

Y conocida la fuerza, ya podemos determinar el valor del par resistente:

$$M_{\text{fricc}} = F_{\text{fricc}} * \text{distancia}$$

$$M_{\text{fricc}} = 612 \text{ [N]} * 0.52 \text{ [m]}$$

$$M_{\text{fricc}} = 318.24 \text{ [N m]}$$

Para contrastar, empleamos la siguiente fórmula también acorde con el fabricante:

Ecuación 1: Determinación del coeficiente de fricción

$$\mu = \frac{M}{P \cdot \frac{d}{2}}$$

El valor obtenido a través de esta expresión es:

$$\mu = 318.24 \text{ [N m]} / 218517.75 \text{ [N]} * 0.52 \text{ [m]}$$

$$\mu = 0.0028$$

Al coincidir ambos métodos se da por correcto el valor de μ .

Volviendo a la ecuación:

$$M_{\text{imp}} - M_{\text{fricc}} - I_y \alpha = 0$$

$$M_{\text{imp}} = M_{\text{fricc}} + I_y \alpha$$

$$M_{\text{imp}} = 318.24 \text{ [N m]} + [66745 \text{ [Kg m}^2\text{]} * (\pi / 72) \text{ [rad/s}^2\text{]}]$$

$$M_{\text{imp}} = 3230.54 \text{ [N m]}$$

Este sería el valor buscado, habiendo asumido la hipótesis de que el valor del coeficiente de fricción μ es el mismo en situación estática que en dinámica.

Por último, hay que considerar que el tren de engranajes brinda una relación de reducción de:

$$I_{41} : 1 / 24.44$$

Con lo cual, el par impulsor necesario a suministrar por el motor se verá exactamente reducido en esa misma relación, quedando:

$$M_{\text{motor}} = M_{\text{imp}} / 24.44$$

$$M_{\text{motor}} = 3230.54 \text{ d} / 24.44$$

$$M_{\text{motor}} = \mathbf{132.2 \text{ [N m]}}$$

9.1.3 Par necesario a aportar.

Tal y como se detalla en el apartado de ensayos, no ha sido necesario aportar ningún par con motivo de evitar el vuelco.

9.1.4 Pandeo en el cilindro (comprobación y/o justificación)

A continuación se presenta una tabla en la cual están recogidos los datos técnicos y características constructivas y funcionales del cilindro. Básicamente los dos datos más importantes a tener en cuenta son la presión máxima de trabajo y la máxima velocidad de avance, las cuales no deberán ser sobrepasadas nunca bajo ningún concepto.

DATOS TECNICOS CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS
<p>VASTAGO</p> <ul style="list-style-type: none"> • Material: F1140 (CK45) • Acabado: Rectificado y cromado f7. • Espesor capa de cromo 25 micras. <p>CAMISA</p> <ul style="list-style-type: none"> • Material: E-355 • Acabado interior: H9 <p>CABEZA CIERRE</p> <ul style="list-style-type: none"> • Material: E-355 nitrurado <p>ELEMENTOS ESTANQUEIDAD</p> <ul style="list-style-type: none"> • Junta vástago doble labio en poliuretano • Rascador en poliuretano • Junta de pistón compacta doble efecto monoblock • Cierres estáticos mediante anillos tóricos NBR 70 Sh.
CARACTERISTICAS FUNCIONALES
<ul style="list-style-type: none"> • Presión de trabajo máxima: 200 bar • Velocidad máxima: 0,5 m/seg • Temperatura de servicio: • Aceite hidráulico base mineral

Tabla 5: Características del cilindro

Tras esta breve descripción, se muestra una tabla perteneciente al fabricante en la cual se relacionan longitudes de carrera, diámetros de expansiones, y presiones de trabajo.

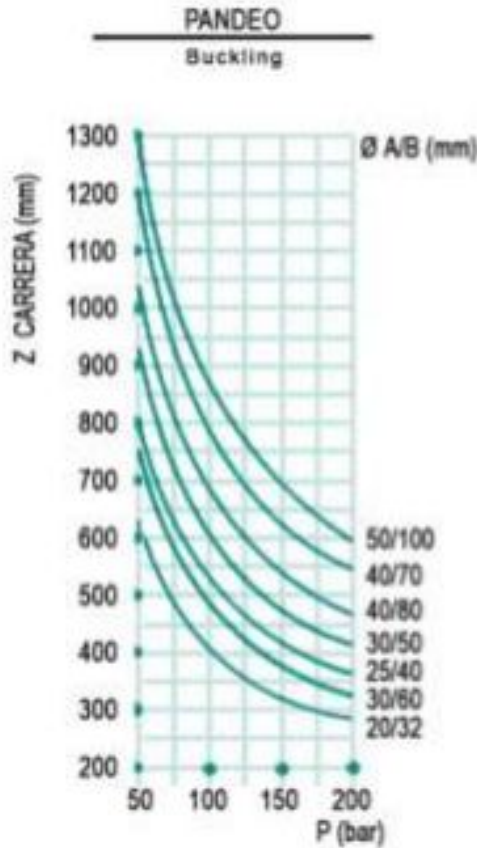


Tabla 6: Gráfica de pandeo

Aquí vemos cuáles son las longitudes correspondientes a las carreras de diversas expansiones, en función de la potencia suministrada y del diámetro de la expansión.

Recientemente hemos mencionado que el mínimo diámetro existente en el cilindro elegido es de 104 mm. Esto nos conduce a la curva más alta de la gráfica, e incluso esta curva se nos queda pequeña, dado que comprende diámetros cuyo valor esté entre 50 y 100 mm.

Entonces, para una carrera tal que:

$$Z = 850 \text{ [mm]}$$

Encontramos que la máxima presión a la que podría someterse dicha expansión es de unos 110 bares (aproximadamente).

Esto, en principio, parece contradecir a los anteriores cálculos, en los que hemos tomado como referencia una presión de hasta 200 bares. Lo que en realidad sucede, es que para cuando le toca intervenir a esta última expansión, ya prácticamente no queda carga en el interior del recipiente. De hecho, podría afirmarse que tiene una mayor contribución el propio peso del recipiente que la carga que todavía no ha sido vaciada.

Mostramos también otra tabla de empujes con la que corroborar esta afirmación:

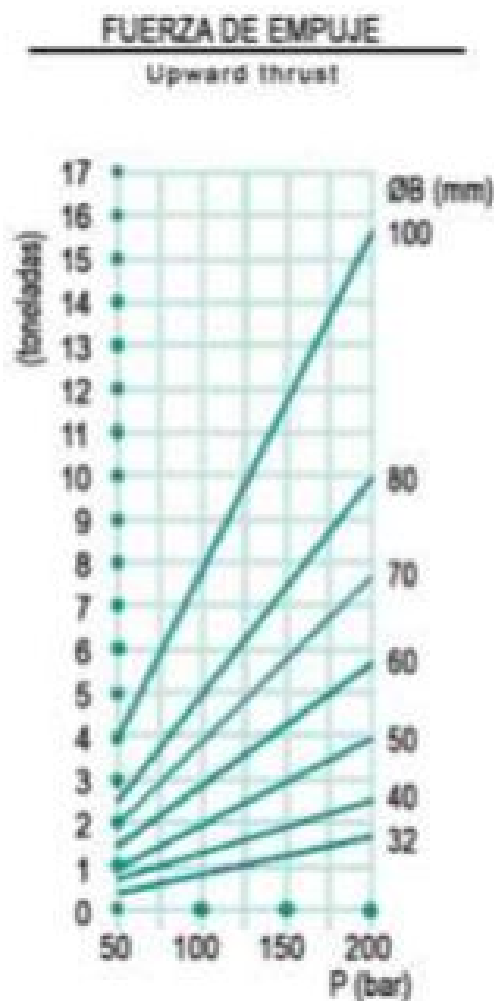


Tabla 7: Gráfica de empujes

Por tanto, llegada esta situación, ya tendríamos el recipiente formando un ángulo de unos 36° respecto del plano horizontal. La fuerza necesaria ahora para terminar el basculado es notablemente inferior a la requerida al inicio. En base a ello,

claramente afirmamos que la bomba no va a necesitar superar esa presión, la cual hemos dicho ronda los 110 bares.

Como puede apreciarse en la tabla, la máxima presión disponible coincide con la de la bomba, asegurándonos así que no vamos a pasarnos nunca de este límite.

Siguiendo con la tabla, analizamos el cilindro, y vemos que incluso hasta la expansión de menor diámetro de nuestro cilindro (104 mm), sería teóricamente capaz de mover la carga para la presión considerada.

Además, se han tomado la distancia de actuación recomendada por el fabricante.

La única modificación respecto de lo recomendado, es que el ángulo inicial de ataque del cilindro comienza en 33°, en lugar de los 45° teóricos. Este ángulo, va creciendo conforme el recipiente bascula, por lo que dicha diferencia va decreciendo acorde con la evolución del proceso, adoptando así un ángulo de ataque cada vez más favorable para este caso.

Se consulta al fabricante acerca de esta modificación, y se nos confirma que esa diferencia es aceptable por no distar demasiado de las pautas o criterios establecidos.

Finalmente, concluimos que no se producirá pandeo en ninguna de las expansiones de nuestro cilindro.

9.1.5 Potencia requerida en la bomba.

Ya se ha calculado previamente todo, en base a que la bomba da una presión máxima de 200 bares, que es la que suelen dar casi todos los tractores de gama media-alta.

Por tanto, se adopta esta presión como referencia, dado que son muy pocas las aplicaciones en las que se utilicen mayores, y no es muy habitual encontrarse con tractores o maquinaria agrícola capaces de superarla.

Así, los cálculos han sido realizados considerando siempre que la máxima presión posible a suministrar es de 200 bares.

Como prueba de ello, volvemos a mostrar de nuevo la anterior tabla, en la cual no aparece información para casos en los que se exceda de 200 bares.

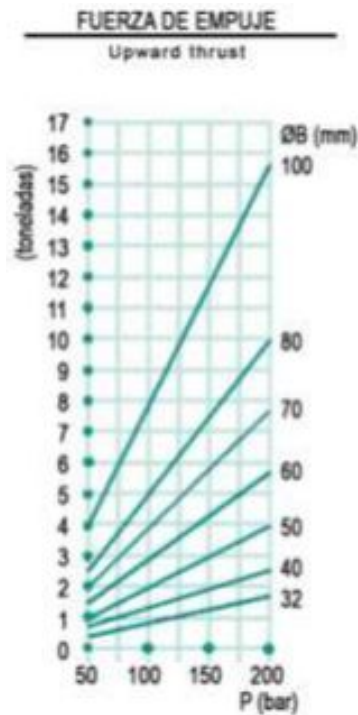


Tabla 8: Gráfica 7 (bis)

Definimos potencia como trabajo por unidad de tiempo:

$$P = W / t$$

En un cilindro la fuerza de empuje viene dada por:

$$F = p * S$$

Luego:

$$P = F * l / t$$

$$P = (p * S) l / t$$

$$P = (p * Vol) / t$$

$$P = p * Q$$

A su vez, el caudal es igual a la velocidad por la sección:

$$Q = v * S$$

El fabricante, tal y como se muestra en la tabla 5 nos da una limitación de la velocidad máxima, la cual no puede exceder de 0,5 [m/s]. Esta velocidad continúa siendo excesiva para esta aplicación.

Se realizan mediciones de tiempo de basculado. En una de ellas, se da que para una carrera de 3000 [mm] se emplean 45 [s]. Tomamos en principio esta velocidad:

$$v = 0.067 \text{ [m/s]}$$

Volviendo a la expresión del caudal:

$$Q = v * S$$

$$Q = 0.067 \text{ [m/s]} * \pi (0.187/2)^2$$

$$Q = 1.84 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Y la potencia será igual a:

$$P = p * Q$$

$$P = 200 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} * 1.84 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$P = 36802.5 \text{ [w]}$$

Expresada en CV:

$$1 \text{ [CV]} : 735 \text{ [w]}$$

$$P = 50.07 \text{ [CV]}$$

Si tomamos una velocidad mayor,

$$v' = 3v$$

la cual implicaría una descarga muy rápida, ahora el tiempo en cuestión destinado al basculado pasaría a ser de 15 [s].

La linealidad de la relación existente entre caudal y potencia, hace que automáticamente deduzcamos la nueva potencia requerida:

$$P' = 3P$$

$$P' = 150.21 \text{ [CV]}$$

Por buscar una generalización razonable, establecemos una velocidad de avance genérica para una bomba de 100 [CV], quedando:

$$V = 0.134 \text{ [m/s]}$$

$$P = 100 \text{ [CV]}$$

Al resultar valores muy elevados, se estiman velocidades de basculado menor.

9.1.6 Volumen necesario del tanque de aceite para abastecer por completo el circuito.

El cilindro supone un volumen de 53,9 litros de aceite.

Puerta: cada cilindro 2 litros.

Resto latiguillos instalación, cavidad motor y válvulas, unos 5 litros aproximadamente.

Total aproximado: 62 litros.

9.2 Comprobación del diseño a través de MEF (método de los elementos finitos).

CARACTERÍSTICAS DE LOS ENSAYOS DE SIMULACIÓN.

Coefficientes de mayoración de carga y minoración de resistencia:

Se adopta la siguiente estrategia: Solid Works Simulation ofrece una gama de materiales ya definidos completamente, y además pide directamente el valor numérico de la carga, que deberá haber sido previamente calculado.

Pues bien, se trata de aplicar la mayoración de carga correspondiente, y mayorarla de nuevo acorde al coeficiente de minoración de resistencia, para así lograr que las condiciones equivalgan a la misma situación.

Sean los siguientes coeficientes:

- | | |
|---|---------------------------------|
| <ul style="list-style-type: none">• Cte. minoración de resistencia:• Cte. mayoración de carga: | $\psi = 1,1$
$\gamma = 1,35$ |
|---|---------------------------------|

Entonces la carga a aplicar será multiplicada por:

$$\psi \times \gamma = 1,1 \text{ v } 1,35 = 1,485$$

Pudiendo finalmente simplificar ambos en uno:

- **Cte. mayoración TOTAL** $\varphi = 1,485$

Mallado:



Ilustración 118: Densidad de malla

Material utilizado:

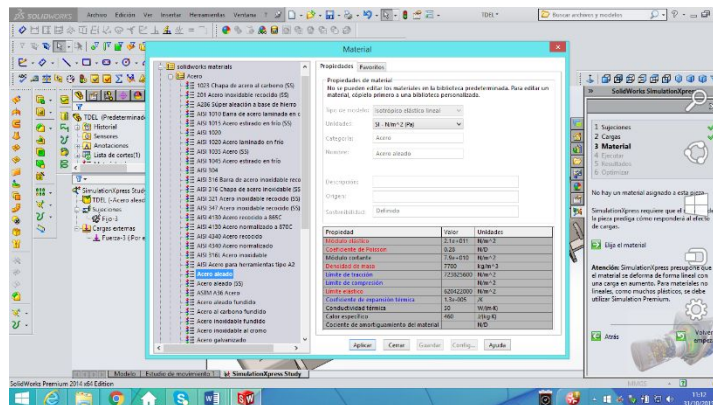


Ilustración 119: Asignación de material

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.1e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	N/m ²
Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	723825600	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	620422000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-005	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 9: Características del material

Requisitos a cumplir:

- | | |
|------------------------------------|------------------------------|
| ▪ Desplazamiento MAX: | $f \leq \text{longitud}/600$ |
| ▪ Cte. seguridad Von Mises: | $n \geq 3$ |

GARRA DELANTERA (Prototipo nº3)

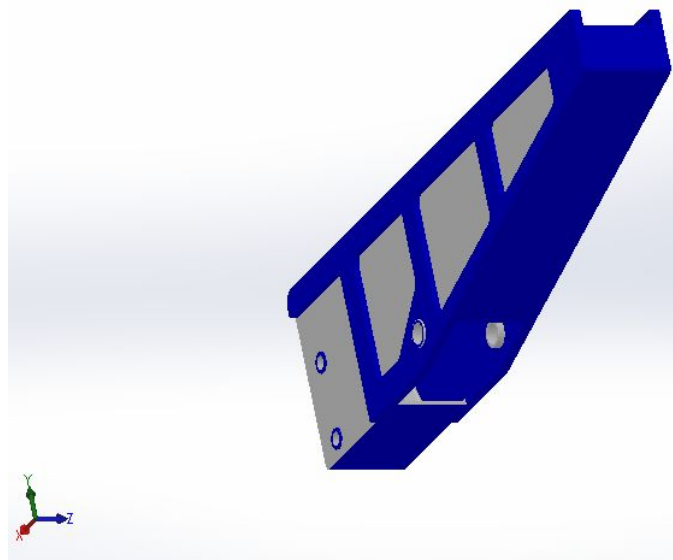


Tabla 10: Vista perspectiva garras delantera

Hipótesis de carga:

Sobre estas piezas descansa el 64% del peso total del recipiente y el de la carga contenida. Son las encargadas de soportar la reacción del axil que se produce en el cilindro durante el basculado. Sobre la chapa central que poseen descansa parte del recipiente en la posición habitual de reposo.

Se calcula la carga total correspondiente a la pareja de garras delanteras, y se divide entre 2 para hacer el ensayo de la pieza por individual.

Nota: Las contribuciones de carga total para las garras traseras y delanteras, ha sido repartida proporcionalmente en función de su área de apoyo, por ello las delanteras al tener más superficie soportan más carga.

Sujeciones:

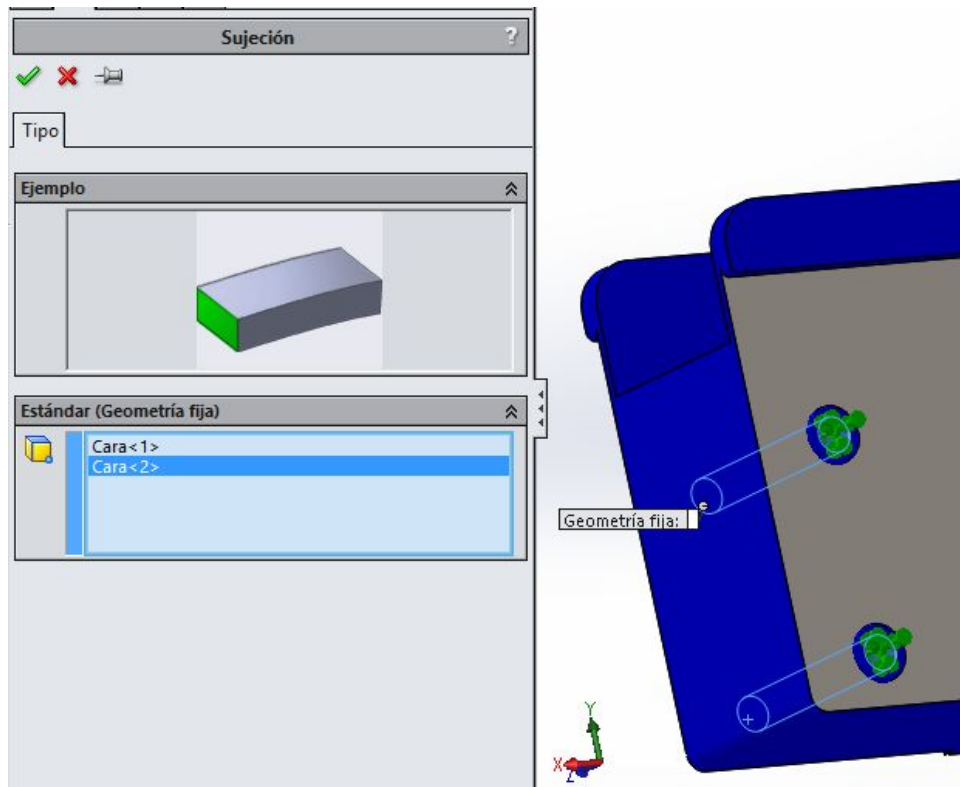


Ilustración 120: Asignación de sujeciones

Equivalencia y aplicación de carga:

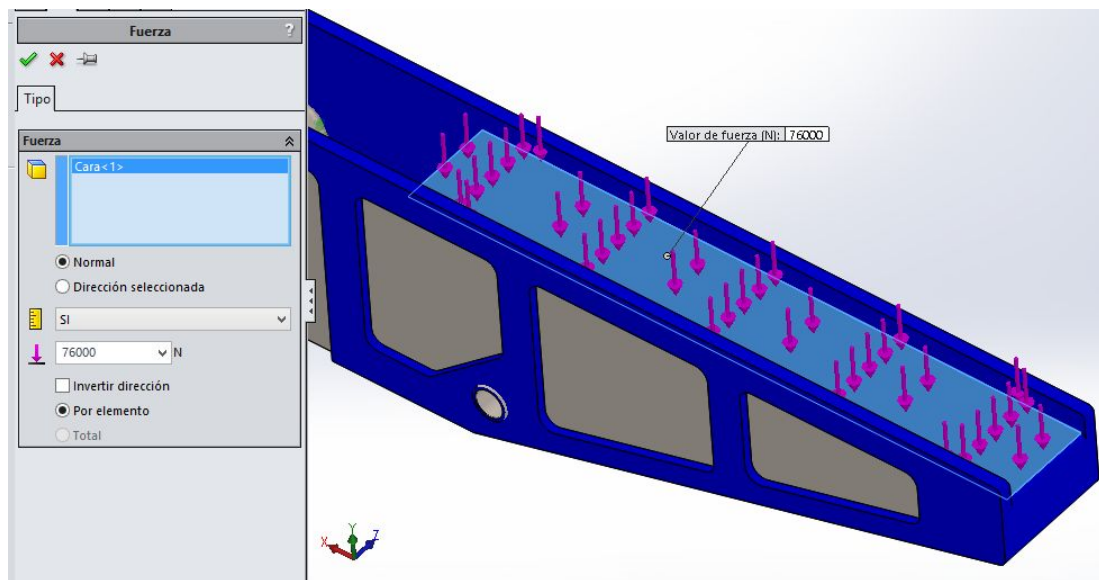


Ilustración 121: Carga aplicada y zona

Coefficiente de seguridad encontrado:

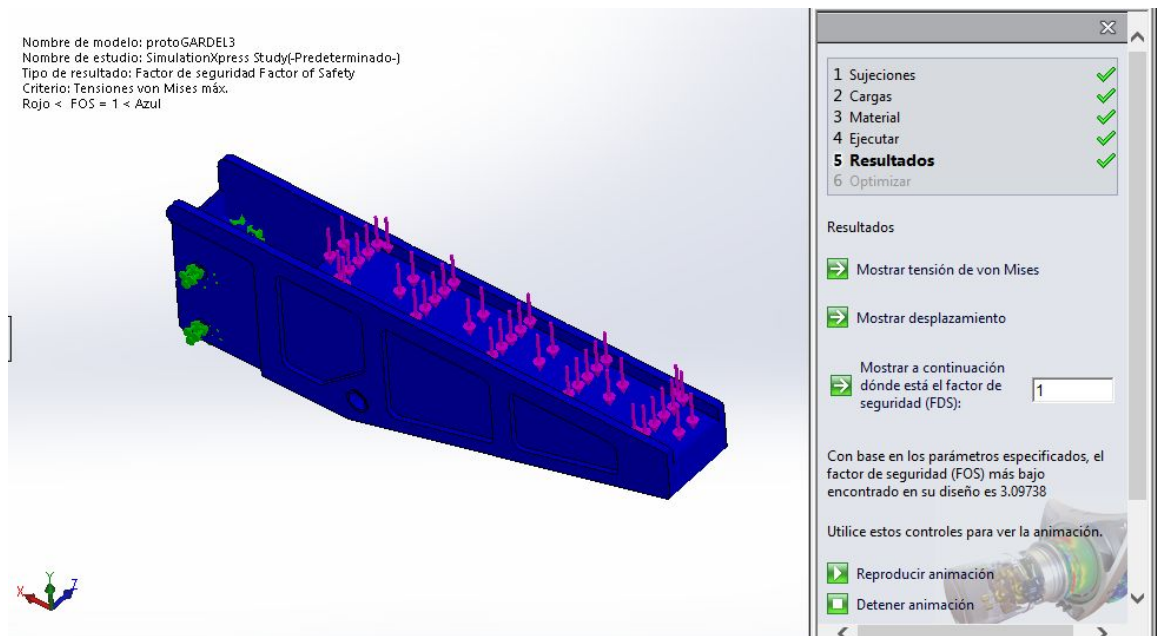


Ilustración 122: Visualización coeficiente



Mostrar a continuación
dónde está el factor de
seguridad (FDS):

Con base en los parámetros especificados, el
factor de seguridad (FOS) más bajo
encontrado en su diseño es 3.09738

Ilustración 123: Valor numérico del coeficiente hallado

Tensiones de Von Mises:

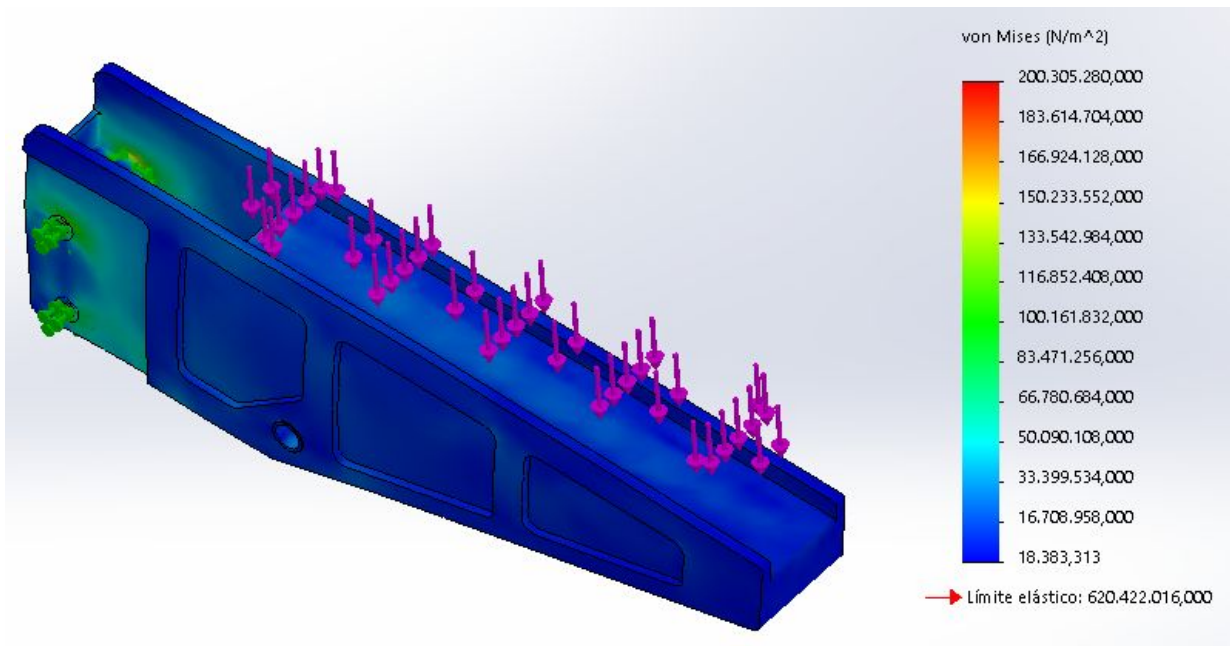


Ilustración 124: Visualización tensiones Von Mises

Desplazamiento:

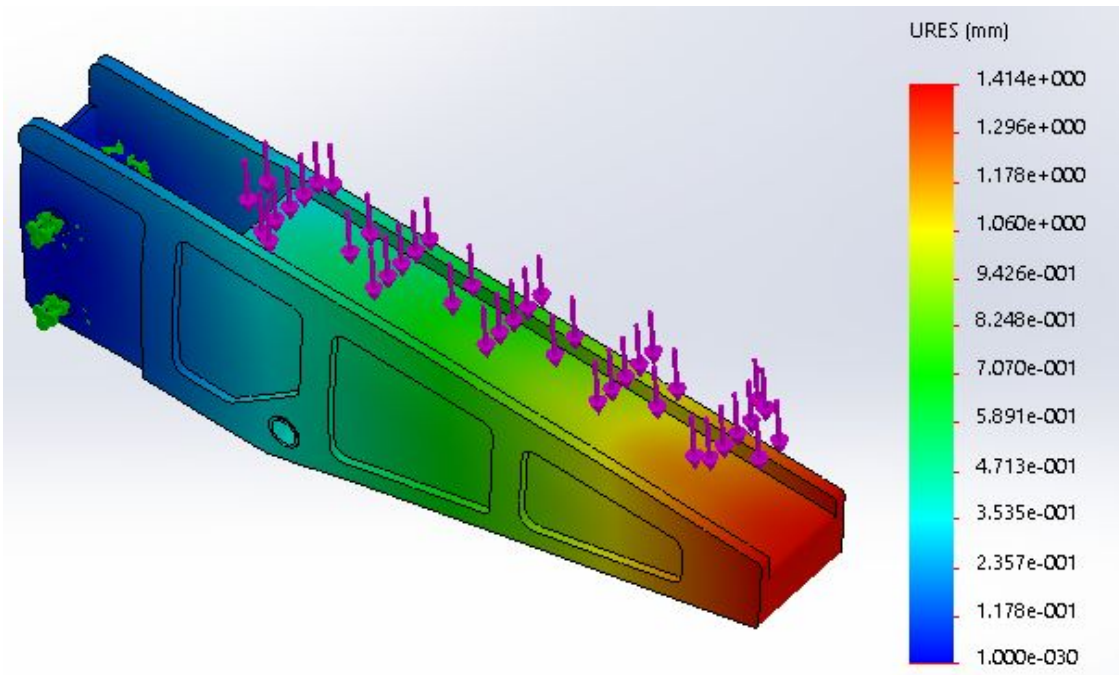


Ilustración 125: Visualización desplazamiento

GARRA TRASERA (Prototipo nº2)

Hipótesis de carga:

Sobre estas piezas descansa el 36% del peso total del recipiente y el de la carga contenida. Son las encargadas de soportar la reacción del recipiente sobre el eje trasero que se produce durante el basculado. Sobre la chapa central que poseen descansa parte del recipiente en la posición habitual de reposo.

Se calcula la carga total correspondiente a la pareja de garras traseras, y se divide entre 2 para hacer el ensayo de la pieza por individual.

Sujeciones:

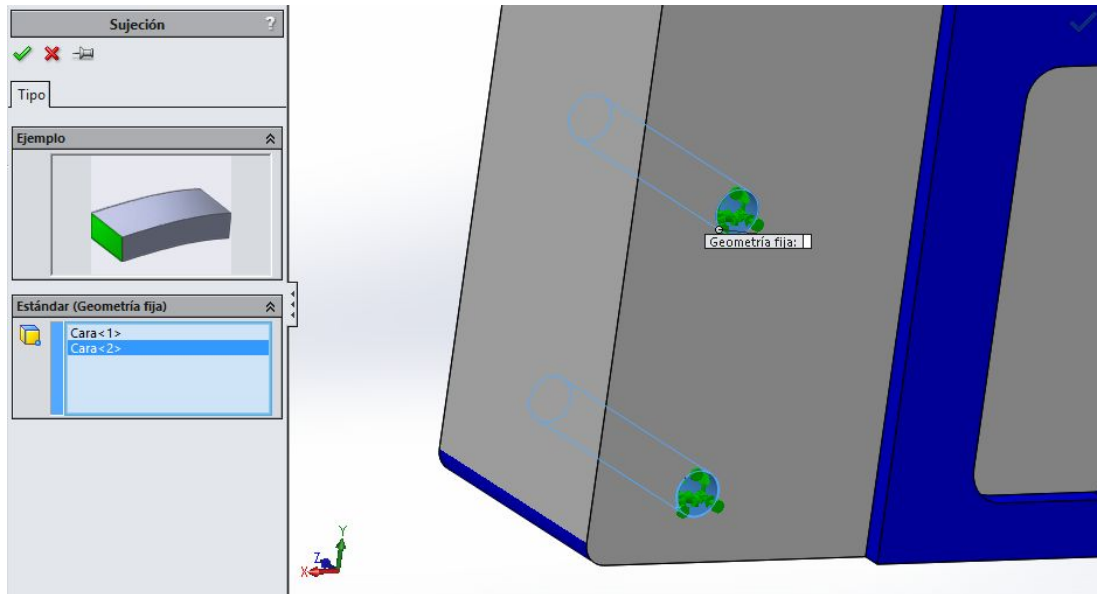


Ilustración 126: Asignación de sujeciones

Equivalencia y aplicación de carga:

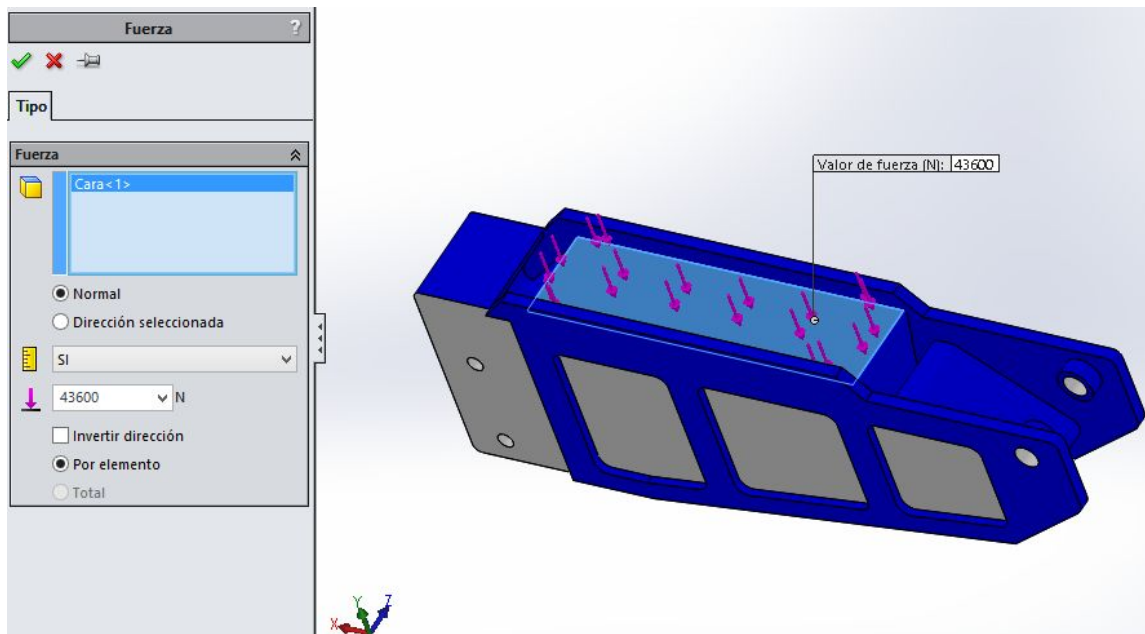


Ilustración 127: Carga aplicada y zona

Coefficiente de seguridad encontrado:

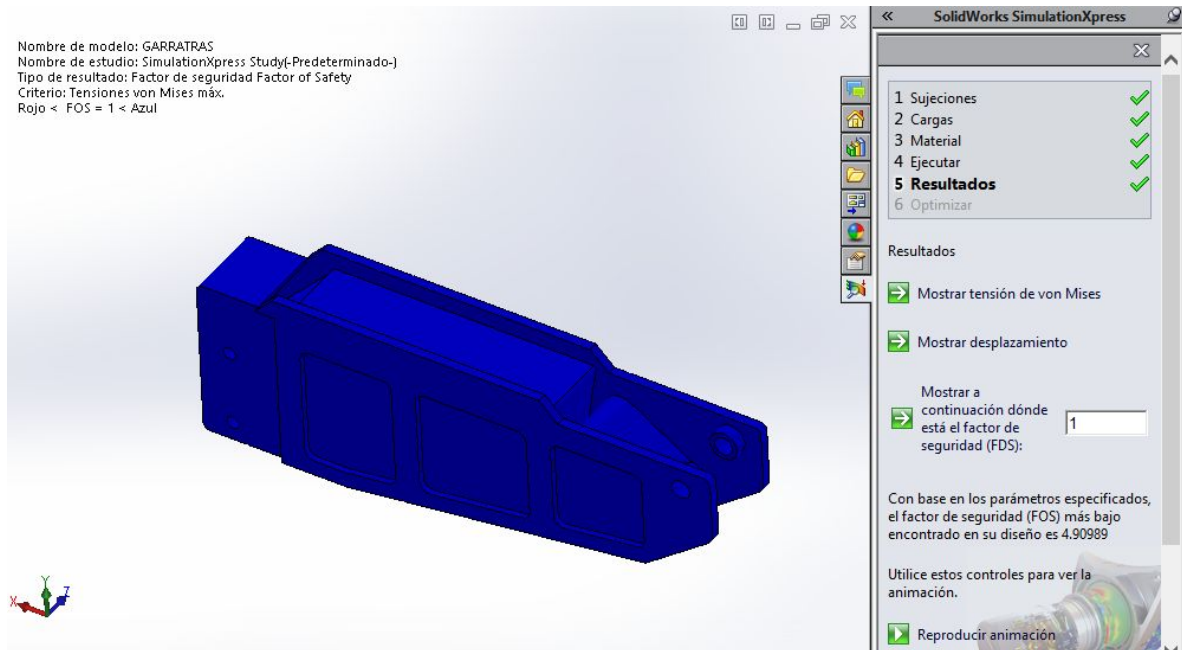


Ilustración 128: Visualización del coeficiente hallado

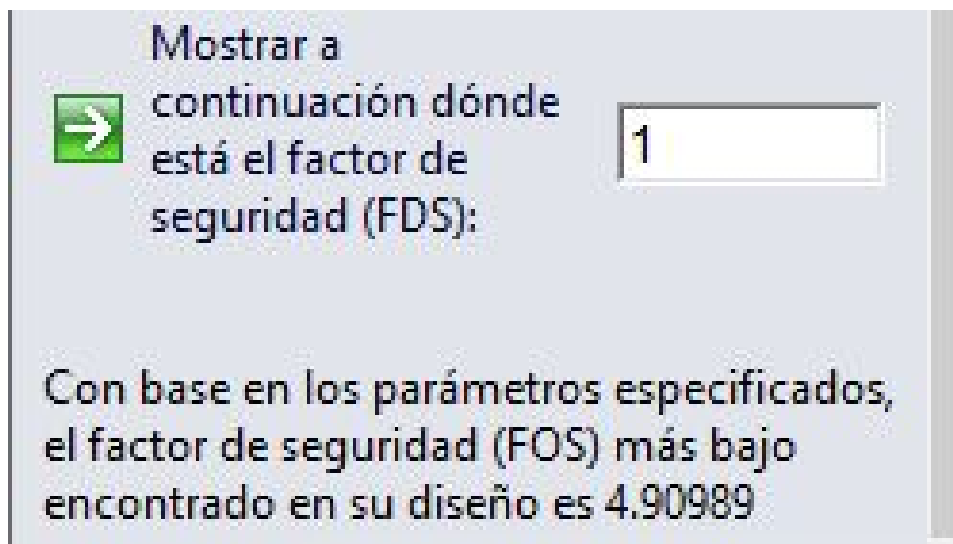


Ilustración 129: Valor numérico coeficiente

Tensiones de Von Mises:

Nombre de modelo: GARRATRAS
Nombre de estudio: SimulationXpress Study(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Stress
Escala de deformación: 226.649

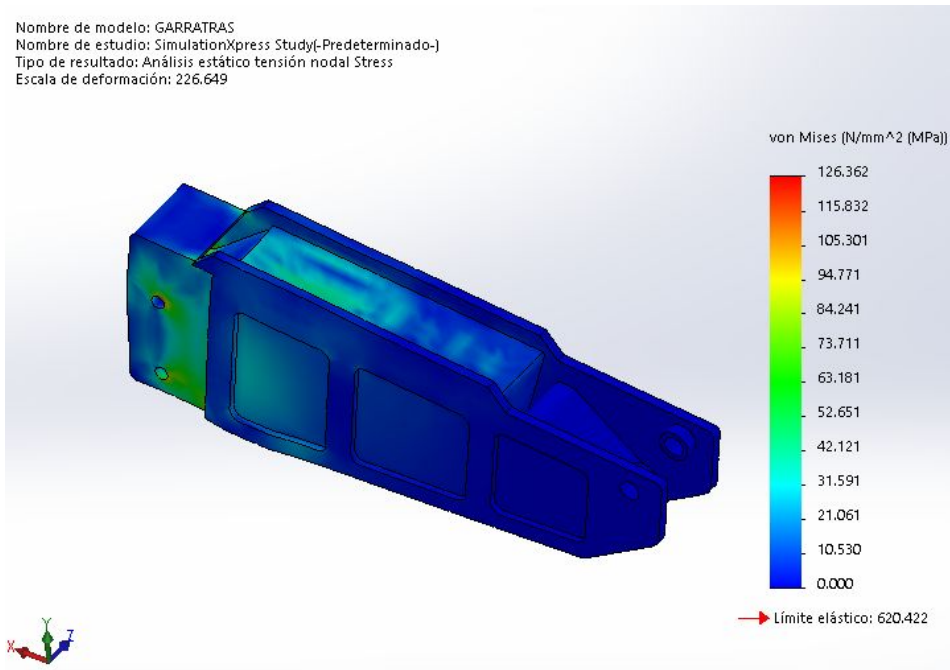


Ilustración 130: Visualización tensiones Von Mises

Desplazamiento:

Nombre de modelo: GARRATRAS
Nombre de estudio: SimulationXpress Study(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Displacement
Escala de deformación: 226.649

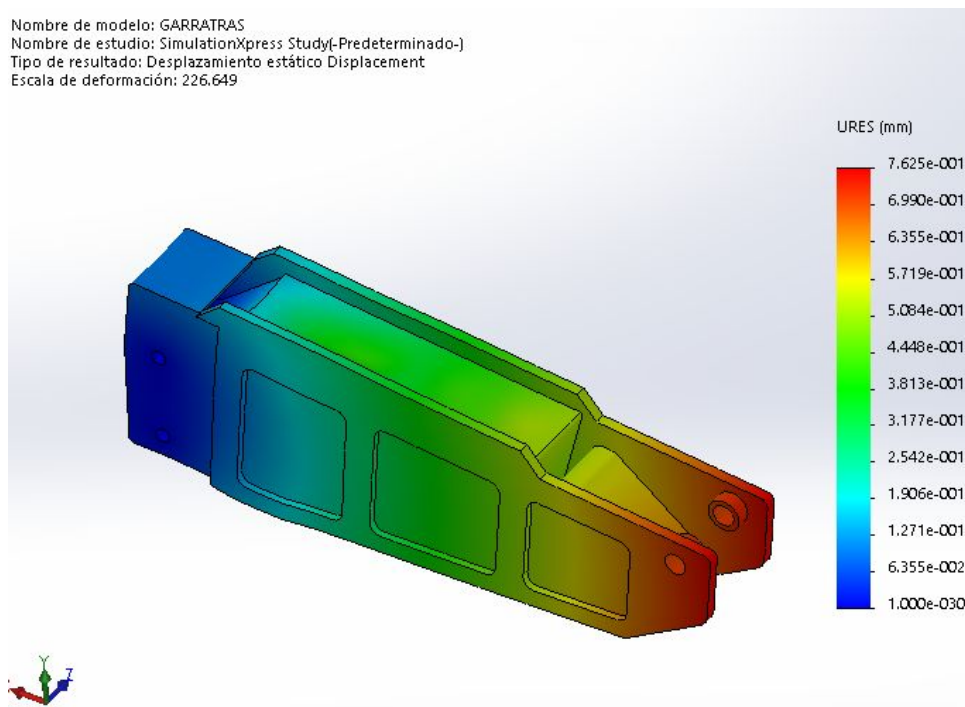


Ilustración 131: Visualización desplazamiento

NÚCLEO CENTRAL (Prototipo nº2)

Hipótesis de carga:

Sobre esta pieza descansa el peso total de las garras delanteras y traseras, el del recipiente y el de la carga contenida. Existe simetría de carga en el sentido transversal, porque suponemos que el remolque se llena de forma simétrica en ambos ejes. En cambio, no la hay en sentido longitudinal, puesto que las garras son geoméricamente diferentes y además no presentan la misma superficie de apoyo.

