



Máquina para el Corte Longitudinal de Rollos de Caucho

Agustín Darío García

Álvaro Julián Sanchez

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y
Agrimensura Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario,
Argentina
2025

Máquina para el Corte Longitudinal de Rollos de Caucho

Agustín Darío García
Álvaro Julián Sanchez

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

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

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

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y
Agrimensura Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario,
Argentina
2025

Dedicatorias

“Quiero agradecer a mis padres y mis hermanos que siempre me dieron su apoyo y creyeron en mí. A mi novia, que me acompañó incondicionalmente en cada paso. A la universidad pública, que hoy me permite convertirme en profesional y que me ha dado grandísimos amigos que espero conservar para toda la vida.

Y en especial, a Ramiro Molinari, amigo entrañable y apasionado por la ingeniería, quien sin dudas ayudó a allanar el camino.

Tu entusiasmo, tu forma de mirar las cosas y tus ganas de aprender me marcaron para siempre.

Este logro también es tuyo, Chicho querido.”

Agustín García

“Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a todas aquellas personas que, a lo largo de estos años, me acompañaron durante mi carrera y me brindaron su apoyo incondicional.

A mi familia, por ser siempre mi sostén; a mis amigos, por su compañía y aliento constante; y a aquellas personas que ya no están con nosotros, pero que siguen presentes en mi corazón y en cada uno de mis logros.”

Gracias a todos por formar parte de este camino.

Álvaro Sanchez

Resumen

En la industria de manufactura de productos de caucho, la necesidad de cortes precisos y eficientes es clave para garantizar la calidad del producto final brindado al cliente. En particular, se ha identificado el caso de una empresa que requiere transformar bobinas de caucho reforzado con tela de poliéster, de 1100 mm de ancho, en bobinas más pequeñas con anchos variables entre 200 y 500 mm. Actualmente, este proceso se realiza con métodos manuales o sistemas de corte poco flexibles, lo que genera variabilidad en las dimensiones, tiempos de ajuste prolongados y una menor productividad. En este proyecto describe en profundidad el diseño de una máquina Slitter (Cortadora longitudinal) de caucho, individualizando cada una de las tareas que deberá ser capaz de realizar y analizando sus posibles soluciones para llegar a una propuesta final que sea funcional y cumpla con los requerimientos de calidad. Una vez finalizada esta etapa, se desarrolló una ingeniería básica y posteriormente, con el fin de no extender excesivamente el alcance de este trabajo y centrándonos en aquello que se considera esencial para el funcionamiento de la máquina, se realizó una ingeniería de detalle de los módulos de corte y desbobinador. Finalmente, se obtuvo una máquina robusta que ocupa 24 m² de superficie en planta, capaz de operar semiautomáticamente con rollos de caucho de un máximo de 1500 mm de ancho y 3500 kg de peso, de regulación precisa en su ancho de corte entre los límites antes mencionados, manteniendo el material en un valor de tensión constante para de 2.5 MPa para garantizar un corte preciso y homogéneo, y que trabaja a una velocidad tangencial de corte de 60 mm/s, lo que se traduce en una capacidad de corte de 216 m/h de caucho.

Palabras clave: Automatización, Precisión, Productividad, Corte, Caucho, Regulación, Slitter Machine.

Abstract

In the rubber manufacturing industry, precise and efficient cutting is essential to ensure the quality of the final product. Specifically, a company has been identified that needs to transform 1100 mm wide rolls of polyester-reinforced rubber into smaller rolls with variable widths between 200 and 500 mm. Currently, this process is carried out using manual methods or inflexible cutting systems, leading to variability in dimensions, long setup times, and lower productivity. This Project involve a deep description of the designing process of a Rubber Slitter Machine, isolating each of the tasks it should be able to do and analyzing every possible solution in order to make a final selection which must be useful and able to reach all of the quality requirements. Following this step, the basic engineering of the machine was developed, and later, while trying to avoid extending excessively the Project and focusing on those parts which are considered essential for this machine to work, detailed engineering of the cutting and winding modules were developed. As a result, a 24 m² and robust slitter machine was obtained, which is able to operate semi automatically while handling 1500 mm wide and 3500 kg rubber coils, reaching a precise cutting width regulation between the limits specified before, maintaining 2.5 MPa constant stress on the material for guaranteeing a precise and homogeneous cut, and operating at a 60 mm/s tangent speed, which implies a rubber cutting capacity of 216 m/h.

Keywords: Automation, Precision, Productivity, Cutting, Rubber, Regulation, Slitter Machine.

Contenido

Resumen	iv
Abstract	v
Introducción	1
Antecedentes teóricos y prácticos.....	1
Objetivos del estudio.....	1
Alcances y limitaciones	2
Significado del estudio	2
Capítulo 1: Materiales a cortar y propiedades.....	3
1.1 Propiedades del material	4
1.2 Ensayos aplicados al material.....	4
1.3 Presentación de la materia prima.....	6
Capítulo 2: Proceso de corte de rollos	7
2.1 Izaje	8
2.2 Desbobinador	8
2.3 Sistema de guías	9
2.4 Sistemas tensores	9
2.5 Sistemas de tracción.....	10
2.6 Órganos de corte	11
2.7 Rebobinador	12
Capítulo 3: Análisis de diseños, Requerimientos y Propuestas	15
3.1 Objetivo Principal	15
3.2 Objetivos secundarios.....	15
3.3 Propuestas	16
3.3.1 Propuesta seleccionada	18

3.4	Requerimientos.....	22
3.4.1	Velocidad angular del desbobinador	22
3.4.2	Fuerza, Velocidad y dimensionamiento requerido para el módulo de corte 23	
3.4.3	Torque para giro del desbobinador.....	28
3.4.4	Esfuerzos en el eje desbobinador para soportar la carga.....	30
3.4.5	Fuerza de rodillo de tracción	32
3.4.6	Fuerza de rodillo de tensor.....	35
Capítulo 4: Desarrollo de la propuesta seleccionada		37
4.1	Central hidráulica	39
4.2	Carro de izaje	41
4.2.1	Selección de actuadores hidráulicos	41
4.2.2	Selección de ruedas.....	42
4.3	Modulo Desbobinador.....	42
4.3.1	Eje.....	43
4.3.2	Rodamientos.....	44
4.3.3	Motorreductor.....	45
4.3.4	Piñón-corona.....	45
4.3.5	Estructura.....	48
4.3.6	Brazo de apoyo.....	50
4.4	Módulo Tensor.....	52
4.4.1	Cilindros hidráulicos rodillo tensor.....	53
4.4.2	Rodillo tensor	53
4.4.3	Rodamientos.....	53
4.5	Módulo de corte	54
4.5.1	Discos de corte	55
4.5.2	Motorreductor seleccionado	56

4.5.3	Sistema de posicionamiento de cabezales.....	57
4.5.4	Estructura.....	62
4.6	Módulo guía.....	63
4.7	Módulo de tracción.....	65
4.7.1	Motorreductor.....	67
4.7.2	Rodillo de tracción.....	67
4.7.3	Rodamientos.....	68
4.7.4	Cilindro hidráulico.....	68
4.7.5	Acoplamiento	68
4.9	Módulo rebobinador	70
4.10	Análisis por elementos finitos.....	70
4.10.1	Desbobinador.....	70
4.10.2	Módulo de Corte.....	75
4.11	Sensores y electrónica.....	77
4.11.1	Celdas de carga.....	77
4.11.2	Variadores de frecuencia	78
4.11.3	Sensores de velocidad.....	78
4.11.4	Controlador Lógico Programable (PLC)	79
Conclusiones y recomendaciones.....		81
Conclusiones		81
Oportunidades de mejora		82
Bibliografía		84
Anexo: Memoria de Cálculo.....		85
Lista de Planos.....		113

Introducción

En la industria manufacturera de materiales poliméricos, el caucho reforzado con tela de poliéster juega un papel fundamental en diversas aplicaciones, desde bandas transportadoras hasta juntas industriales. Su procesamiento requiere métodos de corte precisos y eficientes para garantizar la calidad del producto final. En este contexto, se ha identificado la necesidad de optimizar el proceso de corte de bobinas de caucho, particularmente en una empresa que trabaja con bobinas de 1100 mm de ancho y busca obtener bobinas más pequeñas con anchos variables entre 200 y 500 mm.

