

PROYECTO FINAL DE **CARRERA.**

Cargador y transportador de rollos

5º INGENIERÍA MECÁNICA

ALUMNO:

BRUNAS, CRISTIAN ALEJANDRO.

DOCENTES:

COLETTI, LEANDRO.

MONTI, RUBÉN.

BENZI, SEBASTIÁN.

AÑO 2018

ÍNDICE

ÍNDICE	2
ÍNDICE DE IMÁGENES	4
1.1) INTRODUCCIÓN:	7
1.2) MOTIVACIÓN:	3
1.2.1) Pinche ordinario:	3
1.2.2) Pinche de doble carga.....	3
1.2.3) Pinche frontal	4
1.2.4) Carro transportador de rollos.....	4
1.2.5) Cargador y transportador de rollos	5
1.3) SELECCIÓN DEL CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	6
1.3.1) Transportador de rollos con empujador hidráulico:	6
1.3.2) Transportador de rollos por arrastre.....	7
1.4) ANTECEDENTES.....	8
1.5) MEMORIA DESCRIPTIVA	9
1.6) NORMAS	10
1.6.1) Normas IRAM-UNE-EN-4245/1 (seguridad en máquinas agrícolas)	10
1.6.2) Normas viales	11
1.7) PUNTOS A DESARROLLAR	13
2.1) CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA	14
2.1.1) Cálculo del larguero principal:.....	14
2.1.2) Cálculo del eje:.....	18
2.1.3) Elección de punta de eje.....	20
2.1.4) Cálculo del tope	20
2.2) DESARROLLO Y CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO μ (FORRAJE-METAL)	23
2.2.1) Cálculo de la potencia del sistema empujador.....	26
2.2.2) Cálculo y elección de las cadenas y piñones	27

2.2.3) Selección del reductor	28
2.2.4) Selección del orbital	31
2.2.5) Cálculo del árbol delantero del empujador	33
2.2.6) Cálculo de los ejes traseros del empujador	37
2.2.7) Cálculos de chavetas del árbol del empujador	39
2.2.8) Cálculos de chavetas a la entrada del reductor y orbital	41
2.2.9) Elección del acople flexible.....	44
2.3) CONCEPTUALIZACIÓN Y GEOMETRÍA PARA LA POSICIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL CONJUNTO PINCHE.....	46
2.3.1) Cálculo de las púas.....	47
2.3.2) Cálculo del cilindro hidráulico del pinche.....	50
2.3.3) Cálculo de las reacciones del sistema.....	51
2.3.4) Cálculo de los brazos soporte del conjunto pinche.....	52
2.3.5) Cálculo del caño pivot.....	53
2.3.6) Cálculo de la estructura del pinche mediante análisis por elemento finito.....	54
2.3.7) Cálculo de cordón de soldadura en las platinas del caño pivot	56
2.3.8) Cálculo y elección de los bulones de la púa móvil.....	58
2.3.9) Cálculo y elección de los bulones del casquete del caño pivot.....	59
2.4) CÁLCULOS DEL CONJUNTO LANZA	61
2.4.1) Fuerza de empuje	61
2.4.2) Cálculo de la lanza	62
2.4.3) Perno y barra de tiro.....	66
2.4.4) Cálculo y elección del cilindro hidráulico delantero.....	68
2.4.5) Cálculo de los pernos de los cilindros hidráulicos	69
3.1) ANÁLISIS DE COSTOS	71
4.1) CONCLUSIÓN	73
5.1) BIBLIOGRAFÍA	74

ÍNDICE DE IMÁGENES

Ilustración 1. Alimentación al ganado mediante pastoreo	7
Ilustración 2. Cortadora de arrastre	2
Ilustración 3. Cortadora autopropulsada	2
Ilustración 4. Acondicionadora de arrastre	2
Ilustración 5. Rotoenfardadora	2
Ilustración 6. fardos de trigo	2
Ilustración 7. Almacenamiento de fardos	2
Ilustración 8. Pinche AGROMAQ	3
Ilustración 9. Pinche OMBU	3
Ilustración 10. Pinche de doble carga	4
Ilustración 11. Pinche de doble carga	4
Ilustración 12. Pinche frontal	4
Ilustración 13. Pinche frontal	4
Ilustración 14. Carro transportador de rollos	5
Ilustración 15. Carro transportador de rollos	5
Ilustración 16. Transportador de rollos	5
Ilustración 17. Transportador de rollos	5
Ilustración 18. Transportador de rollos AGROMECA	6
Ilustración 19. Transportador de rollos HARTWICH	6
Ilustración 20. Transportador de rollos MACCARI	7
Ilustración 21. Transportador de rollos MACCARI	7
Ilustración 22. Transportador de rollos	9
Ilustración 23. Estructura del transportador de rollos	14
Ilustración 24. Diagrama cuerpo libre larguero principal	15
Ilustración 25. Catálogo perfil C	17
Ilustración 26. Perfil larguero estructura	17
Ilustración 27. Perfil larguero estructura	17
Ilustración 28. Eje de estructura	18
Ilustración 29. Esquema eje estructura	18
Ilustración 30. Diagrama cuerpo libre eje de estructura	19
Ilustración 31. Catálogo de punta de ejes Ingersoll	20
Ilustración 32. Cuna y distancia del tope de estructura	21
Ilustración 33. Coeficiente de rozamiento, fuerzas existentes	23
Ilustración 34. Posición inicial 1	24
Ilustración 35. Posición inicial 2	24
Ilustración 36. Posición inicial 3	24
Ilustración 37. Medición sobre piso 1	24
Ilustración 38. Medición sobre piso 2	24

Ilustración 39. Plomada para lograr perpendicularidad	24
Ilustración 40. Medición vertical	25
Ilustración 41. Medición 1	25
Ilustración 42. Medición 2	25
Ilustración 43. Medición 3	25
Ilustración 44. Conjunto empujador	26
Ilustración 45. Catálogo de cadenas Tsubaki	27
Ilustración 46. Catálogo piñones y coronas ASA80	28
Ilustración 47. Catálogo reductores SEW (Factor de servicio)	30
Ilustración 48. Reductor SEW KA87-AD-3	31
Ilustración 49. Catálogo reductores SEW (rendimiento reductor)	32
Ilustración 50. Catálogo orbital Venturi MOP 80	33
Ilustración 51. Diagrama cuerpo libre árbol delantero	34
Ilustración 52. Diagrama cuerpo libre eje trasero	38
Ilustración 53. Tabla para elección de chavetas planas	40
Ilustración 55. Catálogo acople flexible	45
Ilustración 56. Conjunto pinche	46
Ilustración 57. Posicionamiento y dimensiones del conjunto pinche	47
Ilustración 58. Diagrama cuerpo libre púa móvil	47
Ilustración 59. Diagrama cuerpo libre púa fija	49
Ilustración 60. posición cilindro hidráulico inferior	50
Ilustración 61. Mínima longitud cilindro hidráulico	51
Ilustración 62. Máxima longitud cilindro hidráulico	51
Ilustración 63. Diagrama cuerpo libre de las reacciones del sistema	52
Ilustración 64. Brazos soporte del conjunto pinche	52
Ilustración 65. Magnitudes para el cálculo de los brazos soporte	53
Ilustración 66. Diagrama cuerpo libre caño pivot	54
Ilustración 67. Estructura del pinche	55
Ilustración 68. Disposición de fuerzas y reacciones en Estructura pinche	55
Ilustración 69. Estudio de tensiones mediante EF	56
Ilustración 70. Estudio de deformación mediante EF	56
Ilustración 71. Caso de flexión en Soldadura	57
Ilustración 72. Referencias en cordón de soldadura	57
Ilustración 73. Tabla de resistencia a fluencia de electrodos	58
Ilustración 74. Magnitudes para el cálculo de bulones púa móvil	58
Ilustración 75. Bulones casquete caño pivot	59
Ilustración 76. Conjunto lanza	61
Ilustración 77. Fuerza de empuje y reacción a rodadura	61
Ilustración 78. Fuerzas t reacciones lanza	63
Ilustración 79. Diagrama cuerpo libre lanza caso 1	63

Ilustración 80. Diagrama cuerpo libre lanza caso 2	64
Ilustración 81. Cuerpo de lanza (tubo estructural)	65
Ilustración 82. Cuerpo de lanza (tubo estructural)	65
Ilustración 83. Cuerpo de lanza (doble perfil C)	66
Ilustración 84. Cuerpo de lanza (doble perfil C)	66
Ilustración 85. Barra de tiro	66
Ilustración 86. Distribución de cargas en pernos	67
Ilustración 87. Distancia cilindro hidráulico delantero	68

1.1) INTRODUCCIÓN:

Los forrajes constituyen una parte importante de la alimentación animal. Forman este grupo de vegetales plantas herbáceas, anuales o plurianuales, gramíneas o leguminosas, cuyo aprovechamiento ganadero se puede realizar directamente mediante **pastoreo** (este se define como el consumo directo del pasto por el ganado en el campo siendo, por tanto, el sistema más simple y barato de convertir esa materia vegetal en productos directamente útiles como carne, leche, cuernas, lana, trabajo, etc.) (*Fig. 1*), o derivando la producción mediante la práctica agrícola de la **siega** (actividad de cortar la hierba o el cereal maduro). De este último proceso, el forraje fresco puede suministrarse al ganado en verde o conservándolo reduciendo su grado de humedad hasta niveles que permiten su conservación en el tiempo y en el espacio. La *fermentación anaerobia* mediante silos es una de las prácticas tradicionales de conservación, la extracción del agua mediante métodos naturales *henificado* o con aporte de calor artificial *deshidratado* son prácticas que se realizan frecuentemente en las zonas productoras de cultivo de praderas artificiales.



Ilustración 1. Alimentación al ganado mediante pastoreo

El proceso de **henificación** convierte un forraje verde y perecedero en un producto que puede ser almacenado en forma segura y transportado fácilmente sin riesgo de deteriorarse; al mismo tiempo, las pérdidas de materia seca y nutrientes se limitan a un mínimo. Este proceso se basa en una reducción del contenido de humedad de 70-90 % a 20-25 % o menos.

Dicho proceso comienza con el corte del forraje, estos se realizan mediante desmalezadoras-cortadoras (*Fig. 2 y 3*) o acondicionadoras. La ventaja de las acondicionadoras es la de necesitar menor tiempo para el secado del forraje; esto es gracias a su sistema de quiebre del heno producido por 2 cilindros ranurados luego de que este fue cortado (*Fig. 4*).



Ilustración 2. Cortadora de arrastre



Ilustración 3. Cortadora autopulsada



Ilustración 4. Acondicionadora de arrastre

Luego del secado de este forraje se procede al prensado mediante las rotoenfardadoras (Fig. 5). Este artefacto recolecta la hilera de heno dejada por las máquinas antes mencionadas y mediante un sistema con correas con rotación va prensando en forraje adoptando una forma cilíndrica que, una vez formado el rollo propiamente dicho atado mediante un hilo a todo su alrededor, lo expulsa sobre el lote (Fig 6).



Ilustración 5. Rotoenfardadora



Ilustración 6. fardos de trigo

Finalmente estos fardos se deben recolectar, transportar y desalojar en un lugar determinado.



Ilustración 7. Almacenamiento de fardos

1.2) MOTIVACIÓN:

Recolectar y transportar los rollos desde el lote en donde fueron prensados hasta su lugar de almacenamiento es una tarea repetitiva que, si la distancia a recorrer es grande, demanda mucho tiempo además de generar mayor desgaste de los componentes mecánicos e hidráulicos, compactar y arruinar el suelo del campo y consumir grandes volúmenes de combustible. De aquí surge el planteo de optimizar esta tarea.

Existen diversos tipos de maquinaria, para ello se mencionarán los tipos más comunes a fin de conocer las ventajas y desventajas de cada uno:

1.2.1) *Pinche ordinario:*

Consta de un par de púas ubicadas en la parte trasera, un eje con 2 ruedas y una lanza. Esta es la máquina más común utilizada para el movimiento de rollos, tanto para depositarlos en el lugar de almacenamiento como para abastecer y distribuir los mismos para alimentar en ganado.



Ilustración 8. Pinche AGROMAQ



Ilustración 9. Pinche OMBU

El pinche de la (fig. 9) posee la ventaja de tener un brazo que le permite llegar a grandes alturas para cagar los fardos en camiones y acoplados.

Este tipo de máquina es la más sencilla, versátil, pequeña y económica para desempeñar su tarea. Su principal desventaja radica en el hecho de que solo se puede recolectar de a un rollo a la vez, convirtiendo la tarea en un proceso que demanda mucho tiempo.

1.2.2) *Pinche de doble carga*

No muy distinto al anterior, la ventaja que posee es el de recolectar de a 2 fardos, agilizando la tarea.



Ilustración 10. Pinche de doble carga



Ilustración 11. Pinche de doble carga

1.2.3) Pinche frontal

Estos solo se pueden usar en tractores que tienen una adaptación especial para poder montarlos. Su principal ventaja es carecer de ruedas con lo que los convierte en pinches muy versátiles, rápidos además de poder cargar los fardos en acoplados ya que llegan a grandes alturas.



Ilustración 12. Pinche frontal



Ilustración 13. Pinche frontal

Un aspecto a tener en cuenta es que la carga a levantar no puede ser de un peso muy elevado porque podría perjudicar componentes mecánicos del tractor, con lo que se debe viajar con cuidado y evitar saltos cuando se transportan cargados con rollos.

1.2.4) Carro transportador de rollos

Esta es una máquina complementaria que se utiliza cuando la distancia para transportar rollos es extensa. Es sencillamente un carro donde se depositan rollos, con lo que no cumplen la función de recolectar fardos ni mucho menos cargarlos y descargarlos en él. Para esta tarea es necesario un pinche frontal o un pinche ordinario con brazo de extensión para alcanzar la altura necesaria y así depositar el fardo en el carro.



Ilustración 14. Carro transportador de rollos



Ilustración 15. Carro transportador de rollos

1.2.5) Cargador y transportador de rollos

Finalmente queda por mencionar una máquina que acopla ambas funciones en una misma unidad. Se trata del cargador y transportador de rollos, el cual sirve tanto para recolectar rollos desde el campo donde fueron creados y transportarlos en una cantidad considerada. Sobre este tipo de máquina tratará este proyecto.



Ilustración 16. Transportador de rollos



Ilustración 17. Transportador de rollos

1.3) SELECCIÓN DEL CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS

Existen 2 tipos fundamentales de este tipo de máquina, en el cual su principal diferencia se basa en el sistema de empuje de los fardos; los cuales se describirán a continuación:

1.3.1) Transportador de rollos con empujador hidráulico:



Ilustración 18. Transportador de rollos AGROMEC



Ilustración 19. Transportador de rollos HARTWICH

Este tipo, el sistema que utiliza para deslizar los fardos dentro de los largueros principales es mediante una pantalla de empuje accionada mediante un motor hidráulico y accionada desde en tractor.

Ventajas:

- No tiene inconvenientes cuando los fardos están deformados.
- El chasis y toda la máquina en sí se encuentra a una altura considerable (conveniente cuando se necesita pasar sobre pozos, cunetas, suelos irregulares).
- Mayor control en el deslizamiento de los rollos sobre los 2 rieles principales ya que al ser accionado hidráulicamente, se puede controlar mejor la carrera efectuada mediante sensores de posición.
- Elimina el inconveniente de juntar el fardo sobre un suelo irregular.
- Menor complejidad estructural.

Desventajas:

- Mayor cantidad de controles y sistemas hidráulicos y eléctricos.
- Resulta una máquina de fabricación más costosa al poseer mucha cantidad de componentes.
- Mayor complejidad en el diseño de los subsistemas.

1.3.2) Transportador de rollos por arrastre



Ilustración 20. Transportador de rollos MACCARI



Ilustración 21. Transportador de rollos MACCARI

En este tipo de máquina no existe ningún tipo de accionamiento de empuje motor, sino que el arrastre del rollo se produce cuando toda la estructura apoya sobre el suelo y se desliza, mientras el rollo, también apoyado sobre el suelo, conserva su posición; es decir, el desplazamiento relativo entre ambos componentes se produce por el deslizamiento de la máquina y no del rollo.

Ventajas:

- Menor cantidad de sistemas móviles ya que la máquina se desliza sobre el piso.
- Menor cantidad de comandos hidráulicos lo cual reduce la complejidad en circuitos hidráulicos y eléctricos.
- Resulta más económicos debido a la menor cantidad de componentes antes mencionados.

Desventajas:

- Mayor complejidad estructural al tener un eje para las ruedas con forma de arco.
- Mayor complejidad en la distribución de mangueras y/o caños de comandos hidráulicos al tener que pasar de una rueda a la otra dejando libre el paso de los fardos.
- Inconvenientes en el correcto funcionamiento de esta máquina cuando los fardos se encuentran deformados, es decir, cuando se aplastan al estar mucho tiempo estacionado (no conservan una forma cilíndrica).
- Inconvenientes al juntar un nuevo fardo con el pinche si el suelo es irregular ya que se encuentra toda la máquina apoyada en el suelo.

De ambas máquinas se escogió realizar una con un esquema similar al “**Transportador de rollos con empuje hidráulico**” por motivos de comodidad en el trabajo al tener mayor control sobre los subsistemas y principalmente porque elimina el inconveniente de los rollos que se encuentran deformados o aplastados.

1.4) ANTECEDENTES

Como antecedente se puede mencionar varios tipos de máquinas como estas fabricadas dentro de provincias de Santa Fe y Córdoba. Marcas como Macardi, Agromec, Agromaq, JM Hartwich, Gimetal son ejemplos de empresas que fabrican este dispositivo.

1.5) MEMORIA DESCRIPTIVA

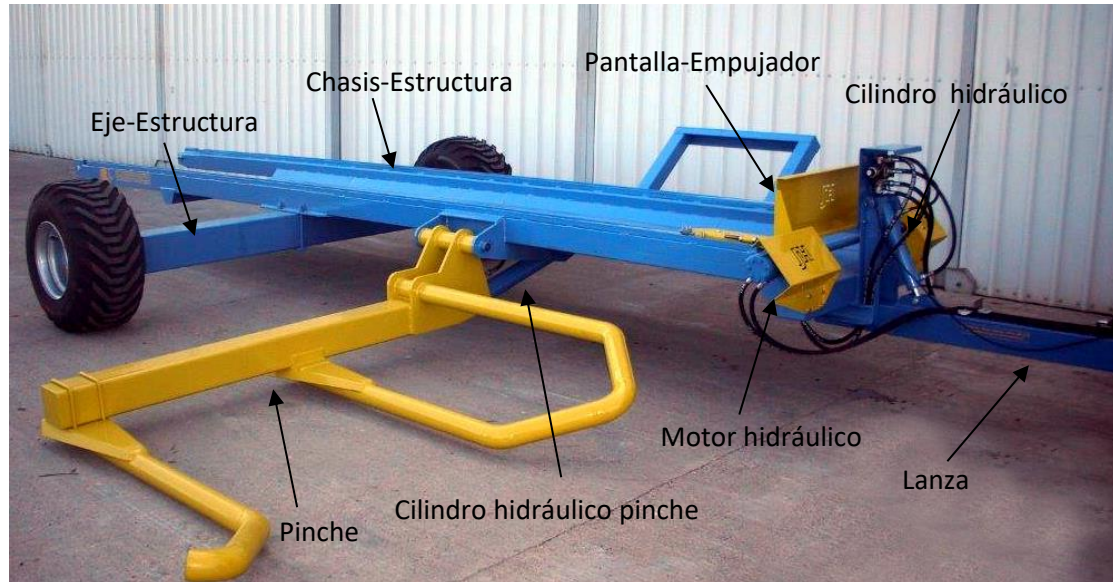


Ilustración 22. Transportador de rollos

La máquina agrícola consta de un chasis compuesto por 2 vigas donde posarán y deslizarán los rollos que se van juntando y, unido a este, un eje donde se ubican las puntas ejes y las ruedas. Para levantar los fardos desde el suelo hasta el chasis, utiliza el "Pinche"; el mismo consta de un par de púas que toman el rollo de la parte inferior y mediante el movimiento del "cilindro hidráulico pinche" toda esta estructura se inclina y levanta el rollo depositándolo en el chasis. Por otra parte, el sistema empujador, consta de una pantalla accionada por un orbital (motor hidráulico) mediante una transmisión de piñones y cadenas que recorren todo el largo del chasis convirtiendo el movimiento rotacional en un desplazamiento lineal hacia ambas direcciones. Por último, la lanza conecta toda la máquina con el tractor, ya que es esta es de empuje y sobre esta se encuentra el "cilindro hidráulico volcador", siendo este, el que produce la inclinación de toda la estructura cuando se quiere desalojar todos los rollos del chasis sobre el suelo.

1.6) NORMAS

Antes del desarrollo y cálculo de la máquina, se mencionará las normas a tener en cuenta ya que estas influyen en el diseño, dimensionamiento y cálculo de componentes.

1.6.1) Normas IRAM-UNE-EN-4245/1 (seguridad en máquinas agrícolas)

Requisitos genéricos de seguridad para máquinas agrícolas

Requisitos aplicables a todas las máquinas agrícolas y forestales

- Espacio mínimo de separación entre mandos y partes fijas de la máquina (min. 50 mm para palancas que se deben de accionar con fuerza de más de 100 N; min. 25 mm, si la fuerza es menor de 100 N).
- Hace referencia a otras normas C (o generales) para lo que se relaciona con los riesgos resultado del posible contacto con elementos en movimiento o ruedas.
- Medios de acceso seguros para operadores en cualquier posición a más de 550 mm del suelo.
- Prohibición de utilizar los protectores (por ej. árboles cardan) como elementos de acceso, ni disponer los accesos sobre estas protecciones.

Protección contra peligros de origen mecánico:

- Todos los elementos móviles de transmisión de potencia deben de estar alejados o protegidos para evitar cualquier riesgo de contacto.
- Si se trata de zonas a las que se puede acceder, deben de utilizarse resguardos fijos (según norma EN 292).
- Pueden utilizarse resguardos según IRAM-EN-UNE 5674, para proteger árboles de transmisión en el interior de la máquina.
- Obligatoriedad de pictograma sobre el resguardo.
- Otras alternativas: resguardos móviles que no puedan abrirse mientras funciona la máquina.

Soportes para servicio de conservación y mantenimiento

- Dispositivos de estabilización mecánica o de bloqueo que impidan una caída intempestiva, cuando está previsto trabajar bajo elementos de la máquina con una resistencia 1.5 veces mayor que la carga que soportan.
- Dispositivos hidráulicos: tuberías flexibles capaces de soportar más de 4 veces la presión de trabajo; indicando periodos de sustitución de tuberías flexibles.
- Accionamiento desde fuera de la zona de peligro.
- Identificación con colores que resalten con respecto a los de la máquina; soportes fijados a la máquina; esquema de utilización (sobre la máquina), además de las del manual del operador.

Protecciones contra otros peligros

- Equipo eléctrico: contacto y abrasión de los cables, malas conexiones, compatibilidad electromagnética.
- Equipo hidráulico: referencia a norma EN 982 (evitar proyecciones al operador en caso de roturas).
- Servicio y mantenimiento: suministro de herramientas especiales con la máquina si son necesarias (explicar su utilización en el manual de la máquina).

Protección contra peligros de origen mecánico

- Estabilidad con una inclinación de 8.5° en cualquier dirección, estacionadas sobre suelo duro (con depósitos y tolvas llenos y vacíos).
- Enganches para remolcar claramente indicados, junto con la fuerza máxima que aplican sobre el tractor.
- Transmisión de potencia desde el tractor y la máquina receptora mediante ejes cardan protegidos según IRAM-E-UNE 5674.
- Las conexiones neumáticas, hidráulicas y eléctricas deben de equiparse con dispositivos de apoyo que evite la presencia de elementos colgantes cuando la máquina no está acoplada.

Servicio y mantenimiento

Requisitos generales

- Obligatoriedad de que las operaciones de servicio y mantenimiento recomendadas por el fabricante se hagan con motor parado; si esto no es técnicamente posible, indicar la forma de operar para evitar el contacto con los elementos móviles.
- Facilitar el acceso a elementos que precisen mantenimiento frecuente.
- Elementos de la máquina accionados por operario en condiciones de utilización normal: si superan los 40 kg, diseñados para manejarlos con equipos de elevación; si no superan los 40 kg, dotados de empuñaduras o diseñados de manera que se evite el daño para el que los maneja.
- Los elementos plegables deben de ponerse en posición de transporte, sin que en el paso de una posición a otra puedan producir pinzamientos o aplastamientos.

1.6.2) Normas viales

Requisitos para los equipos

- Para la circulación deben ser desmontadas todas las partes fácilmente removibles, o que constituyan un riesgo para la circulación, tales como plataformas de corte, ruedas externas de tuviese duales, escalerillas, etc. de

manera de disminuir al mínimo posible el ancho de la maquinaria y mejorar la seguridad vial.

- Paragolpes en la parte posterior del tren.
- Todos los componentes deben poseer neumáticos, en caso contrario deben transportarse sobre carretón o sobre tráiler, igual que cualquier otro elemento que resulte agresivo a que constituya un riesgo para la circulación.
- Deben poseer como máximo dos enganches rígidos y cadenas de seguridad en prevención de cualquier desacople.

Señalamiento

- En la parte posterior del último acoplado debe colocarse un cartel que tenga como mínimo (1m) de altura por (2,5 m) y poseer una franja de material reflectivo. De no ser posible se reemplazará por 2 triángulos equiláteros de (40 cm) a ambos lados también de material reflectivo.

Dimensiones

- El ancho máximo de la maquinaria agrícola es de (3,5m). La máquina que supere dicho valor deberá ser transportada en carretones.
- La altura máxima es de (4,20 m).

1.7) PUNTOS A DESARROLLAR

- 1- Estudio de posibilidad de realizar esta máquina con los recursos existentes, teniendo en cuenta los tipos de herramientas a disposición, de modo de no tercerizar muchos trabajos.
- 2- Diseño de las partes fundamentales como ser el chasis y el pinche, calculando materiales que soporten los esfuerzos existentes y cálculo de los cilindros y motor hidráulico a utilizar, teniendo en cuenta el inventario existente y normas de vialidad.
- 3- Propuesta y diseño del sistema de deslizamiento de rollos tomando en cuenta ventajas y desventajas de fabricación y su costo.
- 4- Análisis de la posibilidad de realizar una optimización, rediseñando y calculando los nuevos componentes en caso de ser posible.
- 5- Propuesta de implementación de sensores eléctricos para los distintos accionamientos hidráulicos y sensores de posición para facilitar el trabajo al operario para seguridad.

Todos estos puntos descriptos deben analizarse de modo de poder fabricarlos con los recursos existentes de ser posible, además de tener en cuenta los costos y la posibilidad de suministro de conseguir la materia prima.

2.1) CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

La estructura comprende los siguientes componentes:

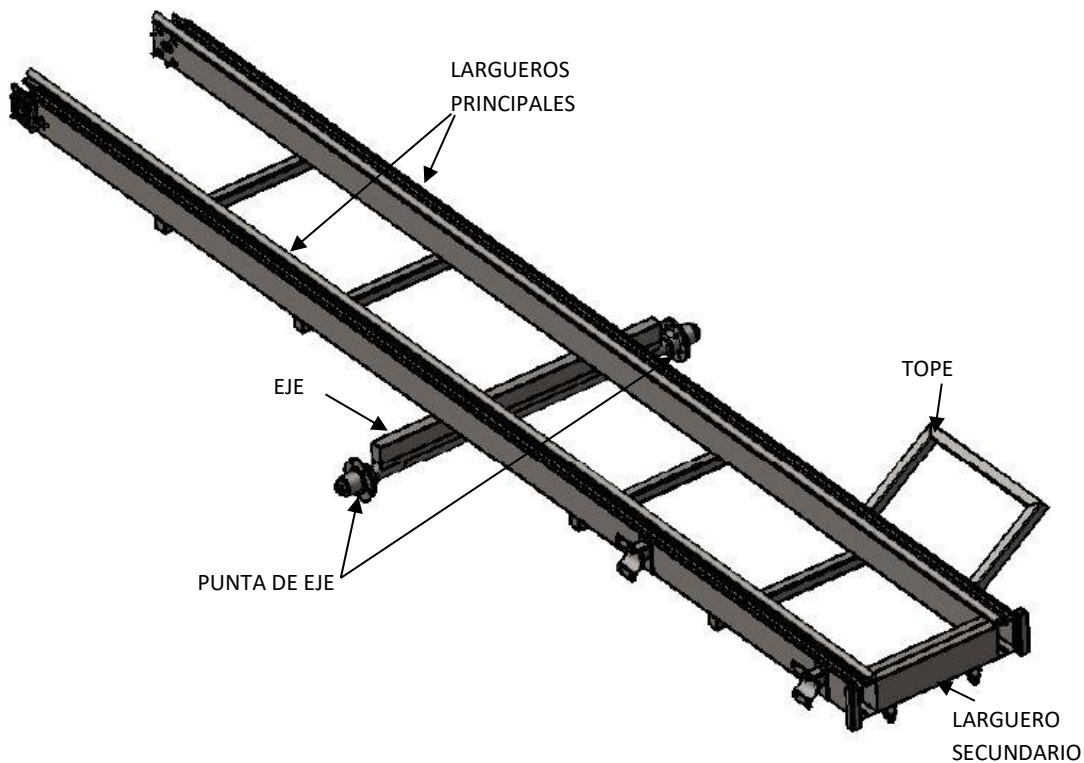


Ilustración 23. Estructura del transportador de rollos

Datos:

- Rollos:
 - Peso: 900 kg
 - Largo: 1500mm
 - Diámetro: 1600 a 1800 mm

2.1.1) Cálculo del larguero principal:

Como la máquina se define para cargar hasta 5 rollos y sabiendo que la longitud de estos es 1500mm, entonces el larguero principal medirá:

$$\text{Longitud larguero} = 1500 \cdot 5 = 7500(\text{mm})$$

Teniendo el largo solo resta calcular el tubo estructural que resistirá el peso en el peor de los casos (5 rollos).

Considerando el larguero completamente cargado, el peso de los rollos se puede considerar como carga distribuida lineal:

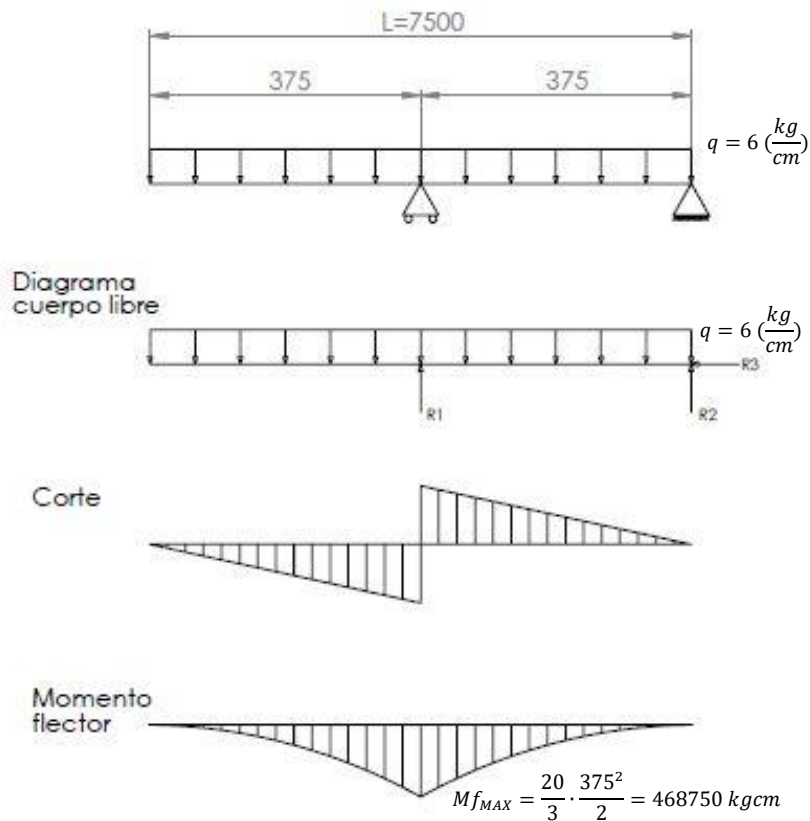


Ilustración 24. Diagrama cuerpo libre larguero principal

La carga distribuida (q) será:

$$q = \frac{900}{150} = 6 \left(\frac{kg}{cm} \right)$$

A continuación se calcula las magnitudes de las reacciones (R_1 , R_2 Y R_3) correspondiente al apoyo de las ruedas y el apoyo de la lanza respectivamente.

$$\sum F_Y = 0 = R_3$$

$$\sum F_X = 0 = 75 \cdot 6 - R_1 - R_2$$

$$\sum M^{R_2} = 0 = (750 \cdot 6) \cdot 375 - R_1 \cdot 375$$

Resolviendo resulta:

$$R_1 = 4500 \text{ kg y } R_2 = 0 \text{ kg}$$

El resultado tiene sentido ya que la carga se distribuye proporcionalmente a una lado y otro de R_1 por lo que en R_2 no existirá peso por parte de los rollos.

Se calculará en comportamiento a flexión que deberá resistir el larguero:

Se puede ver que el momento máximo que debe resistir se encuentra en el centro (donde se encuentra R_1).

$$Mf_{MAX} = 6 \cdot \frac{375^2}{2} = 421875 \text{ kgcm}$$

De la ecuación:

$$\sigma_{adm} = \frac{Mf_{MAX}}{W}$$

Considerando un $\sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$ se despeja el Módulo Resistente a la flexión "W":

$$W = \frac{Mf_{MAX}}{\sigma_{adm}} = \frac{421875}{1440} = 293 \text{ (cm}^3\text{)}$$

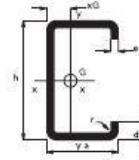
Como son 4 Perfiles este resultado se divide en cuatro:

$$W \approx 73 \text{ (cm}^3\text{)}$$

De este resultado se busca en una tabla de perfiles el que cumpla esta condición.



PERFIL
COSTANERA C
C purlins



PERFIL COSTANERA C															
DIMENSIONES			PESO		SECCIÓN		VALORES ESTÁTICOS RELATIVOS A LOS EJES XX'-YY'								
h (mm)	b (mm)	d (mm)	e = f (mm)	G (mm)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	S _x (cm ³)	S _y (cm ³)	r _x (cm)	r _y (cm)	i _x (cm)	i _y (cm)	J _w (cm ⁴)		
80	50	15	1,80	2,61	3,33	34,76	8,69	3,22	1,88	12,85	2,36	1,36			
			2,00	3,23	4,13	42,35	10,59	3,20	1,84	16,64	3,24	1,34			
			2,50	3,92	5,00	49,98	12,57	3,14	1,78	17,93	4,07	1,31			
100	60	20	1,80	2,88	3,67	58,19	11,68	3,99	1,71	13,97	4,46	1,36			
			2,00	3,06	4,14	71,35	14,27	3,97	1,67	16,91	6,39	1,33			
			2,50	4,39	5,59	86,64	17,33	3,94	1,61	20,28	8,46	1,30			
120	50	20	3,20	5,50	7,01	106,39	21,28	3,90	1,54	24,48	7,79	1,37			
			1,80	3,19	4,06	91,74	16,29	4,75	1,81	15,45	4,85	2,20			
			2,00	3,96	5,04	113,12	18,85	4,74	1,83	17,42	5,50	2,35			
140	60	20	2,50	4,91	6,25	138,01	23,17	4,72	1,86	19,69	6,27	2,50			
			3,20	6,21	7,91	173,70	28,95	4,69	1,90	22,52	7,26	2,69			
			2,00	4,68	6,64	181,45	25,82	5,67	2,11	23,93	7,69	2,77			
160	60	20	2,50	5,69	7,25	223,49	31,93	5,55	2,14	33,66	8,72	2,95			
			3,20	7,21	9,19	285,20	40,03	5,52	2,18	38,45	10,06	3,17			
			2,00	4,90	6,24	247,54	30,94	6,30	2,00	33,12	6,39	2,98			
180	70	20	2,50	6,08	7,75	305,22	38,16	6,28	2,03	36,98	6,29	3,05			
			3,20	7,72	9,83	393,25	47,91	6,24	2,00	41,73	10,64	3,26			
			2,00	5,45	6,94	343,45	38,83	7,10	1,93	45,13	8,47	2,58			
200	70	20	2,50	6,74	8,59	428,81	47,65	7,07	1,87	53,89	11,46	2,55			
			3,20	8,51	10,85	534,65	59,41	7,02	1,80	61,42	14,02	2,51			
			2,00	5,76	7,34	446,83	44,69	7,80	2,02	47,71	9,37	2,65			
220	70	20	2,50	7,14	9,10	548,99	54,89	7,77	2,02	57,84	12,21	2,52			
			3,20	9,03	11,50	685,54	68,55	7,72	2,01	70,84	15,17	2,48			
			1,80	4,85	6,20	456,84	40,99	8,51	1,75	39,92	7,84	2,63			
240	70	20	2,00	6,08	7,75	559,02	50,81	8,50	1,92	49,11	10,06	2,51			
			2,50	7,55	9,62	697,23	62,47	8,45	1,92	59,54	12,31	2,49			
			3,20	9,65	12,17	858,14	78,10	8,41	1,91	72,96	15,30	2,46			

Ilustración 25. Catálogo perfil C

Se adopta un perfil C de 220x70x20x3,2 y el modo de disponerse dentro de la estructura es la siguiente:

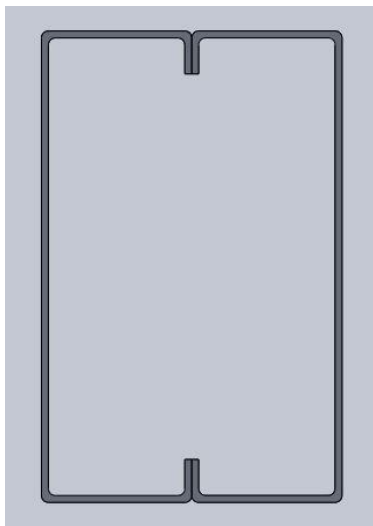


Ilustración 26. Perfil larguero estructura

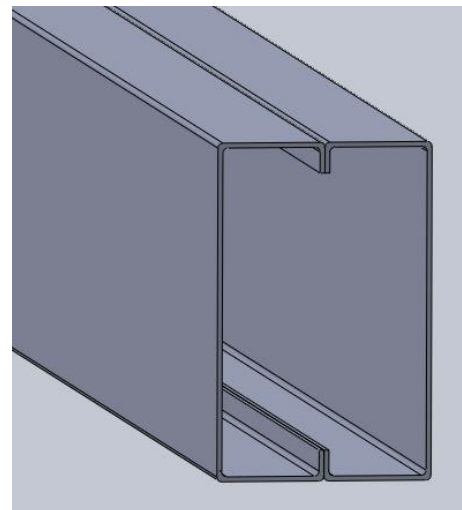


Ilustración 27. Perfil larguero estructura

En mi caso se opta por un perfil C de chapa galvanizada y no un tubo estructural; los motivos son:

- Se consiguen hasta de 12m y como se necesita una longitud aproximada de 8m no se deben añadir tramos con tubo estructural.
- Resulta barato.
- Fácil de conseguir.
- Ya tiene un tratamiento de galvanizado que en este caso es beneficioso.
- Posee dimensiones consideradas la cual sirve de base y apoyo para los componentes que se le añadirán a la máquina.

2.1.2) Cálculo del eje:

El largo escogido es de 2550 (mm), esto es a razón de que el largo máximo para circular sobre vía pública por norma es de 3,5 (m) y considerando el lugar que quita la punta de eje y rodados (de ambos lados), se escoge es valor de:

$$L = 2500 \text{ (mm)}$$

Para el acople de la punta de eje, que, más adelante se explicará, se requiere de un caño redondo y para resolver el apoyo de este caño, se usa de cuna un perfil U, y para dar inercia a la flexión y altura a la máquina se suelda un tubo estructural rectangular sobre los largueros, con esto, el eje queda de la siguiente manera:

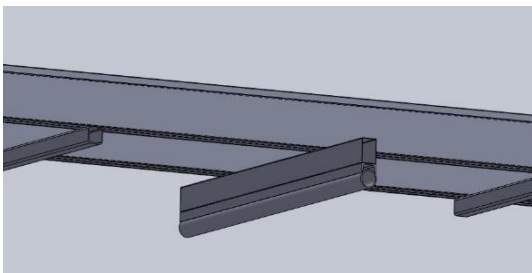


Ilustración 28. Eje de estructura

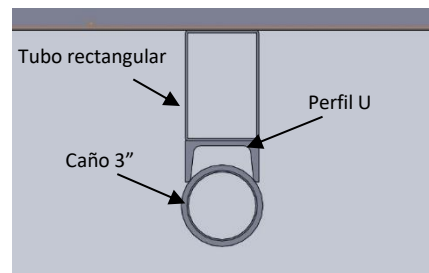


Ilustración 29. Esquema eje estructura

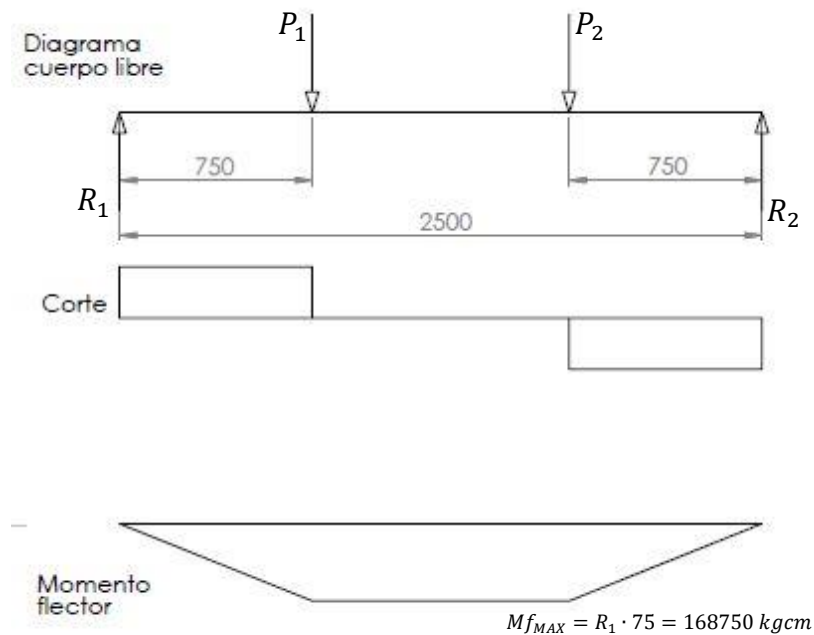


Ilustración 30. Diagrama cuerpo libre eje de estructura

$$P_1 = P_2 = \frac{900.5}{2} = 2250 \text{ (kg)}$$

$$R_1 = R_2 = P_1 = P_2 = 2250 \text{ (kg)}$$

$$M_{MAX} = R_1 \cdot 75 = 168750 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{Mf_{MAX}}{W}$$

Considerando un $\sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$ se despeja el Módulo Resistente a la flexión "W":

$$W = \frac{Mf_{MAX}}{\sigma_{adm}} = \frac{168750}{1440} = 117 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Como el eje tendrá un perfil U y un caño, se debe considerar el módulo resistente de estos perfiles ya que ayudan a la inercia del sistema general:

$$W_{tubo \text{ estr. cuadr.}} = W - W_{caño} - W_{perfil U} = 117 - 36,4 - 6,36 = 75 \text{ (cm}^3\text{)}$$

De aquí se busca en catálogo de tubos estructurales, uno que cumpla con esta condición:

Se escoge: **Tubo rectangular 80x120x2,5.**

2.1.3) Elección de punta de eje

Se usará punta de eje marca “Ingersoll”, empresa ubicada en Monte Maíz, Córdoba, Argentina. Este se obtuvo mediante un catálogo con información del peso que debía soportar cada punta de eje siendo este para uso de maquinaria agrícola. El modelo escogido es el inferior (ver *fig. 31*).

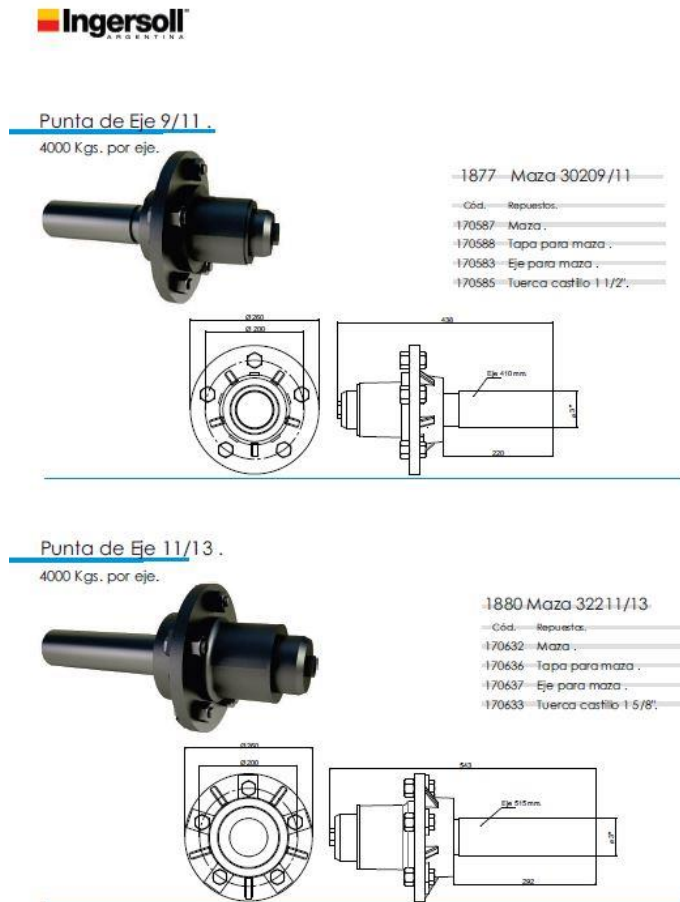


Ilustración 31. Catálogo de punta de ejes Ingersoll

El motivo del uso de puntas de eje ya fabricados es por razones de practicidad para la construcción de la máquina, ya que estas piezas son de gran precisión, además de ser piezas de fácil reemplazo en caso de rotura ya que sus piezas son estándar.

2.1.4) Cálculo del tope

Para este se debe considerar la fuerza de impulso producida por la colisión entre el rollo y el tope. Como se desconoce el valor de la desaceleración, tiempo y la velocidad inicial del rollo antes del impacto, el cálculo solo se basa en considerar el peso del rollo afectado a un coeficiente de carga dinámica. Este coeficiente de carga dinámica para

choque súbito es de $Kd = 2$, pero en este caso se considera un coeficiente menor por 2 motivos:

- I. El peso del rollo no tiene una influencia del 100% de su valor en el impacto.
- II. Antes de golpear el Tope, primero el rollo se deposita en la cuna creada por los 2 largueros principales (ver imagen debajo) y esto produce una disminución de su energía cinética.

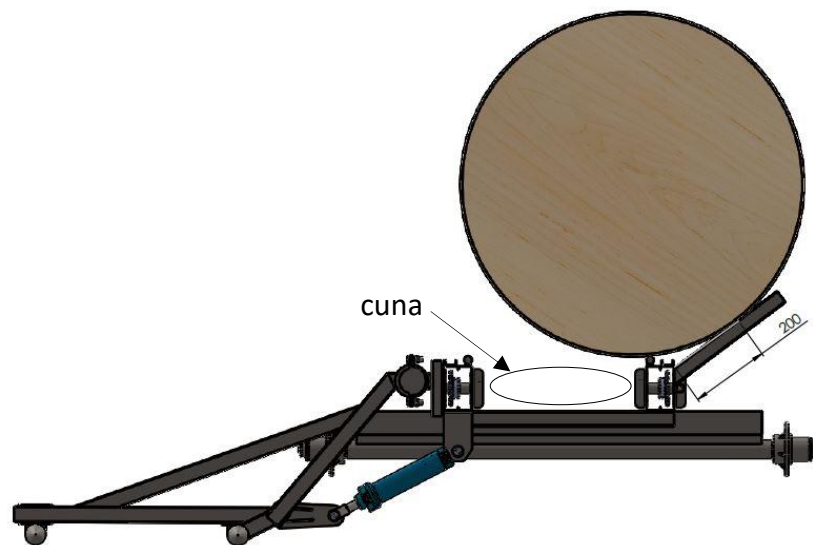


Ilustración 32. Cuna y distancia del tope de estructura

El impacto del rollo sobre el tope produce una fuerza F :

$$F = Pe \cdot Kd = 900 \cdot 1,5 = 1350 \text{ (kg)}$$

$Pe = 900 \text{ (kg)}$ (Peso de rollo)

$Kd = 1,5$ (Coeficiente dinámico elegido)

La fuerza F produce un momento flector sobre el tubo estructural del Tope, y en el cálculo se verifica por resistencia:

$$\sigma_{adm} = \frac{Mf_{MAX}}{W}$$

Considerando un $\sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$ se despeja el Módulo Resistente a la flexión "W":

$$W = \frac{Mf_{MAX}}{\sigma_{adm}} = \frac{F \cdot d}{\sigma_{adm}} = \frac{1350 \cdot 20}{1440} = 18,75 \text{ (cm}^3\text{)}$$

De catálogo un Tubo Estructural Cuadrado de 70x70x3,2 verifica este valor, igualmente para la construcción de la máquina se escoge un **Tubo Estructural Cuadrado de**

80x80x3,2 ya que este se utilizará en otros sectores de la máquinas que más adelante se verán.

2.2) DESARROLLO Y CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO μ (FORRAJE-METAL)

Para el cálculo del coeficiente de fricción μ_e (considero este coeficiente ya que posee un valor mayor que el coeficiente de fricción dinámico) se propuso una prueba casera debido a que no se disponía de este valor en tablas.

La prueba consistió en inclinar lentamente un plano donde se encontraba un rollo hasta el punto donde comienza a deslizar, en ese momento se detiene el movimiento y se mide el ángulo.

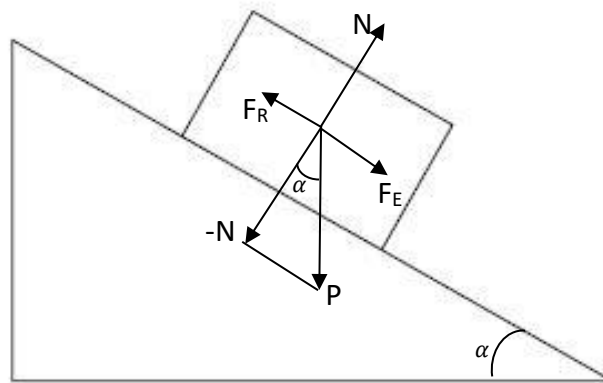


Ilustración 33. Coeficiente de rozamiento, fuerzas existentes

$$F_E = P \cdot \sin(\alpha)$$

$$N = |-N| = P \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_R = \mu_e \cdot N = \mu_e \cdot P \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_R = F_E$$

$$\mu_e \cdot P \cdot \cos(\alpha) = P \cdot \sin(\alpha)$$

$$\mu_e = \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \tan(\alpha)$$

La prueba se realizó mediante un pinche de los mencionados al principio del trabajo, aprovechando el movimiento de inclinación de las púas. Sobre este se apoyó el rollo y se fue inclinando lentamente hasta conseguir que el fardo deslice.



Ilustración 34. Posición inicial 1



Ilustración 35. Posición inicial 2



Ilustración 36. Posición inicial 3

Una vez conseguido el deslizamiento, se procede a medir el ángulo midiendo los 2 catetos, el de abajo (el piso), se tomó un valor de 1000(mm).



Ilustración 37. Medición sobre piso 1



Ilustración 38. Medición sobre piso 2

El nivel sirve para controlar que la superficie que se toma de referencia esté plana, por otro lado para medir el cateto que da la altura que subieron las púas se hizo uso de una plomada de modo de tomar correctamente una recta.



Ilustración 39. Plomada para lograr perpendicularidad

Conocido el punto donde se debe medir, se procedió a tomar la medida con cinta métrica.



Ilustración 40. Medición vertical

Realizando varias veces este procedimiento y calculando el promedio aritmético se conoció un valor medio con el que se calcularán las algunas de las restantes partes que comprenden la máquina.



Ilustración 41. Medición 1



Ilustración 42. Medición 2



Ilustración 43. Medición 3

El promedio aritmético obtenido fue de 550mm / 1000mm, resolviendo trigonométricamente:

$$\mu_e = \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \tan(\alpha) = \frac{\text{cateto}_{op}}{\text{cateto}_{ad}} = \frac{550}{1000} = 0,55$$

2.2.1) Cálculo de la potencia del sistema empujador

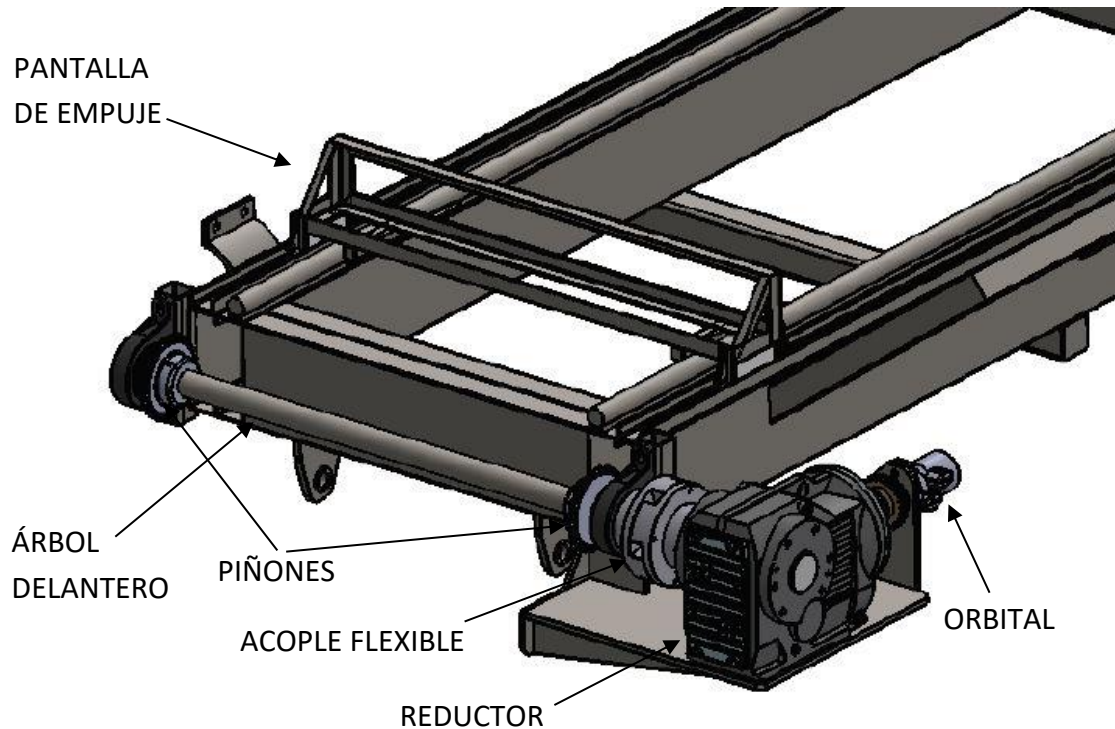


Ilustración 44. Conjunto empujador

El primer dato con el que se cuenta es el de la velocidad de traslación del empujador. Este se obtuvo sencillamente con ayuda de videos de este tipo de máquina. Se observó cuanto tiempo tarda en desplazar a los rollos en determinado tiempo; siendo este aproximadamente 10 segundos por fardo.

$$Vel = V = \frac{Long. fardo}{10(seg)} = \frac{1,5(m)}{10(seg)} = 0,15\left(\frac{m}{seg}\right) \cong 9\left(\frac{m}{min}\right)$$

Esta velocidad dice que el tiempo para juntar de un fardo a otro no puede ser menor que 20 segundos (tiempo que tarda en empujar un rollo y volver a su posición inicial), lo cual es bastante rápido, y el tiempo para descargar los 5 rollos es de 50 segundos, un tiempo muy lógico para este tipo de tarea.