Sujeciones:

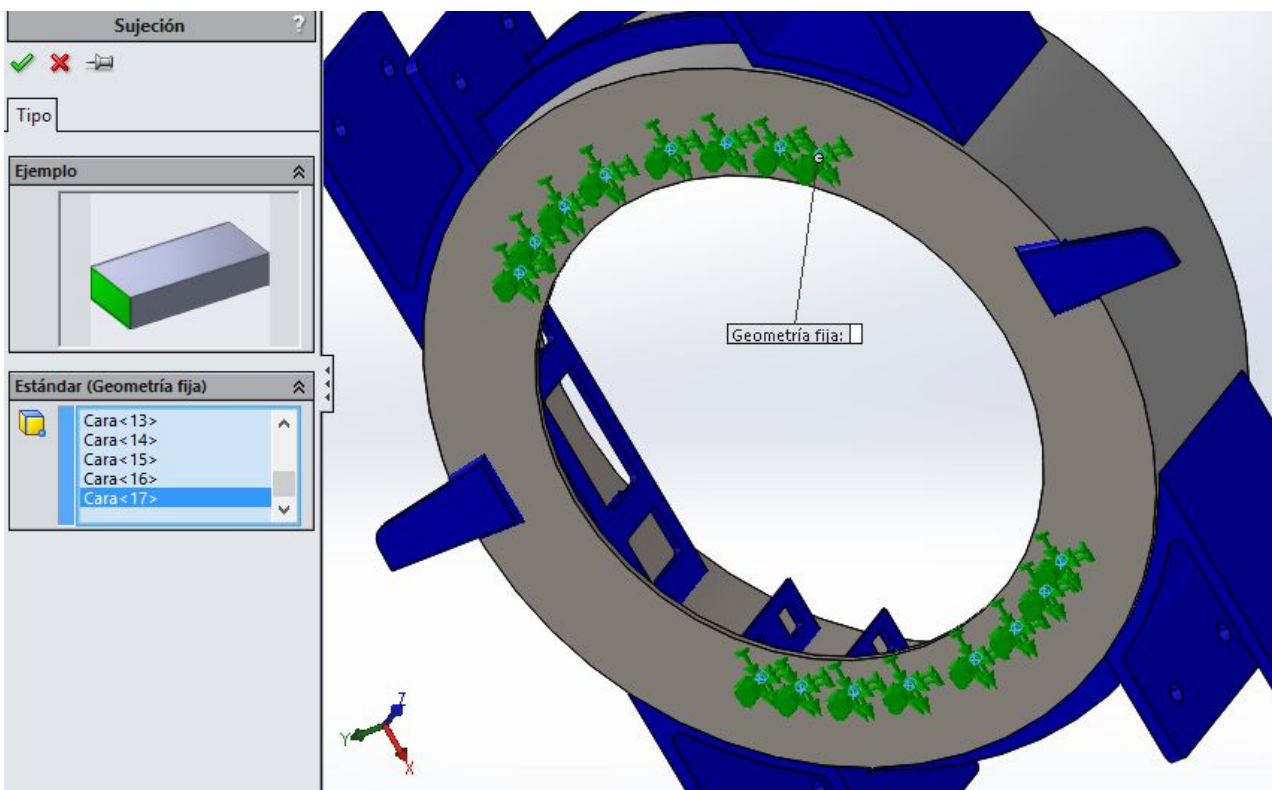


Ilustración 132: Asignación de sujeciones

Equivalencia y aplicación de carga:

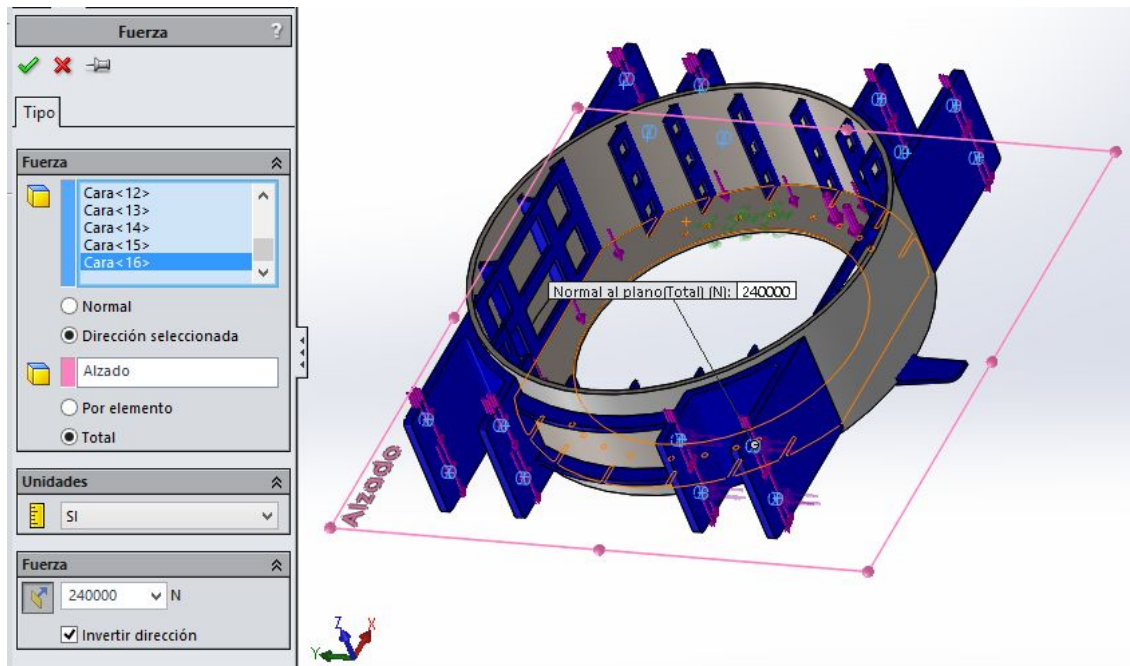


Ilustración 133: Carga aplicada y zonas

Coefficiente de seguridad encontrado:

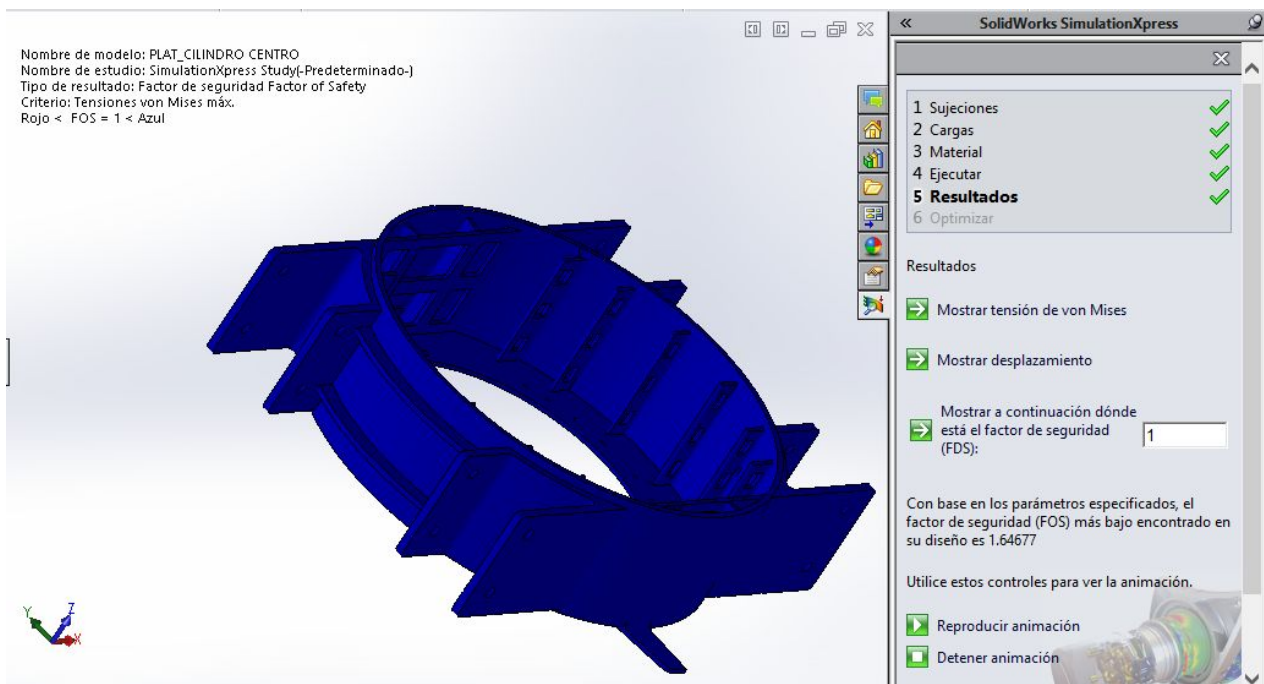


Ilustración 134: Visualización coeficiente hallado



Mostrar a continuación dónde está el factor de seguridad (FDS):

1

Con base en los parámetros especificados, el factor de seguridad (FOS) más bajo encontrado en su diseño es 1.64677

Ilustración 135: Valor numérico del coeficiente

Tensiones de Von Mises:

Nombre de modelo: PLAT_CILINDRO CENTRO
Nombre de estudio: SimulationXpress Study(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Stress
Escala de deformación: 629.716

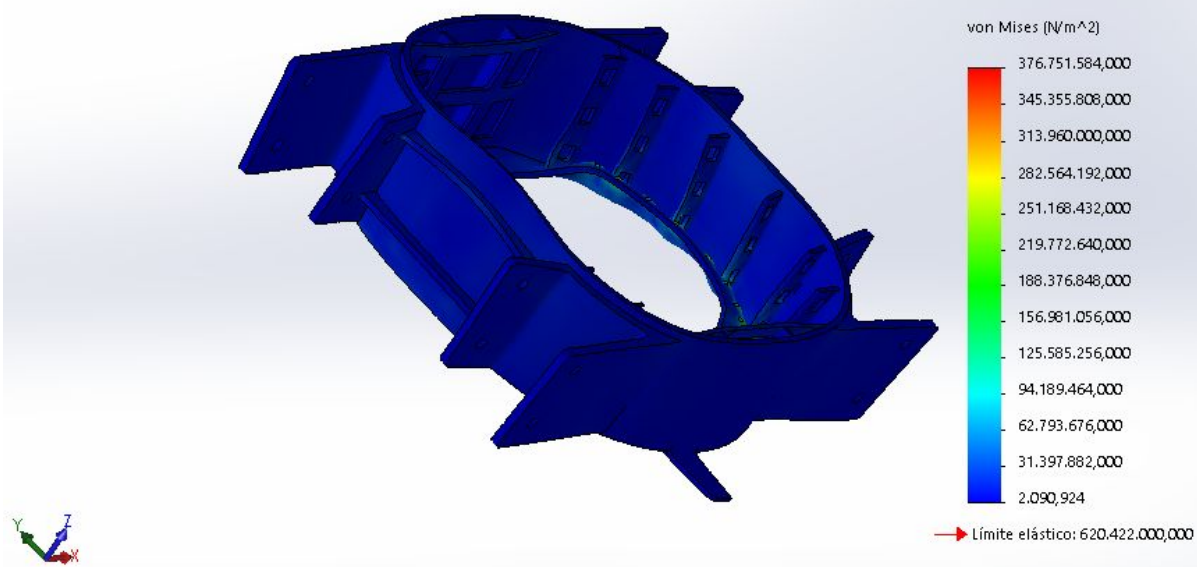


Ilustración 136: Visualización tensiones Von Mises

Desplazamiento:

Nombre de modelo: FLAT_CILINDRO CENTRO
Nombre de estudio: SimulationXpress Study(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Displacement
Escala de deformación: 629.716

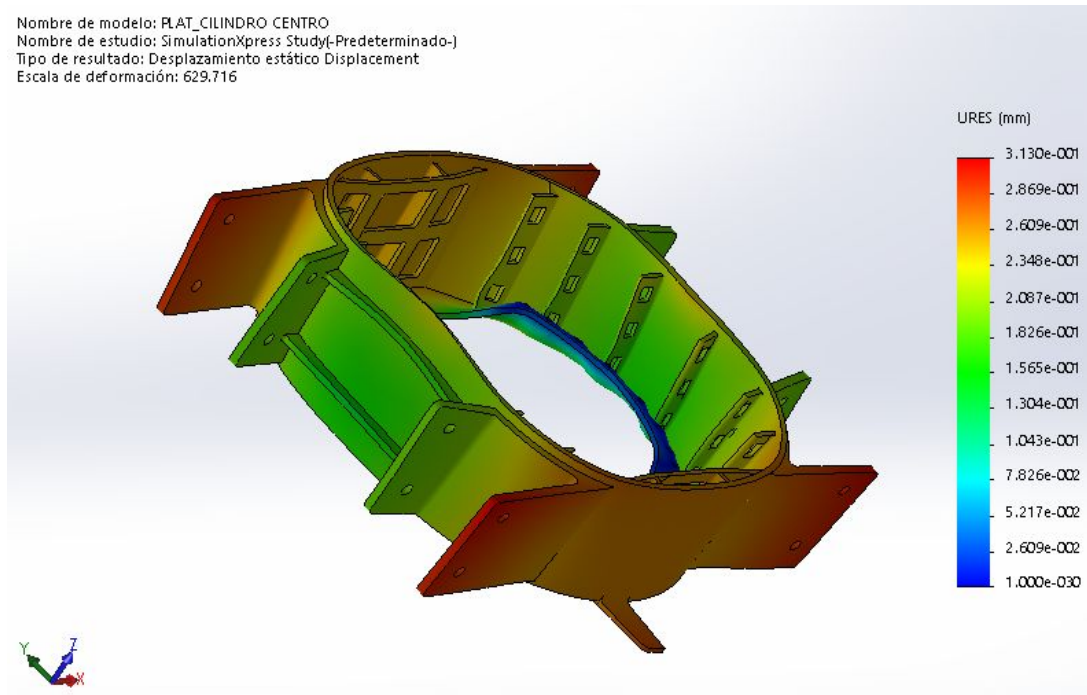


Ilustración 137: Visualización del desplazamiento

Concluimos que, pese a obtener un buen valor en el desplazamiento, el diseño no sería lo suficientemente resistente. No se continúa con el rediseño por no permitir el programa la incorporación de una geometría más compleja a la pieza analizada.

TREN DELANTERO (Prototipo nº1)

Hipótesis de carga:

Sobre esta pieza descansa un porcentaje del peso total del conjunto global. Posee unos apoyos para las ballestas del eje delantero, y una garganta central con la que amarramos el plato giratorio.

Dado que soporta aproximadamente la mitad de la carga total, en el ensayo le asignamos a la fuerza un valor de 120000 [N].

Sujeciones:

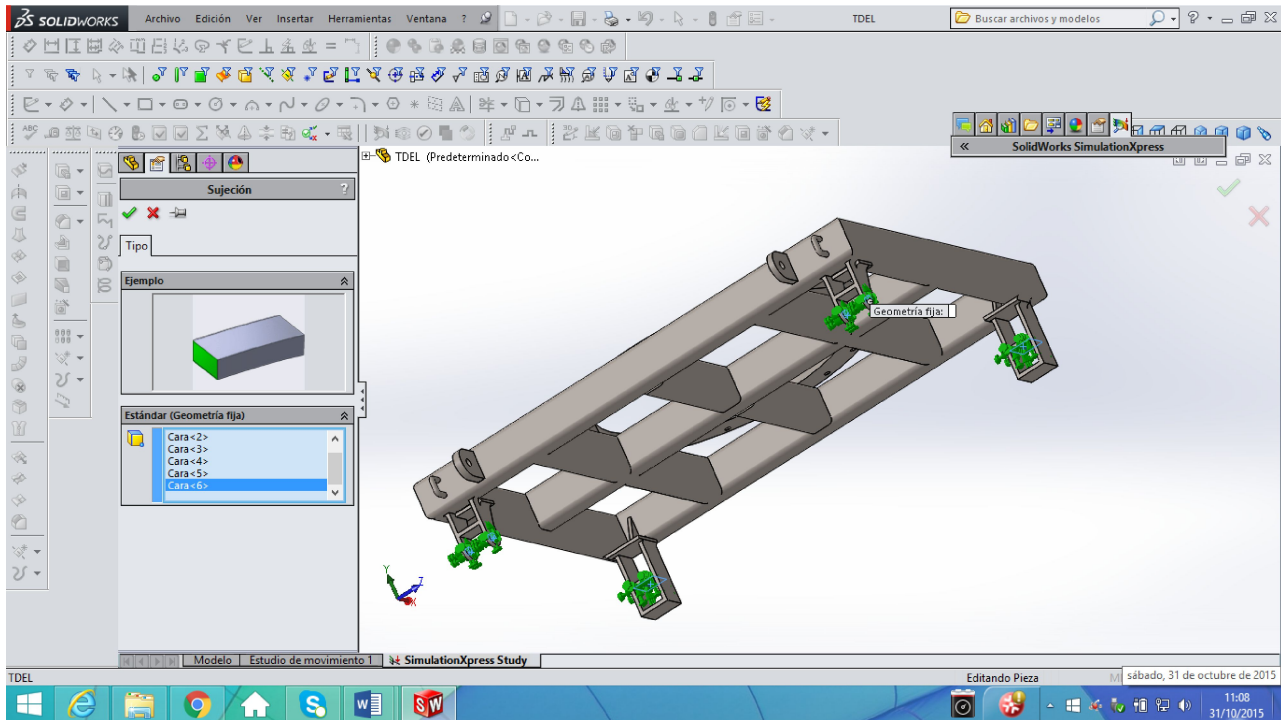


Ilustración 138: Asignación de sujeciones

Carga:

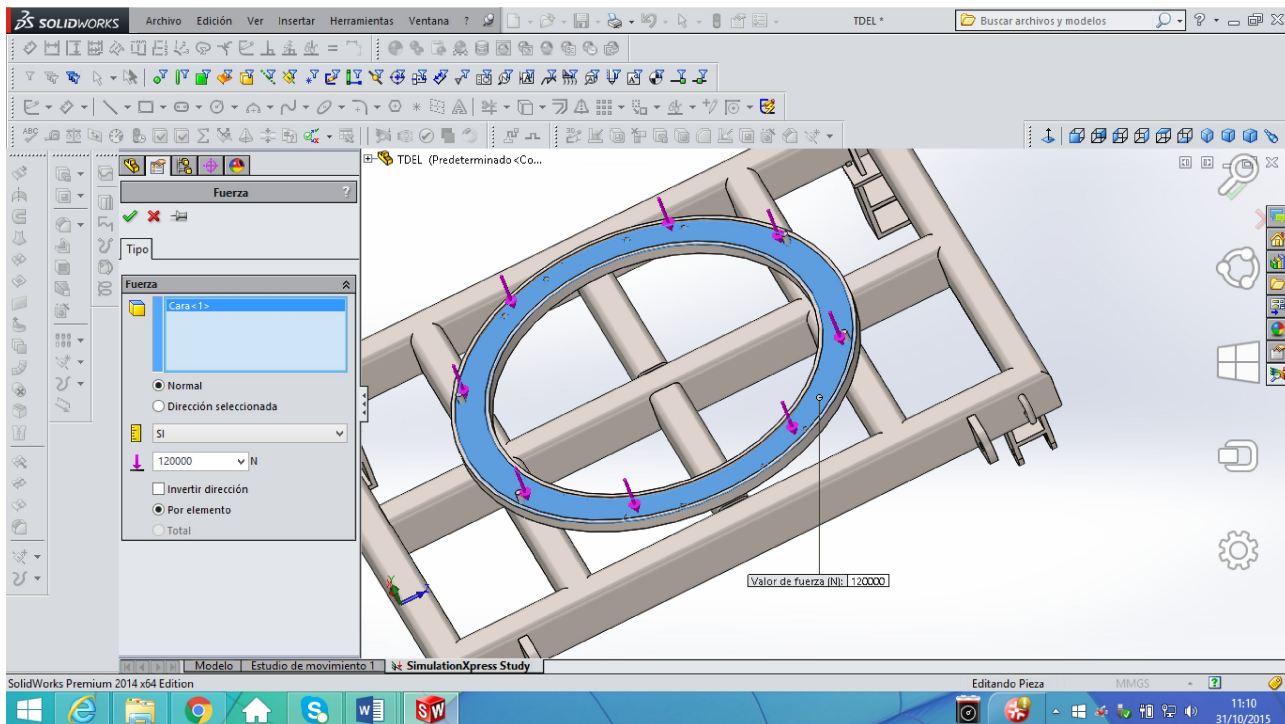


Ilustración 139: Carga aplicada y zona

Coefficiente de seguridad encontrado:

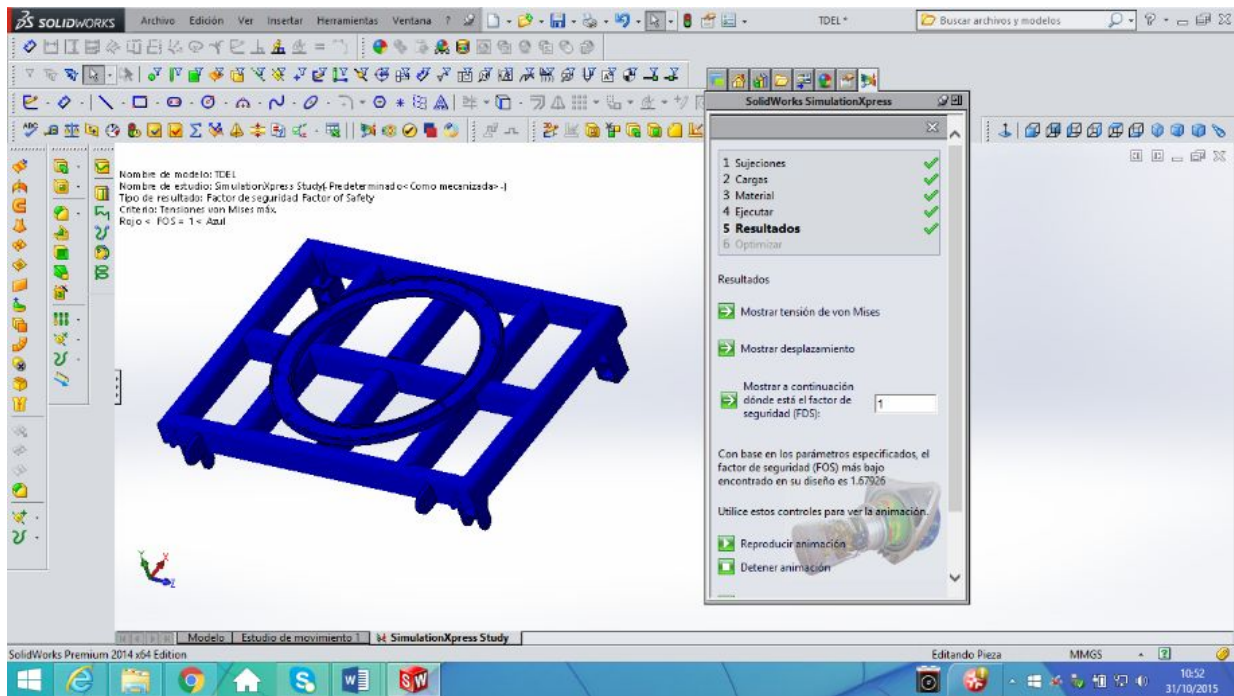


Ilustración 140: Visualización del coeficiente hallado

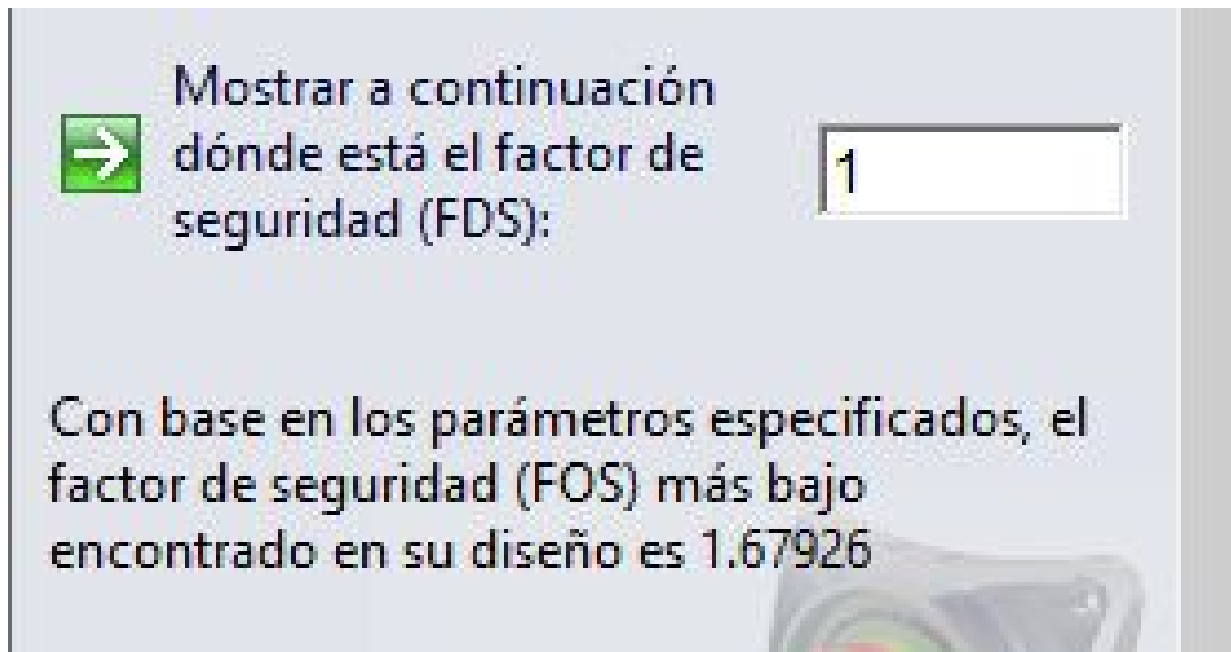


Ilustración 141: Valor numérico del coeficiente

Se añaden unos radios de redondeo en los apoyos, dado que es donde encontramos las mayores tensiones:

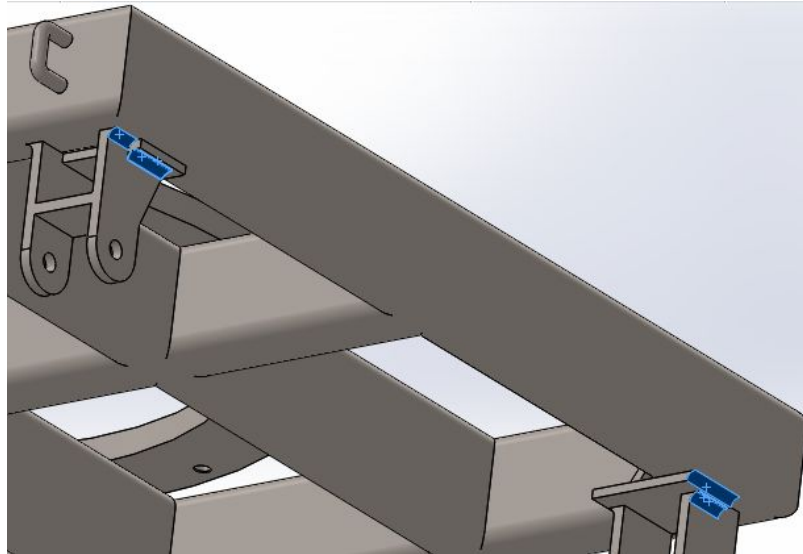


Ilustración 142: Detalle radios de redondeo

Y el resultado obtenido es que aumentamos nuestro nuevo coeficiente de seguridad:

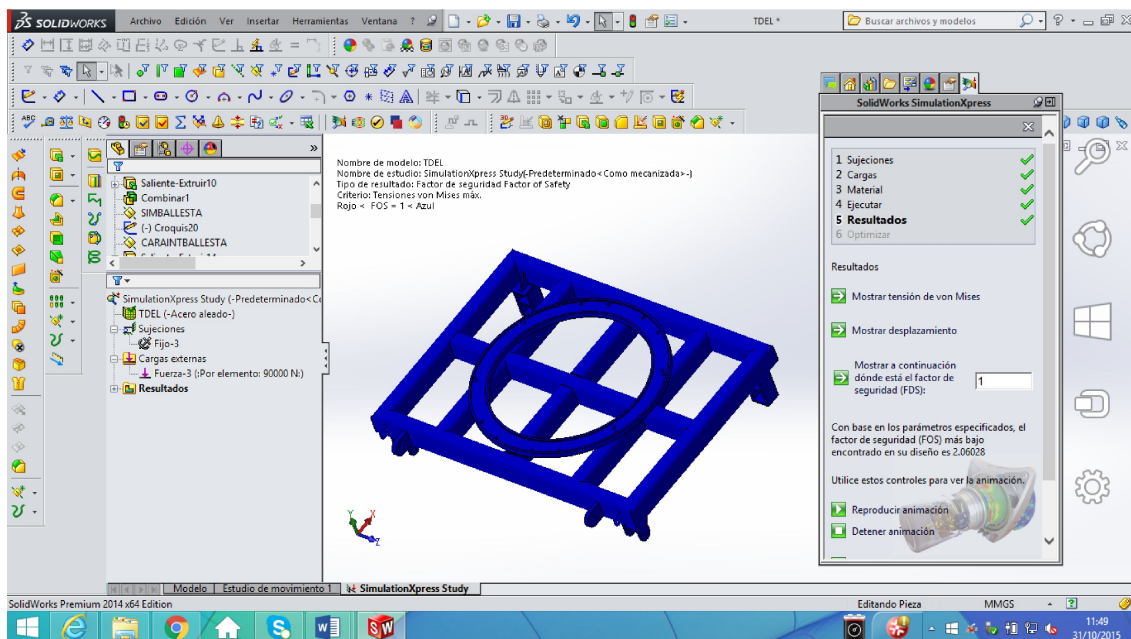


Ilustración 143: Nuevo coeficiente hallado

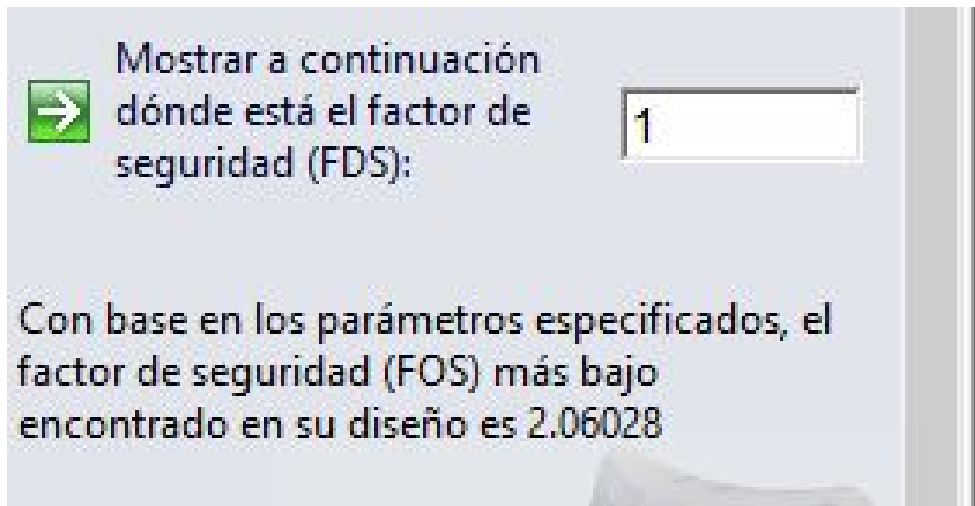


Ilustración 144: Valor numérico nuevo coeficiente

Las tensiones de Von Mises son:

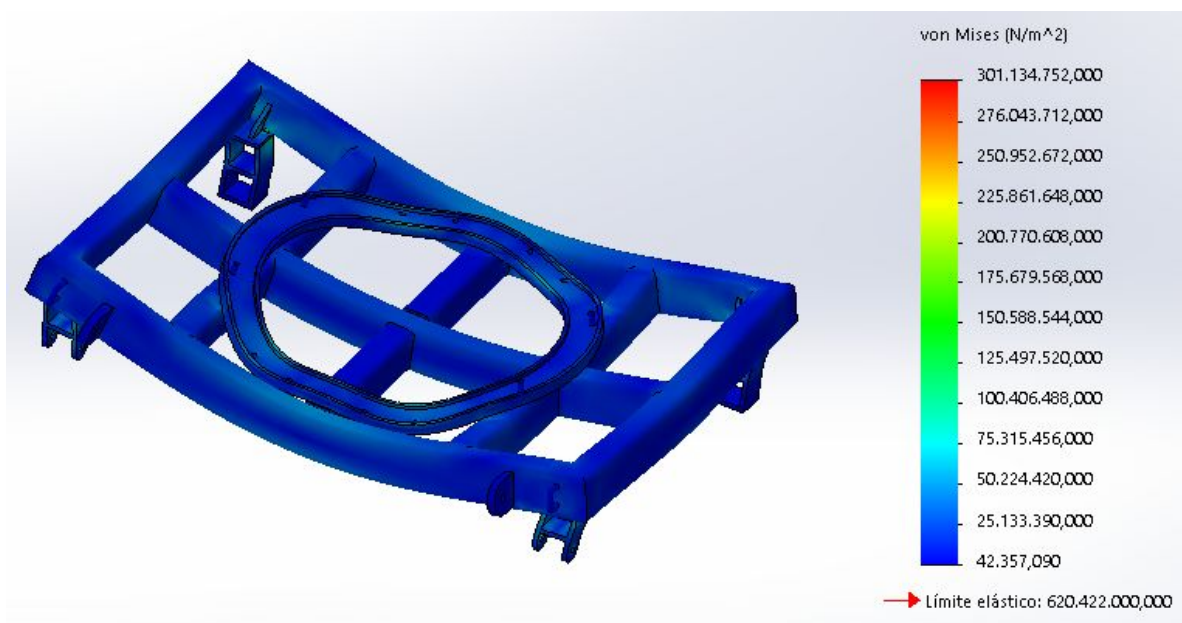


Ilustración 145: Visualización tensiones Von Mises

Estas tensiones, aunque en general no son elevadas en la pieza, sí que llegan a alcanzar valores superiores a los deseados, en las zonas de los apoyos para las ballestas. Por ello, en principio teóricamente no nos conformaríamos con esta mejora.

Y el desplazamiento:

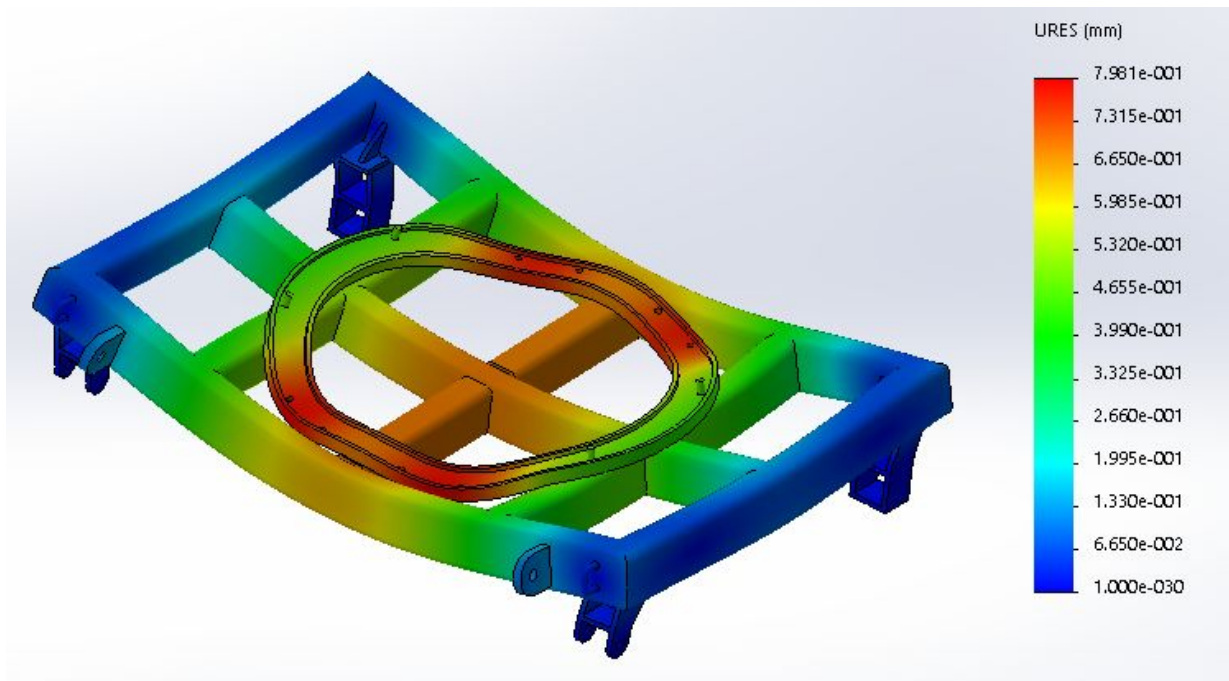


Ilustración 146: Visualización del desplazamiento

Respecto a éste valor, hemos de admitir que el resultado es muy satisfactorio, porque no excede ni siquiera la limitación de flecha más restrictiva de todas las existentes en este tipo de piezas.

Concluimos que pese a conseguir una mejora, no continuamos con el rediseño. Se modifica la pieza reforzándola, pero solidworks no permite ejecutar la simulación por ser ahora el mallado más complejos que el del diseño anterior. Se debería continuar rediseñando la pieza, hasta conseguir un coeficiente de seguridad no inferior a 3.

10. CONCLUSIONES.

Tras la realización del TFG, se extraen las siguientes conclusiones:

- No existen prototipos similares en el mercado.
- Sistema similar existente en dumperes, y recién patentado en camiones para recogida y transporte de vehículos.
- Posible viabilidad comercial debido a estos 2 puntos.
- Puesto que no se ha construido, sería difícil realizar una estimación objetiva de su funcionalidad. Los remolques de dimensiones similares suelen tener precios comprendidos entre los 10.000 y 15.000 euros. El dispositivo de giro incorporado, encarece su precio final, evidentemente. Su funcionalidad dependería de las circunstancias del cliente, tales como su habilidad para las maniobras, espacio disponible, tipo de silo/s y de actividad/es, etc...
- Por la misma razón, también sería complicado establecer un período temporal de amortización, dado que al final supone ahorro en tiempo y más comodidad de uso, pero la cosecha recolectada sigue siendo la misma.
- Continuando con su precio y rentabilidad, hay que señalar también que es habitual que los agricultores se unan formando pequeñas asociaciones llamadas "cumas". Entonces parte de los aperos utilizados por cada miembro, pertenecen a la cuma. Y finalmente esto se traduce en que la adquisición del modelo supone a cada miembro una fracción del precio total. Si hubiese de destinarse este remolque a actividades muy específicas, o de trabajo en equipo como la cosecha, podría llegar a resultar muy útil.
- Resaltamos este anterior punto diciendo que, al ser tipo "bañera 2 ejes", su diseño permite un rápido intercambio de tractor, algo muy común. Su aparcamiento y desenganche no requieren pata de sujeción, ganando así tiempo y comodidad.
- Tecnología aplicable a más tipos de camiones que el mencionado en el 2 punto de este apartado. Un camión pequeño se desplaza más rápido que un tractor, sobre todo en cortas distancias. Por ello esta tecnología podría ser muy viable en pequeños camiones de carga y descarga de por ejemplo, arena, grava, etc...
- Único apero/vehículo existente que utiliza el cereal de forma inteligente para auto equilibrarse, dado que gracias a la rejilla conserva la carga casi todo el tiempo del basculado, ejerciendo así un par favorable gracias al cereal de dicho compartimento.

11. BIBLIOGRAFÍA

Para la realización de este TFC, se han consultado las siguientes fuentes:

- Roquet, Pedro [en línea]. PEDRO ROQUET S.A 2014 https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/6886/Motores-hidraulicos.pdf. [8 Septiembre 2015].
- AEF, [en línea] 2015. <http://www.aef-online.org/en/> [4 abril 2015].
- Oleohidráulica FERRUZ [en línea], 2015. <http://www.ferruz.com/oleo/> [8 Septiembre 2015].
- Normativa actual vigente (Directiva 70/156/CEE), <http://www.boe.es/doue/1994/354/L00001-00009.pdf>, modificada por:
- Orden PRE/52/2010, de 21 de enero
- ADR GEPLASMETAL [en línea]. http://www.adrgeplasmetal.com/pdf/sezVerde_access.pdf . [3 Octubre 2015].
- Méndez Torruco [en línea]. 2015 “DISEÑO Y CÁLCULO DE ENGRANAJES RECTOS, ASÍ COMO ASISTIDO POR COMPUTADORA” [5 Agosto 2015].
- AGUAS TENIAS, S.A [en línea], 2015 <http://www.aguastenias.com>
- Auto Ballestas Segre [en línea], 2015 <http://info@ballestassegre.com> [4 Septiembre 2015].
- Prontuario Perfiles europeos. [en línea]. <http://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html> 2015. [5 Mayo 2015].
- NSK [en línea], 2015. https://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/mx_es/15-DATOS_TECNICOS.pdfcata [28 Octubre 2015].
- IMAGEN, 2015 https://sites.google.com/site/358maquinas/_/rsrc/1290310676800/transmision-por-mecanismo-de-biela-manivela/mando%20excent.jpg [1 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015
- <https://encrypted-tbn2.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQFdUP2a3djPp3Ad5eR5Fselo8uX3ypkWlIHg3wKb8LoYDpD0XuhA> [6 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015
- https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQ8BQBFzZDZHJ3DYEXYkYx54_gAHIavsOyhm3sHT18VnhgzU2wy [5 Noviembre 2015].
- INDUSTRIAS MANRIQUE, S.A [en línea], 2015. <https://www.industriasmanrique.com> [21 Octubre 2015].
- IMAGEN, 2015
- https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSz_ek0iW1qtLv83qsYxeYCZ8W-LFGxcP6LxIrfVuTk7jWJI4adMg [5 Noviembre 2015].

- BYF 2015 [en línea], 2014 <http://spanish.alibaba.com/product-gs/byf-trailer-ball-bearing-slewing-turntable-1566416813.html> [1 Noviembre 2015].
- ITALPRESION HAWK [en línea], 2015. <https://www.italpresion.com> [2 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015
<https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQZnNQJvHJnXbFSCROINrRJHPPHEgR9-X716ICmLZ6IGNUvtl7Z> [6 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015
https://encrypted-tbn2.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTsyW1TSIZ7JdSGOSIk9F5dDfAq3a5BoPqfFmVIMpgLNCD_rjYQOg [6 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015
http://www.agromaquinaria.es/empresas/622/productos/1_Remolques_Bascu-lantes_Benavides_1377610909.jpg [6 Noviembre 2015].
- Catálogos MICHELIN [en línea], 2015. <http://pdf.directindustry.es/pdf/michelin-20173.html> [7 Septiembre 2015].
- UNAD [en línea], 2015
http://datateca.unad.edu.co/contenidos/232016/contLinea/leccin__14_al_macenamamiento_de_los_granos_de_cereales.html [3 Mayo 2015].
- Nature inspirus [en línea], 2014.
<https://natureinspireus.wordpress.com/2014/02/14/engranajes-naturales/>[3 Noviembre 2015].
- IMAGEN, 2015. https://i.ytimg.com/vi/mxRBRO_MBBc/maxresdefault.jpg [5 Noviembre 2015]

12. ANEXOS

Para finalizar, en este apartado se adjuntan los planos técnicos de las piezas del conjunto diseñadas.

Señalaremos que en los planos diseñados, existe simplificación en la representación de los cordones de soldadura. Aparecen zonas en las que la “oruga” no puede representarse 2 veces sobre una misma arista. En estos casos, el resto de soldaduras no representadas se asumirá por cuestiones de simetría, o irá señalizada con líneas auxiliares.

En lo referente a elementos comerciales, se entregan los planos facilitados por el fabricante.

También adjuntamos imágenes relacionadas con el circuito hidráulico y el funcionamiento de los componentes.

12.1 ANEXO I: ESQUEMA HIDRÁULICO:

Posición de reposo:

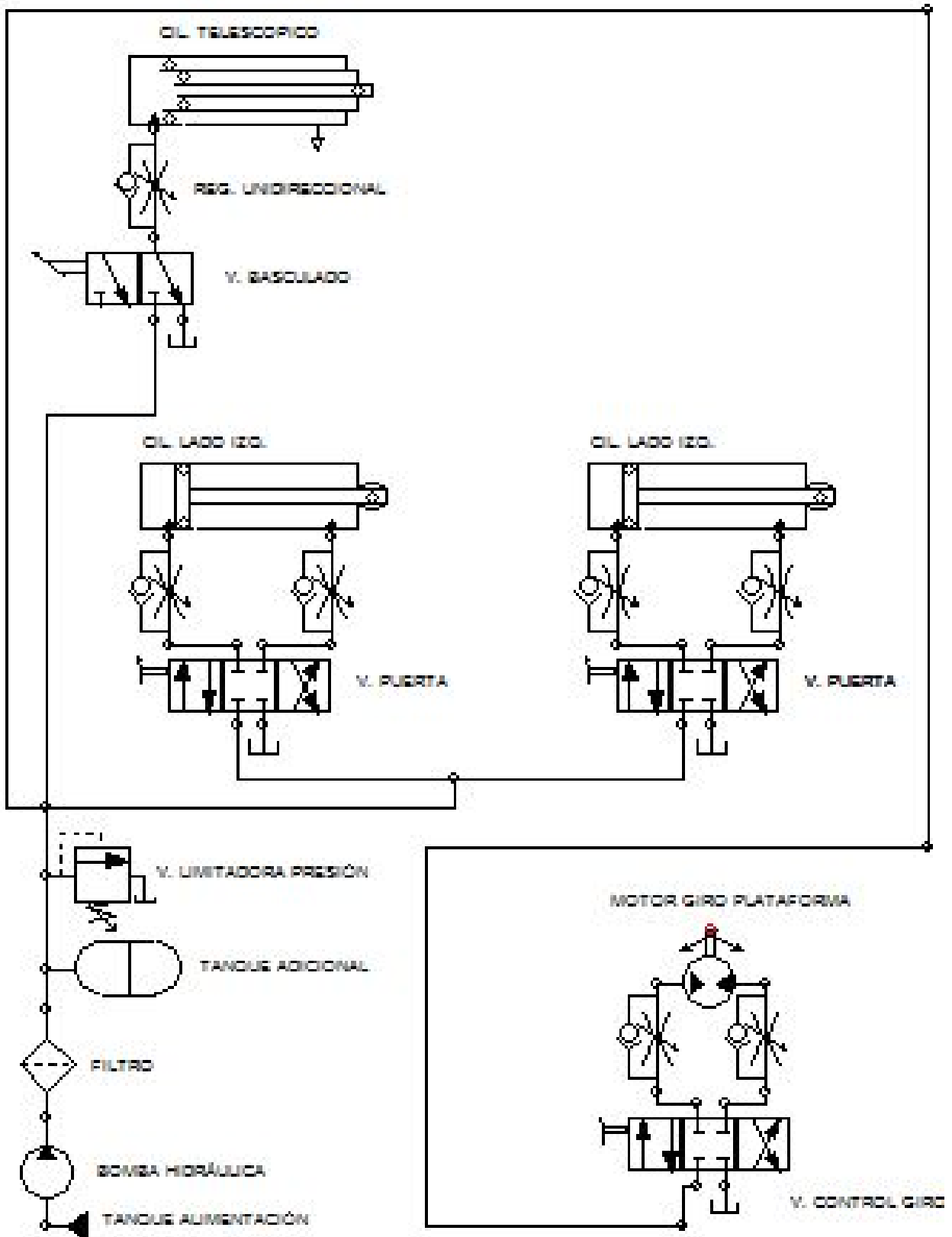


Ilustración 147: Circuito en posición de reposo

Momento de pilotaje:

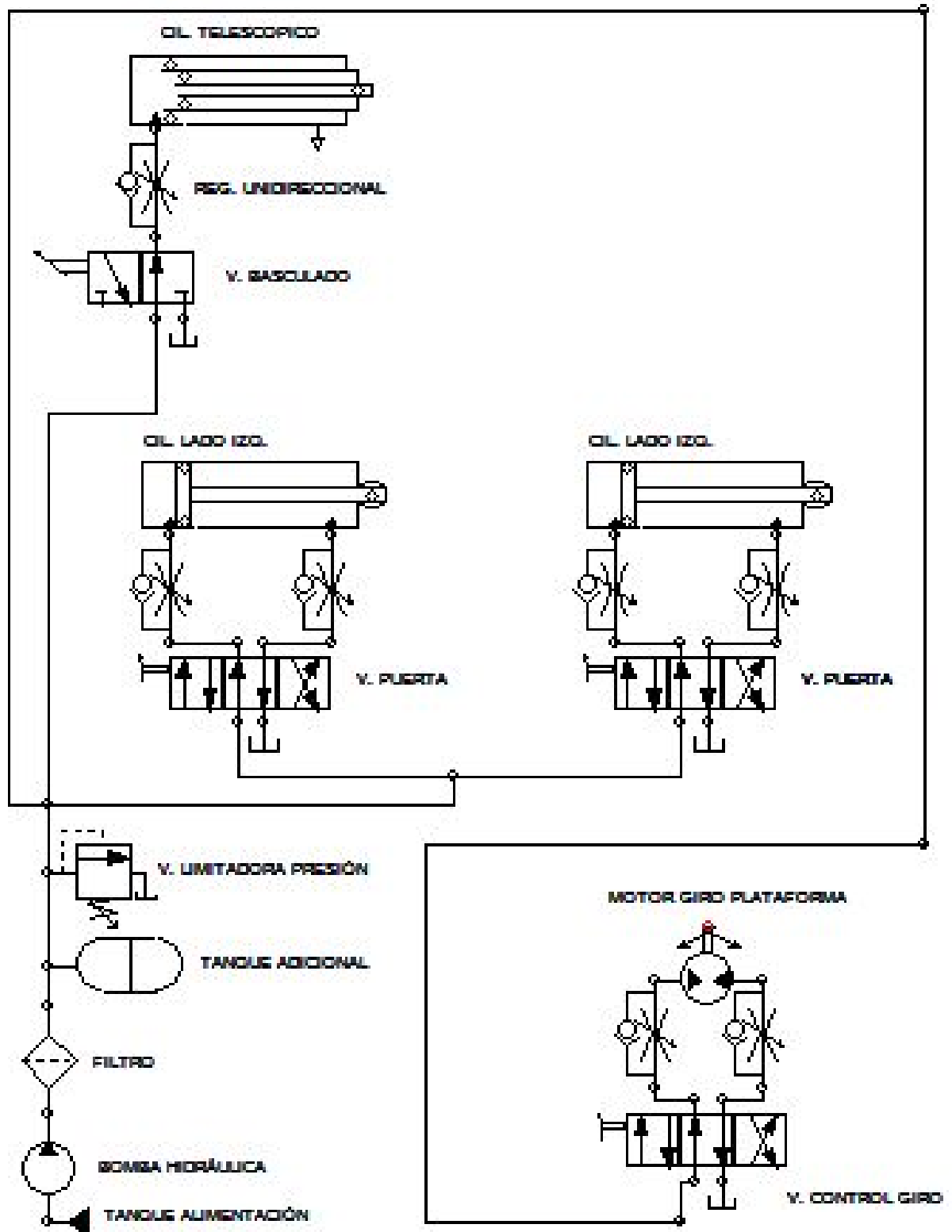


Ilustración 148: Momento de activación del pilotaje

Posición de trabajo:

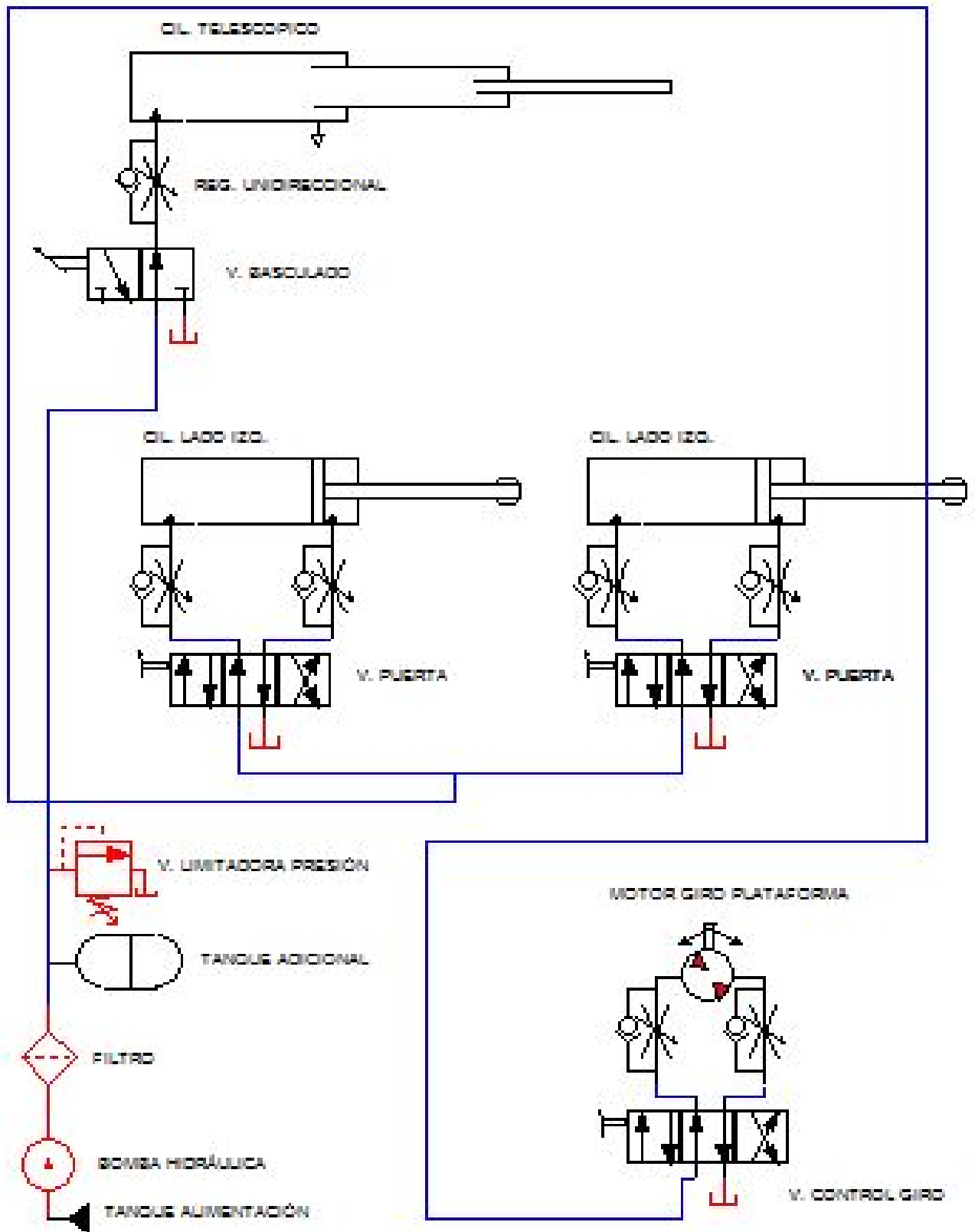


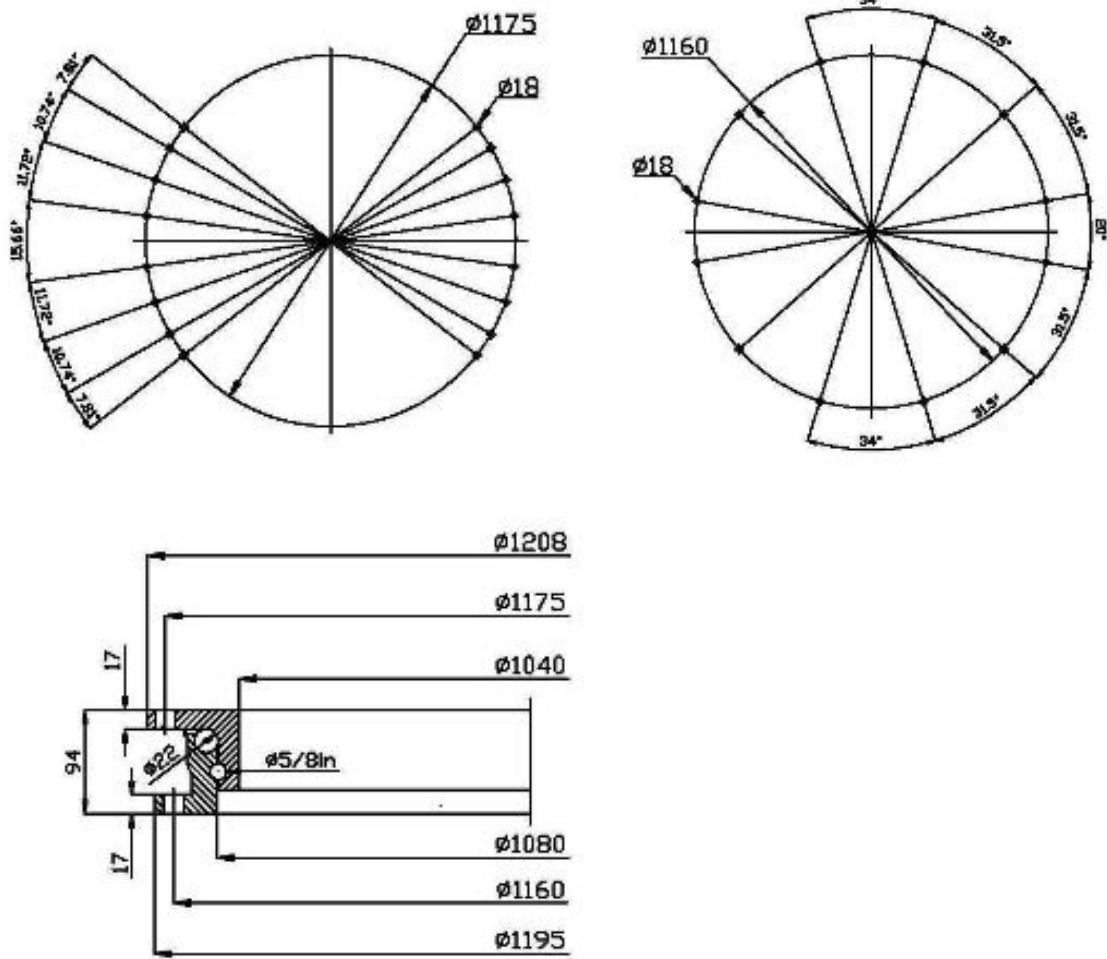
Ilustración 149: Posición de trabajo

12.2 ANEXO II: ELEMENTOS COMERCIALES:

Plato giratorio central:

Fabricante: BYF

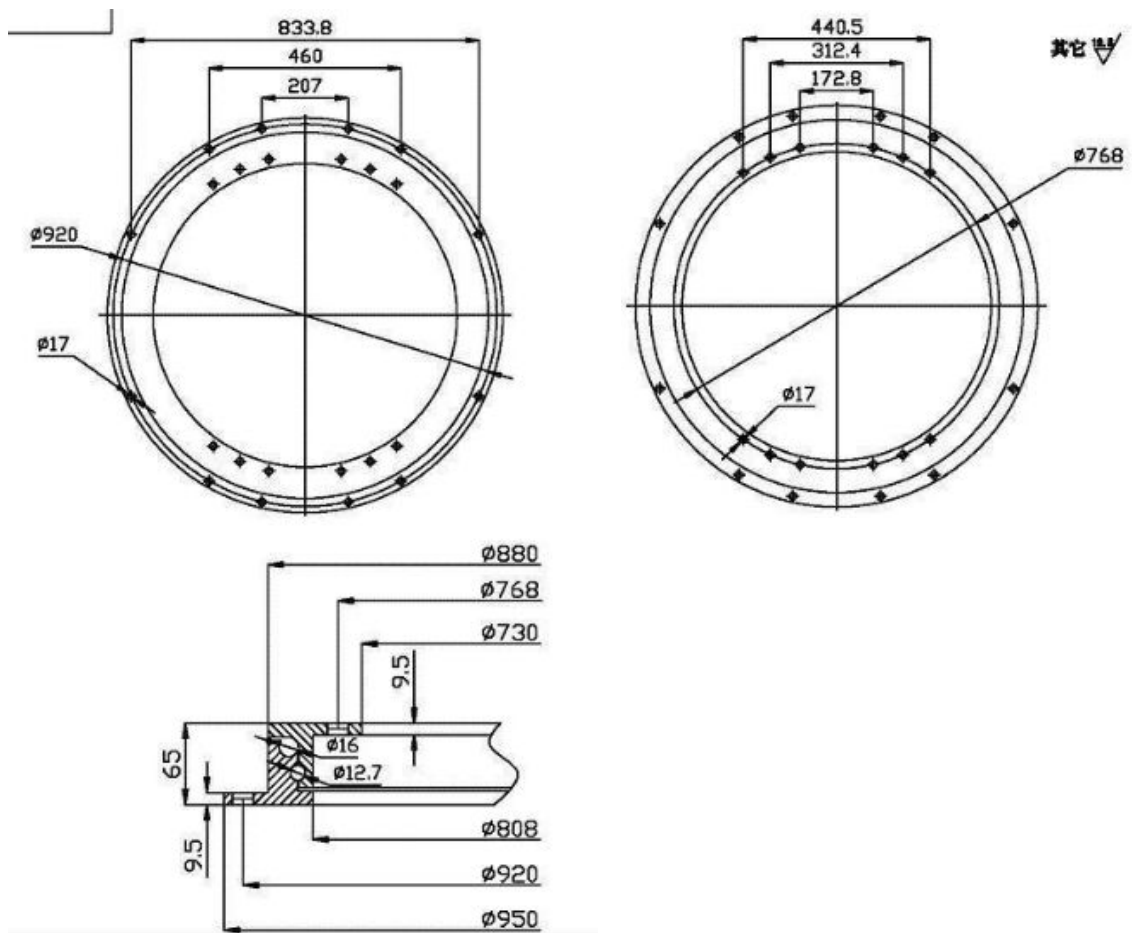
Referencia: BYF 1208 x 94



Plato giratorio delantero:

Fabricante: BYF

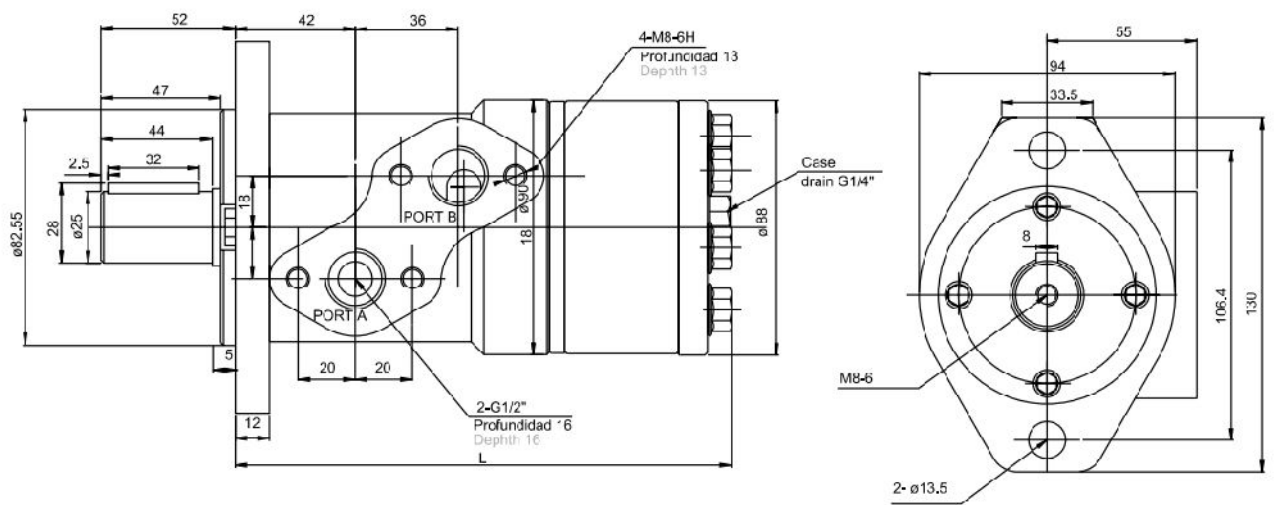
Referencia: BYF 950 x 65



Motor hidráulico:

Fabricante: ROQUET

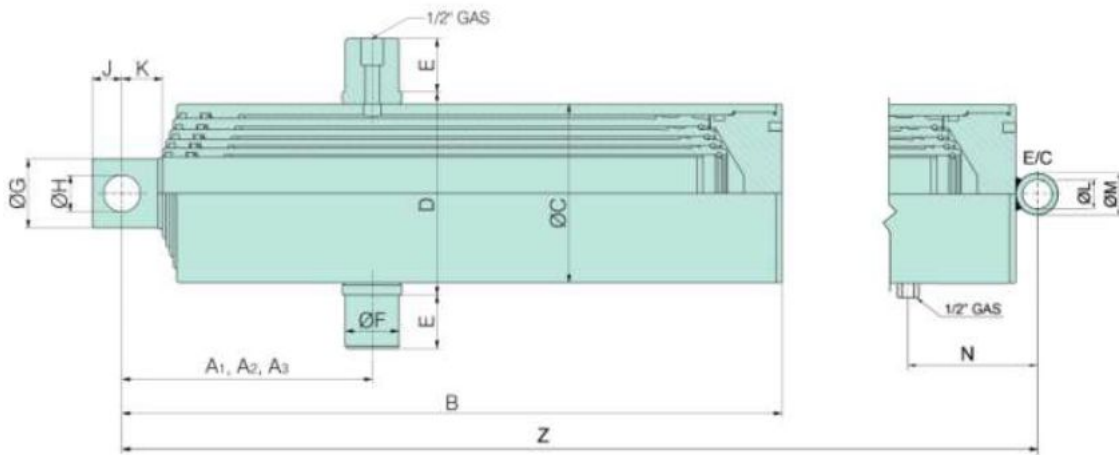
Referencia: 1MGR50



Cilindro hidráulico telescópico:

Fabricante: FERRUZ

Referencia: TN-187-5-3000



REFERENCIA Reference	CARRERA Stroke	Ø 46	Ø 61	Ø 76	Ø 91	Ø 107	Ø 126	Ø 145	Ø 165	Ø 187	A1	A2	A3	Z	(*) Ton	D.P. Giro	PESO Weight (Kg)	VOL (lit)
-------------------------	-------------------	------	------	------	------	-------	-------	-------	-------	-------	----	----	----	---	------------	--------------	------------------------	--------------

TN-187-5-3000 2935 * * * * * - 210 - 850 26 3700 158,5 53,9

(*) capacidad de basculación aconsejada

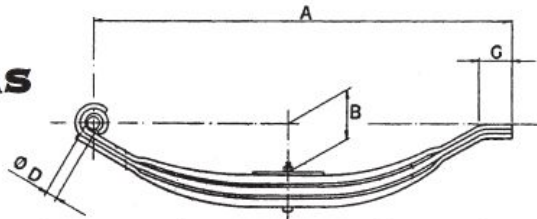
REFERENCIA Reference	CARRERA Stroke	B	ØC	D	E	ØF	ØG	ØH	J	K	TOMA Inlet (GAS)	N	ØL	ØM	E/C	
TN-187-5-2500	2435	705		216	250	50	65	104	46	35	50	3/4"	135	66	90	226
TN-187-5-3000	2935	805														

Ballestas:

Fabricante: INMASA

Referencia: SP-70/9

BALLESTAS SEMIPARABÓLICAS



Código	Referencia	Perfil	N.º hojas	A	B	D	G	Carga estática Ballesta	Peso KG
508370140300	SP-70/3	70 x 14	3	1000	90	25	100	1700	20
508370140502	SP-70/5		5					3500	26
508370140701	SP-70/7		7					5300	36
508370140901	SP-70/9		9					7000	45

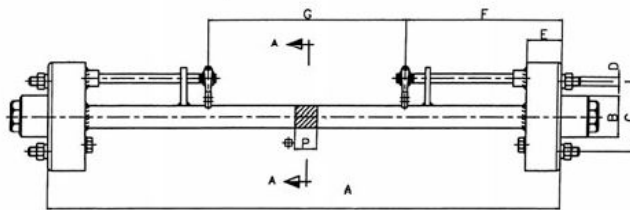
Ejes:

Fabricante: INMASA

Referencia: 404040941200

EJES CON FRENO MONOBLOC Y FUNDICIÓN

Velocidad < 40 km/h.



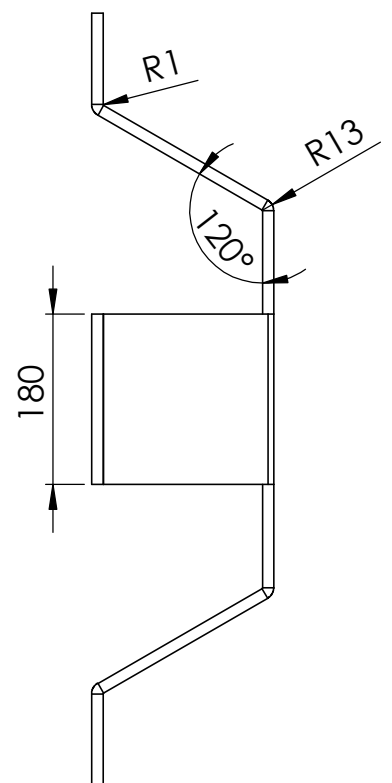
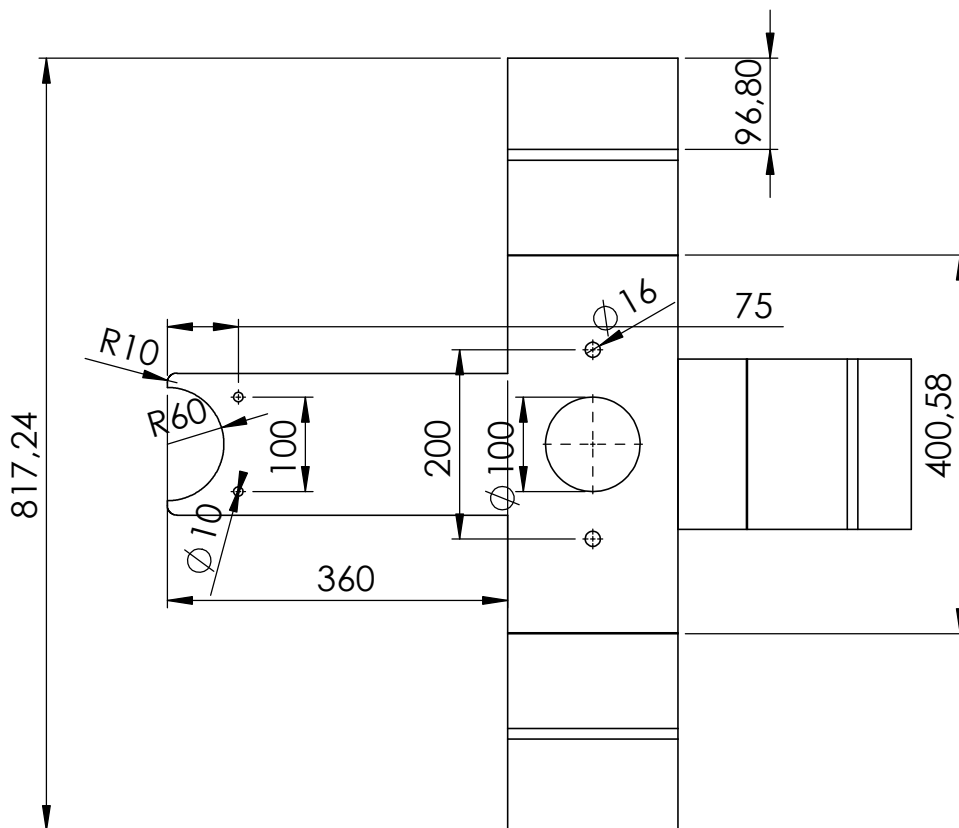
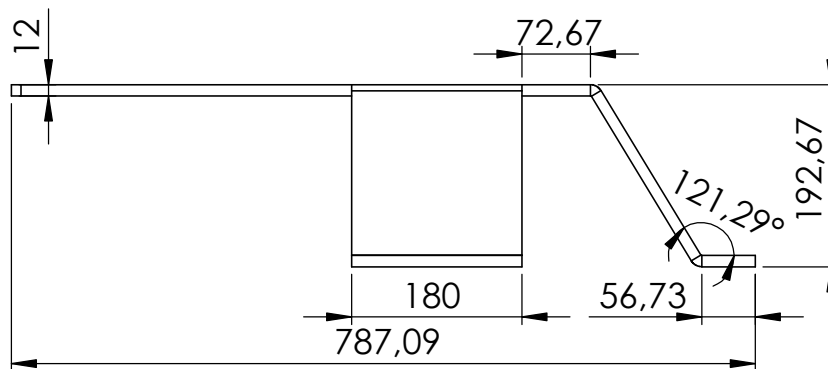
GRUPO A

Código	Ref.	Sección P	Manga	Ataque C-B	Rodamientos	Freno	Pisa A	25 Km/h			E	F	Peso AP.(KG)
								Kg	Kg	Kg			

404040901999	9-425	90	75	150-203-5-28	32211-32215	ESP.	9.000	10.800	8.000	500	180
404040911150	1.500										
404040911160	1.600										
404040911170	1.700			32212-32215							
404040911180	1.800										
404040941170	1.700										
404040941180	1.800			220-275-8-20							
404040941190	1.900										
404040941200	2.000										

12.3 ANEXO III: PLANOS DE FABRICACIÓN

Una vez mostrados los elementos comerciales, adjuntamos el conjunto de planos técnicos del conjunto.



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

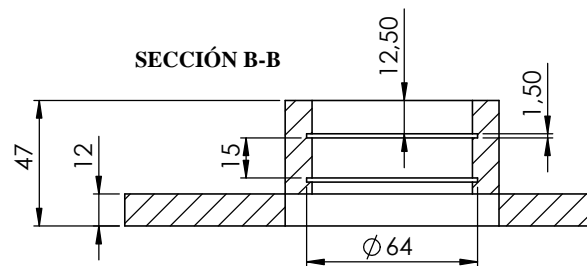
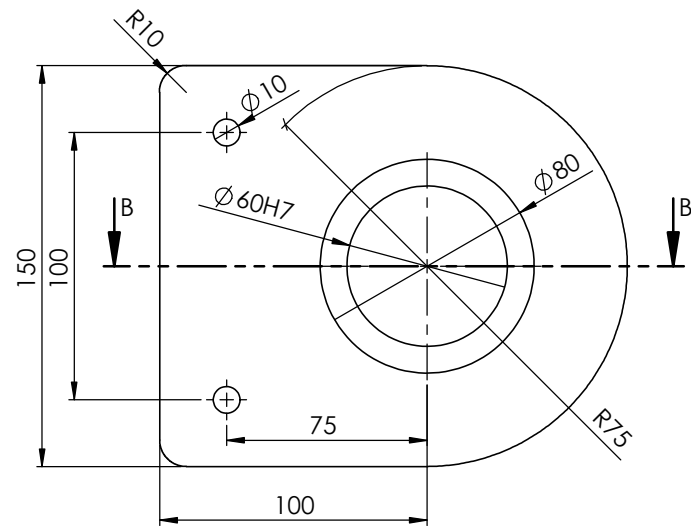
FIRMA:


PLANO: **BANCADA MOTOR**

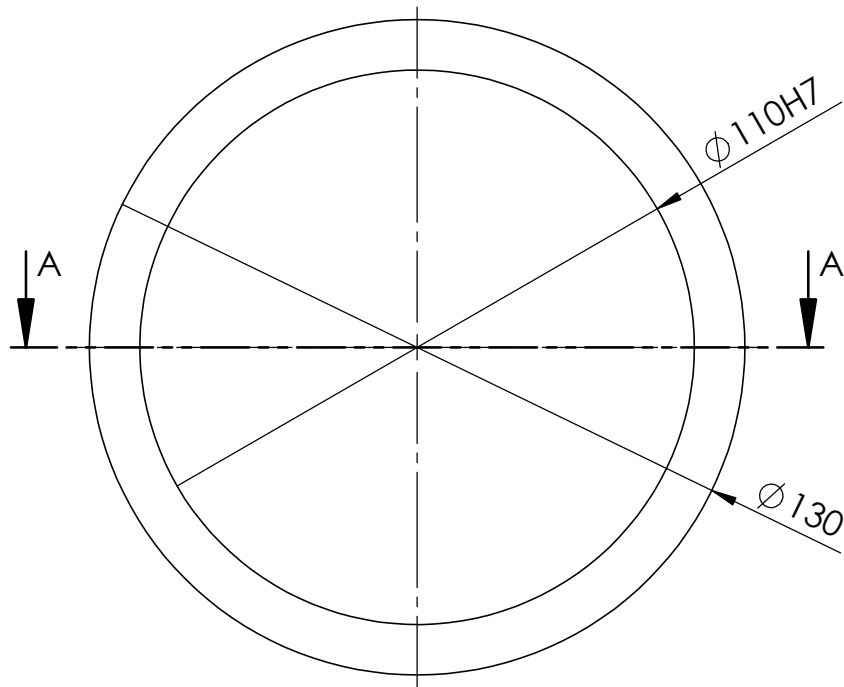
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:8

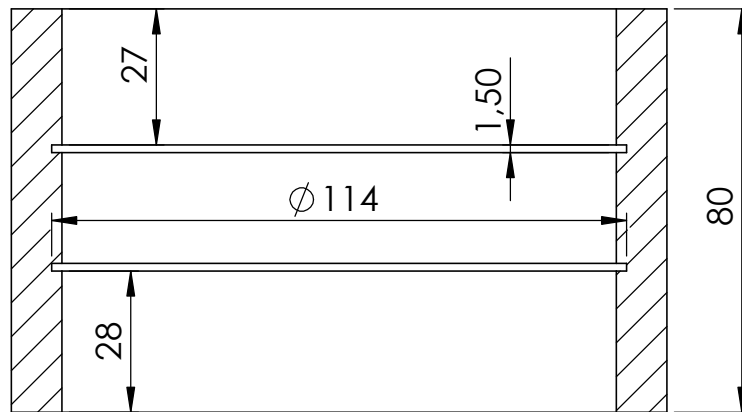
Nº PLANO:
1




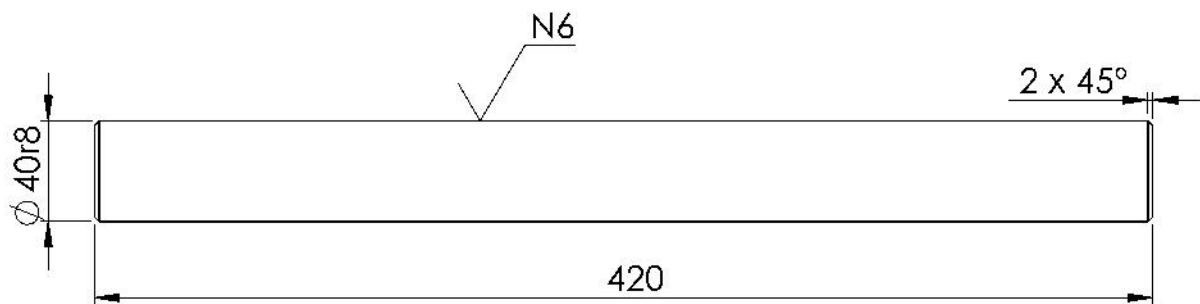
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: BUJE BANCADA	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 1




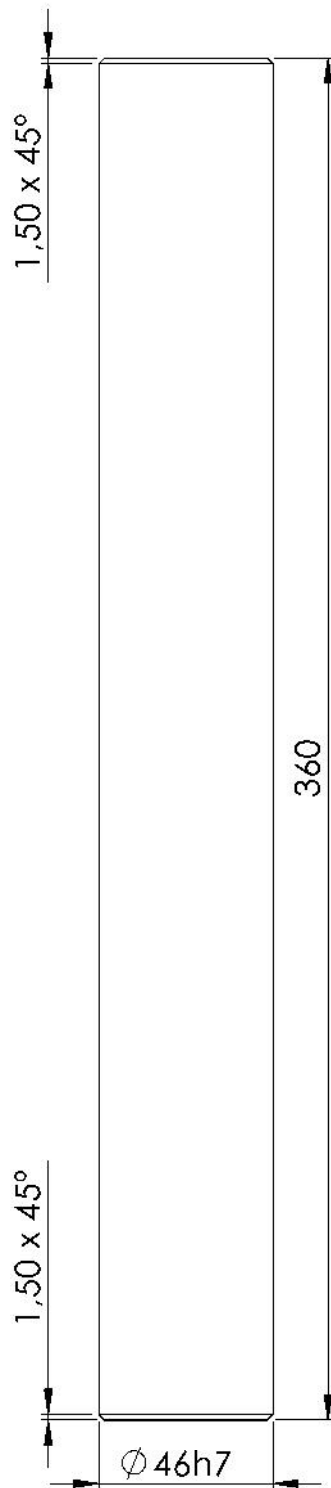
SECCIÓN A-A




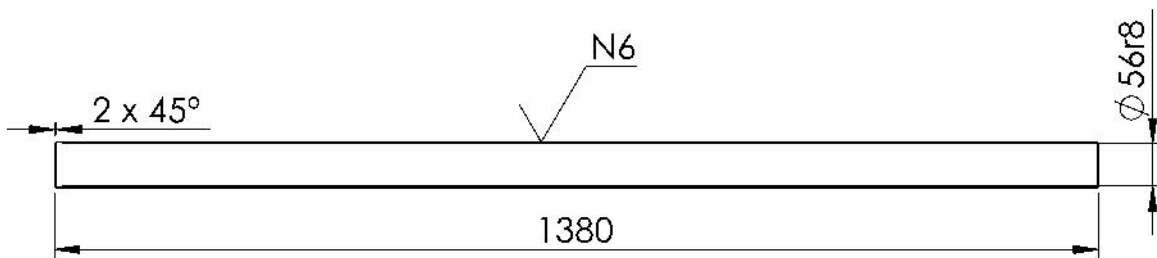
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES.
		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		FIRMA:
PLANO: BUJE CHASIS	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 2:3 Nº PLANO: 1



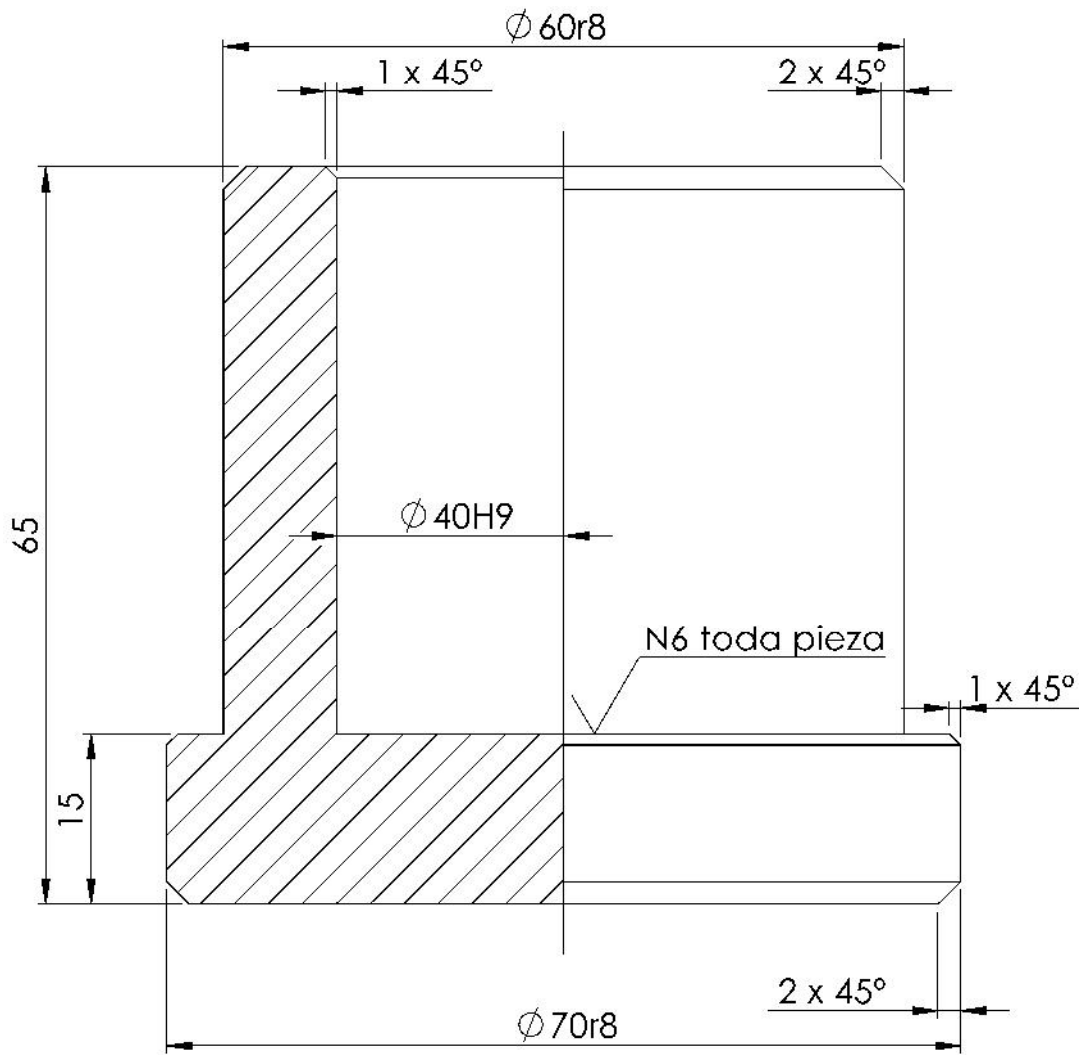
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: BULÓN CENTRAL	FECHA:	ESCALA: N° PLANO:
	09/11/2015	1/3 1



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: BULÓN OREJAS DELANT.		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1

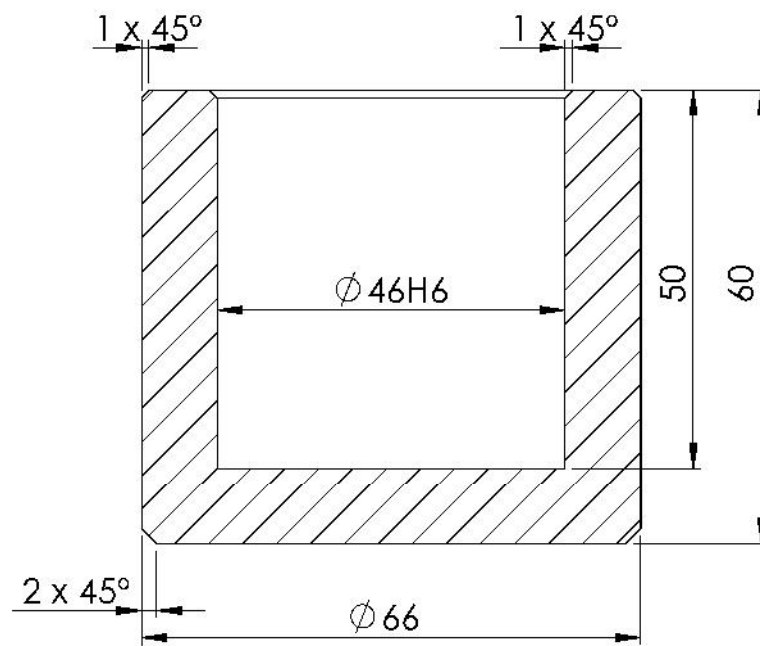


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: BULÓN TRASERO	FECHA:	ESCALA: N° PLANO:
	09/11/2015	1/10 1




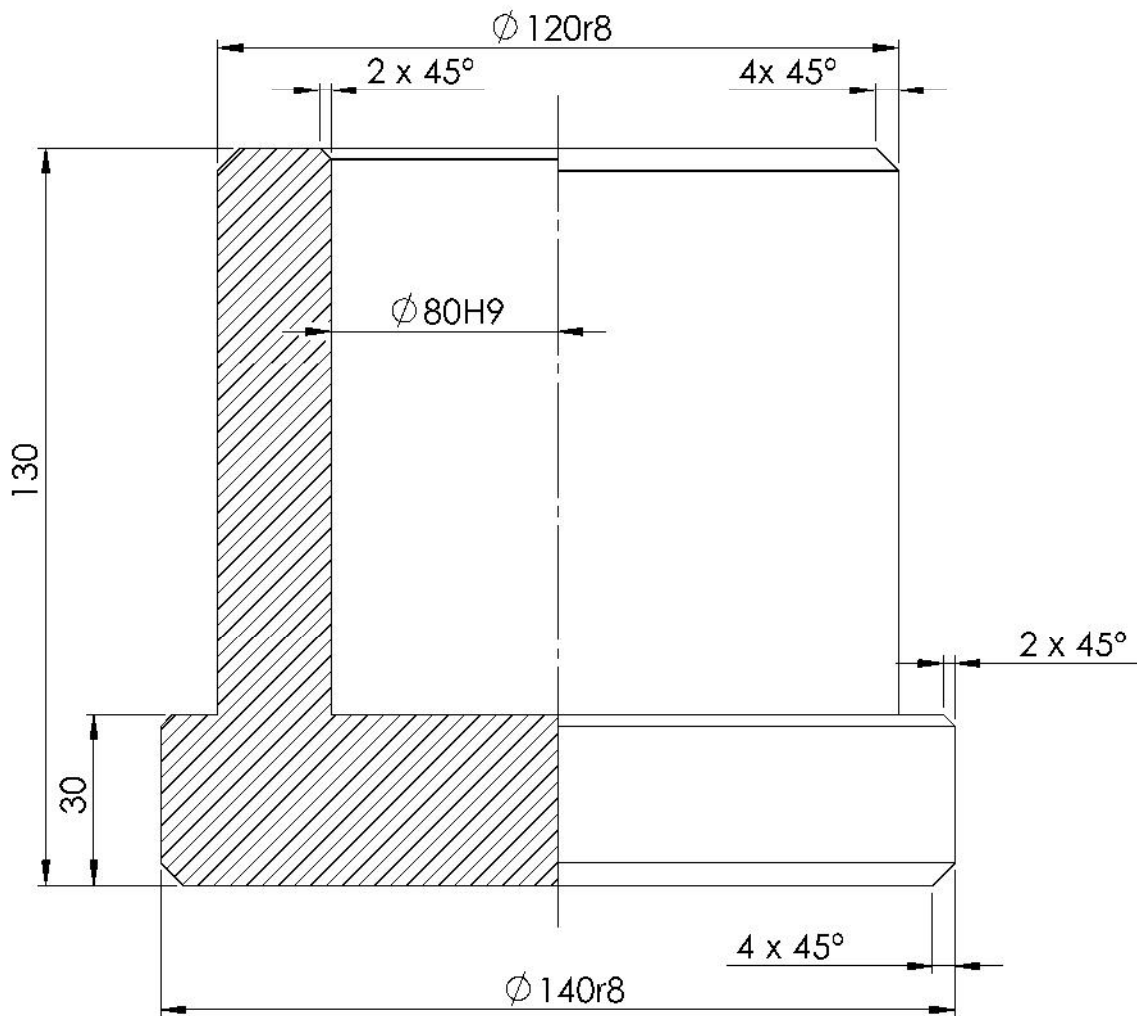
SEMICORTE

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: CASQUILLO CENTRAL	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 3:2
		Nº PLANO: 1



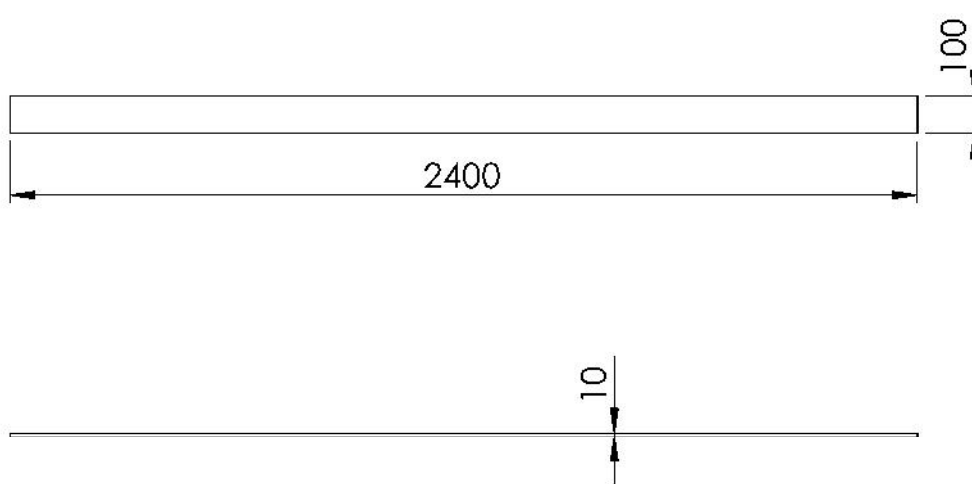
CORTE A 1/2


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: CASQUILLO O. DELANT.	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:1
		Nº PLANO: 1



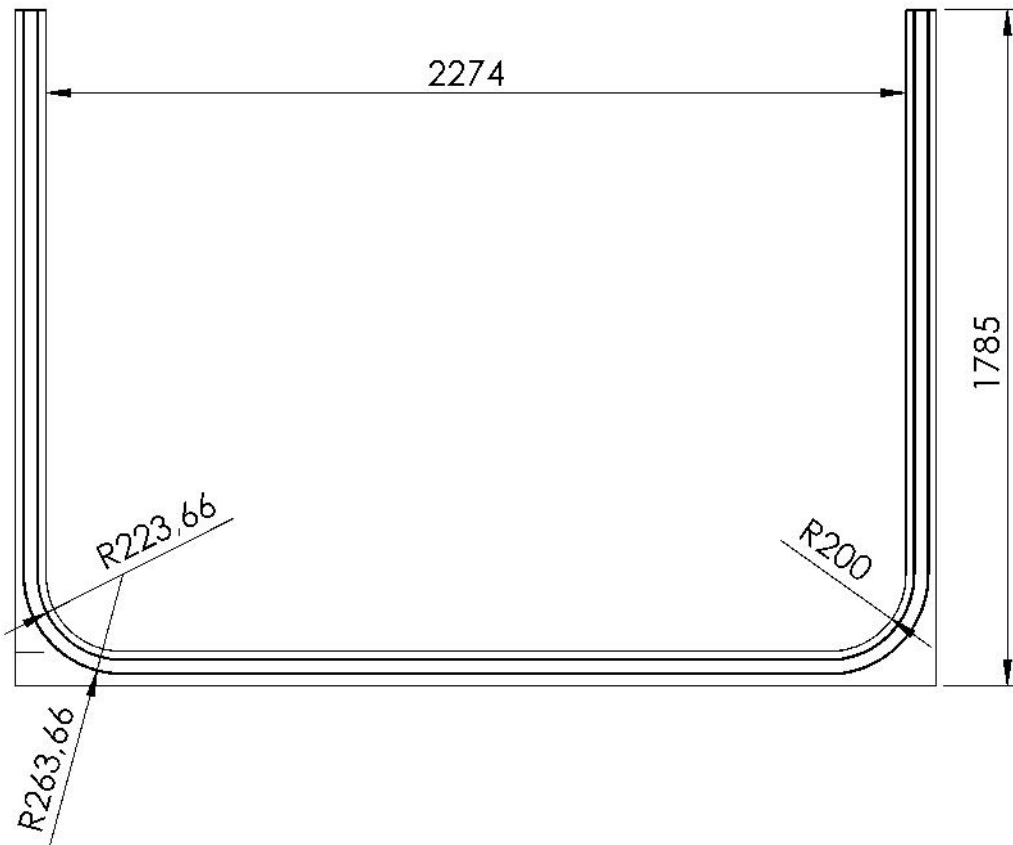
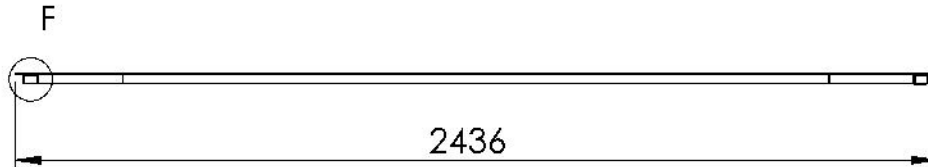
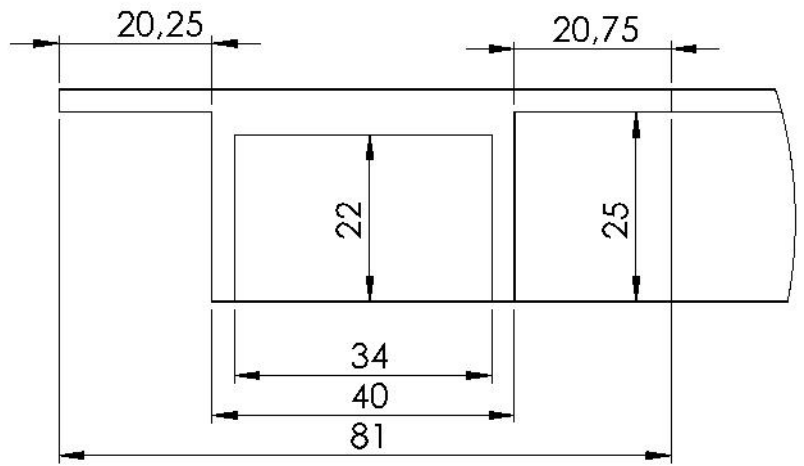
CORTE A 1/4

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: CASQUILLO TRASERO	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1/2 Nº PLANO: 1



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: CHAPA BASE TRASERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20
		Nº PLANO: 1

DETALLE F
ESCALA 1 : 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

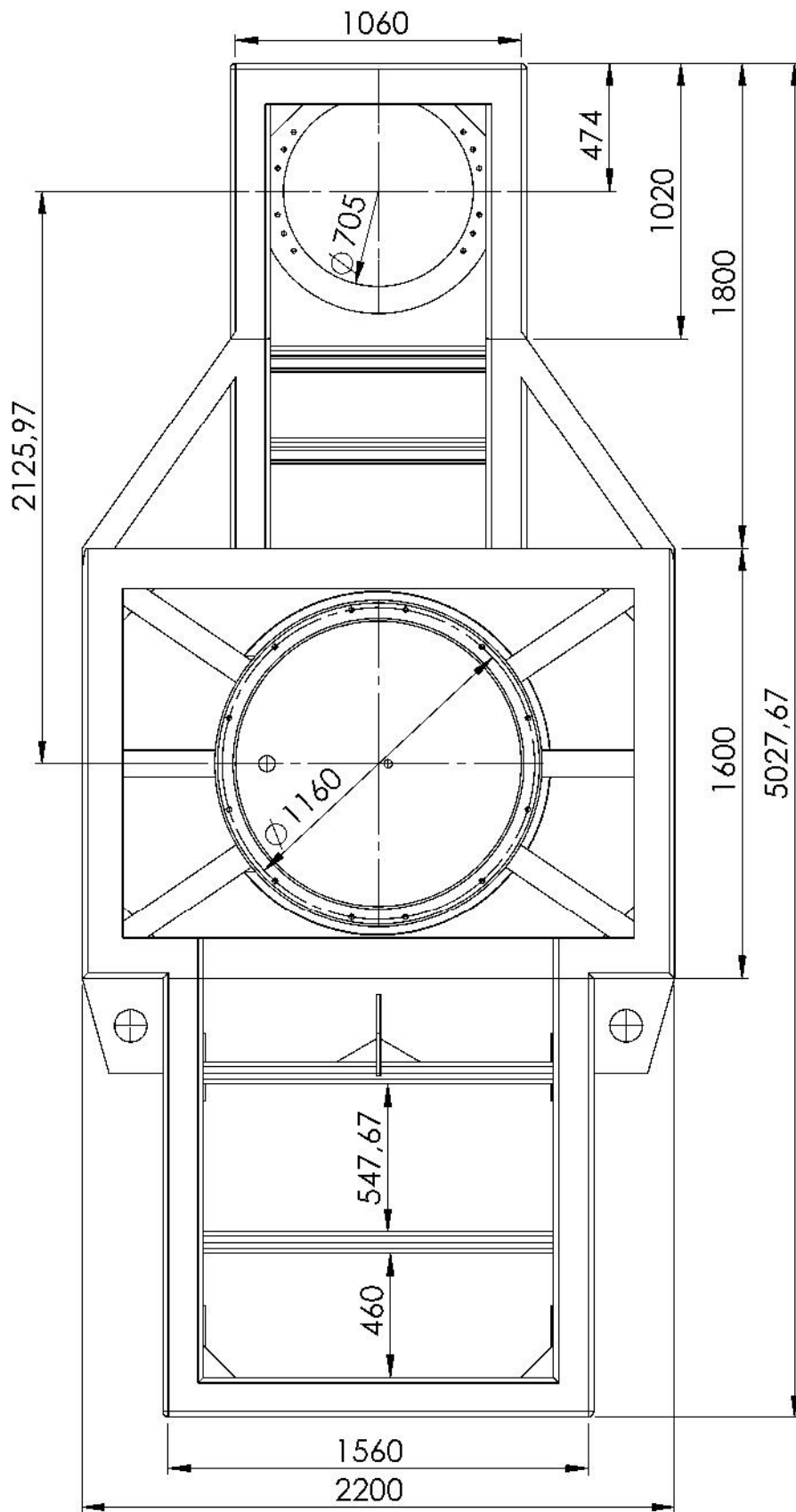
FIRMA:

PLANO: **CHAPA JUNTA PUERTA**


FECHA:
09/11/2015

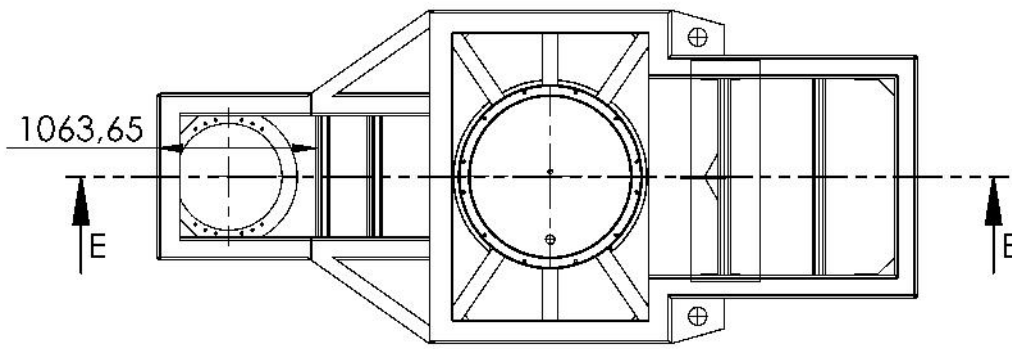
ESCALA:
1:20

Nº PLANO:
1



VISTA SUPERIOR: COTAS NOMINALES Y ENTRE CENTROS

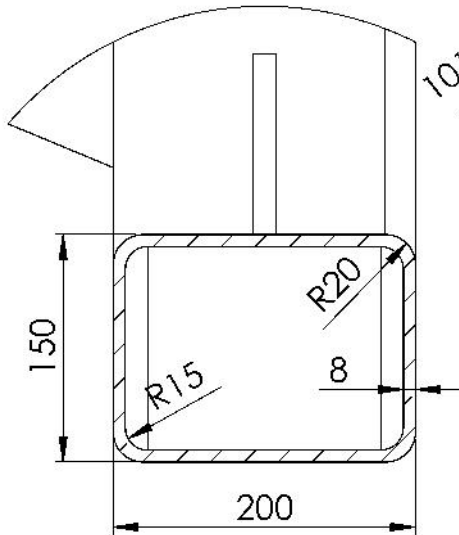
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: CHASIS		FIRMA:	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		09/11/2015	1:25	1	



**SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 30**

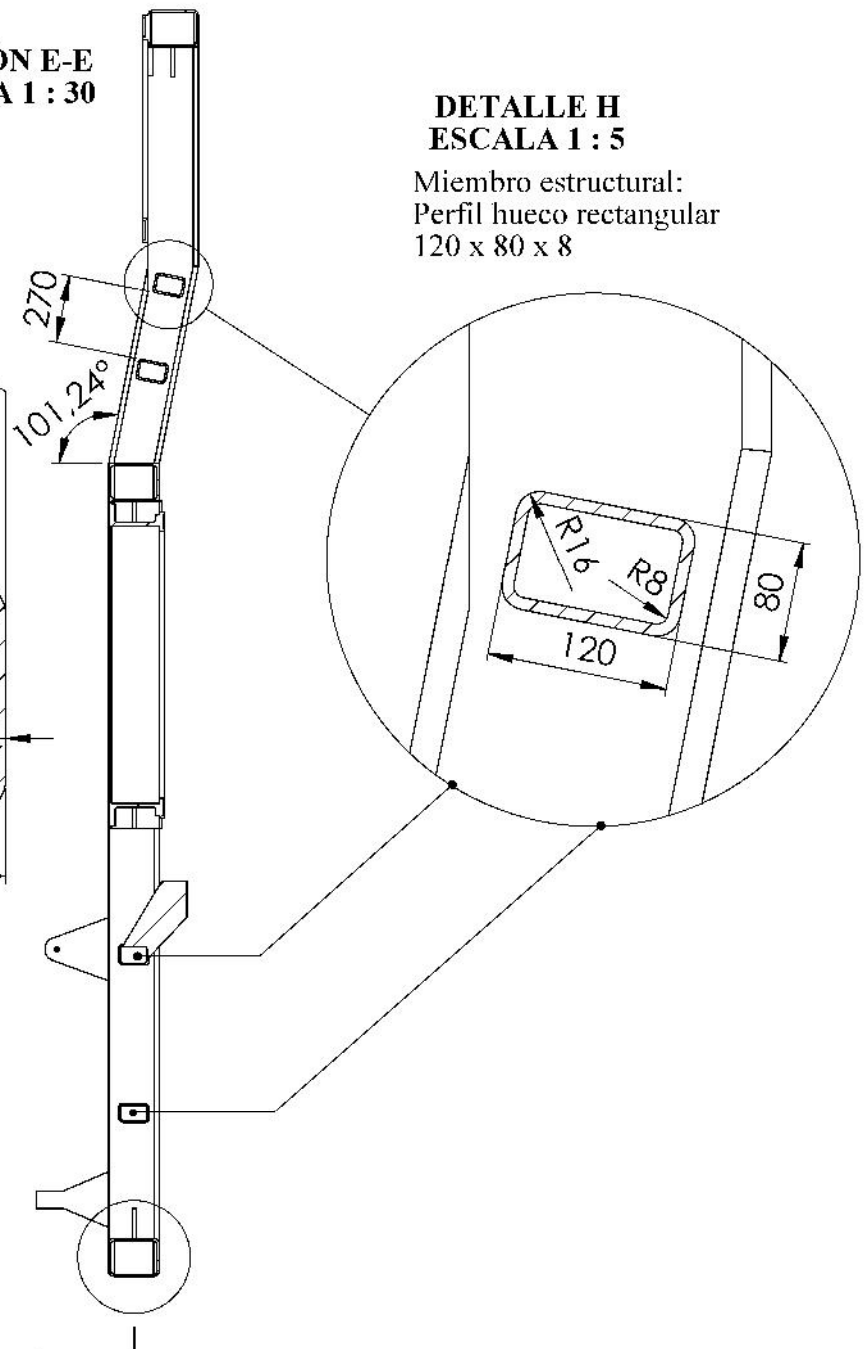
**DETALLE I
ESCALA 1 : 5**


Miembro estructural:
Perfil hueco rectangular
200 x 150 x 8

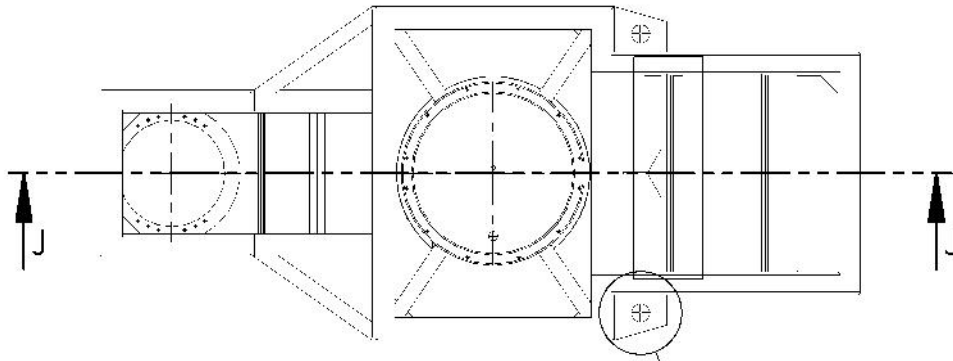


**DETALLE H
ESCALA 1 : 5**

Miembro estructural:
Perfil hueco rectangular
120 x 80 x 8

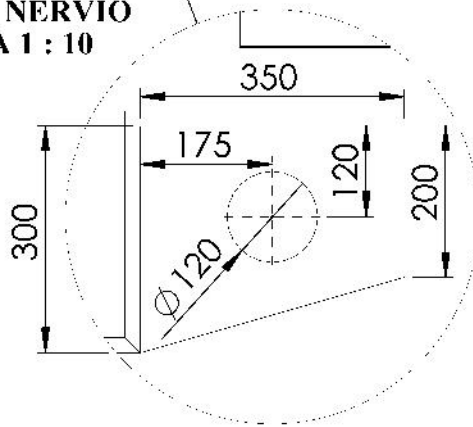


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: CHASIS	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:50 Nº PLANO: 2

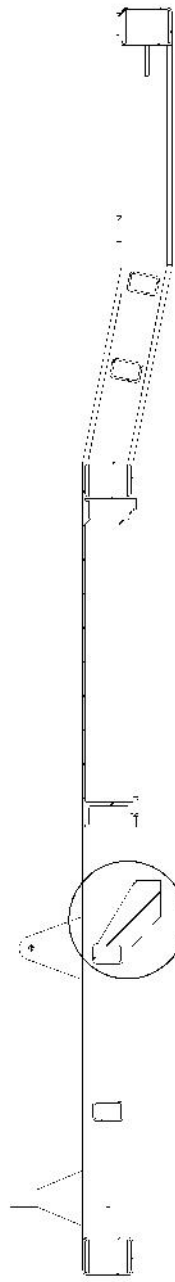
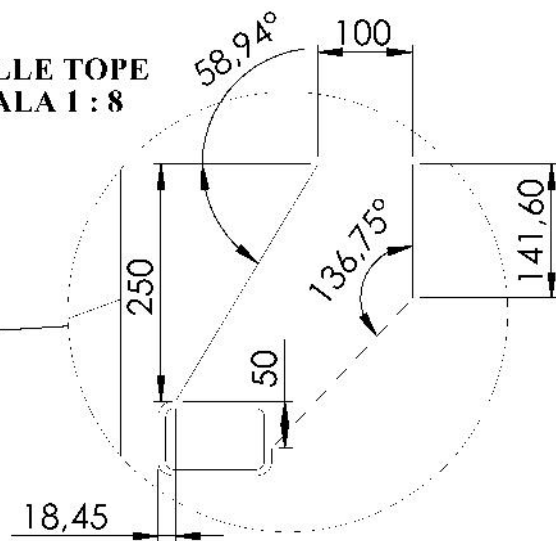



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 30

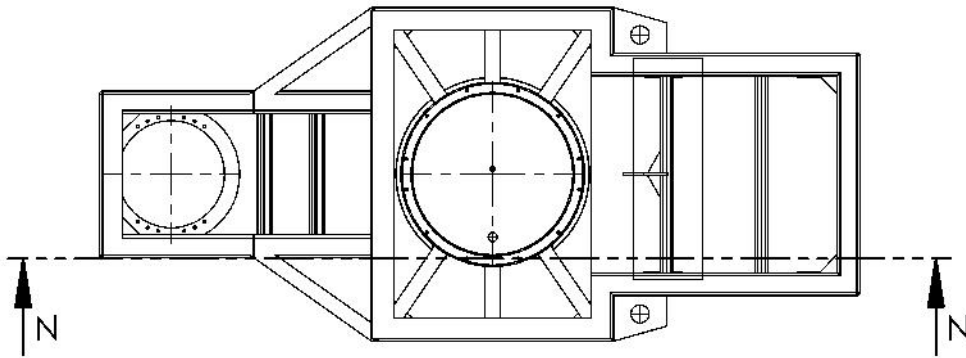
DETALLE NERVIO
ESCALA 1 : 10



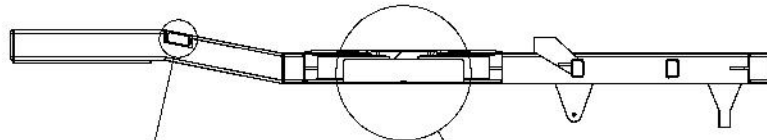
DETALLE TOPE
ESCALA 1 : 8



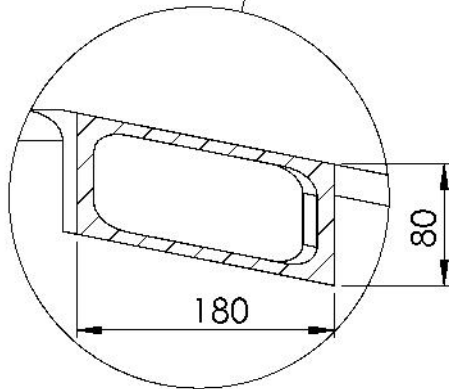
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: CHASIS	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:50 Nº PLANO: 3



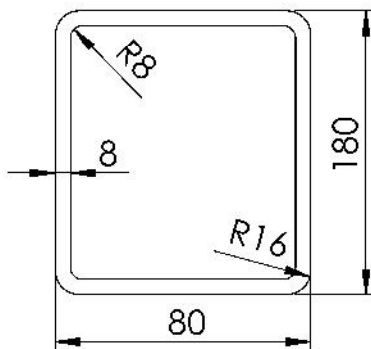
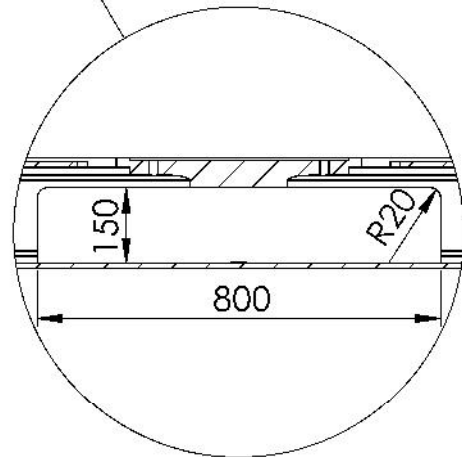
**SECCIÓN N-N
ESCALA 1 : 50**



**DETALLE REFUERZO
ESCALA 1 : 5**
Miembro estructural:
Perfil hueco rectangular
180 x 80 x 8



**DETALLE VACIADO
ESCALA 1 : 15**



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

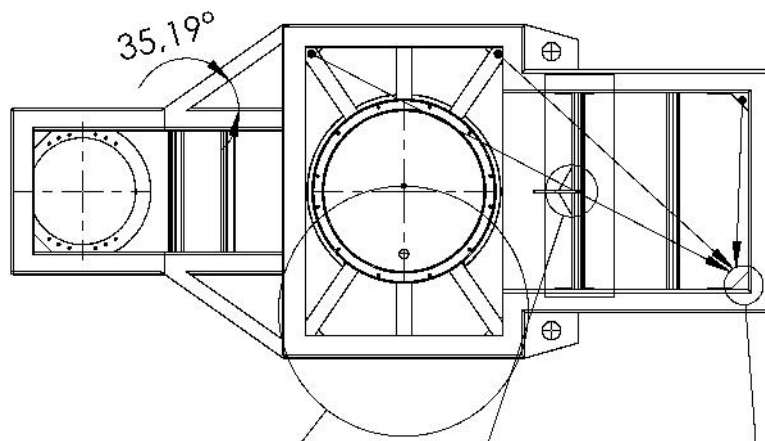
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**

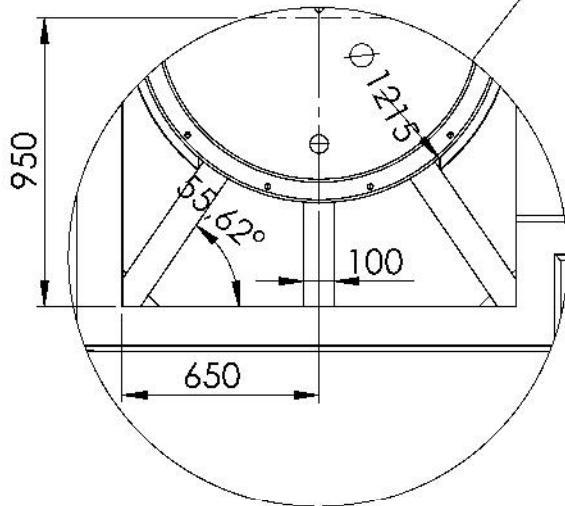
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:50

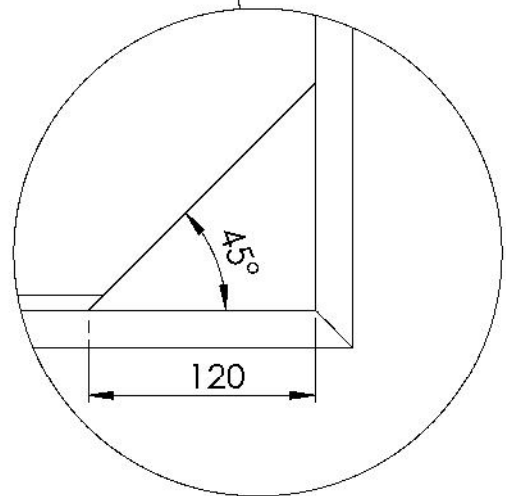
Nº PLANO:
4



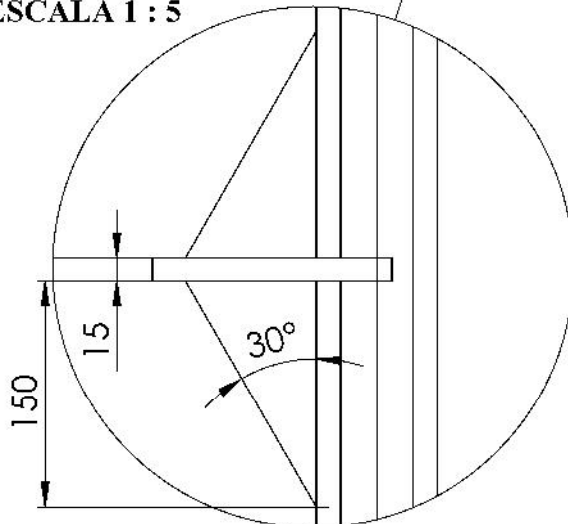
NERVIOS CENTRALES
ESCALA 1:25



DETALLE S
ESCALA 1 : 4



DETALLE R
ESCALA 1 : 5



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

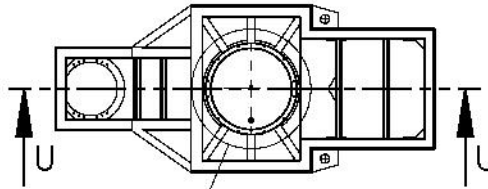
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**

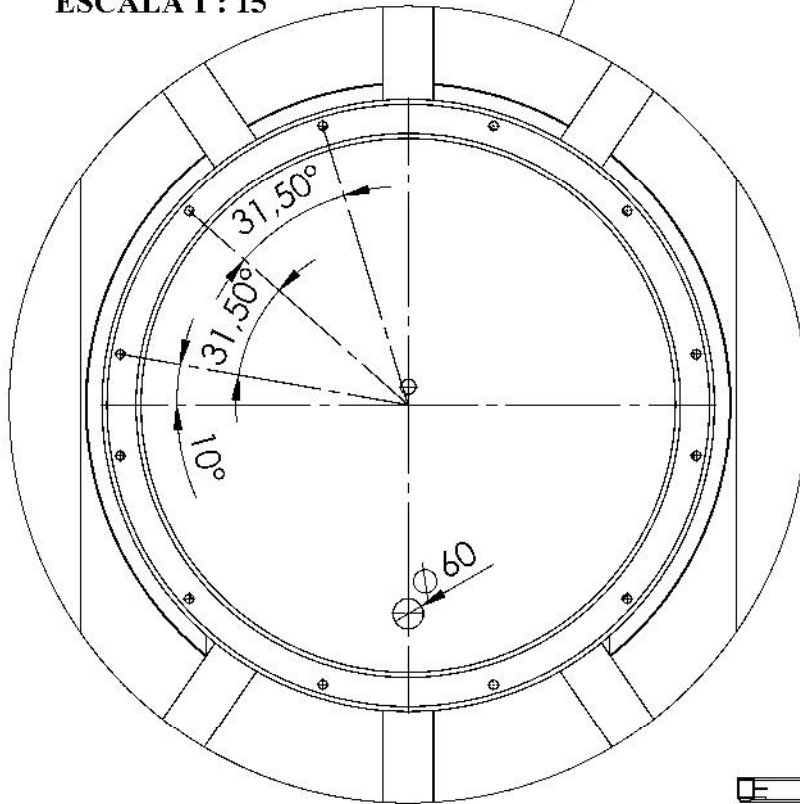
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:50

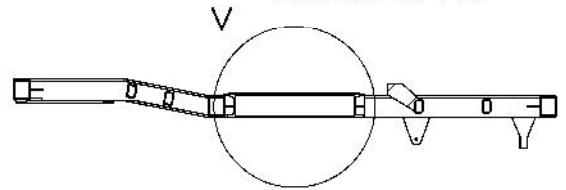
Nº PLANO:
5



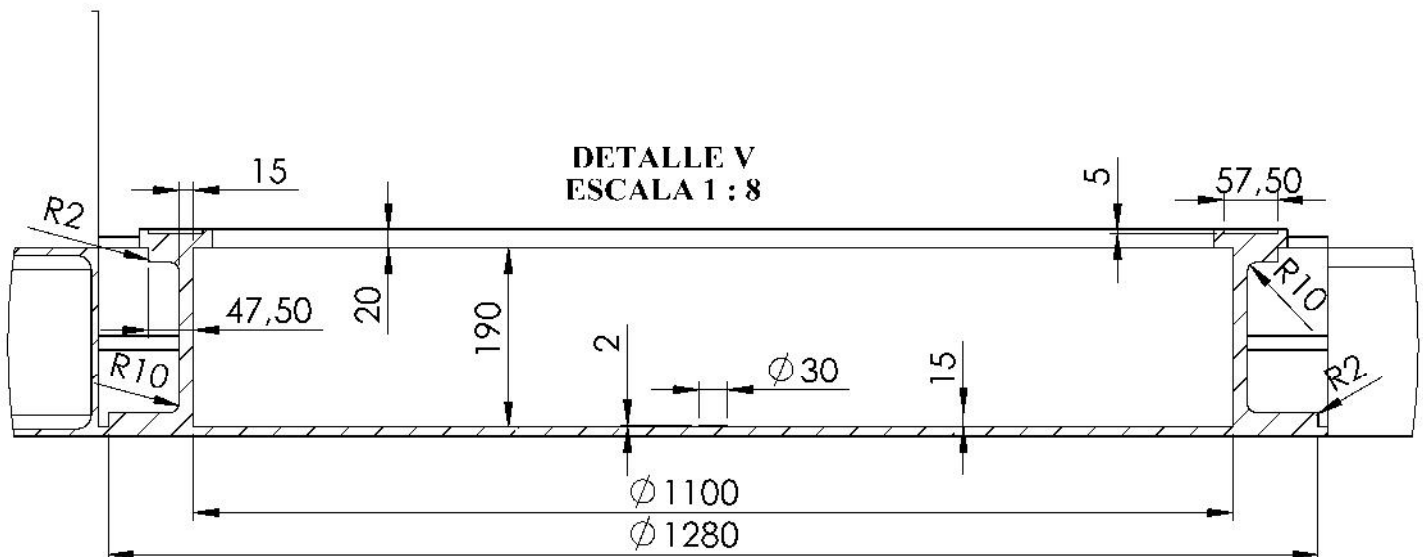
**DETALLE
ESCALA 1 : 15**



**SECCIÓN U-U
ESCALA 1 : 70**



**DETALLE V
ESCALA 1 : 8**



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

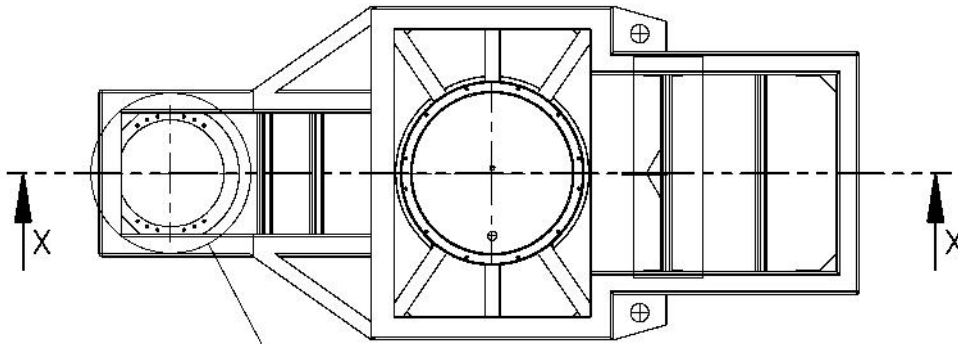
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**

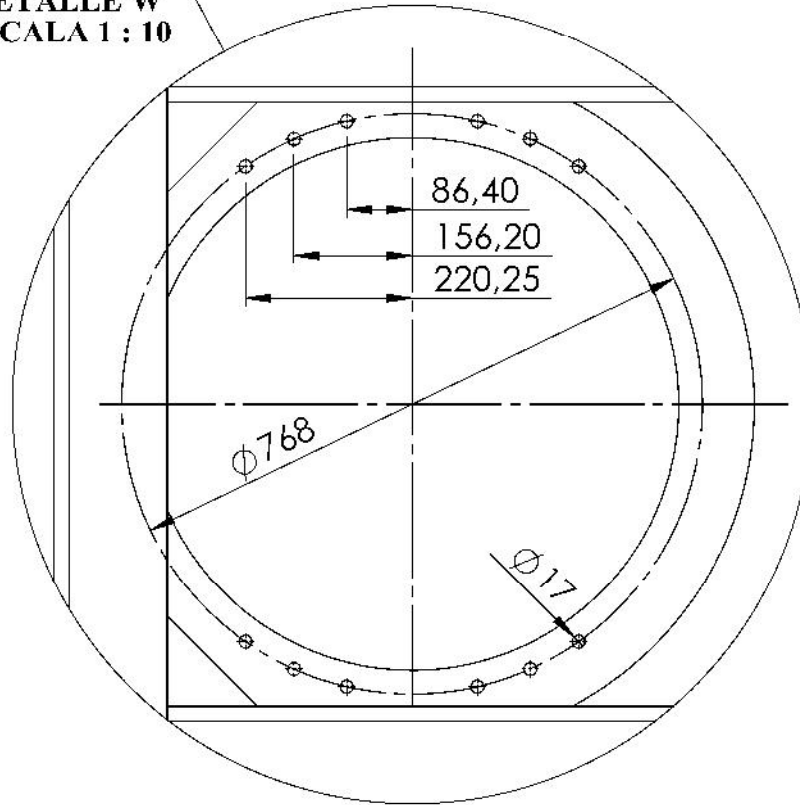
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:100

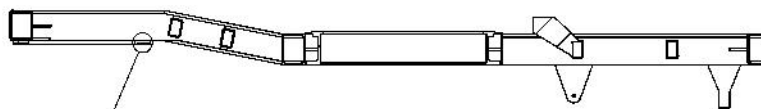
Nº PLANO:
6



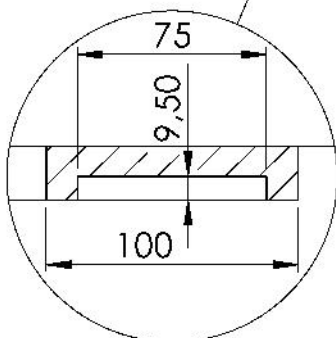
DETALLE W
ESCALA 1 : 10




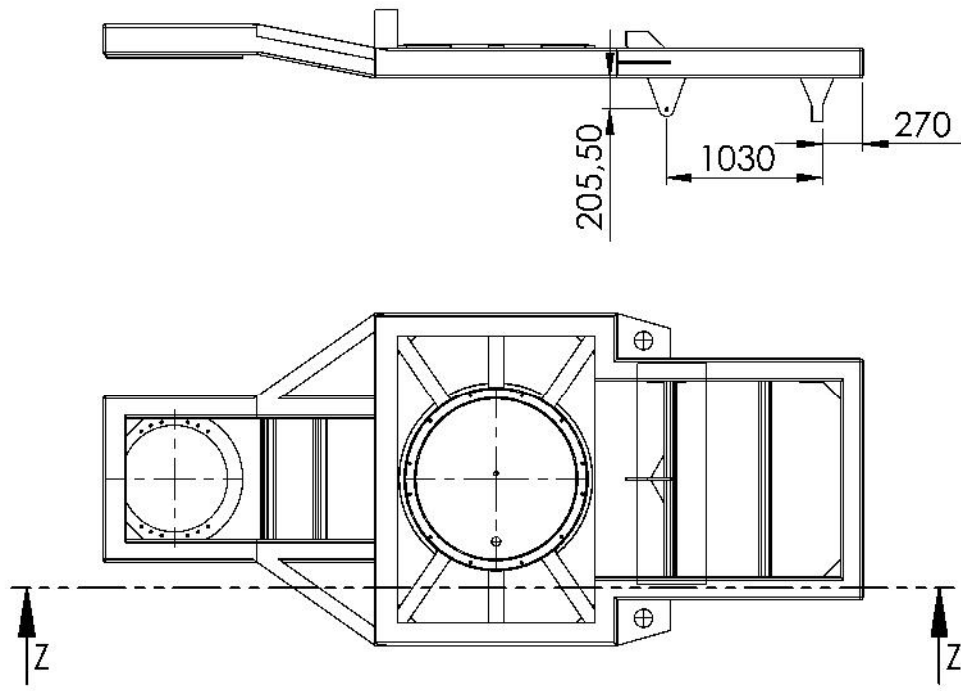
SECCIÓN X-X
ESCALA 1 : 50



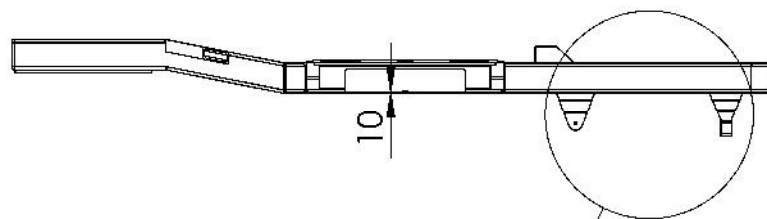
DETALLE Y
ESCALA 1 : 3



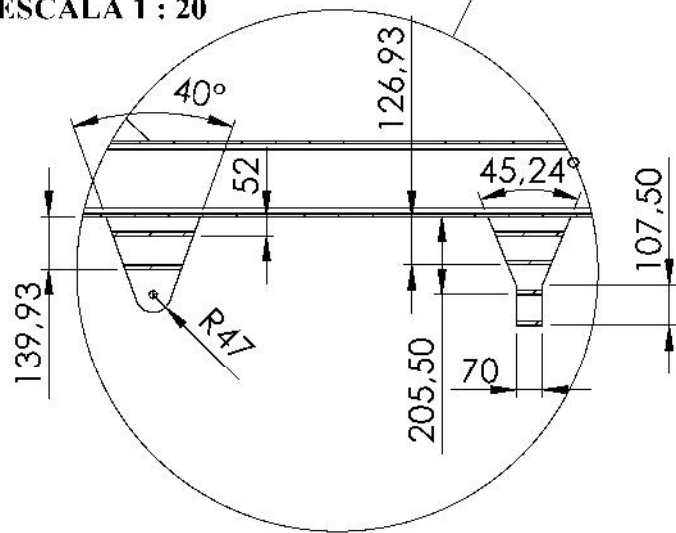
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: CHASIS		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:50	Nº PLANO: 7




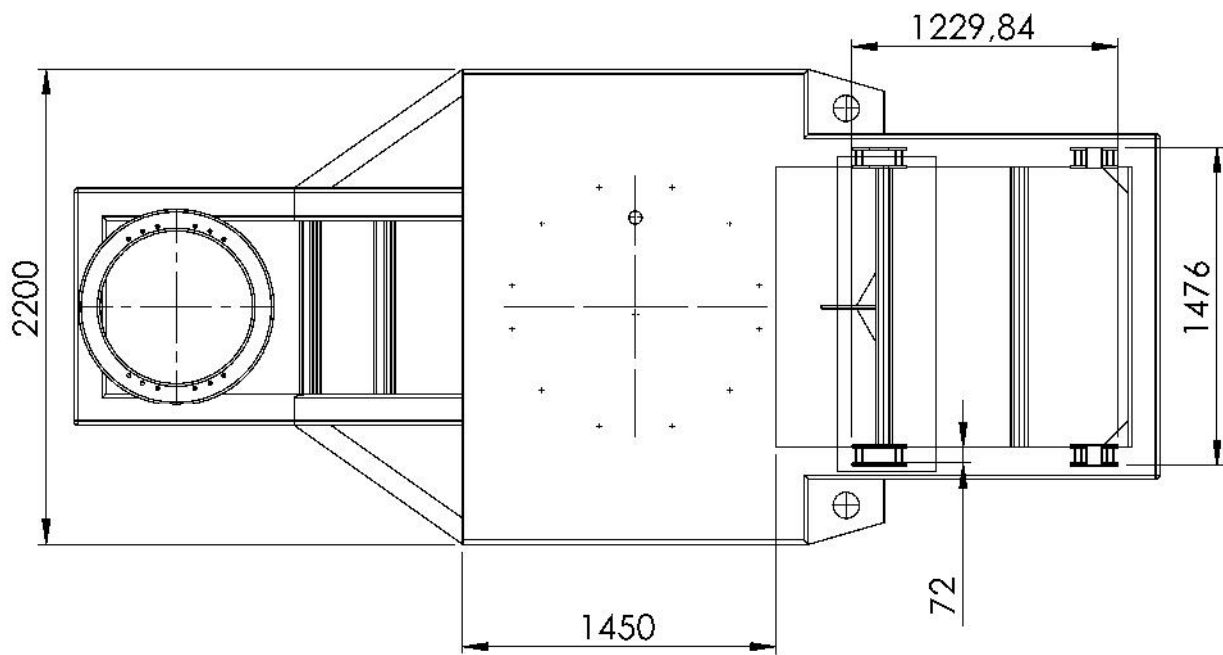
SECCIÓN Z-Z
ESCALA 1 : 50



DETALLE AA
ESCALA 1 : 20



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: CHASIS		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:50	Nº PLANO: 8



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

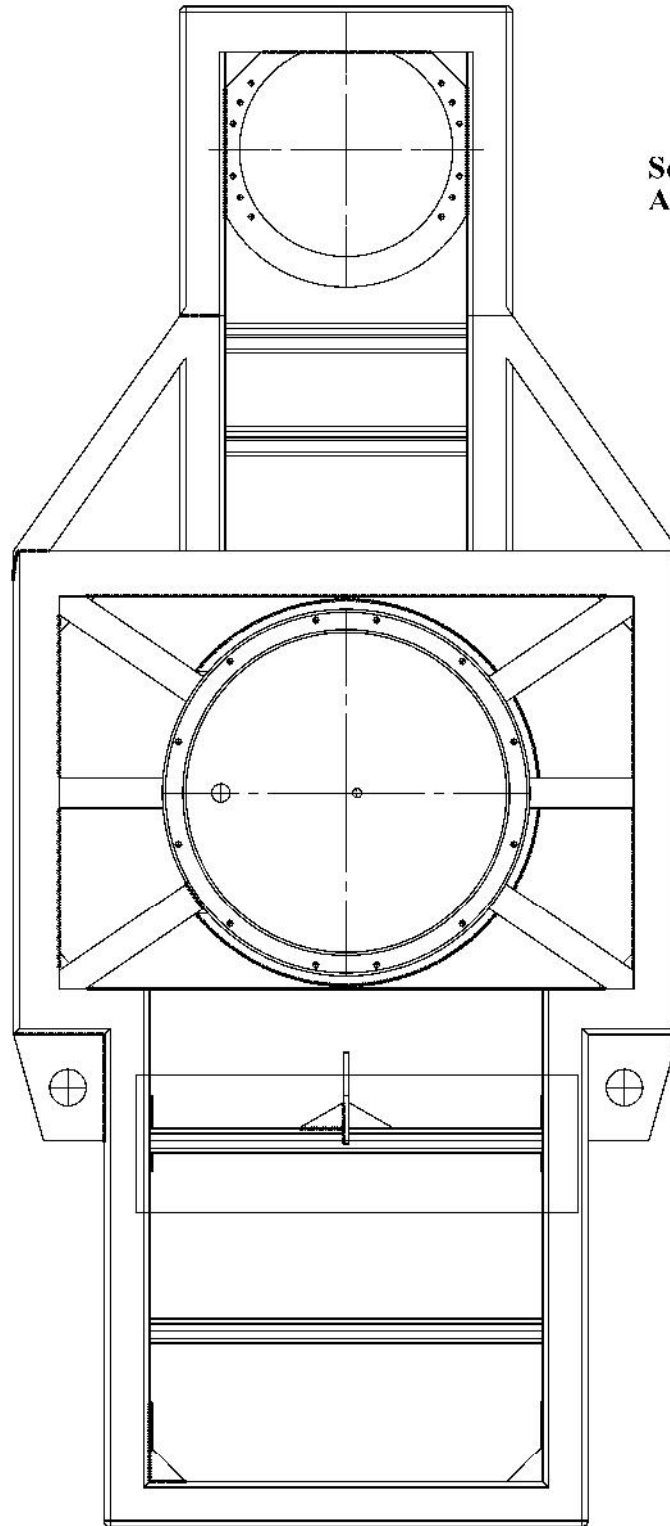
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**

FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:35

Nº PLANO:
9



**Soldaduras a tope:
Ancho cordón 10 mm**

VISTA SUPERIOR: DETALLE SOLDADURAS



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

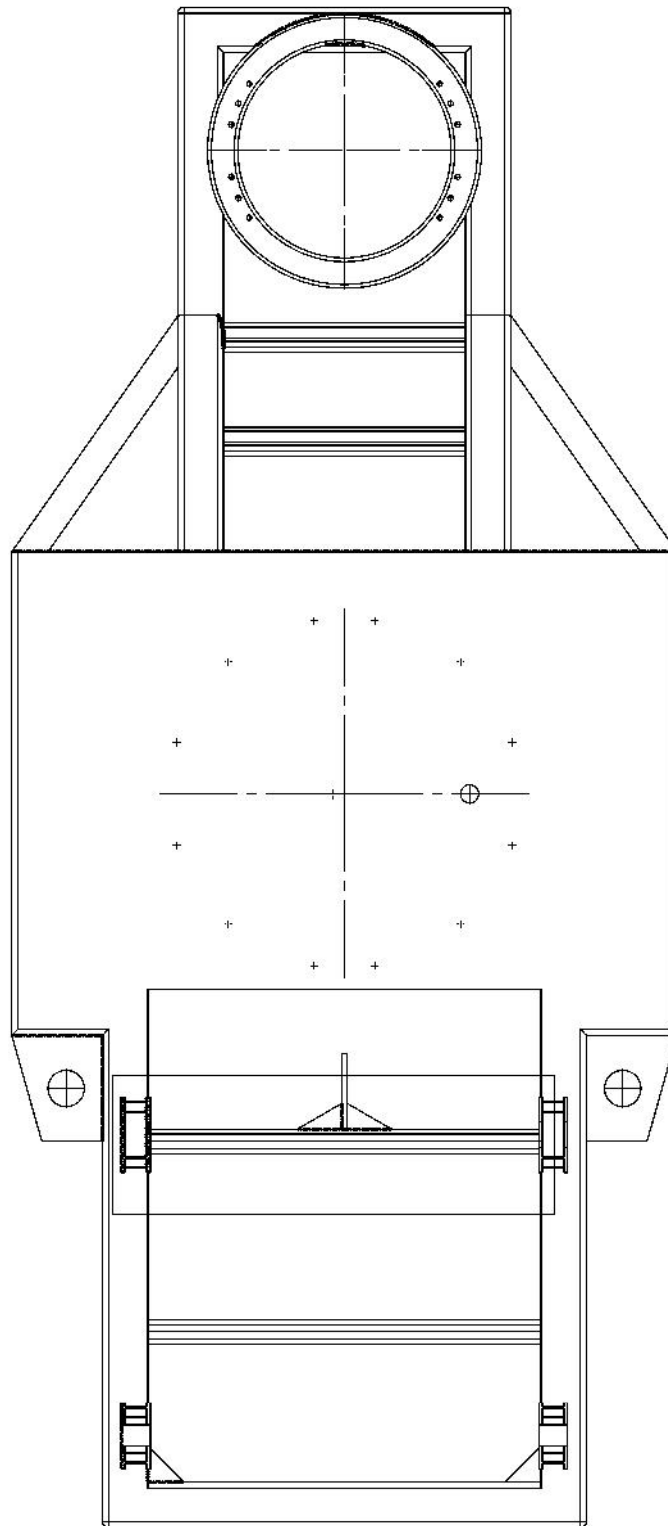
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**

FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:25

Nº PLANO:
10



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

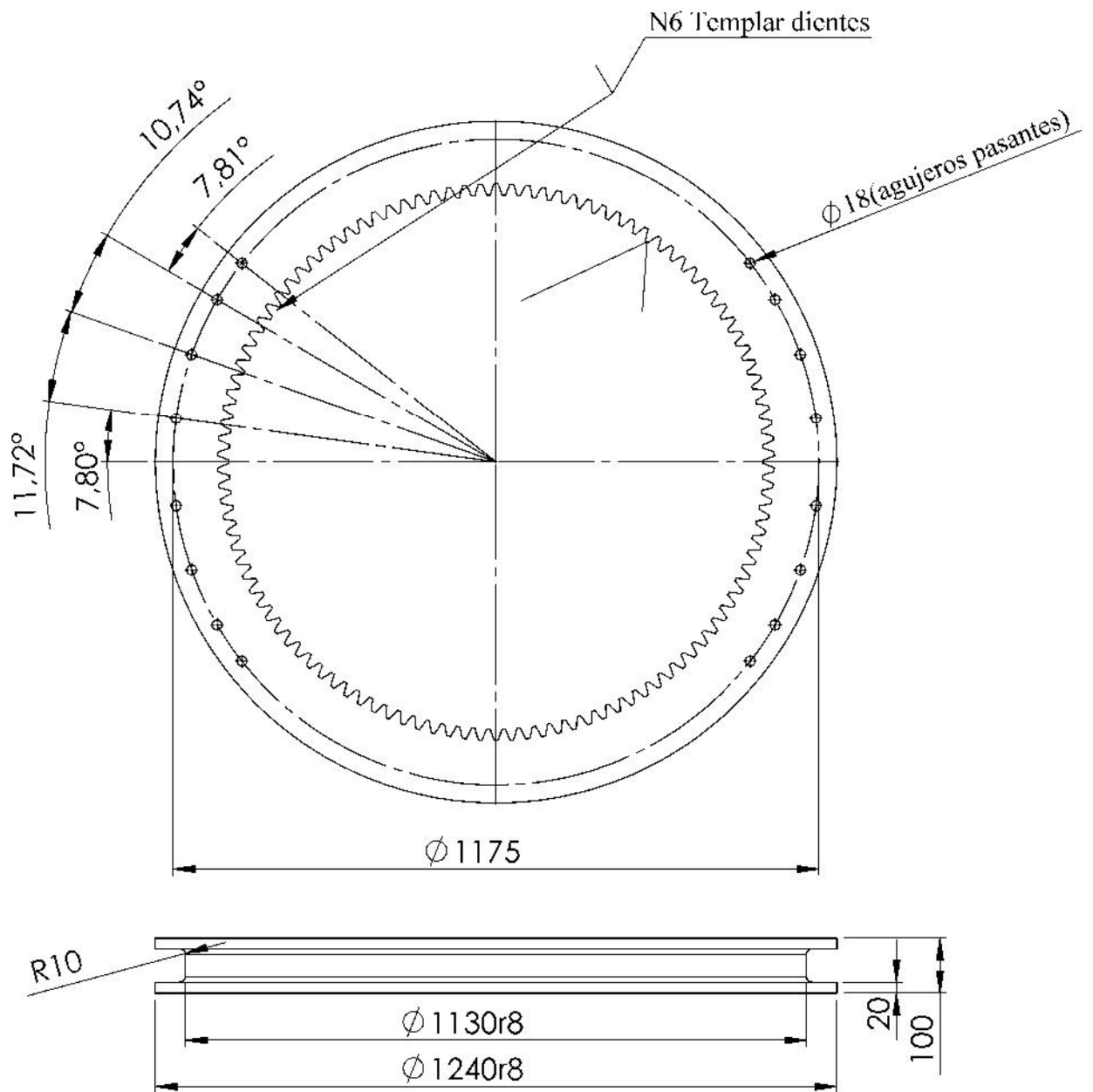
FIRMA:

PLANO: **CHASIS**


FECHA:
09/11/2015

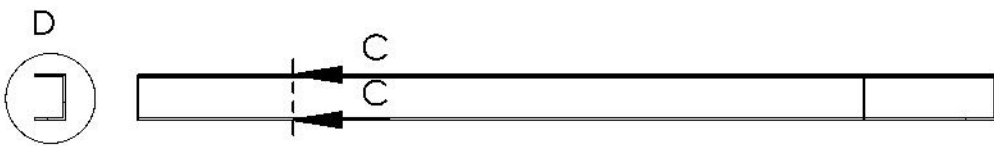
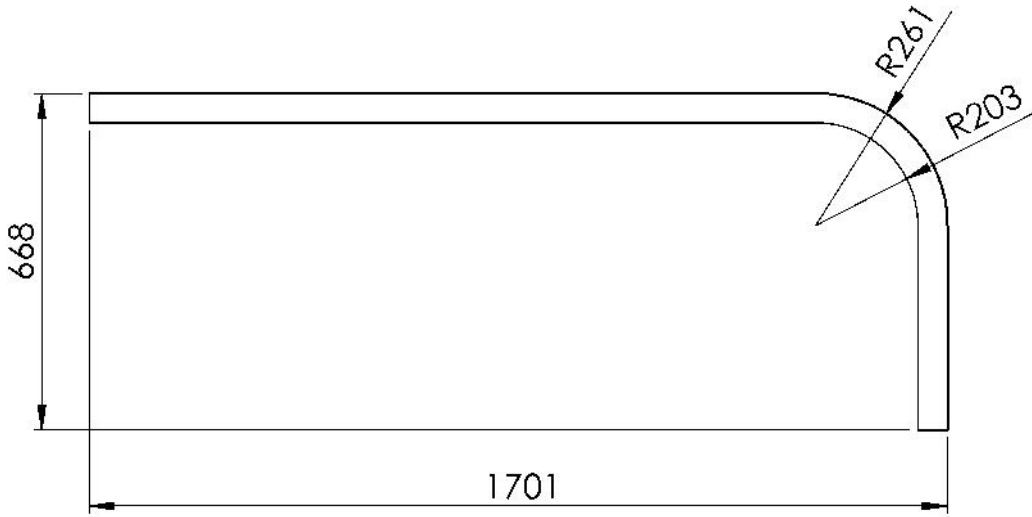
ESCALA:
1:25

Nº PLANO:
11

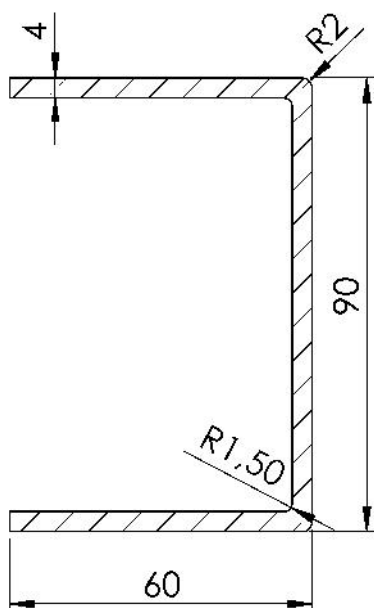



Módulo	9
Nº dientes	110
Diámetro primitivo	990
Diámetro exterior	1020
Ángulo de empuje	20°
Paso circular	28.27

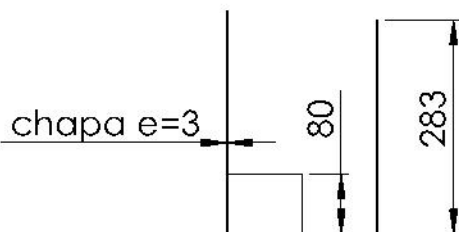
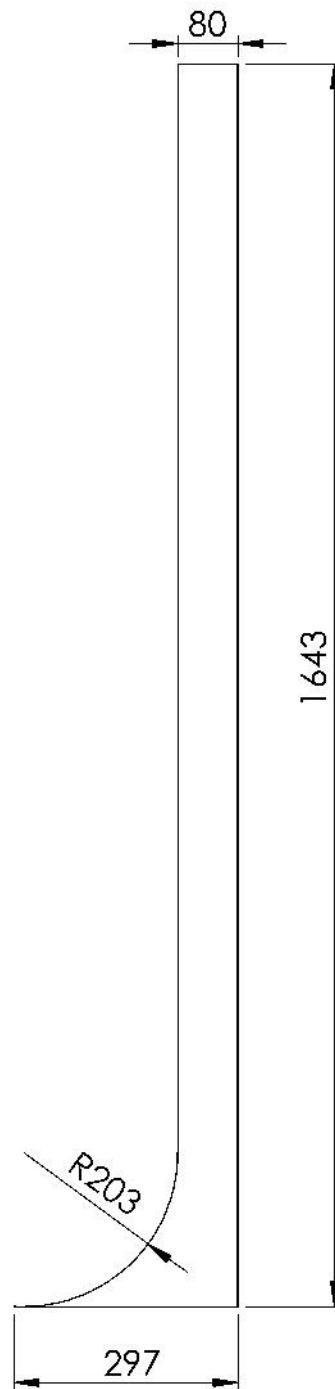
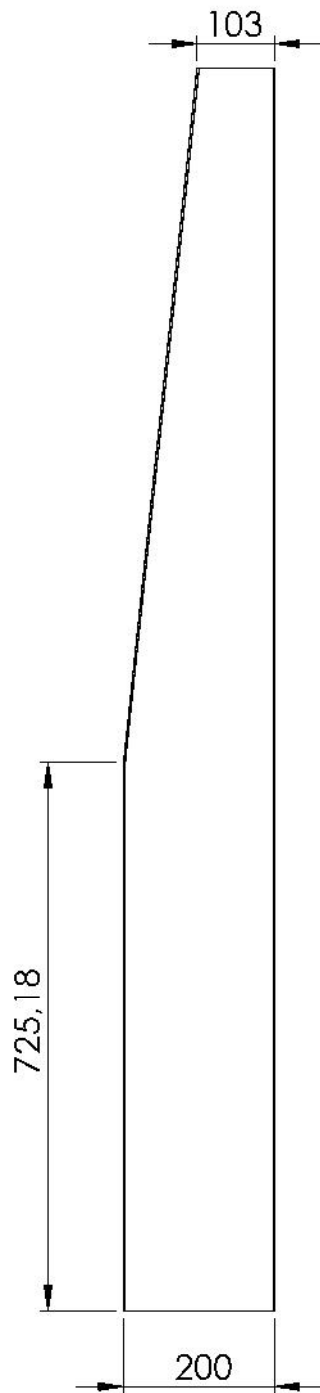
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: CORONA		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
09/11/2015	1/12	1




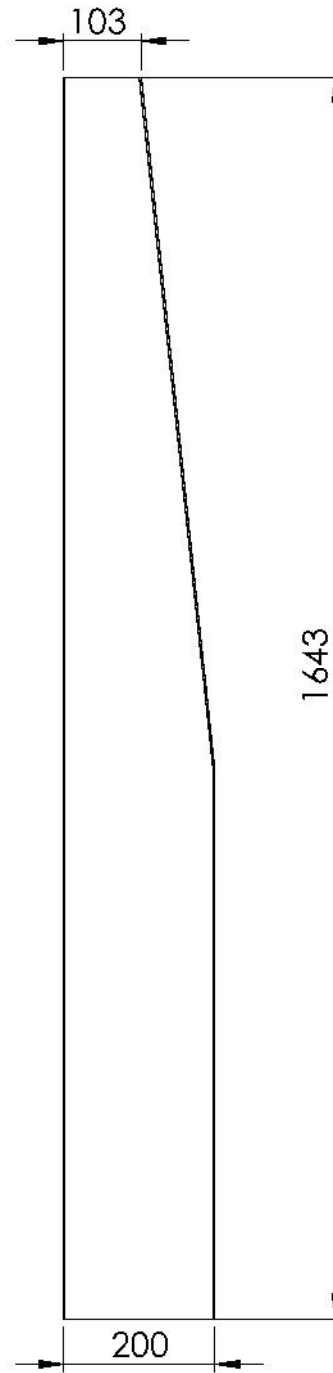
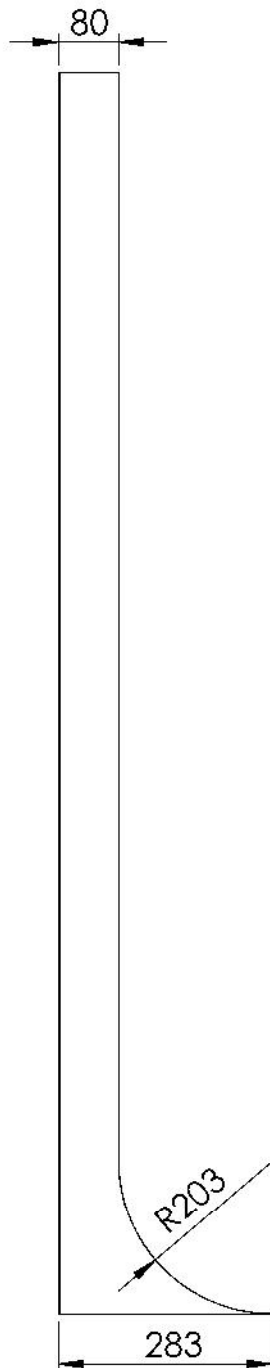
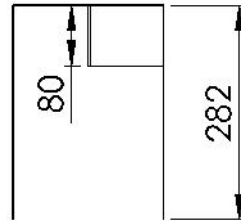
Vista CC
Detalle D:




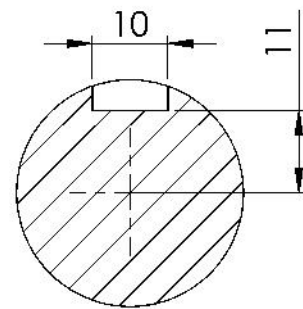
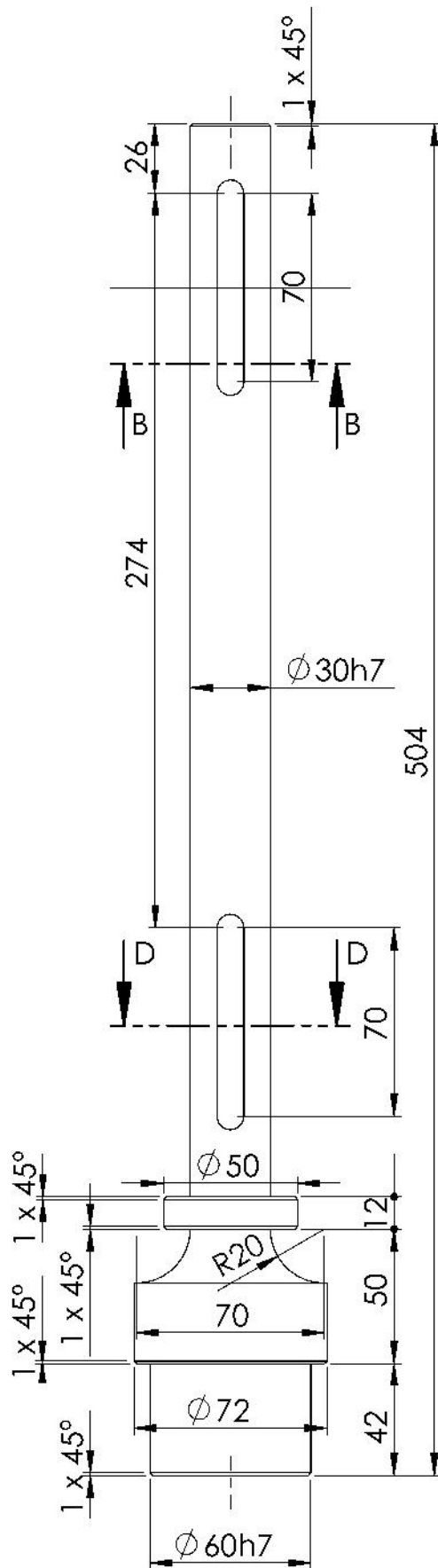
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: COSTILLA		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:15	Nº PLANO: 1




 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: COSTILLA FINAL	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 1

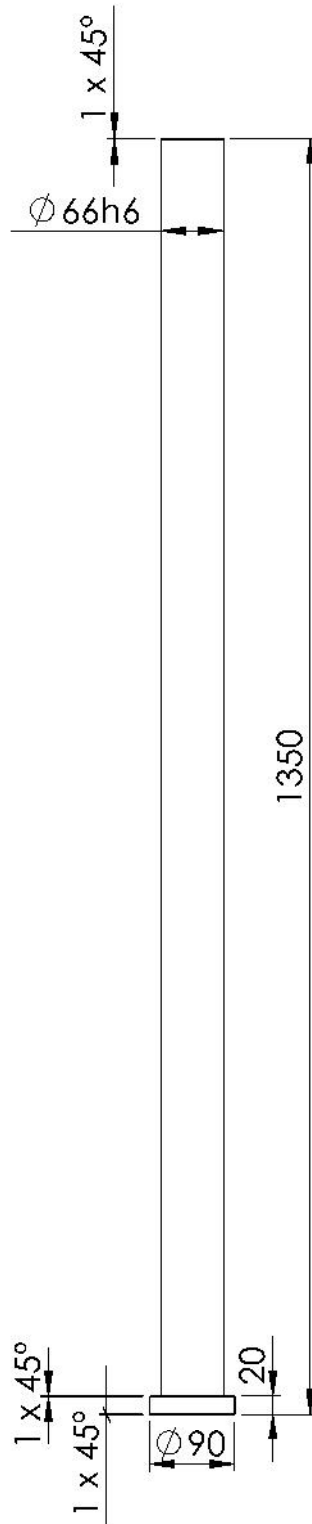


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: COSTILLA FINAL IZQ.	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 1



SECCIONES B-B y D-D
ESCALA 1 : 1

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: EJE REDUCCIÓN		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2.5	Nº PLANO: 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

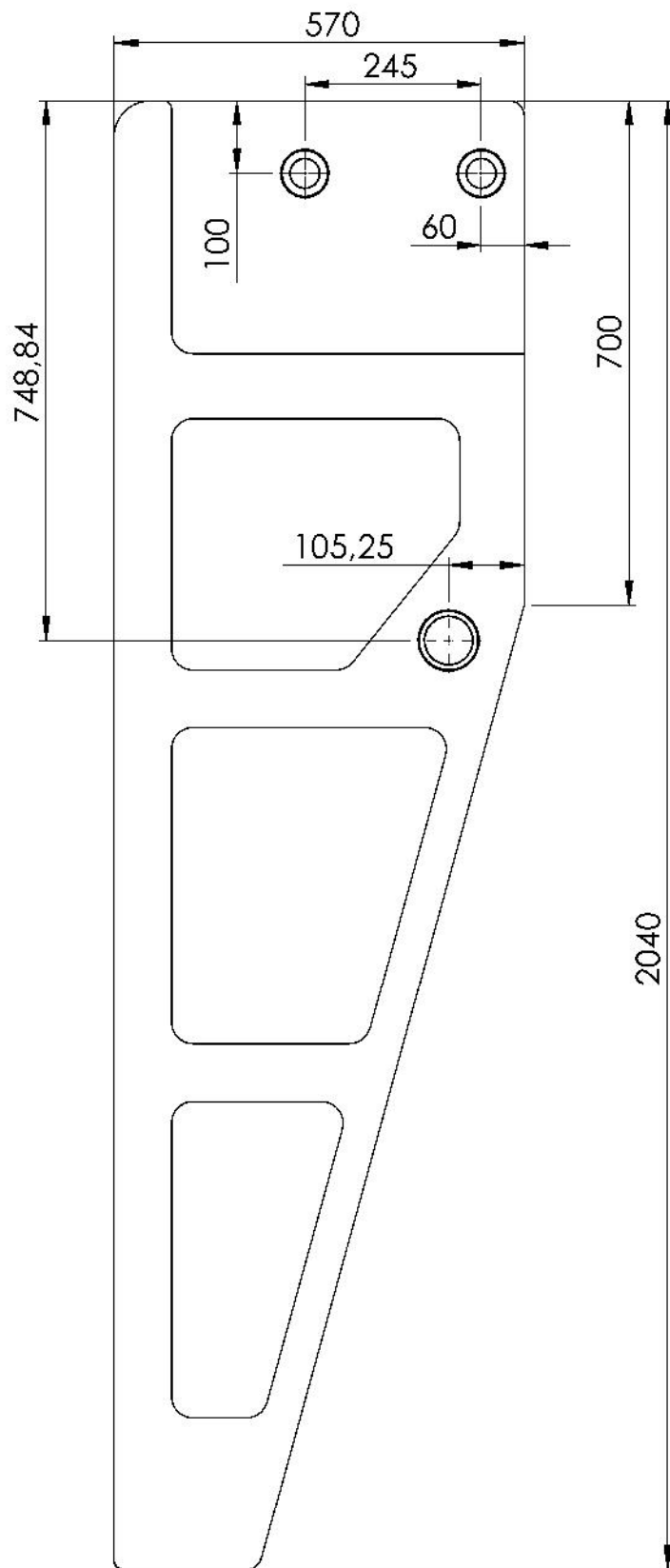
FIRMA:

PLANO: **EJE ANCLAJE CILINDRO**


FECHA:
09/11/2015

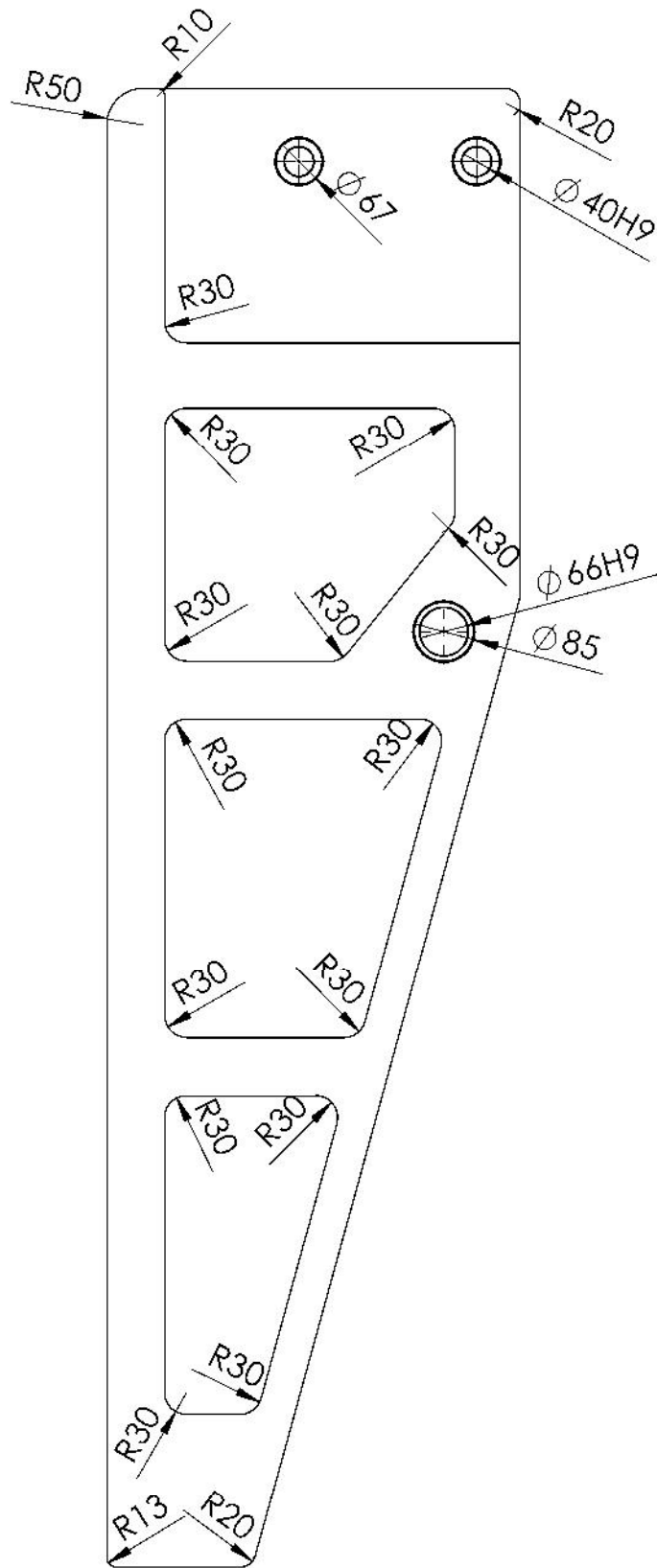
ESCALA:
1:8

Nº PLANO:
1




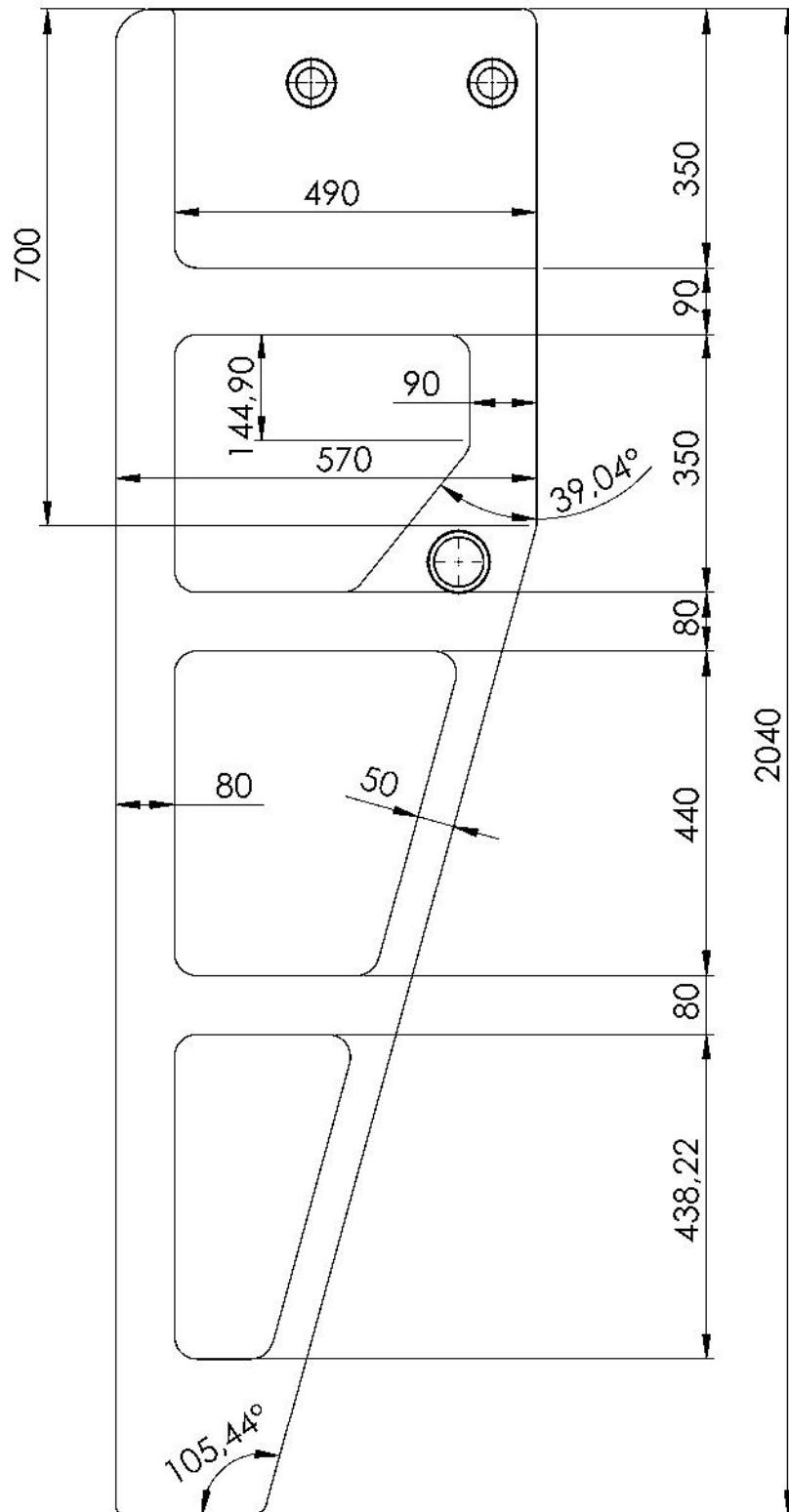
VISTA LATERAL: COTAS NOMINALES Y ENTRE CENTROS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA DELANTERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 1




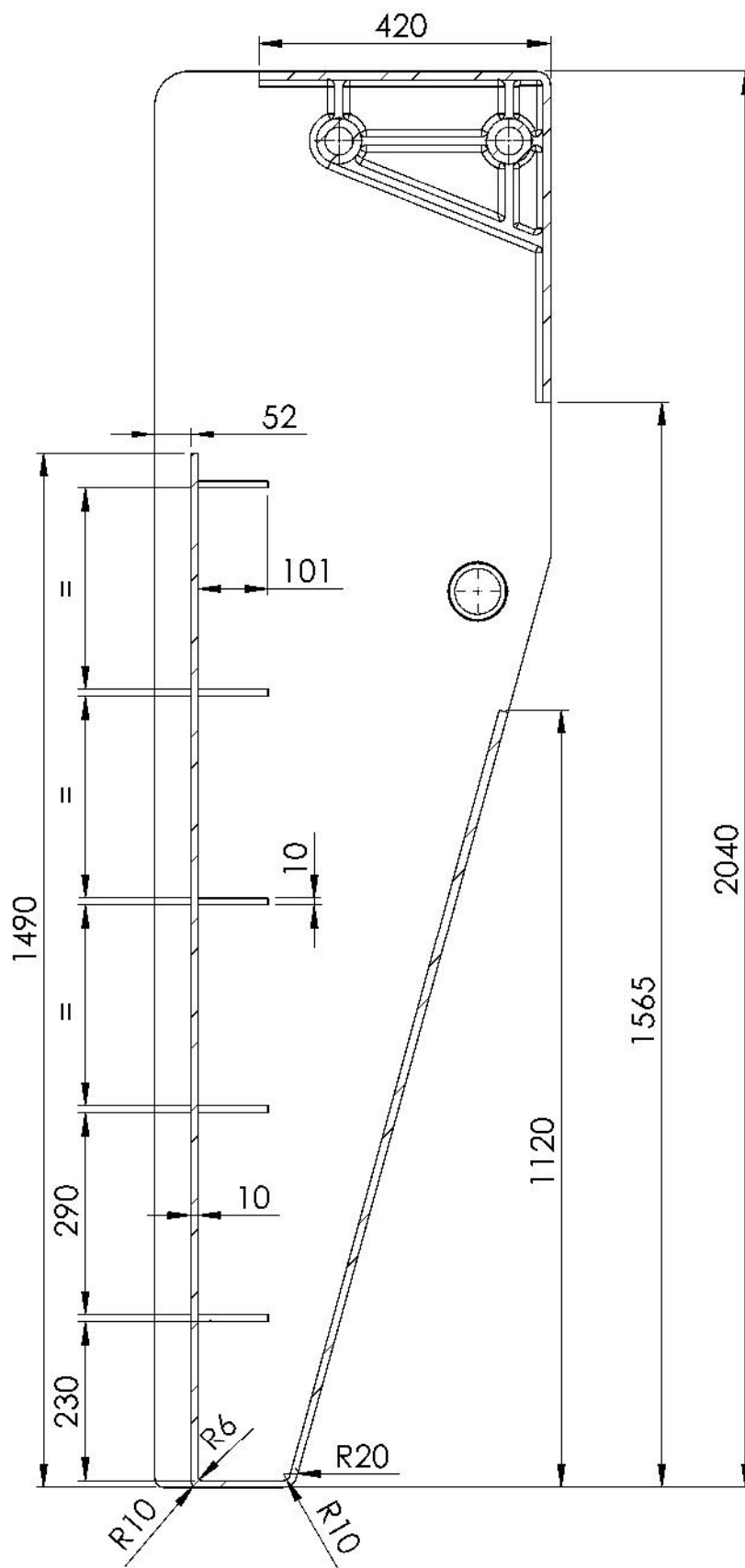
VISTA LATERAL: COTAS RADIOS REDONDEO Y AGUJEROS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: GARRA DELANTERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10 Nº PLANO: 2




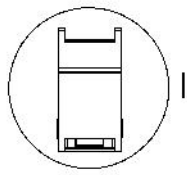
VISTA LATERAL: COTAS VERTICALES, HORIZONTALES, Y ANGULARES.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA DELANTERA	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:10 Nº PLANO: 3

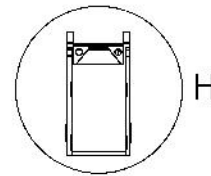
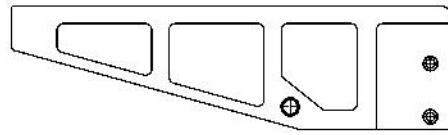


VISTA LATERAL SECCIONADA: COTAS PLEGADO CHAPA EXTERIOR Y APOYOS

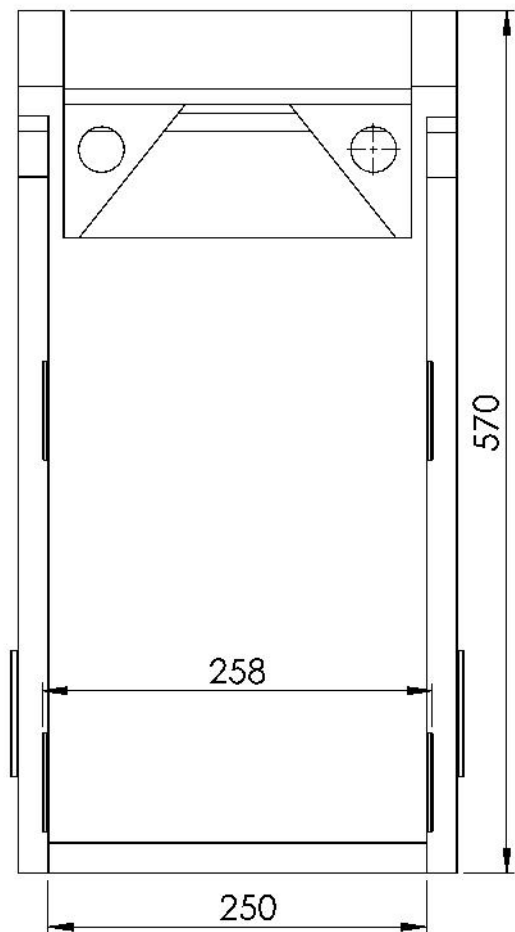
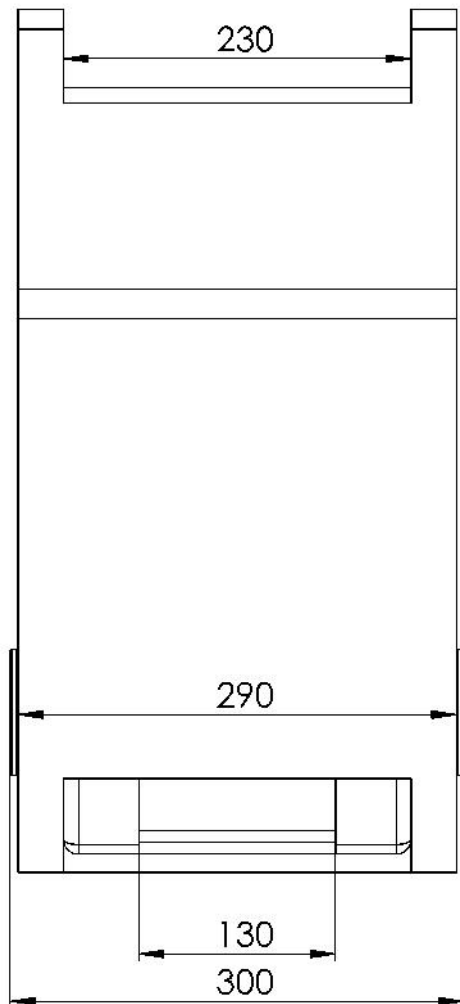
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA DELANTERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 4



DETALLE I
ESCALA 1 : 5



DETALLE H
ESCALA 1 : 5



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

FIRMA:

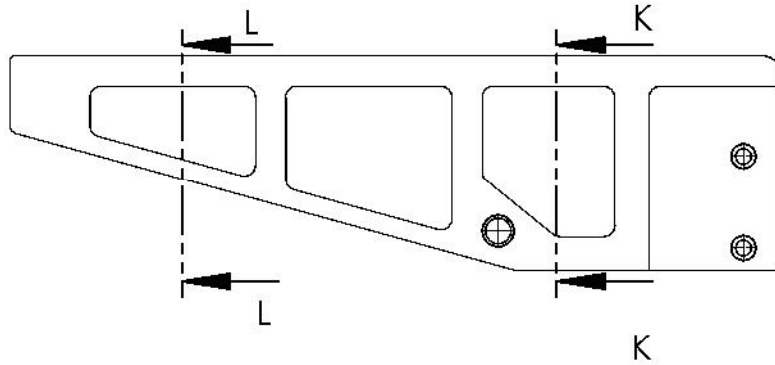
PLANO: **GARRA DELANTERA**

FECHA:
09/11/2015

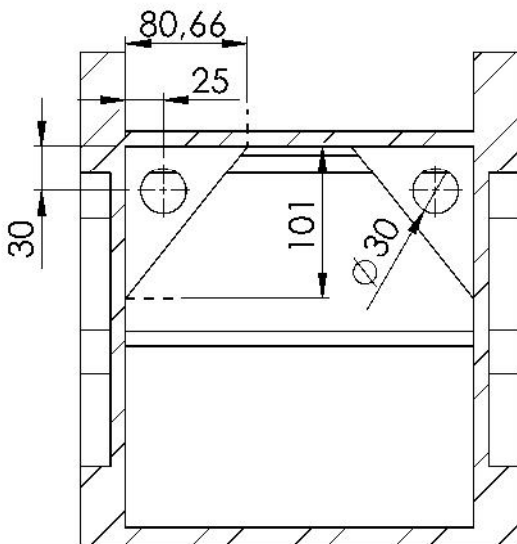
ESCALA:
1:35

Nº PLANO:
6

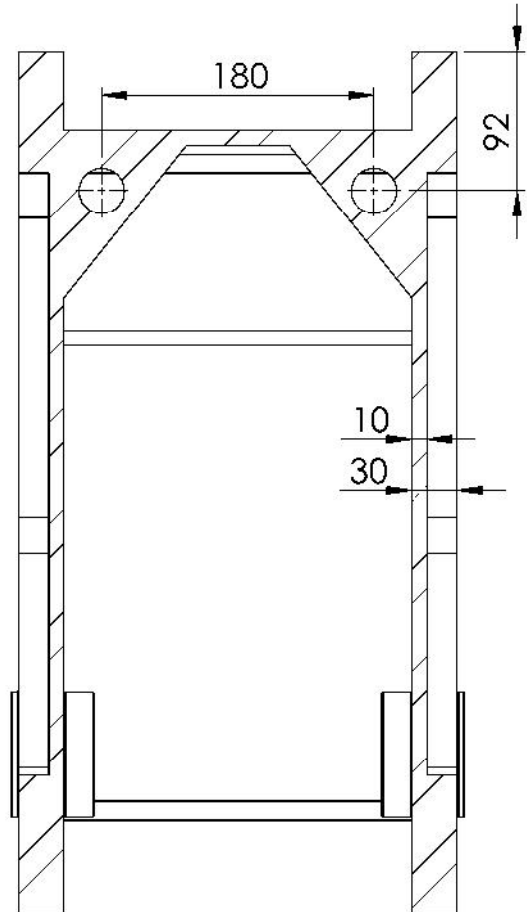
**VISTAS DE ESESORES CHAPA EXTERIORES
Y COTAS NERVIOS INTERIORES**




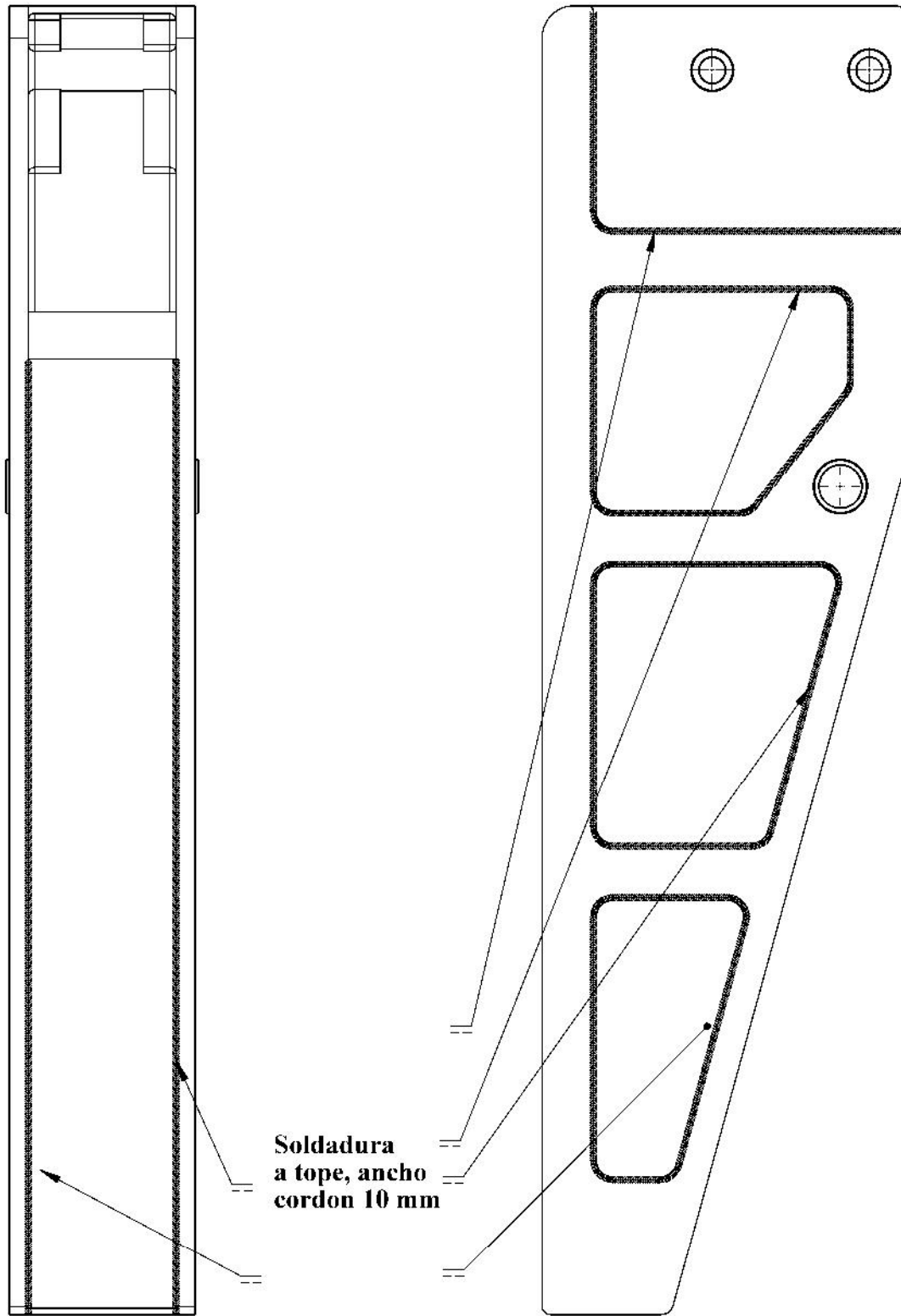
**SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 5**




**SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 5**



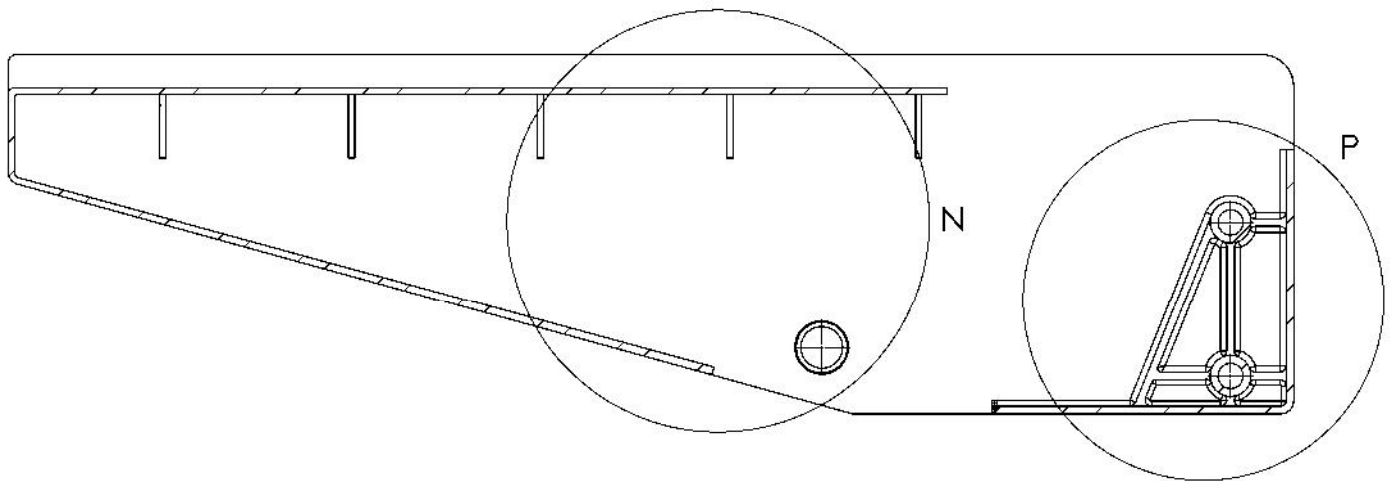
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: GARRA DELANTERA		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 7



VISTAS LATERAL Y SUPERIOR: DETALLES SOLDADURA EXTERNA

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA DELANTERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 8

VISTAS DETALLADAS SOLDADURA INTERNA

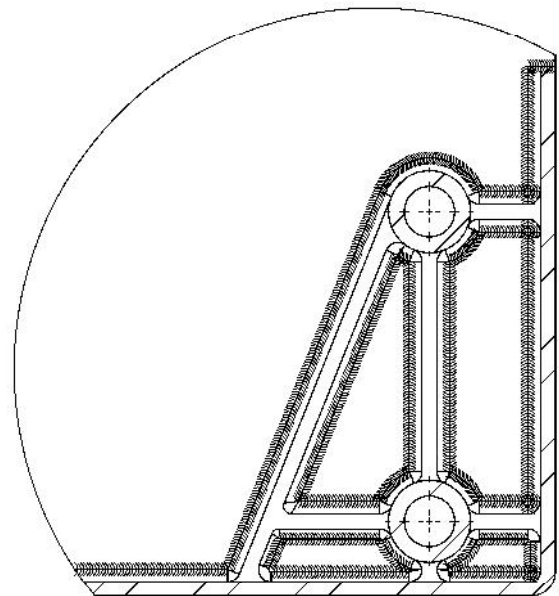
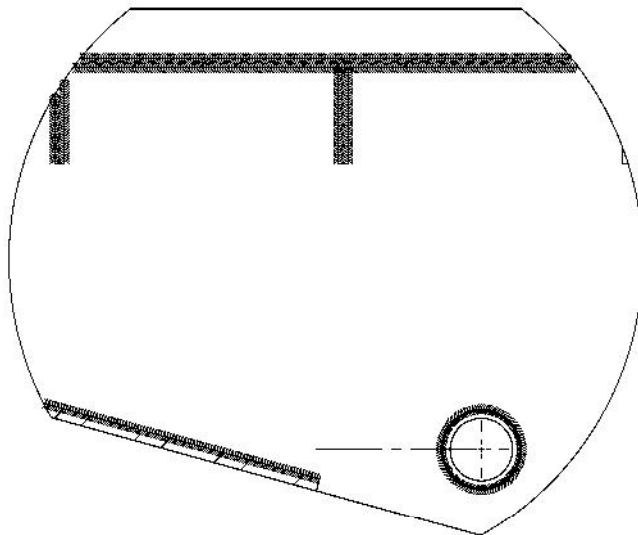


DETALLE N
ESCALA 1 : 8

Soldadura a tope.
Ancho cordon 10 mm

DETALLE P
ESCALA 1 : 6

Soldadura a tope.
Ancho cordon 12 mm



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

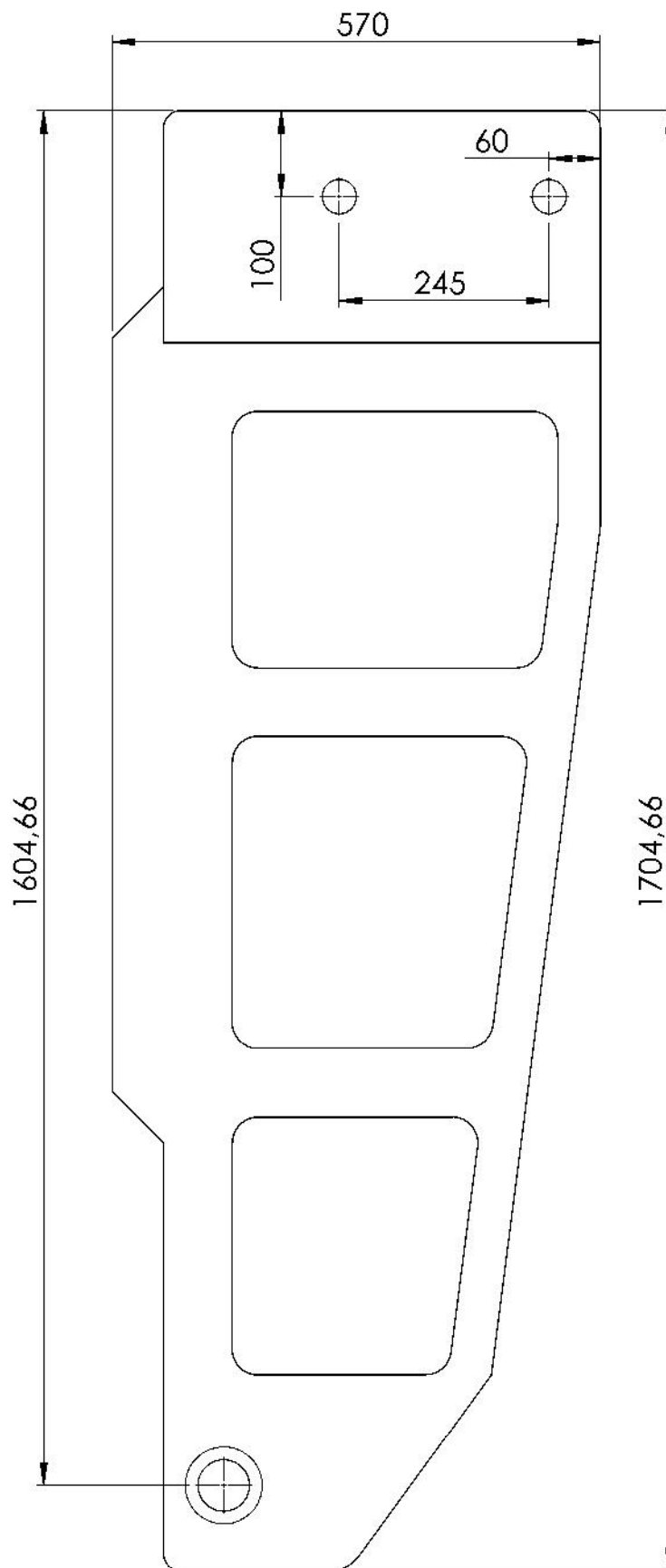
FIRMA:

PLANO: **GARRA DELANTERA**

FECHA:
09/11/2015

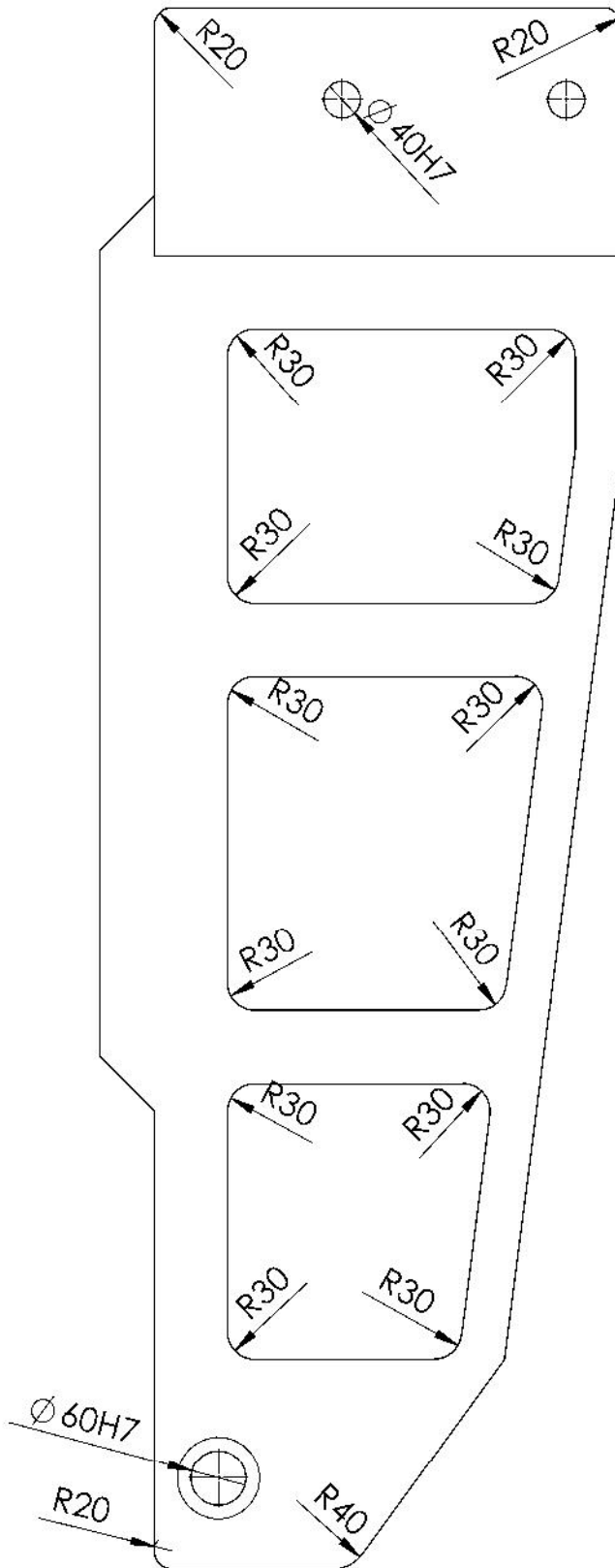
ESCALA:
1:12

Nº PLANO:
9



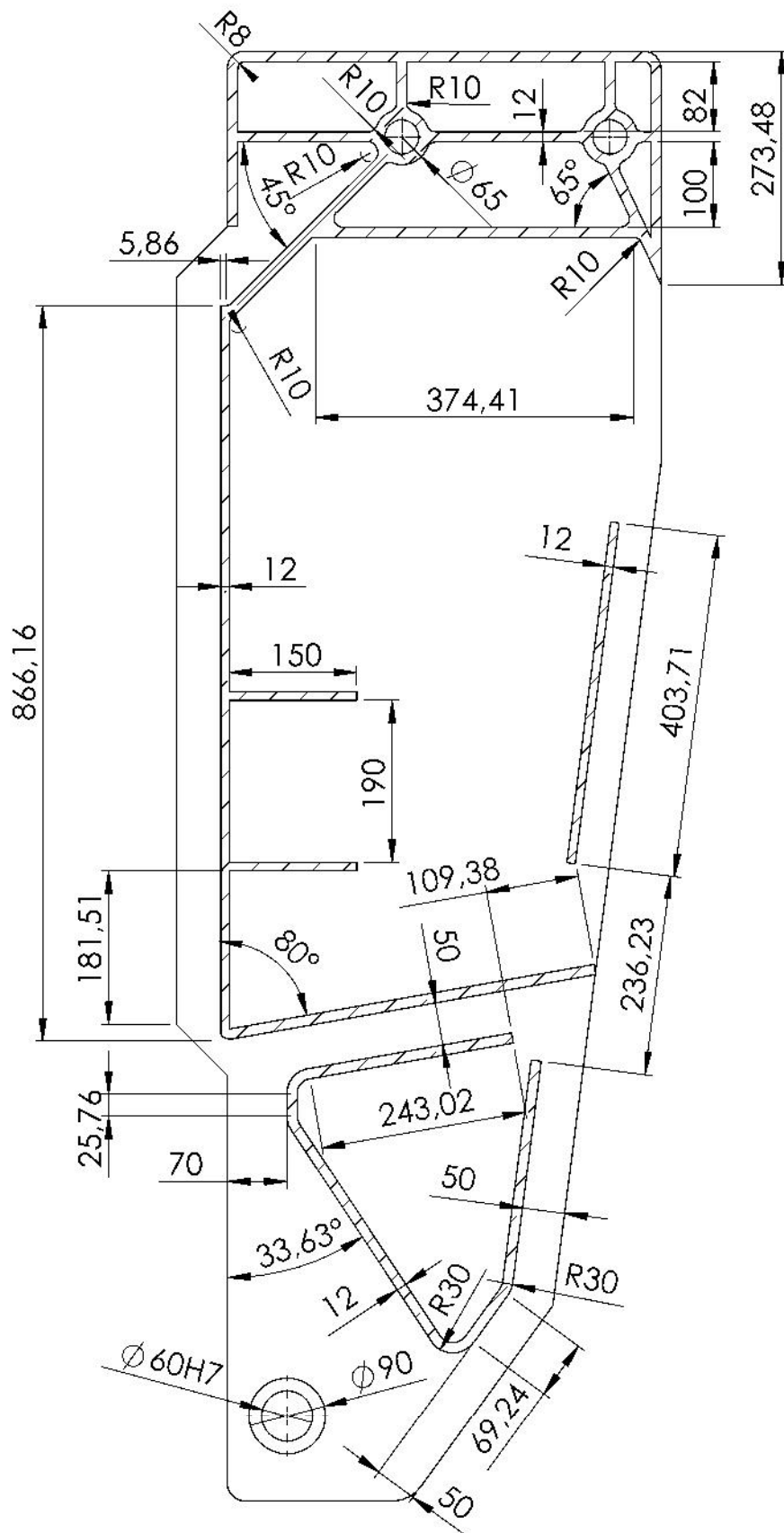
VISTA LATERAL: COTAS NOMINALES Y ENTRE CENTROS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: GARRA TRASERA		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:8	Nº PLANO: 1



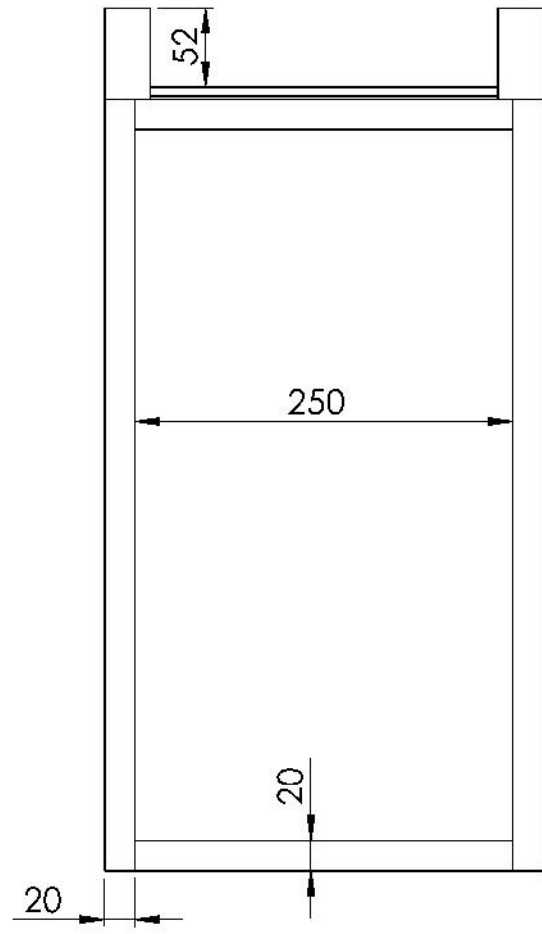
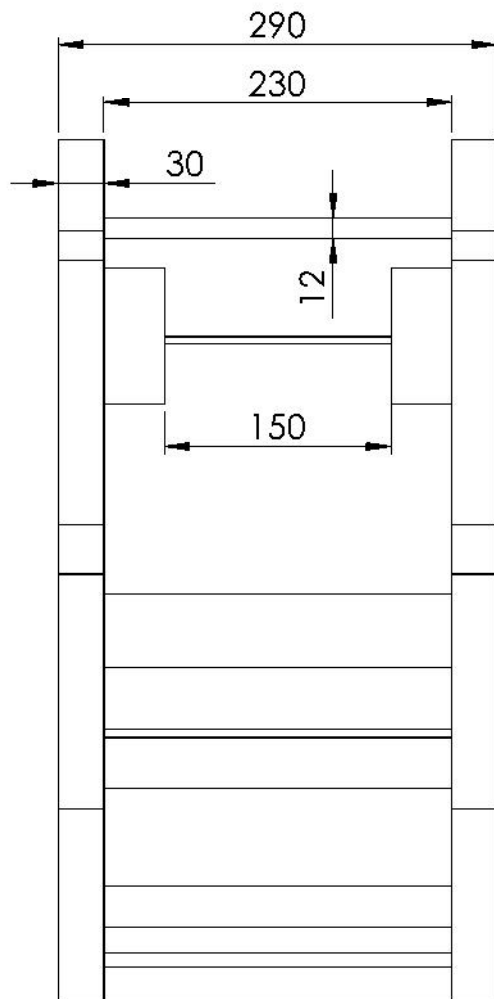
VISTA LATERAL: COTAS RADIOS REDONDEO Y AGUJEROS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA TRASERA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:8
		Nº PLANO: 2



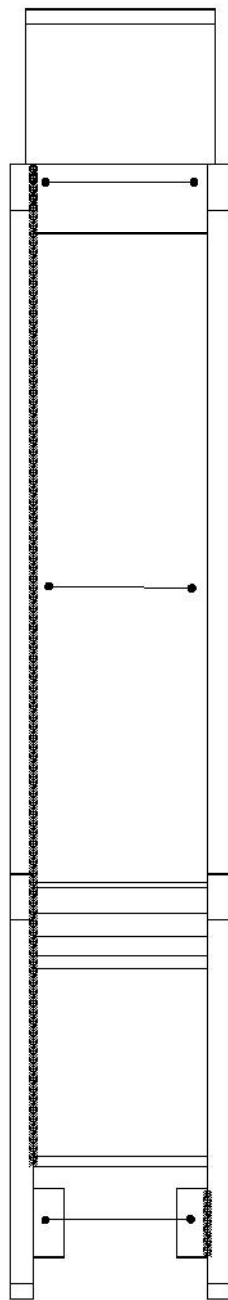
VISTA LATERAL SECCIONADA: DETALLE CHAPA APOYO Y REFUERZOS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T		DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO			REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: GARRA TRASERA			FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
			09/11/2015	1:8	4