Actualmente, el corte de estas bobinas se realiza mediante sistemas manuales o equipos que presentan limitaciones en cuanto a flexibilidad y eficiencia. Esto genera variabilidad en las dimensiones de los productos obtenidos, tiempos de ajuste prolongados y una menor productividad. La falta de un sistema de corte automatizado con regulación de ancho eficiente y preciso afecta directamente la calidad del producto final y la competitividad de la empresa en el mercado. Ante esta problemática, se propone el diseño y desarrollo de una *Slitter machine* con un mecanismo de regulación automático del ancho de corte, además de un sistema de izaje automático para la carga del material, un mecanismo de guiado con tensado uniforme y un módulo de rebobinado con un posible sistema de clampeo de la lámina nueva al cilindro interior del rollo.

Antecedentes teóricos y prácticos

El corte industrial de materiales flexibles es una tecnología ampliamente estudiada en la ingeniería mecánica. Existen diversos tipos de sistemas de corte, como el corte longitudinal mediante cuchillas rotativas, el corte por cizalla, el corte mediante láser o chorro de agua y, actualmente, el corte por ultrasonido. Sin embargo, en el caso del caucho reforzado con tela de poliéster, el método más eficiente y viable es el uso de cuchillas rotativas debido a la resistencia del material y la necesidad de cortes limpios y precisos.

Desde un punto de vista práctico, en muchas industrias este tipo de corte aún se realiza con ajustes manuales o con sistemas mecánicos poco flexibles, lo que limita la capacidad de adaptación a diferentes anchos de corte sin tiempos de ajuste significativos. En consecuencia, la automatización de la regulación del ancho de corte se presenta como una solución innovadora para mejorar la eficiencia del proceso productivo y garantizar la calidad de los productos obtenidos. Adicionalmente, la integración de un sistema de izaje automático de los rollos, que rondan los 3500 kg, y un módulo de guiado con tensado uniforme permitirá optimizar el manejo del material, reduciendo desperdicios y mejorando la seguridad en la operación.

Objetivos del estudio

El objetivo general de este proyecto es diseñar una *Slitter machine* automatizada para el corte de bobinas de caucho reforzado con tela de poliéster, incorporando un sistema de regulación

automático del ancho de corte, un mecanismo de izaje para la carga del material, un sistema de guiado con tensado uniforme y un módulo de rebobinado con un posible sistema de clampeo de la lámina al cilindro interior del rollo.

Los objetivos específicos incluyen:

- Analizar los requerimientos de diseño y operación de una *Slitter machine* para este tipo de material.
- Evaluar diferentes mecanismos de regulación del ancho de corte y seleccionar la solución más eficiente y viable técnicamente.
- Diseñar un sistema que permita la sincronización automática del desplazamiento de los cabezales de corte para mantener una distribución equidistante.
- Incorporar un sistema de izaje automático para facilitar la carga de las bobinas en la máquina.
- Implementar un mecanismo de guiado y tensado uniforme de la lámina de caucho durante el proceso de corte.
- Diseñar un módulo de rebobinado de los rollos finales con un posible sistema de clampeo de la lámina nueva al cilindro interior del rollo.
- Validar el diseño mediante simulaciones y pruebas experimentales en prototipos.

Alcances y limitaciones

Este estudio se enfoca en el diseño de una *Slitter machine* con automatización de múltiples funciones clave, incluyendo la regulación de ancho de corte, el izaje automático, el guiado con tensado uniforme y el rebobinado del material. La investigación incluirá análisis teóricos, diseño conceptual, modelado en software de ingeniería y validación mediante modelos matemáticos y análisis estructurales por elementos finitos. Sin embargo, la fabricación a gran escala y la implementación en una línea de producción real quedarán fuera del alcance de este trabajo.

Significado del estudio

La implementación de una *Slitter machine* automatizada con regulación de ancho, izaje automático, guiado con tensado uniforme y rebobinado optimizado representará un avance significativo en la optimización del corte de caucho reforzado con tela de poliéster. Al mejorar la precisión del corte, reducir los tiempos de ajuste, minimizar el desperdicio de material y aumentar la productividad, este desarrollo permitirá a la empresa mejorar su competitividad en el mercado. Además, este estudio contribuirá al conocimiento técnico sobre automatización en procesos de manufactura y podrá servir de base para futuras mejoras en la integración de maquinaria industrial avanzada.

En síntesis, este proyecto busca proporcionar una solución innovadora a una problemática real de la industria, alineándose con las tendencias actuales de automatización y manufactura flexible. La aplicación de los conceptos de diseño mecánico, control de procesos, dimensionamiento y selección de componentes y automatización permitirá desarrollar un sistema eficiente y confiable, con un impacto directo en la calidad y eficiencia del proceso productivo.

Capítulo 1: Materiales a cortar y propiedades

La máquina propuesta en este proyecto deberá cortar rollos de goma compuesto por tres capas: una de caucho, una de tela y otra de caucho. Estos rollos tienen un espesor de 10 mm, un ancho variable entre 800 y 1100 mm, y una longitud de 150 a 300 metros. En las fichas técnicas del fabricante Dunlop situadas en el anexo, así como en la imagen de ejemplo a continuación, se pueden observar las distintas propiedades dimensionales y físicas de los materiales.

 DUNLOP ARGENTINA S.A.		F.T. N° 14975
		Fecha: 10/6/2024
		Rev.: 0
PRODUCTO: CINTA DUMAFER EP 630/3 COB 6/3 X 1067 mm		
USUARIO: Tecnopart		
1 - DIMENSIONAL		
CARACTERÍSTICA		
LARGO MIN. (m)	300	
ANCHO (mm)	1067 ± 11	
ESPESOR COB. SUP (mm)	6 - 0,3	
ESPESOR COB. INF (mm)	3 - 0,2	
BORDES PROTEGIDOS	SI	
2 - PROPIEDADES FÍSICAS		
PROPIEDAD		
TENSIÓN MINIMA DE ROTURA LONG. (kgf/cm)		630
ALARGAMIENTO MÁXIMO AL 10% DE CR (%)		2,5
ADHESIÓN MINIMA (kgf/cm)	COB. SUP - TELA	4
	TELA-TELA	5
	COB. INF - TELA	4
3 - COMPUESTO DE GOMA		
CARACTERÍSTICA		
COLOR	NEGRO	
CR MIN. (kgf/cm ²)	170	
AR MIN. (%)	400	
DUREZA ±5 (Shore A)	60	
ABRASIÓN MAX. (mm ³)	DIN "Y" 150 máx	
4 - REFUERZO TEXTIL		
CARACTERÍSTICA		
NÚMERO DE TELAS		3
CALIDAD		PN 200
5 - ENSAYOS		
PROPIEDAD	IT DUNLOP/MÉTODO	
TENSION DE ROT. LONG.	IT 70036 Según los lineamientos de la norma DIN 22102	
ALARG. AL 10% CR	IT 70036 Según los lineamientos de la norma DIN 22102	
ADHESIÓN	IT 70058 Según los lineamientos de la norma BS ISO 36	
CR-AR COBERTURA	IT 70052 Según los lineamientos de la norma ASTM D 412	
DUREZA	IT 70031 Según los lineamientos de la norma ISO 48-4	
ABRASIÓN	IT 70032 Según los lineamientos de la norma ISO 4649	
6 - EMBALAJE		
PEDANA DE MADERA		

Marcación:
DUNLOP - DUMAFER - Prestación - HR

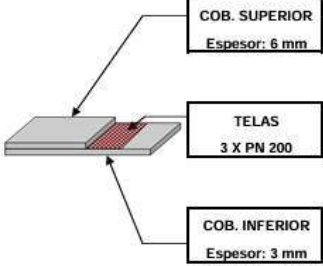


Fig. 1-1: Ficha técnica de uno de los materiales a cortar.

Este tipo de rollos se utilizan generalmente para usos como bandas de cinta transportadora. Este es el componente principal que transmite el movimiento al producto. Generalmente, se fabrican con un tejido base de poliéster/nylon (EP), nylon (NN), algodón, PVC o acero, y están recubiertas con goma sintética. Tanto el tejido como las cubiertas deben seleccionarse en función de la resistencia a la tracción, al corte, a los aceites y al fuego.