Conociendo el coeficiente de fricción entre el fardo y la máquina se calcula la fuerza (F_e) que debe ejercer el empujador para desplazar todos los rollos, siendo, en el peor de los casos, cuando se encuentra lleno:

$$F_e = \mu \cdot N \cdot n_{rollos}^o = 0,55 \cdot 900 \cdot 5 = 2475(kg) = 24255(N)$$

Conocida la fuerza máxima del sistema y la velocidad, resta calcular la potencia del sistema:

$$P = F_e \cdot V = 24255 \cdot 0,15 = 3638(W) = 4,9(HP)$$

2.2.2) Cálculo y elección de las cadenas y piñones

La fuerza F_e la aplicarán 2 cadenas (una de cada lado del empujador), la fuerza ejercida por las cadenas F_c en el peor caso es:

$$F_c = \frac{F_e}{2} = 1237,5(kg) = 12127,5(N)$$

Como la velocidad de rotación y desplazamiento de la cadena es pequeña, la elección de la cadena se obtiene de aquella que soporte la fuerza F_c a la tracción; con lo cual la cadena escogida es ASA 80 de una hilera (tabla 3).

Tsubaki

Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera

CADENAS DE RODILLOS NORMA ANSI
Las cadenas TSUBAKI serie R0 simples y múltiples, de acuerdo con las normas ANSI (American National Standards Institute), son intercambiables con cualquier otra cadena conforme a norma ANSI. Con las cadenas de rodillo de las series R0 TSUBAKI cubre su 95 aniversario de constante mejora de su calidad para la satisfacción de su clientela.

Referencia TSUBAKI	ANSI	Peso P	Diámetro Rodillo (P)	Ancho Interior Rodillo (R)	Espesor T	Pecas		Perno		De Cabeza de Perno	Capacidad de Rodillo	Carga de Trabajo	Peso Aproximado	Peso por Pie
			(P)	(R)	(T)	Altura H	Altura h	Diámetro D	De Cabeza de Perno L1	de entre L2	(R) (kg)	(kg)	(kg)	(kg)
Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera														
RS25 * 4	25	6,35	3,30	3,18	0,75	5,84	5,05	2,31	3,80	4,80	4,71 (480)	940 (85)	0,14	480
RS25 * 4	35	9,525	5,08	4,75	1,25	9,0	7,8	3,58	5,85	6,85	11,3 (1,150)	2,160 (220)	0,33	32
RS41 *	41	12,70	7,77	6,35	1,25	9,8	8,4	3,58	6,75	7,95	11,8 (1,200)	2,360 (230)	0,41	240
RS40 *	40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97	6,25	9,95	19,1 (1,950)	3,630 (370)	0,64	240
RS50	50	15,875	10,16	9,83	2,0	15,0	13,0	5,09	10,3	12,0	31,4 (3,200)	6,370 (650)	1,04	152
RS60	60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96	12,85	14,75	44,1 (4,300)	8,830 (900)	1,53	152
RS60	80	25,40	15,88	15,88	3,2	24,1	20,8	7,94	15,25	19,25	79,5 (8,000)	14,700 (1,500)	2,86	120
RS100	100	31,75	19,05	19,05	4,0	30,1	26,0	9,54	19,75	22,85	118,0 (12,000)	22,600 (2,300)	3,96	96
RS120	120	38,10	22,25	25,40	4,8	36,2	31,2	11,11	24,9	28,9	167,0 (17,000)	32,400 (3,100)	5,93	80
RS140	140	44,45	25,40	25,40	5,6	42,2	36,4	12,71	26,9	31,7	216,0 (22,000)	40,500 (4,100)	7,49	68
RS160	160	50,80	28,56	31,75	6,4	48,2	41,6	14,29	31,85	36,85	270,0 (27,500)	53,000 (5,400)	0,10	60
RS180	180	57,15	35,71	35,72	7,15	54,2	46,8	17,45	35,654	42,45	368,0 (38,500)	60,800 (6,200)	3,46	54
RS200	200	63,50	38,80	38,10	8,0	60,3	52,0	19,85	39,0	44,8	461,0 (47,000)	71,600 (7,300)	5,49	48
RS240	240	76,20	47,85	47,85	9,5	72,4	62,4	23,81	47,9	55,5	677,0 (68,000)	96,000 (10,100)	4,5	40

Dimensiones en mm.
NOTA: * Cadenas sin Rodillo - S. Solo Remachada

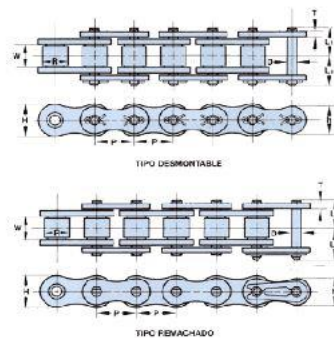


Ilustración 45. Catálogo de cadenas Tsubaki

Para la elección de los piñones, se escogieron tal que su diámetro no sea excesivamente grande de modo de no generar interferencia o complicaciones en el diseño pero asegurándose que la cantidad de dientes no sea menor a 15 ya que se puede montar la cadena sobre el piñón.

Los piñones escogidos fueron: *Piñones para cadena simple 1"x5/8" (ASA 80) - N°DIENTES: 20.*

DUCASSE PIÑONES / NORMA ASA
C O M E R C I A L

PIñones para cadena simple, doble y tripe de rodillos según las normas: DIN 8188 - ISO/R 606 - ANSI B 23,1

1" X 5/8" ASA 80 - 1-2-3 25,4 x 15,88 mm

CADENA:	
ASA 80	
Paso	25,4
Ancho interno	15,88
Radio e	16,88
PIÑONES	
ASA 80	
Radio diente r	27
Ancho radio c	9,2
Ancho diente hi	16
Ancho diente L	14,7
Ancho diente hu	44,3
Ancho diente hu	79,3
Altura total H	-

Z	De	Dp	PS			PD			PT		
			d	D	H	d	D	H	d	D	H
8	79,49	66,37	42	16	35						
9	87,38	74,27	50	16	35						
10	95,32	82,19	55	16	35						
11	103,28	90,14	61	16	40						
12	111,26	98,14	69	16	40	72	20	70	72	25	100
13	119,26	106,12	78	16	40	80	20	70	80	25	100
14	127,27	114,15	84	16	40	88	20	70	88	25	100
15	135,29	122,17	92	16	40	96	20	70	96	25	100
16	143,32	130,20	100	20	45	104	20	70	104	30	100
17	151,35	138,22	100	20	45	112	20	70	112	30	100
18	159,39	146,28	100	20	45	120	20	70	120	30	100
19	167,44	154,33	100	20	45	128	20	70	128	30	100
20	175,49	162,38	100	20	45	130	20	70	130	30	100
21	183,54	170,43	110	20	50	130	25	70			
22	191,60	178,48	110	20	50						
23	199,66	186,53	110	20	50						
24	207,72	194,59	110	20	50						
25	215,78	202,66	110	20	50						
26	223,84	210,72	120	20	50						
27	231,91	218,79	120	20	50						
28	239,98	226,85	120	20	50						
29	248,05	234,92	120	20	50						
30	256,12	243,00	120	20	50						

Ilustración 46. Catálogo piñones y coronas ASA80

2.2.3) Selección del reductor

Conocida la velocidad de desplazamiento de las cadenas (V) y la cantidad de dientes de los piñones, puedo conocer la velocidad rotacional (N₁) de los piñones, esta será la velocidad de entrada del reductor.

$$L = \text{longitud para dar 1 vuelta}$$

↓

$$L = n^{\circ} \text{dientes} \cdot \text{Paso}$$

$$L = 20 \cdot 25,4 = 508(\text{mm})$$

$$N_2 = \frac{V}{L} = \frac{9}{0,508} = 17,7(\text{rpm}) = 0,295(\text{rps})$$

El par aplicado a la salida del reductor está dado por la fuerza realizada por las cadenas (24255 N) y el radio primitivo del piñón de 20 dientes (tabla 4):

$$M_t = F_e \cdot r_{piñón} = 24255 \cdot \frac{162,38}{2 \cdot 1000} = 1970 \text{ (Nm)}$$

$$M_{t \text{ max}} = 1970 \text{ (Nm)}$$

Con este dato se entra al catálogo para seleccionar un reductor que cumpla con esta condición, a esto también hay que considerar una relación de transmisión (i), que indicará la velocidad a la entrada del reductor, este dato se determina considerando el Orbital seleccionado (más adelante se explicará).

$$i = \frac{N_1 \text{ (rpm)}}{N_2 \text{ (rpm)}} \approx 25$$

Además de estos datos también se debe considerar otros 2 parámetros:

- **Rendimiento del reductor (η):**

Este lo especifica el catálogo y en el caso de reductores cónicos depende de la cantidad de etapas de engranajes que posee el mismo. Luego se explica este punto ya que afecta a elección del orbital.

- **Factor de servicio (F_B):**

Es la relación que existe entre los ciclos de parada y arranque del reductor y la cantidad de horas/día que se tiene en uso este dispositivo; también considera el tipo de marcha (uniforme o con aceleraciones y desaceleraciones).

Factor de servicio:



5.4 Service factor

Determining the service factor

The effect of the driven machine on the gear unit is taken into account to a sufficient level of accuracy using the service factor f_B . The service factor is determined according to the daily operating time and the starting frequency Z . Three load classifications are taken into account depending on the mass acceleration factor. You can read off the service factor applicable to your application in Figure 3. The service factor determined from this diagram must be smaller than or equal to the service factor according to the selection tables.

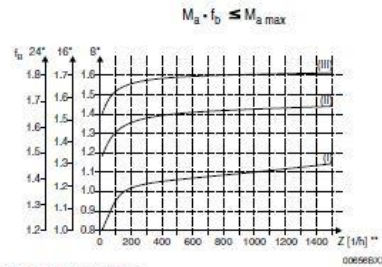


Figure 3: Service factor f_B

* Daily operating time in hours/day
** Starting frequency Z . The cycles include all starting and braking procedures as well as changeovers from low to high speed and vice versa.

Load classification

There are three load classifications:
(I) Uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 0.2
(II) Non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 3
(III) Non-uniform, permitted mass acceleration factor ≤ 10

Ilustración 47. Catálogo reductores SEW (Factor de servicio)

- Z: Frecuencia de arranques y paradas (abscisa).
- Cantidad de horas que opera la máquina (ordenada) => 8 Hs/día.
- Curva del tipo de marcha => curva (I), marcha uniforme.

Z se determinará empíricamente:

- Durante el proceso de cargar rollos en el campo: $Z=2$ en 1 minuto:
Esto considera (10 segundos en empujar el rollo), (10 segundos en retroceder el empujador), (tiempo en bajar y subir el pinche), (tiempo para desplazarse de un rollo a otro y posicionarse correctamente).
- Durante el proceso de descarga de rollos en la hilera: $Z=2$ en 10 minutos
Esto considera (tiempo en descargar todos los rollos) (tiempo en posicionarse en la Hilera de rollos) y (tiempo de viaje que varía en todos los casos, por lo que se considera uno aproximado).

Con esto: $Z = 2 \cdot 5 + 2 = 12$ en 15 minutos (Recordar que el proceso de cargar rollos se realiza veces hasta realizar la descarga de estos).

En 1 hora => $Z = 12 \cdot 4 = 48$

Con $Z=48$, se interseca (Curva I) a 8 Hs/día y se obtiene el Factor de servicio (F_B).

$$F_B = 0,85$$

Esto quiere decir que el torque máximo elegido de catálogo ($M_{a\ MAX}$) será:

$$M_{a\ MAX} = M_{t\ max} \cdot F_B = 1970 \cdot 0,85 = 1670(Nm)$$

Finalmente, el reductor escogido es: KA87-AD-3:

Driveconfigurator **KA87AD3** **Opciones del usuario**

Volver 1 Búsqueda > 2 Variantes > 3 Opciones > 4 Resumen **Completar**

Datos técnicos		
KA87AD3		
Características	Valor	Unidad
Índice de reducción total	27,68	
Par de salida Mamax	1690	Nm
Posición de montaje	M1B	
Pintura imprimación/CapaFinal	7031 Gris azulado (51370310)	
Eje de salida	60	mm
Eje de entrada	28x60	mm
Salida de carga radial máxima permitida n=1500	11600	N
Cantidad de lubricante 1er reductor	3,7	Litro
Momentos de inercia de masa (en referencia al lado de entrada)	13,62	10 ⁻⁴ kgm ²
Peso neto	98	Kg

Vista previa del producto

Click-a "Completo" para las próximas funciones:

- Datos CAD
- Documentación técnica
- Guardar como plantilla
- Producto solicitado
- Producto solicitado

Datos de referencia

Su nº de material

Ilustración 48. Reductor SEW KA87-AD-3

2.2.4) Selección del orbital

Primeramente a la potencia del sistema se la debe afectar por el rendimiento del reductor ($\eta=0,94$) ya que, P es la necesaria a la salida de este reductor, entonces la potencia a la entrada (P_e) será:

$$P_e = \frac{P}{\eta} = \frac{4,9(HP)}{0,94} = 5,2(HP)$$



5 Project Planning for Gear Units

5.1 Efficiency of SEW gear units

General information The efficiency of gear units is mainly determined by the gearing and bearing friction. Keep in mind that the starting efficiency of a gear unit is always less than its efficiency at operating speed. This factor is especially pronounced in the case of helical-worm and Spiroplan® right-angle gearmotors.

R, F, K gear units The efficiency of helical, parallel-shaft and helical-bevel gear units varies with the number of gear stages, between 84 % (3-stage) and 88 % (1-stage).

S and W gear units The gearing in helical-worm and Spiroplan® gear units produces a high proportion of sliding friction. As a result, these gear units have higher gearing losses than R, F or K gear units and thus be less efficient.

5

The efficiency depends on the following factors:

- Gear ratio of the helical-worm or Spiroplan® stage
- Input speed
- Gear unit temperature

Helical-worm gear units from SEW-EURODRIVE are helical gear/worm combinations that are significantly more efficient than plain worm gear units. The efficiency may reach $\eta < 0.5$ if the helical-worm or Spiroplan® stage has a very high ratio step.

Self-locking Retrodriving torques on helical-worm or Spiroplan® gear units produce an efficiency of $\eta = 2 \cdot 1/\eta$, which is significantly less favorable than the forward efficiency η . The helical-worm or Spiroplan® gear unit is self-locking if the forward efficiency $\eta \leq 0.5$. Some Spiroplan® gear units are also dynamically self-locking. Contact SEW-EURODRIVE if you wish to make technical use of the braking effect of self-locking characteristics.



Do not use the self-locking effect of helical-worm and Spiroplan® gear units as sole safety function for hoists.

Ilustración 49. Catálogo reductores SEW (rendimiento reductor)

Se obtiene conociendo que es un reductor tipo K (reductor cónico) y que su cantidad de etapas de engranajes es 3 (ver ilustración 49).

Teniendo la potencia del sistema (P_e) y, siendo la velocidad de giro (N_1):

$$N_1 = N_2 \cdot i = 17,7 \cdot 27,88 = 493(\text{rpm})$$

$$\begin{aligned} \text{Cupla entrada reductor} &= 716 \cdot \frac{P_e}{N_1} = 716 \cdot \frac{5,2}{493} = 7,55(\text{kgm}) = 74(\text{Nm}) \\ &= 7,4(\text{daNm}) \end{aligned}$$

Otro parámetro que se adopta es la presión de salida de la bomba hidráulica del tractor (P_H), esta varía entre valores que van de 90 (bar) a 150 (bar) dependiendo del tipo de tractor. Se adoptará un valor de $P_H=100$ (bar).

Con estos datos se selecciona un orbital mediante catálogo:

Se adoptó un orbital Venturi MOP 80 con uso del siguiente diagrama:

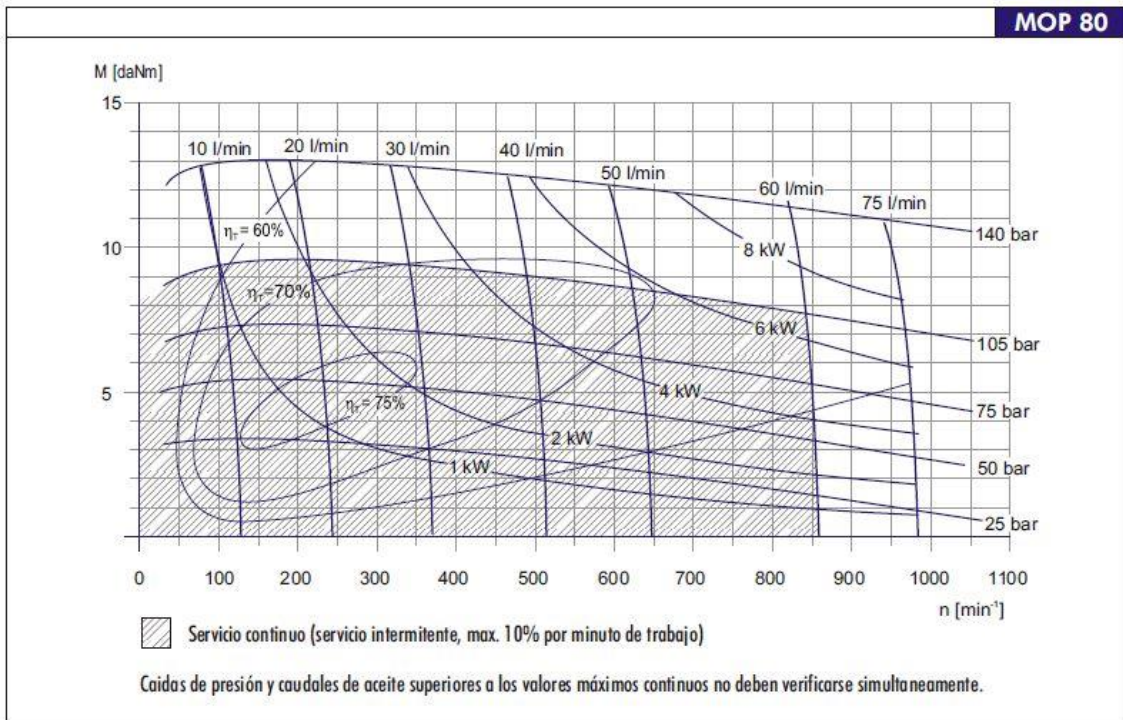


Ilustración 50. Catálogo orbital Venturi MOP 80

Se puede apreciar que su punto de funcionamiento queda dentro de la gráfica en un rendimiento del 70%.

2.2.5) Cálculo del árbol delantero del empujador

Partiendo de la elección del material, se propone Acero SAE 1045. La elección se basa en que es un acero muy común y fácil de conseguir además de sus propiedades.

De la tabla de AT 7: *Propiedades típicas de materiales ferrosos* (libro *Faires diseño de elementos de máquinas*) para Acero SAE 1045:

$$\sigma_R = 6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{fl} = 4148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_R = 5062 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Como el estado tensional del árbol es de flexo-torsión alternativo también se debe conocer la tensión a fatiga:

$$\sigma_{fa'} = 0,5 \cdot \sigma_R$$

A esto se le debe agregar coeficientes de terminación superficial (K_a), factor de tamaño (K_b) y factor de carga (K_c):

$$K_a = 0,88 \Rightarrow \text{Tabla AF5 (Faires)}$$

$$K_b = 0,85 \Rightarrow \text{Singley 3ta edición (pag. 233)}$$

$$K_c = 1 \Rightarrow \text{Singley 5ta edición (pag. 320)}$$

Con todos estos factores se calcula la tensión de fatiga:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fa'} \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c = 0,5 \cdot 6749 \cdot 0,88 \cdot 0,85 \cdot 1 = 2524 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

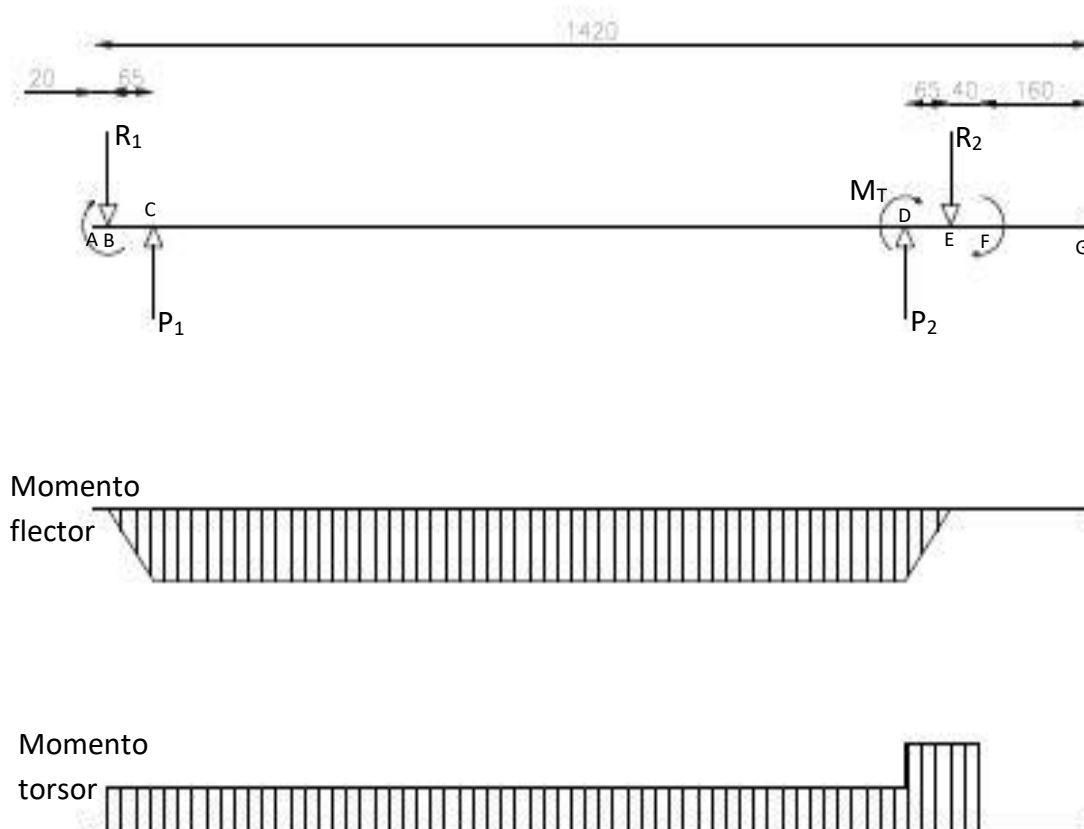


Ilustración 51. Diagrama cuerpo libre árbol delantero

Conocidas que P_1 y P_2 y por simetría de las distancias a donde se encuentran los apoyos (rodamientos) se puede determinar fácilmente que R_1 y R_2 serán de la misma magnitud y de sentido contrario, es decir:

$$P_1 = P_2 = -R_1 = -R_2 = 1237,5 (kg)$$

Como se observa la fibra más desfavorecida se encuentra en D, con lo que se calculará las tensiones en este punto.

$$M_f^D = P_1 \cdot 6,5 = 1237,5 \cdot 6,5 = 8043,75(kgcm)$$

$$M_t^D = 71620 \cdot \frac{P}{N_2} = 71620 \cdot \frac{4,9}{17,7} = 19827(kgcm)$$

A continuación se calcula las sollicitaciones normales para un movimiento *alternativo puro*.

$$\sigma_{MAX} = \frac{32 \cdot M_f^D}{\pi \cdot d^3} = \frac{81933}{d^3}$$

$$\sigma_{min} = \frac{81933}{d^3} = -\frac{32 \cdot M_f^D}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_v = \frac{81933}{d^3} = \frac{32 \cdot M_f^D}{\pi \cdot d^3}$$

Para las sollicitaciones de corte, el momento torsor es constante:

$$\tau_{MAX} = \frac{16 \cdot M_t^D}{\pi \cdot d^3} = \frac{100978}{d^3}$$

$$\tau_{min} = 0$$

$$\tau_m = \frac{16 \cdot M_t^D}{2 \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{50489}{d^3}$$

$$\tau_v = 0$$

También, se debe considerar el coeficiente de concentración de tensiones ya que en punto D, se encuentra un chaveta plana, entonces se considera “*Chavetero de perfil*” (Tabla AT 13 Faires).

$$Kf = 1,6$$

$$Kfs = 1,3$$

Anteriormente se menciona que es un estado complejo de tensiones, (flexo-torsión) con lo que se deben plantear las ecuaciones de tensiones equivalentes (σ_e y τ_e).

$$1. \quad \sigma_e = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} \cdot \sigma_m + \sigma_v \cdot Kf = \frac{32 \cdot M_f^D}{\pi \cdot d^3} \cdot Kf$$

$$2. \tau_e = \frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} \cdot \tau_m + \tau_v \cdot Kfs = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} \cdot \frac{8 \cdot M_t^D}{\pi \cdot d^3}$$

En el segundo miembro de "2" se hizo un reemplazo de tensiones que propone *Faires* (pág. 313).

$$\frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}}$$

La teoría de falla elegida es: Teoría de esfuerzos cortante octaédrico ya que se aproxima mucho a la realidad en materiales dúctiles como lo es el Acero SAE 1045, entonces:

$$3. \left(\frac{1}{N_s}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}}\right)^2$$

$$\tau_{fa} = \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \sigma_{fa} = 8043,75 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Se propone un coeficiente de seguridad:

$$N_s = 2$$

Se despeja (σ_e) de "3":

$$\sigma_e = \left[\frac{1}{N_s^2} - \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}}\right)^2 \right]^{1/2} \cdot \sigma_{fa}$$

Se iguala esta última ecuación a "1":

$$\left[\frac{1}{N_s^2} - \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}}\right)^2 \right]^{1/2} \cdot \sigma_{fa} = \frac{32 \cdot M_f^D \cdot Kf}{\pi \cdot d^3}$$

Se despeja (τ_e) y se lo iguala a "2":

$$\tau_e = \tau_{fa} \cdot \left[\frac{1}{N_s^2} - 1024 \cdot \left(\frac{M_f^D \cdot Kf}{\sigma_{fa} \cdot \pi \cdot d^3}\right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left[\frac{1}{N_s^2} - 1024 \cdot \left(\frac{M_f^D \cdot Kf}{\sigma_{fa} \cdot \pi \cdot d^3}\right)^2 \right]^{1/2} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} \cdot \frac{8 \cdot M_t^D}{\pi \cdot d^3}$$

Finalmente se calcula el mínimo diámetro (d) que soporta las condiciones:

$$d = 4,8(cm) = 48(mm)$$

El diámetro del trefilado elegido será de 50mm.

Por otra parte al obtener este resultado se puede concretar que no es necesario hacer un cálculo de verificación del árbol de tracción que se encuentra a la salida de reductor, ya que este debe ser de 60mm (exigido por el fabricante de este reductor). Al tener mayor diámetro soportará bien las sollicitaciones calculadas.

2.2.6) Cálculo de los ejes traseros del empujador

Partiendo de la elección del material, se propone Acero SAE 1045. La elección se basa en ser un acero muy común y fácil de conseguir además de sus propiedades.

De la tabla de AT 7: *Propiedades típicas de materiales ferrosos* (libro *Faires diseño de elementos de máquinas*) para Acero SAE 1045:

$$\sigma_R = 6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{fl} = 4148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_R = 5062 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Como el estado tensional del árbol es de flexión con movimiento oscilatorio alternativo también se debe conocer la tensión a fatiga:

$$\sigma_{fa'} = 0,5 \cdot \sigma_R$$

A esto se le debe agregar coeficientes de terminación superficial (K_a), factor de tamaño (K_b) y factor de carga (K_c):

$$K_a = 0,88 \Rightarrow \text{Tabla AF5 (Faires)}$$

$$K_b = 0,85 \Rightarrow \text{Singley 3ta edición (pag. 233)}$$

$$K_c = 1 \Rightarrow \text{Singley 5ta edición (pag. 320)}$$

Con todos estos factores se calcula la tensión de fatiga:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fa'} \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c = 0,5 \cdot 6749 \cdot 0,88 \cdot 0,85 \cdot 1 = 2524 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

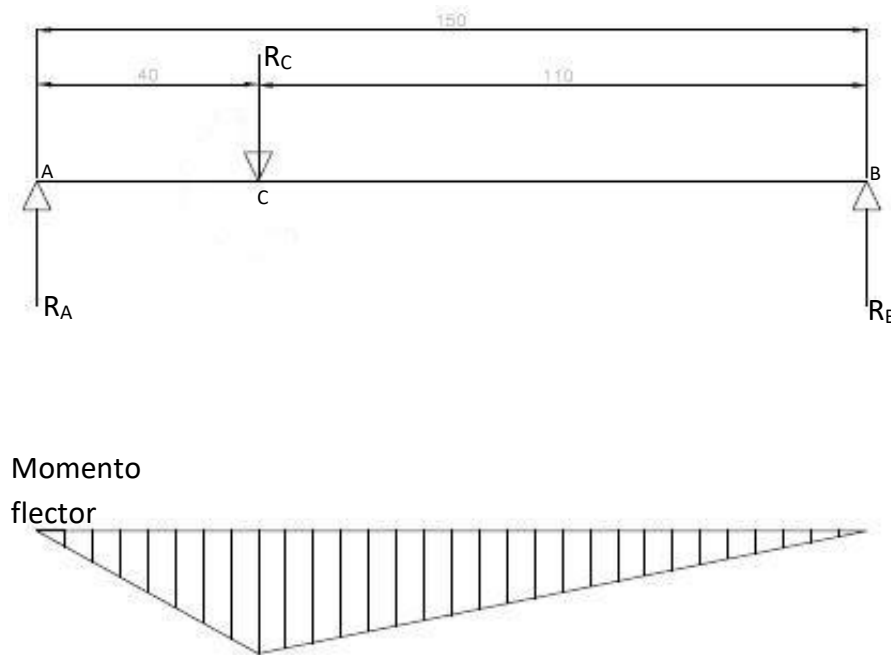


Ilustración 52. Diagrama cuerpo libre eje trasero

Como se observa la fibra más desfavorecida se encuentra en C, con lo que se calculará las tensiones en este punto.

$$M_f^c = R_A \cdot 4 = 907,5 \cdot 4 = 3630 \left(\frac{kg}{cm} \right)$$

A continuación se calcula las sollicitaciones normales para un movimiento *alternativo puro*.

$$\sigma_{MAX} = \frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot d^3} = \frac{36975}{d^3}$$

$$\sigma_{min} = -\frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot d^3} = -\frac{36975}{d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_v = \frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot d^3} = \frac{36975}{d^3}$$

También, se debe considerar el coeficiente de concentración de tensiones ya que en punto C, se encuentran chavetas planas, entonces se considera "Chavetero de perfil" (Tabla AT 13 Faires).

$$Kf = 1,6$$

La tensión máxima real en la discontinuidad es:

$$(1) \quad \sigma_k = \sigma_v \cdot Kf = \sigma_{MAX} \cdot Kf = \frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot d^3} \cdot Kf$$

Para el cálculo se considera un coeficiente de seguridad:

$$N_s = 2$$

Con el valor de σ_{fa} y σ_k :

$$(2) \quad N = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_k} \Rightarrow \sigma_k = \frac{\sigma_{fa}}{N}$$

Reemplazando σ_k de (1) en (2):

$$\frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot d^3} \cdot Kf = \frac{\sigma_{fa}}{N}$$

Se despeja d y se obtiene el diámetro mínimo que soporta el eje la sollicitación aplicada

$$d = \frac{32 \cdot M_f^c}{\pi \cdot \sigma_{fa}} \cdot Kf \cdot N = \frac{32 \cdot 3630}{\pi \cdot 2524} \cdot 1,6 \cdot 2 = 3,6 \text{ (cm)} = 36 \text{ (mm)}$$

Todos los ejes escogidos serán de 50 (mm) para unificar el tamaño y elección de rodamientos.

2.2.7) Cálculos de chavetas del árbol del empujador

Como el material de la chaveta tiene que ser de menor dureza para actuar como fusible, se propone Acero SAE 1035.

De la tabla de AT 7: *Propiedades típicas de materiales ferrosos* (libro *Faires diseño de elementos de máquinas*) para Acero SAE 1035:

$$\sigma_R = 5976 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{fl} = 3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_{fl} = \frac{\sigma_{fl}}{2} = 1934 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Proponiendo un coeficiente de seguridad:

$$N_s = 2$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N_s} = \frac{1934}{2} = 967 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N_s} = \frac{3867}{2} = 1934 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

El momento torsor aplicado en el punto más desfavorable "D" (ver diagrama 3) es:

$$M_t = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 19827 (kgcm)$$

Para el cálculo de la fuerza aplicada, se considera el diámetro de árbol, que, anteriormente fue definida en 50 (mm):

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 19827}{5} = 7930,8 (kg)$$

Para un árbol de 50 (mm) de catálogo se obtiene las medidas de la chaveta a la cual hay que calcular la longitud:

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta		Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chavetas R1	
Mín.	Máx.	b	h	Clase de ajuste del enchavetado		Normal		Ajustado		Eje h1		Cubo h2		Mín.	Máx.
				Libre	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje p9	Cubo P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.		
10	12	4x4	4							2,5					
12	17	5x5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	-0,042	3	+0,1	1,5	+0,1	0,08	0,16
17	22	6x6	6		+0,030	-0,030				3,5		2,3		0,16	0,25
22	30	8x7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	-0,042	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10x8	10	+0,040	+0,110	-0,036		-0,051		5		3,3		0,25	0,40
38	44	12x8	12							5		3,3		0,25	0,40
44	50	14x9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	-0,051	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16x10	16	+0,050	+0,143	-0,043		-0,061		6		4,3		0,25	0,40
58	65	18x11	18							7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20x12	20							7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22x14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	-0,074	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25x14	25	+0,065	-0,052					9		5,4		0,40	0,60
95	110	28x16	28							10		6,4		0,40	0,60
110	130	32x18	32							11		7,4		0,40	0,60
130	150	36x20	36							12		8,4		0,70	1,00
150	170	40x22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	-0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45x25	45	+0,080	+0,080	-0,062				15		10,4		0,70	1,00
200	230	50x28	50							17		11,4		0,70	1,00
230	260	56x32	56							20		12,4		0,70	1,00
260	290	63x32	63							20	+0,3	12,4	+0,3	1,20	1,60
290	330	70x36	70	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80x40	80	+0,100	+0,100	-0,074				25		15,4		2,00	2,50
380	440	90x45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	-0,124	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100x50	100	+0,120	+0,120	-0,087				31		19,5		2,00	2,50

Ilustración 53. Tabla para elección de chavetas planas

- h= 9 (mm)
- b=14 (mm)

Área de cizalladura:

$$A_{corte} = A_c = b \cdot l_c = 1,4l_c$$

Conociendo la tensión admisible y la fuerza aplicada, se despeja A_c y se la iguala a la ecuación anterior:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A_c} \rightarrow A_c = \frac{F}{\tau_{adm}}$$

$$b \cdot l_c = \frac{F}{\tau_{adm}} \rightarrow l_c = \frac{F}{\tau_{adm} \cdot b} = \frac{7930,8}{967 \cdot 1,4} = 5,8(cm)$$

El área de aplastamiento se calcula:

$$A_{aplast} = A_a = \frac{h}{2} \cdot l_a = 4,5l_a$$

Siendo $(h/2)$ la altura de la chaveta que se encuentra dentro del eje o en el cubo.

Conociendo la tensión admisible y la fuerza que actúa se puede despejar el área de aplastamiento A_a e igualarlo a la ecuación anterior y despejar l_a .

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A_a} \rightarrow A_a = \frac{F}{\sigma_{adm}}$$

$$l_a = \frac{F}{\sigma_{adm} \cdot h_1} = \frac{7930,8}{1934 \cdot 0,45} = 9,11(cm)$$

Como la longitud que se necesita para verificar al aplastamiento es muy grande, se propone 2 chavetas ubicadas a 180° . Entonces las nuevas longitudes serán:

$$l_c = \frac{F}{\tau_{adm} \cdot 2b} = \frac{3965,4}{967 \cdot 1,4 \cdot 2} = 2,9(cm)$$

$$l_a = \frac{F}{\sigma_{adm} \cdot 2h_1} = \frac{3965,4}{1934 \cdot 2 \cdot 0,45} = 4,6(cm)$$

$$l_a > l_c \rightarrow l > 46 (mm)$$

Se adopta entonces para cada piñón dos chavetas a 180° de $14 \times 9 \times 50$. Si bien el piñón ubicado en C tiene menor M_t se elige esta solución a modo de unificar y evitar errores en el montaje de los componentes en su construcción.

2.2.8) Cálculos de chavetas a la entrada del reductor y orbital

En este caso el cálculo se basa en verificar la tensión de corte y aplastamiento para el material elegido, esto es porque el largo de la chaveta ya viene definido junto con el reductor y orbital.

De la tabla de AT 7: *Propiedades típicas de materiales ferrosos* (libro *Faires diseño de elementos de máquinas*) para Acero SAE 1035:

$$\sigma_R = 5976 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{fl} = 3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_{fl} = \frac{\sigma_{fl}}{2} = 1934 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Proponiendo un coeficiente de seguridad:

$$N_s = 2$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{N_s} = \frac{1934}{2} = 967 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fl}}{N_s} = \frac{3867}{2} = 1934 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

El momento torsor aplicado es:

$$M_t = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 71620 \cdot \frac{5,2}{493} = 755(kgcm)$$

ENTRADA DEL REDUCTOR:

Para el cálculo de la fuerza aplicada, se considera el diámetro de árbol, que, de catálogo de SEW es 28 (mm):

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 755}{2,8} = 540(kg)$$

Para un árbol de 28 (mm) de catálogo se obtiene las medidas de la chaveta a la cual hay que calcular la longitud (*ver tabla 5*).

- h= 7 (mm)
- b=8 (mm)

Área de cizalladura:

$$A_{corte} = A_c = b \cdot l_c = 0,8l_c$$

Conociendo la tensión admisible y la fuerza aplicada, se despeja A_c y se la iguala a la ecuación anterior:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A_c} \rightarrow A_c = \frac{F}{\tau_{adm}}$$

$$b \cdot l_c = \frac{F}{\tau_{adm}} \rightarrow l_c = \frac{F}{\tau_{adm} \cdot b} = \frac{540}{967 \cdot 0,8} = 0,7(cm)$$

El área de aplastamiento se calcula:

$$A_{aplast} = A_a = \frac{h}{2} \cdot l_a = 0,35l_a$$

Siendo $(h/2)$ la altura de la chaveta que se encuentra dentro del eje o en el cubo.

Conociendo la tensión admisible y la fuerza que actúa se puede despejar el área de aplastamiento A_a e igualarlo a la ecuación anterior y despejar l_a .

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A_a} \rightarrow A_a = \frac{F}{\sigma_{adm}}$$

$$l_a = \frac{F}{\sigma_{adm} \cdot h_1} = \frac{540}{1934 \cdot 0,35} = 0,8(cm)$$

$$l_a > l_c \rightarrow l > 8 (mm)$$

Esta es la mínima longitud a adoptar, pero de catálogo la longitud de la chaveta a utilizar es mayor por lo que el material elegido es correcto.

SALIDA DEL ORBITAL:

Para el cálculo de la fuerza aplicada, se considera el diámetro de árbol, que, de catálogo de BENTURI es 25,4 (mm):

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 755}{2,54} = 594(kg)$$

Para un árbol de 25,4 (mm) de catálogo se obtiene las medidas de la chaveta a la cual hay que calcular la longitud (ver tabla 5).

- $h = 7 (mm)$
- $b = 8 (mm)$

Área de cizalladura:

$$A_{corte} = A_c = b \cdot l_c = 0,8l_c$$

Conociendo la tensión admisible y la fuerza aplicada, se despeja A_c y se la iguala a la ecuación anterior:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A_c} \rightarrow A_c = \frac{F}{\tau_{adm}}$$

$$b \cdot l_c = \frac{F}{\tau_{adm}} \rightarrow l_c = \frac{F}{\tau_{adm} \cdot b} = \frac{594}{967 \cdot 0,8} = 0,76(cm)$$

El área de aplastamiento se calcula:

$$A_{aplast} = A_a = \frac{h}{2} \cdot l_a = 0,35l_a$$

Siendo $(h/2)$ la altura de la chaveta que se encuentra dentro del eje o en el cubo.

Conociendo la tensión admisible y la fuerza que actúa se puede despejar el área de aplastamiento A_a e igualarlo a la ecuación anterior y despejar l_a .

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A_a} \rightarrow A_a = \frac{F}{\sigma_{adm}}$$

$$l_a = \frac{F}{\sigma_{adm} \cdot h_1} = \frac{594}{1934 \cdot 0,35} = 0,87(cm)$$

$$l_a > l_c \rightarrow l > 8,7 (mm)$$

Esta es la mínima longitud a adoptar, pero de catálogo la longitud de la chaveta a utilizar es mayor por lo que el material elegido es correcto.

2.2.9) Elección del acople flexible

El acople flexible se utiliza de fusible en caso de exceso de par torsional sobre el árbol delantero, además de amortiguar las aceleraciones y desaceleraciones pulsantes provenientes del sistema hidráulico y absorber la excentricidad y no colinealidad entre el eje de salida del reductor y el árbol delantero.

Para la elección se debe conocer el máximo momento torsor del sistema, este se puede apreciar en el ítems 2.2.5 y vale:

$$M_t^D = 71620 \cdot \frac{4,9}{17,7} = 19827(kgcm) = 1943 (Nm)$$

Con la siguiente tabla de del catálogo se selecciona el acople flexible correspondiente:



Acople Elástico y Flexible

MODELO F.A.S.

VERSIÓN CONVENCIONAL

TACO amortiguador

IMPORTANTE:
Tacos de caucho natural: color negro
Tacos de caucho sintético: marcados con línea de color blanco
Recomendado al solicitar juegos de tacos de repuesto.

Tamaño	Torque (Nm)	F.A.S. Máximo		Ø Agujero Máximo etc	Ø A	Ø B	C	D	F	Peso acople (kg)	> Torque Máximo	Cantidad de Tacos por acople	Tamaño
		1/2" Máximo	1" Máximo										
F.A.S. 1	54,9	5000	5000	30	47	69	73	33	17,7	1,5	4	4	F.A.S. 1
F.A.S. 2	100	5000	5000	35	58	92	90	41	22,2	2,4	6	4	F.A.S. 2
F.A.S. 3	302	3500	5000	46	78	111	106	43	24,9	4	6	6	F.A.S. 3
F.A.S. 4	529,7	3500	5000	60	98	137	115	49	25,9	7	6	6	F.A.S. 4
F.A.S. 5	880	2500	4500	70	115	169	161	56	29,9	13,5	8	6	F.A.S. 5
F.A.S. 6	1157,6	2500	4500	75	120	189	163	57	30,5	14	8	6	F.A.S. 6
F.A.S. 7	2766	2000	4000	85	143	233	185	72	38,6	28	8	8	F.A.S. 7
F.A.S. 8	3629,7	2000	4000	103	168	268	197	70	38,6	47	8	8	F.A.S. 8
F.A.S. 9	12459	1500	3500	128	193	320	255	90	47	62	8	10	F.A.S. 9
F.A.S. 10	22564	1000	2500	158	240	421	308	125	75,4	158	10	12	F.A.S. 10
F.A.S. 11	37395	1000	2500	182	290	471	452	125	75,4	232	10	12	F.A.S. 11

Sin responsabilidad por modificaciones de cualquier tipo.
Para aplicación con Motores a Explosión, consultar con nuestro Departamento Técnico.

Como especificar el acople seleccionado

F.A.S. 5

Modelo ←
↓ Tamaño

Ilustración 54. Catálogo acople flexible

Se puede ver que acople flexible necesario es un F.A.S. 7.

2.3) CONCEPTUALIZACIÓN Y GEOMETRÍA PARA LA POSICIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL CONJUNTO PINCHE

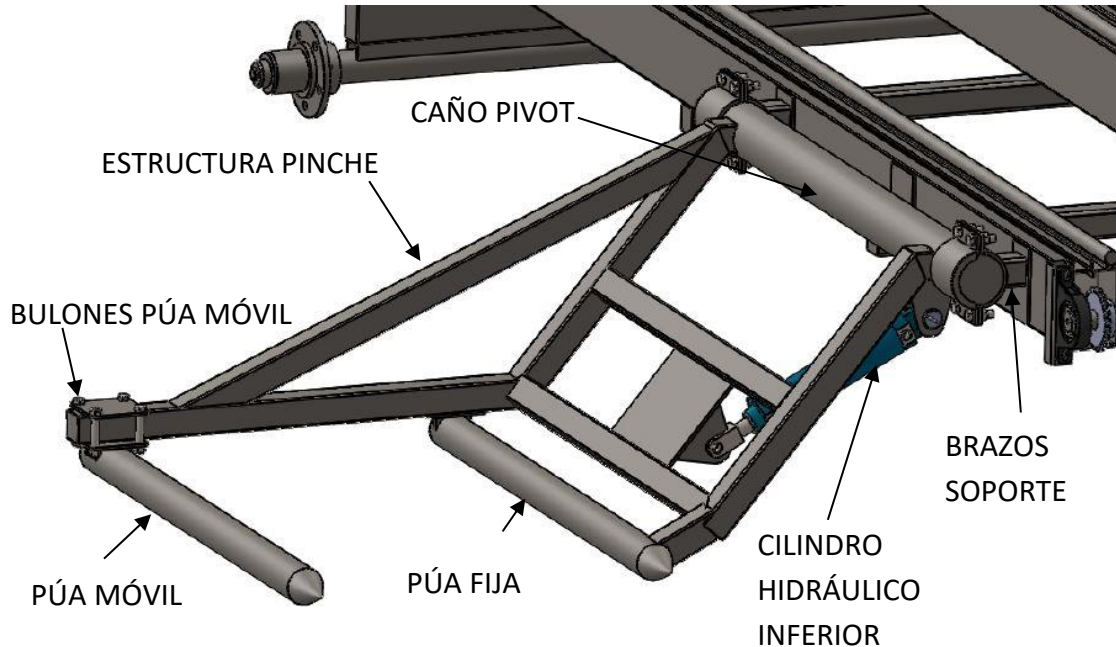


Ilustración 55. Conjunto pinche

El conjunto pinche del transportador de rollos es la parte de la máquina cuya función es alzar los fardos desde el piso del potrero y depositarlo sobre los 2 largueros de la estructura.

El posicionamiento de este conjunto sobre la estructura de la máquina se corresponderá con la altura superior del perfil C. Con esta altura se asegura que el rollo no quede estancado en el centro entre el pinche y la estructura de la máquina (en el caso de que esté muy bajo) ni que tome mucha velocidad producto del empujón del pinche (en el caso de estar muy alto).

Proponiendo un diámetro de la rueda de 1000mm (esta es una altura promedio de ruedas que se utilizan en este tipo de máquina), se conoce hasta donde debe llegar la parte inferior del conjunto pinche, esta debe tener la parte inferior de las púas a 500mm del centro del eje de la estructura.

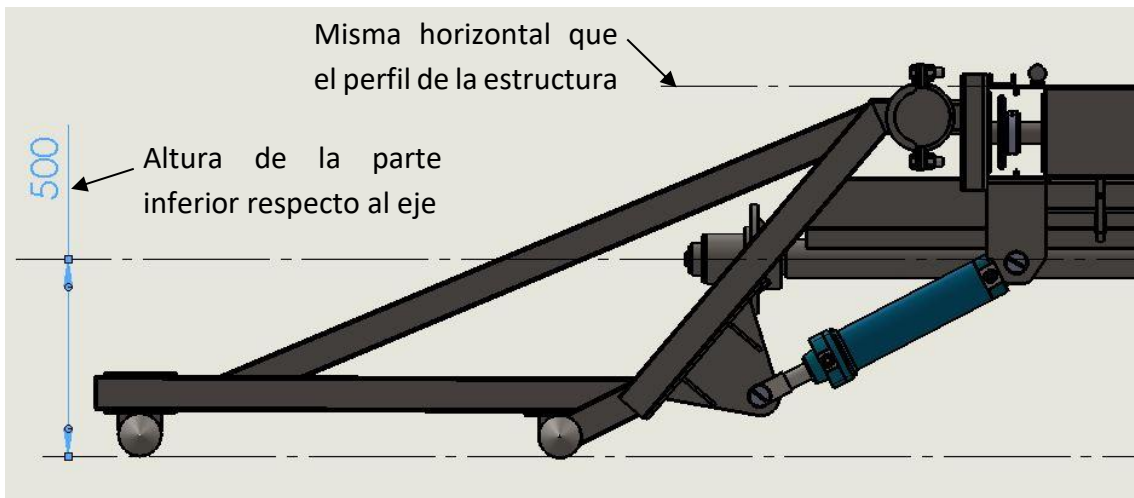


Ilustración 56. Posicionamiento y dimensiones del conjunto pinche

Definida la parte superior e inferior se puede dimensionar el resto de la estructura del pinche.

2.3.1) Cálculo de las púas

I. PÚA MÓVIL

Esta se encuentra en voladizo y empotrado en el extremo trasero, la carga que tendrá que soportar será el peso de la mitad del rollo (la otra mitad del peso la soporta el otro pinche ya que se distribuye mitad para cada lado) y será una carga distribuida ya que el rollo hace contacto sobre todo el largo de la púa.

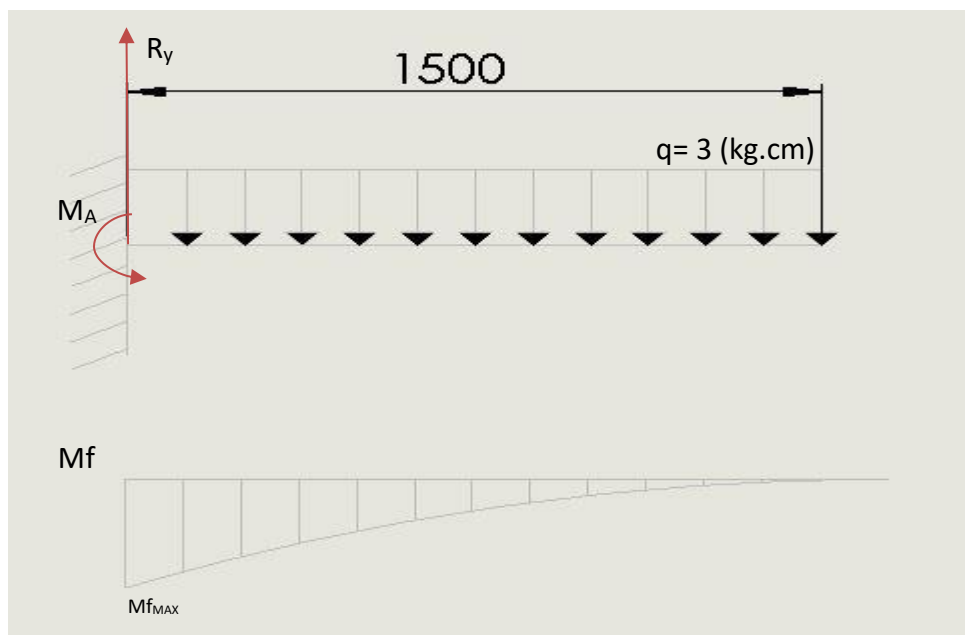


Ilustración 57. Diagrama cuerpo libre púa móvil

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y = 0 &= R_y - q \cdot L \rightarrow R_y = \frac{3}{2} \cdot 150 = 450 \text{ (kg)} \\ \sum M^A = 0 &= q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - M \rightarrow M = q \cdot \frac{L^2}{2} = 3 \cdot \frac{150^2}{2} = 33750 \text{ (kgcm)} \\ \sigma_{adm} &= \frac{M_f}{W} \rightarrow W = \frac{M_f}{\sigma_{adm}} = \pi \cdot R^2 \cdot e\end{aligned}$$

W: Módulo resistente a la flexión (no se debe confundir con el módulo resistente a la torsión, en este caso solo hay sollicitación debido a flexión).

R: Radio exterior del caño.

e: espesor de la pared.

Se considerará además un coeficiente de seguridad $\gamma = 2$.

$$W = \frac{M_f \cdot \gamma}{\sigma_{adm}} = \frac{33750 \cdot 2}{1440} = 46,87 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Para un caño Dn: 4" sch 40

R=57,15 mm

e= 6mm

$$W = \pi \cdot R^2 \cdot e = \pi \cdot 5,715^2 \cdot 0,6 = 61,5 \text{ (cm}^3\text{)} > 46,86 \text{ (cm}^3\text{)} \Rightarrow \textit{verifica}$$

II. PÚA FIJA

En este caso la púa se encuentra soldada en ambos extremos, por lo tanto se debe considerar empotramiento de ambos lados y un sistema hiperestático.