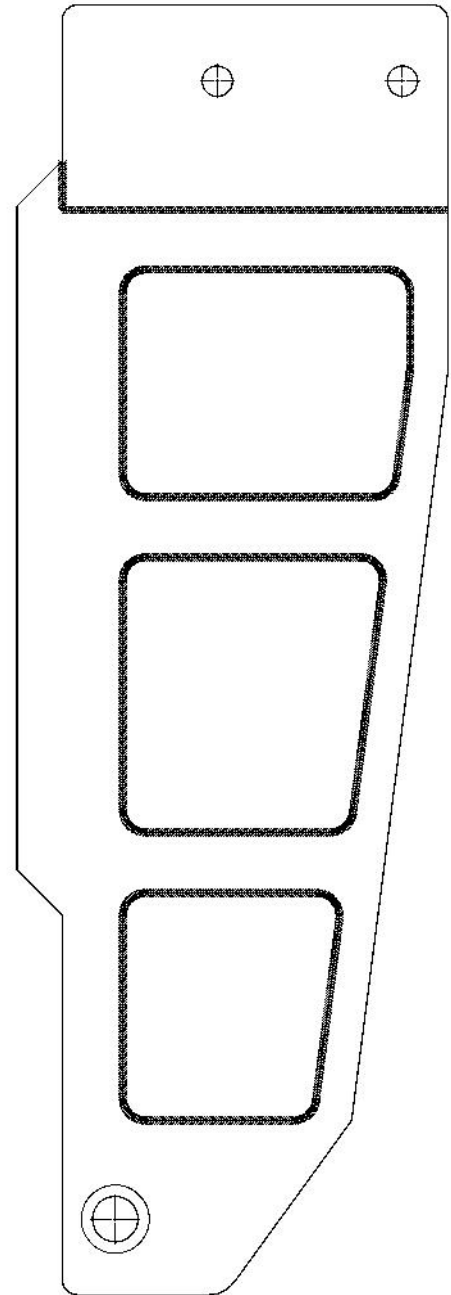


VISTAS FRONTAL Y ANTERIOR: COTAS DE ANCHURA NOMINALES

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA TRASERA	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:5 Nº PLANO: 5

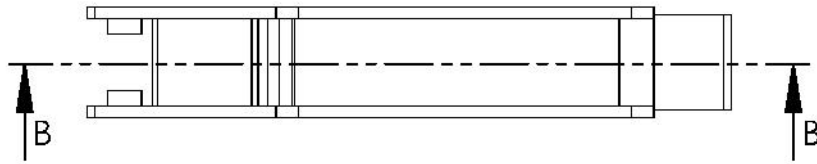


Soldaduras a tope:
ancho cordón 10 mm

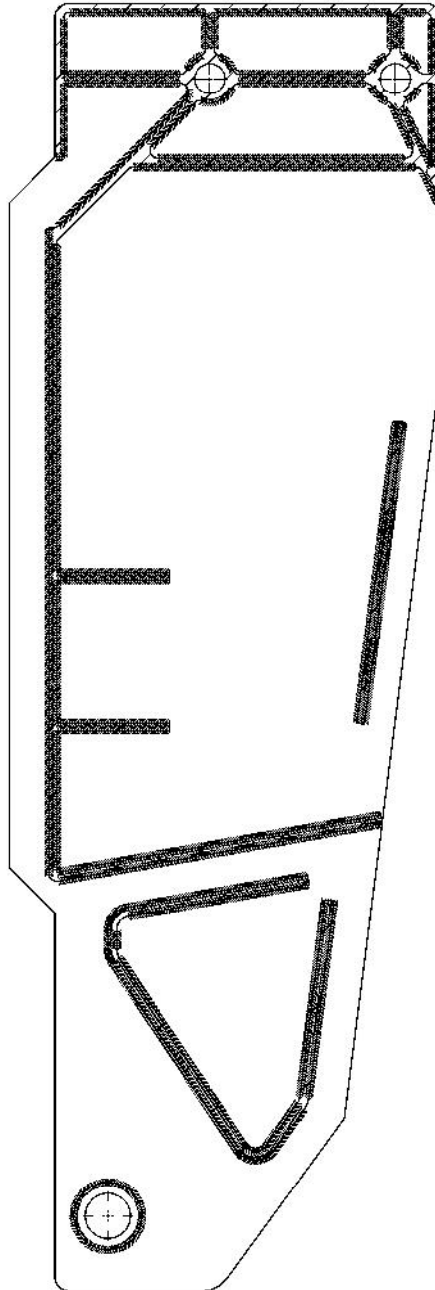


VISTAS LATERAL Y SUPERIOR: DETALLE SOLDADURAS EXTERNAS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: GARRA TRASERA		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 6

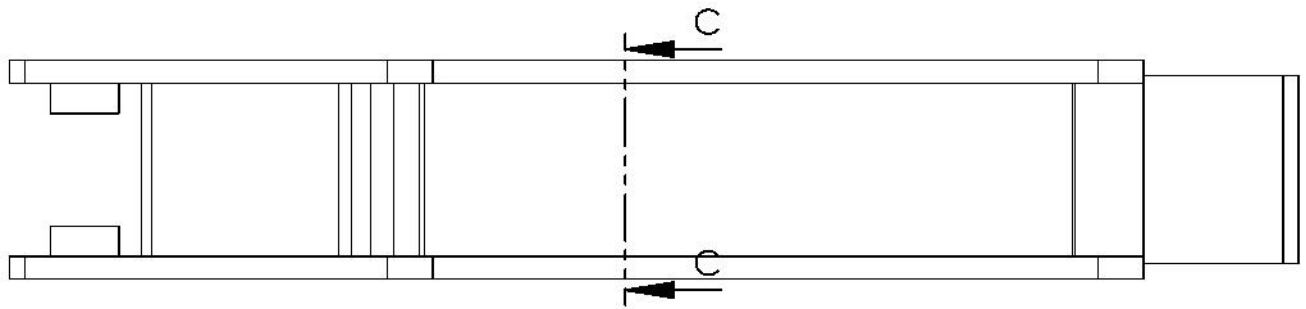


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

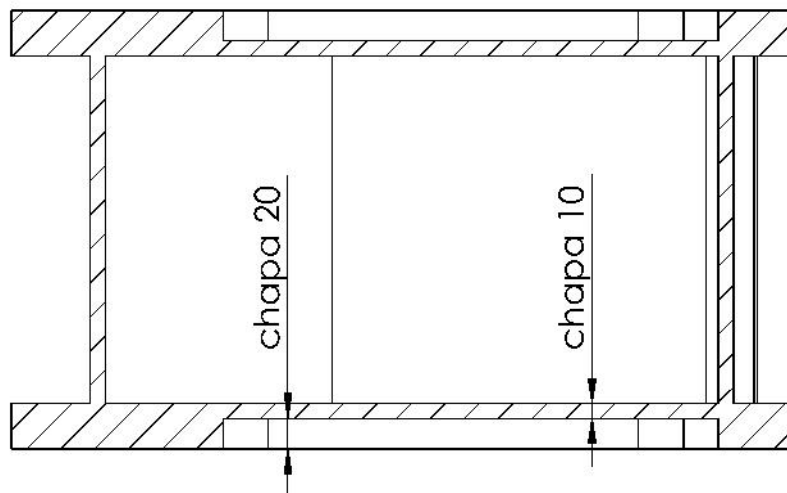


VISTA LATERAL SECCIONADA: DETALLES SOLDADURA INTERIOR

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: GARRA TRASERA	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:20 Nº PLANO: 7

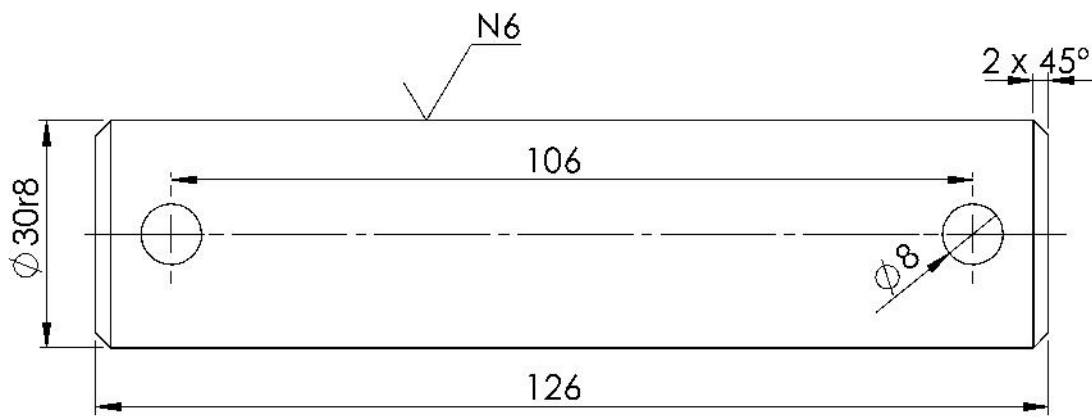



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 5

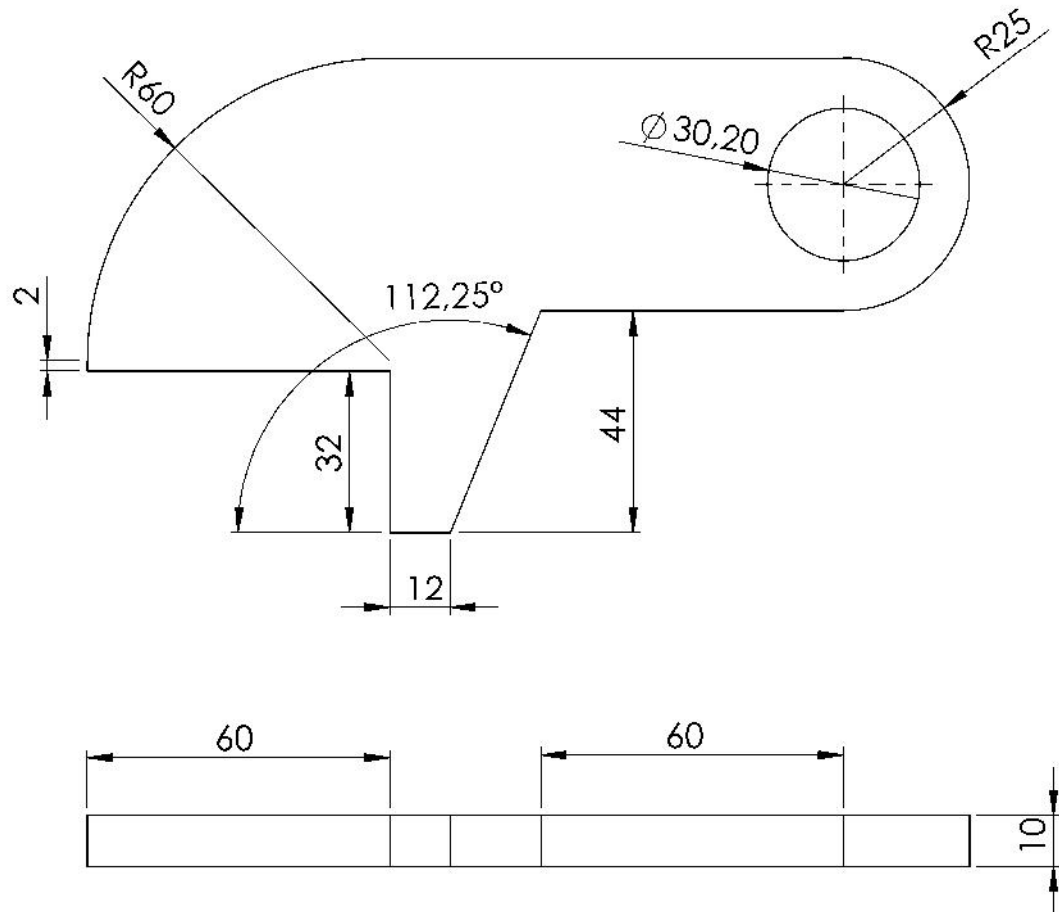


VISTA LATERAL SECCIONADA: DETALLE ESPESOR CHAPAS SOLDADAS.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: GARRA TRASERA		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 8



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: BULÓN GUÍA HEMBRA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:1
		Nº PLANO: 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

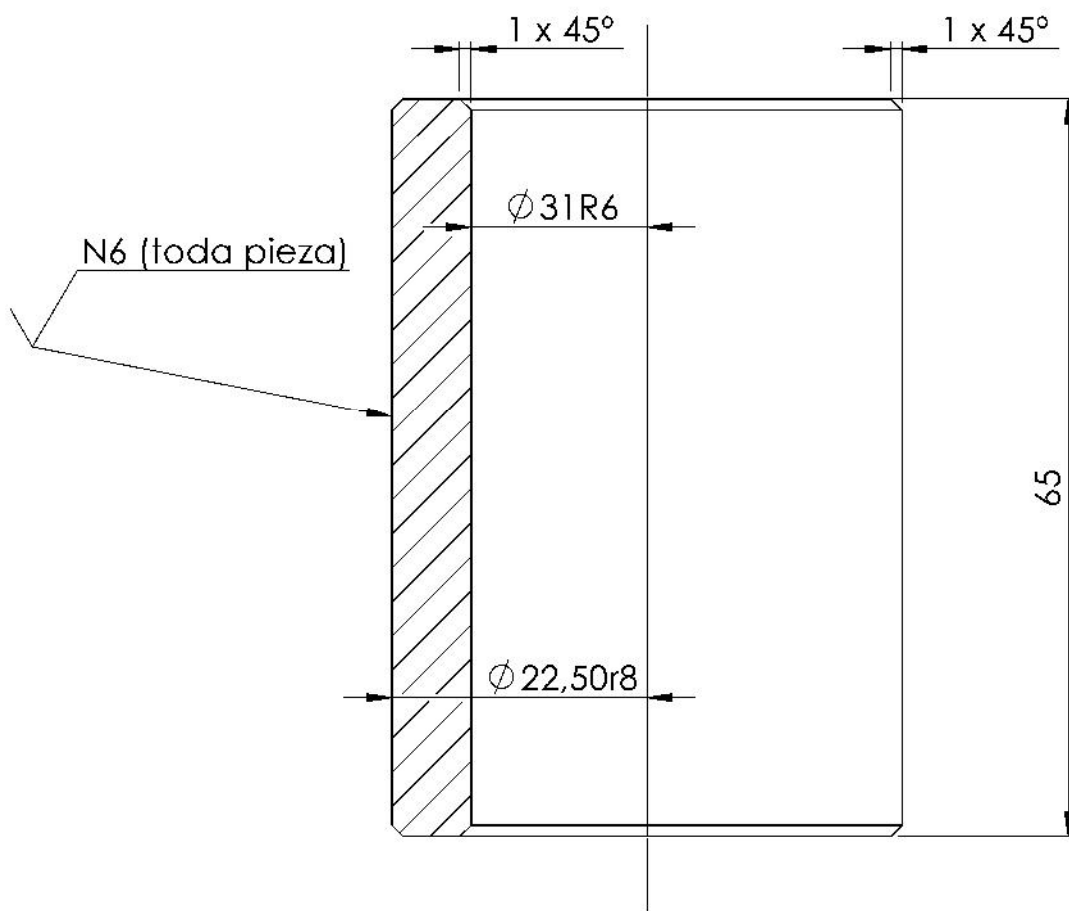
FIRMA:

PLANO: **OREJA GUÍA HEMBRA**


FECHA:
09/11/2015

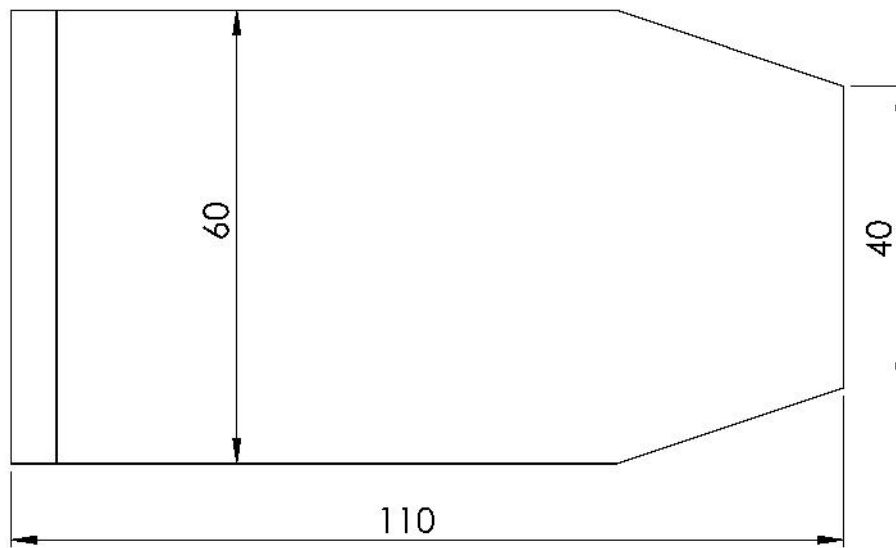
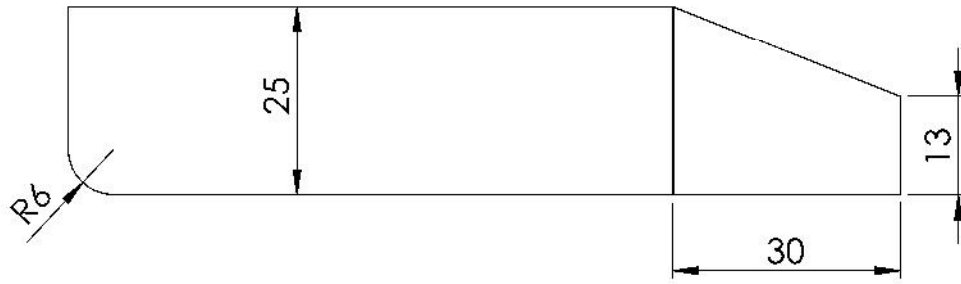
ESCALA:
2:3

Nº PLANO:
1



CORTE A 1/4

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: RODILLO GUÍA HEMBRA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 3:2
		Nº PLANO: 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

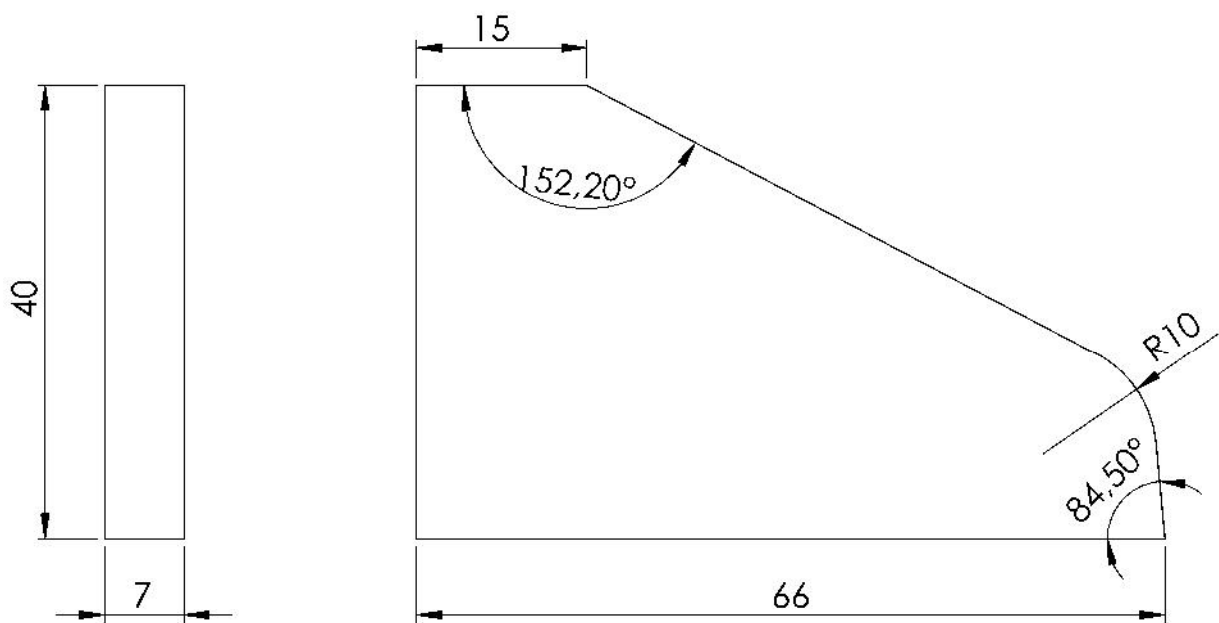
FIRMA:


PLANO: **CUÑA GUÍA MACHO**

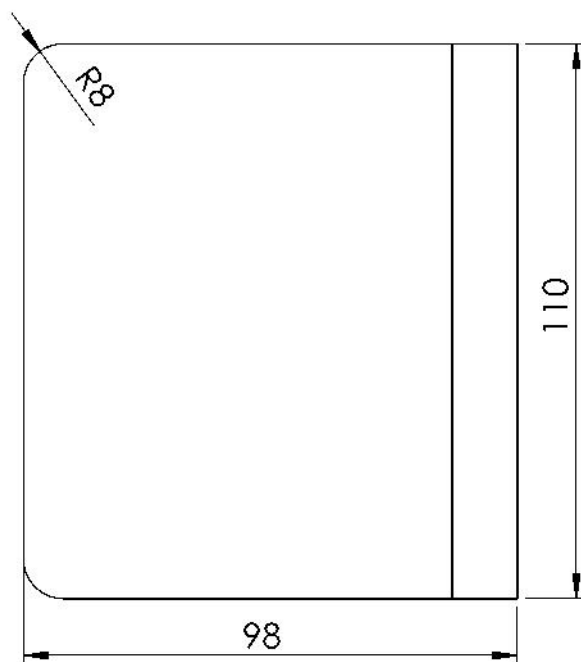
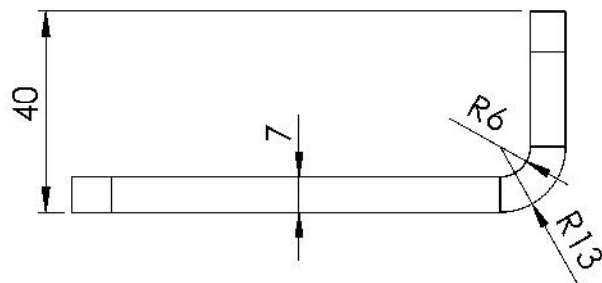
FECHA:
09/11/2015


ESCALA:
1:1

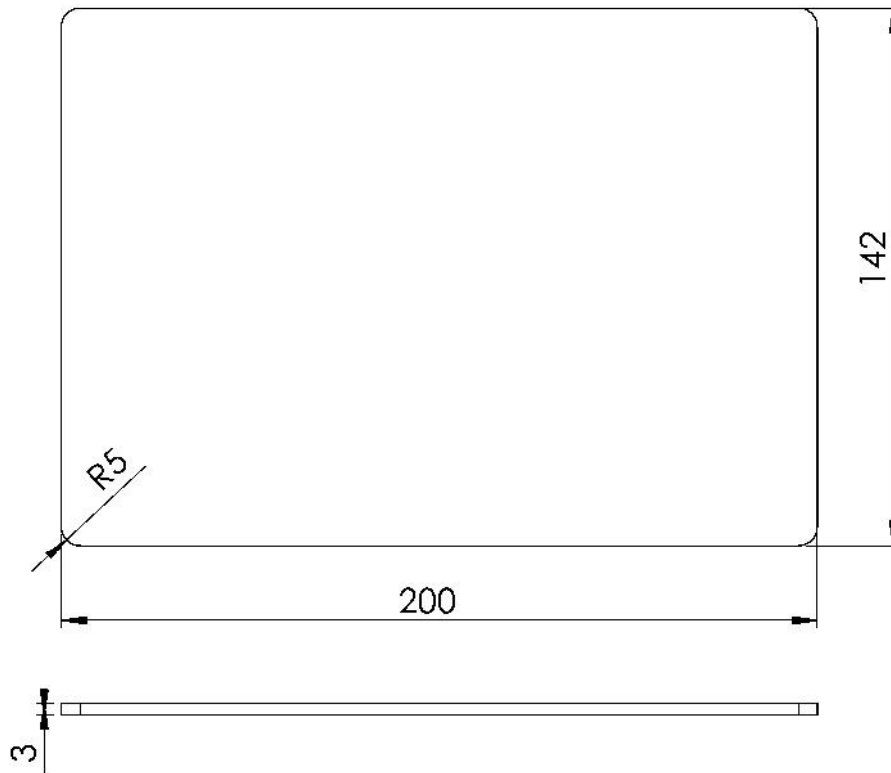
Nº PLANO:
1




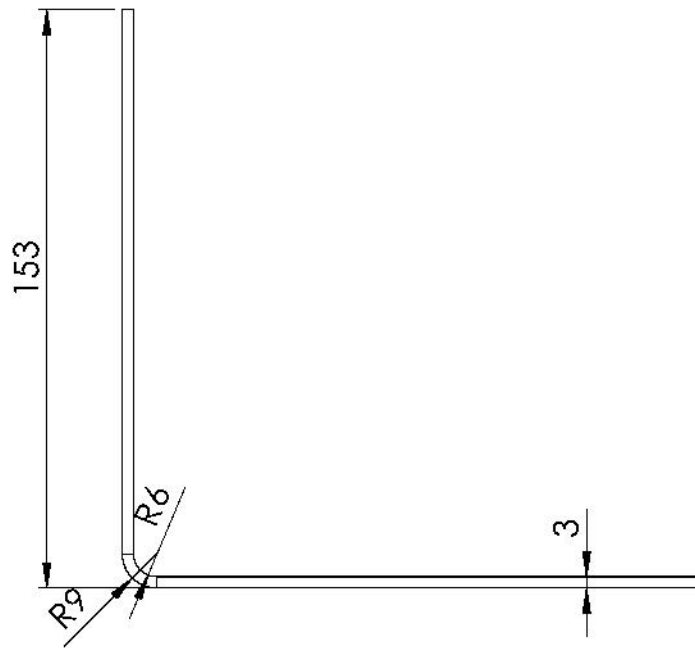
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: NERVIO GUÍA MACHO	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 3:2
		Nº PLANO: 1




 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: SOLAPE GUÍA MACHO	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 2:3
		Nº PLANO: 1

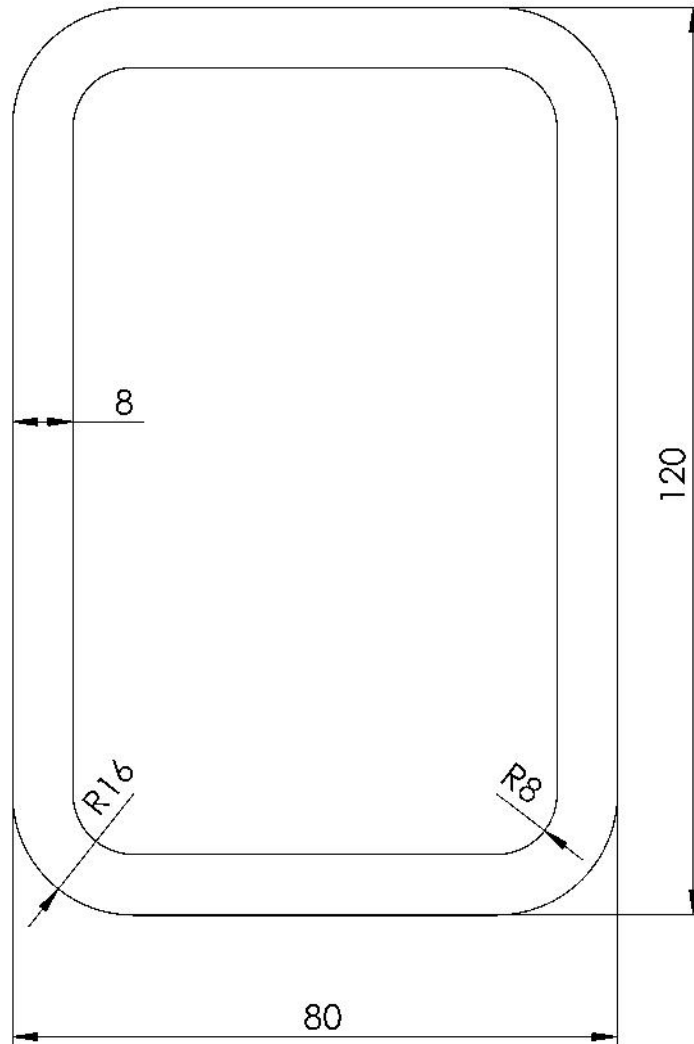



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: TAPA LARGUEROS	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 1



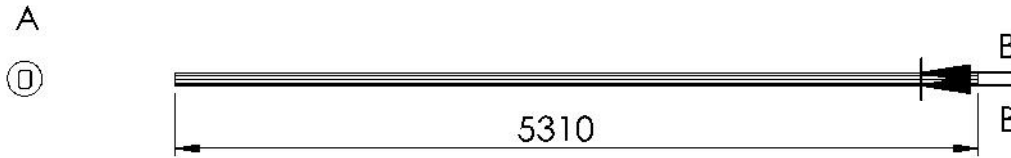
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: REFUERZO ESQUINAS	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 1

Miembro estructural:
Perfil hueco rectangular 120 x 80 x 8
Longitud: 2280

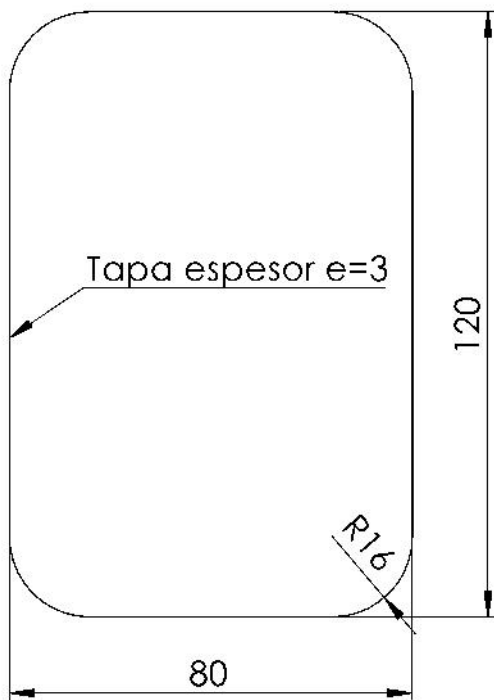


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	FIRMA:	
PLANO: MARCO DE UNIÓN	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:1
		Nº PLANO: 1

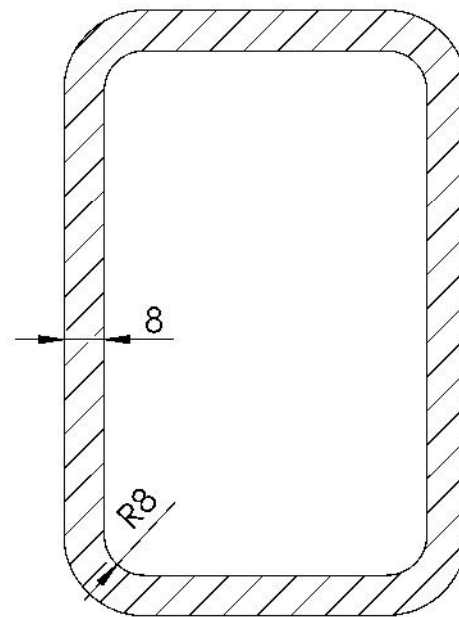
Miembro estructural:
 Perfil hueco rectangular 120 x 80 x 8




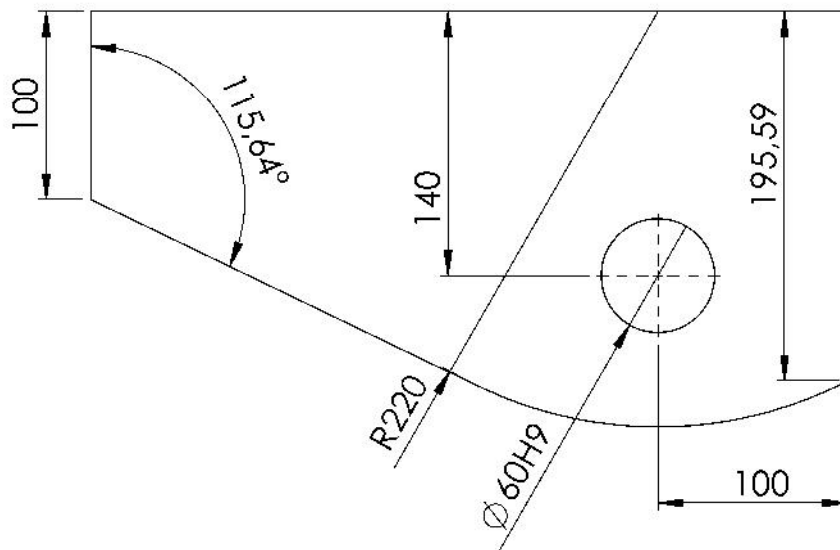
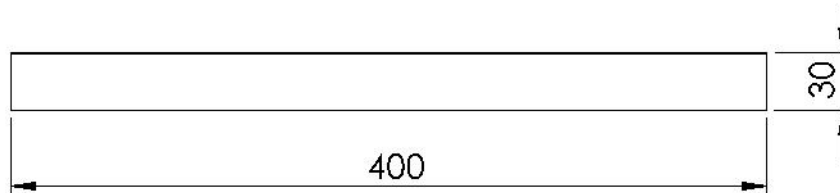
DETALLE A
 ESCALA 2 : 3



SECCIÓN B-B
 ESCALA 2 : 3



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: MARCO RECIPIENTE		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:50	Nº PLANO: 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

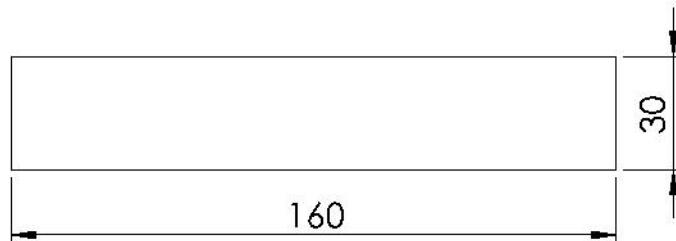
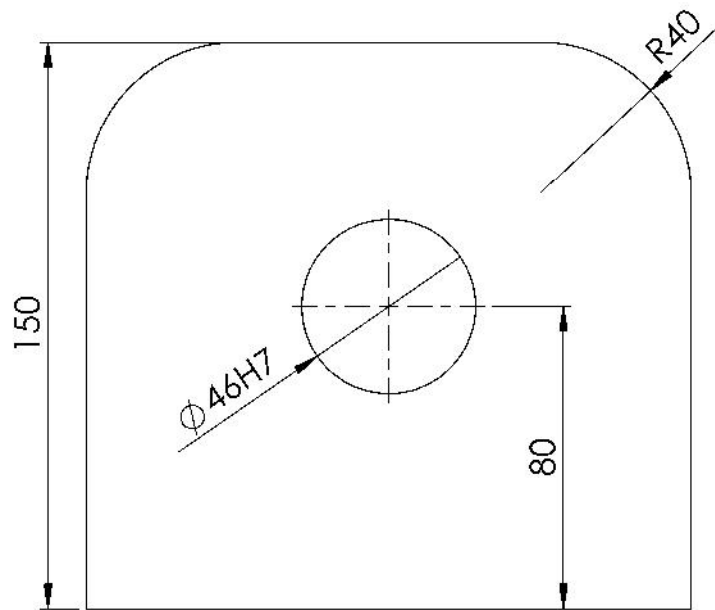
FIRMA:


PLANO: **OREJAS TRASERAS**

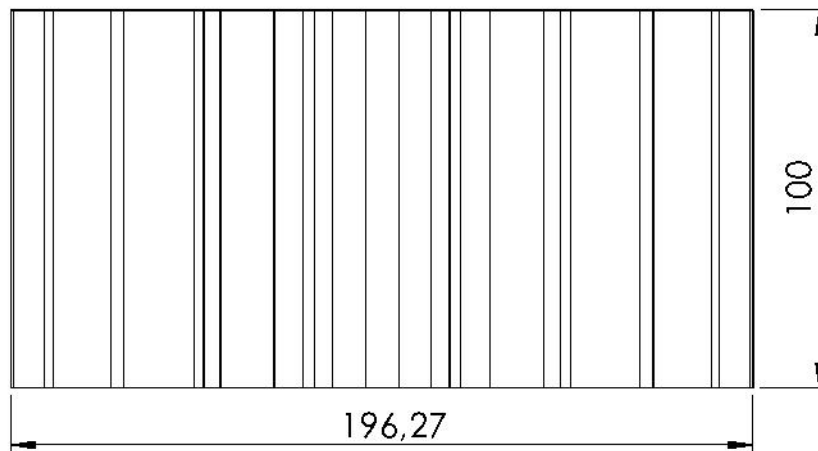
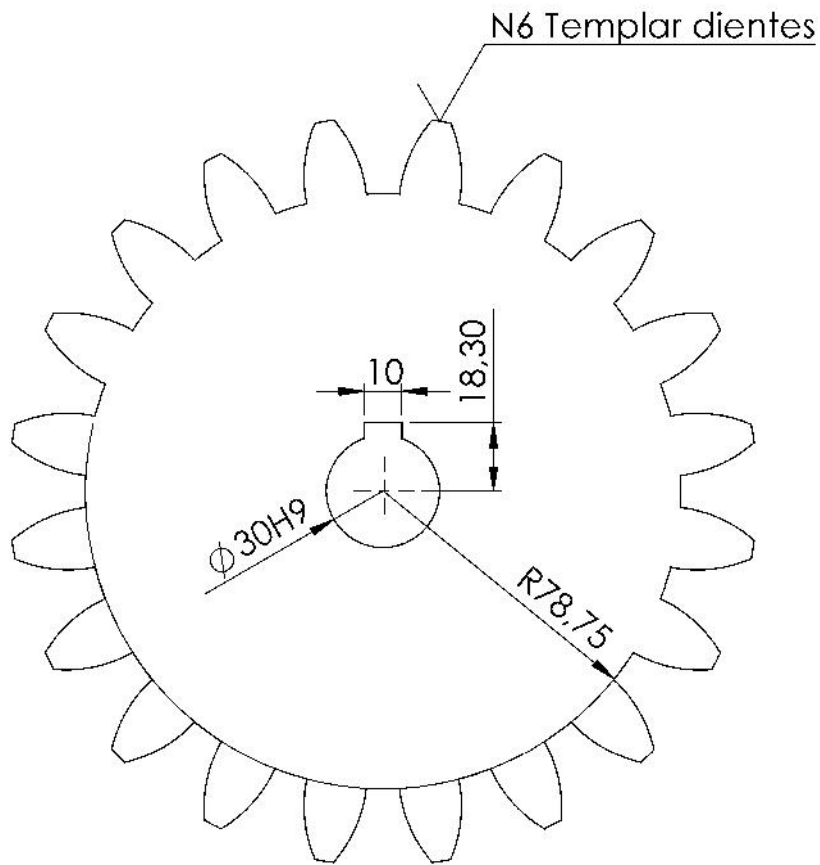
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:1


Nº PLANO:
1

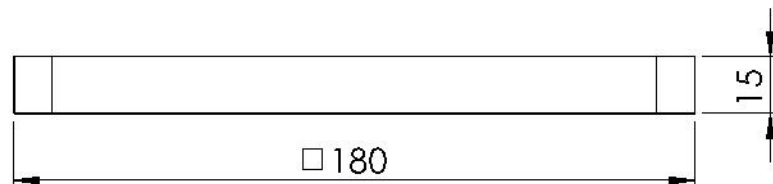
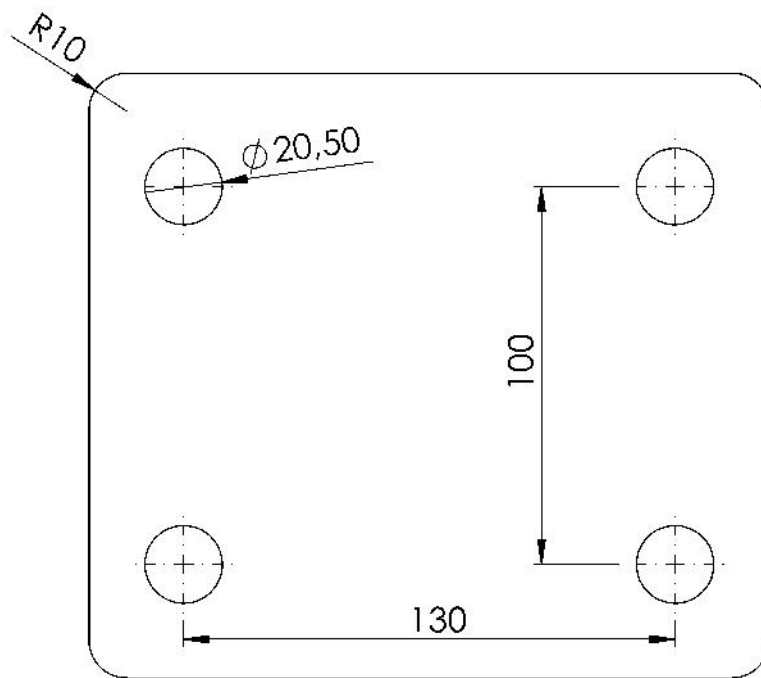



 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: OREJAS DELANTERAS	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 1

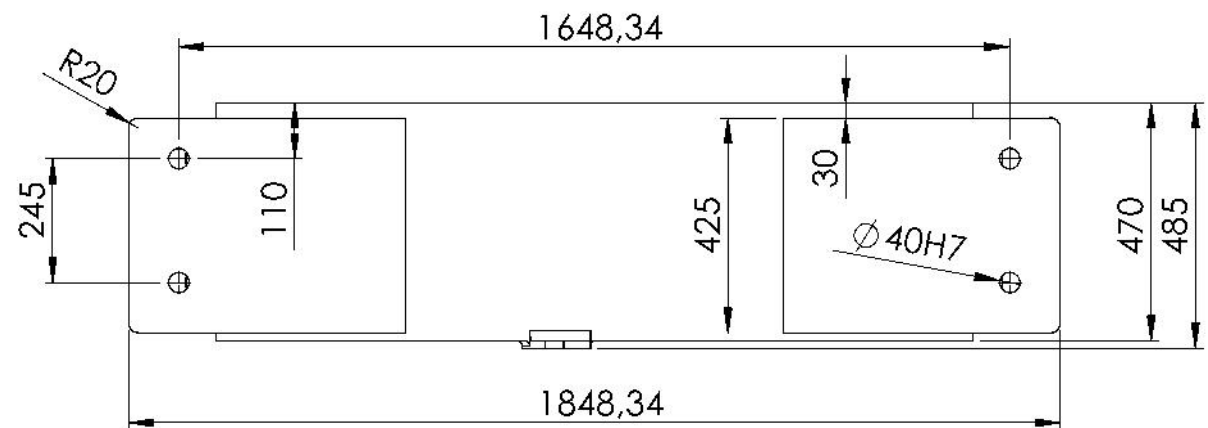
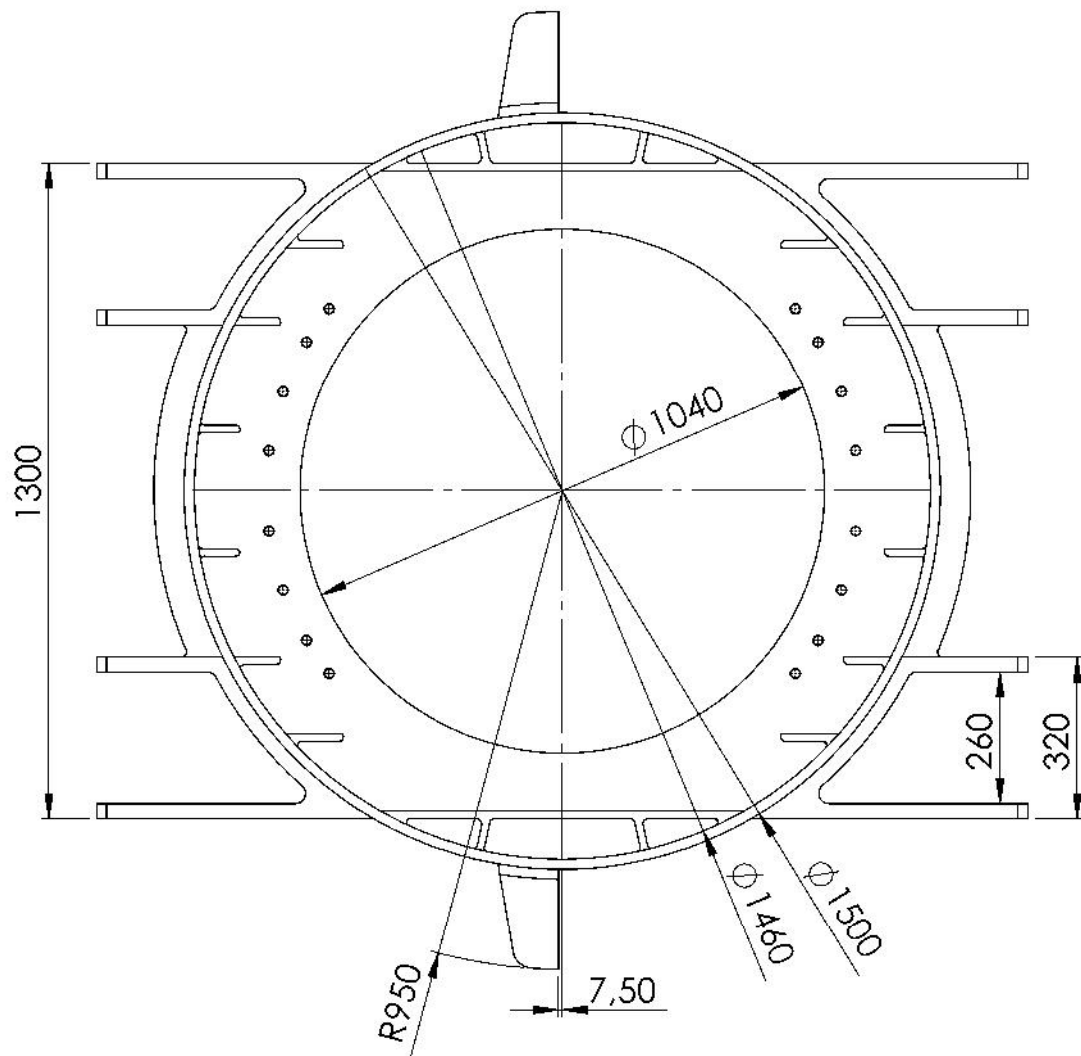


Módulo	9
Nº dientes	20
Diámetro primitivo	180
Diámetro exterior	198
Paso circular	28,27
Ángulo empuje	20°


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: PIÑÓN		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1

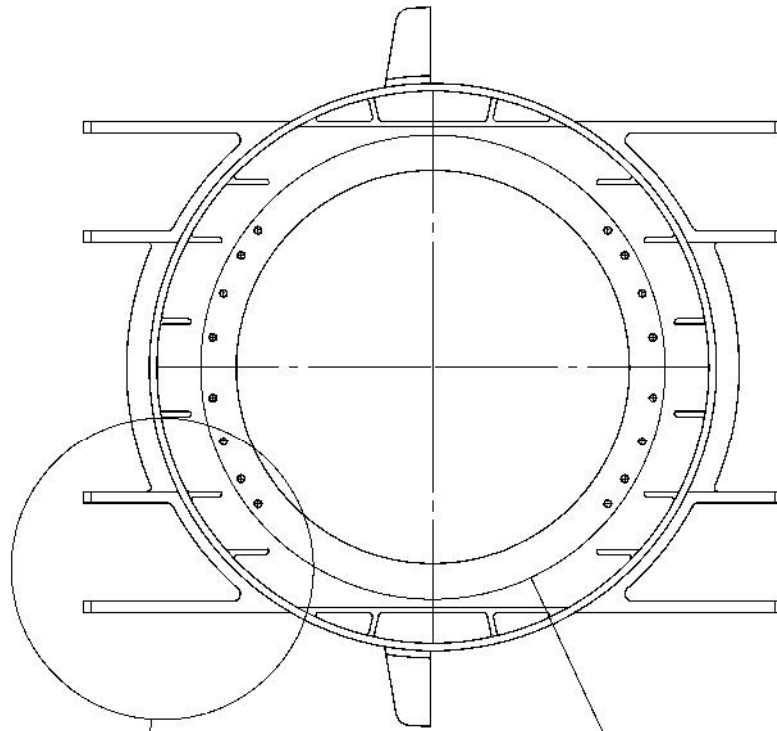


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: PLACA BALLESTA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 1