Significado de las designaciones EP:

- **EP 200** indica una tensión de trabajo de 200 N/mm por capa para una banda de poliéster y nylon. Por ejemplo, una banda EP 200 con 5 capas tiene una resistencia total de 1000 N/mm de ancho.
- **EP 1000/3** significa que es una banda de poliéster y nylon con 3 capas, y una resistencia total de 1000 N/mm.

1.1 Propiedades del material

- **Ar min:** El **alargamiento a la rotura** es una medida de cuánto se puede estirar un material antes de que se rompa. Se expresa como un **porcentaje del alargamiento respecto a su longitud original**.
- **Cr min:** es el esfuerzo a la rotura del compuesto de goma en Kg/cm³
- **Dureza (Shore):** La dureza Shore es una medida de la resistencia de un material a la indentación (penetración), muy utilizada para evaluar la dureza de materiales plásticos, cauchos, elastómeros y otros polímeros blandos. El valor se expresa en una escala llamada Shore.

Shore A: Para materiales **blandos** como cauchos, gomas, silicona y plásticos blandos.

Shore D: Para materiales **más duros**, como plásticos rígidos (por ejemplo, ABS, PVC rígido).

1.2 Ensayos aplicados al material

IT70036/IT70058 - DIN 22102: La norma DIN 22102 establece los requisitos técnicos para las bandas transportadoras con recubrimiento de goma utilizadas en el transporte de materiales a granel. Define las clases de recubrimiento según su resistencia a la abrasión, impacto, calor o aceites, clasificándolas en tipos como Y, X, W y Z, dependiendo de las condiciones de uso. Además, especifica las propiedades mecánicas mínimas del recubrimiento (resistencia a la tracción, alargamiento y desgaste), los espesores estándar del recubrimiento superior e inferior, así como las dimensiones y tolerancias de las

bandas. También incluye criterios para el marcado de las bandas y métodos de ensayo para verificar la calidad del producto. Esta norma se aplica en sectores como minería, construcción, agricultura y reciclaje, donde se requiere el transporte eficiente y seguro de materiales sólidos a granel.

IT70058-BS ISO 36: La norma BS ISO 36 establece el método para determinar la dureza del caucho vulcanizado o termoplástico mediante la escala IRHD (International Rubber Hardness Degrees). Este procedimiento se basa en medir la profundidad de penetración de un indentador bajo carga controlada, ofreciendo resultados precisos, especialmente en muestras pequeñas o delgadas. La norma define diferentes métodos según el tamaño y grosor del material (normal, micro y supermicro) e incluye requisitos sobre condiciones de ensayo, preparación de muestras y equipos. Se utiliza ampliamente en control de calidad de productos de caucho en sectores como el automotriz, industrial y aeroespacial.

IT70052 - ASTM D412: la norma ASTM D412 establece el método para determinar las propiedades mecánicas del caucho vulcanizado y elastómeros termoplásticos mediante ensayos de tracción. Permite medir la resistencia a la tracción, el alargamiento a la rotura y el módulo de elasticidad. El ensayo se realiza estirando una muestra con forma estandarizada hasta su rotura, bajo condiciones controladas. Esta norma es fundamental para evaluar la calidad y el comportamiento mecánico de materiales elásticos usados en diversas aplicaciones industriales.

IT70031 - ISO 48-4: La norma ISO 48-4 establece el método para medir la dureza del caucho vulcanizado o termoplástico utilizando un durómetro Shore, principalmente en las escalas A (para materiales blandos) y D (para materiales duros). El procedimiento consiste en aplicar una fuerza controlada mediante una aguja sobre la superficie del material y registrar la resistencia a la penetración. La norma especifica las condiciones de ensayo, la preparación de las muestras y el uso adecuado del equipo, con el fin de garantizar resultados precisos y reproducibles. Es ampliamente utilizada en el control de calidad de productos de caucho en diversas industrias.

IT70032 -ISO 4649 /DIN 53516: El ensayo de abrasión en caucho es un procedimiento estandarizado que permite evaluar su resistencia al desgaste por fricción. Para ello, se desplaza una muestra de caucho sobre una superficie abrasiva (generalmente una hoja de lija) montada en un tambor giratorio, bajo condiciones controladas de presión y velocidad. Durante el ensayo, se mide la cantidad de material perdida por abrasión, la cual se expresa en milímetros cúbicos (mm³). Por ejemplo, un resultado de 150 mm³ indica que se han perdido 150 milímetros cúbicos de caucho durante la prueba. Es importante destacar que valores más altos representan una mayor pérdida de material, lo que implica una menor resistencia a la abrasión. En cambio, valores bajos reflejan un mejor comportamiento del material frente al desgaste, lo cual es deseable en aplicaciones donde el caucho está expuesto a fricción constante o superficies rugosas. Esta prueba es clave en la selección de compuestos para neumáticos, bandas transportadoras, suelas de calzado y otros productos sometidos a condiciones de desgaste.

1.3 Presentación de la materia prima

El caucho reforzado con fibra se presenta en forma de rollos para facilitar su manipulación, almacenamiento y procesamiento. Estos rollos suelen tener un centro de madera con perfil cuadrado de 120x120mm, lo que permite un montaje firme en ejes o soportes durante las etapas de corte o desenrollado, garantizando la tracción. Esta disposición asegura la estabilidad del material y protege su estructura interna, especialmente al tratarse de un compuesto con refuerzo textil que requiere cuidados específicos para evitar deformaciones o daños.



Fig. 1-2: Rollos de materia prima.

Capítulo 2: Proceso de corte de rollos

El proceso de corte longitudinal de rollos consiste en dividir un rollo de mayor ancho en varios rollos más estrechos, utilizando cuchillas rotativas o de cizalla. En el proceso, el rollo es introducido en una máquina que lo corta longitudinalmente, separando las tiras del material.

El proceso puede ser de dos tipos:

1. Corte de troncos (log slitting): El corte se realiza directamente a través del rollo principal sin desenrollarlo.

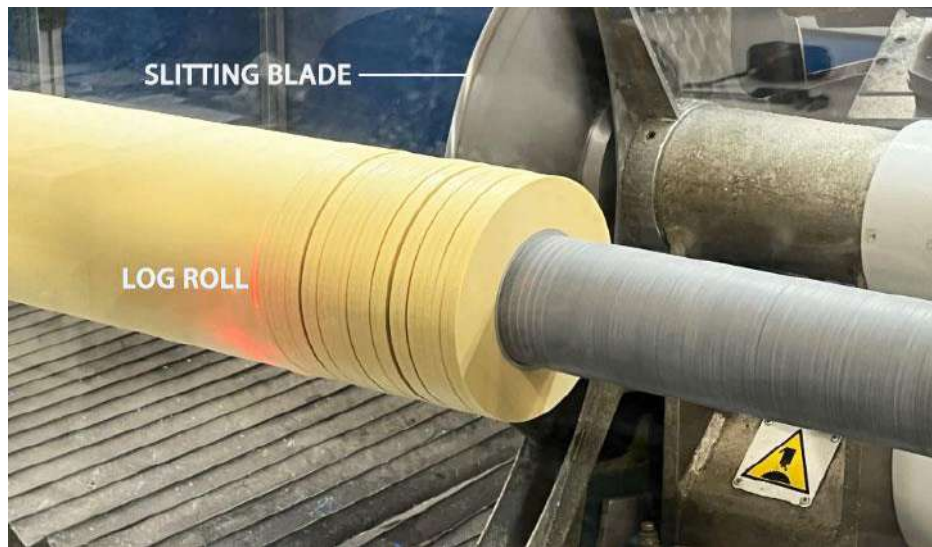


Figura 2-1: Corte del tipo Log slitting

2. Corte con rebobinado (rewind slitting): El material se desenrolla, se corta y luego se rebobina en rollos más estrecho



Figura 2-2: Corte del tipo *rewind slitting*

El uso de máquinas de corte automático aumenta la precisión y la fiabilidad, reduce el desperdicio y aumenta la productividad. La implementación del corte en la línea de producción puede ayudar a los fabricantes a aprovechar al máximo los recursos, reducir los costes y mejorar la competitividad en el mercado. Por tanto, el corte es un factor fundamental para mejorar la eficiencia en la industria manufacturera.