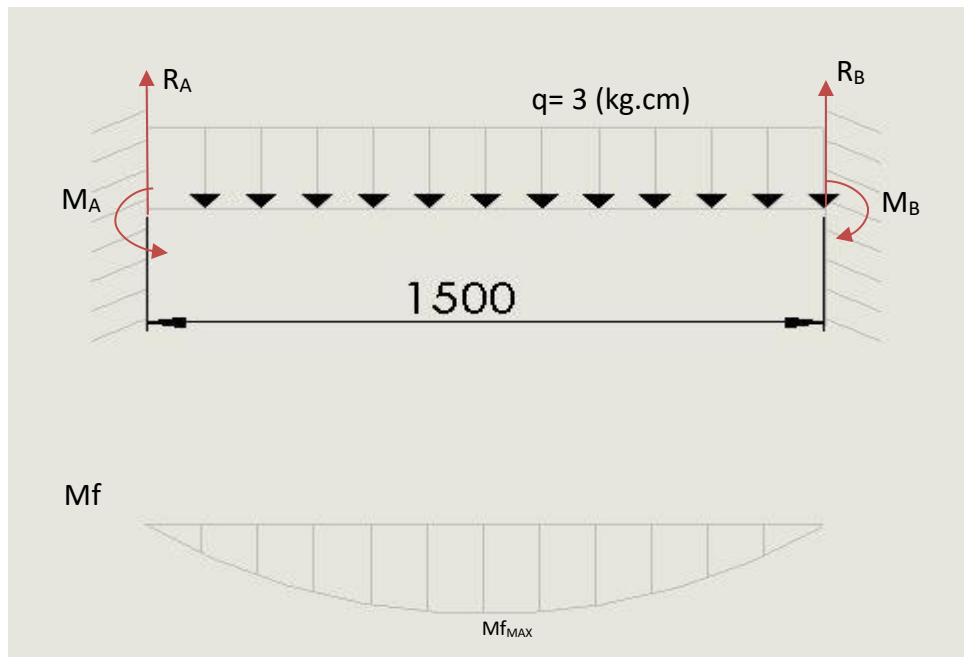


Ilustración 58. Diagrama cuerpo libre púa fija

$$\sum F_X = 0$$

$$\sum F_Y = 0 = R_A + R_B - q \cdot L \rightarrow R_A + R_B = q \cdot L$$

$$\sum M^A = 0 = M_A - q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - M_B + R_B \cdot L$$

Pero se observa que al ser simétrico el sistema, se puede dar también la siguiente igualdad:

$$R_A = R_B$$

$$M_A = -M_B$$

De la segunda sumatoria y la primer igualdad:

$$2 \cdot R_A = q \cdot L \rightarrow R_A = q \cdot \frac{L}{2} = 3 \cdot \frac{150}{2} = 225 (kg) = R_B$$

$$2M_A = q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - R_B \cdot L \rightarrow M_A = 3 \cdot 150 \cdot \frac{150^2}{4} - \frac{225 \cdot 150}{2} = 0 = M_B$$

Tiene una sollicitación menor que la otra púa con lo que el caño a usar será:

Caño Dn: 4" sch 40.

2.3.2) Cálculo del cilindro hidráulico del pinche

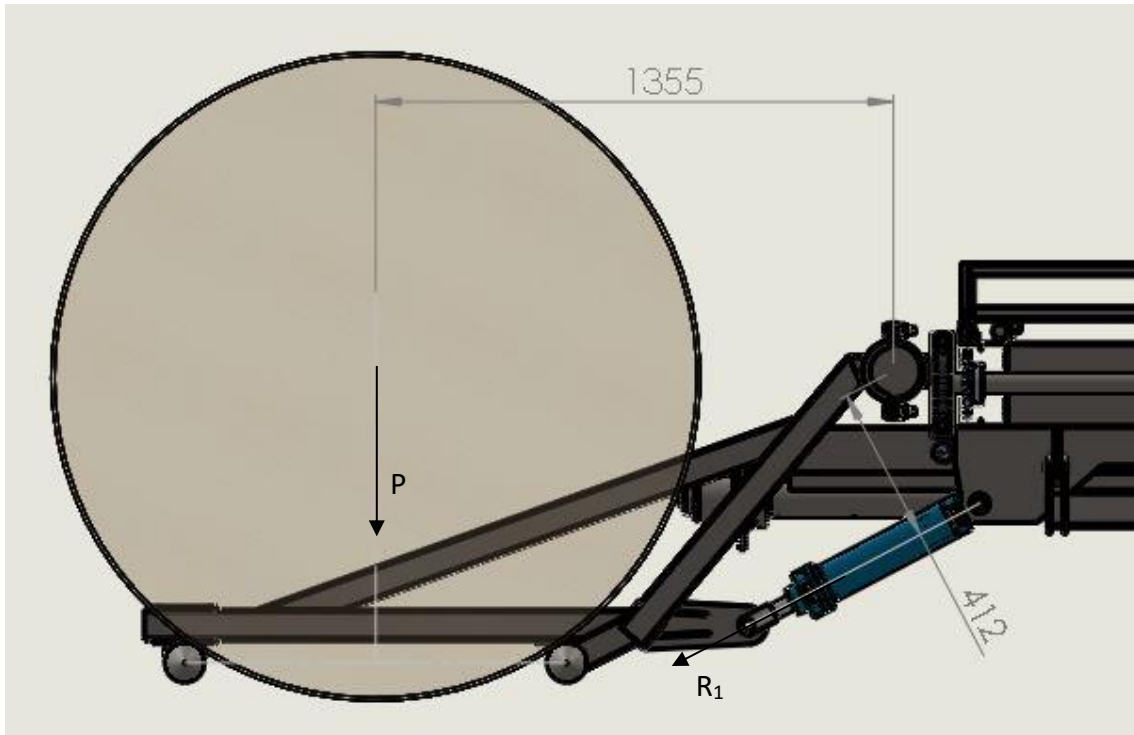


Ilustración 59. posición cilindro hidráulico inferior

Se plantea sumatoria de momento en el punto A:

$$\sum M^A = 0 = P \cdot d_R - R_1 \cdot d_C$$

Siendo:

- P: Peso del rollo (se desprecia el peso del conjunto del pinche).
- d_R : Distancia del centro de masa del rollo al centro del caño pivot.
- R_1 : Fuerza aplicada por el cilindro hidráulico.
- d_C : Distancia del centro del cilindro hidráulico al centro del caño pivot .

De esto se despeja R_1 , que es la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico necesaria para levantar el fardo.

$$R_1 = \frac{P \cdot d_R}{d_C} = \frac{900 \cdot 135,5}{41,2} = 2960 \text{ (kg)}$$

La fuerza que hace el cilindro hidráulico está dada por la presión de aceite proveniente del tractor ($P_H=100$ (bar) ≈ 100 (kg/cm²)) y el área interior de la camisa de este cilindro A_c .

$$R_1 = P_H \cdot A_c$$

Conocido P_H y R_1 , se despeja el área y luego se calcula el diámetro de este:

$$A_c = \frac{R_1}{P_H} = \frac{2960}{100} = 29,6 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29,6}{\pi}} = 6,1 \text{ cm}$$

El recorrido necesario para el cilindro sale geoméricamente de la distancia cuando el conjunto pinche se encuentra debajo hasta el máximo en el extremo superior, este es de 450 mm.

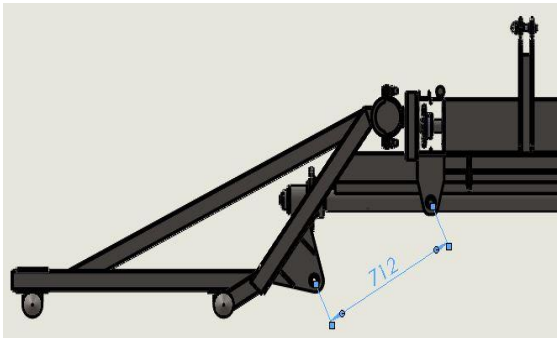


Ilustración 60. Mínima longitud cilindro hidráulico

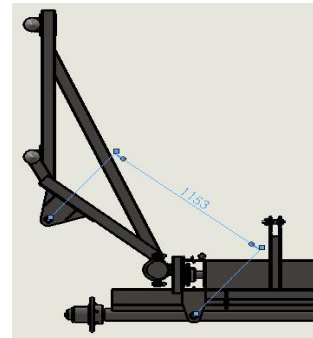


Ilustración 61. Máxima longitud cilindro hidráulico

Finalmente el cilindro hidráulico elegido será de 35x70x700 y “doble Efecto”. El motivo de la elección de uno doble efecto es debido a que en un sentido produce la fuerza para alzar el rollo y en el otro sentido se necesita afirmar lo mejor posible las púas sobre en suelo ya que el peso del pinche no es suficiente.

2.3.3) Cálculo de las reacciones del sistema

A continuación se calcula las reacciones en los puntos de apoyo del conjunto pinche para conocer las sollicitaciones en los demás componentes. Para ello el diagrama de cuerpo libre es el siguiente:

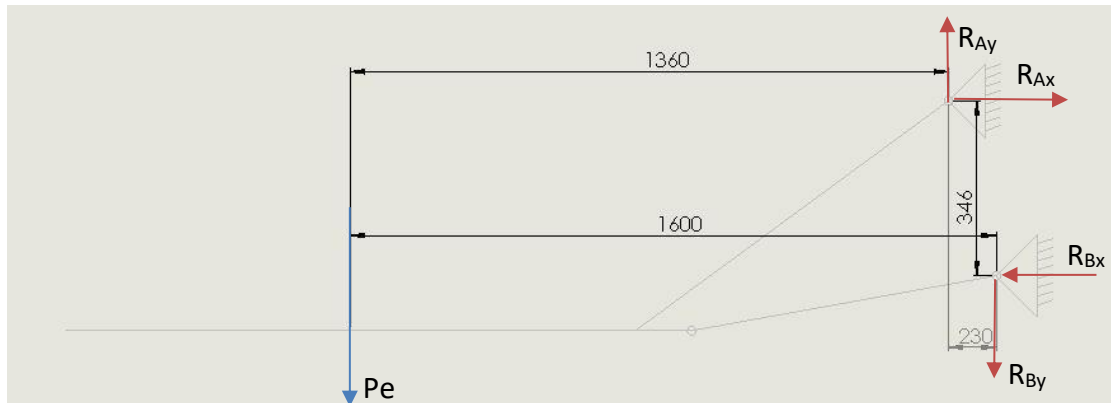


Ilustración 62. Diagrama cuerpo libre de las reacciones del sistema

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0 &= R_{Ay} - R_{By} - Pe \\ \sum F_X = 0 &= R_{Ax} - R_{Bx} \\ \sum M^A = 0 &= Pe \cdot d^A - R_{By} \cdot d_{By}^A - R_{Bx} \cdot d_{Bx}^A \\ \sum M^B = 0 &= Pe \cdot d^B - R_{Ay} \cdot d_{Ay}^B - R_{Ax} \cdot d_{Ax}^B \end{aligned}$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones y se conocen las reacciones que luego se usarán en los cálculos de los componentes del conjunto pinche.

$$\begin{aligned} R_{Ax} &= 3550 \text{ (kg)} \\ R_{Ay} &= 920 \text{ (kg)} \\ R_{Bx} &= 3550 \text{ (kg)} \\ R_{By} &= -20 \text{ (kg)} \end{aligned}$$

2.3.4) Cálculo de los brazos soporte del conjunto pinche

Estos están compuestos de Tubos Estructurales Cuadrados soldados mediante platinas al larguero principal del chasis como se muestra en la imagen.

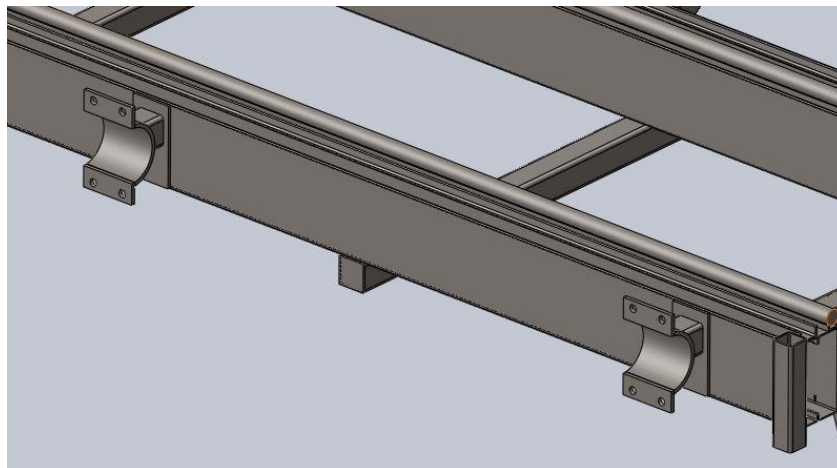


Ilustración 63. Brazos soporte del conjunto pinche

Se verifica a la resistencia; para ello existe una sollicitación de tracción producto de la fuerza R_{Ax} y un momento flector producido por R_{Ay} .

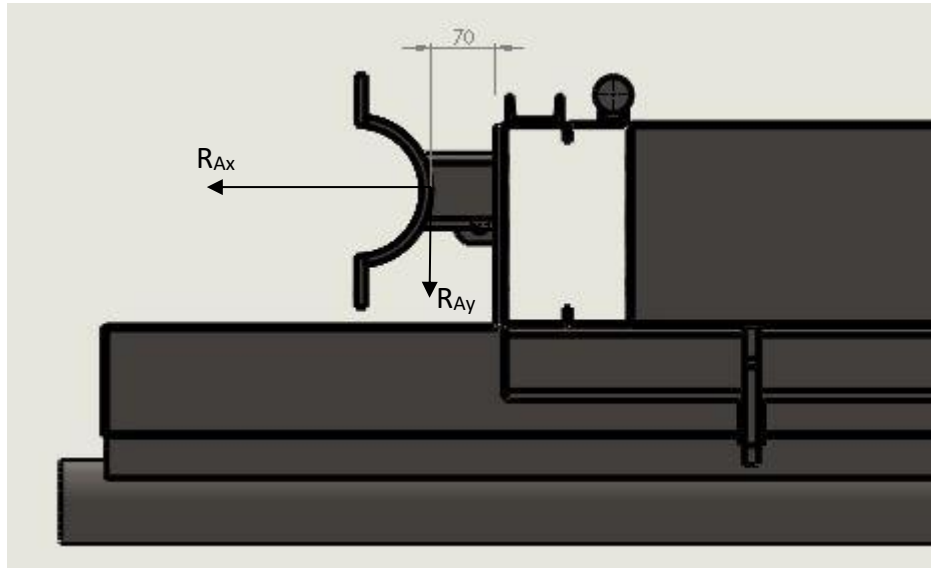


Ilustración 64. Magnitudes para el cálculo de los brazos soportados

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f}{W} + \frac{F}{A} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$F = R_{Ax} = 3550 \text{ (kg)}$$

$$M_f = R_{Ay} \cdot d = 920 \cdot 7 = 6440 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma = \frac{6440}{W} + \frac{3550}{A} \leq 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

De catálogo de Tubos Estructurales Cuadrados, sale W y A .

Para Tubo Estructural Cuadrado de 80x80x3,2 tenemos:

$W = 24,2 \text{ (cm}^3\text{)}$ (Módulo resistente a la flexión)

$A = 9,83 \text{ (cm}^2\text{)}$ (Área de la sección)

$$\sigma = \frac{6440}{24,2} + \frac{3550}{9,83} = 627 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

2.3.5) Cálculo del caño pivot

Se calcula el componente a la resistencia a flexión; las fuerzas actuantes son R_{Ax} ; R_{Ay} , ambas se suman vectorialmente para conocer el valor de la fuerza F que produce el pinche sobre el caño, teniendo este las reacciones en los brazos soportados (ítems 2.3.4) R_A y R_B de igual magnitud que F debido a la simetría del sistema.



Ilustración 65. Diagrama cuerpo libre caño pivot

$$F = \frac{\sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}}{2} = \frac{\sqrt{3550^2 + 920^2}}{2} = 1833 \text{ (kg)} = R_A = R_B$$

$$M_f = R_A \cdot d = 1833 \cdot 14 = 25660 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f}{W} \rightarrow W = \frac{M_f}{\sigma_{adm}} = \pi \cdot R^2 \cdot e$$

W: Módulo resistente a la flexión (nuevamente no se debe confundir con el módulo resistente a la torsión, aquí solo existe sollicitación debido a flexión).

R: Radio exterior del caño.

e: espesor de la pared.

Se considerará además un coeficiente de seguridad $\gamma = 2$.

$$W = \frac{M_f \cdot \gamma}{\sigma_{adm}} = \frac{25660 \cdot 2}{1440} = 35,6 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Para un caño Dn: 4" sch 40

R=57,15 mm

e= 6mm

$$W = \pi \cdot R^2 \cdot e = \pi \cdot 5,715^2 \cdot 0,6 = 61,5 \text{ (cm}^3\text{)} > 35,6 \text{ (cm}^3\text{)} \Rightarrow \text{verifica.}$$

2.3.6) Cálculo de la estructura del pinche mediante análisis por elemento finito

Para esta parte de la máquina se hará un análisis de la resistencia mediante elemento finito dada la complejidad para su desarrollo, para ello se usa el Solidworks.



Ilustración 66. Estructura del pinche

Con la estructura construida de un solo tipo de perfil (Tubo Estructural Cuadrado 80x80x3,2) se proponen las fuerzas y reacciones de vínculo.

Las fuerzas aplicadas serán las producidas por el peso del rollo que se transmiten a través de las púas, (ver ítem 2.3.1 => púa móvil y púa fija).

Las reacciones corresponden a 2 lugares, una en el caño pivot en el cual es una reacción tipo bisagra (permite el giro solamente) y la otra es un empotramiento en la zona donde se encuentra el cilindro hidráulico.

Finalmente la disposición es la siguiente:

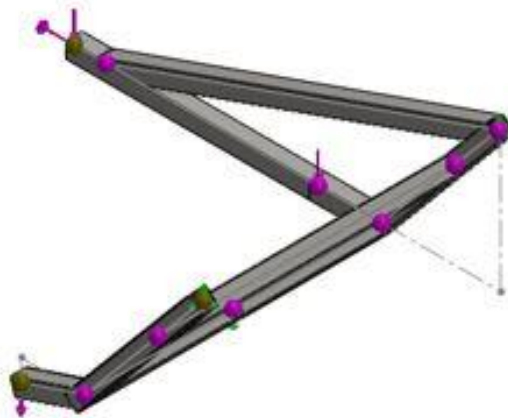


Ilustración 67. Disposición de fuerzas y reacciones en Estructura pinche

De esto se hizo un análisis de elemento finito considerando a los distintos componentes como elementos de viga, esto trae ventaja en la velocidad de cálculo del cómputo ya que la teoría de este tipo de elemento considera un momento de inercia y por ende se puede tener una mayor exactitud al permitir afinar el elemento y aumentar su cantidad.

Por otra parte el tipo de unión definida para el cálculo es Unión Soldada y el material elegido para el Tubo estructural usado fue “Acero al carbono no aleado”.

Los resultados obtenidos de tensión y deformación fueron los siguientes:

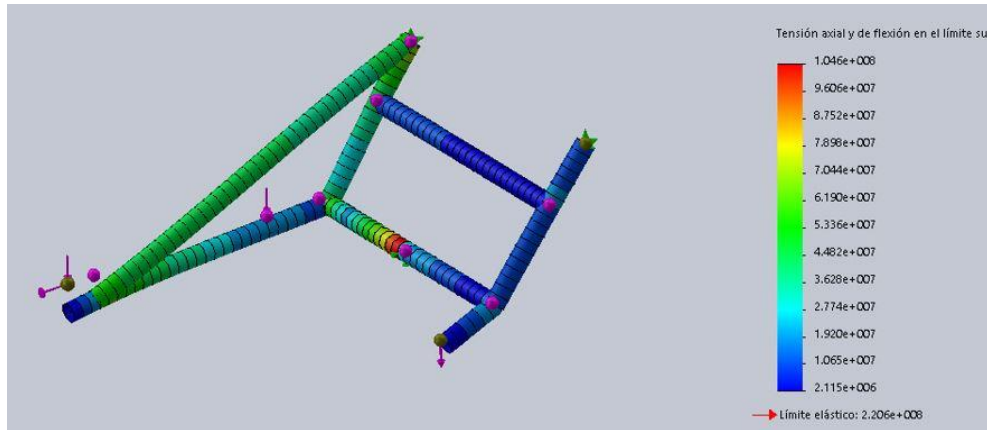


Ilustración 68. Estudio de tensiones mediante EF

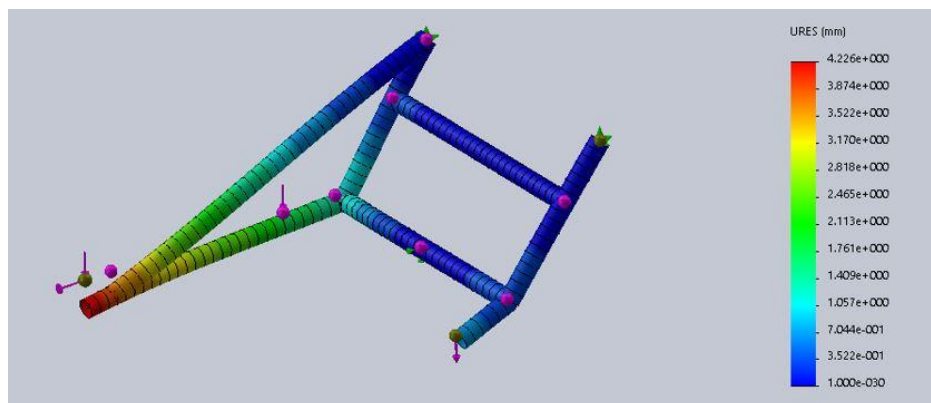


Ilustración 69. Estudio de deformación mediante EF

Se puede observar que el rango obtenido se encuentra dentro de los límites de fluencia, con lo que se puede decir que el Tubo Estructural de 80x80x3,2 resiste a las fuerzas externas aplicadas.

2.3.7) Cálculo de cordón de soldadura en las platinas del caño pivot

Los cordones de soldadura están sometidos a un esfuerzo de corte y a un momento M, ambos generados por la carga del rollo que se considera para el peor caso, es decir, Pe=900 (kg).

$$\tau = \frac{M}{I}$$

- $M =$ momento generado por el peso del rollo
- $I =$ Momento de resistencia de la garganta de la junta

El momento de inercia se calcula:

$$I = 0,707 \cdot h_c \cdot I_u$$

I_u : Momento resistente unitario $\Rightarrow I_u = b \cdot d + \frac{d^2}{3}$

h_c : Altura del cordón de soldadura $\Rightarrow h_c = 6$ (mm)

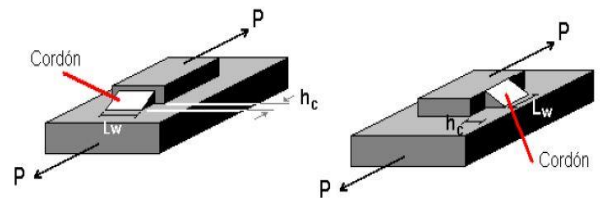
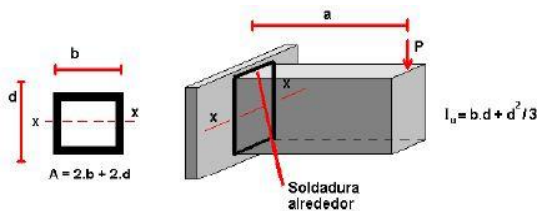


Ilustración 70. Caso de flexión en Soldadura

Ilustración 71. Referencias en cordón de soldadura

Con esto y conociendo que las longitudes $d=b=95$ (mm) y que la cantidad de platinas son 2, se obtiene la fuerza de corte:

$$I_u = b \cdot d + \frac{d^2}{3} = 9,5 \cdot 9,5 + \frac{9,5^2}{3} = 120 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$\tau = \frac{M}{I} = \frac{Pe \cdot a}{2 \cdot 0,707 \cdot h_c \cdot I_u} = \frac{900 \cdot 136}{2 \cdot 0,707 \cdot 0,6 \cdot 120} = 1200 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 117,6 \text{ (MPa)}$$

Esta tensión deberá resistir el cordón de soldadura que como se muestra en la próxima tabla se puede usar un electrodo 60xx.

En la tabla siguiente se presentan las propiedades de resistencia mínima de varias clases de electrodos. En las publicaciones de la AWS (American Welding Society) y de AISC (American Institute of Steel Construction) y en la AA (Aluminium Association) se puede encontrar más información al respecto.

NÚMERO DE ELECTRODO	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPA)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPA)	ELONGACIÓN %
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Ilustración 72. Tabla de resistencia a fluencia de electrodos

2.3.8) Cálculo y elección de los bulones de la púa móvil

Se calcula la resistencia a la tracción de cuatro bulones situados en el extremo de la púa móvil, los cuales tiene sollicitación de tracción momento flector producto del peso del rollo. Las reacciones que tendrán lugar son R_y y M calculadas en el ítems 2.3.1:

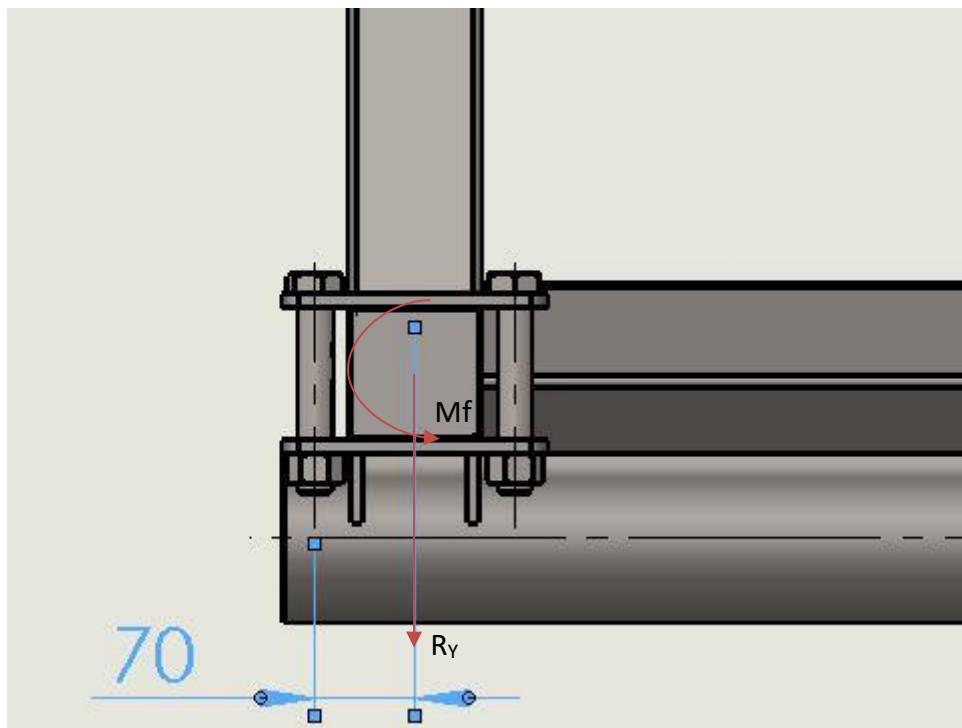


Ilustración 73. Magnitudes para el cálculo de bulones púa móvil

$$R_y = 450 \text{ (kg)}$$

$$M = 33750 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma_{fl} = \frac{F}{A} \geq 3867 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \Rightarrow \text{Para SAE grado 2}$$

A: Área de esfuerzo. Sale de la tabla AT14 de Faires (Elementos de máquinas).

$$F = R_y + \frac{Mf}{d} = 450 + \frac{33750}{7} = 5270 \text{ (kg)} \text{ (Fuerza aplicada a los bulones).}$$

Como la unión consta de 4 bulones (C=4) y además a la ecuación se agregará un coeficiente de seguridad de $\delta = 4$. La razón por la que uso este coeficiente de seguridad es porque en el cálculo se está considerando la resistencia a la fluencia y porque no se consideró la carga de apriete de los tornillos.

$$A = \frac{F \cdot \delta}{\sigma_{adm} \cdot C} = \frac{5270 \cdot 4}{3867 \cdot 4} = 1,36 \text{ (cm}^2\text{)}$$

De la tabla antes mencionada se escoge el área A próxima superior, esta es $A=2,1(\text{cm}^2)$ y corresponde a un bulón $\frac{3}{4}$ ". Para la construcción se usarán bulones con rosca métrica, por lo que se escoge un bulón M20x2,5 largo 120mm.

2.3.9) Cálculo y elección de los bulones del casquete del caño pivot

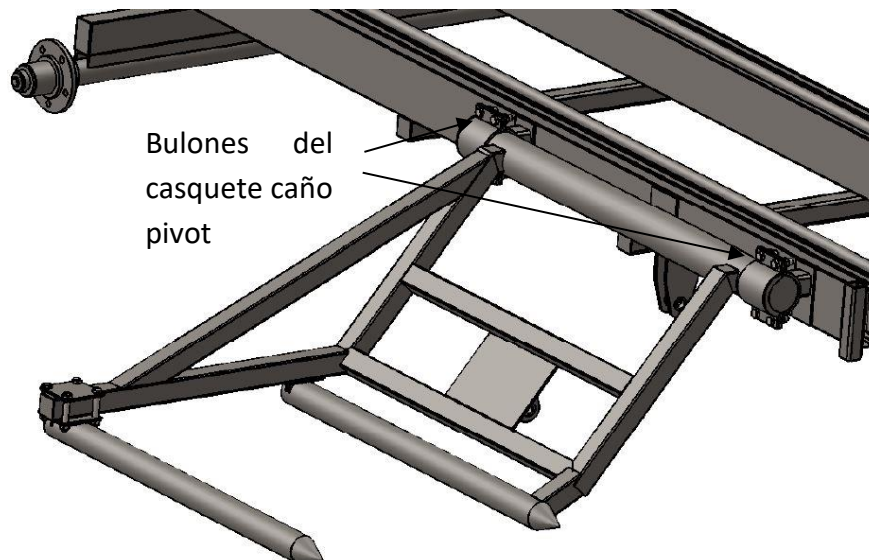


Ilustración 74. Bulones casquete caño pivot

Usando los resultados del ítems 2.3.3 en el punto A, se calculará el esfuerzo para el dimensionamiento de los bulones.

R_{Ax} tiene un efecto de tracción sobre los bulones mientras que R_{Ay} produce una sollicitación de corte.

$$\sigma_{fl} = \frac{R_{Ax}}{A} \geq 3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \Rightarrow \text{Para SAE grado 2}$$

$$\tau_{fl} = \frac{R_{Ay}}{A} \geq 1933 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \Rightarrow \text{Para SAE grado 2}$$

A : Área de esfuerzo. Sale de la tabla AT14 de Faires (Elementos de máquinas).

Para el cálculo se considera un coeficiente de seguridad de $\delta = 4$, y la unión consta de 8 bulones ($C=8$).

$$A = \frac{R_{Ax} \cdot \delta}{\sigma_{adm} \cdot C} = \frac{3550 \cdot 4}{3867 \cdot 8} = 0,46 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A = \frac{R_{Ay} \cdot \delta}{\tau_{adm} \cdot C} = \frac{920 \cdot 4}{1933 \cdot 8} = 0,24 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Considerando el resultado más desfavorable se escoge el área A próxima superior en la tabla AT14 de Faires (Elementos de máquinas), esta es $A=0,68(\text{cm}^2)$ y corresponde a un bulón 7/16". Para la construcción se usarán bulones con rosca métrica, por lo que se escoge un bulón M12x1,75 largo 45mm.

2.4) CÁLCULOS DEL CONJUNTO LANZA

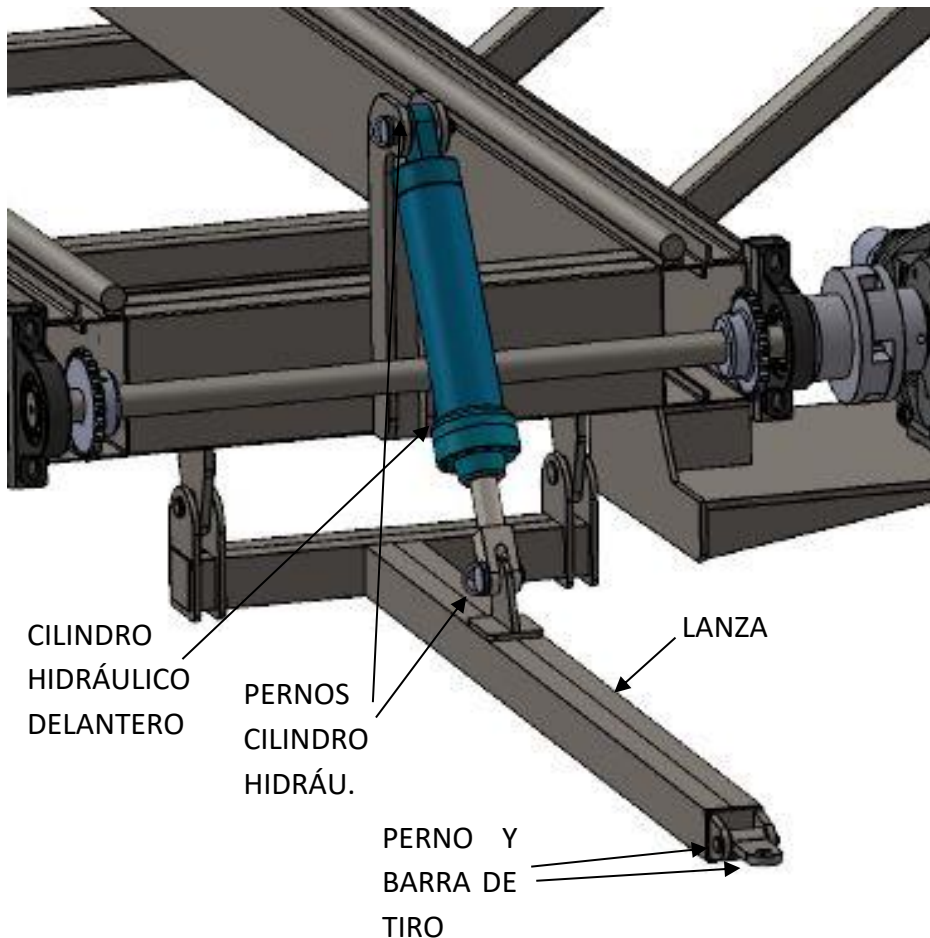


Ilustración 75. Conjunto lanza

Este conjunto se encuentra en la parte delantera de la máquina y es la que une a esta con el tractor de empuje.

2.4.1) Fuerza de empuje

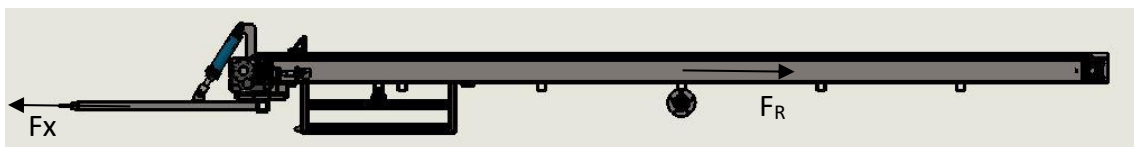


Ilustración 76. Fuerza de empuje y reacción a rodadura

Para conocer la fuerza de empuje necesaria se debe proponer una ecuación dinámica ya que se debe acelerar el sistema, y, se considerará un caso sin pendiente, es decir, sobre una superficie horizontal; por lo tanto la sumatoria de fuerzas es:

$$\sum F_X = F_X - F_R = m \cdot a$$

La fuerza que opone resistencia al sistema es:

$$F_R = N \cdot C_{rr} = P_e \cdot C_{rr} = 5700 \cdot 0,3 = 1710 \text{ (kg)} = 16758 \text{ (N)}$$

Donde:

- N: Normal (reacción del suelo). Para el caso tomado es igual al peso, por lo tanto la peor condición es cuando la máquina está cargada en su totalidad.
- C_{rr} : Coeficiente de rodadura. Es un coeficiente adimensional que depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez).

$N = P_e = 1200 + 4500 = 5700 \text{ (Kg)} \Rightarrow$ Condición más desfavorable.

$C_{rr} = 0,3 \Rightarrow$ Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena (Gillespie ISBN 1-56091-119-9).

$$F_R = N \cdot C_{rr} = P_e \cdot C_{rr} = 5700 \cdot 0,3 = 1710 \text{ (kg)} = 16758 \text{ (N)}$$

Considerando una velocidad máxima y una aceleración lógica tomadas en forma empírica mediante pruebas caseras se considera:

$$V_f = 30 \left(\frac{km}{h} \right) = 8,3 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$a = 0,77 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$$F_X = m \cdot a + F_R = 5700 \cdot 0,77 + 16758 = 21147 \text{ (N)} = 2158 \text{ (kg)}$$

Conocida la fuerza de empuje necesaria para remolcar todo el conjunto y acelerarlo, se le considera además un coeficiente de carga dinámica K_d :

$K_d = 2 \Rightarrow$ Para carga súbita.

$$F_d = F_X \cdot K_d = 2158 \cdot 2 = 4316 \text{ (kg)}$$

F_d : Esta será la fuerza considerada para los cálculos del conjunto de la lanza.

2.4.2) Cálculo de la lanza

Primero se plantean los 2 posibles casos más perjudiciales.

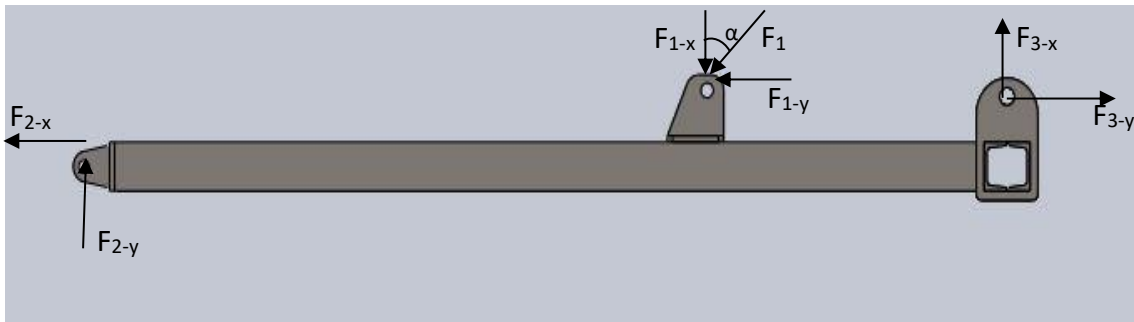


Ilustración 77. Fuerzas t reacciones lanza

- i. **Caso 1:** Considerando el transportador de rollos completamente cargado. En este caso se tiene una fuerza de empuje dinámica F_d elevada pero como todo el chasis se encuentra en equilibrio la fuerzas F_1 es cero; es decir, se tendrá una gran fuerza de tracción pero poca sollicitación a flexión.
- ii. **Caso 2:** Considerando el transportador de rollos cargado solo en la mitad delantera. En este caso se tiene una fuerza de empuje dinámica F_d menor que el caso anterior por ser menor el peso P_e , pero con una fuerza F_1 máxima; aquí, se tendrá una fuerza de tracción menor pero mayor sollicitación a flexión.

Caso 1:

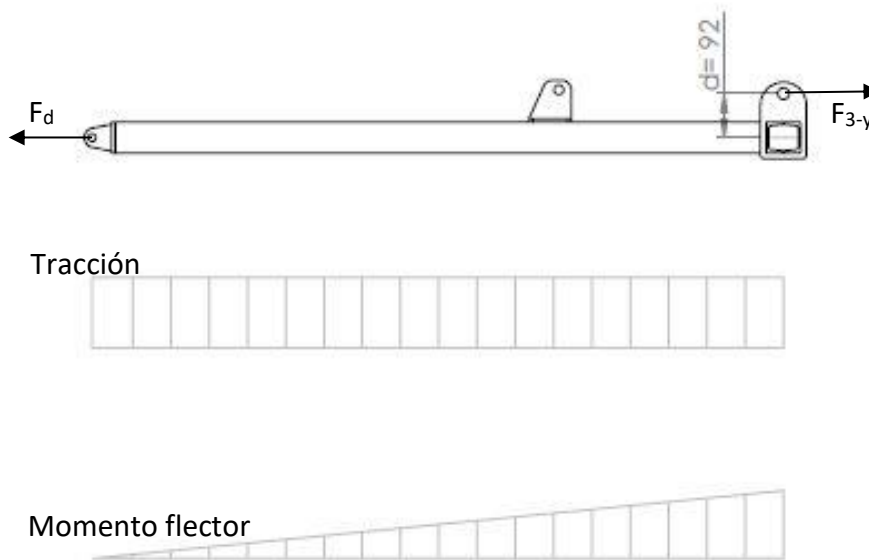


Ilustración 78. Diagrama cuerpo libre lanza caso 1

$$P_e = 1200 + 4500 = 5700(kg)$$

$$F_R = N \cdot C_{rr} = P_e \cdot C_{rr} = 5700 \cdot 0,3 = 1710 (kg) = 16758 (N)$$

$$F_X = m \cdot a + F_R = 5700 \cdot 0,77 + 16758 = 21147 (N) = 2158(kg)$$

$$F_d = F_X \cdot K_d = 2158 \cdot 2 = 4316 \text{ (kg)}$$

$$Mf_{MAX} = F_d \cdot d = 4316 \cdot 9,2 = 339707 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma_{MAX}^{Mf} = \frac{Mf_{MAX}}{W} = \frac{39707}{W} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{MAX}^{trac} = \frac{F_d}{A} = \frac{4316}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{MAX}^{Mf} + \sigma_{MAX}^{trac} = \frac{Mf_{MAX}}{W} + \frac{F_d}{A} \leq \sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

De aquí se busca en una tabla de perfiles un módulo resistente a la flexión “W” y un área “A” que verifique.

Caso 2:

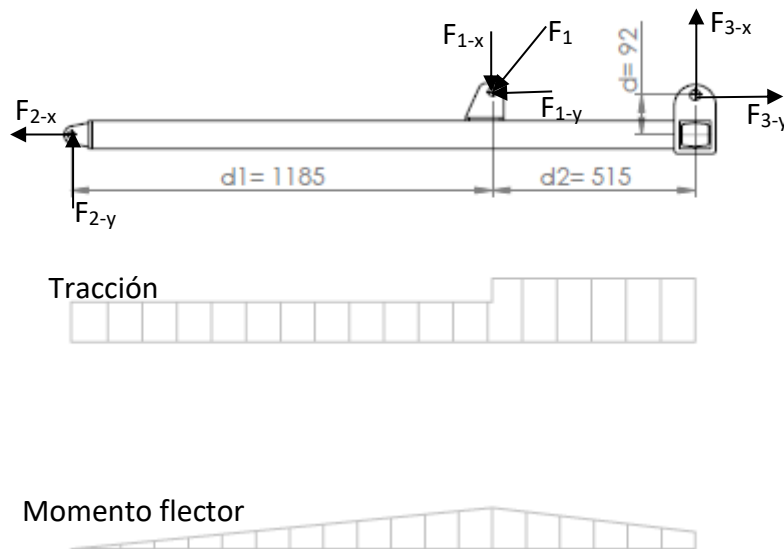


Ilustración 79. Diagrama cuerpo libre lanza caso 2

$$P_e = 1200 + \frac{4500}{2} = 3450 \text{ (kg)}$$

$$F_R = N \cdot C_{rr} = P_e \cdot C_{rr} = 3450 \cdot 0,3 = 1035 \text{ (kg)} = 10143 \text{ (N)}$$

$$F_X = m \cdot a + F_R = 3450 \cdot 0,77 + 10143 = 12800 \text{ (N)} = 1306 \text{ (kg)}$$

$$F_d = F_X \cdot K_d = 1306 \cdot 2 = 2612 \text{ (kg)}$$

$$F_1 = 1450$$

$$F_{1x} = F_1 \cdot \sin(27,7) = 674 \text{ (kg)}$$

$$F_{3x} = F_d + F_{1x} = 3286 \text{ (kg)}$$

$$\sum M^2 = F_{1y} \cdot d_1 - F_{1y} \cdot (d_1 + d_2) = 0$$

$$F_{3y} = \frac{F_{1y} \cdot d_1}{d_1 + d_2} = \frac{1450 \cdot 118,5}{118,5 + 51,5} = 1010 \text{ (kg)}$$

$$Mf_{MAX} = F_{3y} \cdot d_2 = 1010 \cdot 51,5 = 51015 \text{ (kgcm)}$$

$$\sigma_{MAX}^{Mf} = \frac{Mf_{MAX}}{W} = \frac{52015}{W} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq \sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{MAX}^{trac} = \frac{F_{3y}}{A} = \frac{3286}{A} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq \sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{MAX}^{Mf} + \sigma_{MAX}^{trac} = \frac{Mf_{MAX}}{W} + \frac{F_d}{A} \leq \sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

De aquí se busca en una tabla de perfiles un módulo resistente a la flexión “W” y un área “A” que verifique.

De los valores obtenidos resultó que no se puede fabricar con un tubo estructural cuadrado ya que no logra verificar para una tensión admisible de $\sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ por lo tanto se cambió el diseño a 2 perfiles U dispuestos como se ven en la imagen de abajo.

$$\sigma_{MAX}^1 = \sigma_{MAX}^{Mf} + \sigma_{MAX}^{trac} = \frac{Mf_{MAX}}{W} + \frac{F_d}{A} = \frac{39707}{2 \cdot 26,5} + \frac{4316}{2 \cdot 11} = 945 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{MAX}^2 = \sigma_{MAX}^{Mf} + \sigma_{MAX}^{trac} = \frac{Mf_{MAX}}{W} + \frac{F_d}{A} = \frac{52015}{2 \cdot 26,5} + \frac{3287}{2 \cdot 11} = 1130 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

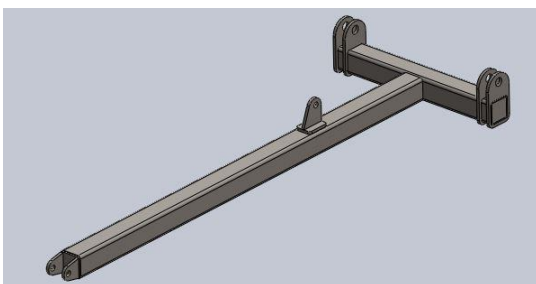


Ilustración 80. Cuerpo de lanza (tubo estructural)

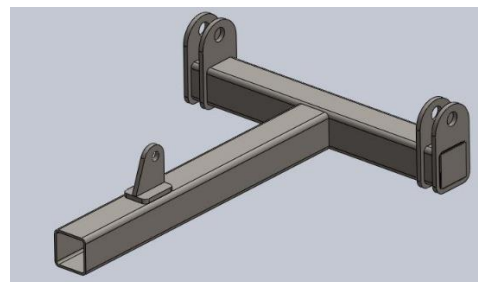


Ilustración 81. Cuerpo de lanza (tubo estructural)

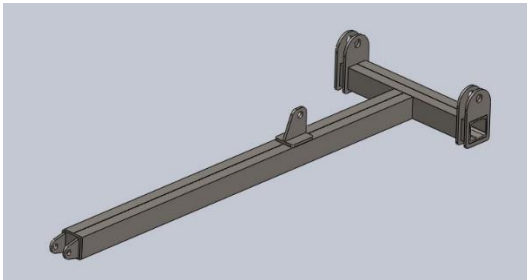


Ilustración 82. Cuerpo de lanza (doble perfil C)

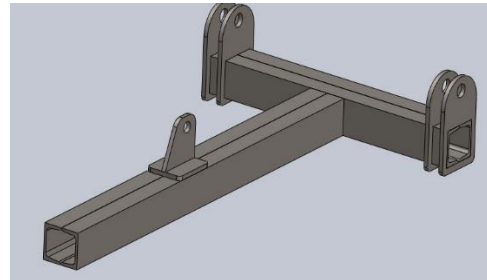


Ilustración 83. Cuerpo de lanza (doble perfil C)

2.4.3) Perno y barra de tiro

El peor de los casos se da con la carga máxima, es decir, $F_d = 4316 \text{ (kg)}$

Barra de tiro:

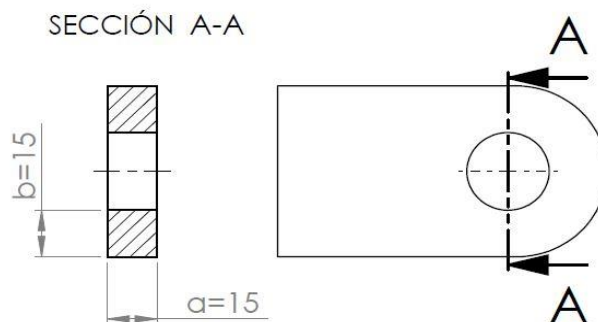


Ilustración 84. Barra de tiro

$$\sigma_{MAX} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm} = 1440 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$A = 2 \cdot a \cdot b$$

Considerando un espesor de chapa de $a=15\text{mm}$:

$$A \geq \frac{F}{\sigma_{adm}}$$

Despejando el ancho "b" se determina el mínimo necesario.

$$b \geq \frac{F}{2 \cdot a \cdot \sigma_{adm}} = \frac{4316}{2 \cdot 1,5 \cdot 1440} = 1 \text{ (cm)} = 10 \text{ (mm)}$$

Perno de tiro y perno trasero

Ambos pernos soportan la misma sollicitación y para ambos casos la fuerza de empuje es como en el segundo caso de la imagen, en el cual la fuerza se divide por la mitad.

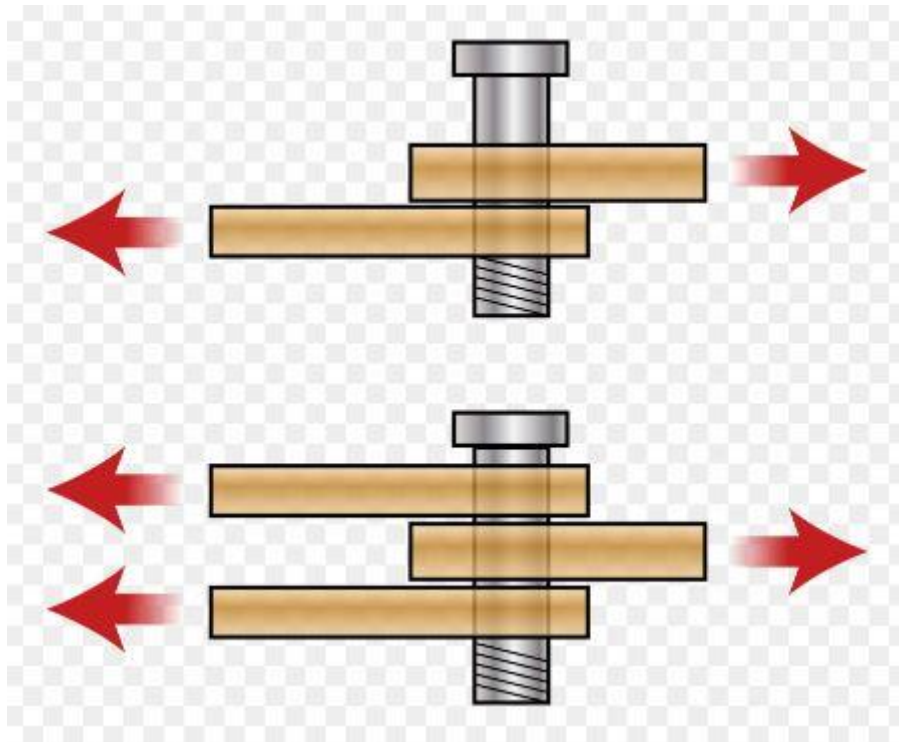


Ilustración 85. Distribución de cargas en pernos

$$\tau_{adm} = \frac{F/2}{A} \leq \tau_{adm} = 960 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A \geq \frac{F/2}{\tau_{adm}}$$

Despejando de la ecuación el diámetro del perno “d” se determina el mínimo necesario:

$$d \geq \sqrt{\frac{F \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{4316 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 960}} = 1,7 (cm) = 17 (mm)$$

Los pernos utilizados tienen un diámetro D=30mm por lo que verifica correctamente.

2.4.4) Cálculo y elección del cilindro hidráulico delantero

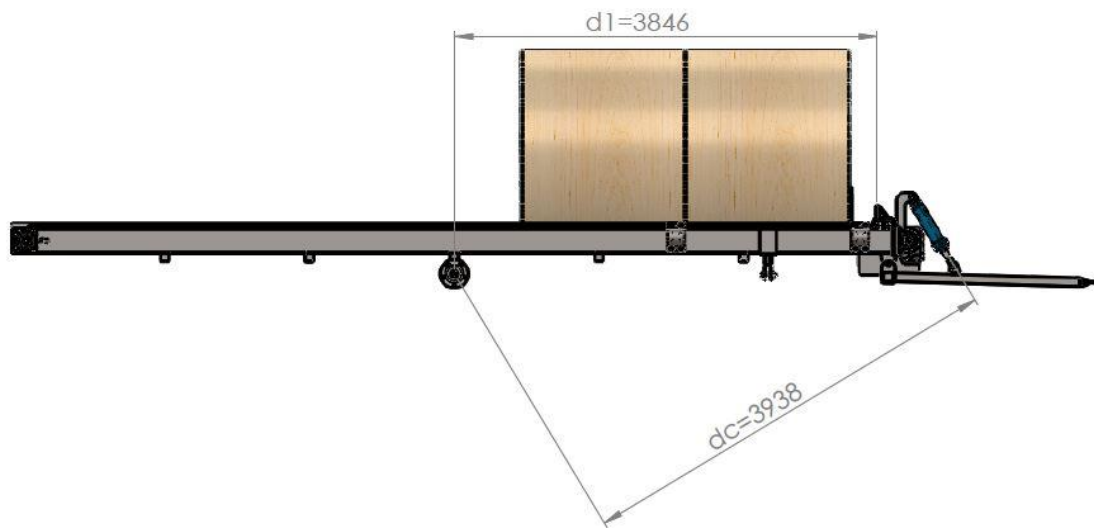


Ilustración 86. Distancia cilindro hidráulico delantero

De la imagen se tiene las distancias al punto de giro (las ruedas) de todo el conjunto, con lo que para el cálculo se considerará todo el equipo cargado con la mitad delantera con rollos (se considerará como carga distribuida) y por otro lado se tiene la reacción aplicada por el cilindro hidráulico para lograr el giro.

$$\sum M^A = 0 = q \cdot d_1 \cdot \frac{d_1}{2} - R \cdot d_c$$

- $q = 6 \left(\frac{kg}{cm}\right) \Rightarrow$ Carga distribuida del peso de los rollos.
- $R \Rightarrow$ Reacción aplicada por el cilindro hidráulico.