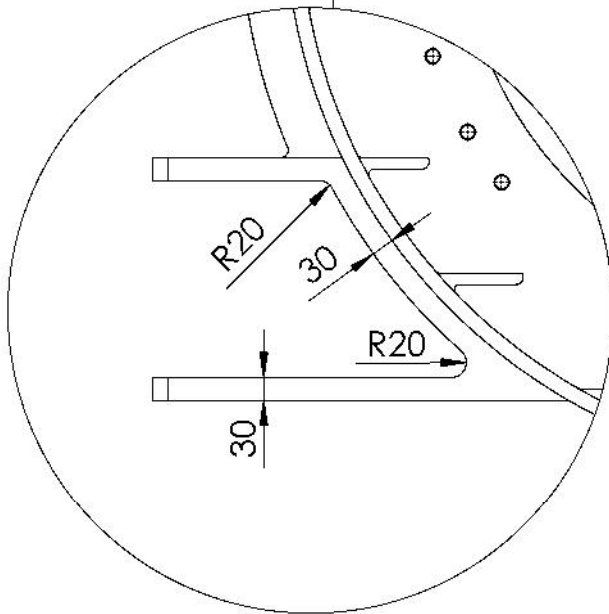


VISTAS FRONTAL Y SUPERIOR: COTAS NOMINALES Y ENTRE CENTROS

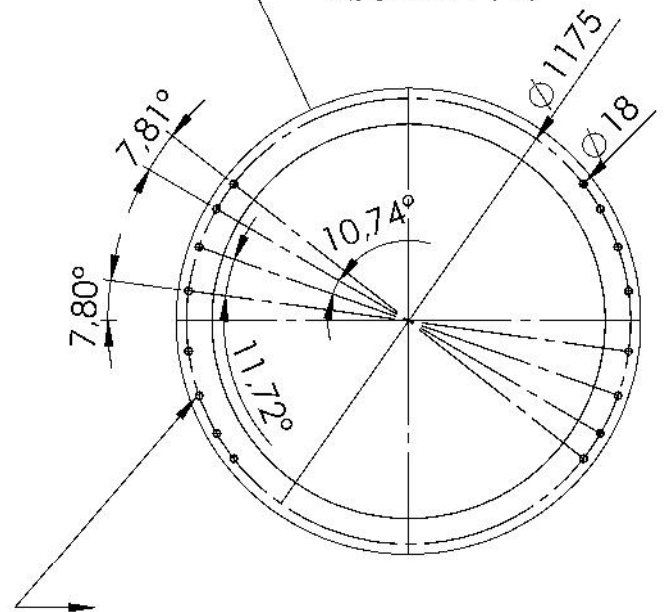
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: PLATAFORMA GIRO		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:15	Nº PLANO: 1



DETALLE C
ESCALA 1 : 10




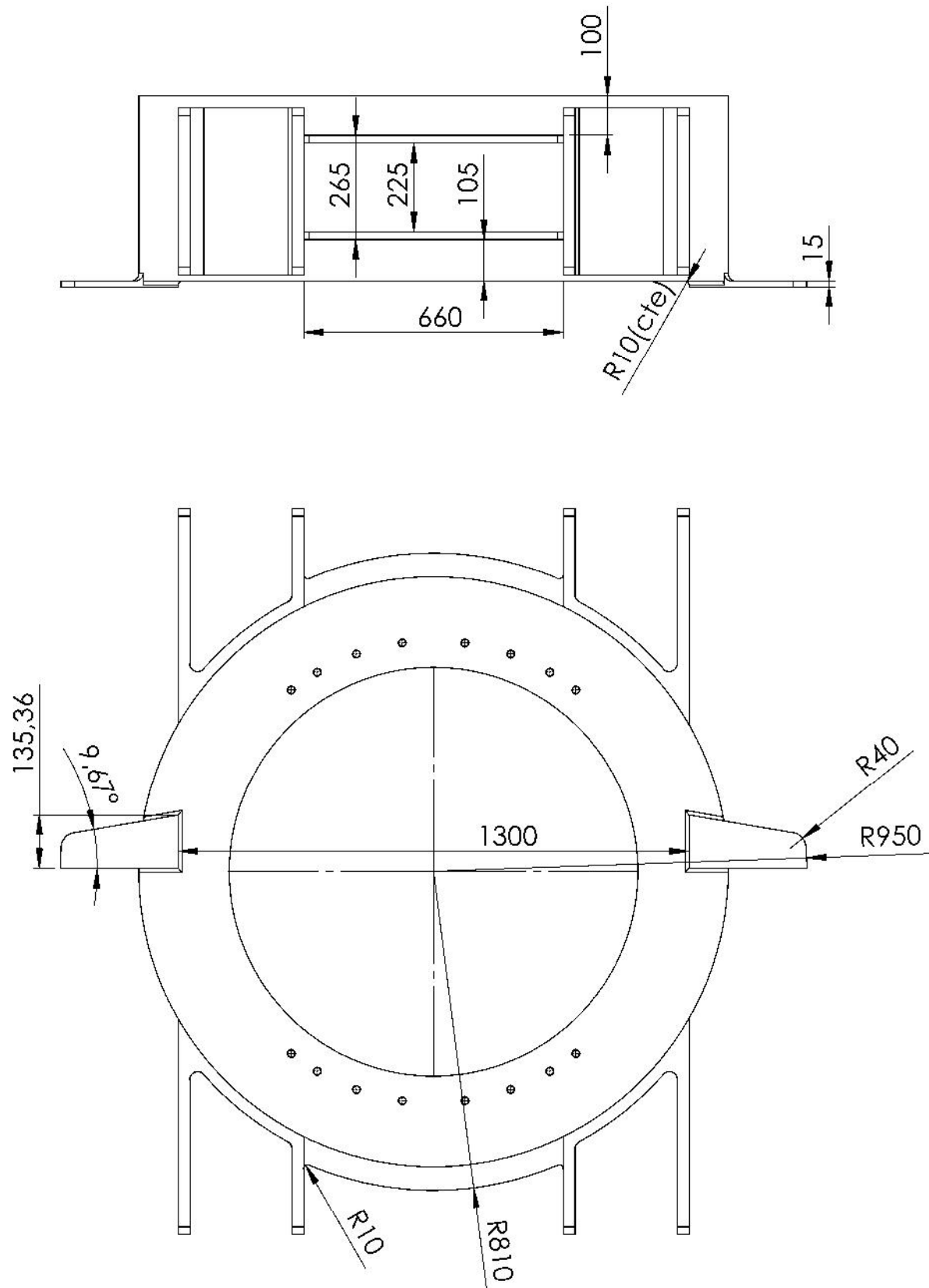
DETALLE B
ESCALA 1 : 20



Agujeros pasantes, chaflán en
ambas caras: 1 x 45°

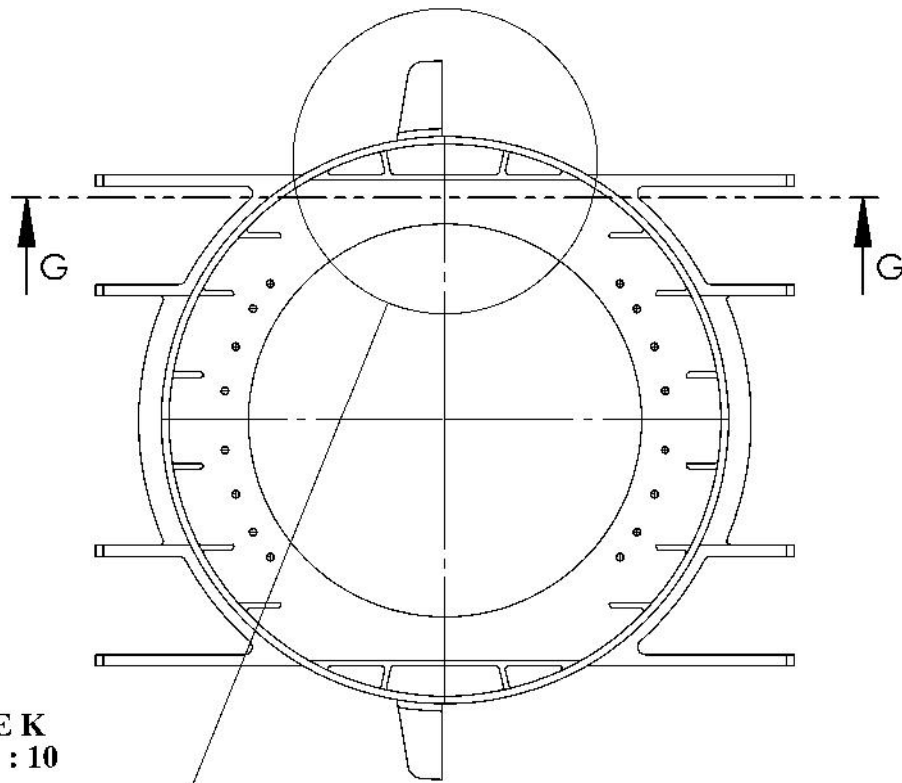
VISTA SUPERIOR: DETALLES DE COTAS AGUJEROS Y RADIOS REDONDEO

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: PLATAFORMA GIRO	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20
		Nº PLANO: 2



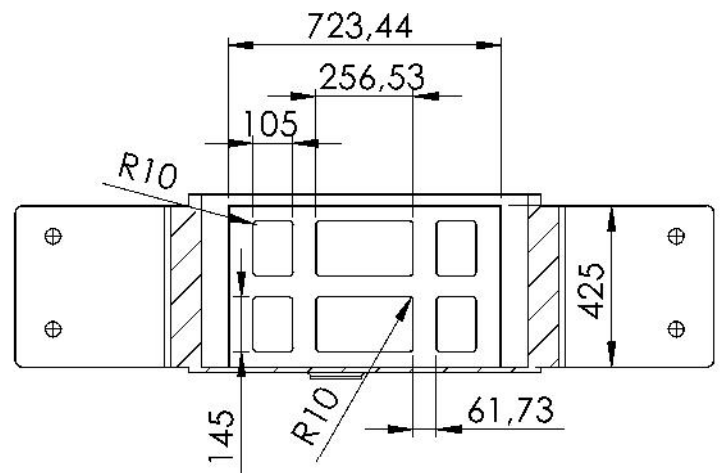
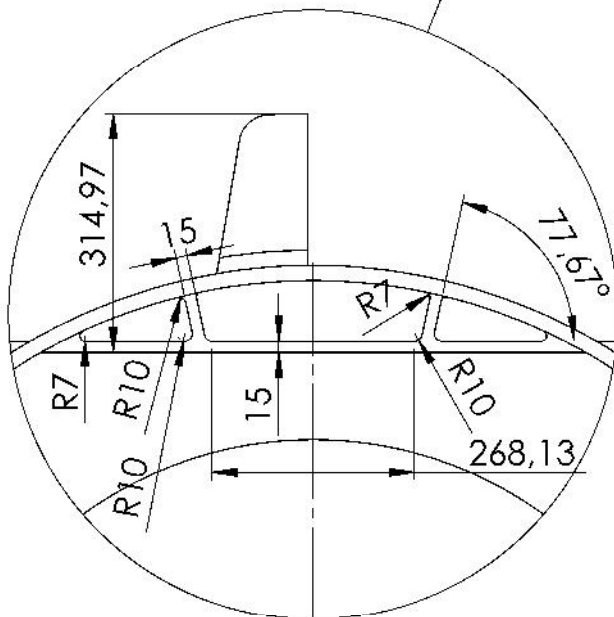
VISTAS FRONTAL Y SUPERIOR: DETALLES COTAS TOPES GIRO Y NERVIOS EXTERIORES.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
		FIRMA:	
PLANO: PLATAFORMA GIRO	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
	09/11/2015	1:15	3



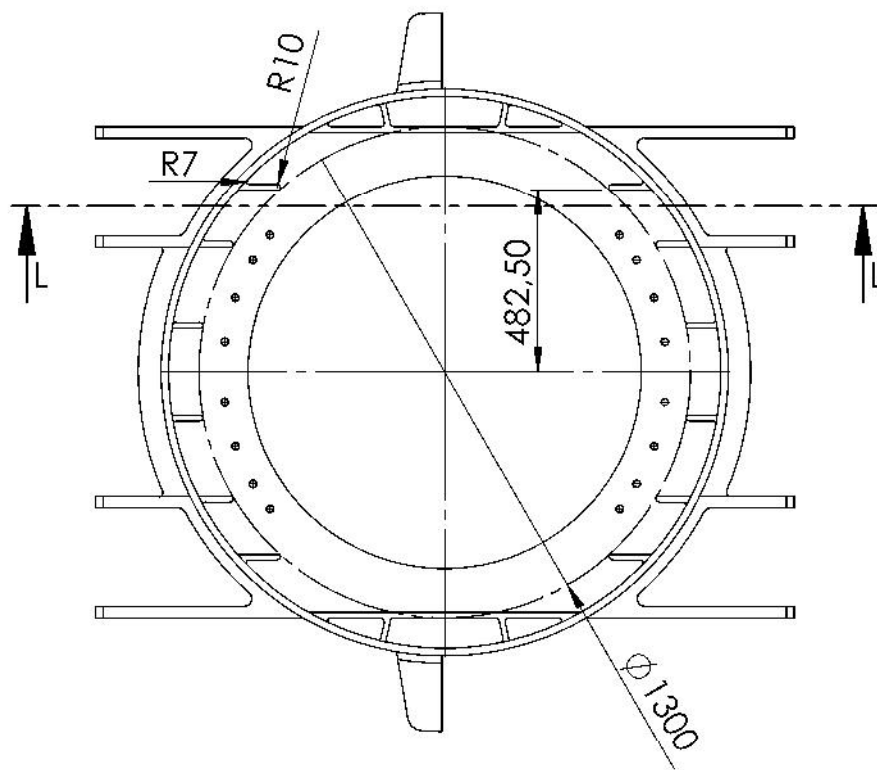
**DETALLE K
ESCALA 1 : 10**

**SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 20**

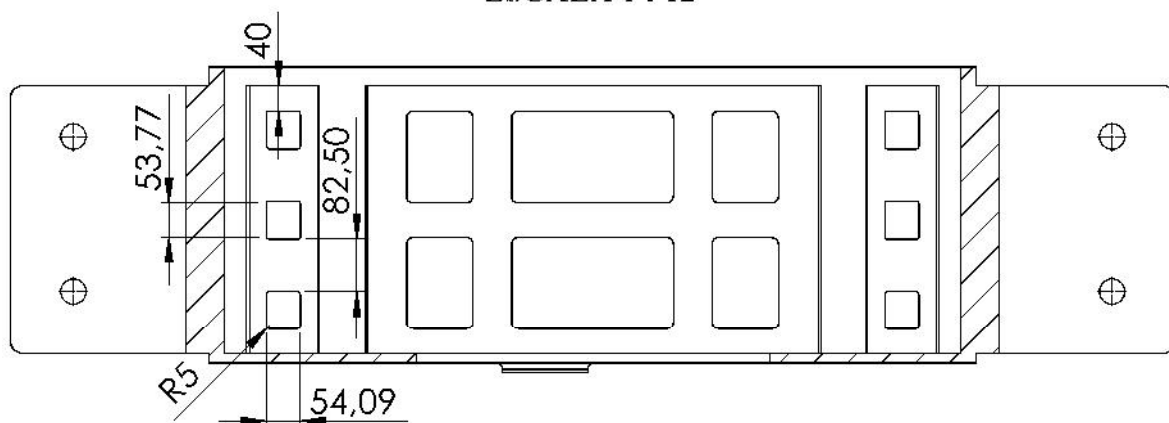


VISTA SUPERIOR: DETALLES PRIMERA PAREJA DE NERVIOS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:		
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS		
		FIRMA:		
PLANO: PLATAFORMA GIRO	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:	
	09/11/2015	1:20	4	

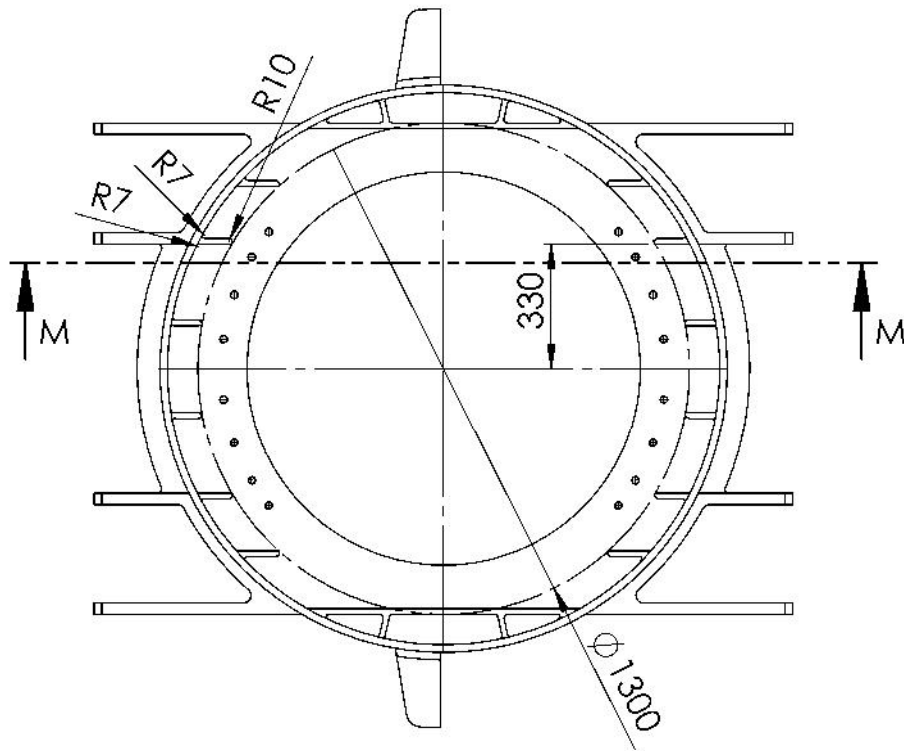


SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 12

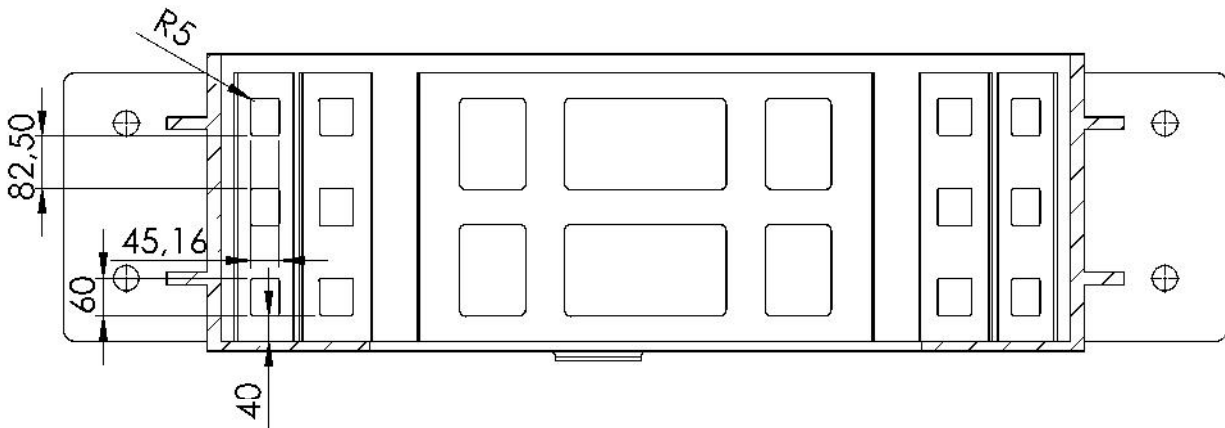


VISTA SUPERIOR: DETALLE SEGUNDOS NERVIOS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: PLATAFORMA GIRO	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:20 Nº PLANO: 5

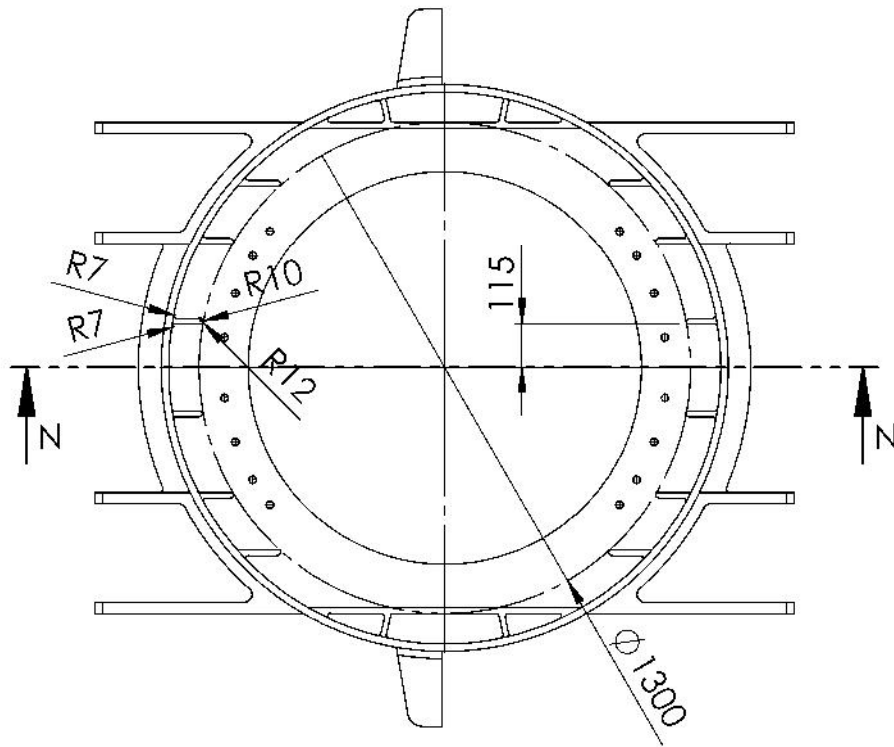


SECCIÓN M-M
ESCALA 1 : 12

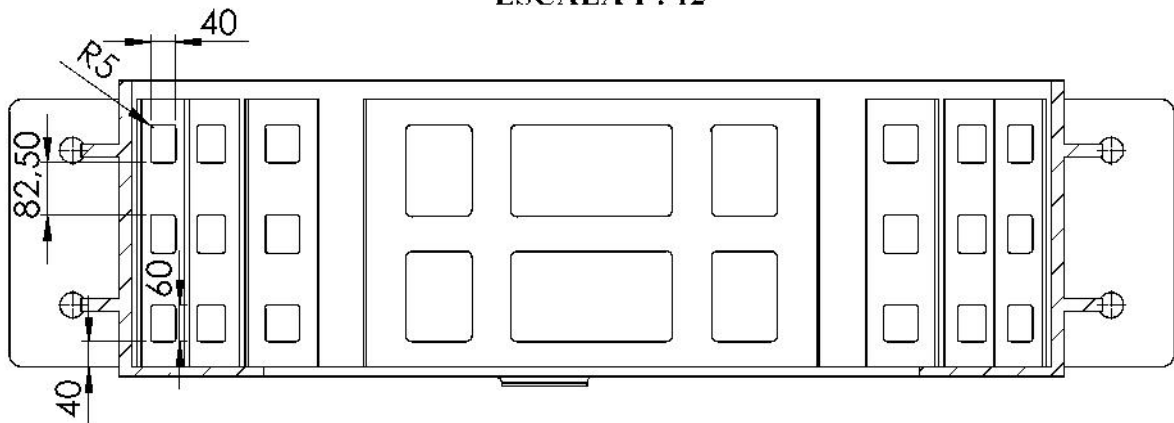


VISTA SUPERIOR: DETALLE TERCEROS NERVIOS


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: PLATAFORMA GIRO		FIRMA:	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
			09/11/2015	1:20	6

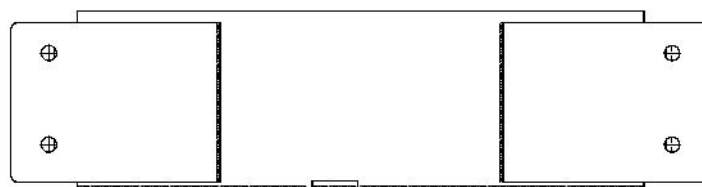
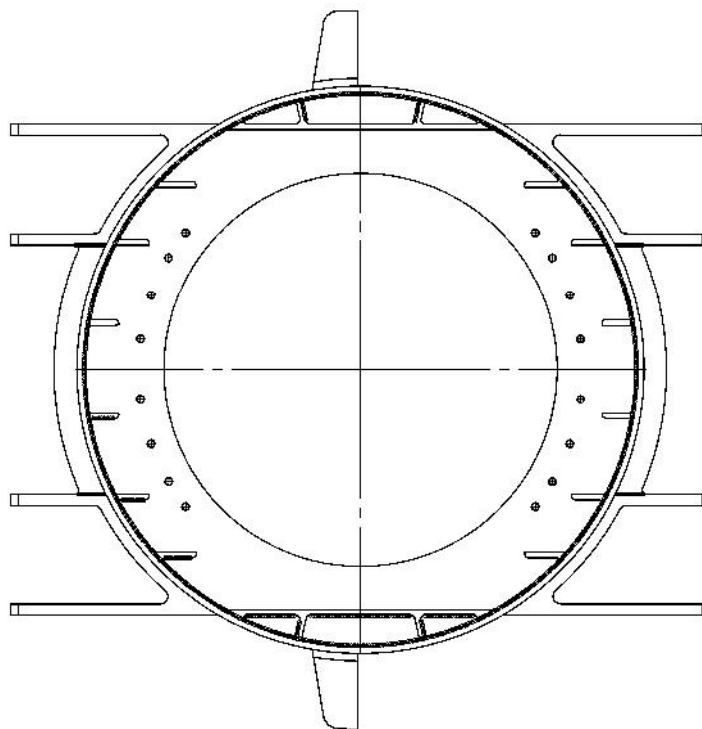
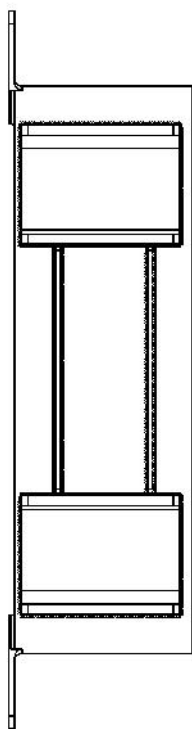
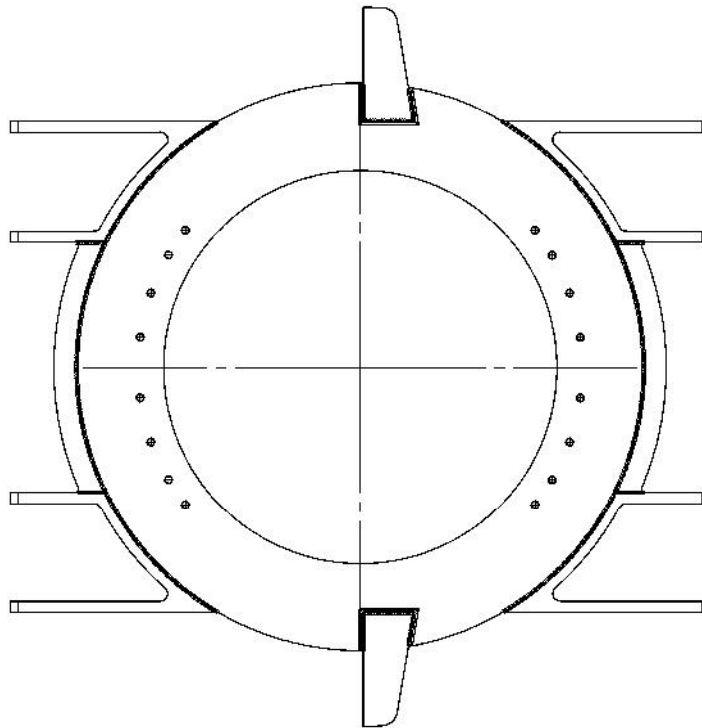


SECCIÓN N-N
ESCALA 1 : 12




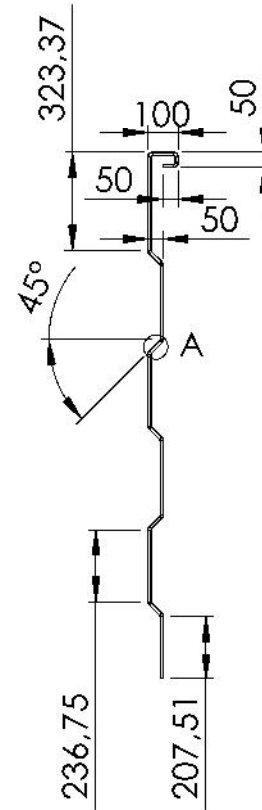
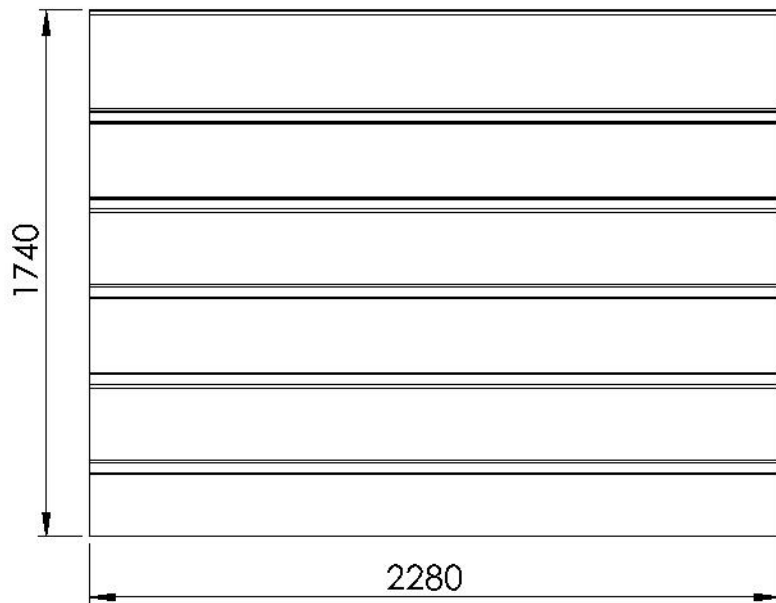
VISTA SUPERIOR EN CORTE TOTAL, DETALLE NERVIOS CENTRALES

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: PLATAFORMA GIRO		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 7

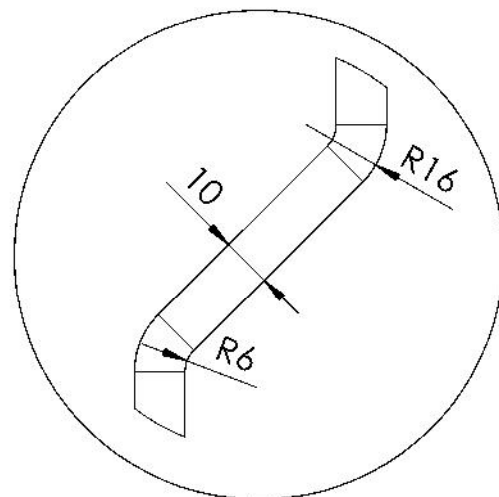


DETALLE DE SOLDADURAS (Todos cordones a tope y 10 mm espesor)

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: PLATAFORMA GIRO	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:20 Nº PLANO: 8



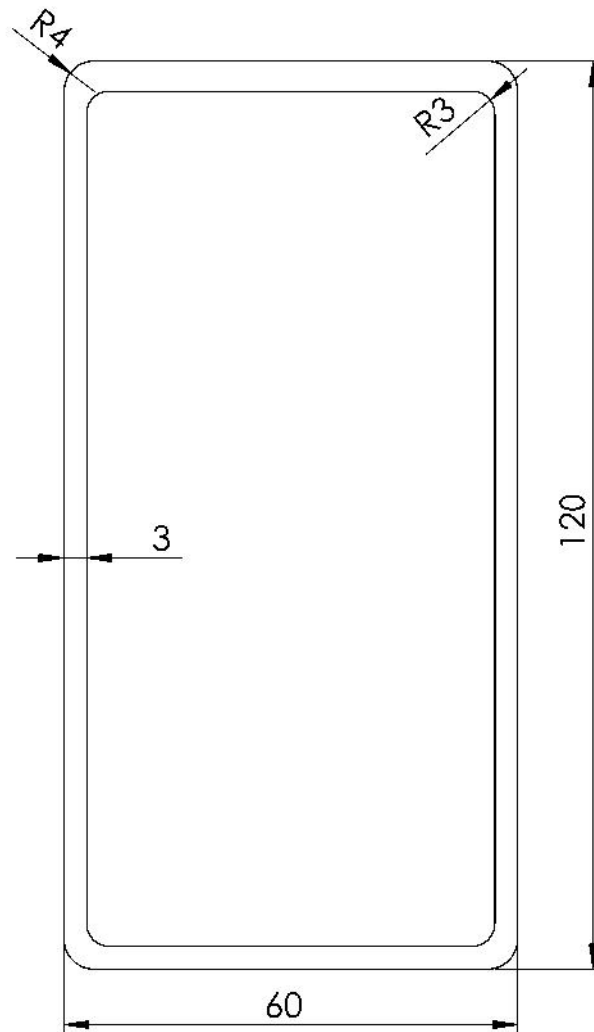
Detalle A:
E: 2/3



Nota: Radios generados por plegado. Patrón repetitivo.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: CHAPA PUERTA		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1/25	Nº PLANO: 1

Miembro estructural:
Perfil rectangular hueco 120 x 60 x 3



Longitud: 2280



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

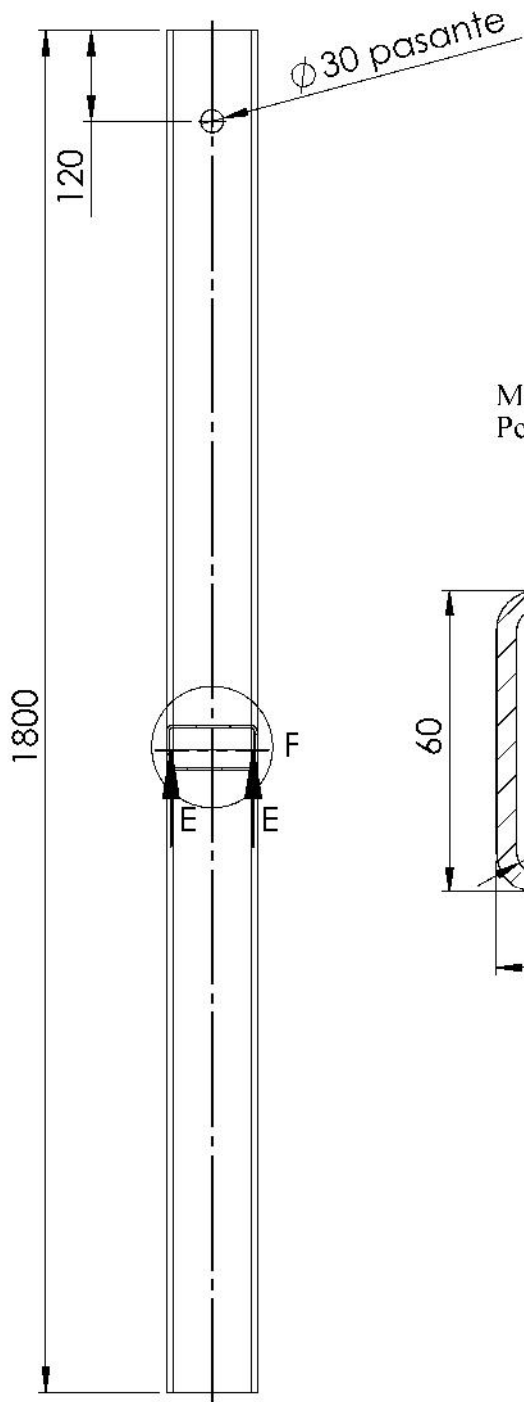
FIRMA:

PLANO: **MARCO HOR. PUERTA**

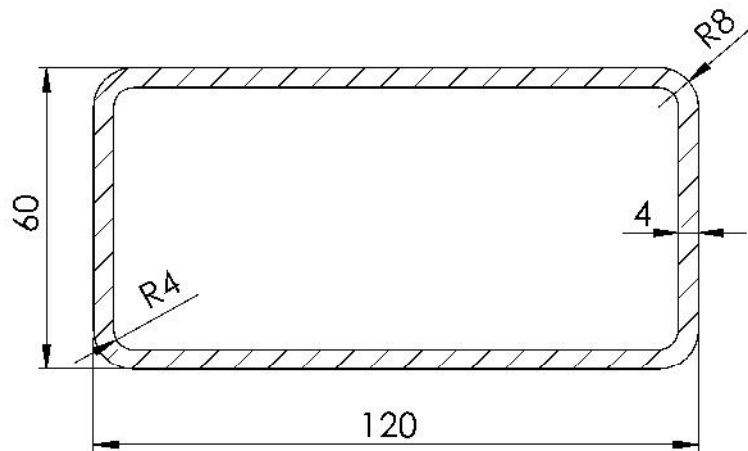
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:1


Nº PLANO:
1

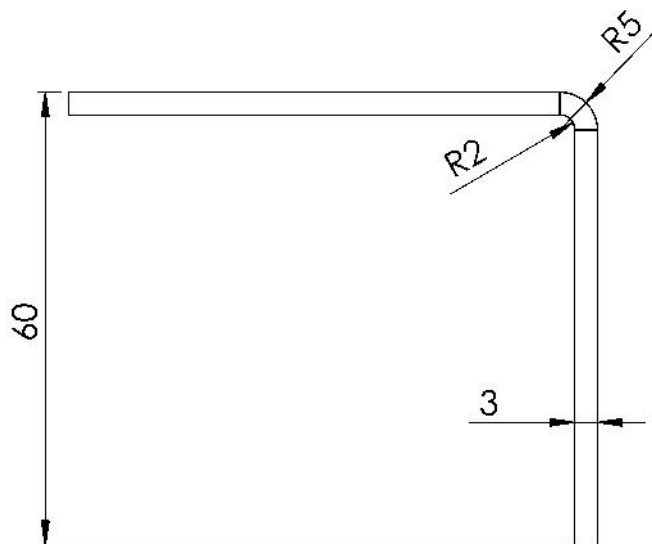
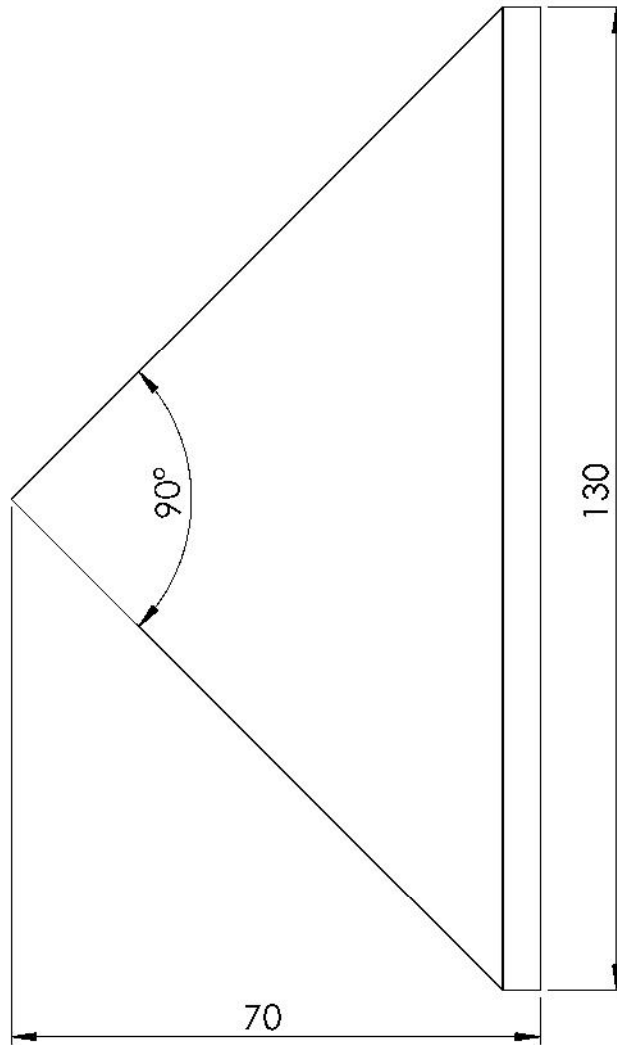


Miembro estructural:
Perfil rectangular hueco 120 x 60 x 4



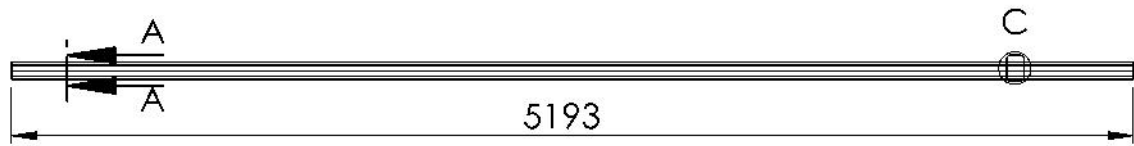
DETALLE F
SECCIÓN E-E

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: MARCO V. PUERTA	FIRMA: FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1/10 Nº PLANO: 1



Nota: Radios generados por plegado.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: NERVIO PUERTA	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1/1
		Nº PLANO: 1

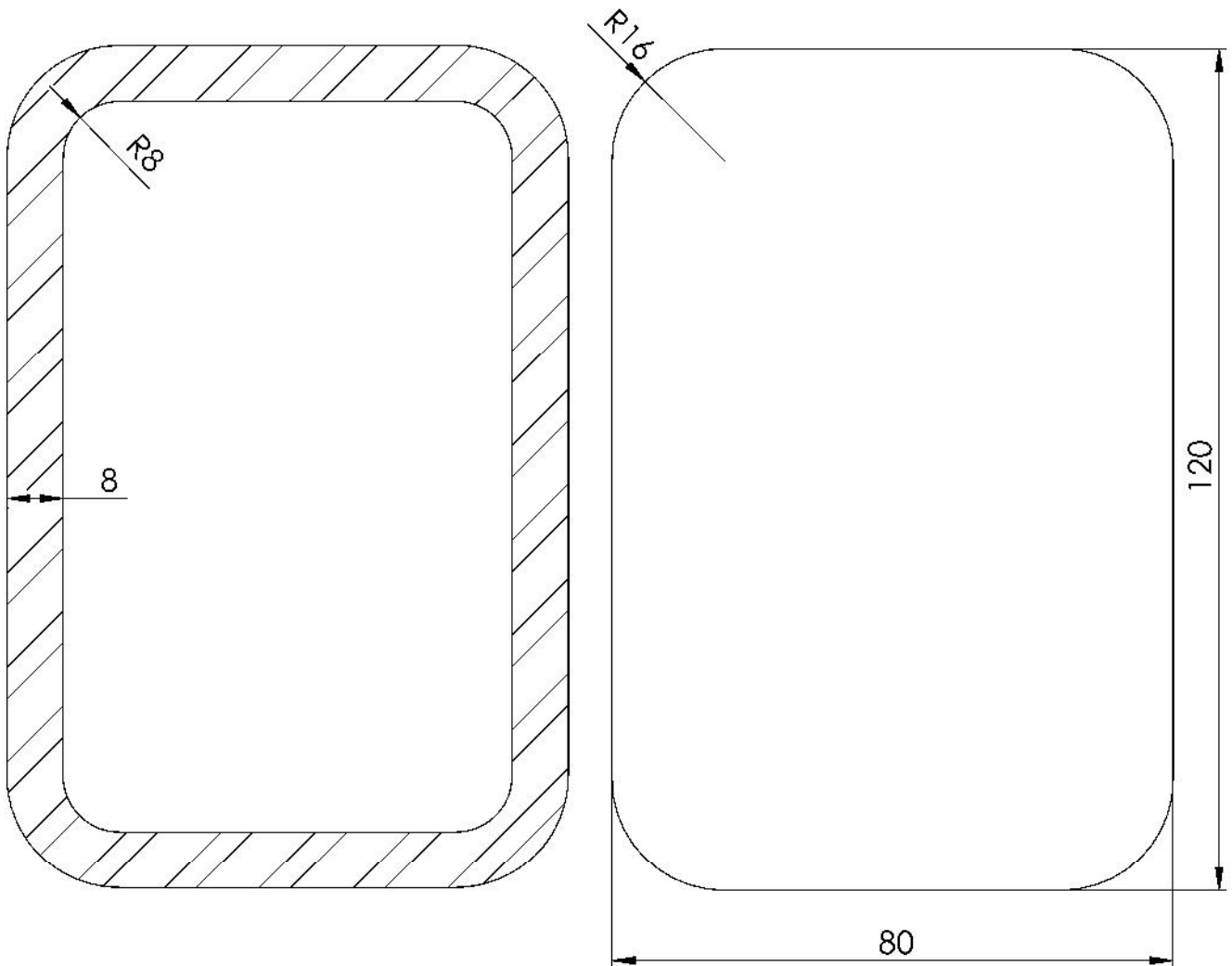



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

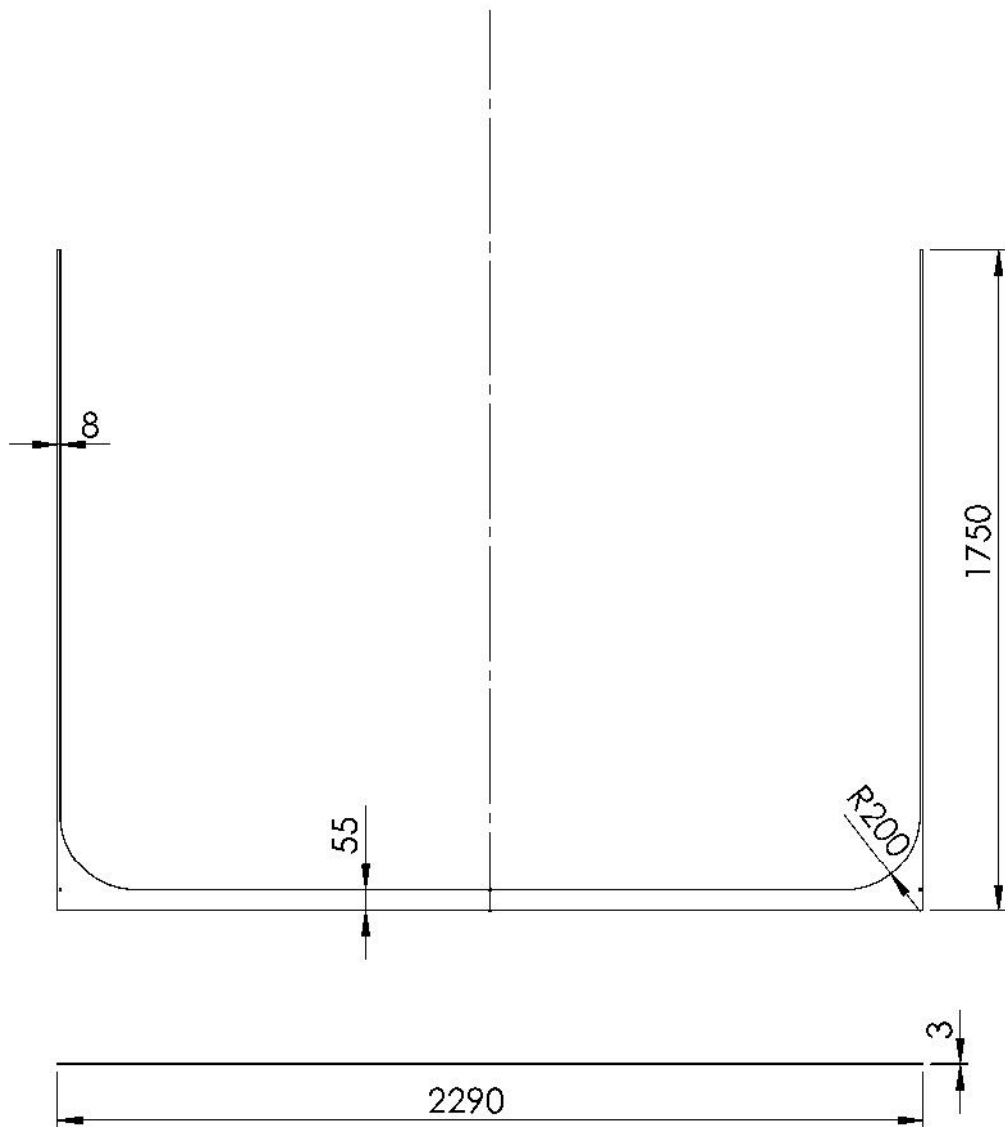
Miembro estructural:
Perfil rectangular hueco
120 x 80 x 8


DETALLE C
ESCALA 1:1

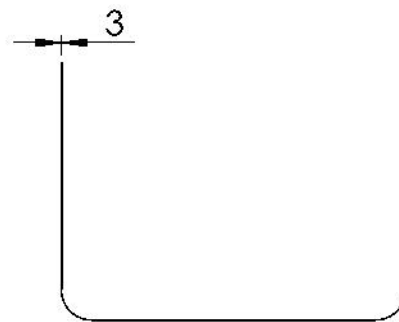
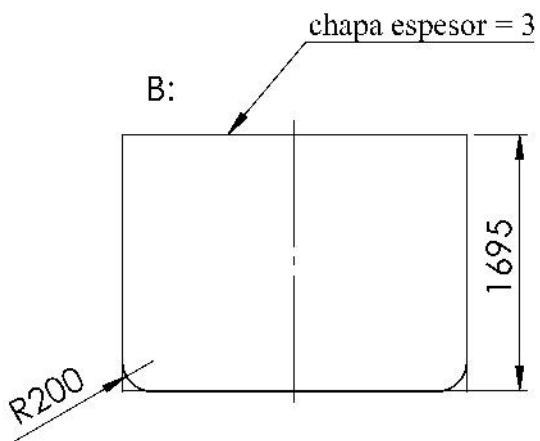
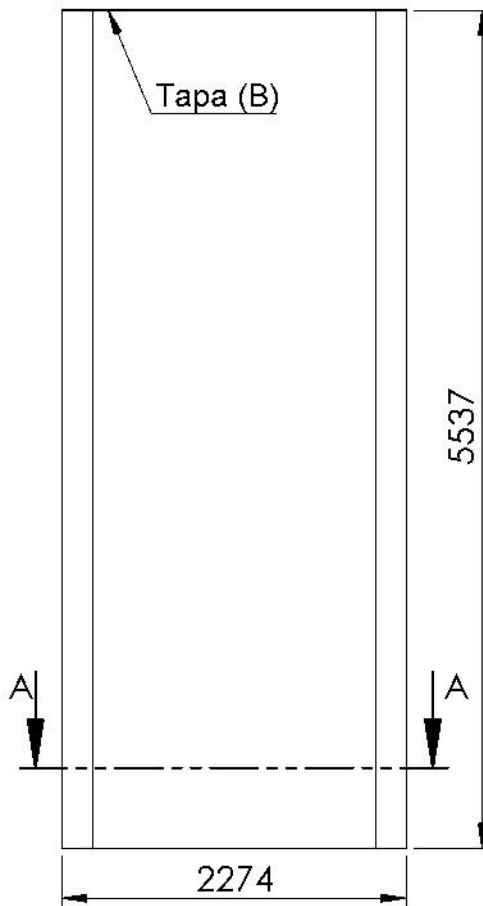
Tapa extremos
espesor $e=3$