2.1 Izaje

Dado el peso y volumen del rollo de material, se requiere el uso de un sistema de **izaje** (grúa puente, balancín o autoelevador) para su manipulación segura. El rollo se eleva desde su posición de almacenamiento y se coloca cuidadosamente sobre el eje del desbobinador.

Este paso debe realizarse siguiendo procedimientos de seguridad industrial, utilizando elementos de izaje adecuados y respetando el centro de gravedad del rollo para evitar accidentes.

2.2 Desbobinador

Una vez montado, el rollo gira sobre el eje del **desbobinador**, que puede ser de giro libre o asistido. Es el componente encargado de sujetar, desenrollar y alimentar el rollo madre de material a la sección de corte de la máquina. Su función es liberar el material de manera controlada y constante, garantizando la alineación, tensión y velocidad adecuadas para un corte preciso.

Funciones principales del desbobinador:

- **Sujeción del rollo de material:** Puede ser mediante ejes expansibles (air shafts), conos o sistemas de mandril.
- **Desenrollado uniforme:** Libera el material sin tirones ni paradas, manteniendo una tensión constante.
- **Control de tensión:** Usa frenos mecánicos, neumáticos, magnéticos o servomotores para mantener la tensión correcta del material durante el slitting.

- **Alineación automática (opcional):** Sistemas de guiado web corrigen desviaciones laterales para que el material entre alineado a la sección de cuchillas.
- **Carga y descarga del rollo:** Algunos desbobinadores están motorizados o automatizados para facilitar la manipulación de rollos pesados.

2.3 Sistema de guías

Los sistemas de guías en una Slitter machine son fundamentales para mantener el material correctamente alineado durante el proceso de desenrollado y corte. Estos sistemas corrigen automáticamente cualquier desviación lateral del material que podría afectar la precisión del corte y la calidad del producto final.

Algunas de sus funciones son: Detectar desviaciones laterales del material respecto a su trayectoria ideal, corregir automáticamente la posición del material para que, entre alineado a la zona de corte, garantizar un corte preciso y parejo en todos los rollos resultantes y Reducir desperdicio y defectos por desplazamientos no deseados del material.

Los componentes que pueden tener este sistema pueden ser:

- **Sensores de borde:** detectan el borde del material, pueden ser ópticos, ultrasónicos o infrarrojos.
- **Controlador:** Recibe señales de los sensores y determina los ajustes necesarios.
- **El actuador o sistema motorizado:** ejecuta el movimiento correctivo, desplazando el rodillo guía o la base del desbobinador.
- **Rodillos guía móviles:** Dirigen el material y corrigen su posición transversal.

Las principales ventajas de usar estos sistemas son la mejora la calidad del corte, el aumento de la velocidad del proceso sin perder precisión, la Reducción de desperdicios y retrabajos, y mejora la eficiencia general de la línea de producción.

2.4 Sistemas tensores

En una máquina Slitter, los sistemas de tensado tienen la función de mantener una tensión constante y adecuada sobre el material durante las etapas de desenrollado, corte y rebobinado. Un control correcto de la tensión es esencial para evitar defectos como arrugas, deformaciones, desalineación o roturas, y para asegurar un corte limpio y preciso.

Durante el desenrollado, la tensión se regula mediante frenos mecánicos, neumáticos, magnéticos o motores, que controlan la velocidad de liberación del rollo madre. En la zona intermedia, se utilizan dispositivos como rodillos tensores (dancer rollers) o celdas de carga que detectan variaciones en la tensión y envían señales al sistema de control para realizar los ajustes necesarios en tiempo real. Finalmente, en el rebobinado, motores con control de torque o embragues neumáticos regulan la tensión para que los rollos terminados queden bien compactos y uniformes.

Los principales componentes que intervienen en estos sistemas incluyen rodillos

tensores, celdas de carga, controladores automáticos de tensión y motores de velocidad variable. La combinación adecuada de estos elementos permite adaptar la tensión al tipo de material procesado, lo que resulta fundamental para mantener la calidad del corte y la eficiencia del proceso.

Normalmente, los rodillos para tensado están fabricados con materiales duraderos como acero endurecido, aluminio o polímeros reforzados, dependiendo del tipo de material que se procese y las condiciones de trabajo. Además, pueden estar recubiertos con caucho, poliuretano u otros compuestos especializados que aumentan su resistencia al desgaste y mejoran su desempeño en aplicaciones específicas.

2.5 Sistemas de tracción

En una Slitter machine destinada al corte de rollos de caucho, el sistema de tracción cumple un rol fundamental dentro del proceso, ya que es el encargado de garantizar el avance controlado, continuo y preciso del material a través de los diferentes módulos operativos de la máquina. Este sistema debe ser capaz de soportar las condiciones particulares del caucho, un material que presenta alta deformabilidad, adherencia y, en algunos casos, variaciones de espesor.

El objetivo principal del sistema de tracción es movilizar el rollo de caucho desde el desbobinador hasta el rebobinador, asegurando que el material se mantenga con una tensión constante y dentro de la trayectoria adecuada mientras se somete a las operaciones de alineación, corte longitudinal y rebobinado. Para lograr esto, se emplean rodillos motorizados estratégicamente ubicados, cuya velocidad y torque deben estar cuidadosamente sincronizados con el resto del sistema.

Generalmente, los rodillos de tracción están recubiertos con materiales de alta fricción para asegurar un buen agarre del caucho sin dañarlo ni deformarlo. Estos rodillos pueden estar acoplados a motores eléctricos con control mediante variadores de frecuencia, lo que permite ajustar dinámicamente la velocidad del transporte en función de las necesidades del proceso, compensando variaciones de tensión o velocidad sin afectar la calidad del corte.

Además, para mantener la tensión adecuada en el material, el sistema de tracción trabaja en conjunto con rodillos tensores. Estos últimos pueden incorporar sistemas de regulación automática mediante cilindros neumáticos o hidráulicos y sensores de retroalimentación (como celdas de carga), que permiten ajustar en tiempo real la fuerza aplicada al caucho.

La implementación de un sistema de tracción no solo optimiza la precisión del corte, sino que también evita defectos como arrugas, desplazamientos o daños en los bordes del material, mejorando así la eficiencia del proceso y la calidad del producto final. El sistema de tracción es una pieza crítica del diseño de una slitter machine, y debe ser cuidadosamente dimensionado y controlado para cumplir con los exigentes requisitos de este tipo de procesos industriales.

2.6 Órganos de corte

El material ya alineado y tenso ingresa en la estación de **órganos de corte**, conformada por algún tipo de cuchillas montadas sobre ejes transversales. Estas cuchillas son ajustables para variar el ancho de corte entre 200 mm y 500 mm.

El corte se realiza por cizalladura entre la cuchilla superior y una contracuchilla o rodillo de apoyo inferior, garantizando cortes limpios y paralelos.

Los órganos de corte constituyen el componente principal en las máquinas Slitter utilizadas para el procesamiento de rollos de caucho. Su función esencial es realizar el corte longitudinal del material, permitiendo obtener tiras o bobinas de dimensiones específicas según los requerimientos de producción. La elección del tipo de cuchilla y del sistema de corte dependerá de factores como la dureza del caucho, su espesor, la presencia de refuerzos y la precisión exigida en el producto final.

Uno de los sistemas de corte más comunes es el de cuchillas circulares rotativas. Estas cuchillas pueden trabajar en configuración tangencial, donde operan como una tijera al cruzarse levemente, o en configuración de corte por aplastamiento (crush cutting), en la cual una cuchilla rotativa superior presiona contra una base inferior rígida. Este tipo de corte es especialmente adecuado para cauchos de dureza media o alta, incluyendo materiales reforzados con textiles o alambres metálicos. Las cuchillas suelen estar fabricadas en acero templado o acero de alta velocidad (HSS), y en algunos casos en carburo de tungsteno para garantizar una mayor durabilidad.

Para materiales de menor espesor o más blandos, como películas elastoméricas o espumas de caucho, se emplean cuchillas tipo navaja (razor blades). Este sistema ofrece una excelente precisión y un corte limpio, aunque presenta limitaciones frente a materiales gruesos o abrasivos, debido al rápido desgaste de la cuchilla. Su uso está generalmente reservado a aplicaciones con baja exigencia mecánica sobre el órgano de corte.