Despejando R de la ecuación:

$$R = \frac{q \cdot d_1 \cdot \frac{d_1}{2}}{d_c} = \frac{6 \cdot 384,6 \cdot \frac{384,6}{2}}{393,8} = 1140 \text{ (kg)}$$

La fuerza que hace el cilindro hidráulico está dada por la presión de aceite proveniente del tractor ($P_H=100 \text{ (bar)} \approx 100 \text{ (kg/cm}^2)$) y el área interior de la camisa de este cilindro A_c .

$$R_1 = P_H \cdot A_c$$

Conocido P_H y R, se despeja el área y luego se calcula el diámetro de este:

$$A_c = \frac{R}{P_H} = \frac{1140}{100} = 11,4 \text{ (cm}^2)$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot A_c}{\pi}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 11,4}{\pi}} = 3,8 \text{ cm}$$

El recorrido necesario para el cilindro sale geoméricamente de la distancia cuando el conjunto pinche se encuentra debajo hasta el máximo en el extremo superior, este es de 230mm.

El cilindro hidráulico elegido será de 20x45x300 y “doble Efecto”. El motivo de la elección de uno doble efecto es debido a que en un sentido produce la fuerza para descargar los rollos y en el otro sentido por si se necesita dejar un rollo, que se encuentra en la parte trasera, sobre la máquina.

2.4.5) Cálculo de los pernos de los cilindros hidráulicos

Estos pernos deberán tener un diámetro que aguante la fuerza máxima aplicada por el cilindro para cada caso.

Cilindro inferior:

$$\tau_{adm} = \frac{F/2}{A} \leq \tau_{adm} = 960 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow \text{área necesaria del perno}$$

La fuerza que hace el cilindro hidráulico está dada por la presión de aceite proveniente del tractor ($P_H=100$ (bar) ≈ 100 (kg/cm²)) y el área interior de la camisa de este cilindro A_c .

$$F = P_H \cdot A_c$$

Del ítems 2.3.2 se conoce el diámetro y por lo tanto el área del cilindro a utilizar.

$$A_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,5 \text{ (cm}^2\text{)}$$

La fuerza F aplicada por el cilindro hidráulico sobre el perno es:

$$F = P_H \cdot A_c = 100 \cdot 38,5 = 3850 \text{ (kg)}$$

$$A \geq \frac{F/2}{\tau_{adm}}$$

Despejando el diámetro del perno “d” y considerando un coeficiente de seguridad $\delta = 2$, se determina el mínimo necesario:

$$d \geq \sqrt{\frac{\delta \cdot F \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3850 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 960}} = 2,26 \text{ (cm)} = 22,6 \text{ (mm)}$$

Cilindro delantero:

De igual modo se procede con el cilindro delantero:

$$\tau_{adm} = \frac{F/2}{A} \leq \tau_{adm} = 960 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow \text{área necesaria del perno}$$

La fuerza que hace el cilindro hidráulico está dada por la presión de aceite proveniente del tractor ($P_H=100$ (bar) ≈ 100 (kg/cm²)) y el área interior de la camisa de este cilindro A_c .

$$F = P_H \cdot A_c$$

Del ítems 2.4.3 se conoce el diámetro y por lo tanto el área del cilindro a utilizar:

$$A_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4} = 15,9 \text{ (cm}^2\text{)}$$

La fuerza F aplicada por el cilindro hidráulico sobre el perno es:

$$F = P_H \cdot A_c = 100 \cdot 15,9 = 1590 \text{ (kg)}$$

$$A \geq \frac{F/2}{\tau_{adm}}$$

Despejando el diámetro del perno “d” se determina el mínimo necesario:

$$d \geq \sqrt{\frac{\delta \cdot F \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1590 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 960}} = 1,45 \text{ (cm)} = 14,5 \text{ (mm)}$$

3.1) ANÁLISIS DE COSTOS

Completo el diseño del equipo, se mostrará a continuación una tabla de los costos de los componentes estándar y la materia prima utilizada para la construcción de esta máquina:

Cant.	Descripción	Medida	Precio unitario	Precio total (\$)	Precio total (U\$S)
1	Orbital BENTURI MOP 80	1	\$ 10.500,00	\$ 10.500,00	\$ 276,32
2	Piñones simples ASA 40 (Z=20)	1	\$ 450,00	\$ 900,00	\$ 23,68
1	Reductor SEW KA87AD3	1	\$ 64.320,00	\$ 64.320,00	\$ 1.692,63
1	Acople flexible FAS 7	1	\$ 800,00	\$ 800,00	\$ 21,05
4	Piñones simples ASA 80 (Z=20)	1	\$ 2.000,00	\$ 8.000,00	\$ 210,53
1	Cadena de rodillos simple ASA 80	33	\$ 1.046,00	\$ 34.518,00	\$ 908,37
6	Rodamiento con soporte SKF	1	\$ 2.500,00	\$ 15.000,00	\$ 394,74
2	Punta de eje Ingersoll	1	\$ 6.400,00	\$ 12.800,00	\$ 336,84
1	Cilindro hidráulico 20x45x300	1	\$ 5.300,00	\$ 5.300,00	\$ 139,47
1	Cilindro hidráulico 35x70x700	1	\$ 8.750,00	\$ 8.750,00	\$ 230,26
1	Tubo estruct. rectangular 80x120x2,5	2	\$ 420,00	\$ 840,00	\$ 22,11
1	Tubo estruct.cuadrado 80x80x3,2	14	\$ 308,00	\$ 4.312,00	\$ 113,47
1	Perfil C 220x70x20x3,2	34	\$ 80,00	\$ 2.720,00	\$ 71,58
1	Perfil UPN n°6 (60x30)	16	\$ 220,00	\$ 3.520,00	\$ 92,63
1	Perfil UPN n°8 (80x45)	7	\$ 496,00	\$ 3.472,00	\$ 91,37
1	Perfil L de lados iguales 35x3	3,55	\$ 45,00	\$ 159,75	\$ 4,20
1	Caño 4" sch40	5	\$ 470,00	\$ 2.350,00	\$ 61,84
1	Caño 1 1/4" sch40	16	\$ 185,00	\$ 2.960,00	\$ 77,89
1	Barra redonda d= 35mm	0,4	\$ 250,00	\$ 100,00	\$ 2,63
1	Barra redonda d= 50,8mm	1,8	\$ 320,00	\$ 576,00	\$ 15,16
1	Barra redonda d= 65mm	0,3	\$ 500,00	\$ 150,00	\$ 3,95
1	Chapa esp=9,52mm	32	\$ 52,00	\$ 1.664,00	\$ 43,79
1	Chapa esp=15,8mm	30	\$ 63,00	\$ 1.890,00	\$ 49,74
1	Chapa esp=912,7mm	12	\$ 58,00	\$ 696,00	\$ 18,32
-	Tornillería	-	-	\$ 500,00	\$ 13,16
-	Aros Seeger	-	-	\$ 1.000,00	\$ 26,32
-	Accesorios hidráulicos	-	-	\$ 8.000,00	\$ 210,53
Total				\$ 195.797,75	\$ 5.152,57

Se debe destacar que no considero costos de mano de obra ni tampoco los costos indirectos (energía eléctrica consumida, agua, demás servicios, electrodos, discos de amoladora y demás material consumible) debido a que este proyecto va encaminado a la producción unitaria, el objetivo del comitente es el de construir uno que luego será utilizado para la producción propia y no con el objetivo de vender al mercado. Tampoco fueron considerados precios de piezas que aparecen en poca proporción debido a que su pequeño costo (para los números que se están manejando) no genera una influencia apreciable en el costo final de la máquina.

Herramientas de estas, con similares características, en el mercado están aproximadamente ARS\$ 350.000 - 400.000 (UDS\$ 9150 - 10450 al 20/12/2018). Si bien no se podría comprar estos precios con el cálculo de costos realizado anteriormente ya que no considera los gastos mencionados en el párrafo anterior, da un idea de los costos entre los que se debe mover el comitente, para que producir una propia, no le sea

menos rentable, además de tener que de considerar otros tipos de gastos, como el tiempo perdido para construir, la organización, desgaste de herramientas propias, tercerización de ciertos procesos que no pueda hacer con la maquinaria disponible, etc.

4.1) CONCLUSIÓN

En el desarrollo de este proyecto se pudo tomar noción de la complejidad que representa el diseño y desarrollo de una máquina de estas características, tanto a la hora de calcular los componentes para su dimensionamiento, el modo de fabricación de estos (teniendo siempre en cuenta la disponibilidad en el mercado) el modo de armado, la necesidad de usar piezas estándar, las ventajas y desventajas que posee frente a alternativas similares y como ayuda analizar y obtener conclusiones de máquinas similares fabricadas por otros productores.

Se destaca también el valor que tiene contar con la mayor cantidad de información posible y antecedentes de máquinas similares así como la información que prestan diferentes profesionales y usuarios para lograr obtener el mejor producto posible y la idea de que siempre se puede mejorar algo.

5.1) BIBLIOGRAFÍA

Faires, V. M., (1977). Diseño de Elementos de Máquinas.

Shigley, J. E., (1990). Diseño en Ingeniería Mecánica.

Peterson, R. E., (1953). Factores de Concentración de Esfuerzos.

Vallance, A., (1959). Cálculo de Elementos de Máquinas.

Timoshenko, S. P., (1968). Teoría de la Elasticidad.

Timoshenko, S. P., (1961). Teoría de la Estabilidad Elástica.

Manual de Normas IRAM (2017).

Catálogo de Cadenas - Ducasse.

Catálogo de Rodamientos - SKF.

Catálogo de puntas de ejes – Ingersoll

Catálogo de motores hidráulicos orbitales - Venturi

Catálogo de reductores - SEW Eurodrive

Catálogo de anillos de seguridad – Otia

Catálogo de perfiles laminados – Acindar

Catálogo de cadenas de rodillos - Transpower

Zanetta, Maggi, Ruffo, Ferrando. Apuntes de Cátedra Estabilidad I.

Tosone, Cavalieri, Ruatta. Apuntes de Cátedra Estabilidad II.

[https://norhidraulica.com/galeria/productos-y-](https://norhidraulica.com/galeria/productos-y-servicios/?gclid=EAlaIQobChMlrLq3kPK83AIVz4-zChORXgbNEAAYASAAEgLR3PD_BwE)

[servicios/?gclid=EAlaIQobChMlrLq3kPK83AIVz4-zChORXgbNEAAYASAAEgLR3PD_BwE](https://norhidraulica.com/galeria/productos-y-servicios/?gclid=EAlaIQobChMlrLq3kPK83AIVz4-zChORXgbNEAAYASAAEgLR3PD_BwE)

<https://www.sew->

[eurodrive.com.ar/os/catalog/products/gears/standalonegear/default.aspx?language=e](https://www.sew-eurodrive.com.ar/os/catalog/products/gears/standalonegear/default.aspx?language=es_ES&country=AR)

[s_ES&country=AR](https://www.sew-eurodrive.com.ar/os/catalog/products/gears/standalonegear/default.aspx?language=es_ES&country=AR)

<http://www.suministrosalegre.com/hidraulica/cilindro-hidraulico/doble-efecto>

https://es.wikipedia.org/wiki/Momento_resistente

<http://www.lbservice.com.ar/index.php/news/main/4/event=view>

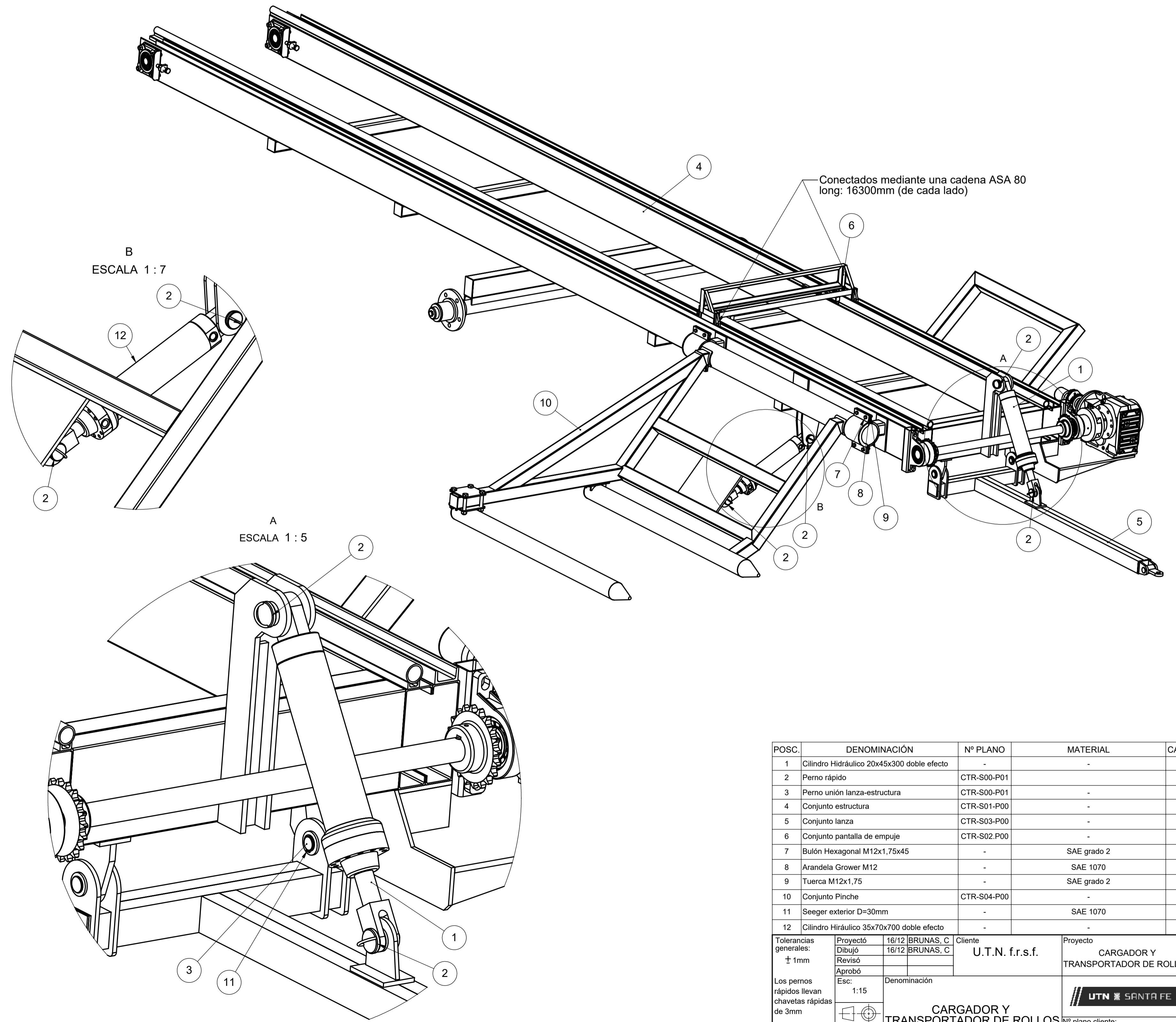
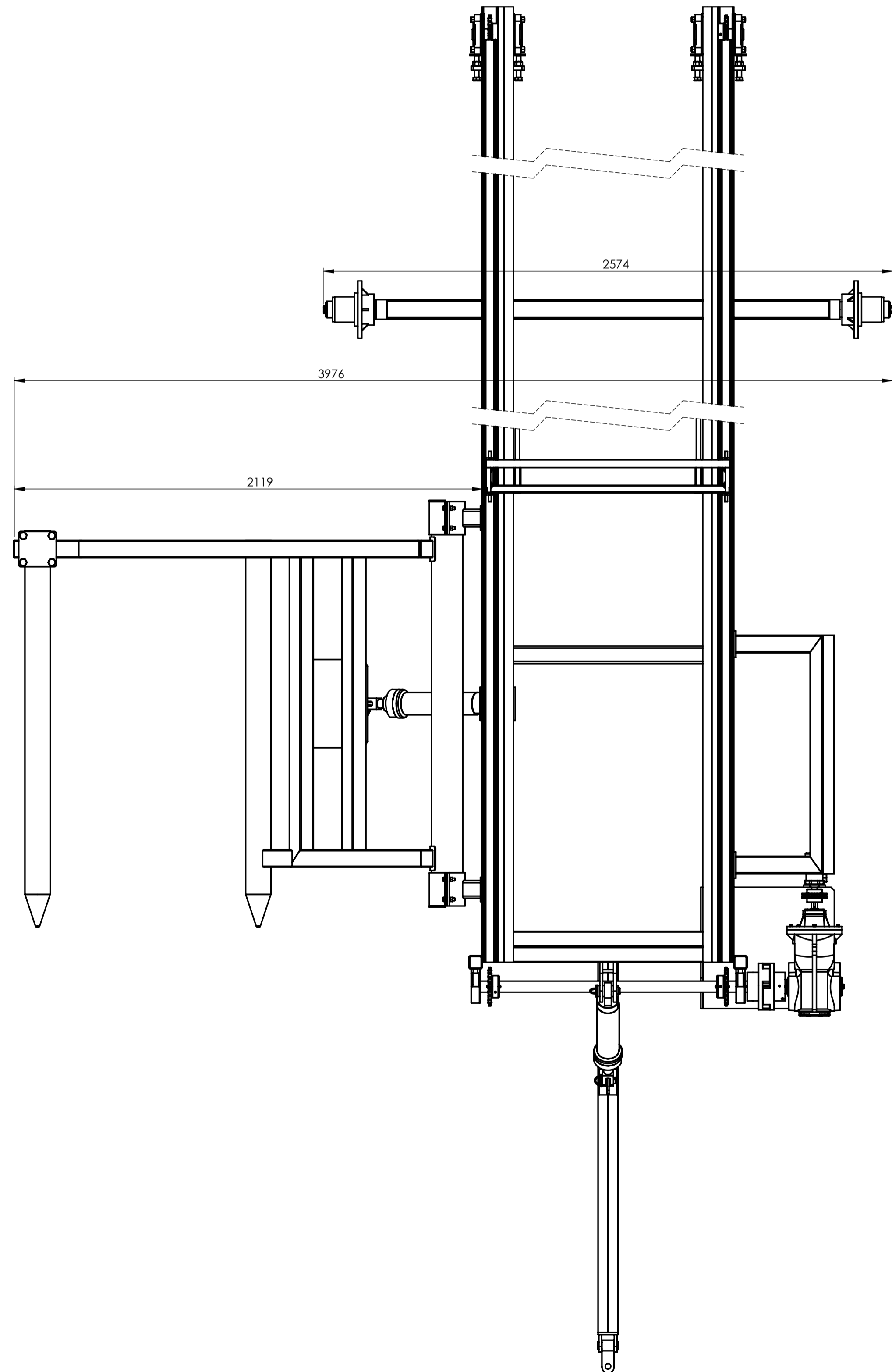
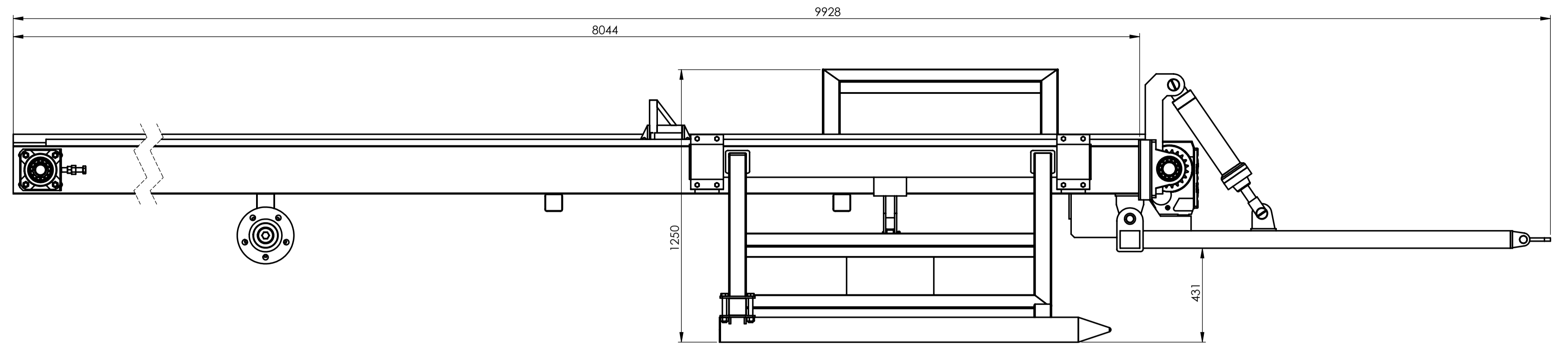
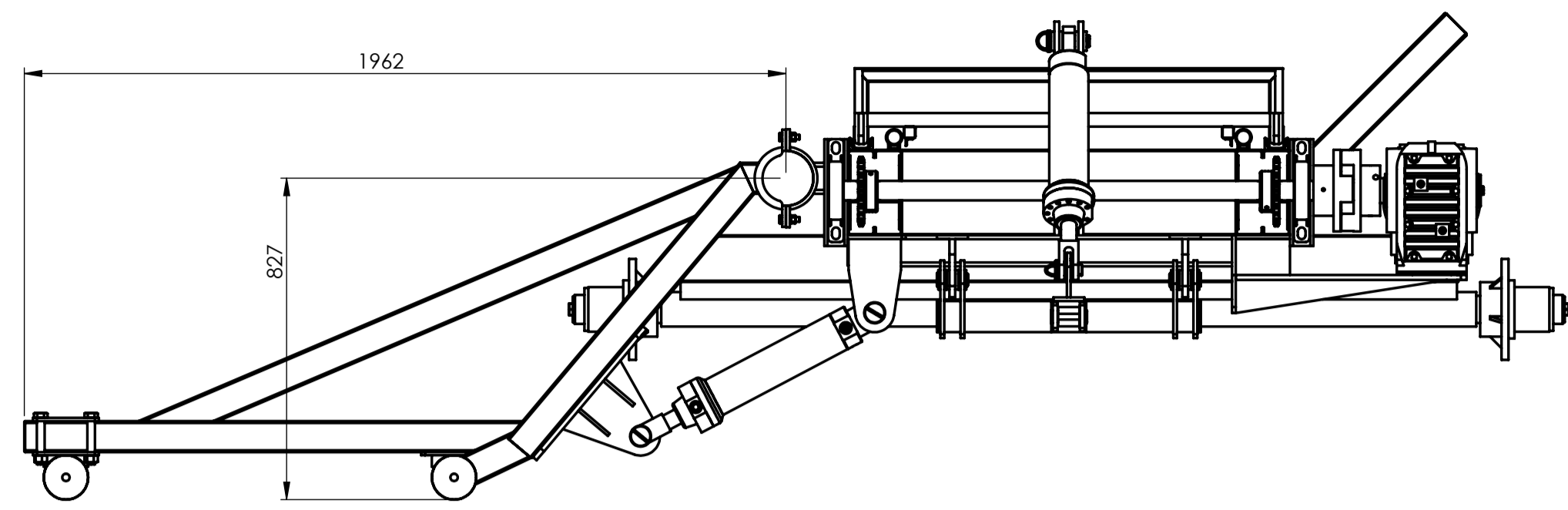
<https://www.indec.gov.ar/>

www.skf.com

<https://www.buloneriasantafe.com.ar/>

PLANOS COSTRUCTIVOS CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS

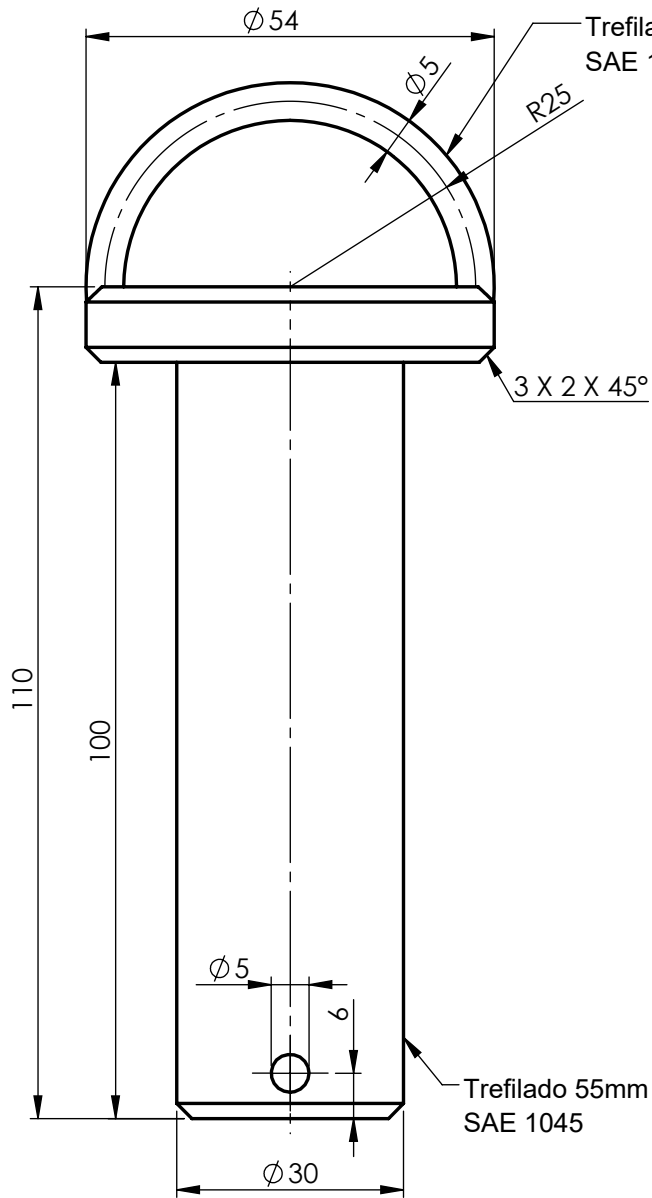
Nº PÁGINA	NOMBRE	CÓDIGO PLANO
1	Cargador y transportador de rollos	CTR-S00-P00
2	Pernos	CTR-S00-P01
3	Conjunto estructura	CTR-S01-P00
4	Estructura	CTR-S01-P01
5	Casquete pinche	CTR-S01-P02
6	Casquete extraíble pinche	CTR-S01-P03
7	Árbol delantero	CTR-S01-P04
8	Eje trasero	CTR-S01-P05
9	Placa soporte reductor	CTR-S01-P06
10	Placa corredera	CTR-S01-P07
11	Placa perforada para corredera	CTR-S01-P08
12	Árbol reductor acople	CTR-S01-P09
13	Soporte cilíndrico inferior	CTR-S01-P10
14	Soporte cilíndrico delantero	CTR-S01-P11
15	Soporte lanza	CTR-S01-P12
16	Tapa árbol delantero	CTR-S01-P13
17	Tope roscado tensor	CTR-S01-P14
18	Tope de rollos	CTR-S01-P15
19	Conjunto pantalla de empuje	CTR-S02-P00
20	Pantalla de empuje	CTR-S02-P01
21	Sujeción eslabón	CTR-S02-P02
22	Patín	CTR-S02-P03
23	Conjunto lanza	CTR-S03-P00
24	Lanza	CTR-S03-P01
25	Barra de tiro	CTR-S03-P02
26	Perno de barra de tiro	CTR-S03-P03
27	Oreja conexión a cilindro delantero	CTR-S03-P04
28	Platina lanza	CTR-S03-P05
29	Oreja barra de tiro	CTR-S03-P06
30	Conjunto pinche	CTR-S04-P00
31	Estructura pinche	CTR-S04-P01
32	Platina	CTR-S04-P02
33	Púas	CTR-S04-P03
34	Oreja conexión a cilindro	CTR-S04-P04



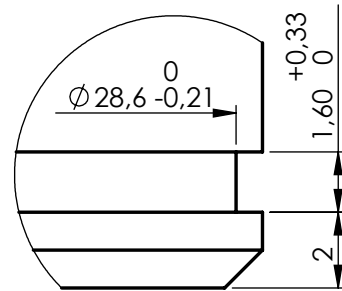
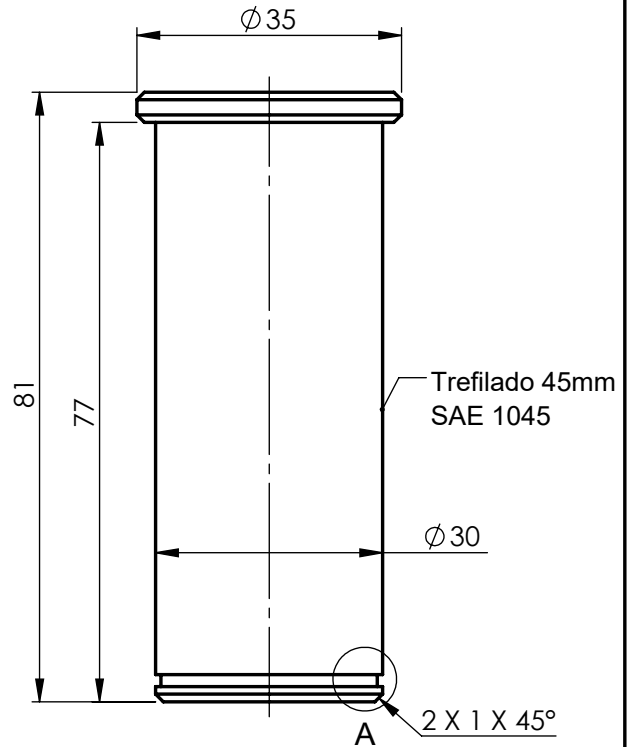
POSC.	DENOMINACIÓN	Nº PLANO	MATERIAL	CANT.
1	Cilindro Hidráulico 20x45x300 doble efecto	-	-	1
2	Perno rápido	CTR-S00-P01	-	4
3	Perno unión lanza-estructura	CTR-S00-P01	-	2
4	Conjunto estructura	CTR-S01-P00	-	1
5	Conjunto lanza	CTR-S03-P00	-	1
6	Conjunto pantalla de empuje	CTR-S02-P00	-	1
7	Bulón Hexagonal M12x1,75x45	-	SAE grado 2	8
8	Arandela Grower M12	-	SAE 1070	8
9	Tuerca M12x1,75	-	SAE grado 2	8
10	Conjunto Pinche	CTR-S04-P00	-	1
11	Seeger exterior D=30mm	-	SAE 1070	2
12	Cilindro Hiralúico 35x70x700 doble efecto	-	-	1

Tolerancias generales: ± 1mm	Proyectó 16/12 BRUNAS. C Dibujó 16/12 BRUNAS. C Revisó Aprobó	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
Los pernos rápidos llevan chavetas rápidas de 3mm	Esc: 1:15	Denominación	UTN SANTA FE
	Formato: A1	Nº plano cliente:	Nº plano: CTR-S00-P00

Perno rápido
Cant: 4 (cuatro)


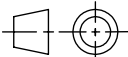


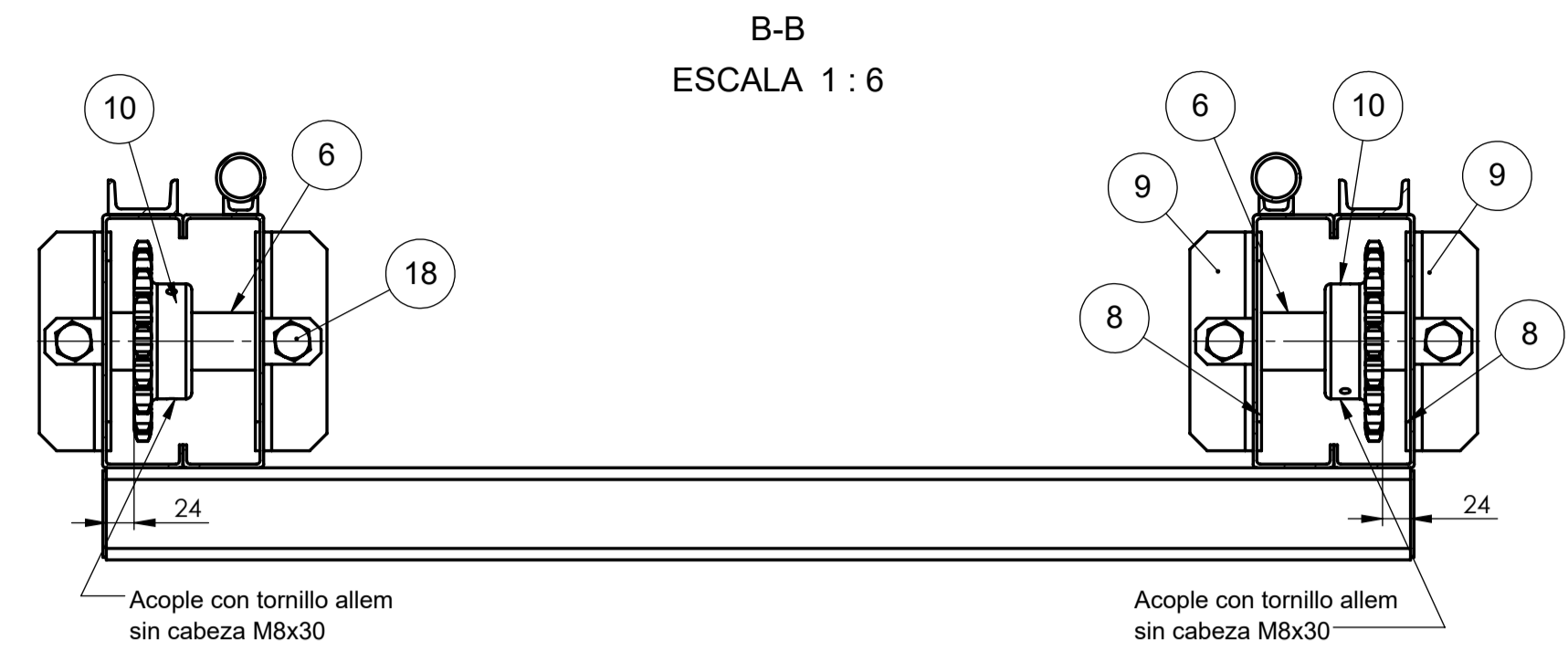
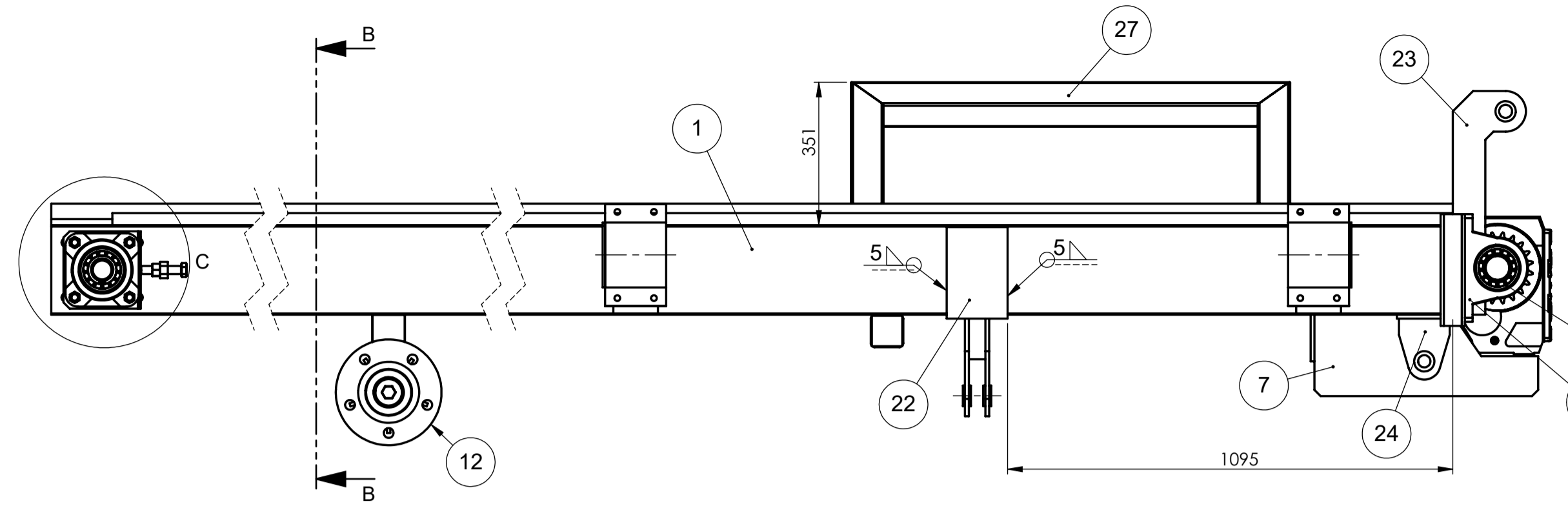
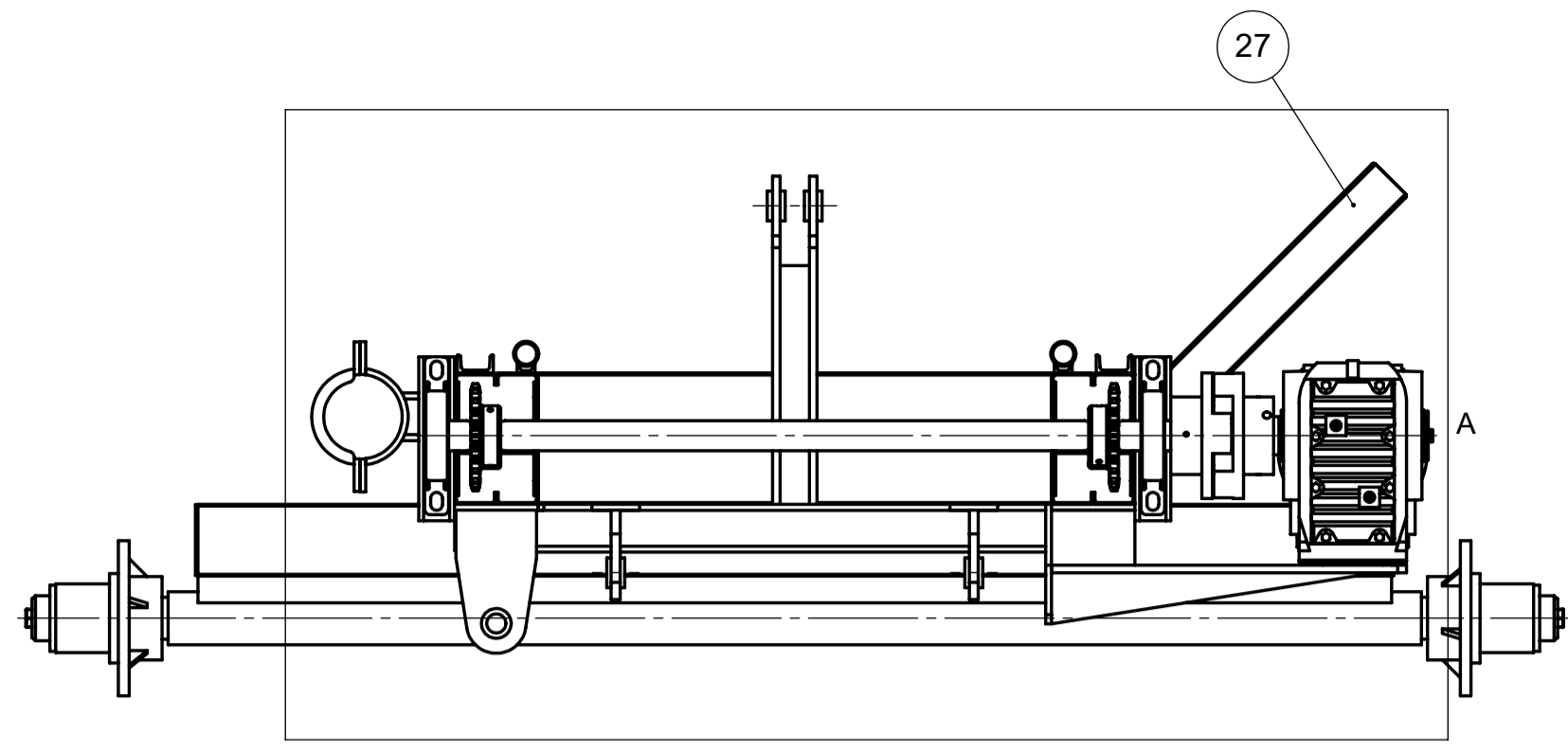
Perno unión lanza-estructura
Cant: 2 (dos)



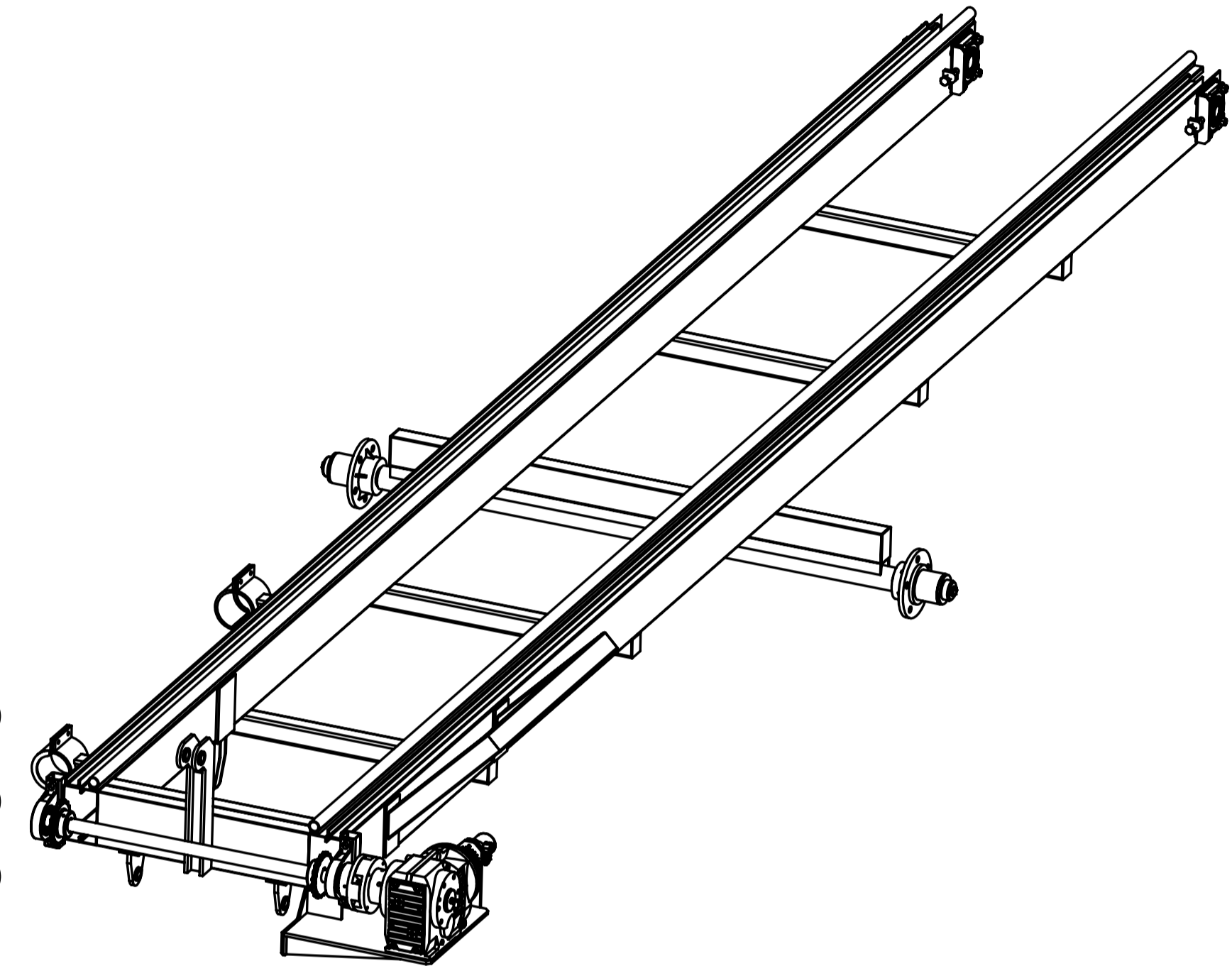
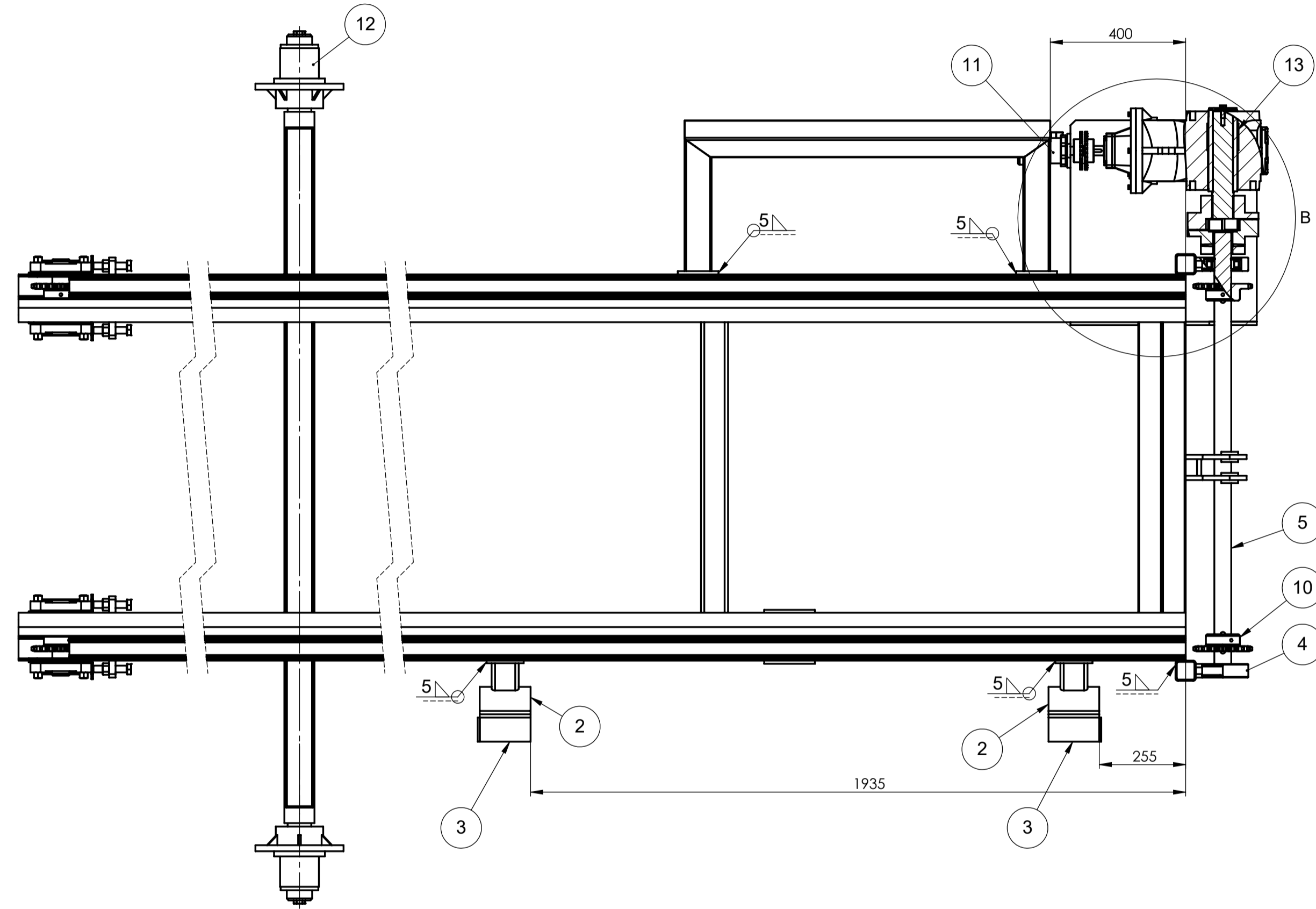
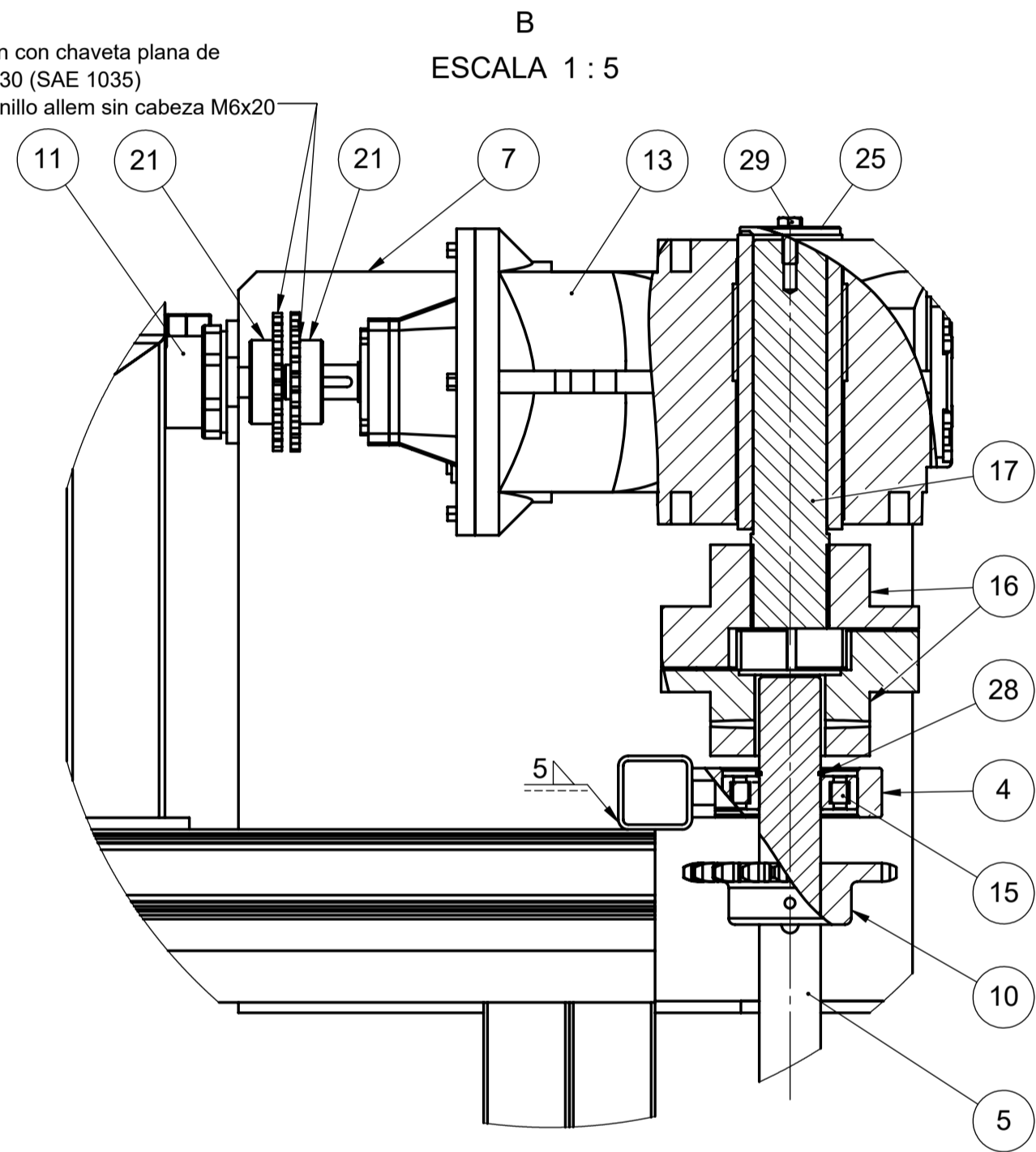
A

ESCALA 5 : 1

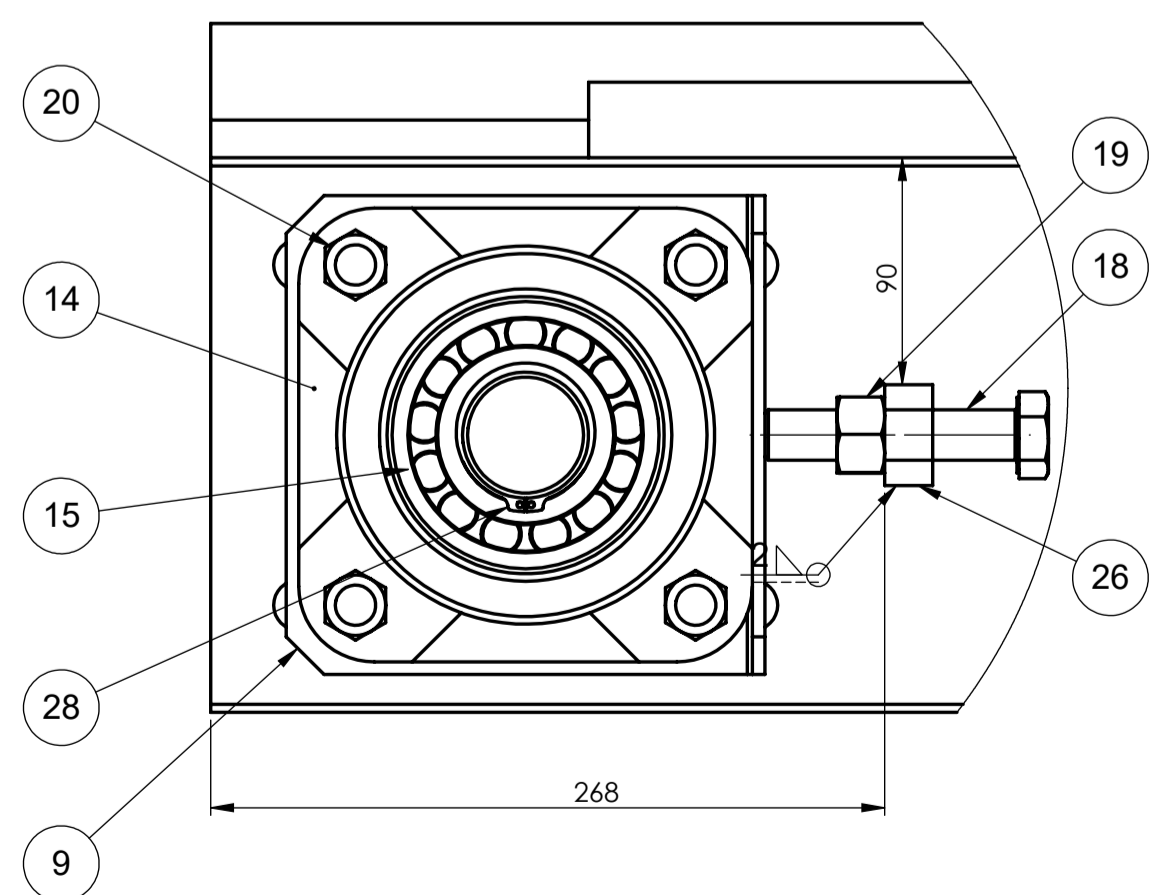
Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	20/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	20/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Esc:	Denominación					
1:2	PERNOS					
						