 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: LARGUERO BASE		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:35	Nº PLANO: 1

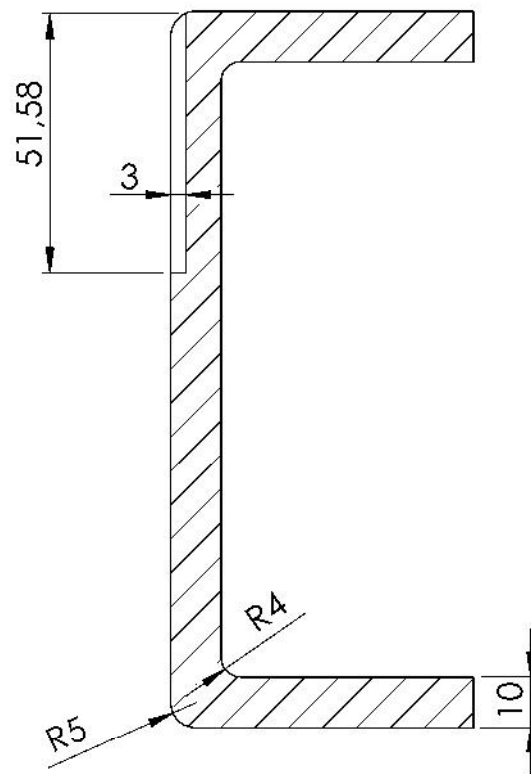
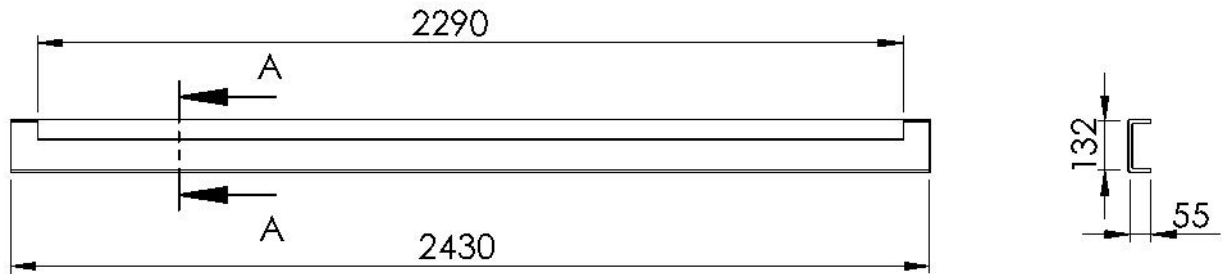


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: CHAPA TRASERA RECIP.	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20
		Nº PLANO: 1




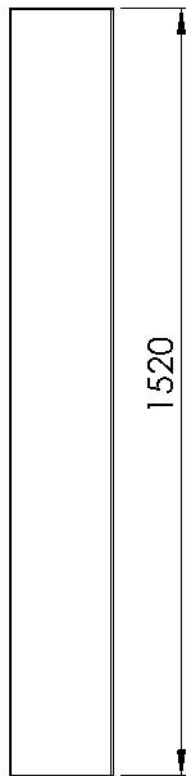
SECCIÓN A-A

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
		FIRMA:
PLANO: CHAPA RECIPIENTE	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:50
		Nº PLANO: 1

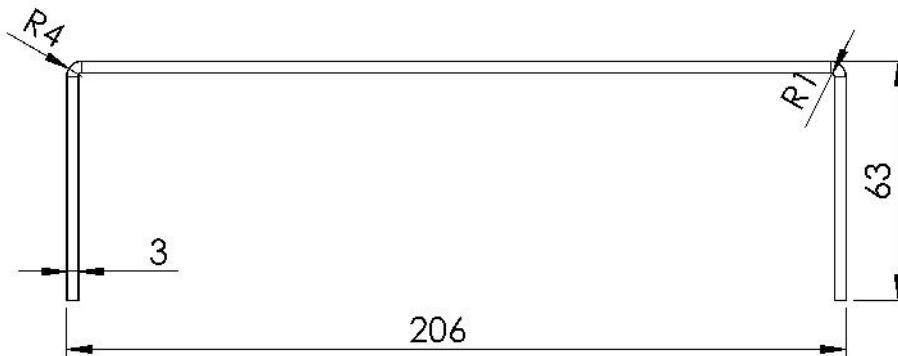


SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 3

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: LARGUERO GUÍAS	FIRMA: FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20 Nº PLANO: 1



ESCALA 1 : 2



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:

INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

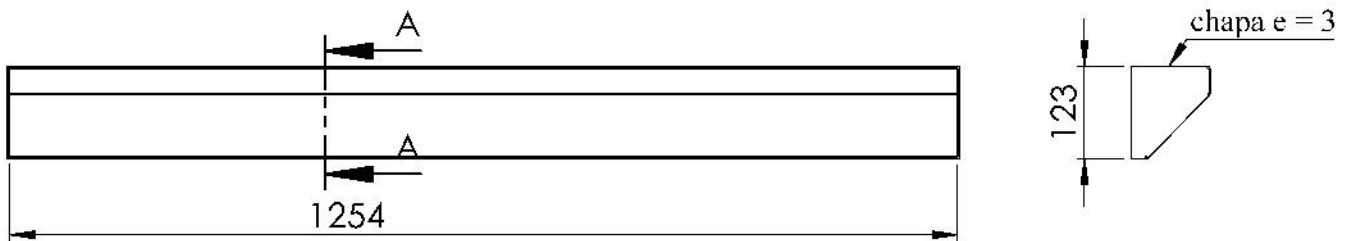
FIRMA:

PLANO: **NERVIO FRONTAL RECIP.**

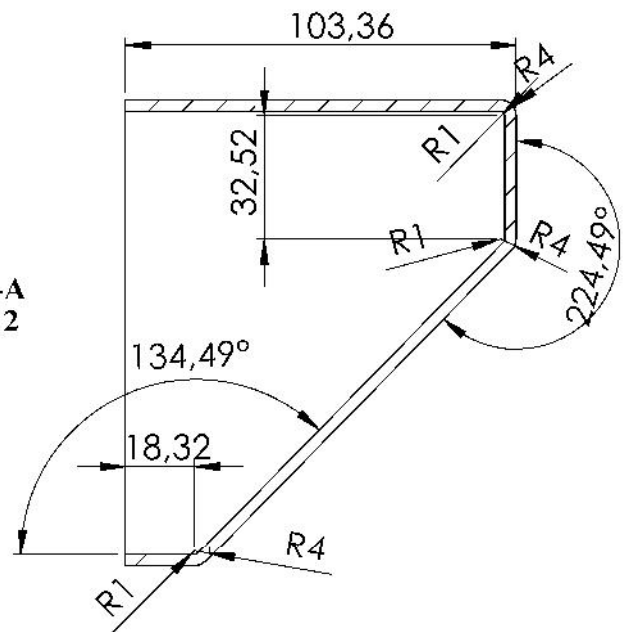
FECHA:
09/11/2015


ESCALA:
1:15

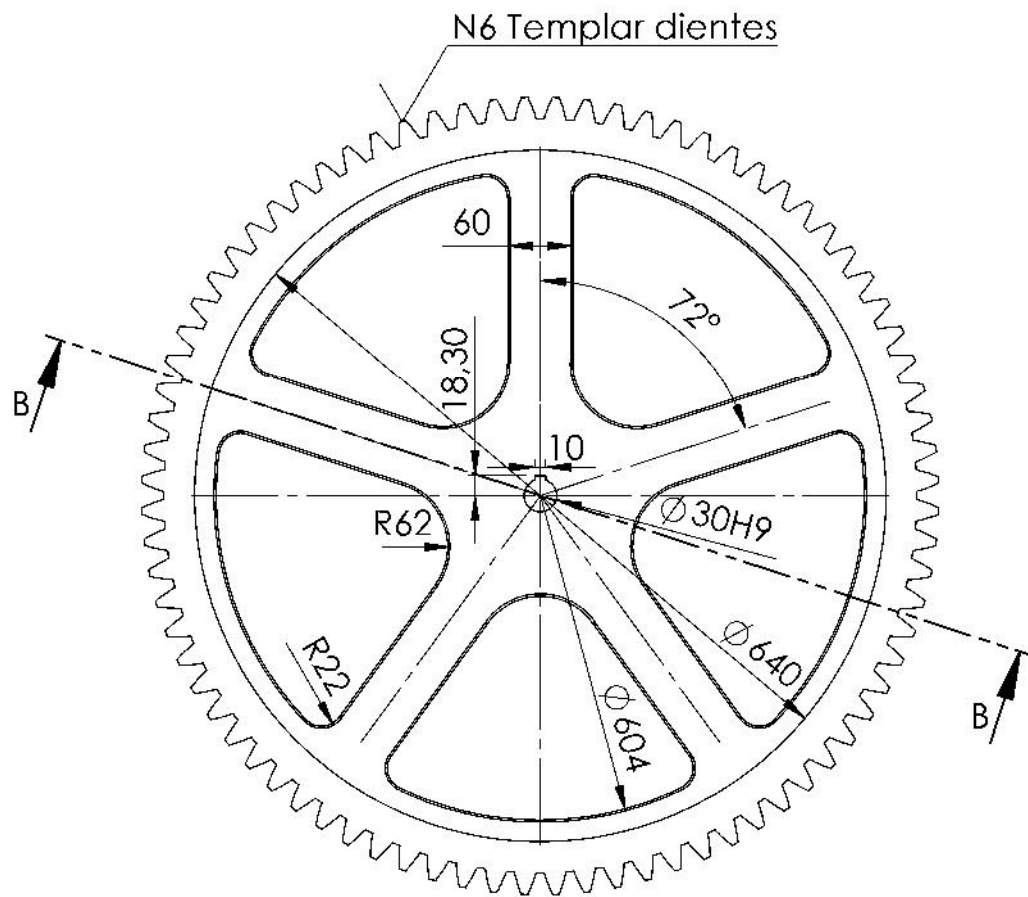
Nº PLANO:
1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2




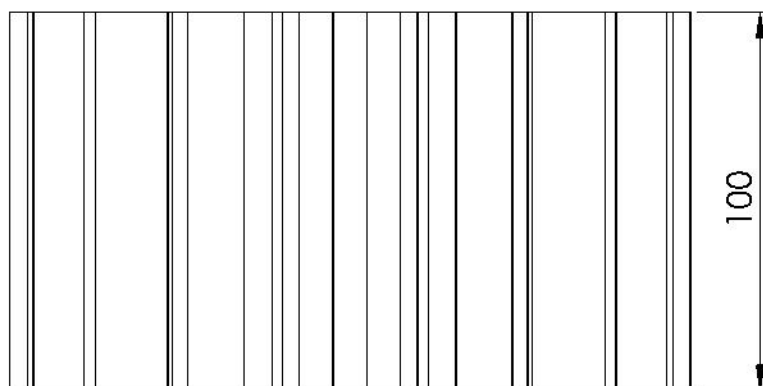
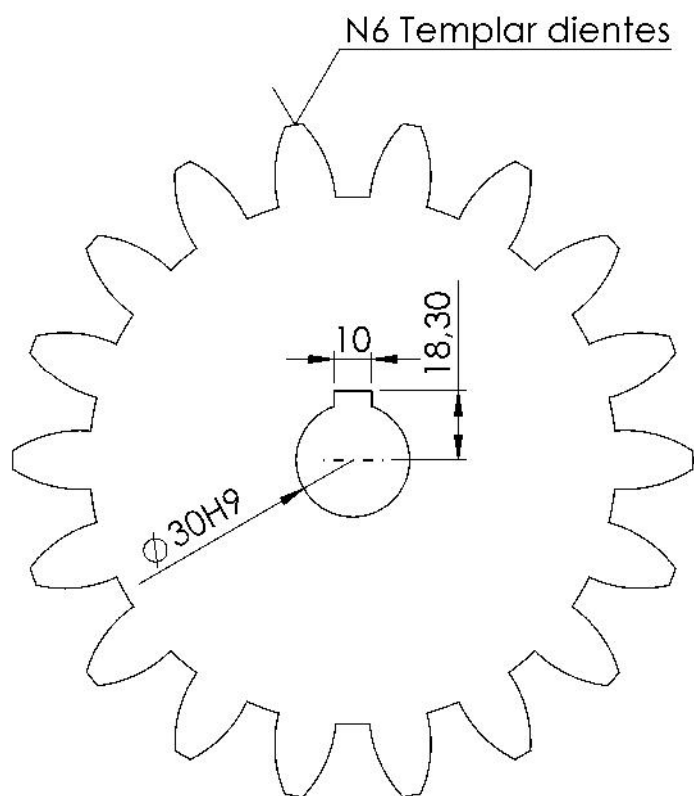
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: REFUERZO CENTRAL	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:10 Nº PLANO: 1




SECCIÓN B-B

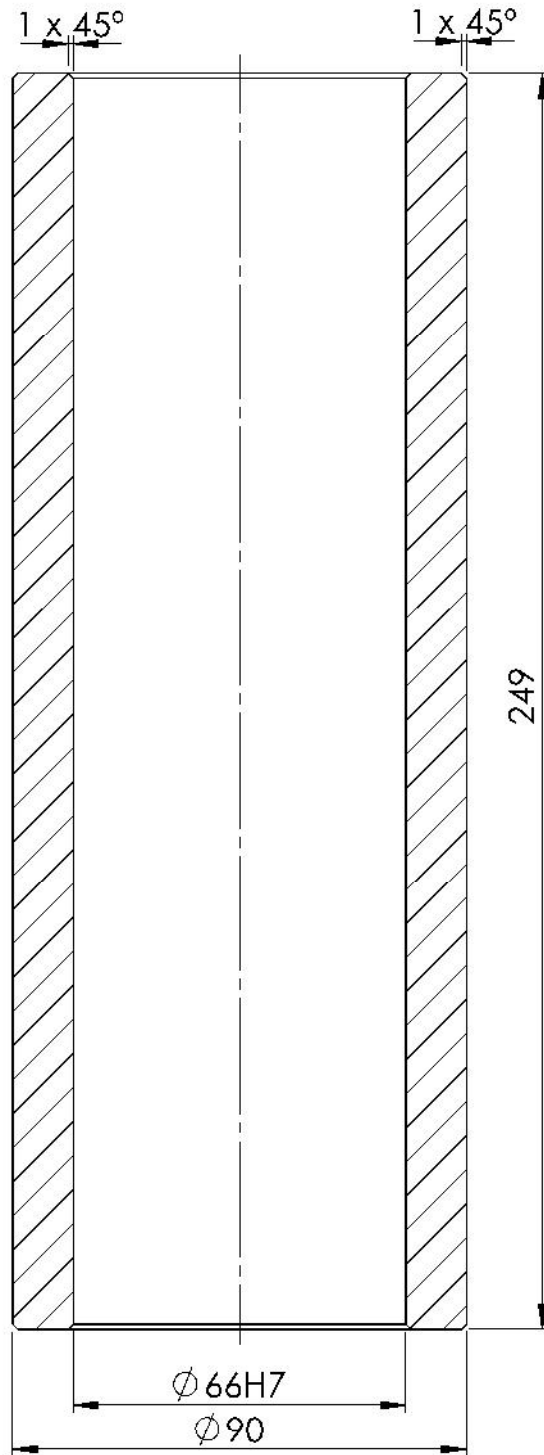
Módulo	9
Nº dientes	80
D. primitivo	720
D. exterior	738
Paso circular	28,27
Ángulo empuje	20°

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: RUEDA Nº 2		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
09/11/2015	1:7	1




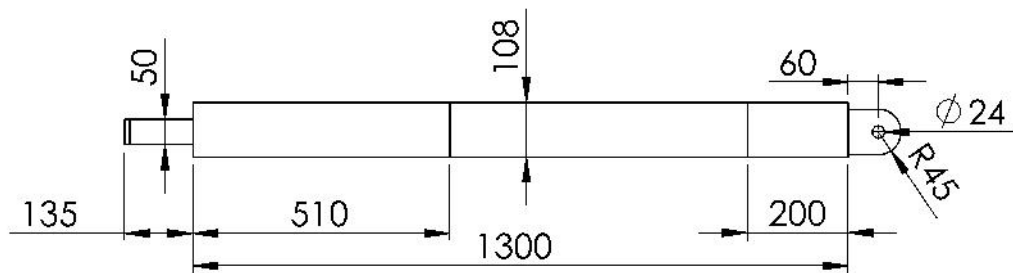
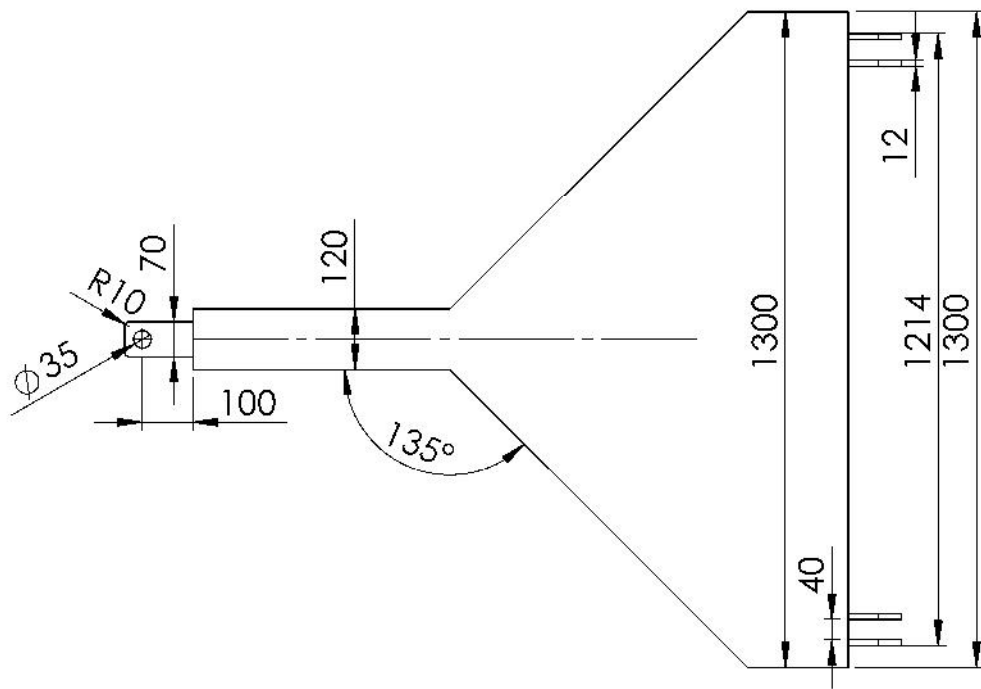
Módulo	9
Nº dientes	18
D. primitivo	162
D.exterior	180
Paso circular	28,27
Ángulo empuje	20°


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: RUEDA Nº 3		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1

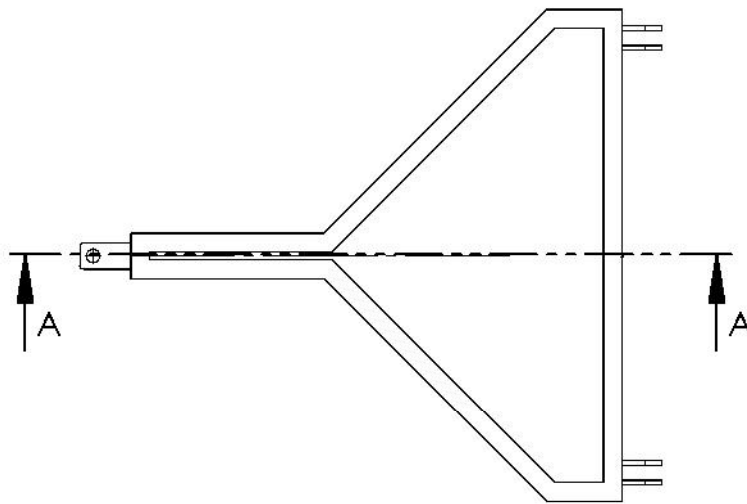


CORTE A 1/2

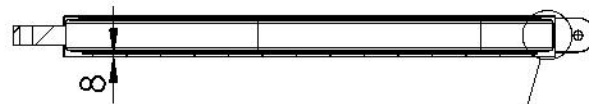
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: DISTANCIADOR		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 2:3	Nº PLANO: 1



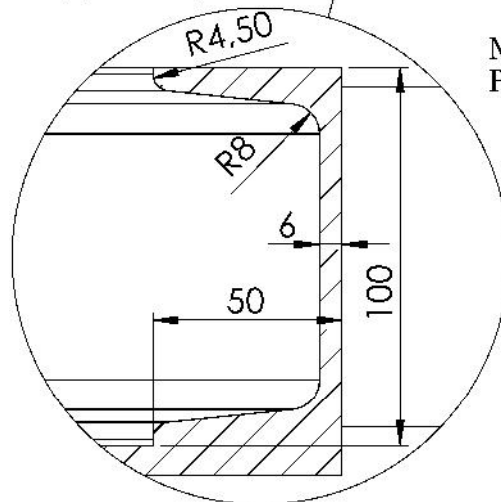
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: TIRO		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:15	Nº PLANO: 1




SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

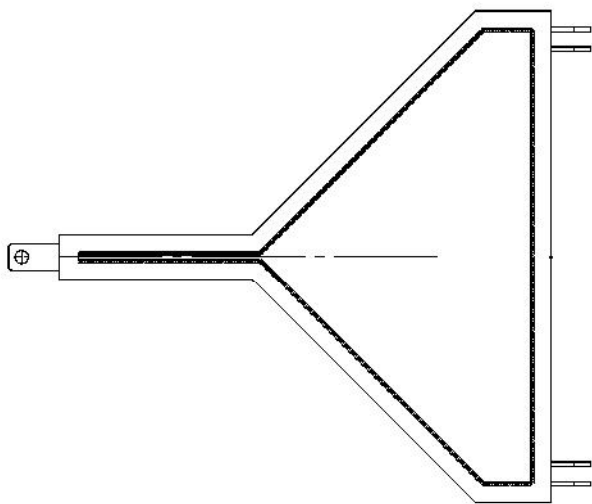


Miembro estructural:
Perfil en "C" 100 x 50 x 6


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: TIRO		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 2

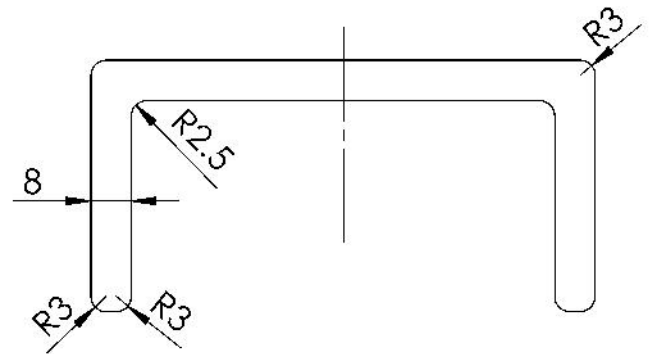
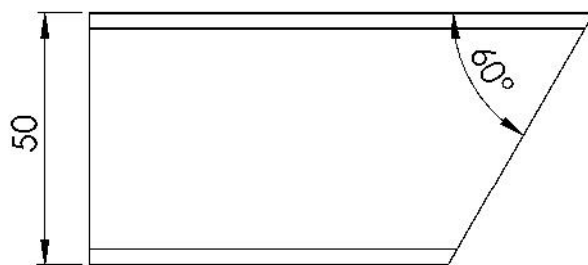
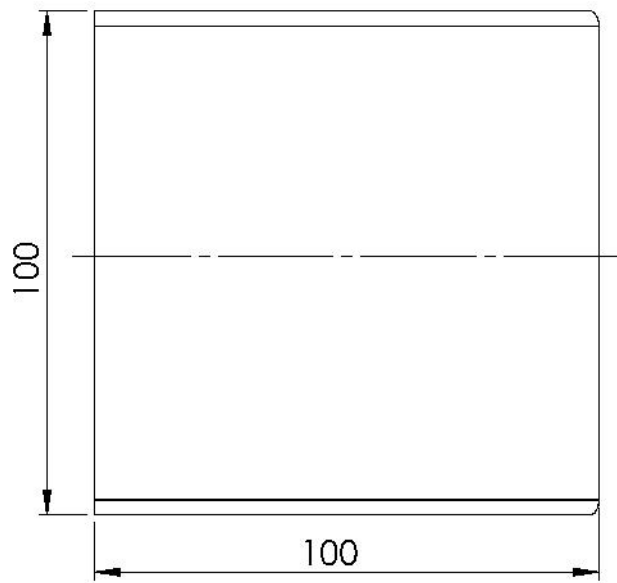


Soldaduras a tope.
Ancho cordón 10 mm.



VISTAS PRINCIPALES: DETALLES SOLDADURAS.

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: TIRO	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:20
		Nº PLANO: 3



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

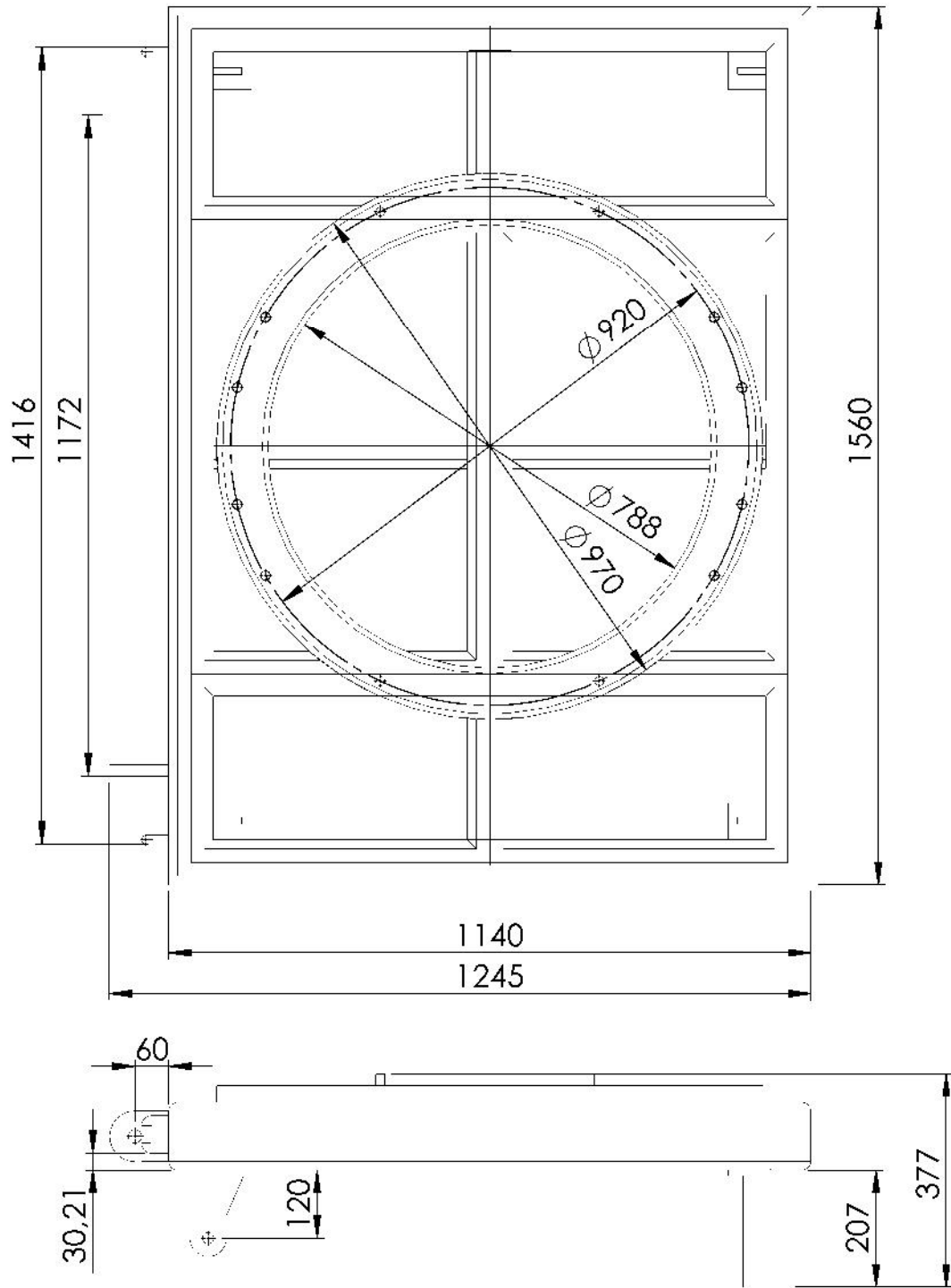
FIRMA:

PLANO: **TOPE PUERTA**


FECHA:
09/11/2015

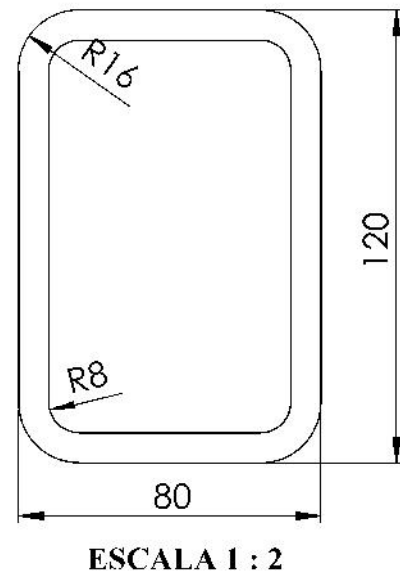
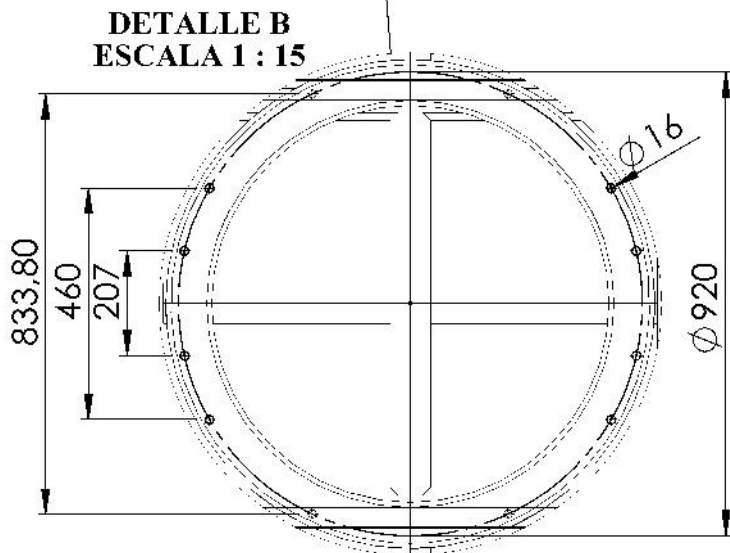
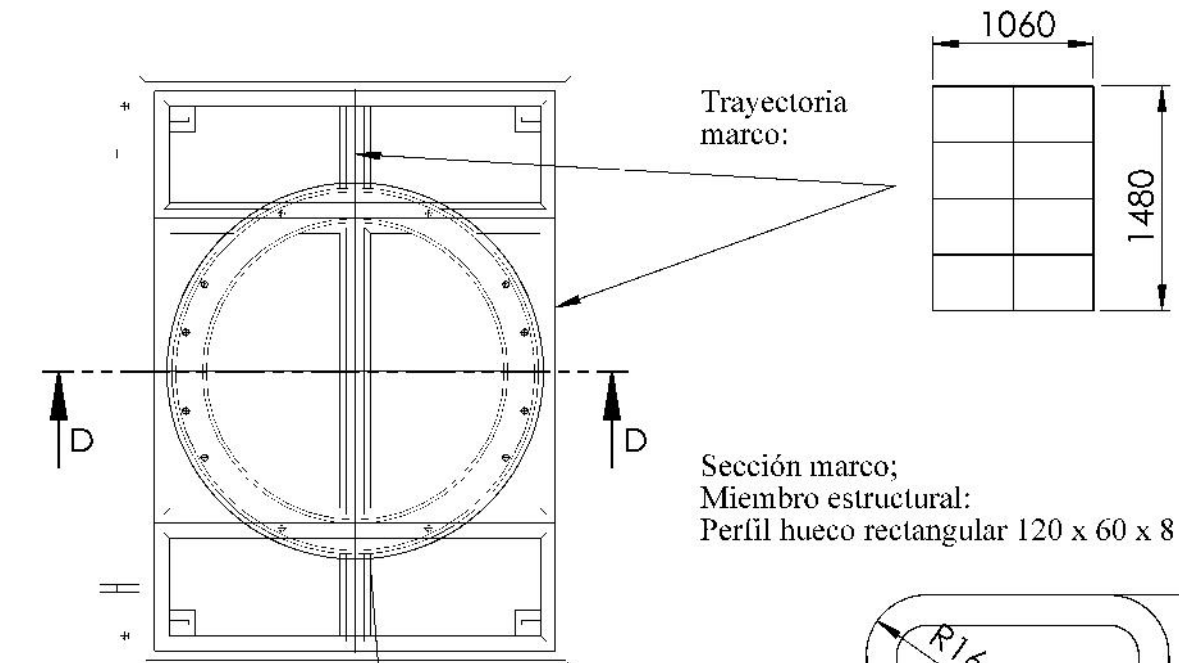
ESCALA:
2/3

Nº PLANO:
1

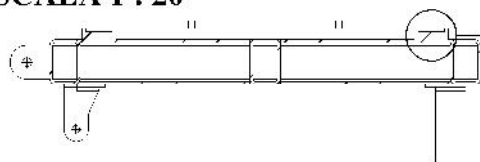


VISTAS FRONTAL Y SUPERIOR: COTAS NOMINALES Y ENTRE CENTROS.

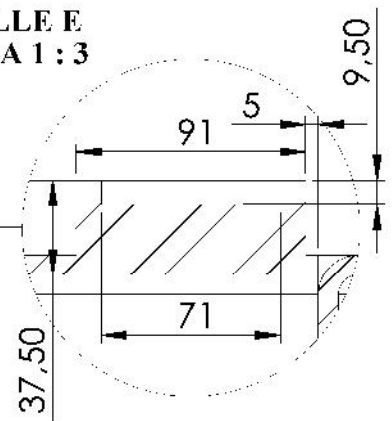
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: TREN DELANTERO	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:12 Nº PLANO: 1




SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 20

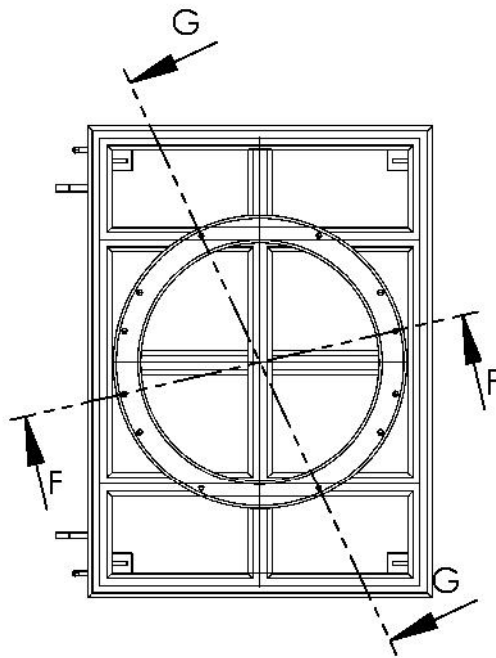


DETALLE E
ESCALA 1 : 3

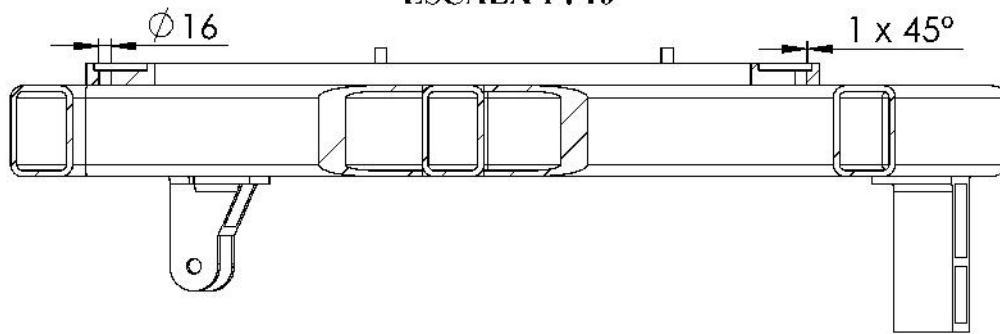


VISTA SUPERIOR: DETALLES MARCO Y CENTROS AGUJEROS

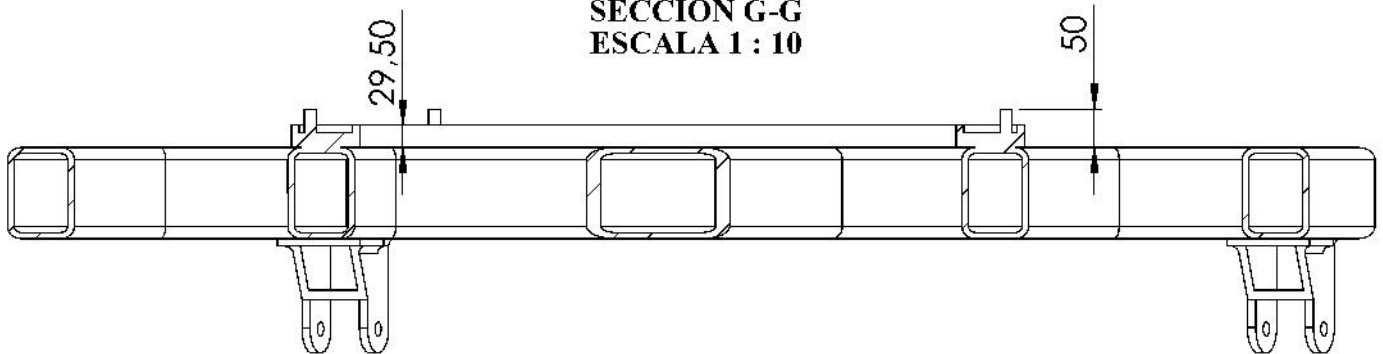
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
		INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
		FIRMA:	
PLANO: TREN DELANTERO	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
	09/11/2015	1:20	2



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 10

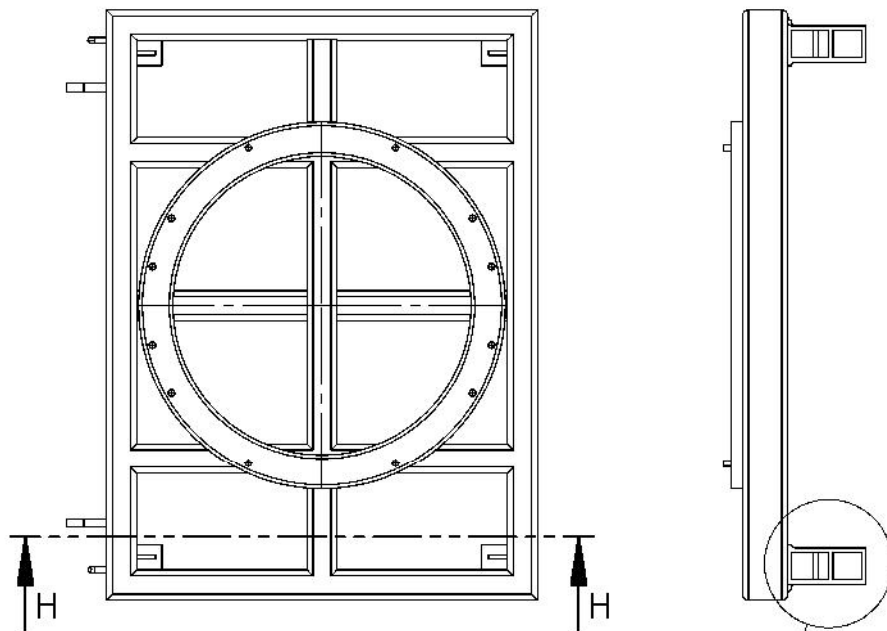


SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 10

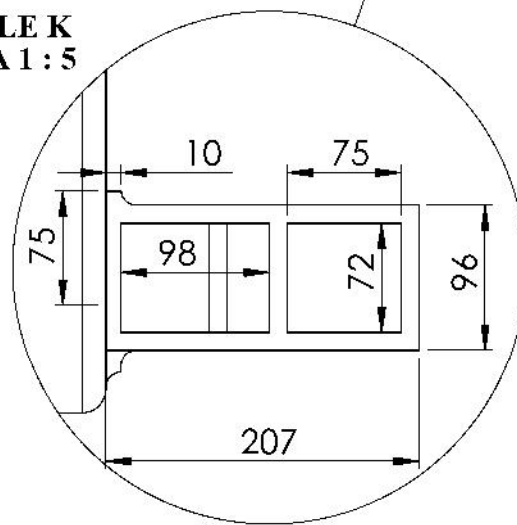


VISTA SUPERIOR: DETALLES AGUJEROS Y GUÍAS

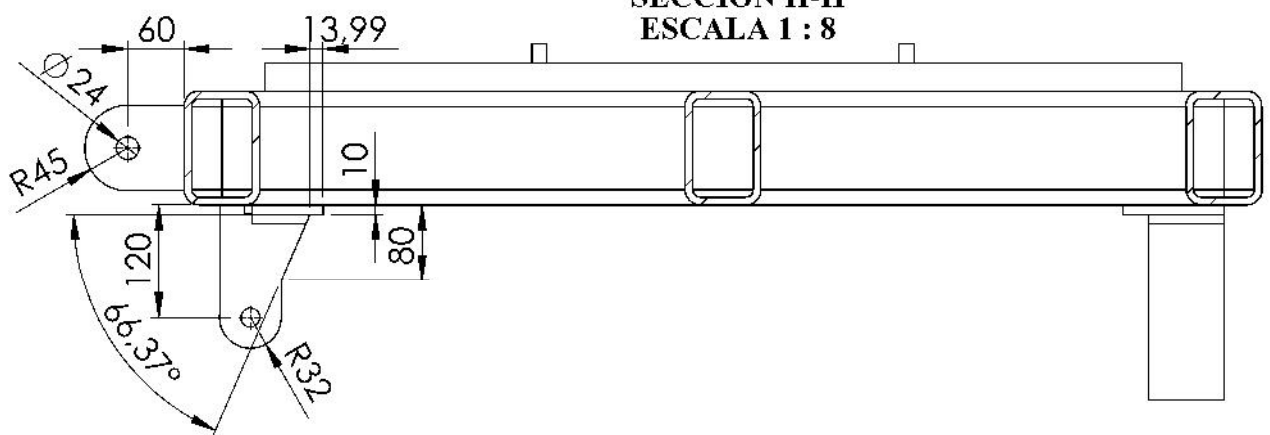
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES			
		PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS	
PLANO: TREN DELANTERO		FIRMA:	FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:25	Nº PLANO: 3



**DETALLE K
ESCALA 1 : 5**



**SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 8**



VISTAS SUPERIOR Y LATERAL DERECHA: DETALLE APOYOS BALLESTAS



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T

DEPARTAMENTO:
INGENIERÍA MECÁNICA,
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISPOSITIVO DE GIRO

REALIZADO:

ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS

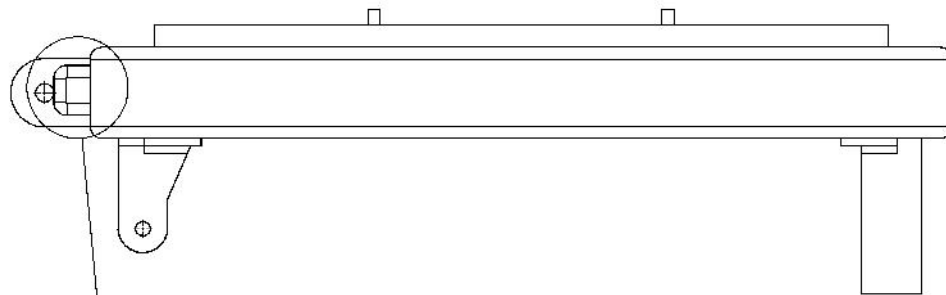
FIRMA:

PLANO: **TREN DELANTERO**

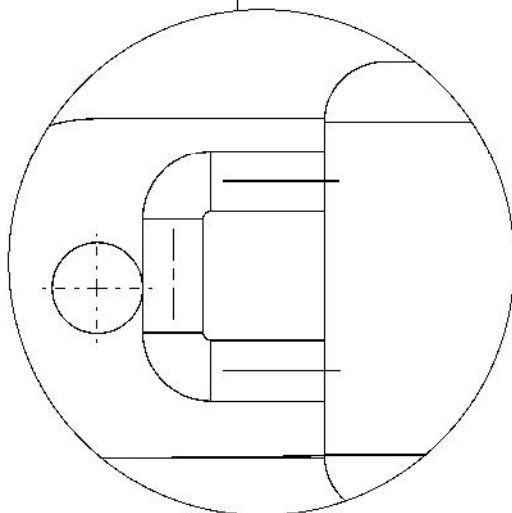
FECHA:
09/11/2015

ESCALA:
1:20

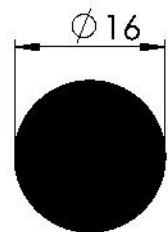
Nº PLANO:
4



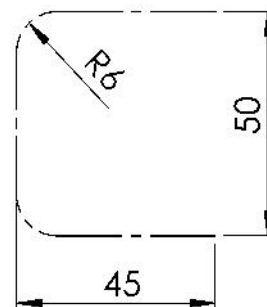
DETALLE L
ESCALA 1 : 2



Sección:

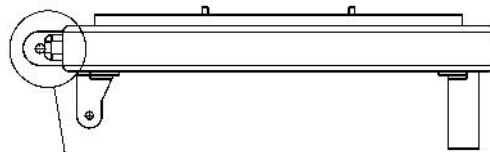
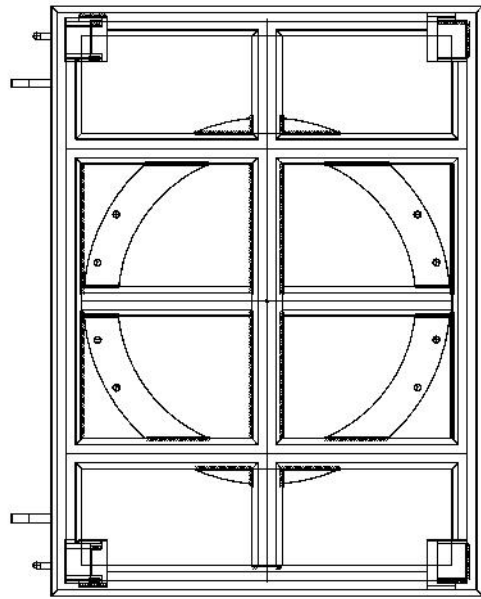
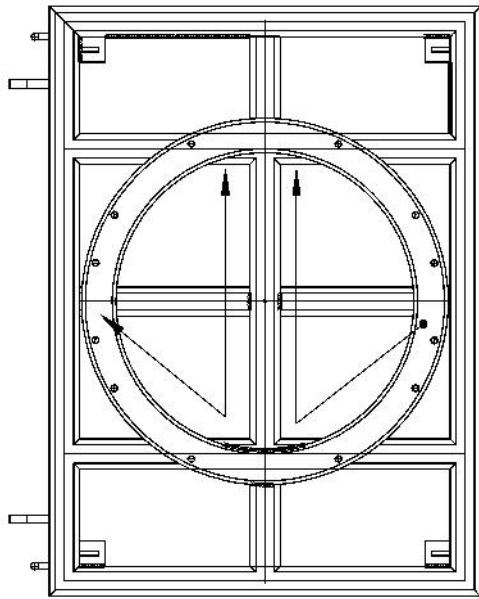


Trayectoria:

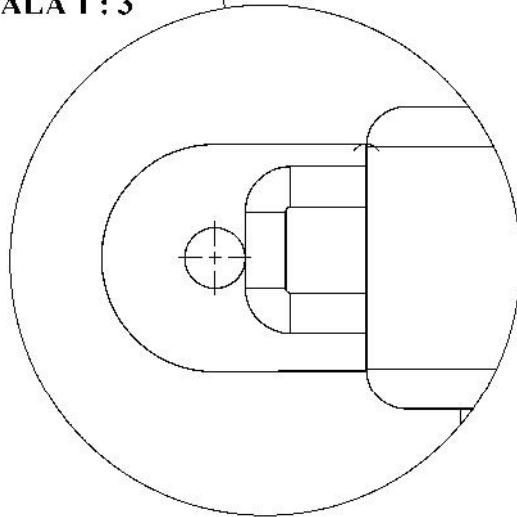


VISTA DETALLADA ENGANCHE CADENAS


 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	
PLANO: TREN DELANTERO		REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS FIRMA:
FECHA: 09/11/2015	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 5



DETALLE O
ESCALA 1 : 3



DETALLES DE SOLDADURA Y ENGANCHES PARA CADENAS

 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO: INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISPOSITIVO DE GIRO	REALIZADO: ALFARO IBÁÑEZ, JESÚS
PLANO: TREN DELANTERO	FIRMA:	FECHA: 09/11/2015 ESCALA: 1:20 Nº PLANO: 6