En aplicaciones específicas, también se utilizan sistemas de corte con cuchillas dentadas o tipo sierra, especialmente cuando se trata de materiales difíciles de cortar, como cauchos muy gruesos o con refuerzos metálicos. Aunque este sistema no proporciona un acabado tan limpio como el de las cuchillas lisas, permite efectuar el corte con mayor facilidad en materiales de alta resistencia.

Finalmente, la eficacia de los órganos de corte depende también de otros elementos del sistema, como los ejes portacuchillas ajustables, los rodillos de presión que estabilizan el material durante el corte, y los sistemas de alineación automática que aseguran una distribución uniforme. En condiciones de trabajo con altas velocidades o materiales que generan fricción, puede ser necesario implementar sistemas de enfriamiento o lubricación para preservar la integridad de las cuchillas y mantener la calidad del corte.

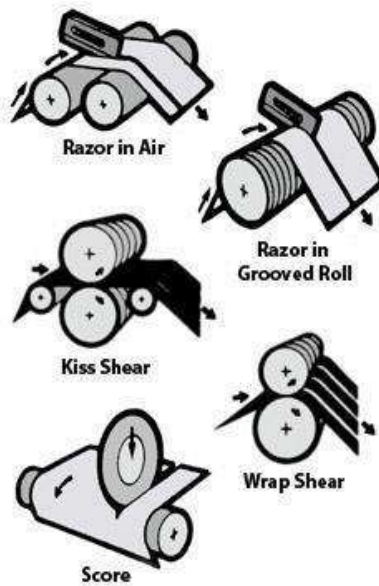


Figura 2-3: Distintos tipos de cortes.

2.7 Rebobinador

Las tiras resultantes del proceso de corte son guiadas hacia un sistema de rebobinado, donde se enrollan en nuevos rollos. El rebobinador puede ser motorizado o manual, dependiendo del nivel de automatización.

El sistema rebobinador en una máquina Slitter se encarga de enrollar el material ya cortado en rollos individuales, asegurando que cada rollo final tenga una forma compacta, tensión uniforme y buena alineación. Es una etapa crítica para garantizar la calidad del producto terminado, ya que un rebobinado deficiente puede generar defectos como bordes desalineados, arrugas, o exceso/falta de tensión.

Existen varios tipos de rebobinadores según el diseño y aplicación: el rebobinador de doble eje permite cambios de rollo sin detener la máquina, ideal para producción continua; el rebobinador central aplica el torque desde el eje, ofreciendo gran precisión en materiales delicados; el rebobinador de superficie enrolla por contacto con rodillos, útil para materiales rígidos; y el rebobinador combinado central-superficie, que mezcla ambos sistemas para mayor versatilidad.

Estos sistemas suelen estar compuestos por ejes neumáticos (air shafts), motores o servomotores con control de torque, rodillos de presión, y sensores con control automático de tensión. Su correcta configuración permite producir rollos bien formados, reduciendo desperdicio y mejorando la eficiencia del proceso.

Dependiendo del tipo de material (como caucho reforzado, películas plásticas, papel o laminado), se utilizan diferentes técnicas de rebobinado. Las principales son:

1. Center Winding (Rebobinado Central)

Es el método más común. El par de rebobinado se aplica desde el centro del rollo mediante motores o embragues. Su ventaja es la simplicidad, pero a medida que el diámetro del rollo crece, la tensión sobre el material disminuye si no se emplea un control de par programado. Es especialmente útil para materiales sensibles que no soportan presión de contacto.

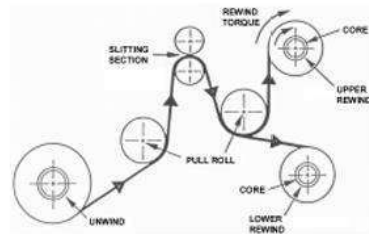


Fig. 111-1. Center Winding - (Duplex Winder)

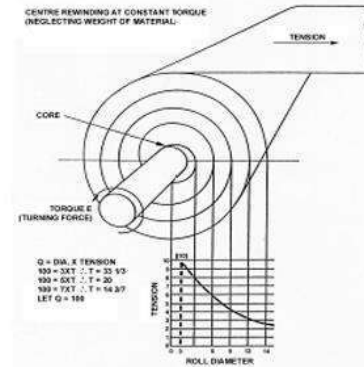


Fig III-2. Reduction in Tension as web diameter increases during winding.

Figura 2-4: Técnica de Rebobinado central.

2. Differential Rewinding (Rebobinado Diferencial)

Ideal para materiales con variaciones de espesor (como el caucho industrial), permite que cada rollo rebobinado tenga su propio control de tensión. Se logra mediante el uso de núcleos (cores) intercalados con espaciadores en mandriles controlados neumáticamente o mediante slip chucks, que ajustan la presión automáticamente. Esta técnica evita defectos como el colapso del núcleo o telescopado del rollo.

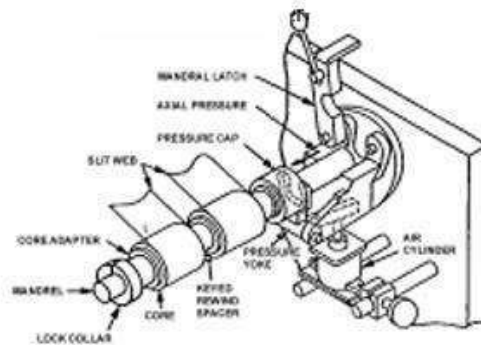


Fig III-4 Components of Differential Rewind Mandrel

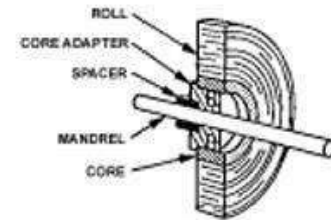


Fig III-5 Core Adapters

Figura 2-5: Técnica de Rebobinado diferencial.

3. Individual Top Riding Rolls

Estos rodillos superiores individuales se apoyan sobre cada rollo rebobinado para mantener un contacto constante y evitar la entrada de aire entre capas del material. Esto mejora significativamente la formación del rollo, eliminando defectos como burbujas o deformaciones, y corrige problemas asociados a gauge bands (bandas de espesor). También ayudan a distribuir de forma uniforme la tensión en materiales difíciles como películas resbaladizas o de bajo espesor.

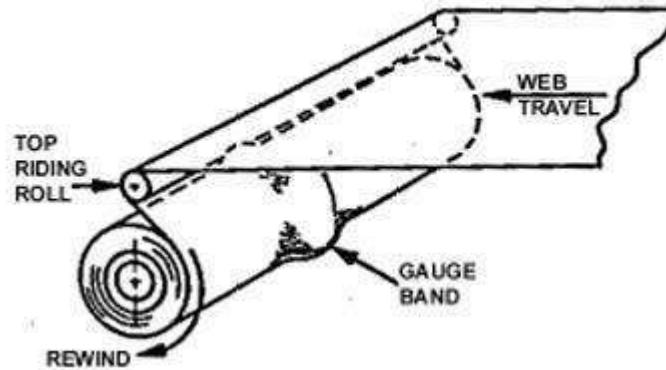


Figura 2-5: Utilizacion de Top riding Rolls.

Capítulo 3: Análisis de diseños, Requerimientos y Propuestas

3.1 Objetivo Principal

El objetivo principal es diseñar una máquina capaz de realizar el proceso de corte de rollo de gomas, cumpliendo con todos los requerimientos de calidad y seguridad.

3.2 Objetivos secundarios

- Garantizar que el sistema pueda realizar el corte de manera efectiva y uniforme.
- El sistema debe poder realizar el proceso de forma automática en su mayoría, reservándose la intervención humana para las operaciones de carga y descarga de los rollos de material, y puesta a punto de los parámetros de corte (Ancho y Velocidad)
- Asegurar que el desenrollado del material se realice de manera ordenada y siempre controlada, prescindiendo de cualquier tipo de operación humana más allá de la descarga sobre la mesa.
- Asegurar que el enrollado final del material se realice de forma coordinada con el proceso de corte para evitar el sobretensado del material. Aproximadamente 60 mm/s.
- Cumplir con todas las normativas de seguridad, implementando sistemas de protección, paradas de emergencia y mecanismos de seguridad en las áreas de corte y movimiento del material.
- Conservar una precisión del corte de ± 3 mm por desalineaciones en los cuerpos con un ancho total de trabajo variable hasta 1100 mm (máxima medida estándar de rollo).
- Evitar tensión de rotura longitudinal de 630 Kg/cm (62 MPa) en todo momento
- Los sistemas de izaje deberán ser capaces de soportar una carga máxima de 3500kg de rollos.
- El sistema deberá también poder enrollar el material sobrante del corte, ya que se le puede dar uso.