Formato:					Nº plano cliente:	
A4					Nº plano: CTR-S00-P01	Pág. 2



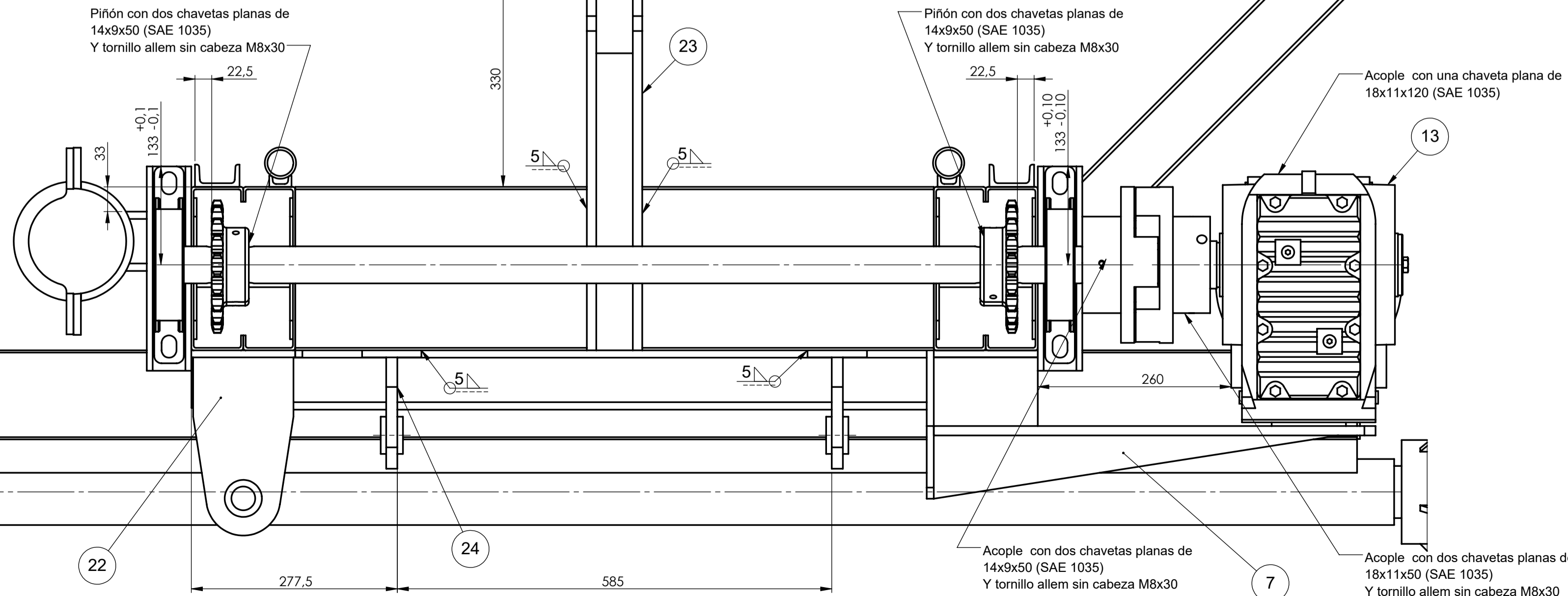
Piñón con chaveta plana de 7x8x30 (SAE 1035)
Y tornillo allem sin cabeza M6x20



ESCALA 1 : 3



Piñón con dos chavetas planas de 14x9x50 (SAE 1035)
Y tornillo allem sin cabeza M8x30



Piñón con dos chavetas planas de 14x9x50 (SAE 1035)
Y tornillo allem sin cabeza M8x30

Acople con una chaveta plana de 18x11x120 (SAE 1035)

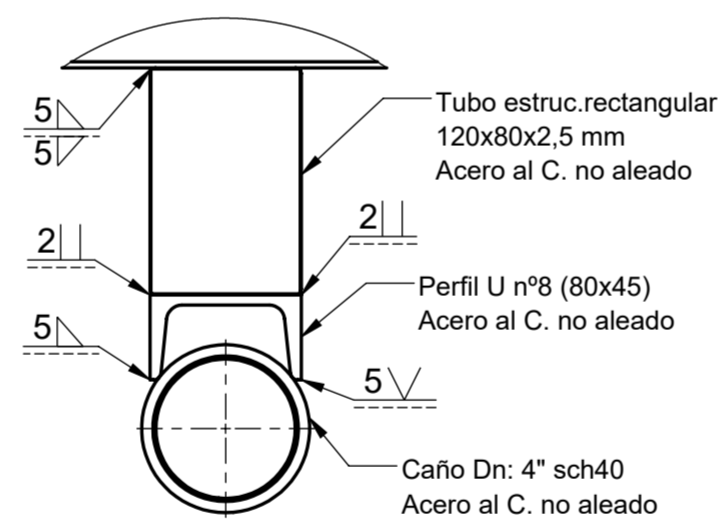
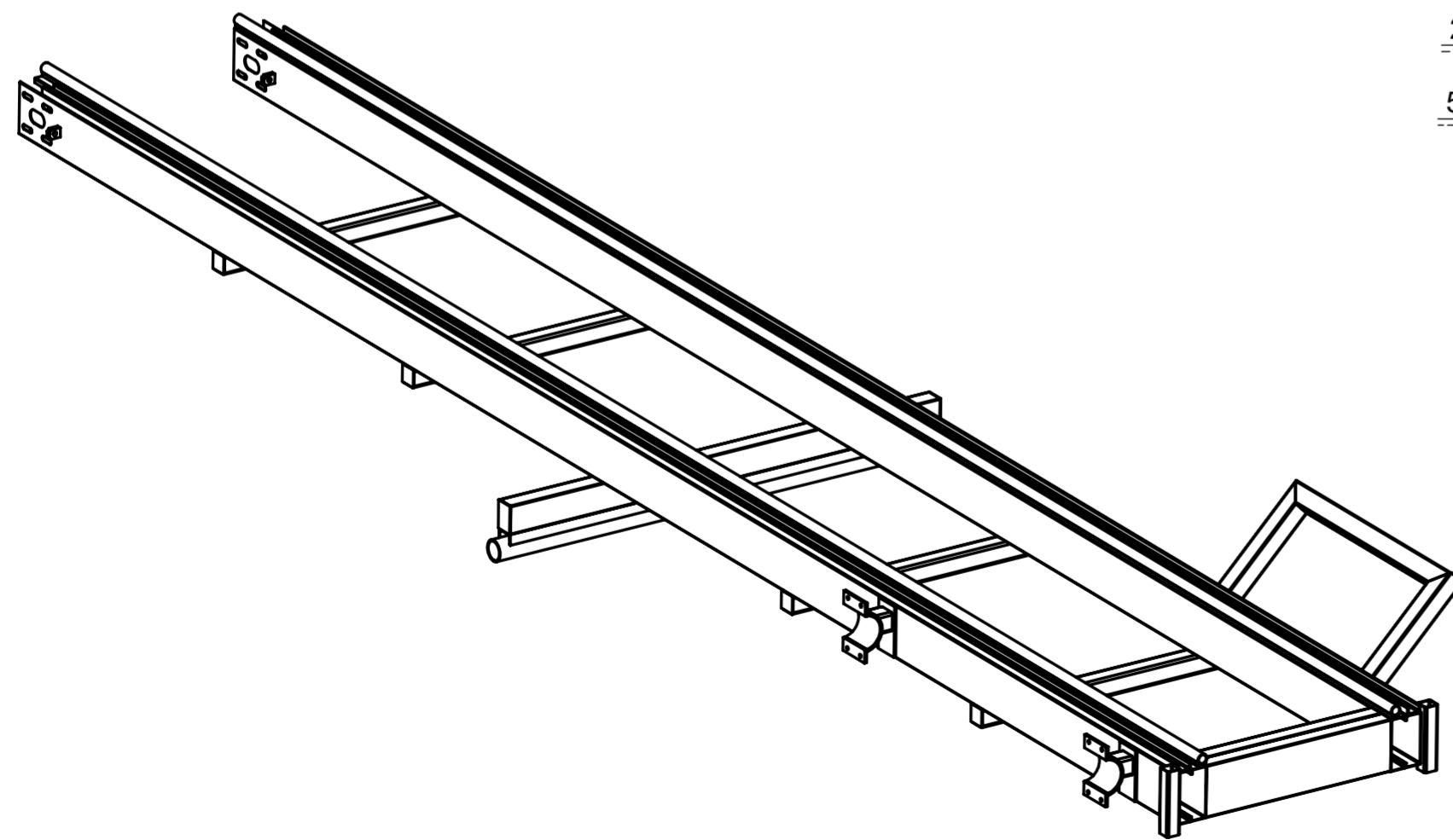
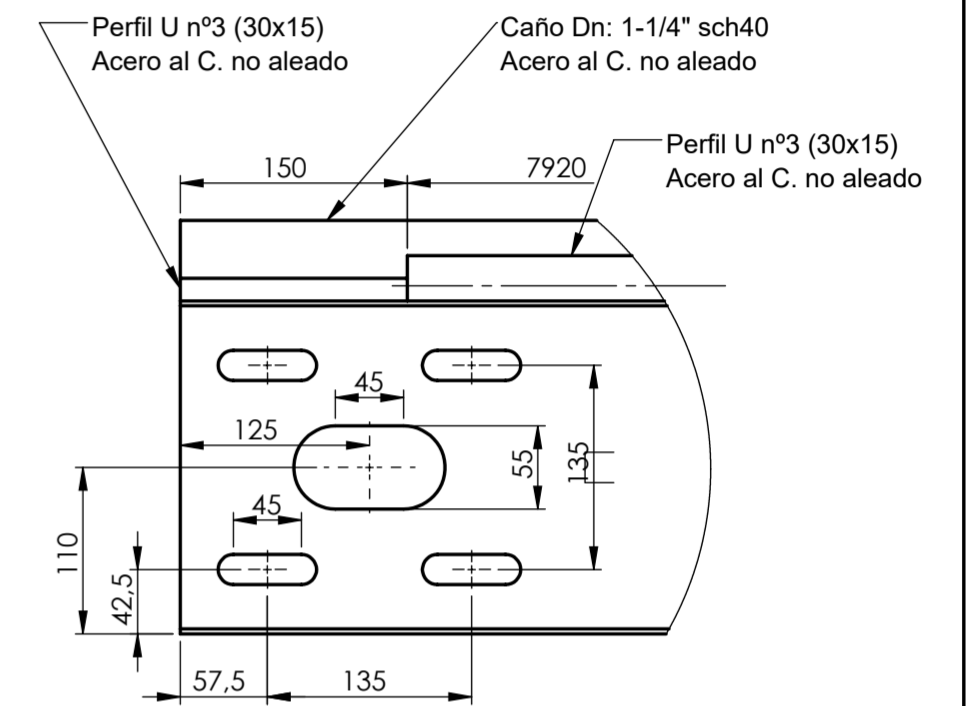
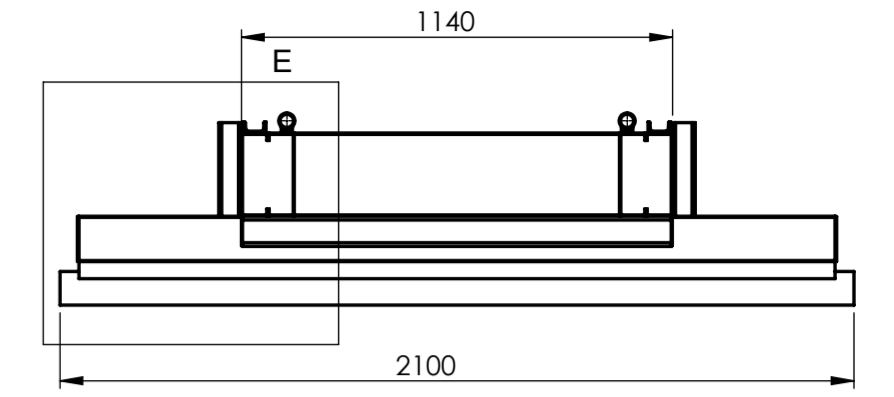
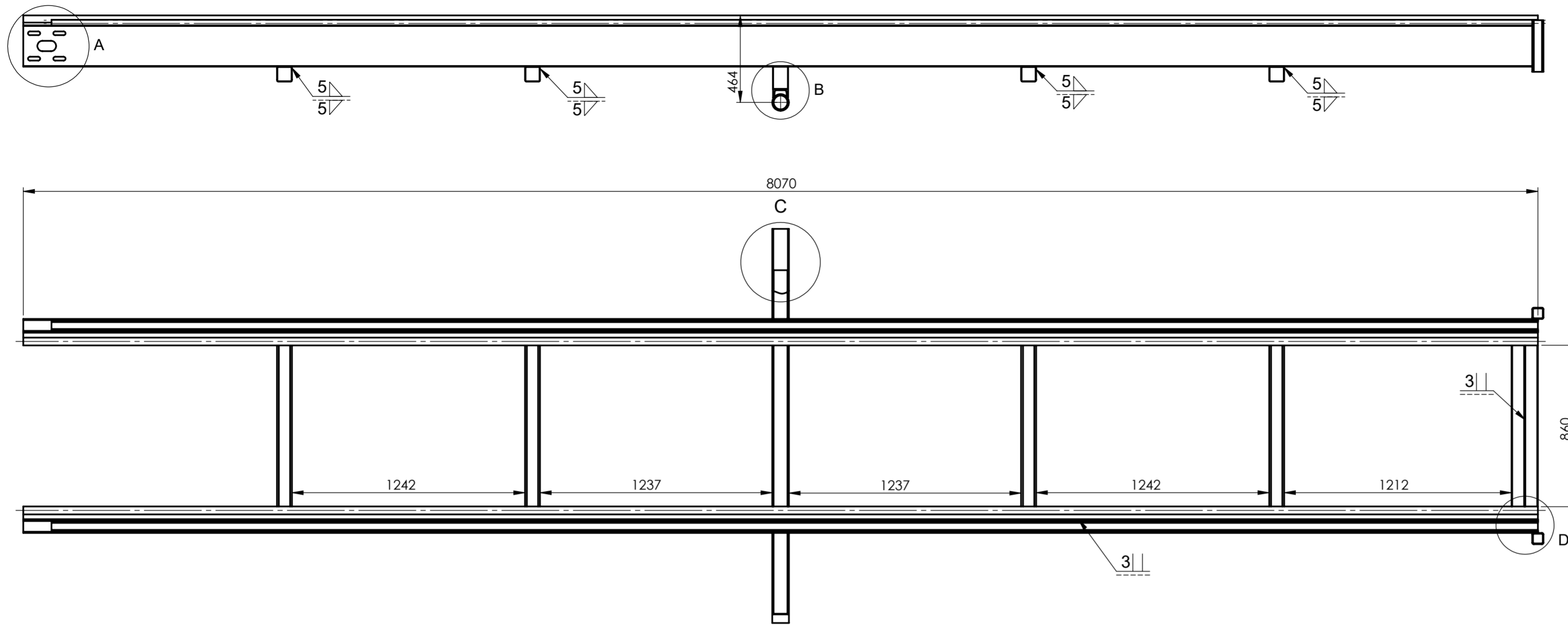
Acople con dos chavetas planas de 14x9x50 (SAE 1035)
Y tornillo allem sin cabeza M8x30

Acople con dos chavetas planas de 18x11x50 (SAE 1035)
Y tornillo allem sin cabeza M8x30

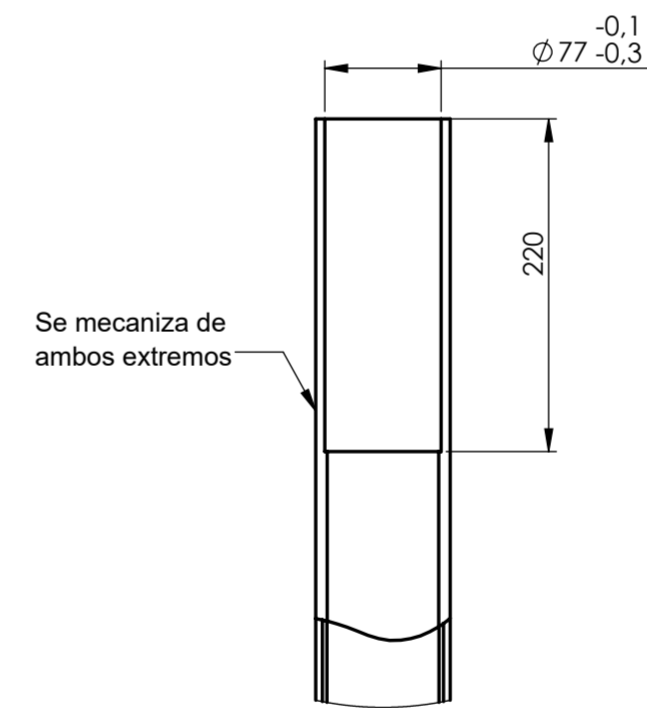
POSC.	DENOMINACIÓN	Nº PLANO	MATERIAL	CANT.
1	Estructura	CTR-S01-P01	-	1
2	Casquete pinche	CTR-S01-P02	-	2
3	Casquete extraíble pinche	CTR-S01-P03	-	2
4	Pie de rodamiento SKF (E2 YAR 2 10)	-	Poliamida reforzada con fibra de vidrio	2
5	Árbol delantero	CTR-S01-P04	-	1
6	Eje trasero	CTR-S01-P05	-	2
7	Placa soporte reductor	CTR-S01-P06	-	1
8	Placa corredera	CTR-S01-P07	-	4
9	Placa perforada para corredera	CTR-S01-P08	-	4
10	Piñones delanteros ASA80 (Z=20)	-	SAE 1045	4
11	Orbital Benturi MOP 80	-	-	1
12	punta de eje Ingersol 5 agujeros	-	-	2
13	Reductor SEW KA87AD3 (M=1690) (i=27.9)	-	-	1
14	portard. 4 agujeros SKF (E2 Y 2 10)	-	Poliamida reforzada con fibra de vidrio	4
15	Rodamiento a rodillo NJ 310 ECM (blindado)	-	-	6
16	Acople flexible salida reductor	-	SAE 1045 (Tacos de Caucho natura)	1
17	Árbol Reductor-Acople	CTR-S01-P09	-	1
18	Bulón hexagonal M20x2,5x100	-	SAE grado 2	4
19	Tuerca M20x2,5	-	SAE grado 2	4
20	Tuerca Hexagonal M16x2	-	SAE grado 2	16
21	Piñón ASA 40 Z=26	-	SAE 1026	2
22	SopORTE hidráulico inferior	CTR-S01-P10	-	1
23	SopORTE hidráulico delantero	CTR-S01-P11	-	1
24	SopORTE lanza	CTR-S01-P12	-	2
25	Tapa árbol delantero	CTR-S01-P13	-	1
26	Tope roscado tensor	CTR-S01-14	-	4
27	Tope de rollos	CTR-S01-P15	-	1
28	Seeger exterior D=50mm	-	SAE 1070	3
29	Bulón Hexagonal M12x30	-	SAE grado 2	1

Tolerancias generales: ± 1mm	Proyectó 18/12 BRUNAS. C Dibujó 18/12 BRUNAS. C Revisó Aprobó Esc. 1:12	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
Formato: A1	Denominación: CONJUNTO ESTRUCTURA	Nº plano cliente:	Nº plano: CTR-S01-P00
			Pág. 3

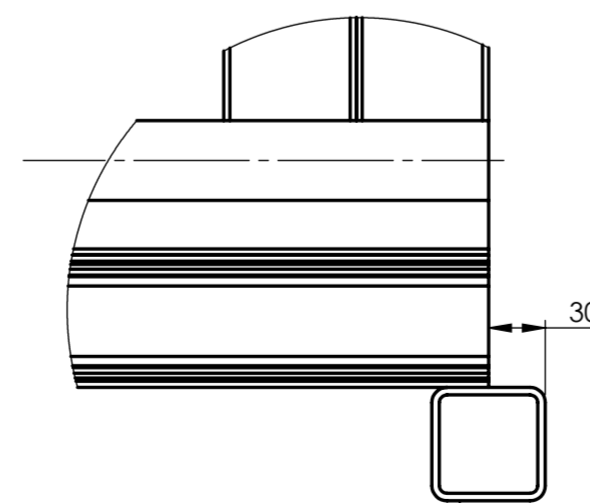
Estructura
Cant: 1 (uno)



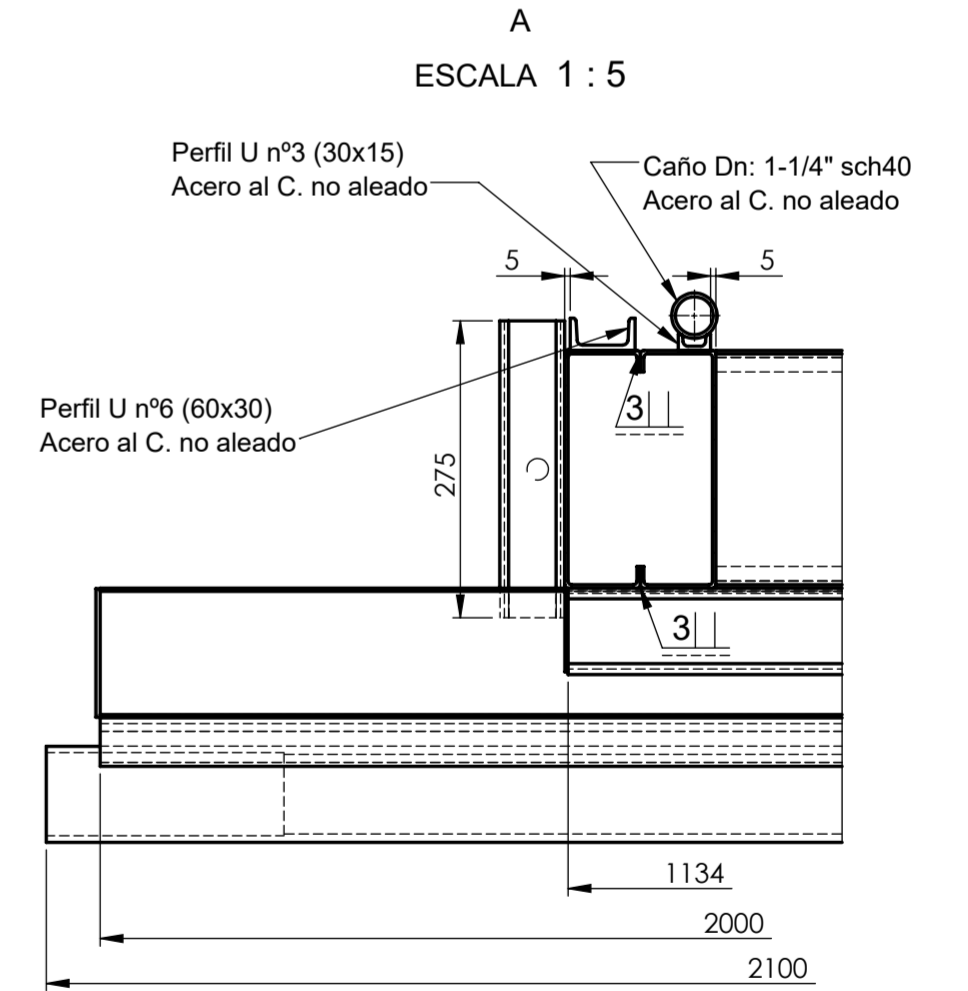
B
ESCALA 1 : 4



C
ESCALA 1 : 5



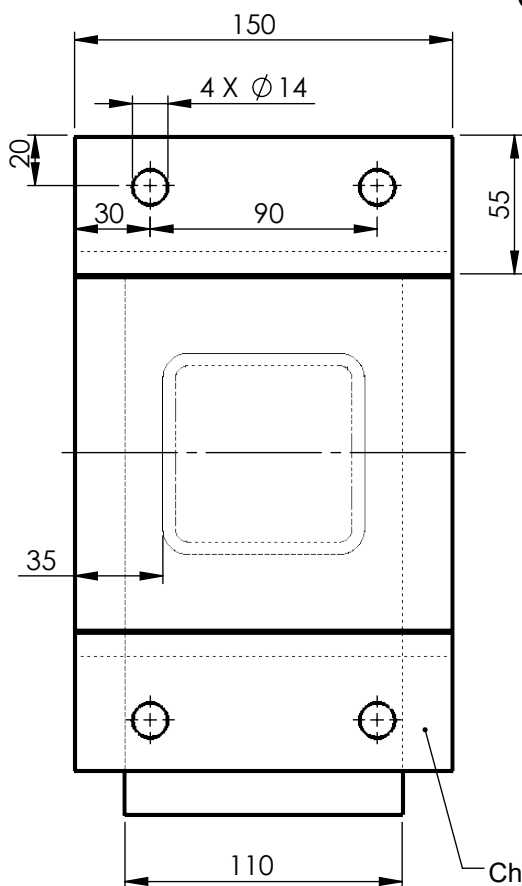
D
ESCALA 1 : 4



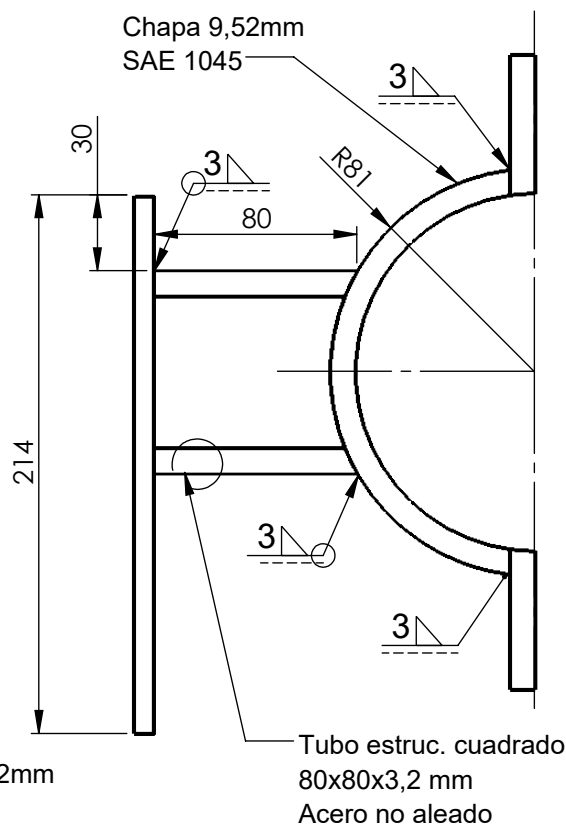
E
ESCALA 1 : 7

Tolerancias generales: $\pm 1\text{mm}$	Proyectó	11/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	11/12 BRUNAS, C			
	Revisó				
	Aprobó				
Esc:	1:20	Denominación			
Formato:	A2	ESTRUCTURA			
		N° plano cliente:	N° plano:		Pág.
				CTR-S01-P01	4

Casquete pinche
Cant: 2 (dos)

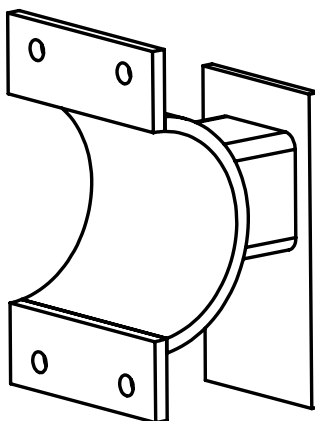



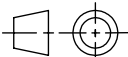
Chapa 9,52mm
SAE 1045



Tubo estruc. cuadrado
80x80x3,2 mm
Acero no aleado

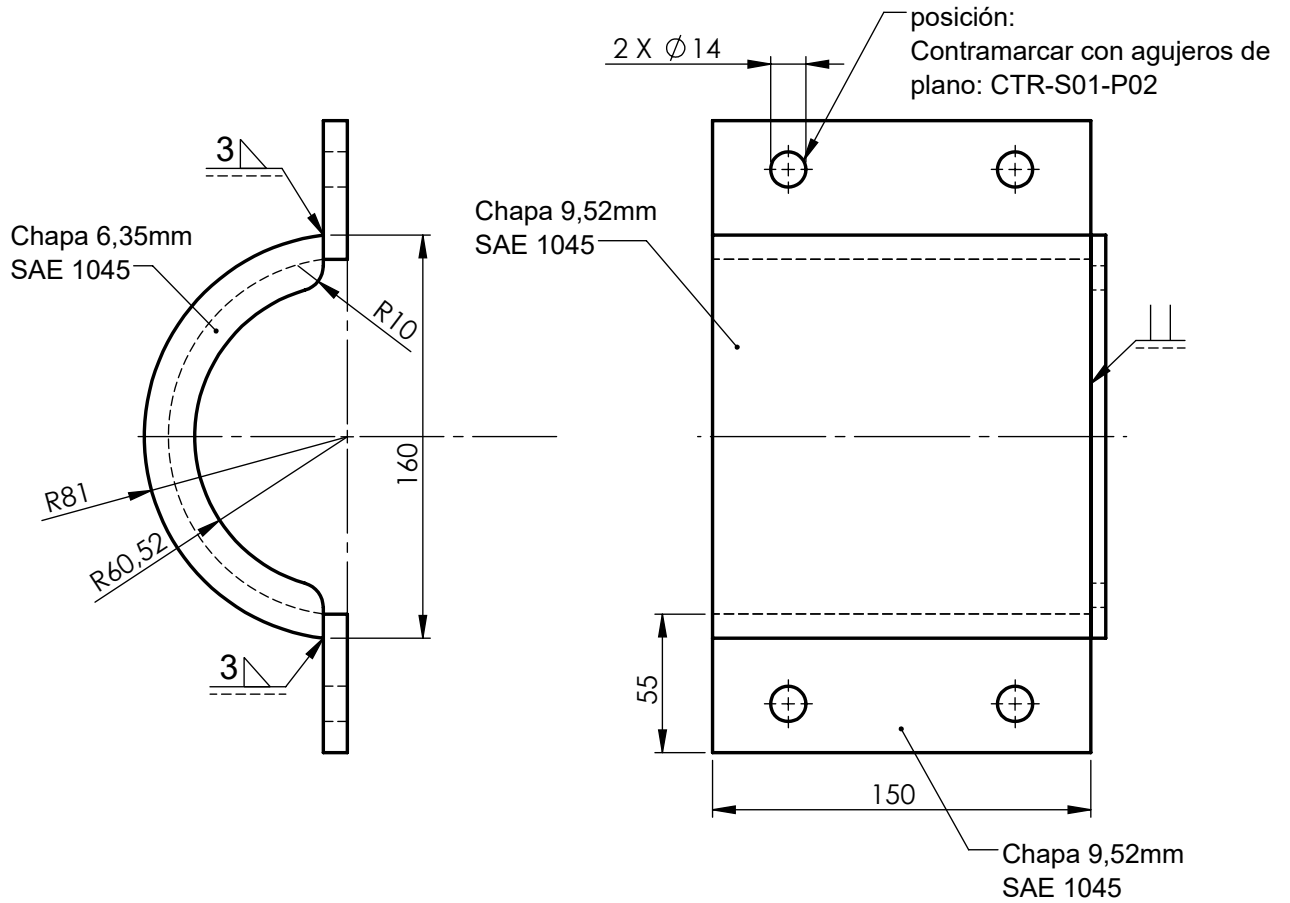
Vista en perspectiva



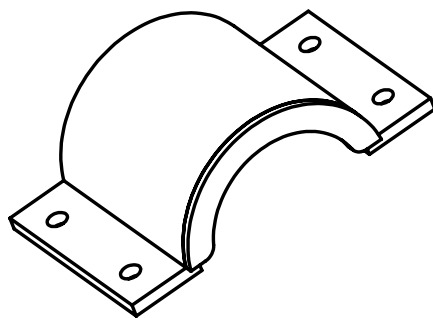
Tolerancias generales: $\pm 1\text{mm}$	Proyectó	2/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	2/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Esc:	Denominación				 N° plano cliente: N° plano: CTR-S01-P02
1:3	CASQUETE PINCHE				
					
Formato: A4					
					Pág. 5

Casquete extraible pinche

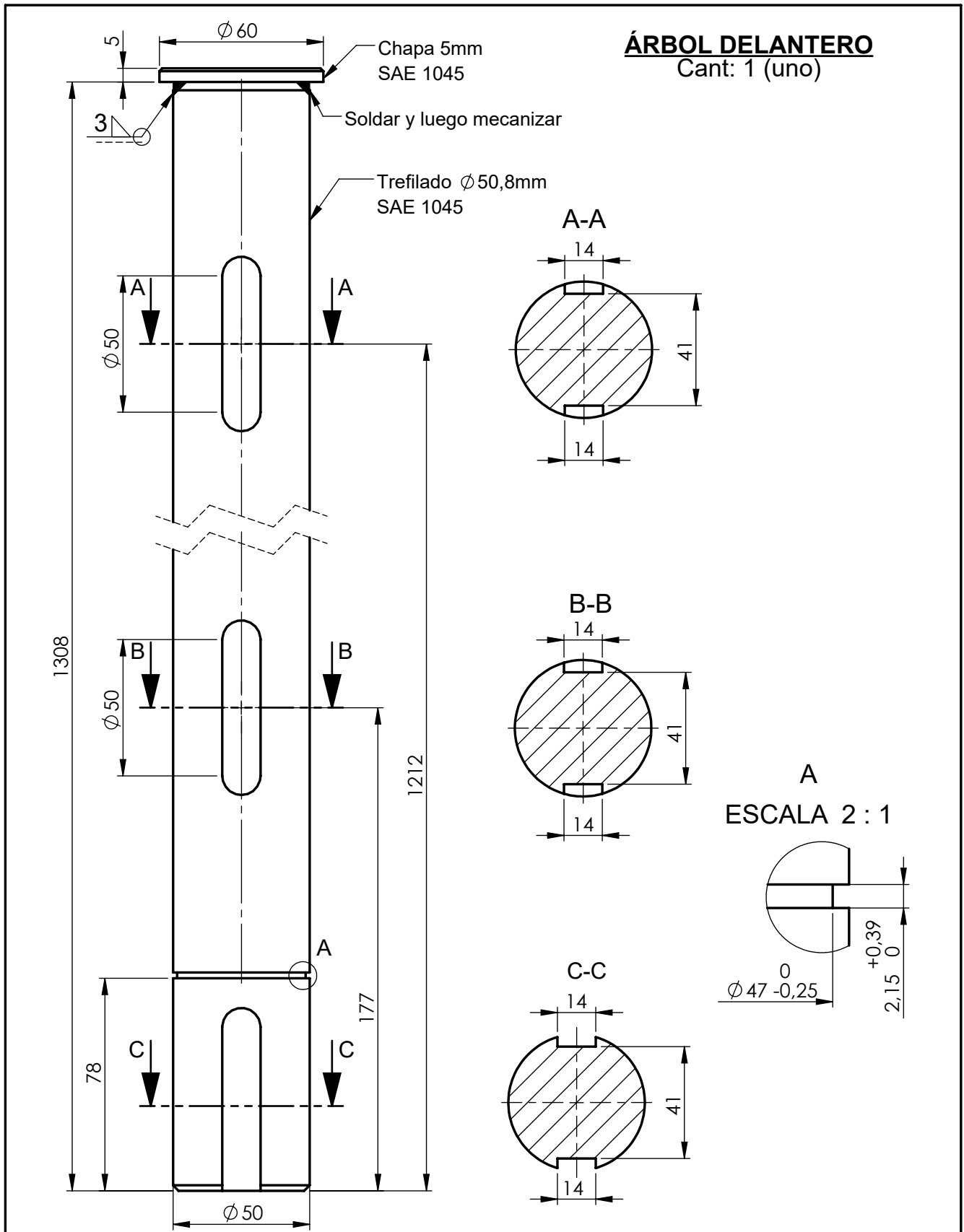
Cant: 2 (dos)




Vista en perspectiva



Tolerancias generales: ± 1mm	Proyectó	2/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	2/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
	Esc:	Denominación CASQUETE EXTRAIBLE PINCHE				
					Nº plano cliente:	
	Formato:				Nº plano:	
	A4				CTR-S01-P03	Pág. 6

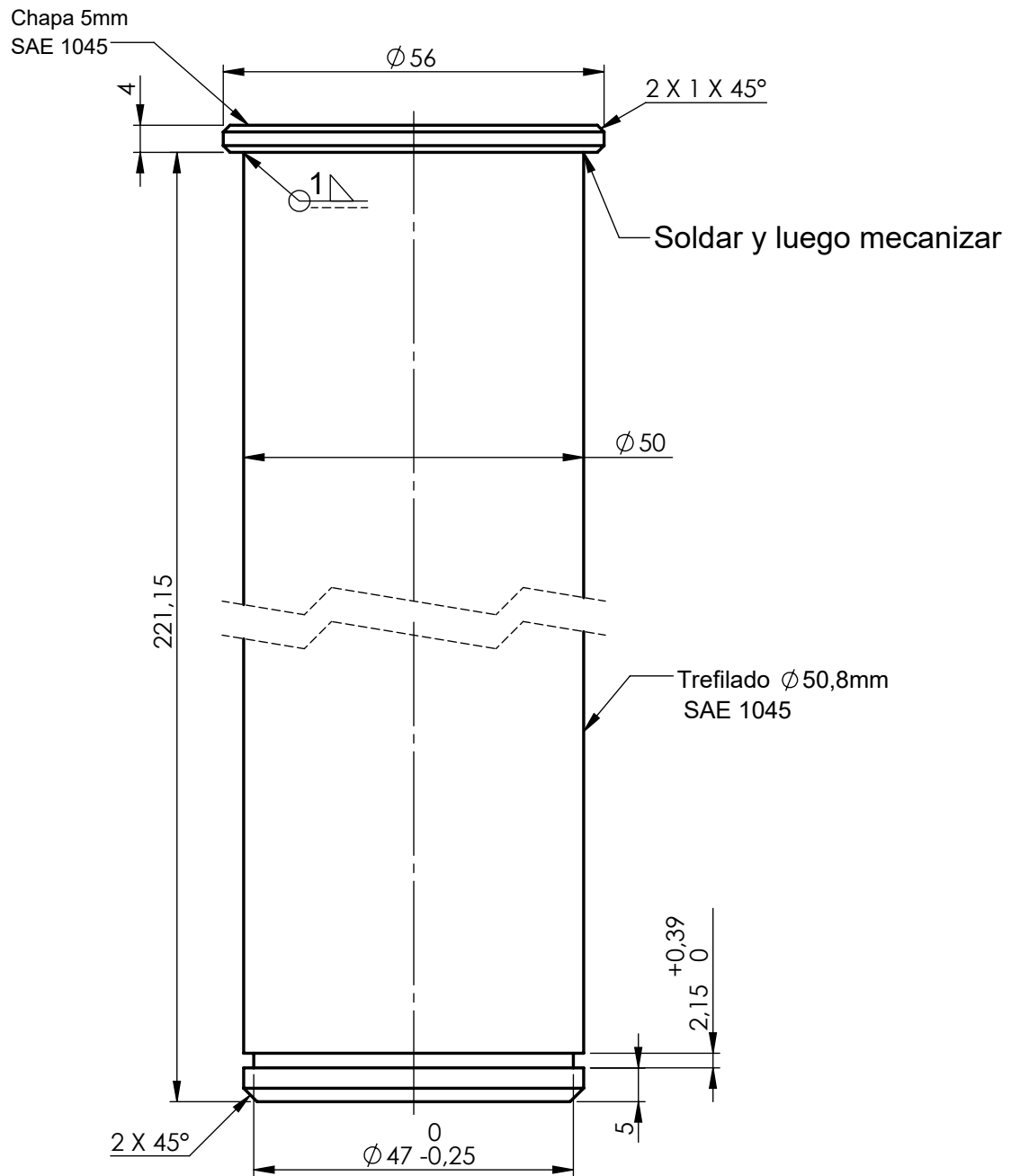


ÁRBOL DELANTERO
Cant: 1 (uno)

Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	3/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	3/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Trat. Térmico: Templado Todas las aristas Chaflán 1x45°	Esc:	Denominación				
		1:4	ÁRBOL DELANTERO			
	Formato:	A4				
				Nº plano cliente:		
				Nº plano:	CTR-S01-P04	
				Pág.	7	

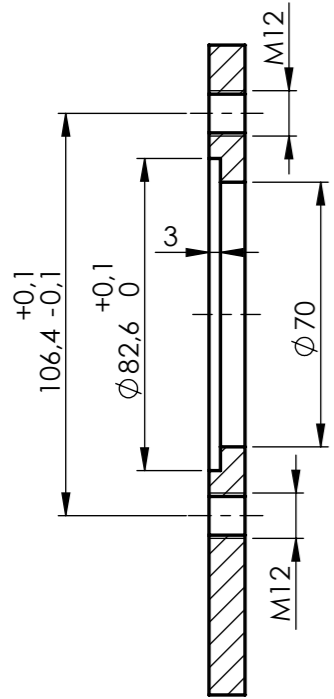
EJE TRASERO

Cant: 2 (dos)

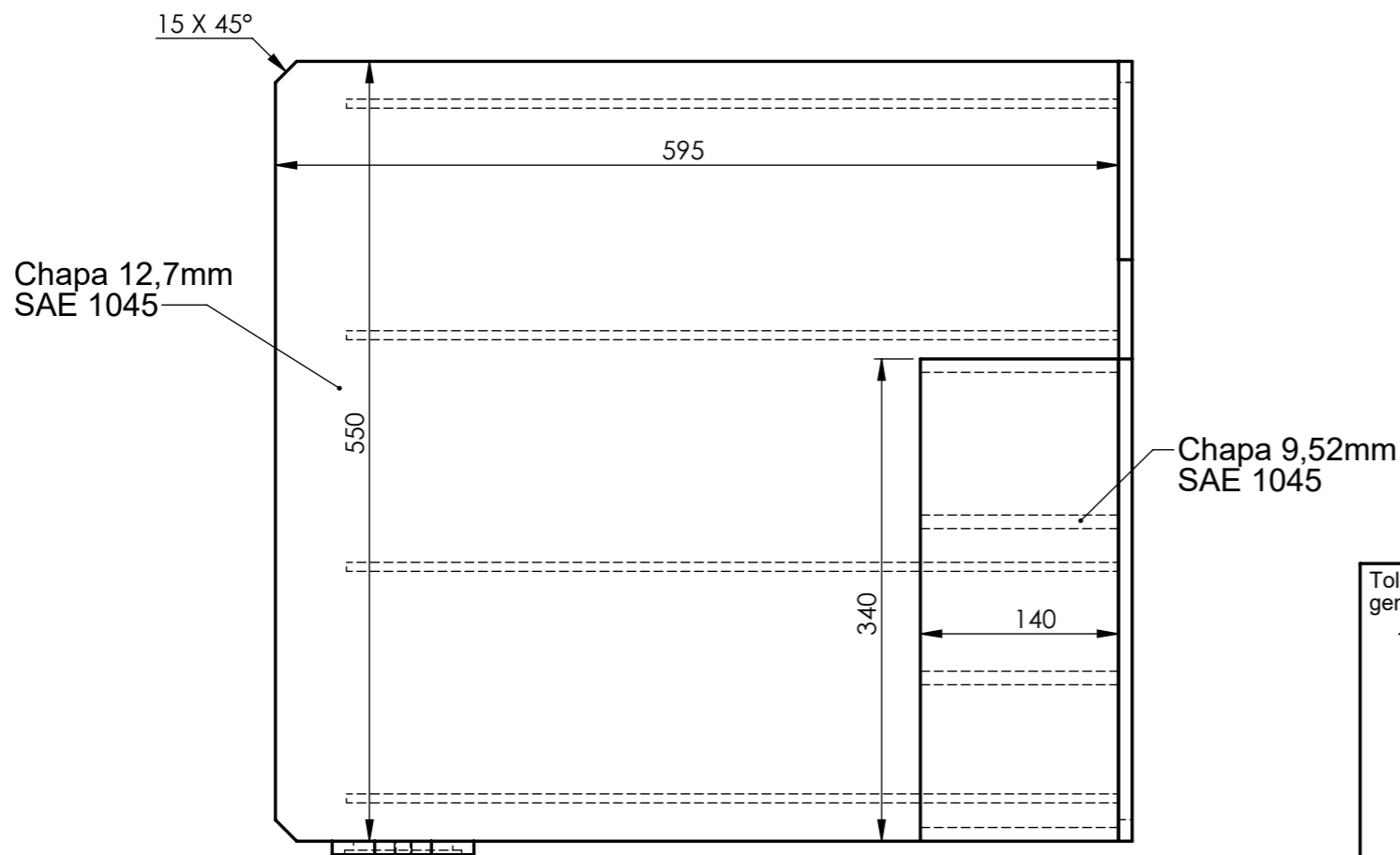
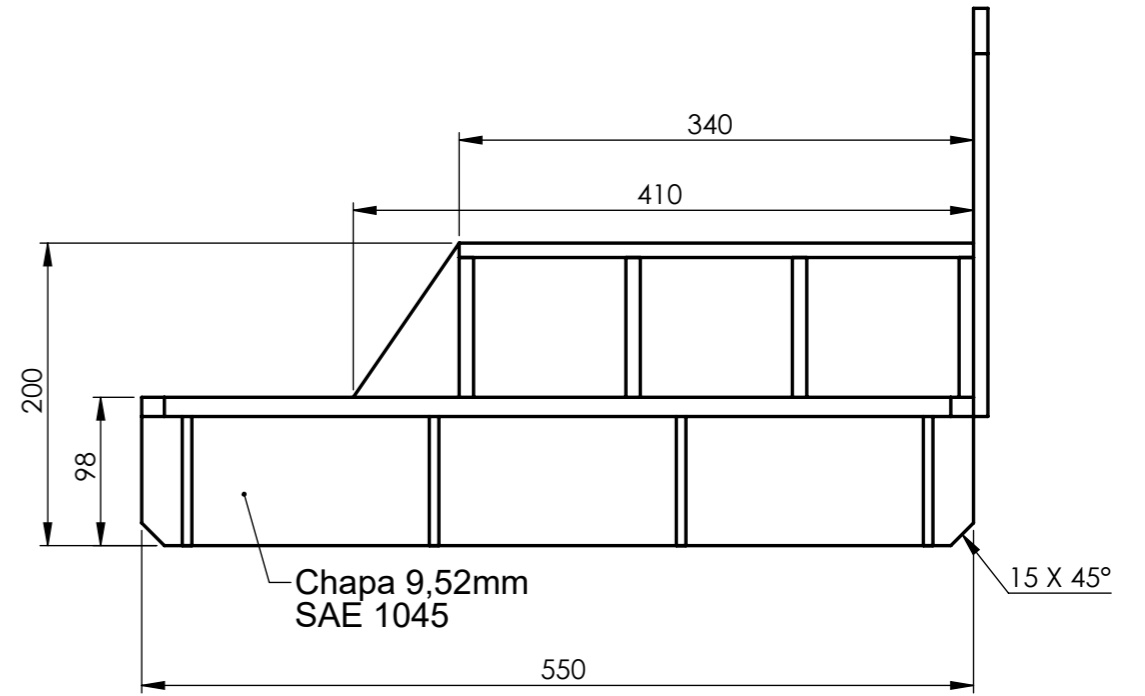
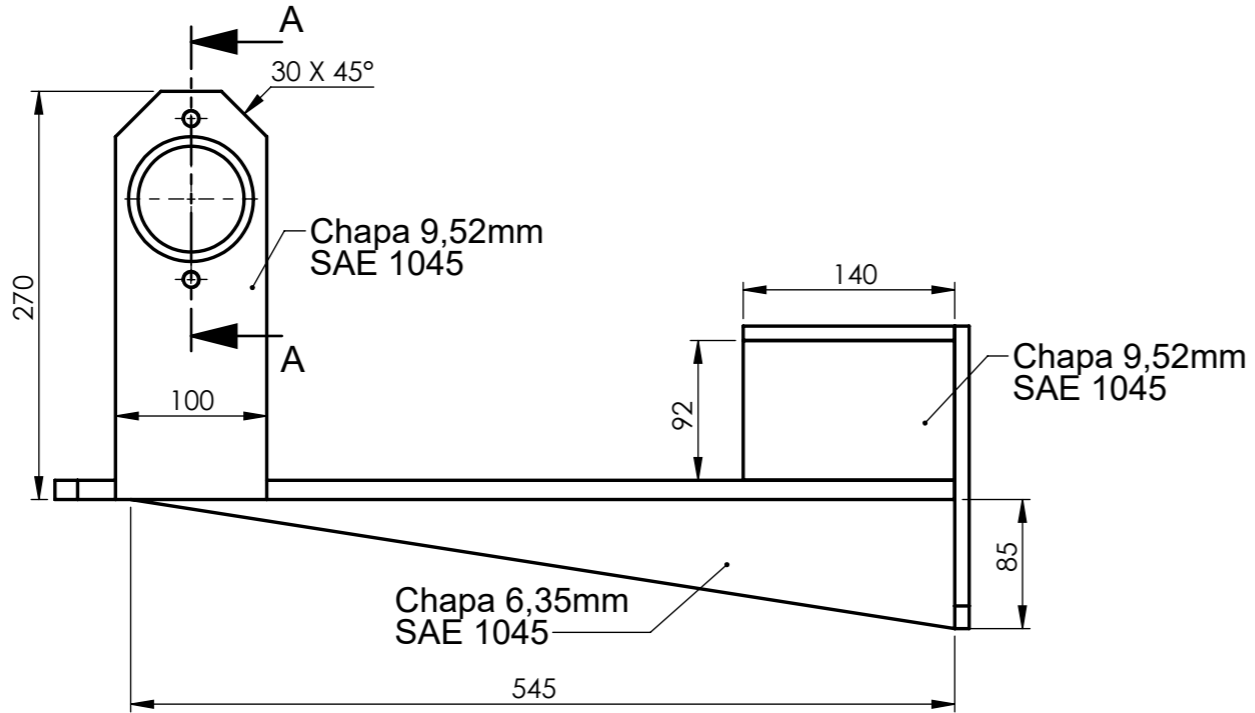


Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	3/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	3/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Trat. Térmico: Templado	Esc:	Denominación			
		EJE TRASERO			
	Formato:				
		Nº plano cliente:			
		Nº plano: CTR-S01-P05			Pág. 8

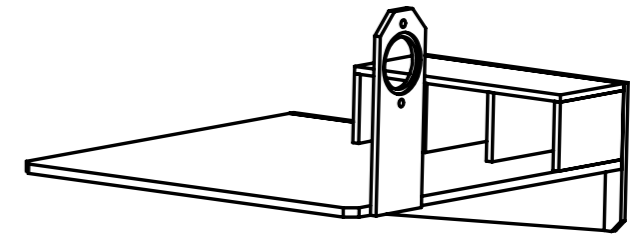
A-A
ESCALA 1 : 2




Placa soporte reductor
Cant: 1 (uno)

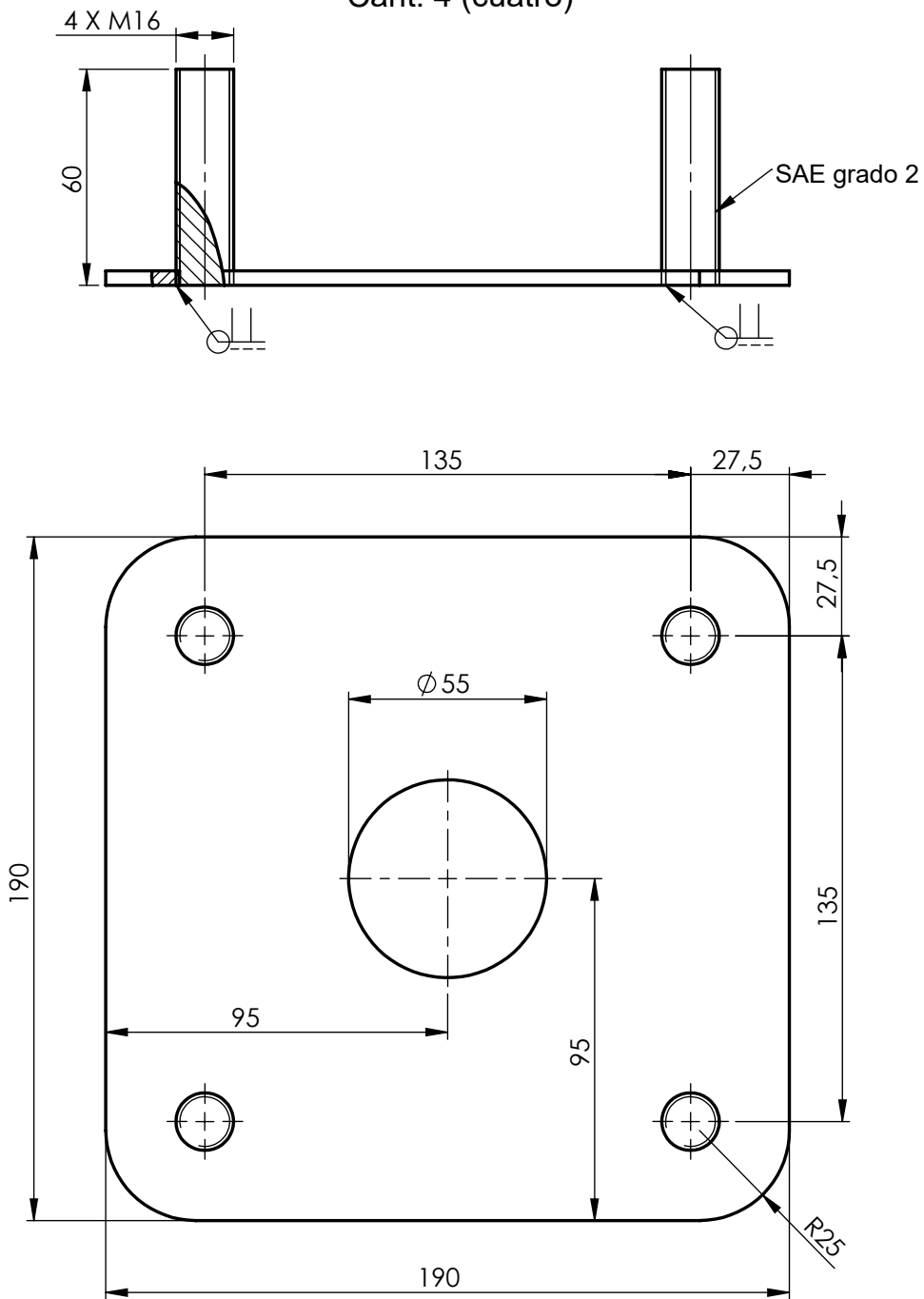



Vista en perspectiva



Tolerancias generales: ± 1mm	Proyectó	2/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	2/12 BRUNAS, C		
	Revisó		Denominación PLACA SOPORTE REDUCTOR	 N° plano cliente:
	Aprobó			
	Esc: 1:5			
Formato: A3			N° plano: CTR-S01-P06	Pág. 9