- Sistema de izaje automatizado para la carga y descarga de rollos.
- Se deberá asegurar el vínculo inicial del extremo de cada retazo al cilindro de madera para asegurar que la operación de enrollado sea realizada correctamente y conservando una ligera tensión en el rollo final.
- El enrollado final deberá contar con guías que permitan conservar la alineación de las sucesivas capas de ca
- El enrollado final deberá contar con guías que permitan conservar la alineación de las sucesivas capas de caucho en el rollo, evitando las concavidades.
- Sistema de regulación de ancho de corte variable entre 200 mm y 500 mm con una precisión de ± 1.5 mm.

3.3 Propuestas

Para abordar el planteo de la solución, se optó por separar las distintas funciones de la máquina, asignando a cada una de ellas subconjuntos específicos que cumplan con las acciones requeridas.

A continuación, se enumeran las funciones básicas necesarias para el diseño, junto con una breve descripción de cada una:

Tabla 3-1: Propuestas de solución

Función	Alternativas	
Debobinado	1	Montaje sobre eje partido, de carga manual
	2	Apoyo sobre mesa de rodillos elevable, montaje automático sobre eje de diámetro variable mediante sistema mecánico o neumático, y conservando apoyo sobre la mesa. Conjunto motor accionando rodillos de apoyo.
	3	Montaje con dispositivo de izaje, eje cuadrado. Monturas bipartidas con tapa para ajuste manual.
Guiado	1	Rodillos motrices que presionan la lámina y la conducen hacia los cuerpos de corte.

	2	Previsión de espacio variable para relajación del material previo al ingreso a zona de corte. Al final, estará dotado con rodillos encarriladores encargados de corregir desalineaciones por mal bobinado del fabricante.
	3	Mesa de rodillos que restringe verticalmente a la lámina, dotada de movimiento de avance por acción de rotación del rodillo desbobinador.
Corte	1	Cuerpos de corte motorizados independientemente, regulables en altura y espaciamiento para adoptar distintas configuraciones.
	2	Discos de corte precargados, ejerciendo una presión sobre la lámina superior a la tensión de corte de la misma. Los mismos rotan por el propio rozamiento sobre el material.
	3	Corte por ultrasonido. Mediante una herramienta que vibra a frecuencias elevadas, creando una superficie de baja fricción
Rebobinado	1	Rebobinado en un eje común donde se montan los cilindros de madera que conforman los centros de los nuevos rollos.
	2	Rebobinado independiente para cada línea. Se deberá prever un desfase, ya sea vertical o longitudinal para evitar interferencias entre los cuerpos de rebobinado.

Regulación de ancho de corte	1	Cuerpos solidarios a un eje roscado común, con guías laterales. Se toma uno de los laterales como referencia, restando fijo el primer cuerpo y girando eje roscado para provocar un espaciamiento equidistante entre los cuerpos de corte. Podría lograrse una gran precisión controlando la rotación con motores paso a paso.
-------------------------------------	----------	--

3.3.1 Propuesta seleccionada

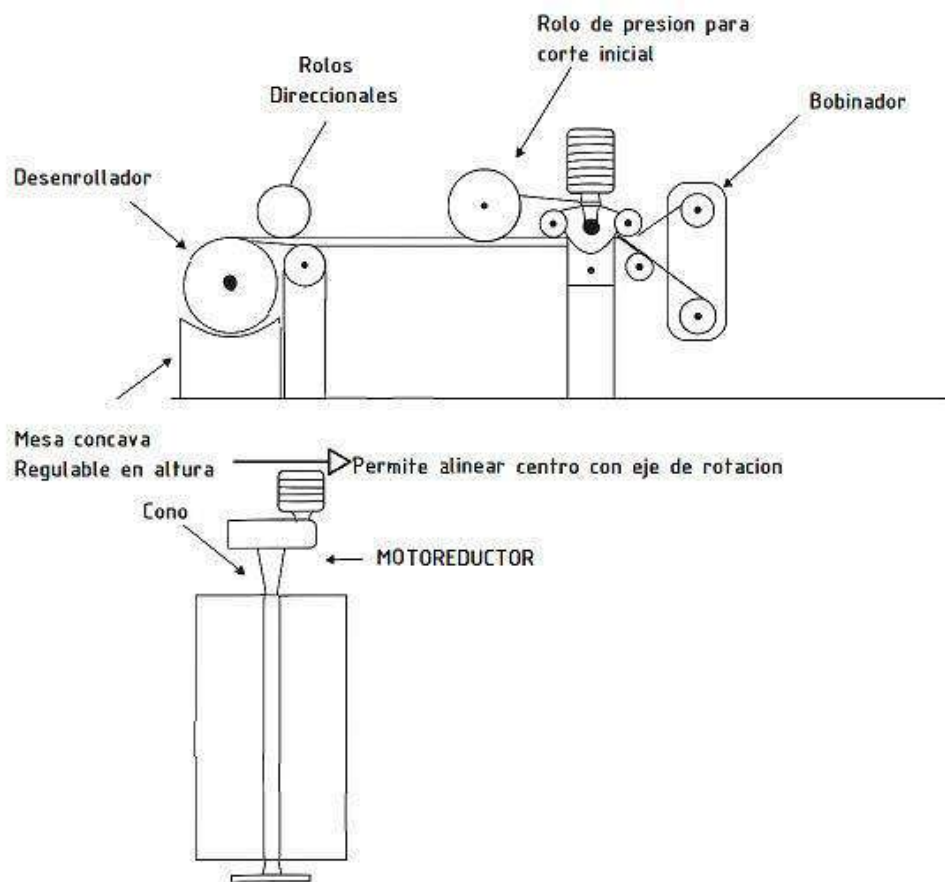


Figura 3-1: Croquis propuesta

Esta propuesta contempla la utilización de una mesa cóncava donde se descargará el material. Esta geometría nos permitirá un posicionamiento automático del rolo sobre la misma.

La mesa, contará con un sistema de elevación que permitirá alinear el centro del rolo con el eje de rotación.

De forma preliminar, se prevé una mesa elevable mediante un sistema de tijeras impulsadas por cilindros hidráulicos.

Sin embargo, consideramos la opción de hacer una mesa que se eleve hasta la posición ideal para centrar el rollo con el eje del mando del módulo desbobinador, para luego descender dejándolo suspendido.

Módulo de Izaje:

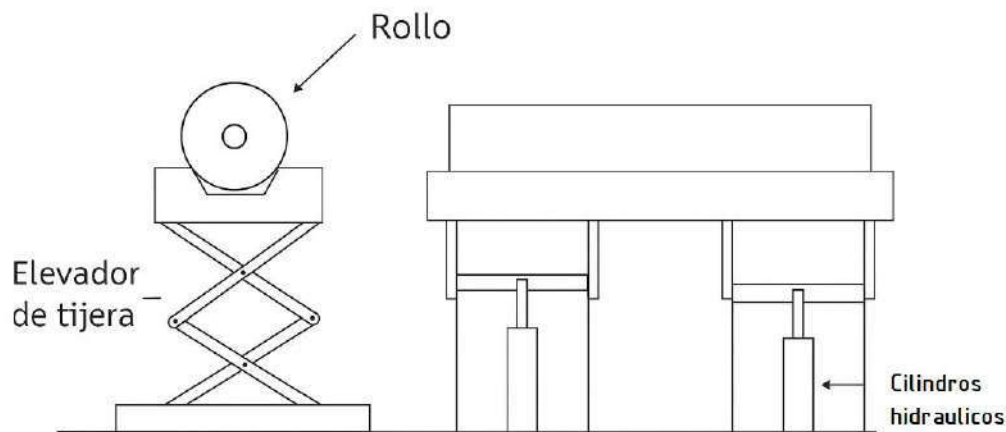
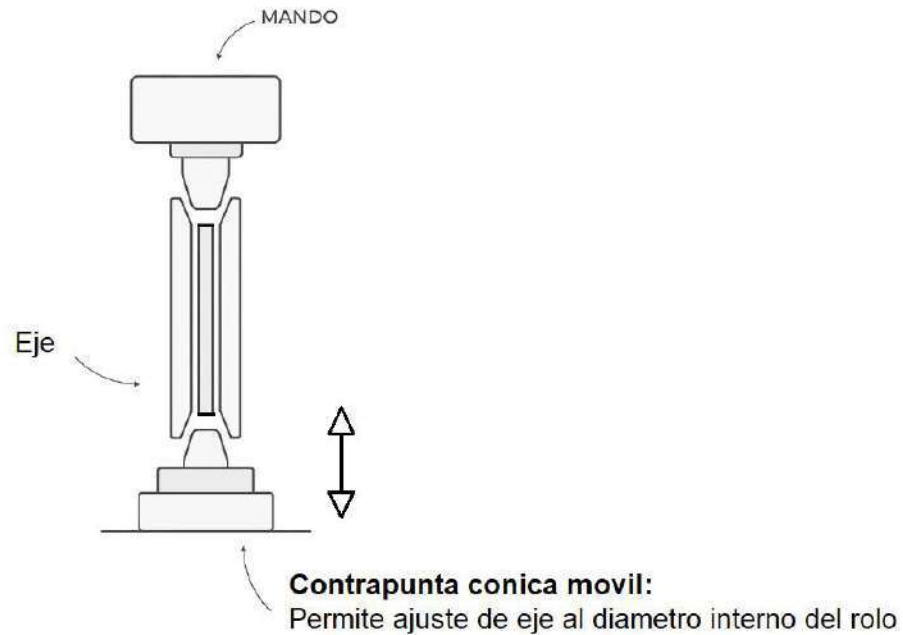
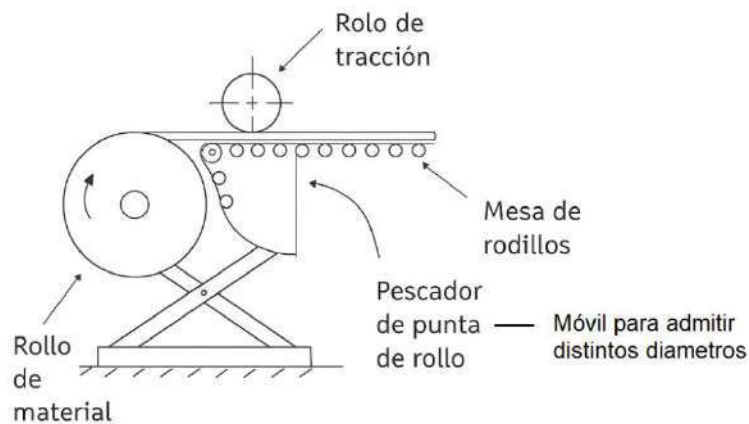


Figura 3-2: Croquis en vista frontal y lateral del módulo de izaje.

Se prevé un enhebrador automático para montar el eje dentro del rollo de material, que podría tener diámetro variable. Para esto, se pensó en un eje compuesto por dos medias cañas con alojamientos de geometría cónica en cada uno de sus extremos (Ver sección de rodillo en Fig. 6). Esto permitirá que, dotando al conjunto motriz con un movimiento axial, se pueda ajustar el eje a la medida del centro del rollo de material, independizarnos así de tener que utilizar distintos ejes según sean las características de la materia prima utilizada.

MODULO DEBOBINADOR: Con eje de ajuste cónico**Figura 3-3: Modulo desbobinador.**

Se pensó en un juego de rodillos direccionadores, que ajusten su posición conforme el rolo de material disminuye su diámetro, permitiendo que se direcciona la lámina hacia la mesa. Sin embargo, llegamos a la conclusión de que esto no es estrictamente necesario.

Módulo Guía**Figura 3-4: Modulo tracción.**

A continuación, se encuentra un rodillo de tracción. El mismo se encarga de presionar la lámina sobre la mesa. Deberá ser motriz para generar efecto de tracción del material durante toda la operación, así como también contribuir a la puesta a punto inicial de la máquina.

Los cuerpos de corte contarán con un disco giratorio individual y de motorización independiente para permitir distintas configuraciones donde no se necesiten utilizar todos los cuerpos de corte. Además, se tendrá un encauzador inmediatamente antes del disco de corte para evitar un posible levantamiento del material. Cada uno de los cuerpos se podrá regular en altura.



Figura 3-5: Disco de corte.

MÓDULO DE CORTE

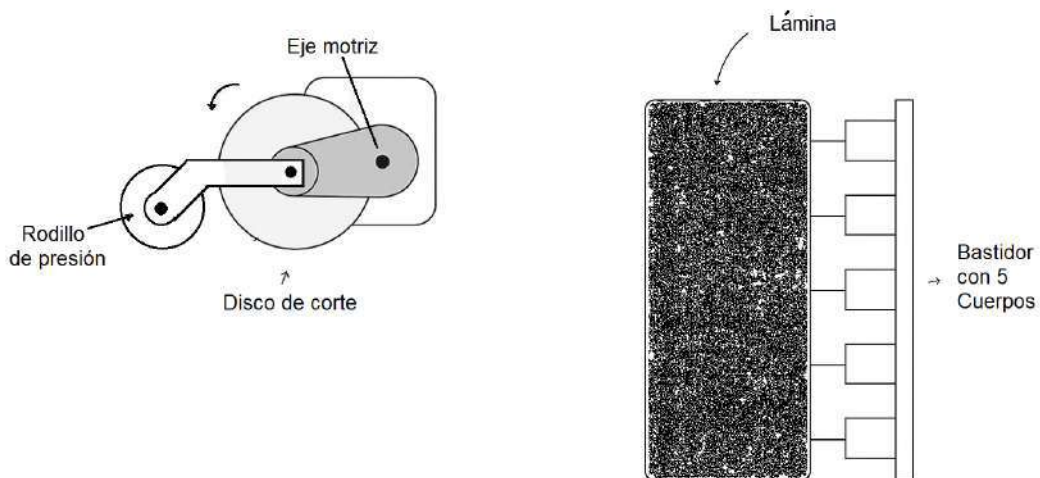


Figura 3-6: Módulo de corte.

Para regular el ancho de corte, se decide tomar como referencia uno de los lados del material, y ajustar su espaciado equidistante. Esto se podría lograr con un tornillo sinfín pasante por todos los cuerpos debiendo resolver una distancia de desplazamiento no lineal para mantener el ancho entre cuerpos constante, o bien, optar por un sistema independiente de guías que deberían ser puestas a punto manualmente previo a la operación. También, consideramos la opción de utilizar guías y un carro posicionador controlado por un motor paso a paso, similarmente a los movimientos precisos que se logran en una fresadora CNC.

Luego del corte, se tiene en cuenta un desfase vertical intercalado entre los rollos de producto final. Esto es debido a que se quieren eliminar desalineaciones que pudieran generar tensiones indeseadas y consecuente desgarrado del material previo al corte.

Finalmente, para la vinculación de los retazos de caucho a los tubos guía de cada rollo, se puede optar por la implementación de un sistema que presione el caucho sobre los tubos centrales durante al menos una vuelta, esto permitirá que se enrolle automáticamente sin intervención humana.

Criterio de automatización: Medio - Alto.

3.4 Requerimientos

3.4.1 Velocidad angular del desbobinador

Se establece una **velocidad de alimentación** de **60 mm/s**, por lo que es necesario determinar las **revoluciones por minuto (RPM)** de los ejes para mantener dicha velocidad, considerando tanto el **diámetro máximo** como el **mínimo** del rollo de material.