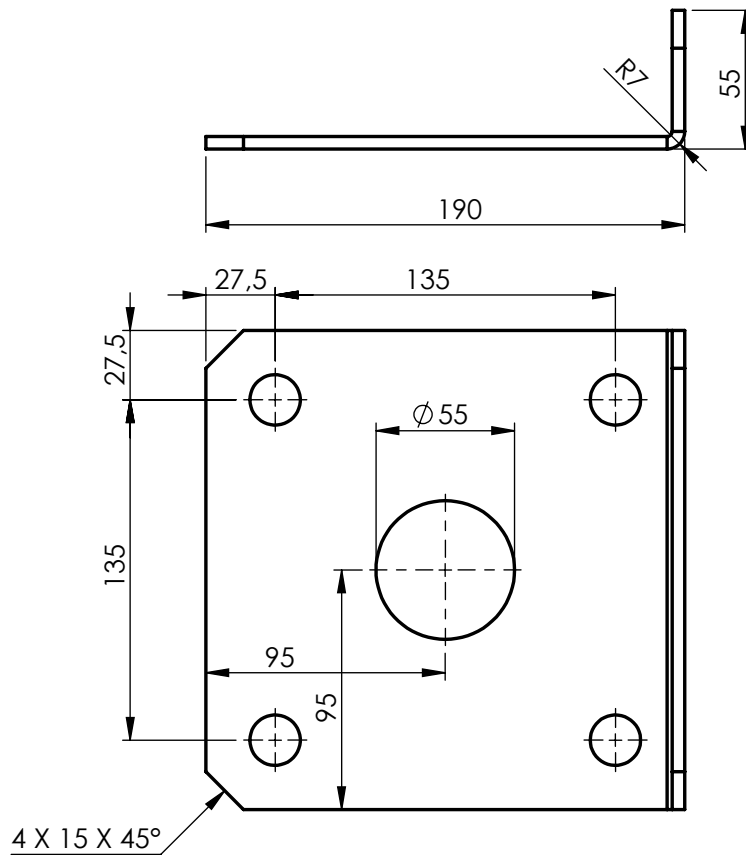
Placa corredera
Cant: 4 (cuatro)



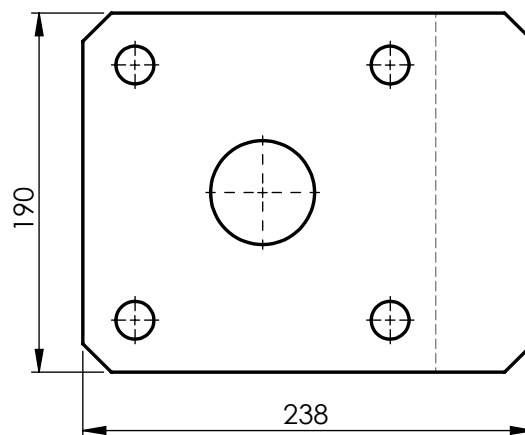
Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	4/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	4/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Mat: Chapa 5mm SAE 1045	Esc:	Denominación				
		1:2	PLACA CORREDERA			
	Formato:	A4				
		Nº plano cliente:			Nº plano:	
					CTR-S01-P07	Pág. 10


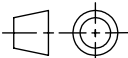
Placa perforada para corredera

Cant: 4 (cuatro)



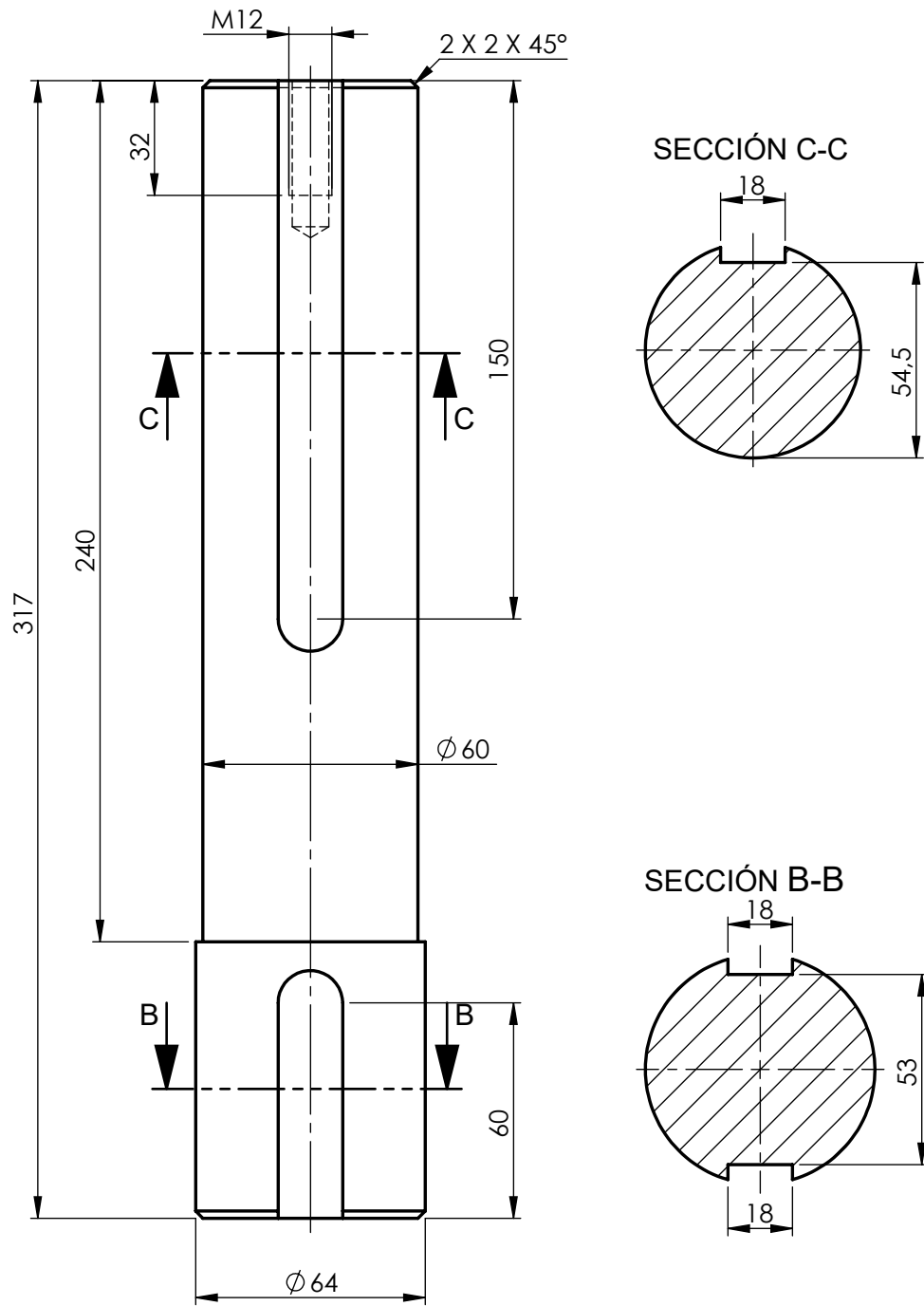
Chapa desplegada




Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$ Mat: Chapa 5mm SAE 1045	Proyectó	4/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	4/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
	Esc:	Denominación				
	1:3	PLACA PERFORADA PARA CORREDERA				
						
	Formato:				Nº plano cliente:	
	A4				Nº plano: CTR-S01-P08	Pág. 11

ÁRBOL REDUCTOR-ACOPLE

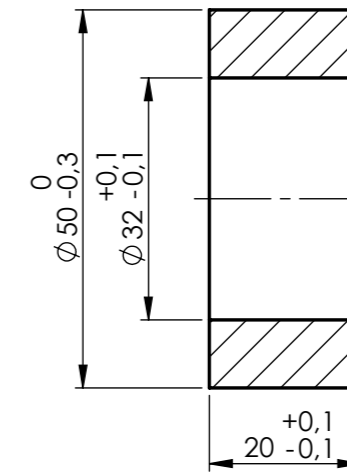
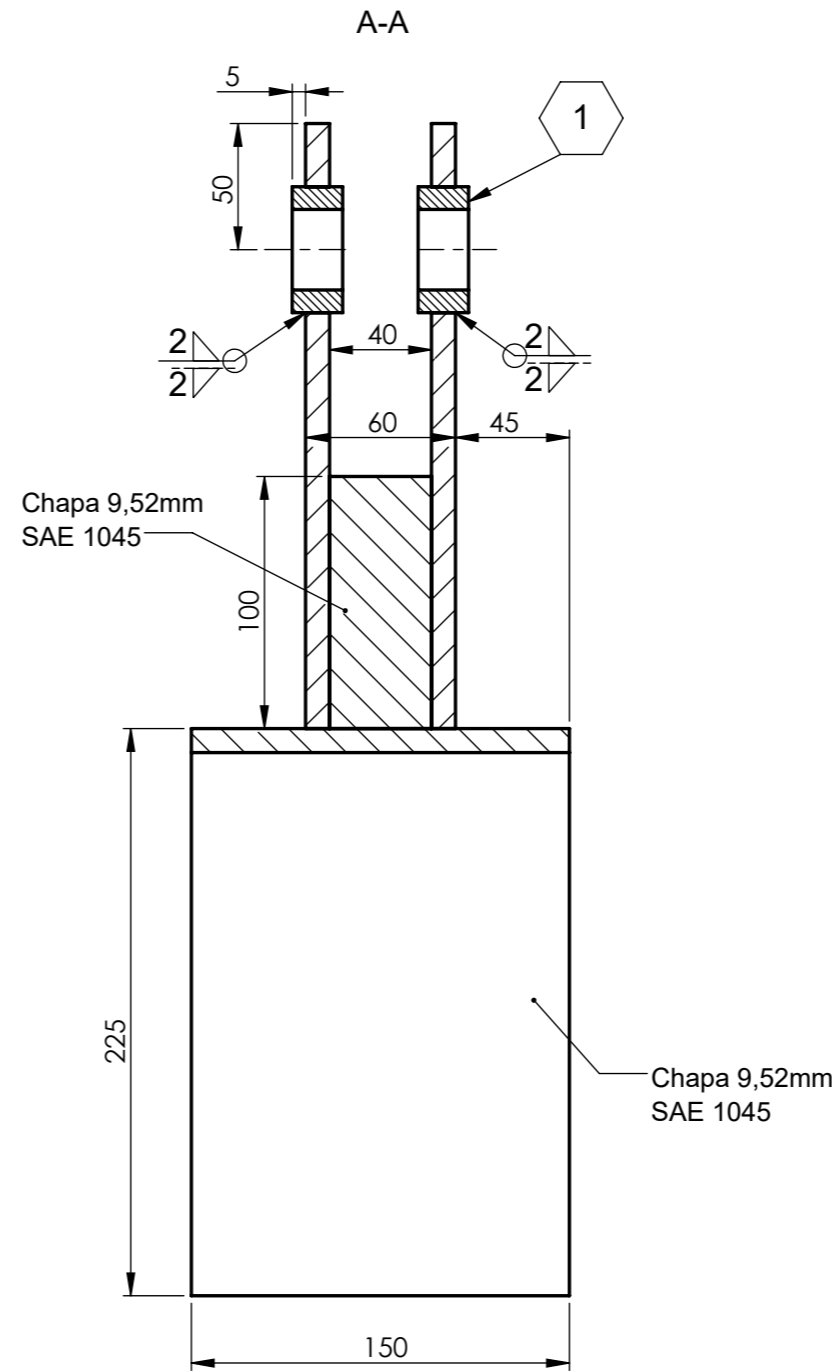
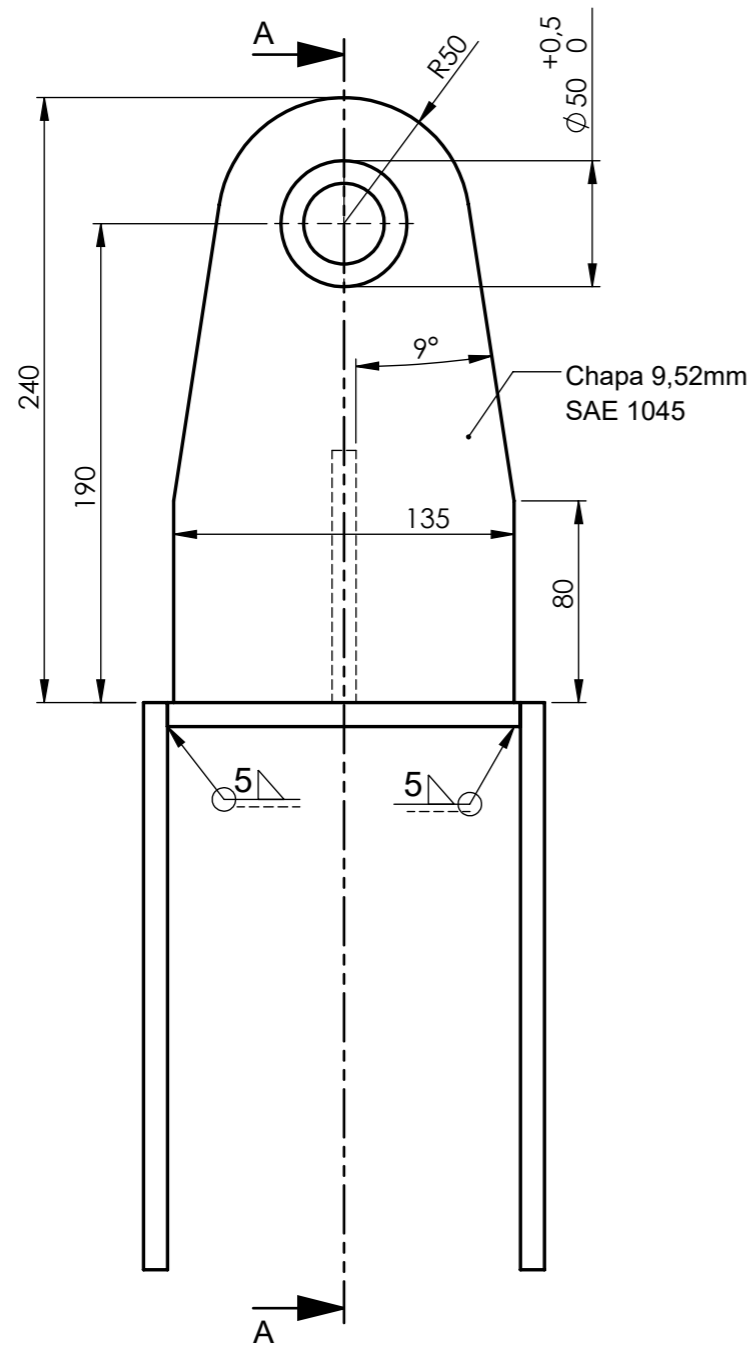
Cant: 1 (uno)



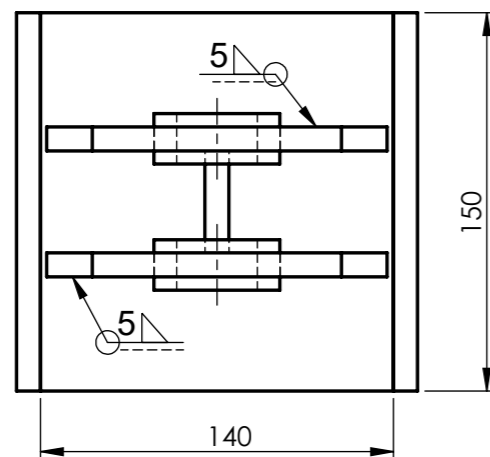
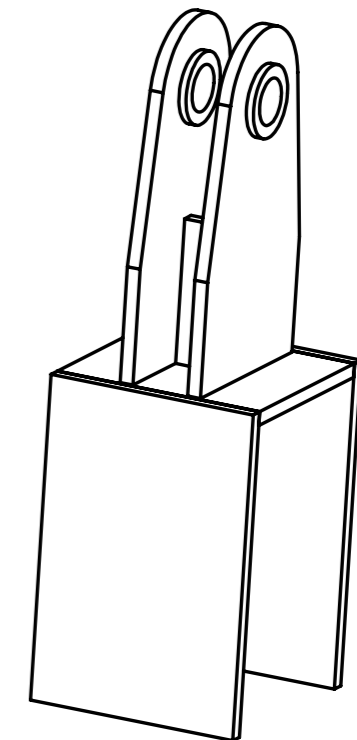
Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	3/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	3/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Mat: Trefilado $\varnothing 65\text{mm}$ SAE 1045	Esc:	Denominación				
		1:2	ÁRBOL REDUCTOR-ACOPLE			
	Formato:				Nº plano cliente:	
	A4				Nº plano: CTR-S01-P09	
					Pág. 12	


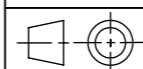
SopORTE cilindro inferior
Cant: 1 (uno)

Nota 1: Mecanizado
Trefilado $\phi 50,8\text{mm}$
SAE 1045
Escala: 1:1



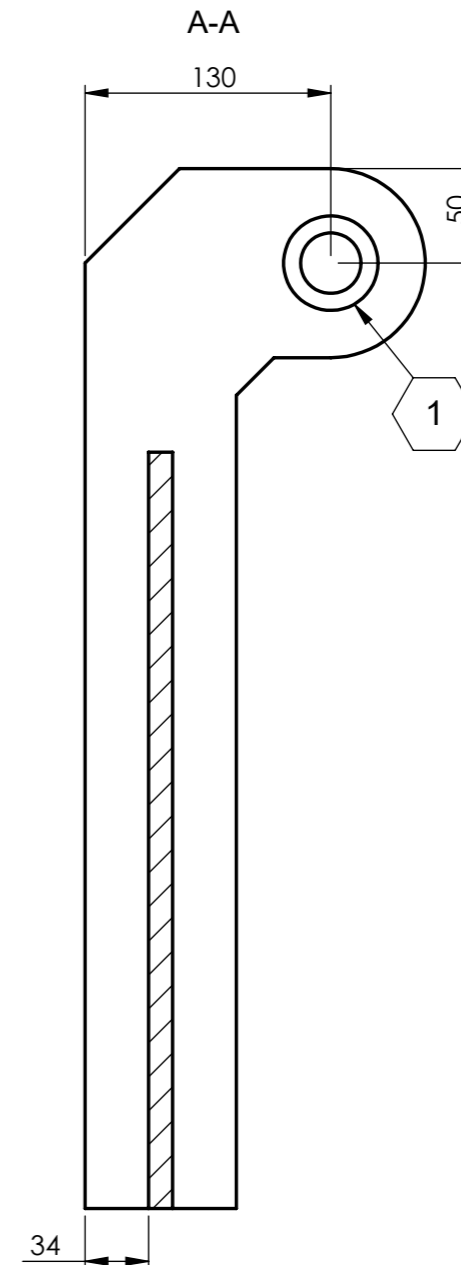
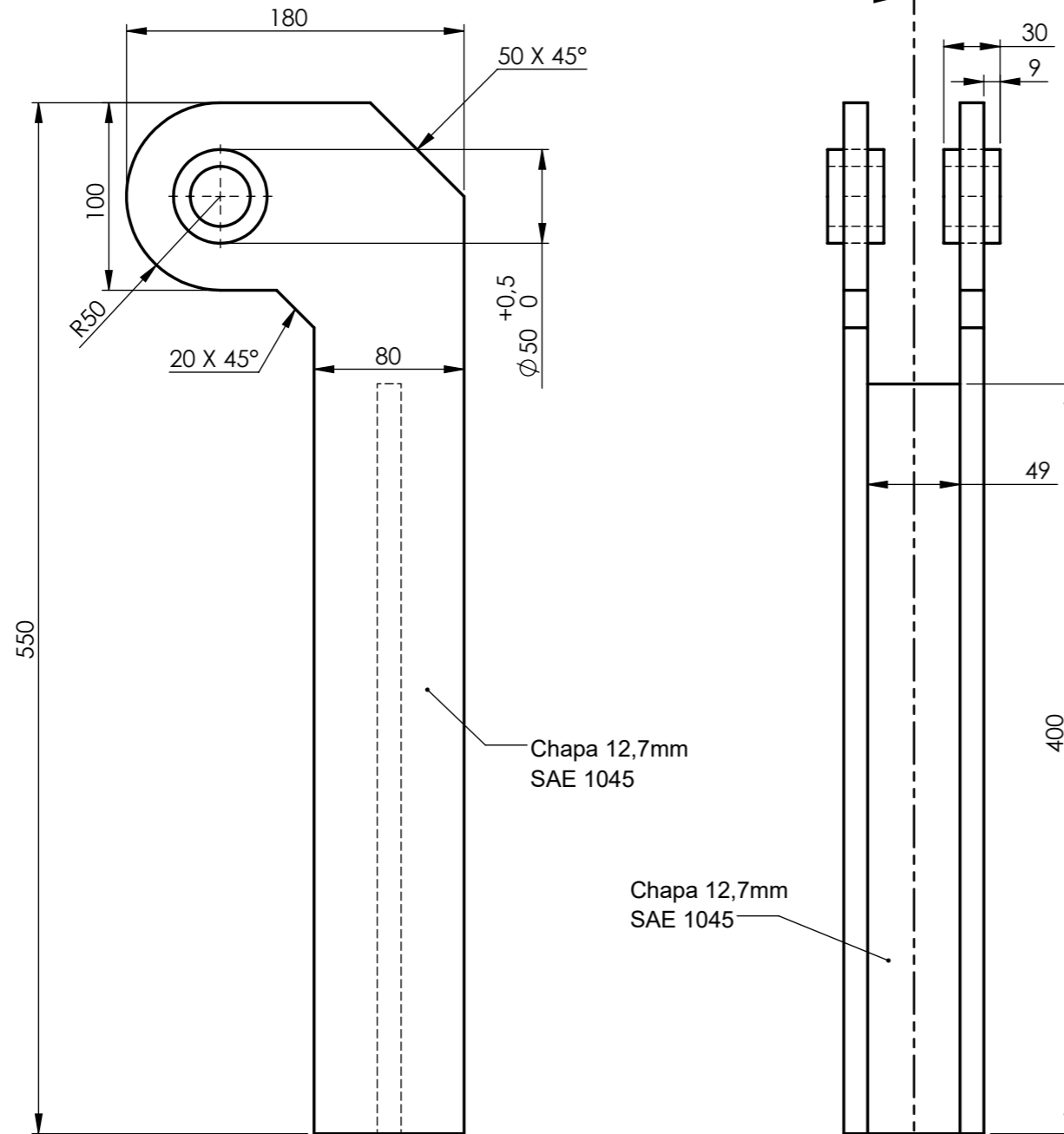
Vista en perspectiva



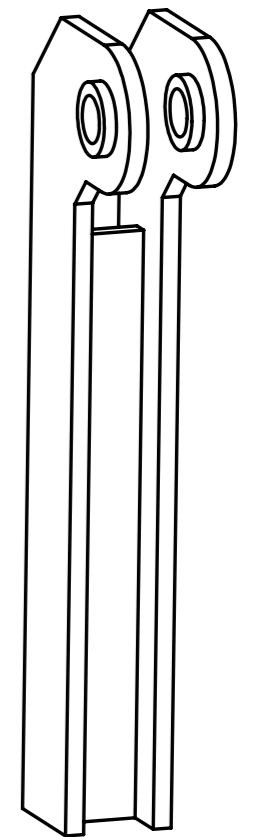
Tolerancias generales: $\pm 1\text{mm}$	Proyectó	1/2 BRUNAS, C	Cliente	U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	1/12 BRUNAS, C			
	Revisó				
	Aprobó				
	Esc:	1:3	Denominación		
		SOPORTE CILINDRO INFRIOR			
Formato:		A3		Nº plano cliente:	
				Nº plano:	CTR-S02-P10
				Pág.	13

Soporte cilindro delantero

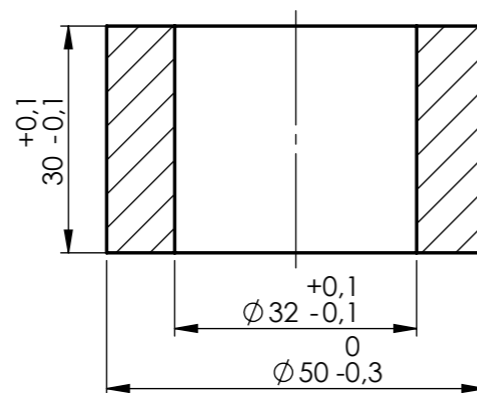
Cant: 1 (uno)




Vista en perspectiva

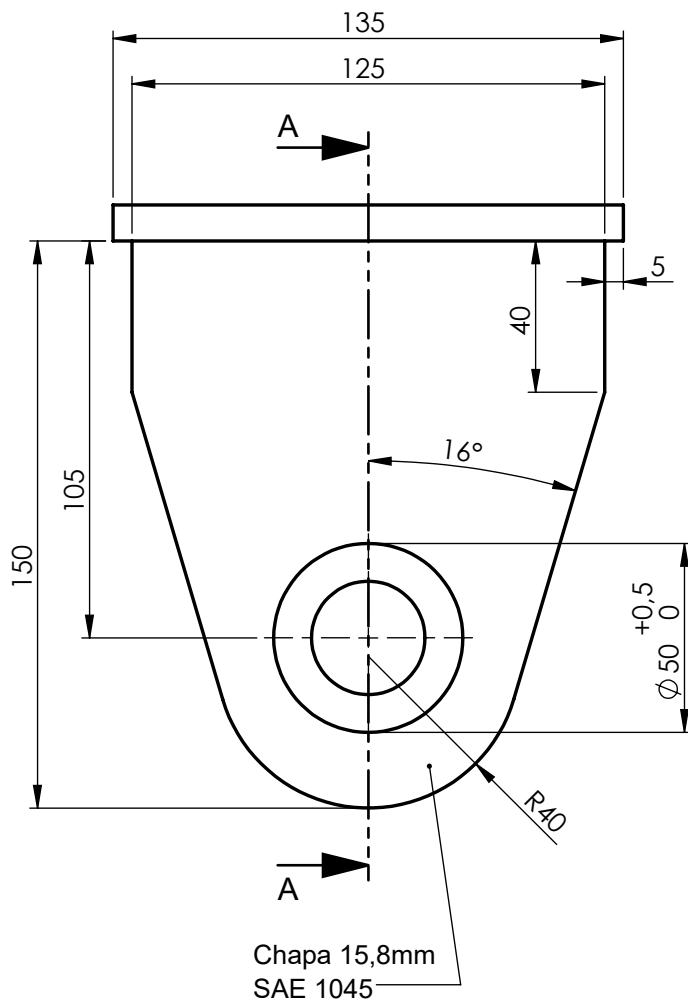


Nota 1: Mecanizado
Trefilado $\phi 50,8$ mm
SAE 1045
Escala: 1:1

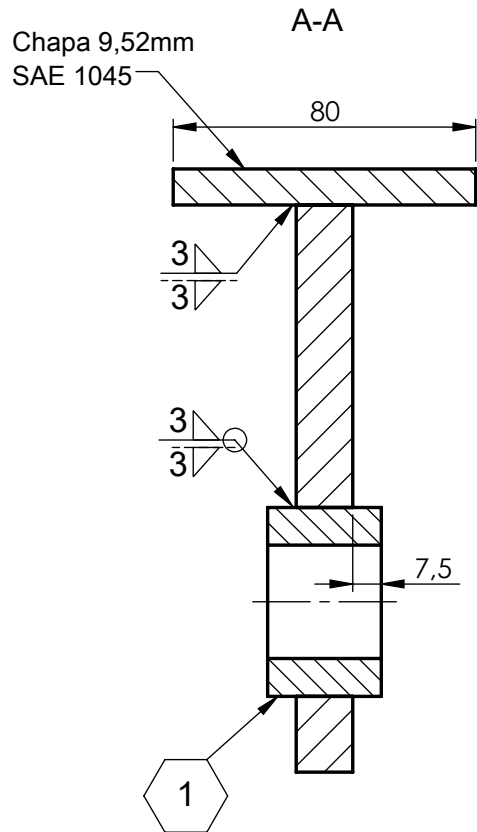


Tolerancias generales: ± 1 mm	Proyectó	1/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	1/12	BRUNAS, C		
	Mat: Chapa 12,7mm SAE 1045	Revisó			
		Aprobó			
	Esc:	1:4	Denominación		Nº plano cliente:
	Formato:	A3	SOPORTE CILINDRO DELANTERO		Nº plano: CTR-S01-P11
					Pág. 14

Soporte lanza
Cant: 2 (dos)

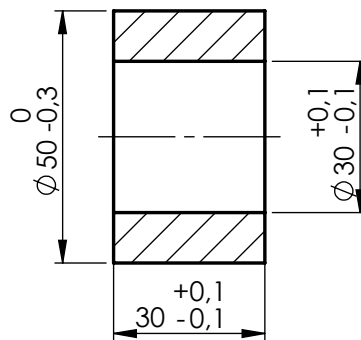
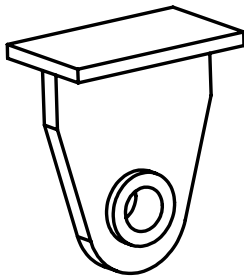


Chapa 15,8mm
SAE 1045



Nota 1: Mecanizado
Trefilado $\phi 50,8\text{mm}$
SAE 1045
Escala: 1:1,5

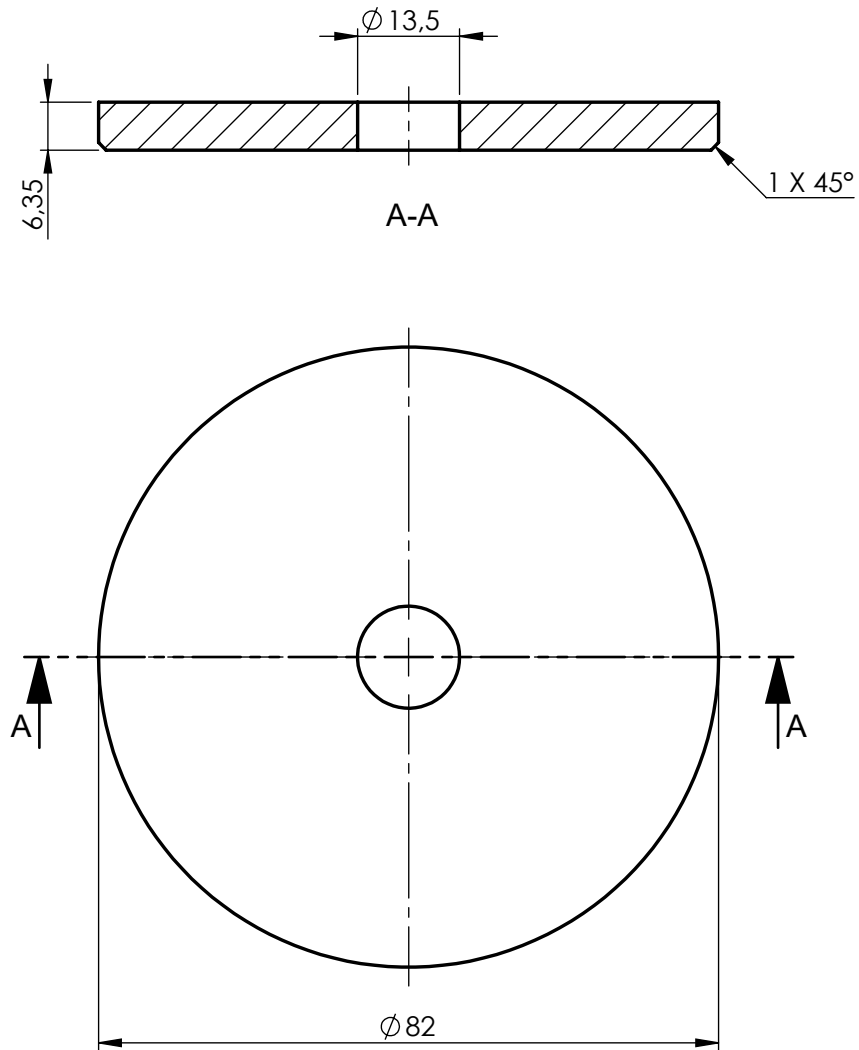
Vista en perspectiva


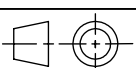


Tolerancias generales: $\pm 1 \text{ mm}$	Proyectó	27/11	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	27/11	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Esc:	Denominación					
1:2	SOPORTE LANZA					
Formato:					Nº plano cliente:	
A4					Nº plano: CTR-S01-P12	Pág. 15

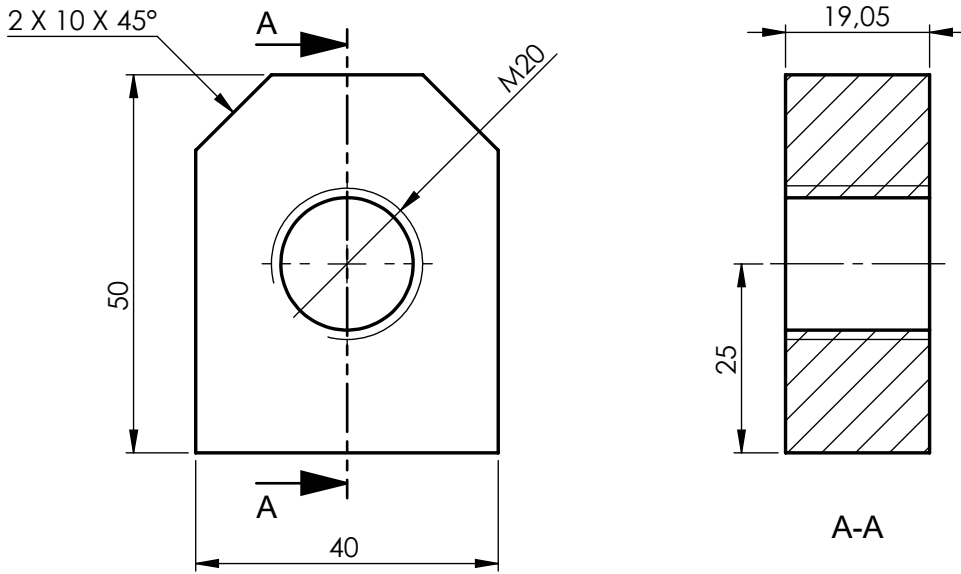
Tapa árbol delantero


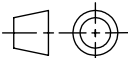
Cant: 1 (uno)



Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$ Mat: Chapa 6,35mm SAE 1045	Proyectó	4/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	4/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
	Esc:	Denominación				
	1:1	TAPA ÁRBOL DELANTERO				
						
	Formato:				Nº plano cliente:	
	A4				Nº plano:	Pág.
					CTR-S01-P13	16

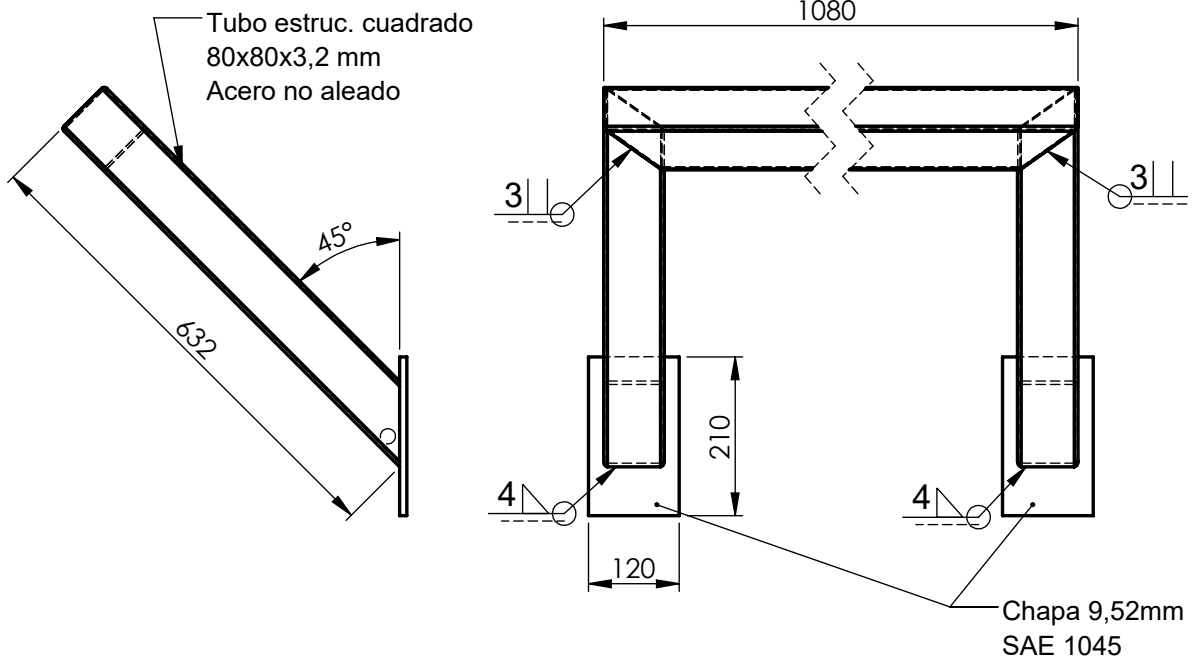
Tope roscado tensor
Cant: 4 (cuatro)



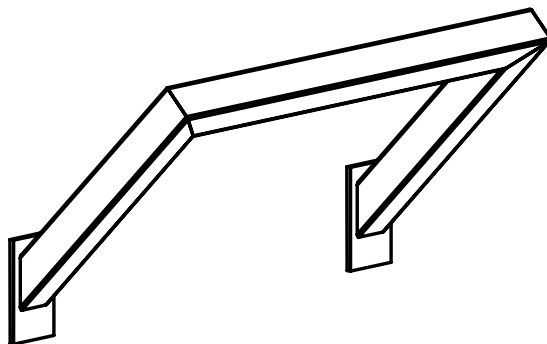
Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$ Mat: Chapa 19,05mm SAE 1045	Proyectó	11/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	11/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
	Esc:	Denominación				
	1:1	TOPE ROSCADO TENSOR				
						
	Formato:				Nº plano cliente:	
	A4				Nº plano: CTR-S01-P14	Pág. 17


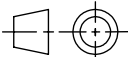
Tope de rollos

Cant: 1 (uno)

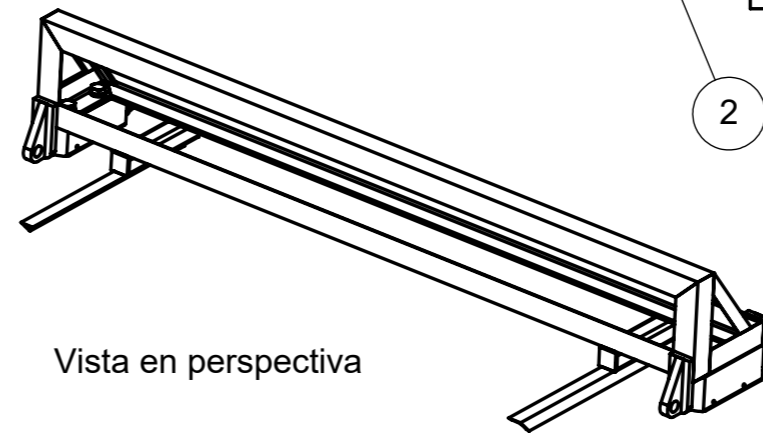
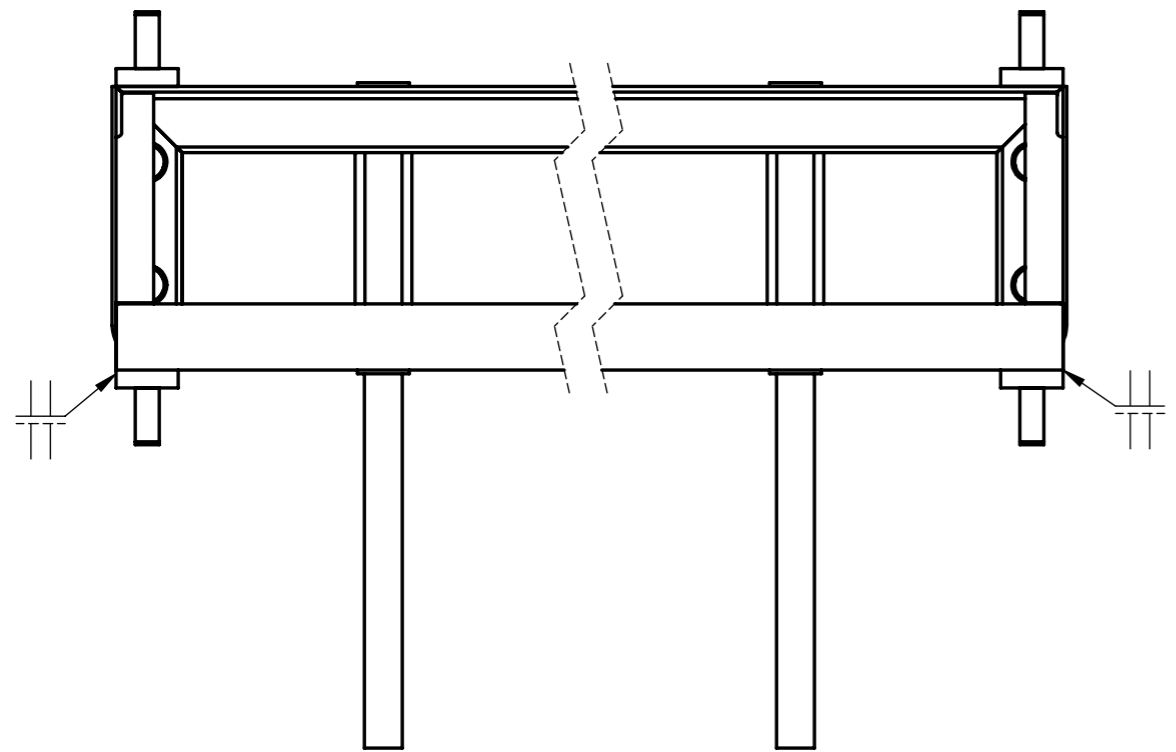
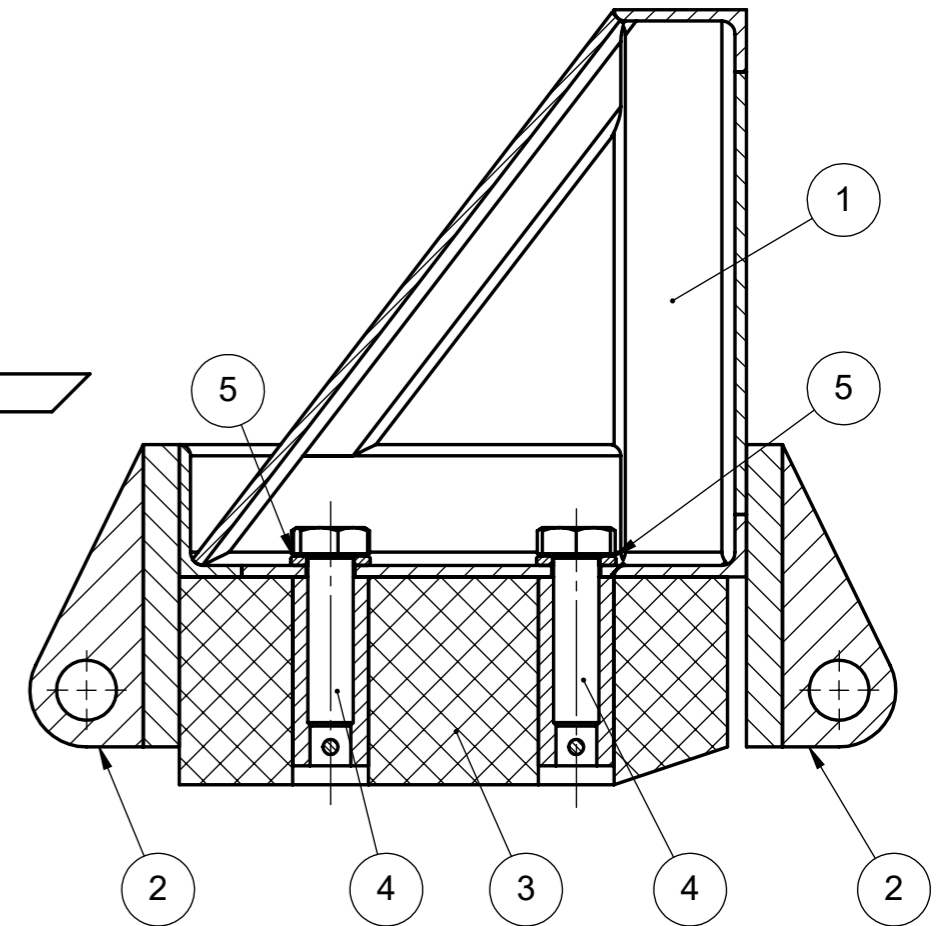
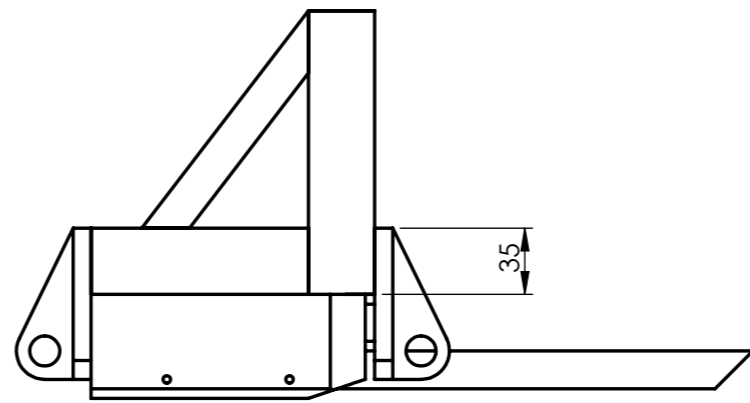
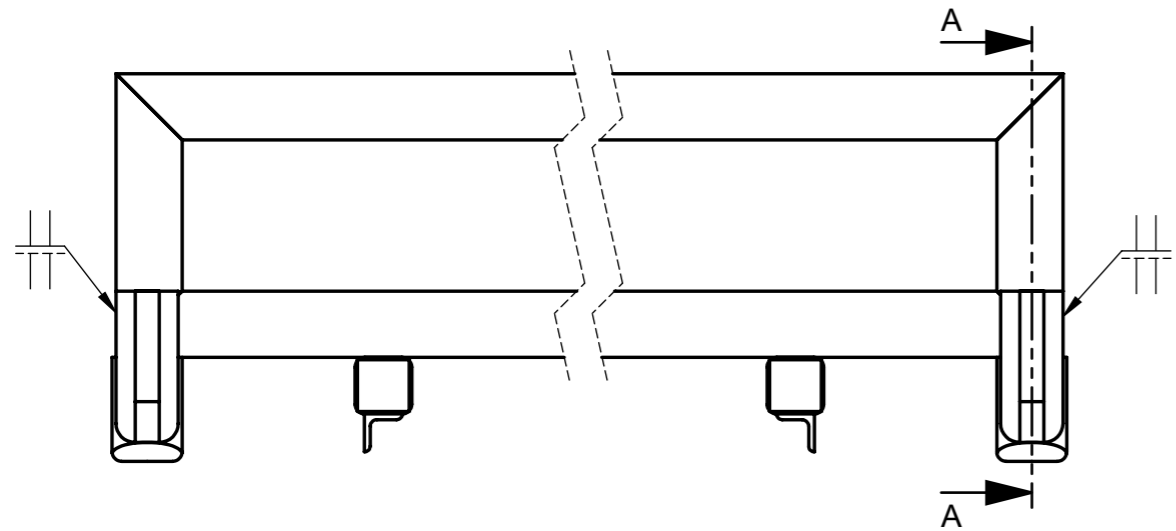


Vista en perspectiva




Tolerancias generales: ± 1mm	Proyectó	2/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto TRANSPORTADOR Y CARGADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	2/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Esc:	Denominación					
1:10	TOPE DE ROLLOS					
						
Formato:					Nº plano cliente:	
A4					Nº plano: CTR-S01-P15	Pág. 18

A-A
ESCALA 1:2

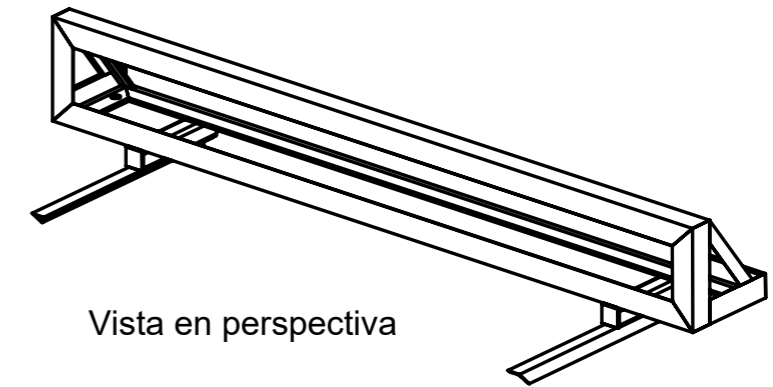
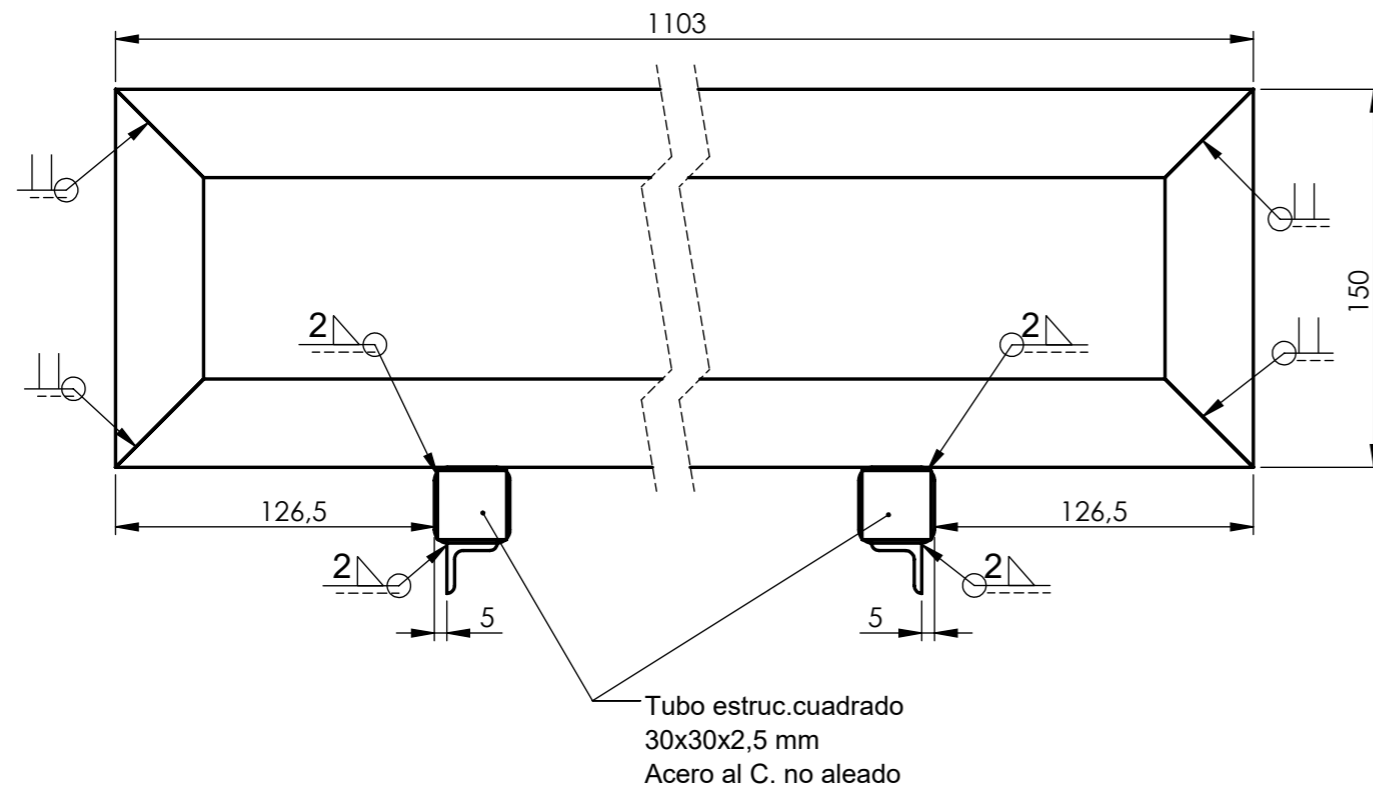
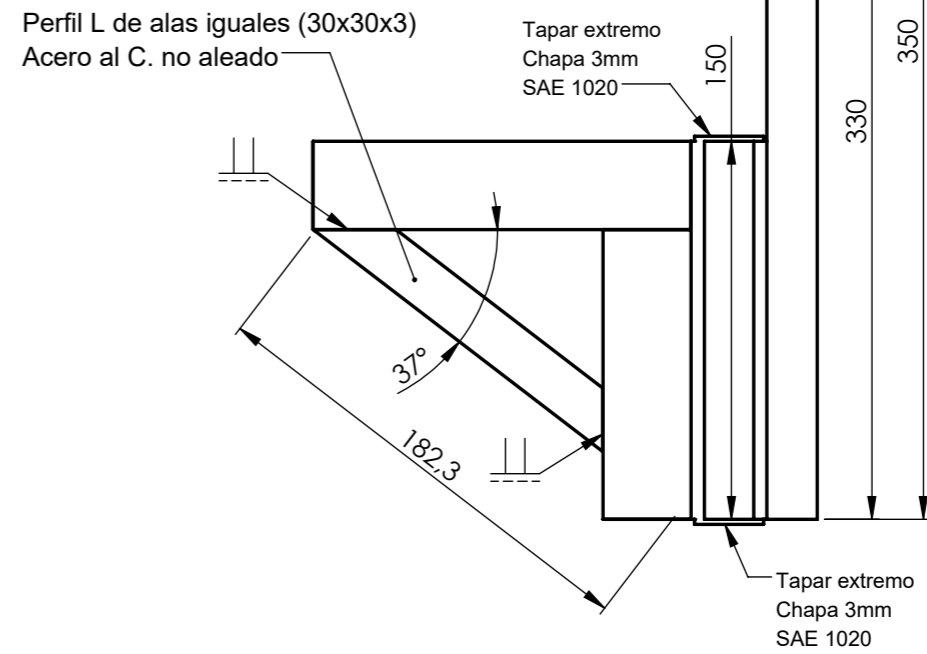
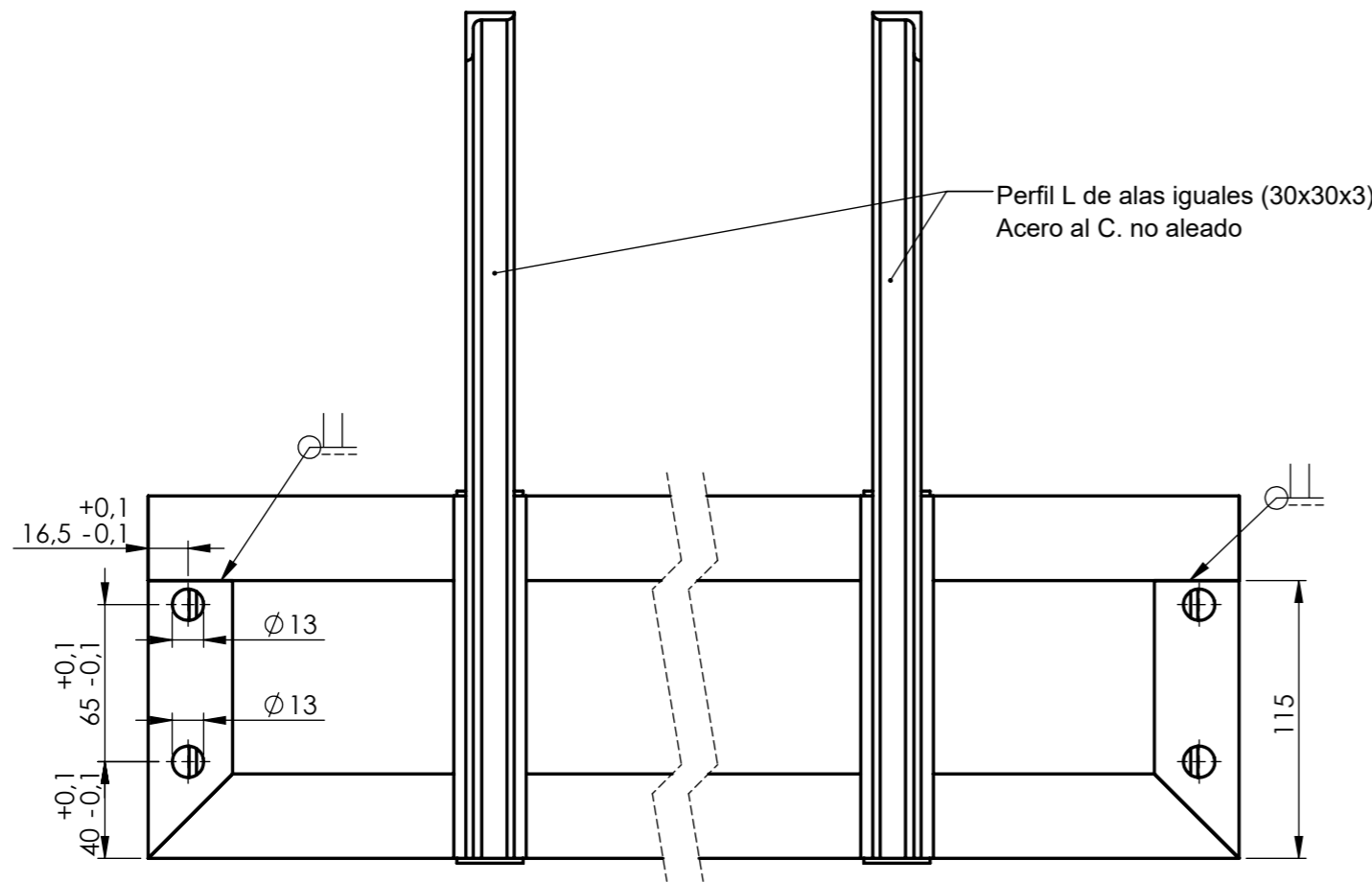


Vista en perspectiva

POSC.	DENOMINACIÓN	Nº PLANO	MATERIAL	CANT.
1	Pantalla de empuje	CTR-S02-P01	-	1
2	Sujeción eslabón	CTR-S02-P02	-	4
3	Patín	CTR-S02-P03	-	2
4	Bulon Hexagonal M12x45	-	SAE grado 2	4
5	Arandela Grower M12	-	SAE grado 2	4

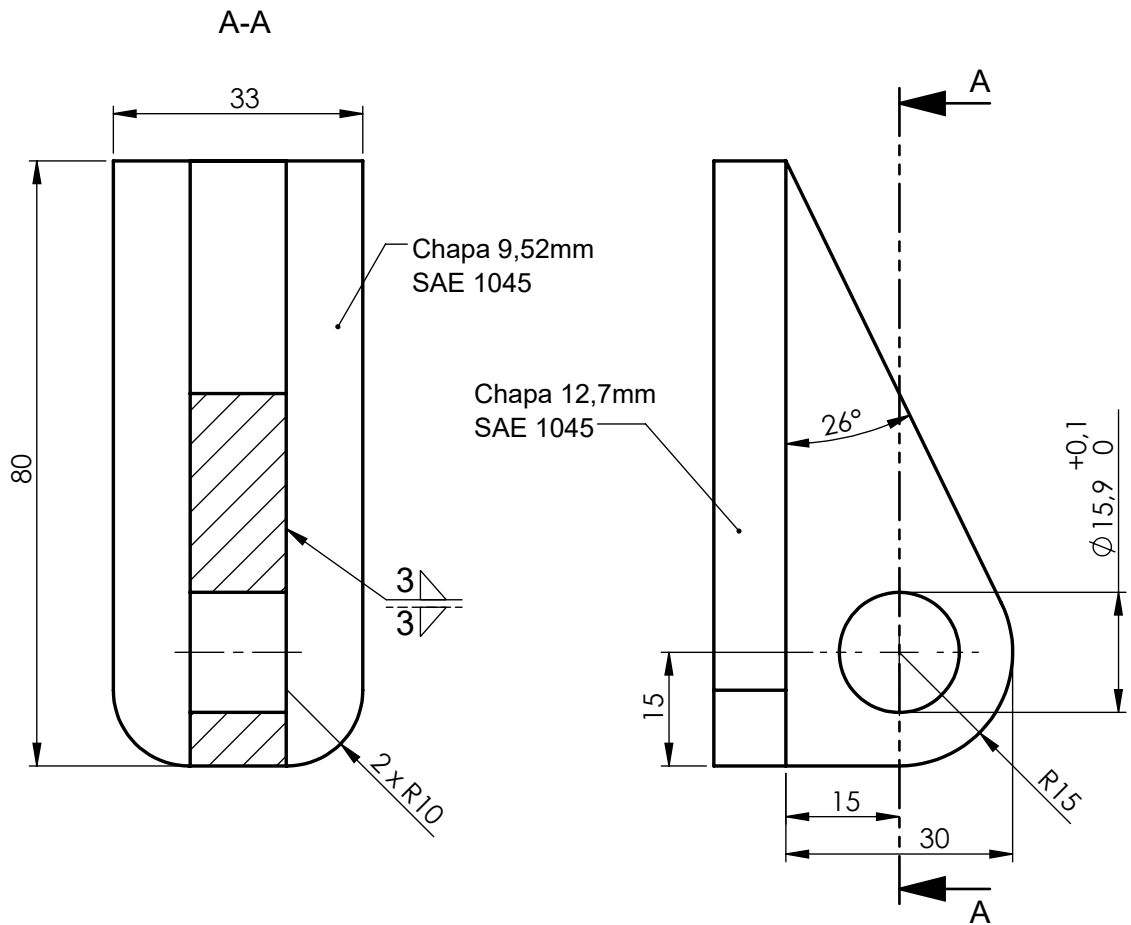
Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	10/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	10/12 BRUNAS, C		
	Revisó		Denominación CONJUNTO PANTALLA DE EMPUJE	 Nº plano cliente:
	Aprobó			
	Esc: 1:4			
Formato: A3			Nº plano: CTR-S02-P00	Pág. 19

Pantalla empujador
Cant: 1 (una)

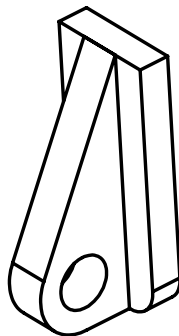



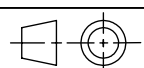
Tolerancias generales: ± 0,5mm	Proyectó	9/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	9/12 BRUNAS, C		
	Revisó			
	Aprobó			
Mat: Perfil L de alas iguales (30x30x3) Acero al C. no aleado	Esc:	Denominación		
		PANTALLA DE EMPUJE		
	Formato:			
	A3			Nº plano cliente:
				Nº plano: CTR-S02-P01
				Pág. 20

Sujeción eslabón
Cant: 4 (cuatro)

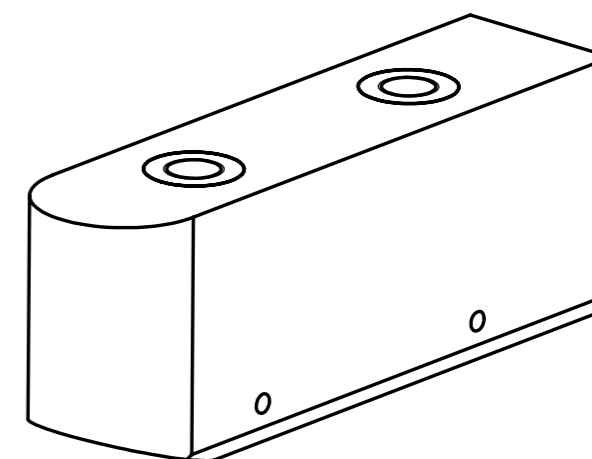
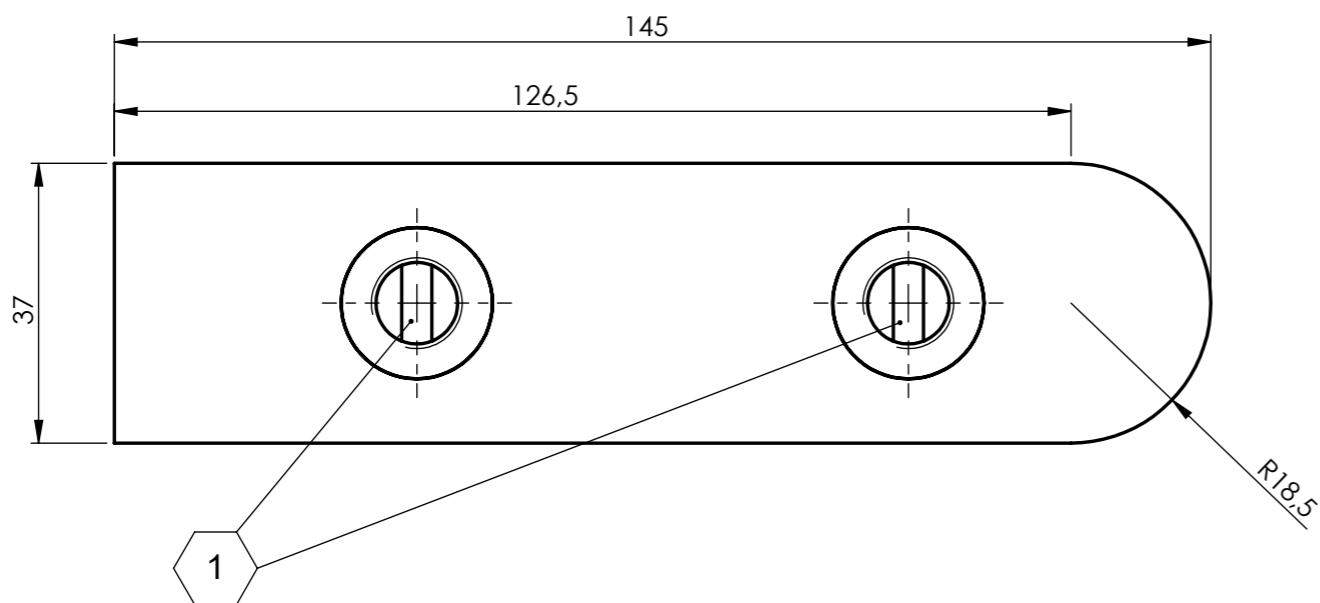
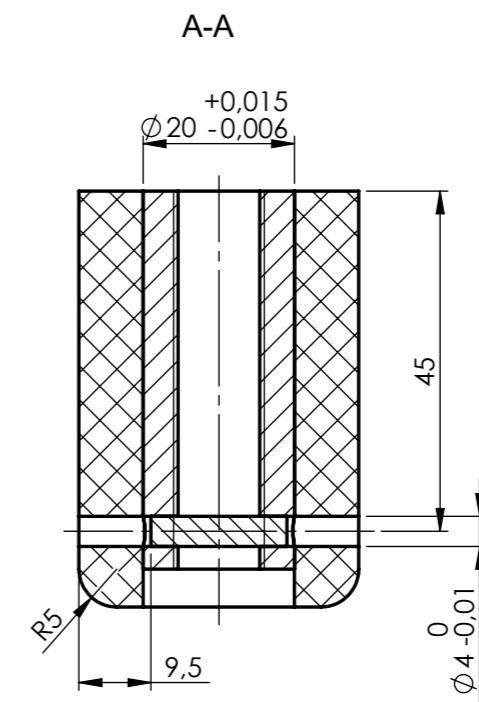
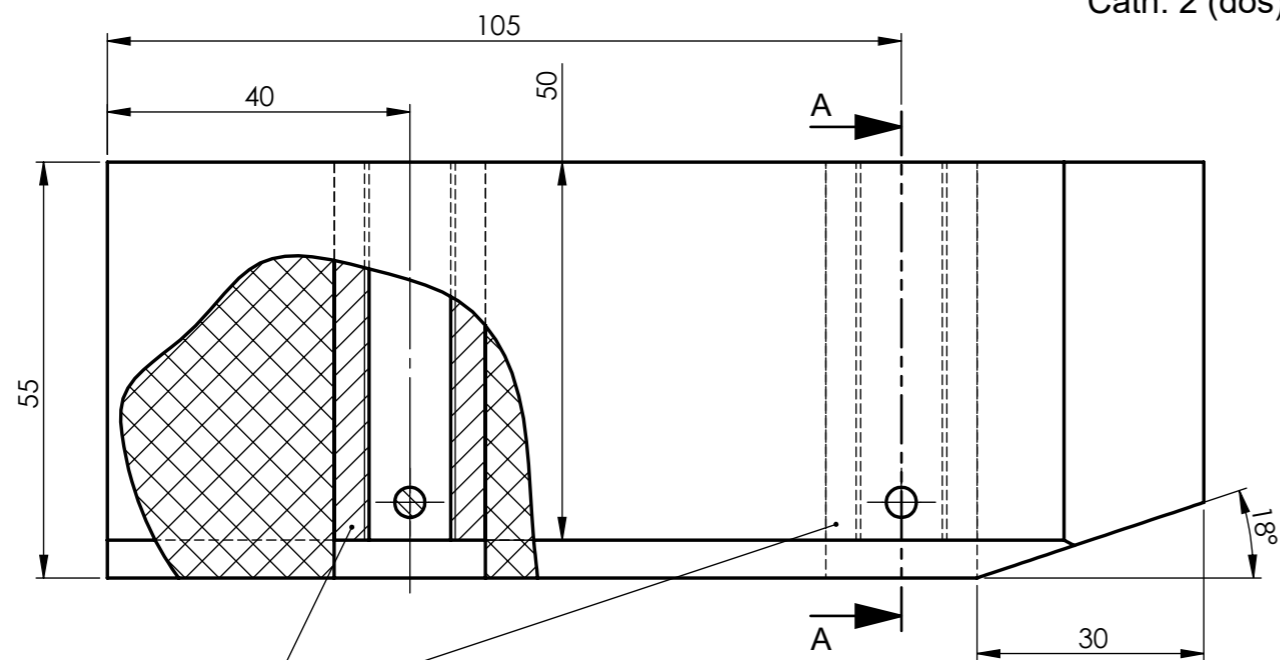


Vista en perspectiva



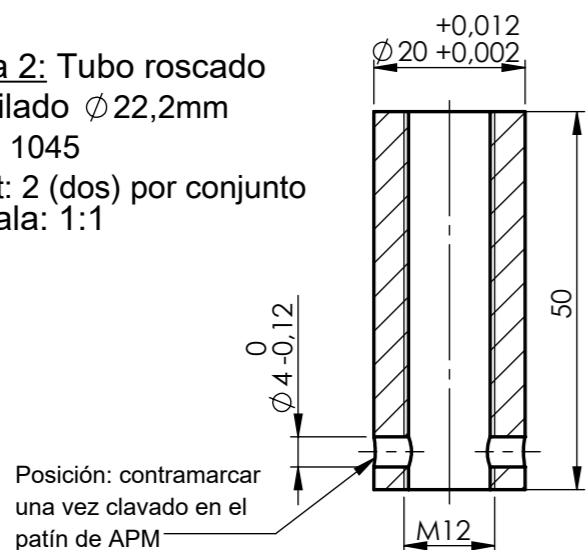
Tolerancias generales: $\pm 0,3$	Proyectó	9/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	9/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Esc: 1:1	Denominación				
	SUJECIÓN ESLABÓN				
Formato: A4					
Nº plano cliente:					Nº plano: CTR-S02-P02

Patín
Cant: 2 (dos)

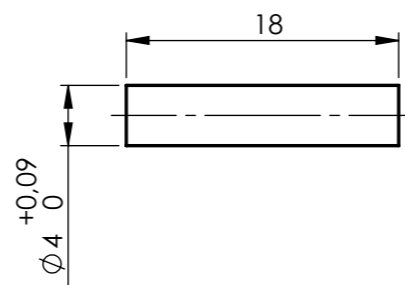


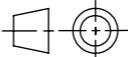
Vista en perspectiva

Nota 2: Tubo roscado
Trefilado $\phi 22,2\text{mm}$
SAE 1045
Cant: 2 (dos) por conjunto
Escala: 1:1

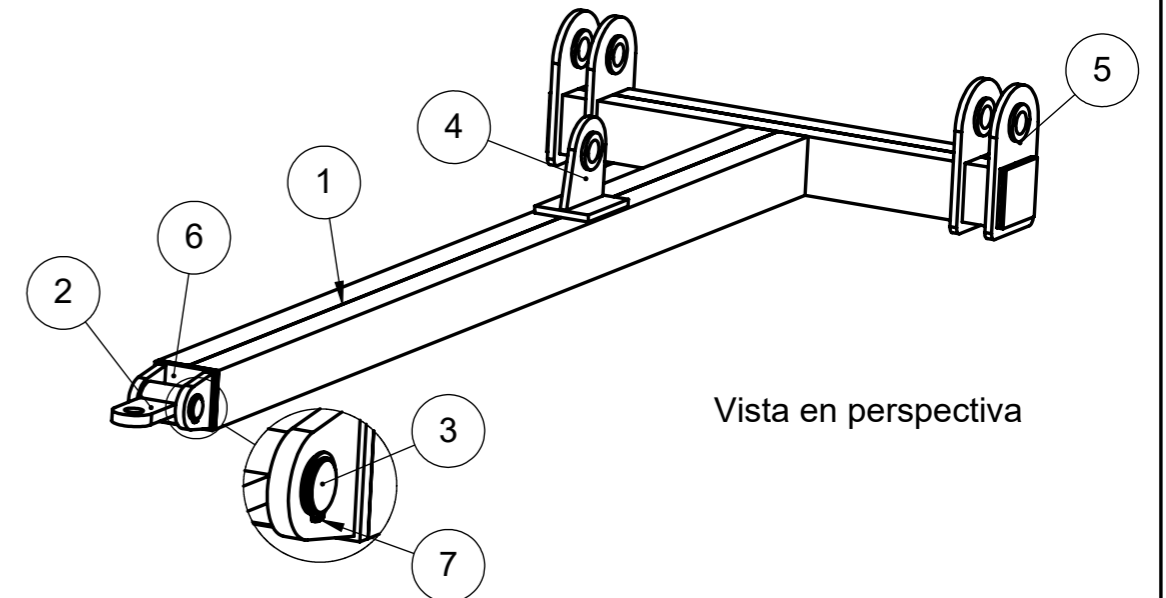
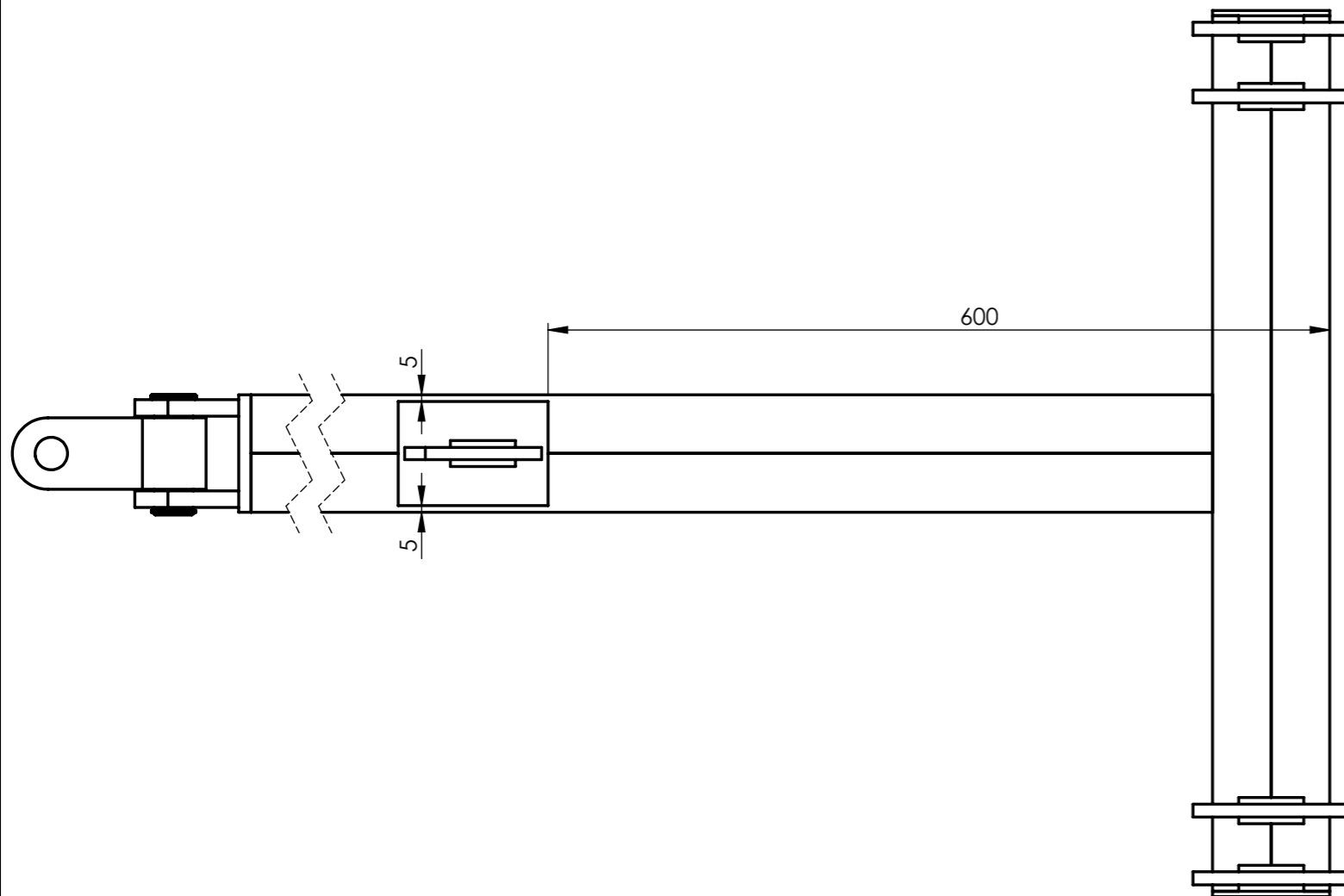
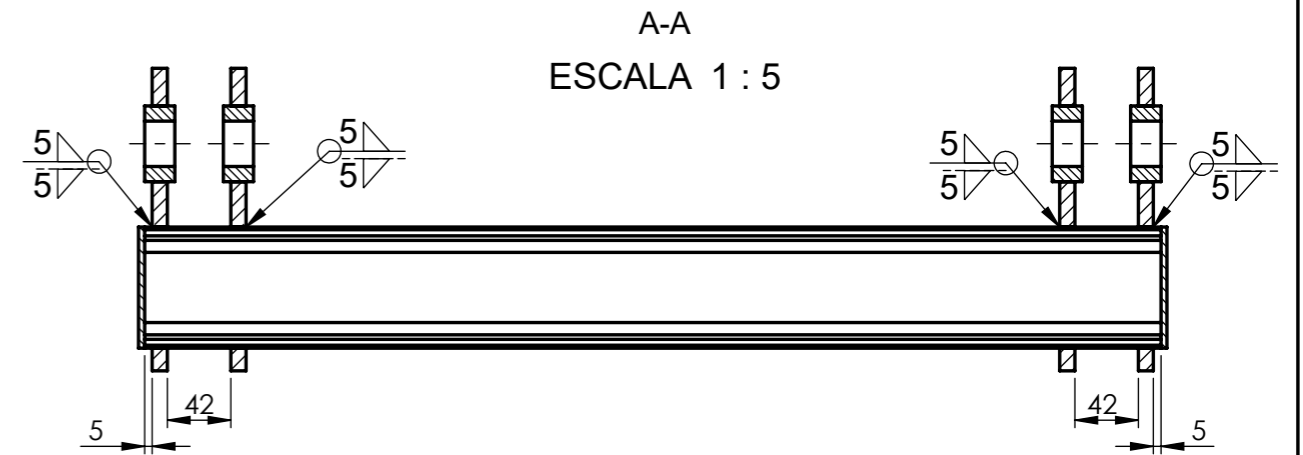
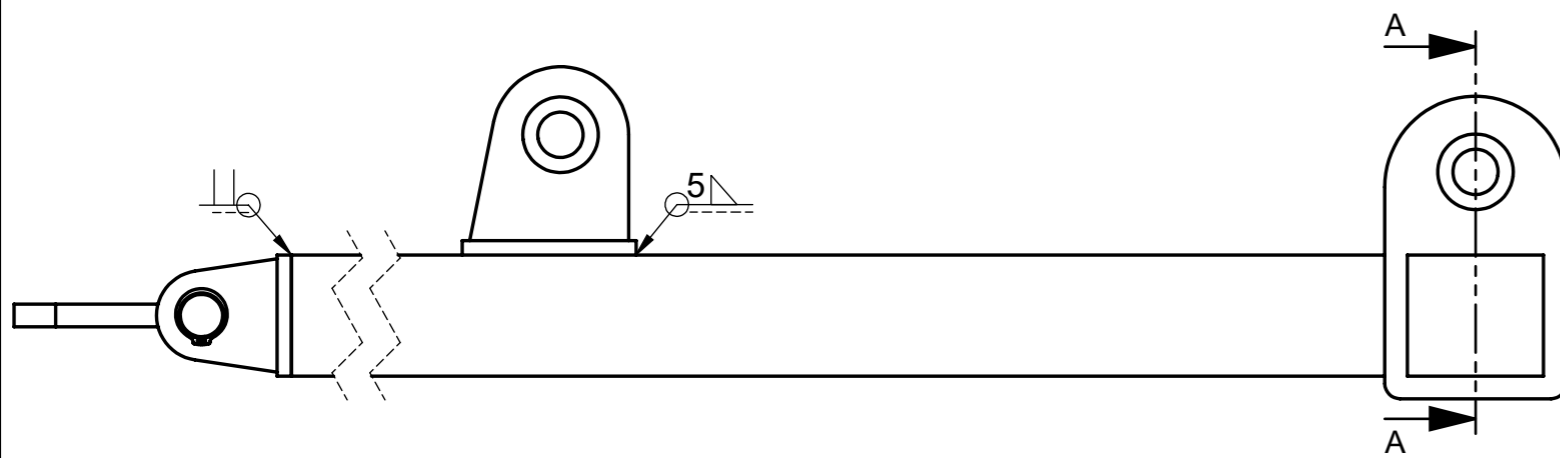


Nota 1: Alambre chaveta
Trefilado $\phi 4\text{mm}$
SAE 1045
Cant: 2 (dos) por conjunto
Escala: 2:1




Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$ Mat: Placa APM 40mm de espesor	Proyectó	10/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	10/12 BRUNAS, C		
	Revisó		Denominación PATÍN	Nº plano cliente:
	Aprobó			
Esc:	1:1	Formato: A3	Nº plano:	Pág.
			CTR-S02-P03	22



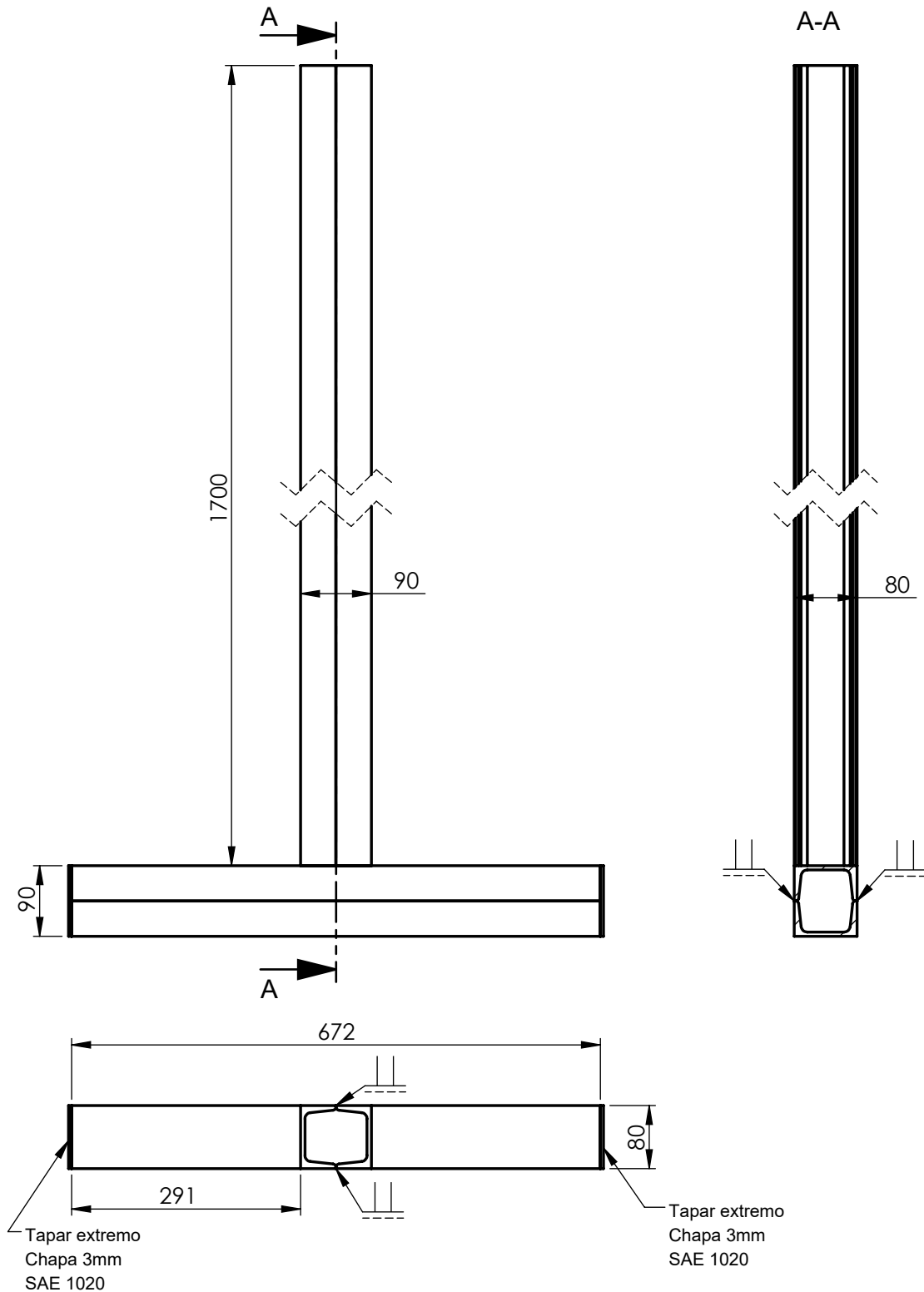


Vista en perspectiva

POSC.	DENOMINACIÓN	Nº PLANO	MATERIAL	CANT.
1	Lanza	CTR-S03-P01	-	1
2	Barra de tiro	CTR-S03-P02	-	1
3	Perno de barra de tiro	CTR-S03-P03	-	1
4	Oreja conexión cilindro delantero	CTR-S03-P04	-	1
5	Platina lanza	CTR-S03-P05	-	4
6	Oreja barra de tiro	CTR-S03-P06	-	1
7	Seeger exterior D=30mm	-	SAE 1070	1

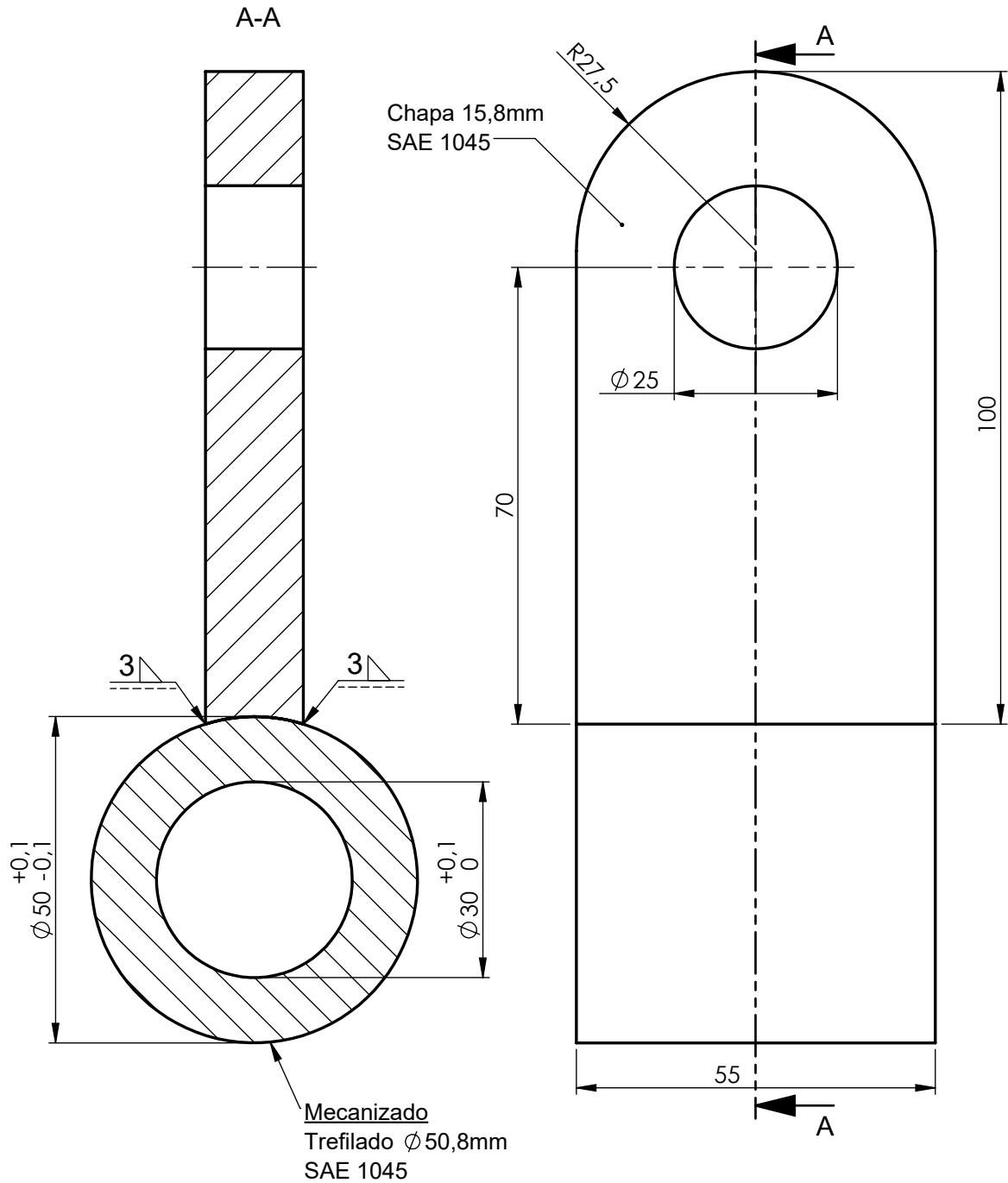
Tolerancias generales: ± 0,5mm	Proyectó	9/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	9/12 BRUNAS, C		
	Revisó		Denominación CONJUNTO LANZA	 Nº plano cliente:
	Aprobó			
Esc:	1:5			
Formato:	A3			
				Pág. 23


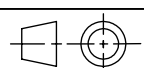
Lanza
Cant: 1 (una)



Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	8/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	8/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Mat: Perfil U nº8 (80x45) Acero al C. no aleado	Esc:	Denominación			
		LANZA			
	Formato:				
	Nº plano cliente:				
		Nº plano: CTR-S03-P01			Pág. 24

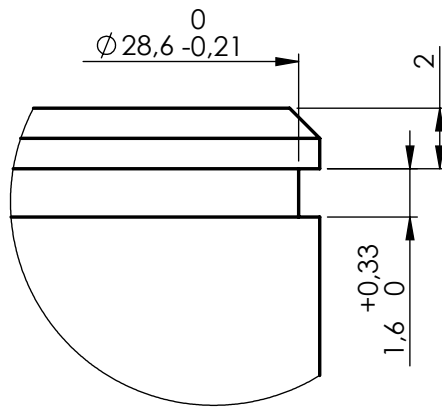
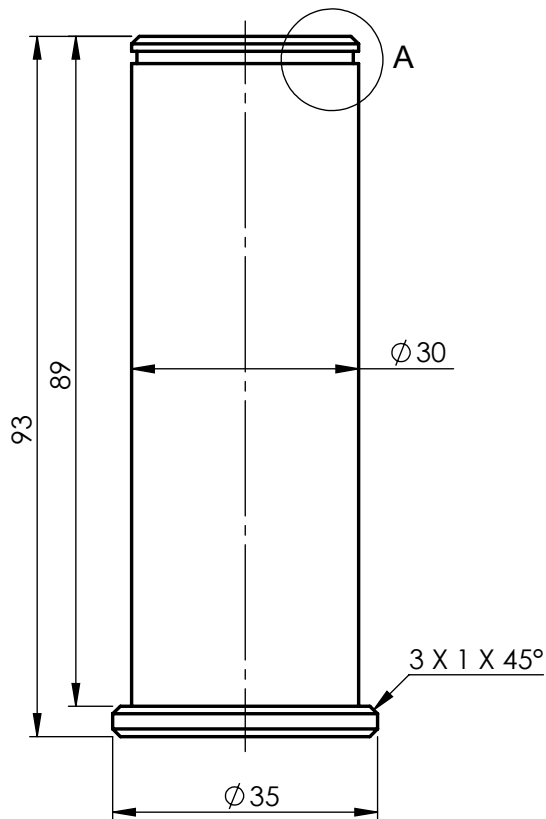
Barra de tiro
Cant: 1 (uno)




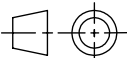
Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	8/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	8/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Esc: 1:1	Denominación				
	BARRA DE TIRO				
Formato: A4					
Nº plano cliente:					Nº plano: CTR-S03-P02

Peno barra de tiro

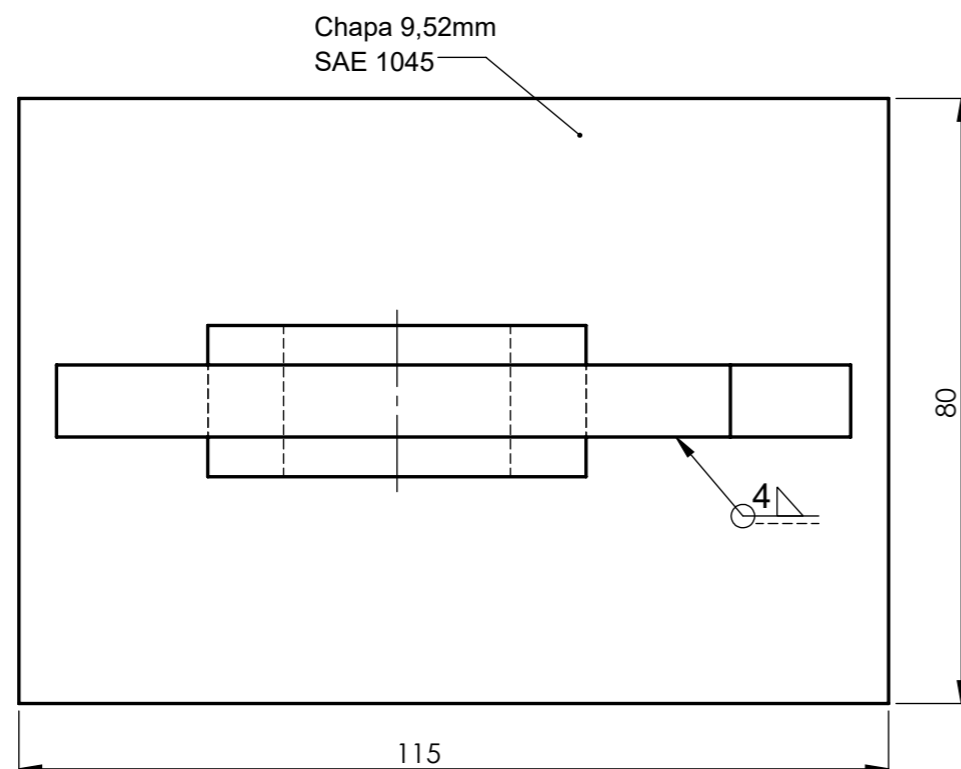
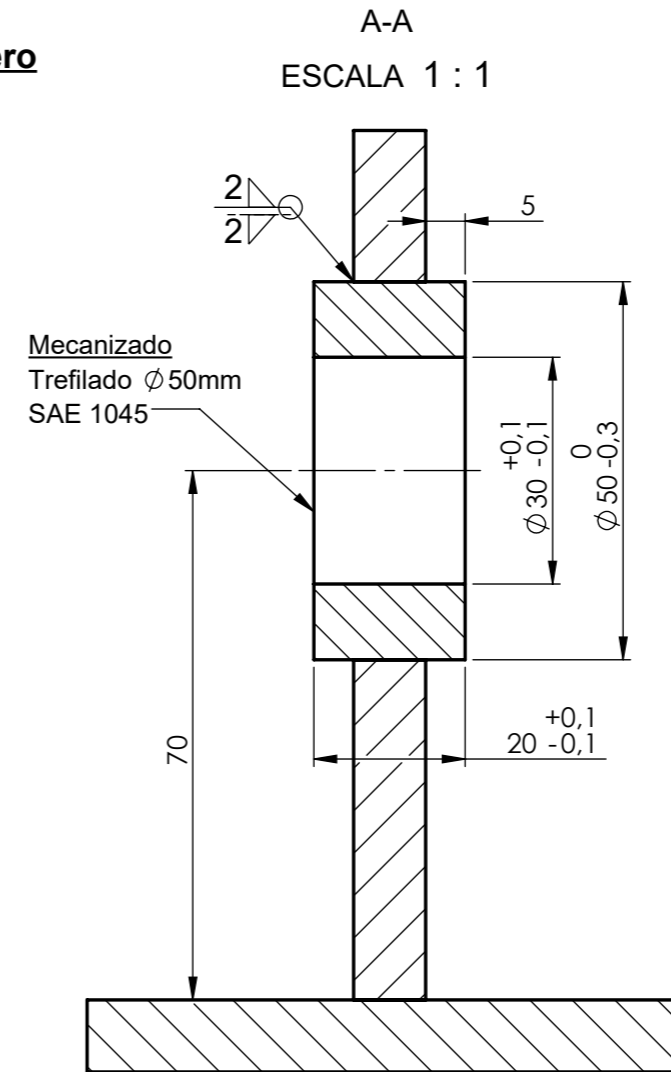
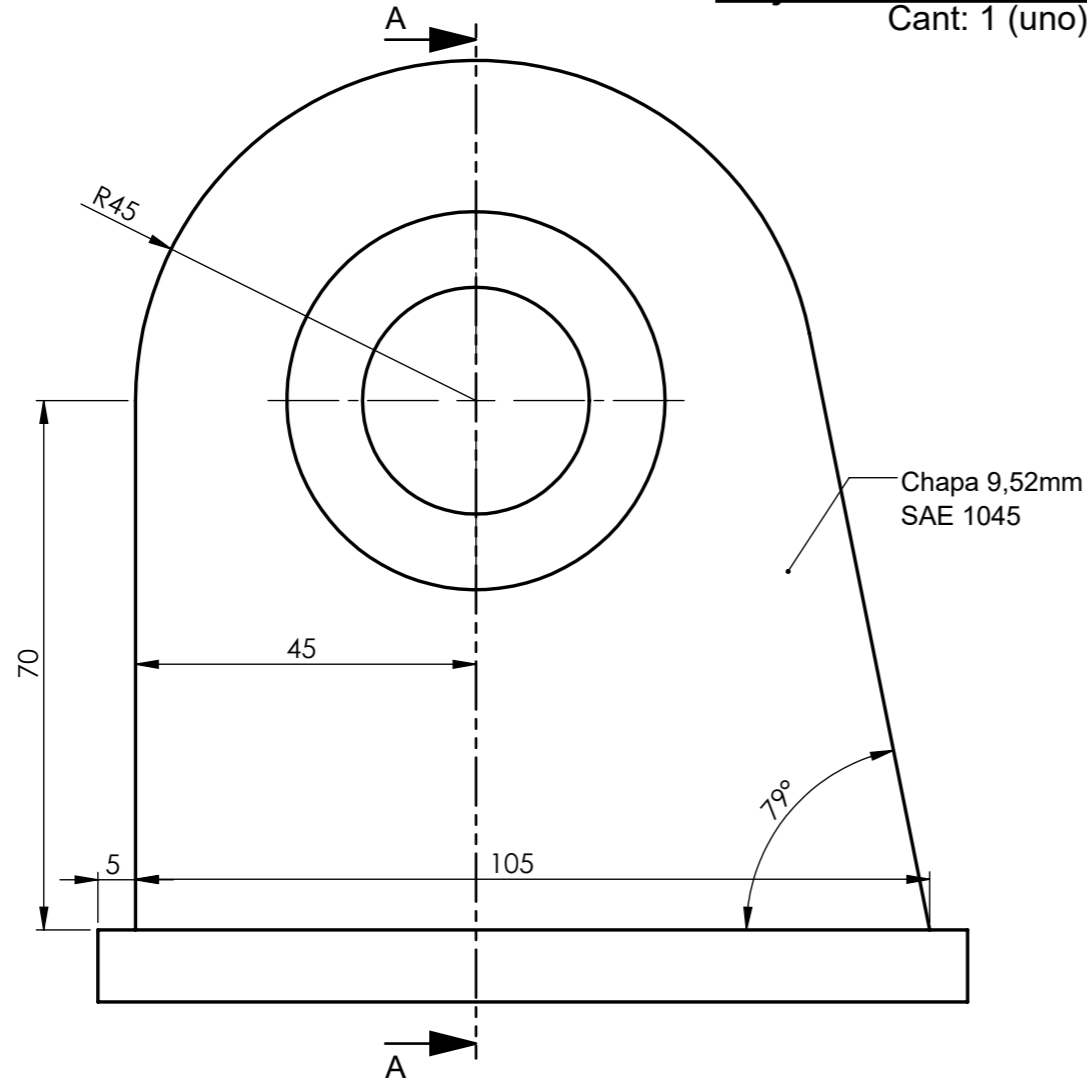
Cant: 1 (uno)



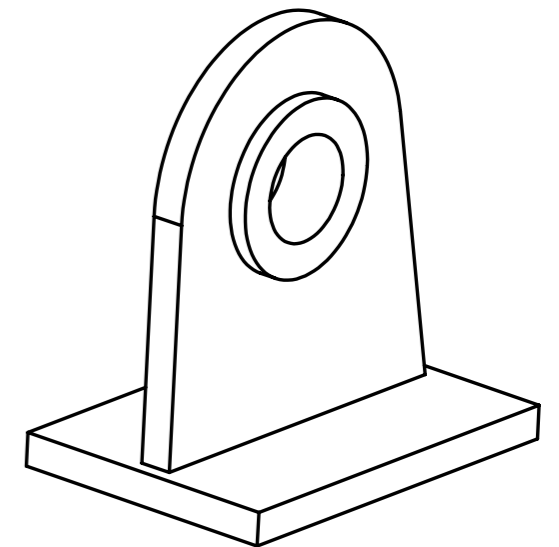
A
ESCALA 4:1

Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$ Mat: Trefilado $\text{Ø } 35 \text{ mm}$ SAE 1045	Proyectó	19/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	19/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
	Esc:	Denominación				
	1:1	PERNO DE BARRA DE TIRO				
						
	Formato:				Nº plano cliente:	
	A4				Nº plano:	Pág.
					CTR-S03-P03	26

Oreja conexión cilindro delantero
Cant: 1 (uno)

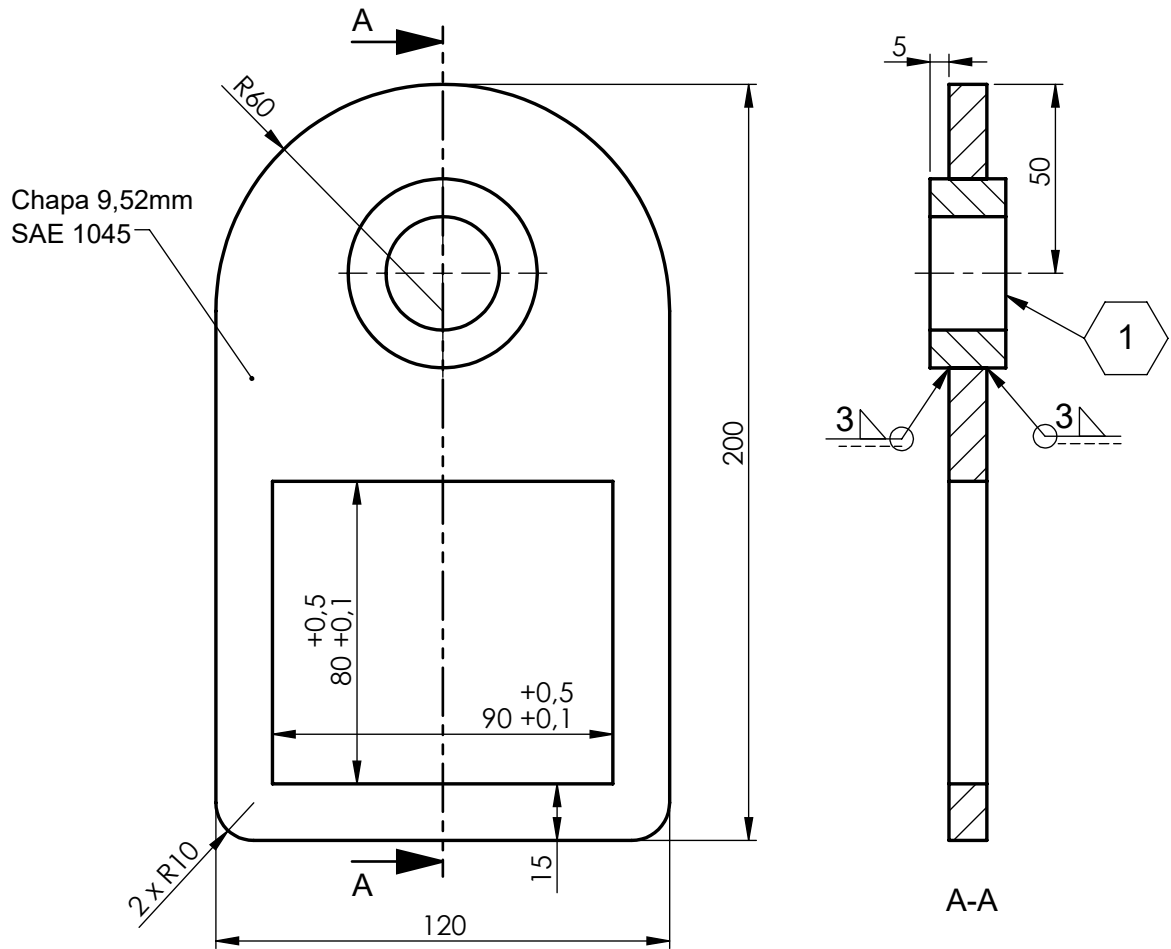


Vista en perspectiva

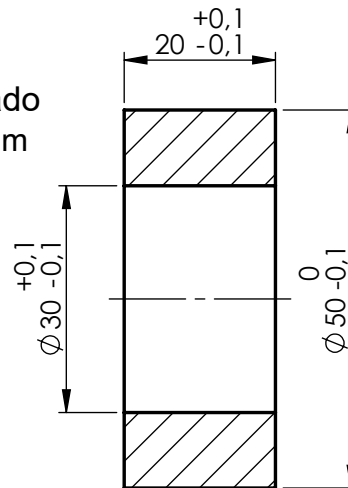



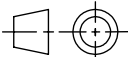
Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	7/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	7/12	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Esc:	Denominación				
1:1	OREJA CONEXIÓN CILINDRO DELANTERO				
					Nº plano cliente:
Formato:	A3				Nº plano: CTR-S03-P04
					Pág. 27

Platina lanza
Cant: 4 (cuatro)

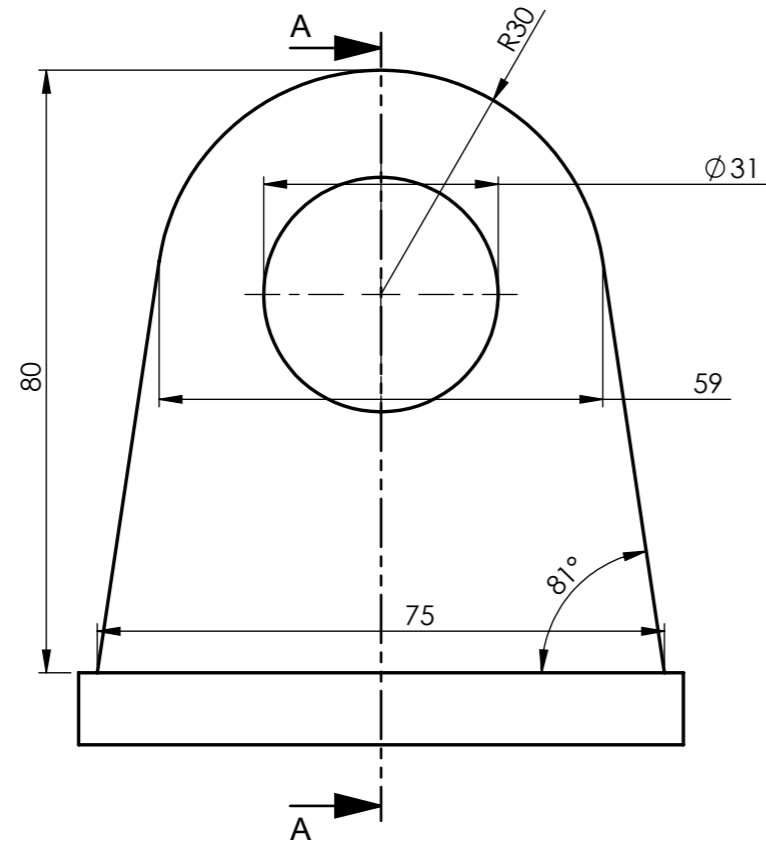


Nota 1: Mecanizado
Trefilado $\varnothing 50,8\text{mm}$
SAE 1045
Escala: 1:1



Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	8/12	BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS	
	Dibujó	8/12	BRUNAS, C			
	Revisó					
	Aprobó					
Esc:	Denominación					
1:2	PLATINA LANZA					
						
Formato:					Nº plano cliente:	
A4					Nº plano: CTR-S03-P05	Pág. 28

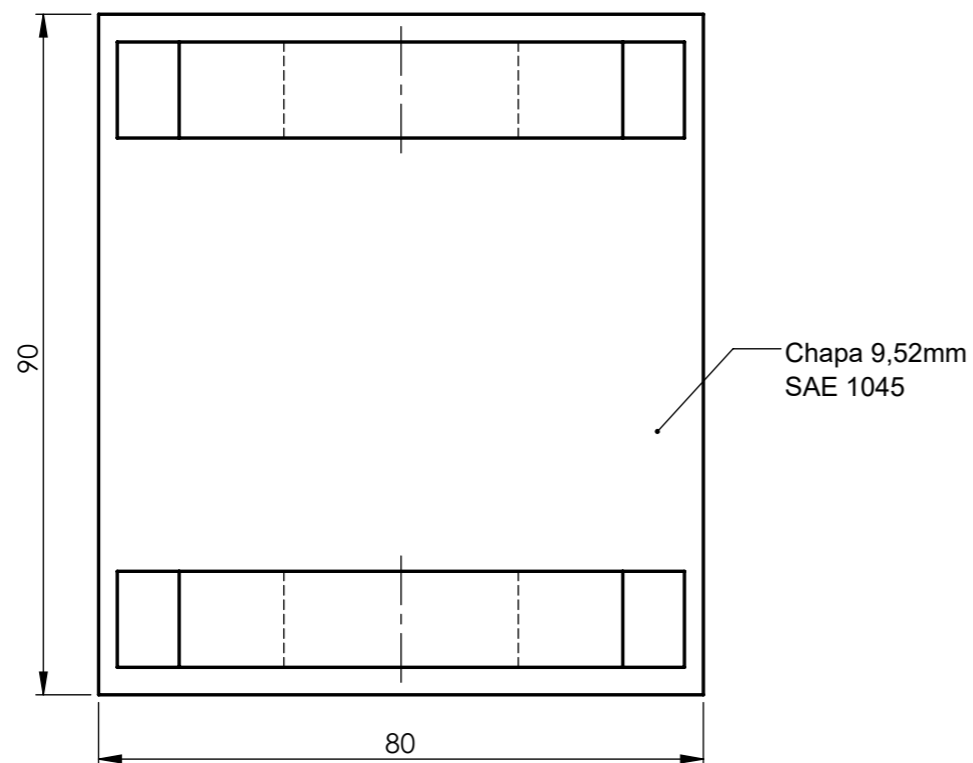
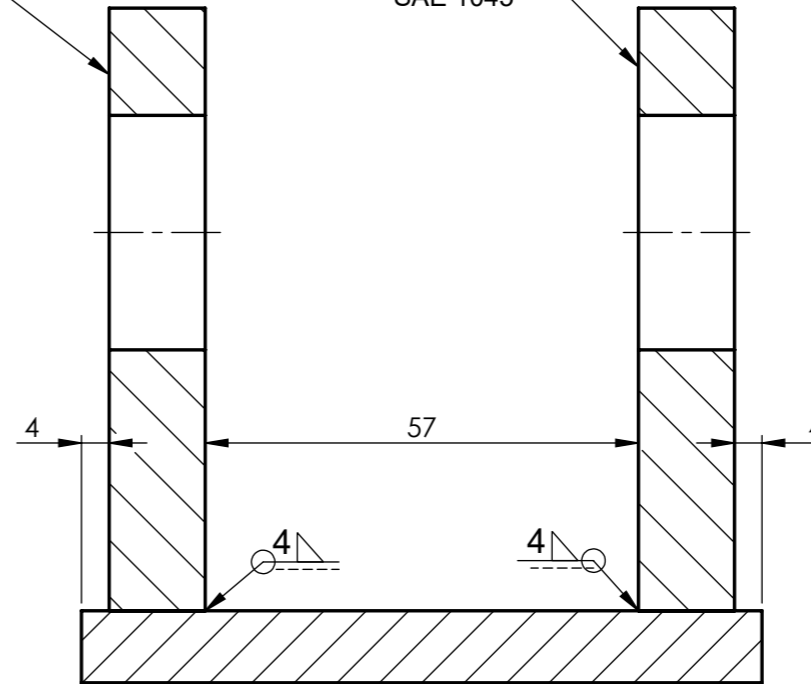
Oreja barra de tiro
Cant: 1 (uno)



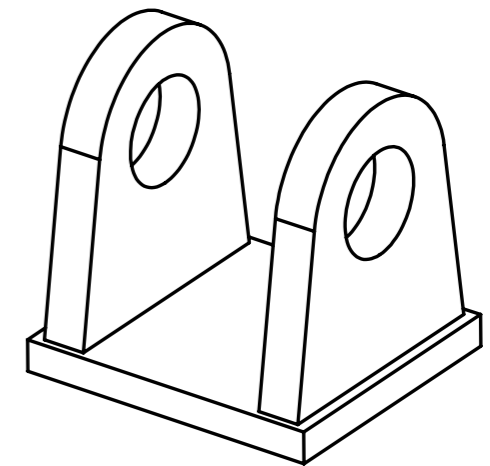
Chapa 12,7mm
SAE 1045


A-A

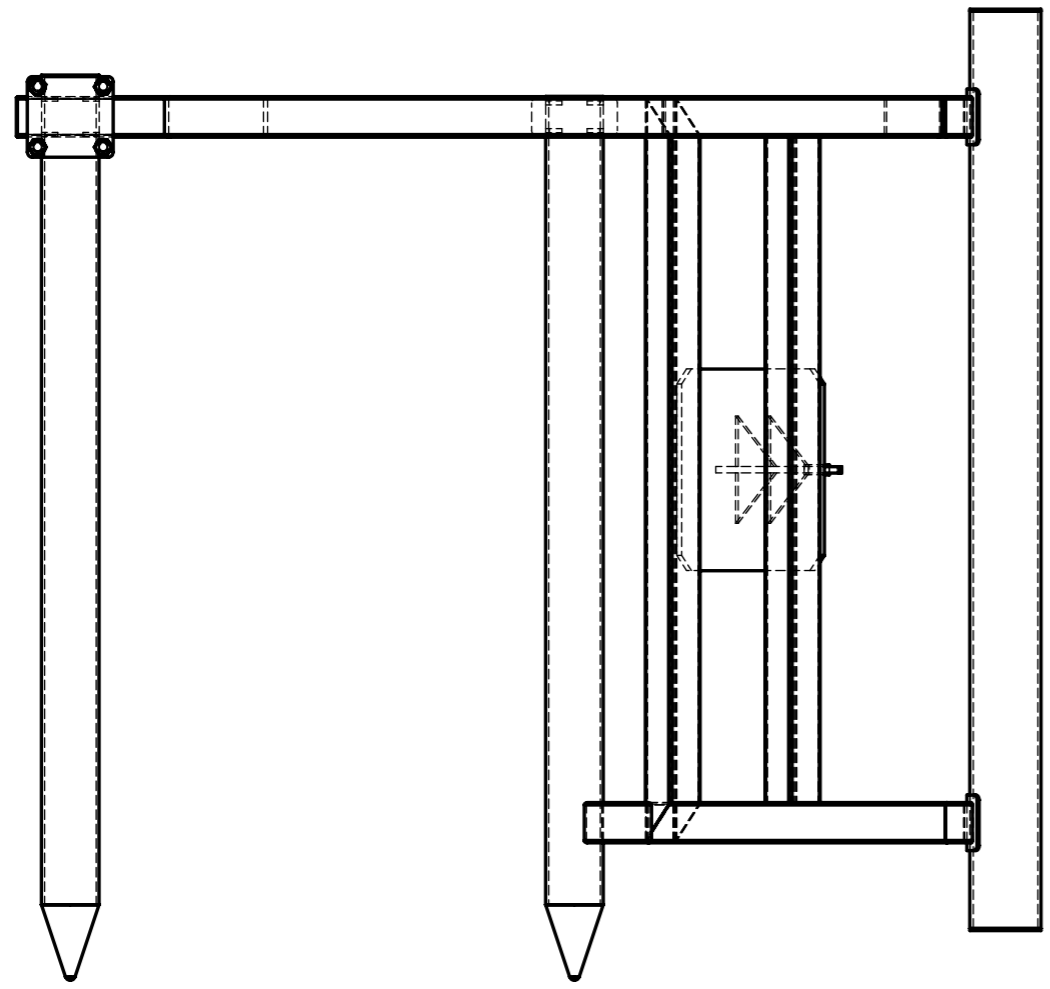
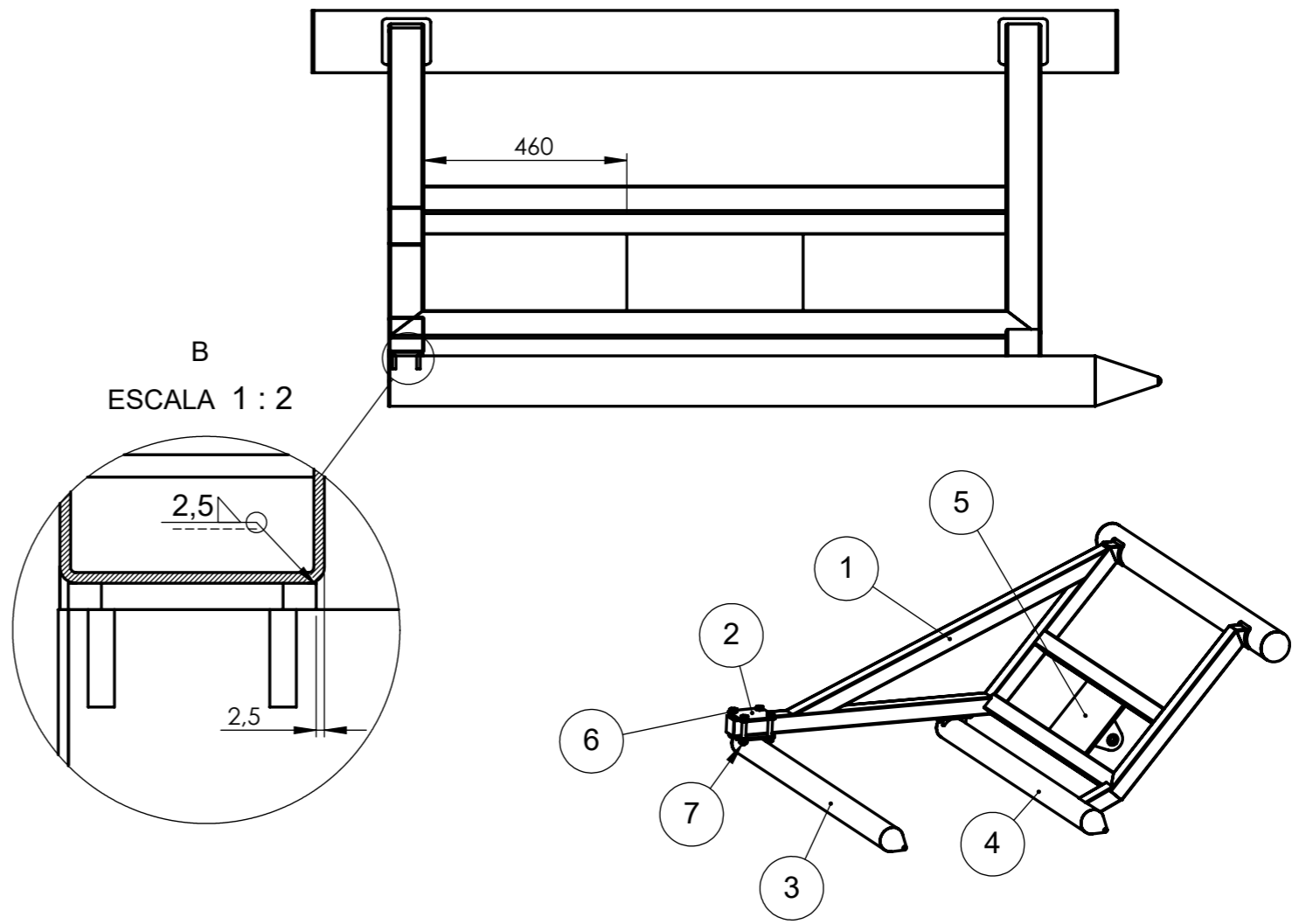
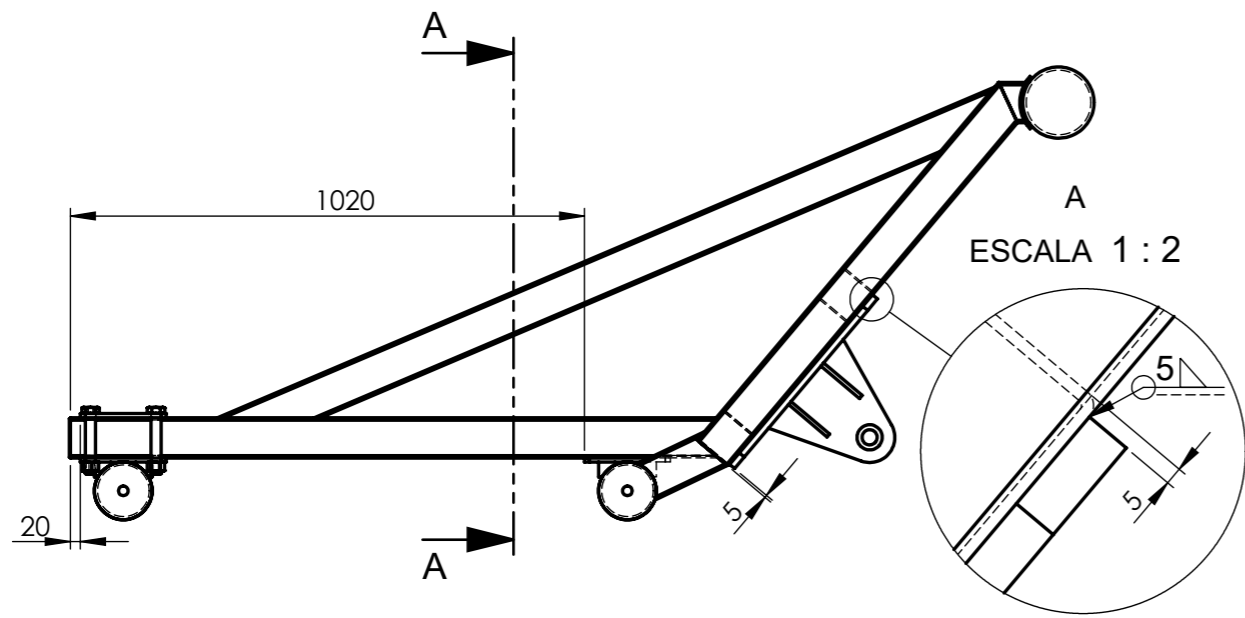
Chapa 12,7mm
SAE 1045



Vista en perspectiva



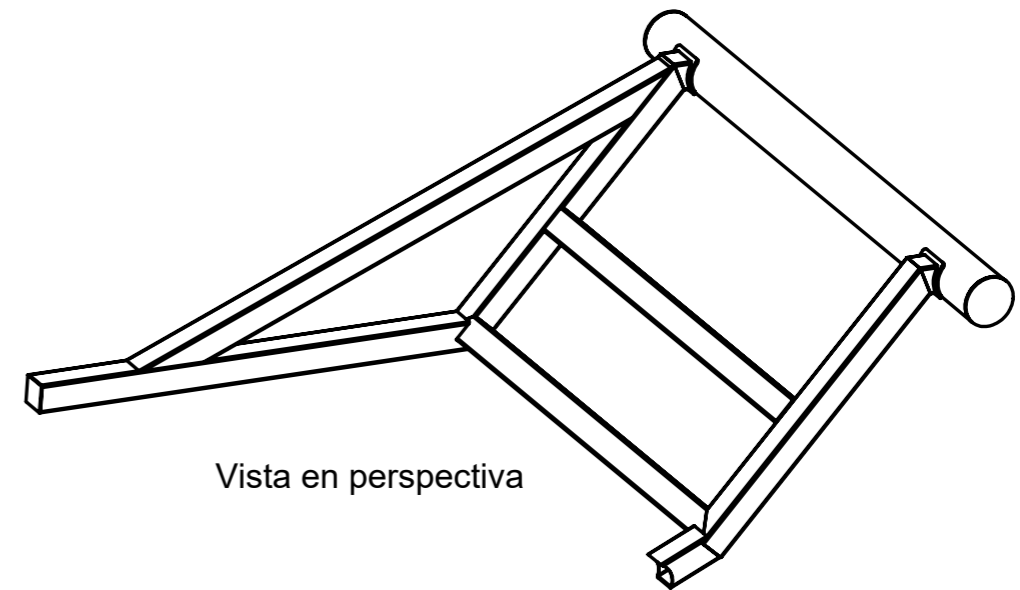
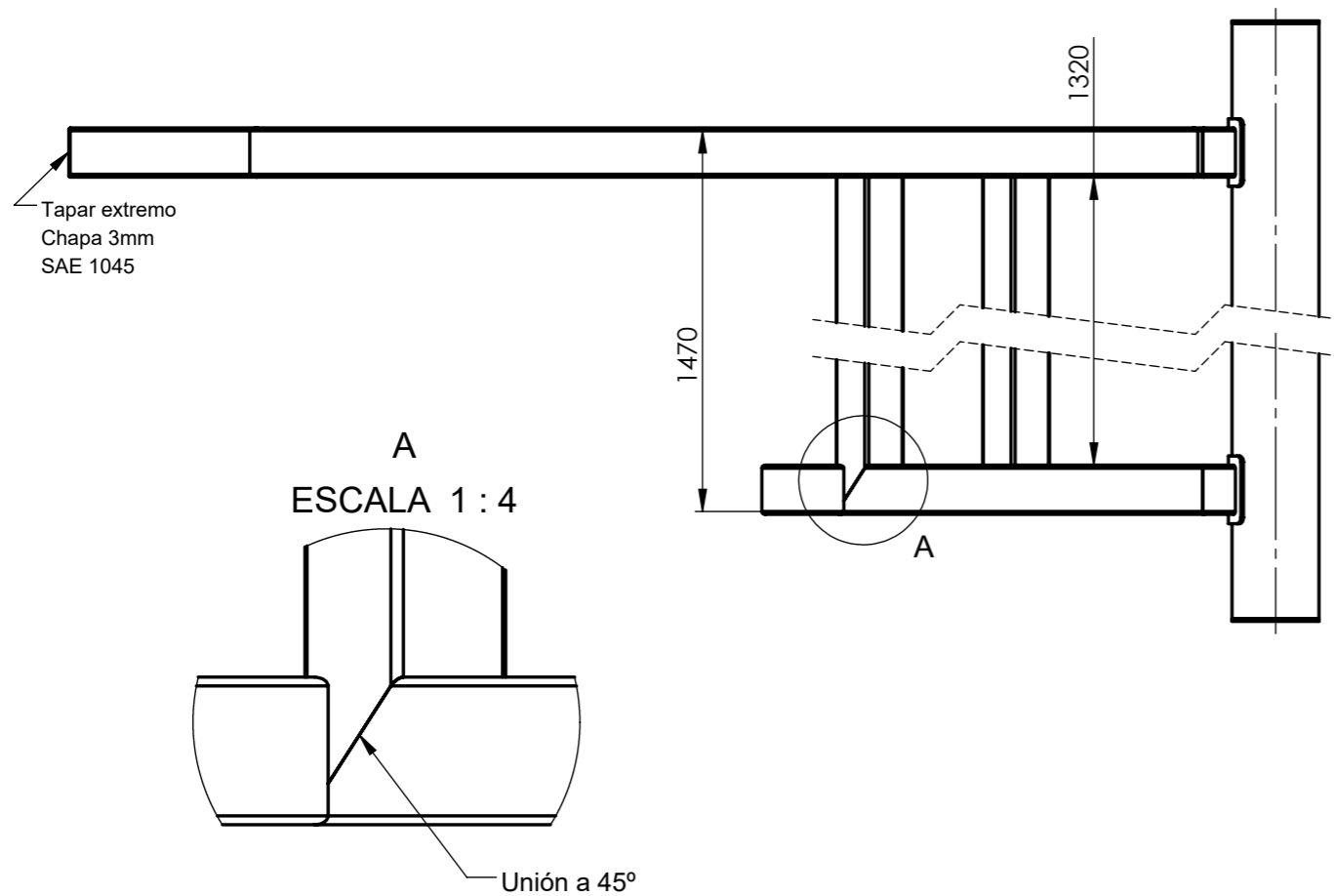
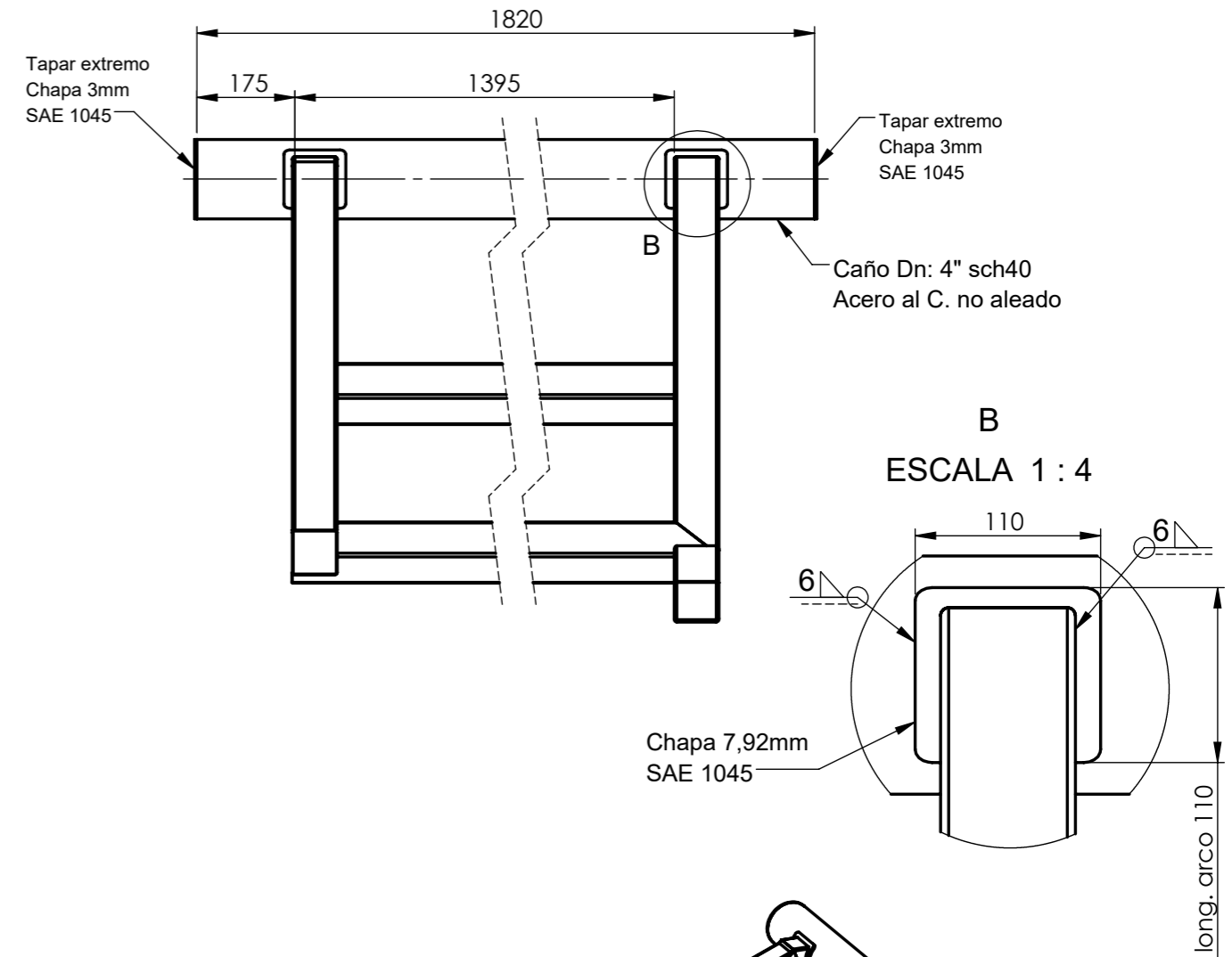
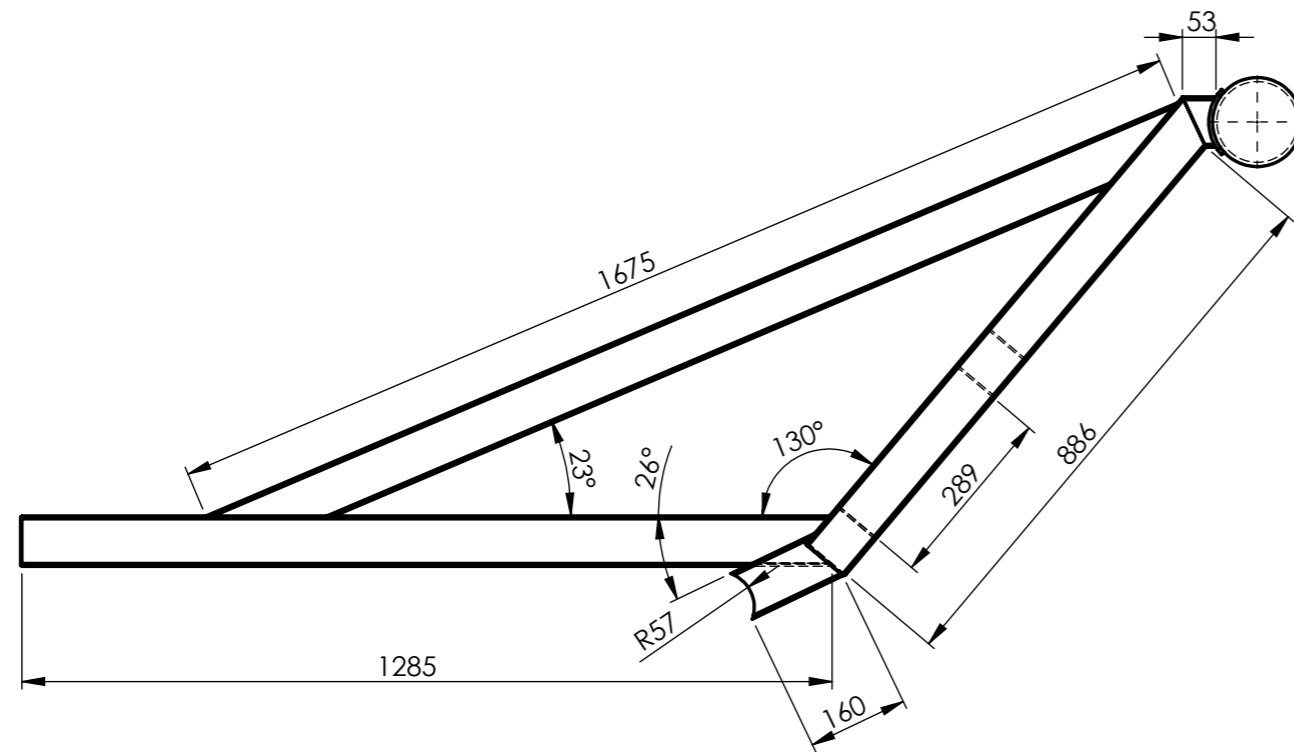
Tolerancias generales: $\pm 0,5\text{mm}$	Proyectó	7/12 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	7/12 BRUNAS, C		
	Revisó			
	Aprobó			
	Esc: 1:1	Denominación OREJA BARRA DE TIRO		 N° plano cliente: N° plano: CTR-S03-P06
Formato: A3			Pág. 29	




POSC.	DENOMINACIÓN	Nº PLANO	MATERIAL	CANT.
1	Estructura Pinche	CTR-S04-P01	-	1
2	Platina	CTR-S04-P02	-	1
3	Púa Móvil	CTR-S04-P03	-	1
4	Púa Fija	CTR-S04-P03	-	1
5	Oreja conexión a cilindro	CTR-S04-P04	-	1
6	Bulon Hexagonal M20x120	-	SAE grado 2	4
7	Tuerca M20	-	SAE grado 2	4

Tolerancias generales: ± 0,1mm	Proyectó	26/11 BRUNAS,C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	26/11 BRUNAS, C		
	Revisó			
	Aprobó			
Esc:	Denominación			
1:15	CONJUNTO PINCHE			
Formato:	A3			Nº plano cliente:
				Nº plano: CTR-S04-P00
				Pág. 30

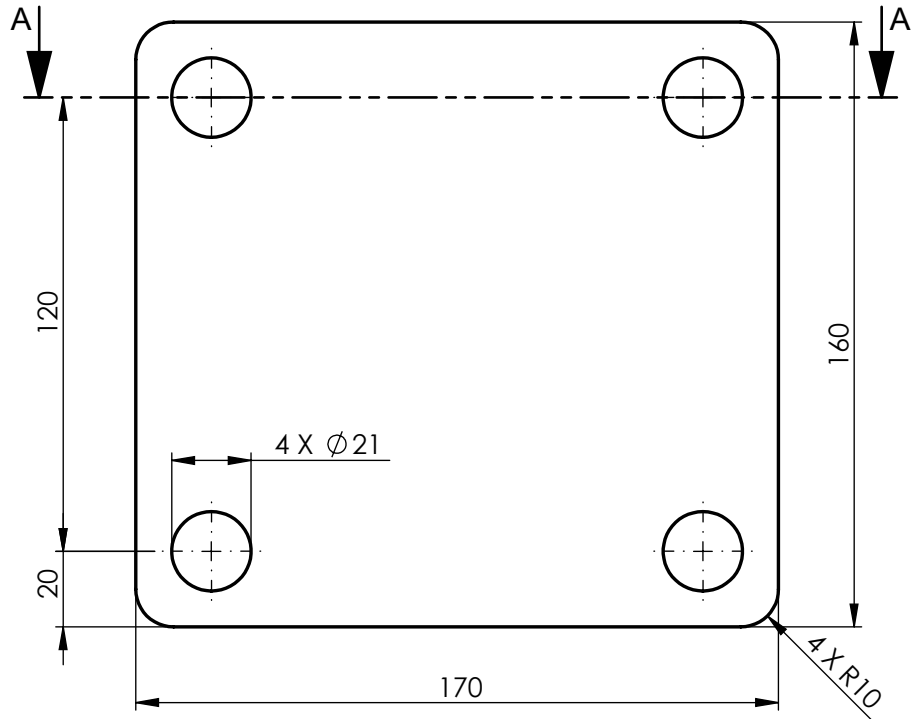
Estructura pinche
Cant: 1 (uno)



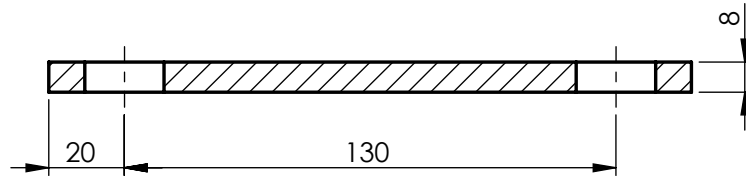
Vista en perspectiva


Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	24/11 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	24/11 BRUNAS, C		
	Revisó			
	Aprobó			
Mat: tubo estruc. cuadr. de 80x80x3,2 mm de acero al C no aleado Sold. no especific. A tope	Esc:	1:12	Denominación ESTRUCTURA PINCHE	 N° plano cliente: N° plano: CTR-S04-P01
	Formato:	A3		
				Pág. 31

Platina
Cant: 1 (una)

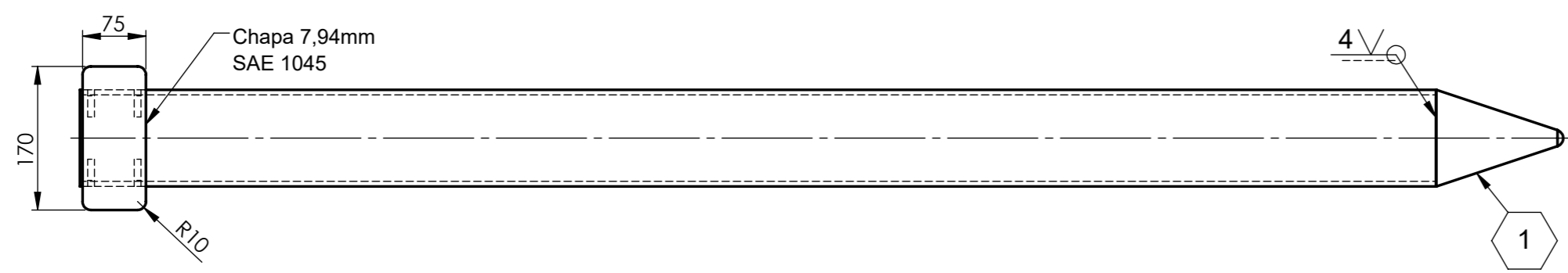
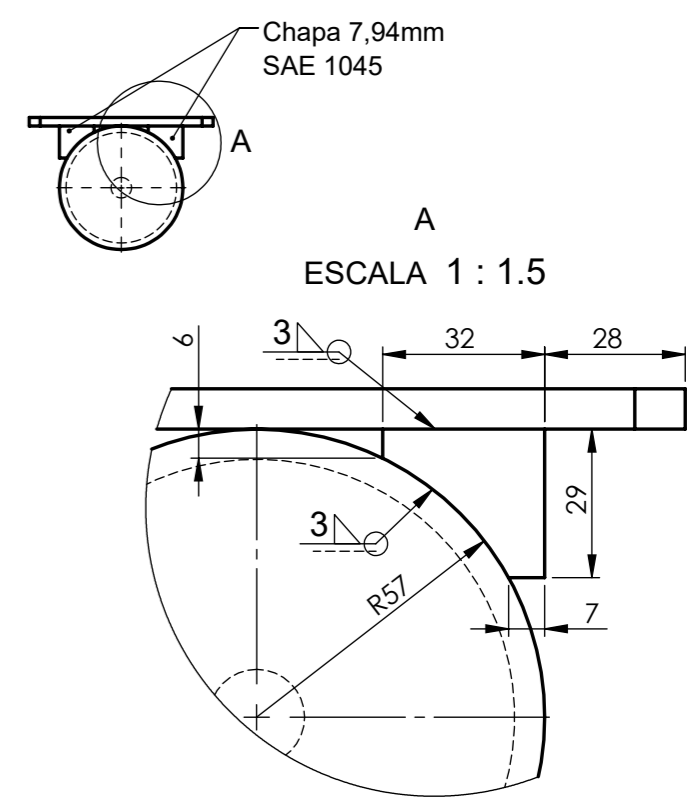
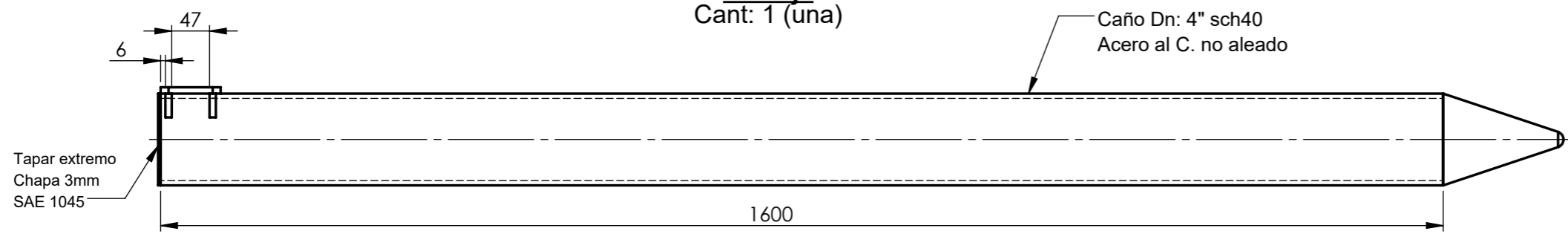


A-A

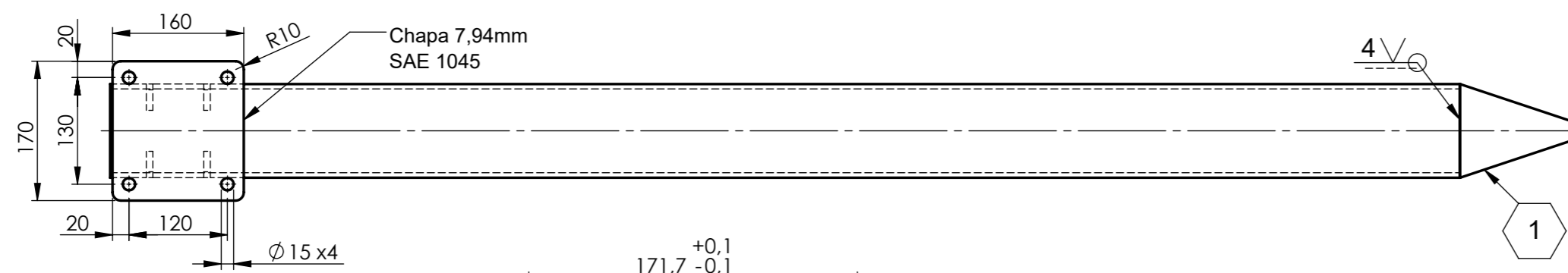
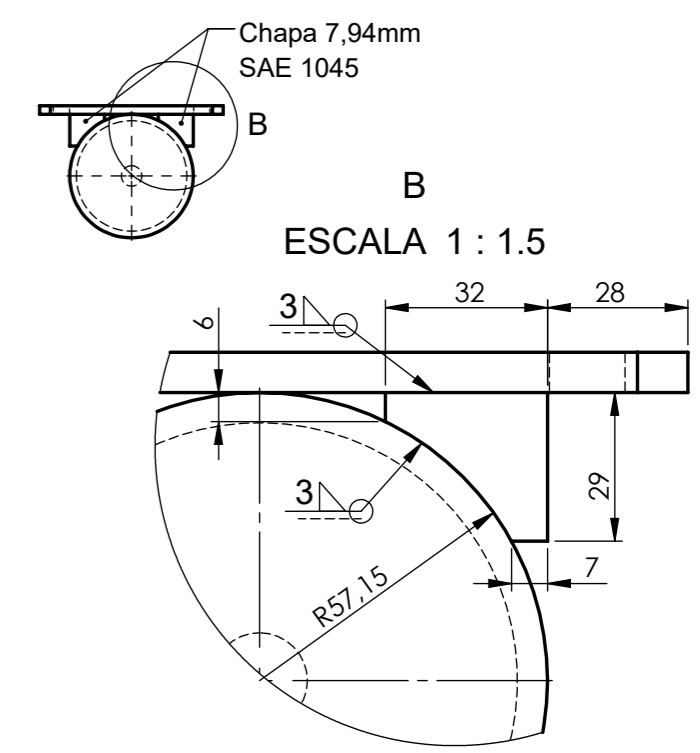
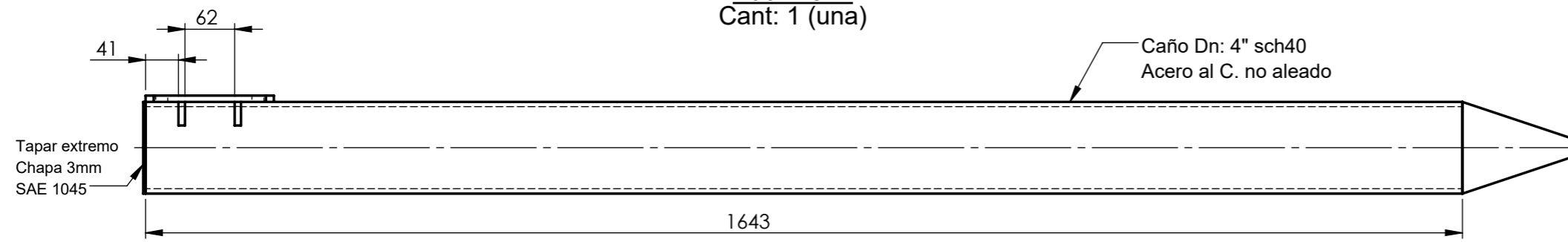


Tolerancias generales: $\pm 0,1\text{mm}$	Proyectó	26/11	BRUNAS,C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	26/11	BRUNAS, C		
	Revisó				
	Aprobó				
Mat.: Chapa Acero SAE 1045 esp: 7,94mm	Esc:	Denominación			
		PLATINA			
	Formato:				
					Nº plano cliente:
					Nº plano: CTR-S04-P02
					Pág. 32

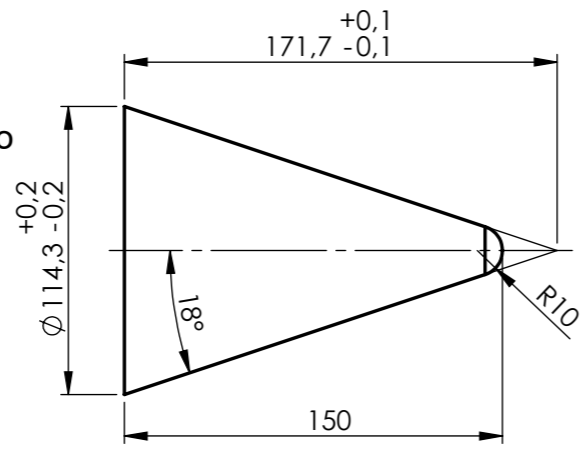
Púa fija
Cant: 1 (una)



Púa móvil
Cant: 1 (una)



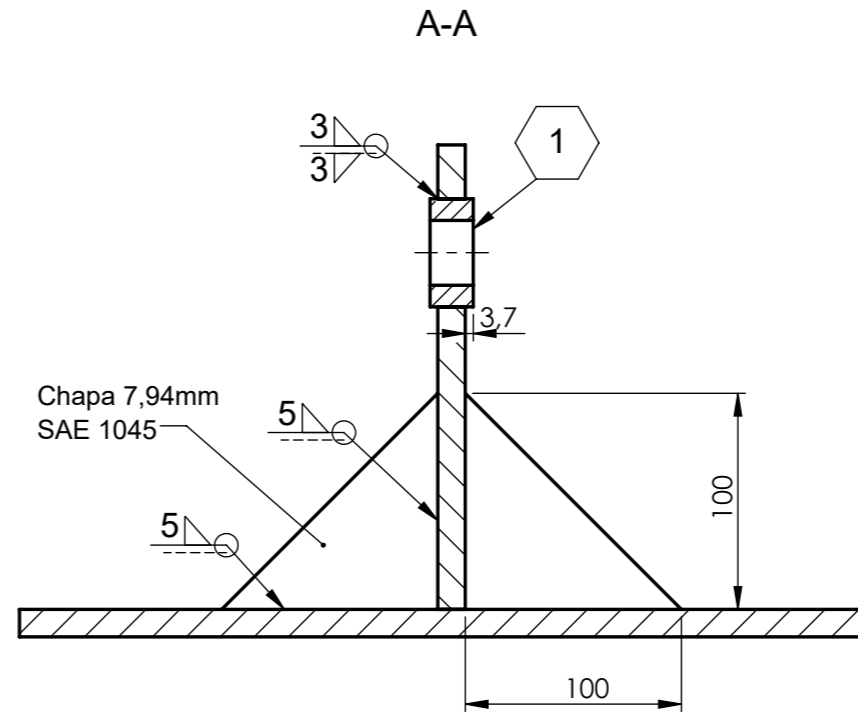
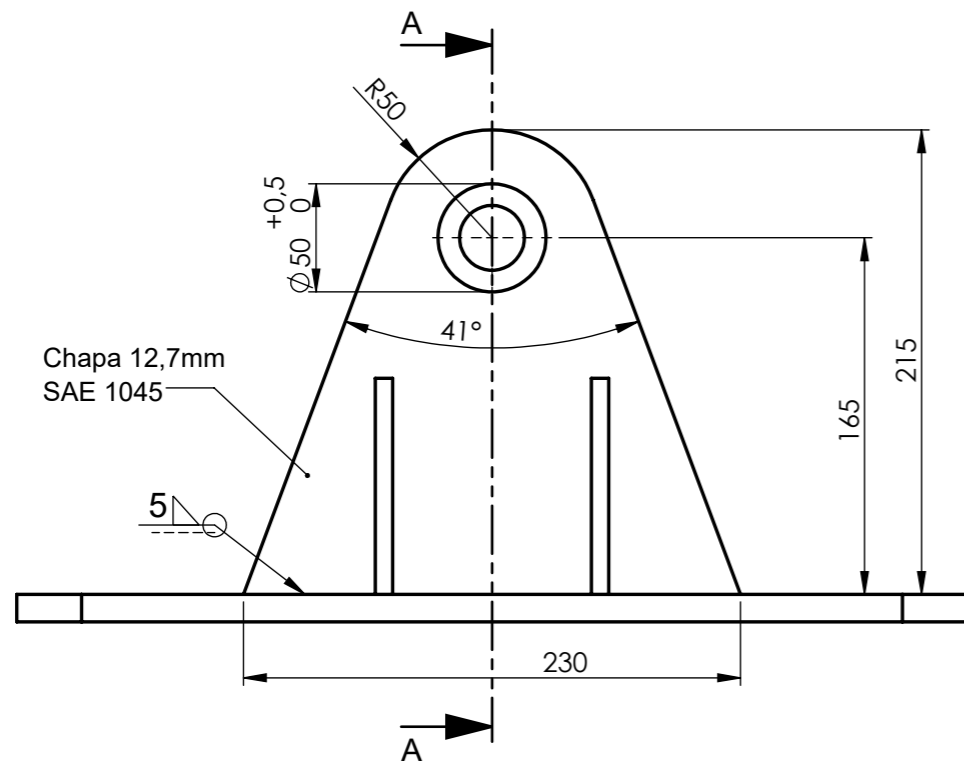
Nota 1: Mecanizado
Trefilado ϕ 120mm
SAE 1045
Cant: 2 (dos)
Escala: 1:3



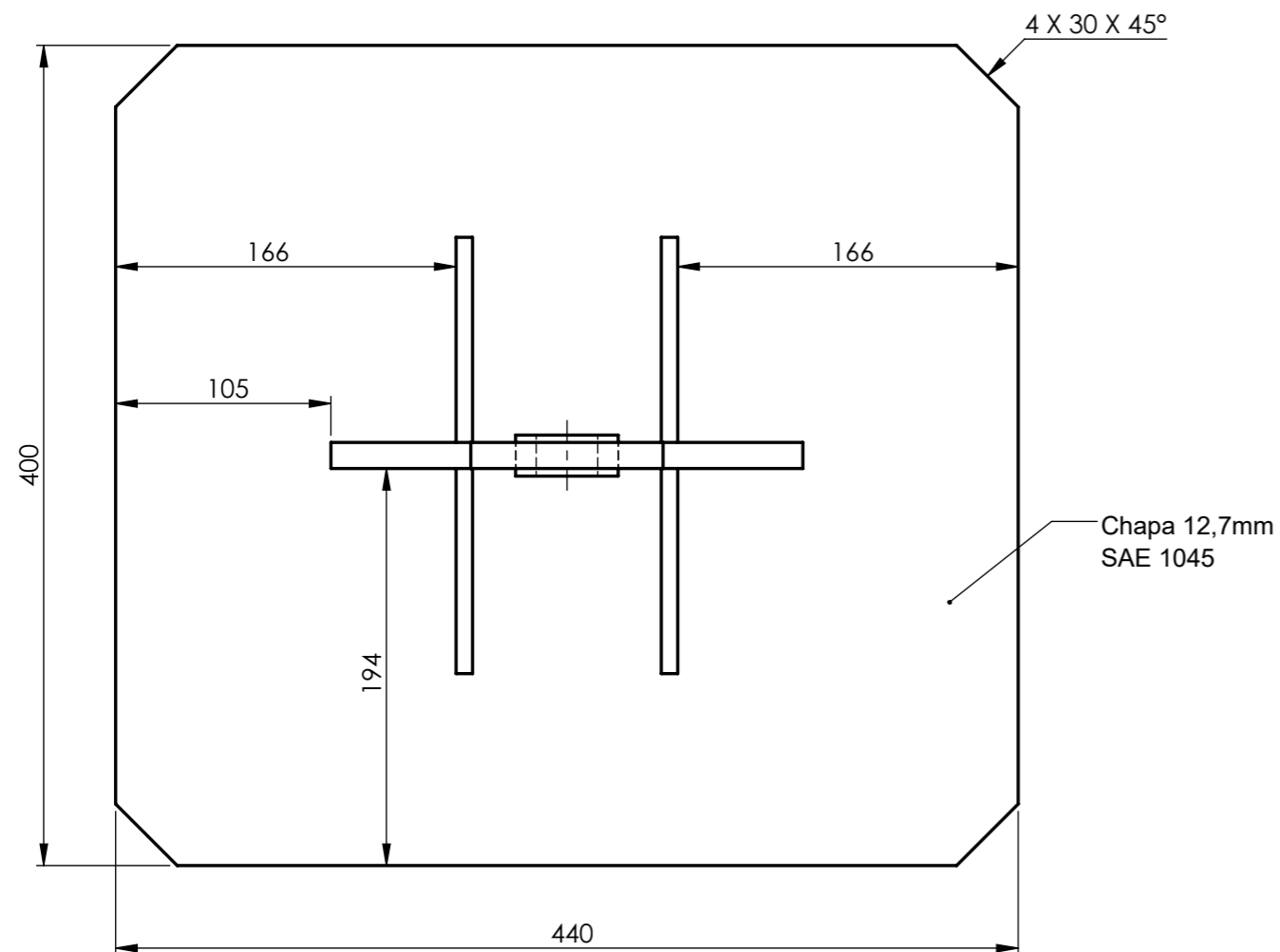
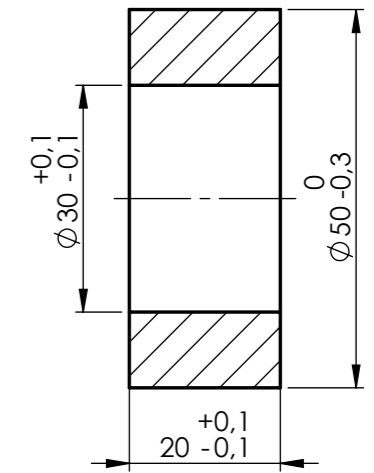
Tolerancias generales: $\pm 1\text{mm}$	Proyectó	25/11 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	25/11 BRUNAS, C		
	Revisó		Denominación PÚAS	
	Aprobó			
	Esc:	1:7		
Formato:	A3		Nº plano cliente:	Nº plano: CTR-S04-03
				Pág. 33

Oreja conexión a cilindro

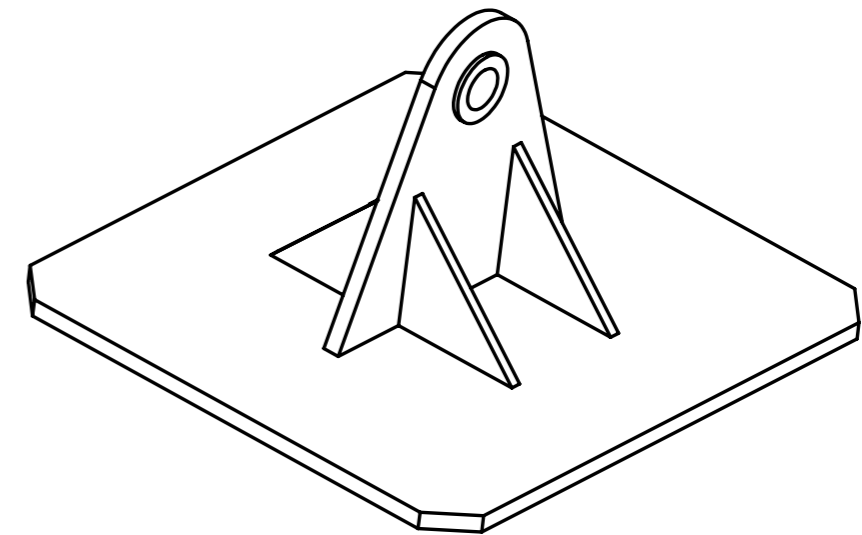
Cant: 1 (una)




Nota 1: Mecanizado
Trefilado $\phi 50,8\text{mm}$
SAE 1045
Escala: 1:1



Vista en perspectiva



Tolerancias generales: $\pm 1\text{mm}$	Proyectó	24/11 BRUNAS, C	Cliente U.T.N. f.r.s.f.	Proyecto CARGADOR Y TRANSPORTADOR DE ROLLOS
	Dibujó	24/11 BRUNAS, C		
	Revisó			
	Aprobó			
	Esc: 1:3,5	Denominación		
Formato: A3	OREJA CONEXIÓN A CILINDRO			
	N° plano cliente:			
	N° plano: CTR-S04-P04		Pág. 34	