Para ello, se parte de la ecuación de **velocidad tangencial**:

$$V_t = \omega * r \Rightarrow \omega = \frac{V_t}{r} \quad (3.1)$$

Cálculo de velocidad angular

$$\omega_{max} = \frac{V_t}{r_{max}} = \frac{60 \text{ mm/s}}{500 \text{ mm}} = 0.12 \frac{1}{s} \Rightarrow 0.12 \frac{1}{s} * \frac{60}{2 * \pi} = 1,15 \text{ RPM}$$

$$\omega_{min} = \frac{V_t}{r_{min}} = \frac{60 \text{ mm/s}}{175 \text{ mm}} = 0.343 \frac{1}{s} \Rightarrow 0.343 \frac{1}{s} * \frac{60}{2 * \pi} = 3,3 \text{ RPM}$$

Podemos observar que, con un rollo de diámetro **máximo de 1000 mm** y un rollo de **diámetro mínimo de 300 mm**, la velocidad angular del eje desbobinador varía entre **1,15 RPM y 3,3 RPM**, para mantener constante la velocidad lineal de alimentación de **60 mm/s**.

3.4.2 Fuerza, Velocidad y dimensionamiento requerido para el módulo de corte

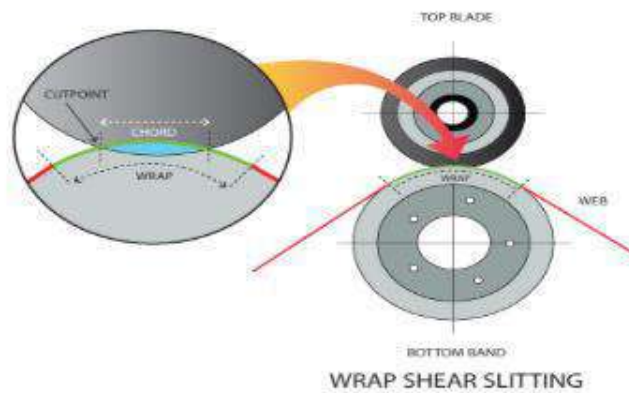
En este apartado se determinará la fuerza de corte requerida por una cuchilla rotativa para realizar el corte del material con precisión. A partir de ello, se dimensionan los motores necesarios para accionar las cuchillas.

Existen dos formas de disposición de la cuchilla con respecto al material, como se muestra en la figura correspondiente. La elección de la disposición depende de cómo se presenta el material a cortar.

En nuestro caso, se optó por la configuración de corte tangencial, también denominado corte tangente.

1. Wrap

Wrap shear slitting occurs when the web is being wrapped around the bottom slitter band. In a wrap shear slitting application, the cut point can be anywhere within the wrap.



2. Tangential

Tangential shear slitting occurs when the web path is tangent to the bottom band. In a tangential shear slitting application, the cut point must be in the small area where the web kisses the top of the bottom band (wrap).

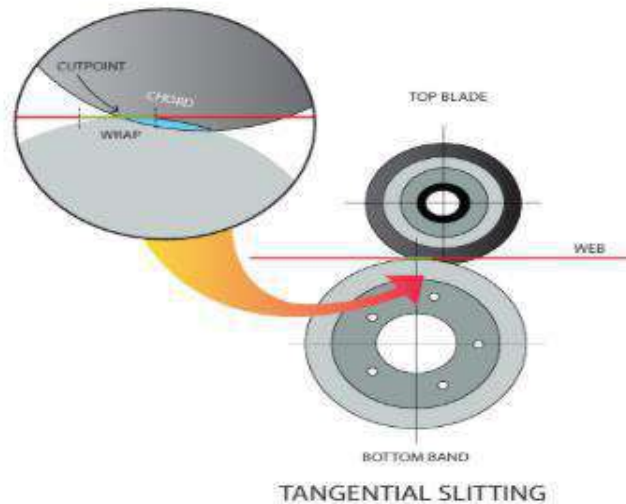


Figura 3-7: Disposición de cuchillas en dos métodos de corte.

De acuerdo con la bibliografía consultada, la fuerza de corte requerida por la cuchilla puede determinarse mediante la siguiente expresión:

$$F_c = A * \tau / 100 \quad (3.2)$$

Donde

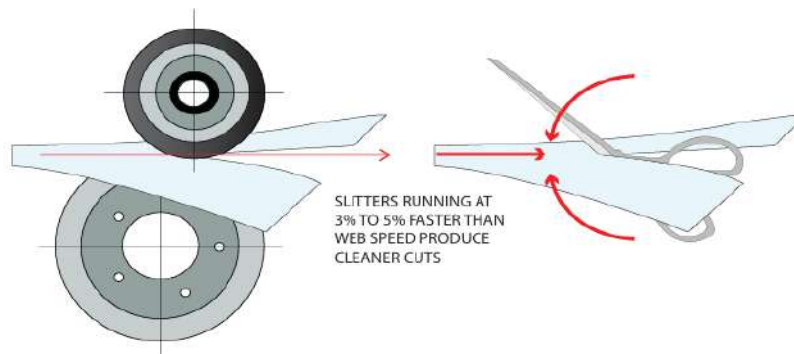
F_c : fuerza de corte requerida (N)

A : área de superposición entre cuchilla y material (mm²)

τ : tensión de corte del material aprox. **20 MPa**

Para obtener el área de superposición (**A**), es necesario definir previamente **el disco de corte**. Por lo tanto, también se requiere conocer **diámetro y velocidad angular** a la que debe girar dicho disco, la cual dependerá de la **velocidad tangencial necesaria** para realizar el corte de manera eficiente. Por lo tanto, seleccionamos un diámetro de disco de 200 mm.

Según la bibliografía, la cuchilla rotativa debe girar entre un **3 % y un 5 % más rápido** que la velocidad lineal del material a cortar. Esta diferencia garantiza un corte efectivo, continuo y limpio, minimizando deformaciones o esfuerzos innecesarios sobre el material. De lo contrario, el material comenzará a arrugarse, ya que no se está cortando a la misma velocidad con la que se alimenta al punto de corte. Entonces, nos quedaría una velocidad de tangencial del disco de **62 mm/s**.



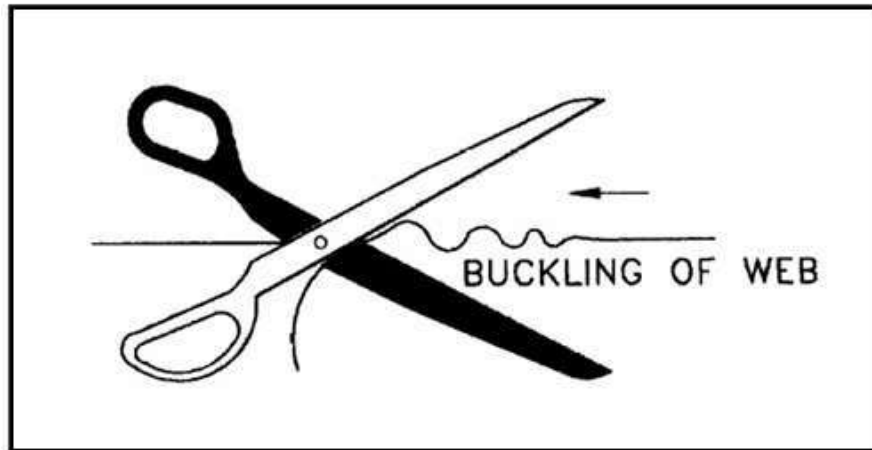


Figura 3-8: Velocidad de cuchillas.

Luego de analizar las propiedades que debe tener un disco de corte para lograr cortes limpios en este tipo de materiales, se recolectaron una serie de parámetros necesarios para el funcionamiento óptimo del sistema de corte. A continuación, se presentan los parámetros seleccionados.

Tabla 3-2: Parámetros de disco de corte seleccionado.

Parámetros de diseño: Disco de Corte				
Ángulo de Corte	0.75	°	Recomendado para materiales pesados	
Overlap	0.035	"	0.889	mm
Forma de bisel	Doble	S = 0.5mm	Materiales fuertes. Filo robusto	
Ángulo de bisel		20°	Para metales, laminados y plásticos. El filo se distorsiona poco.	
Material	AISI D2			
Cuerda	0.0065	in	0.1651	mm

A continuación, explicaremos cada parámetro seleccionado:

Ángulo de corte: Los ángulos de corte son las inclinaciones geométricas que tiene el filo del disco respecto al material que se desea cortar. Estos ángulos determinan cómo entra y sale el filo del disco en el material, y son fundamentales para lograr un corte limpio, preciso y eficiente. Los discos deben estar diseñados con los ángulos adecuados para evitar que el material se desgarre, se deforme o se caliente en exceso.

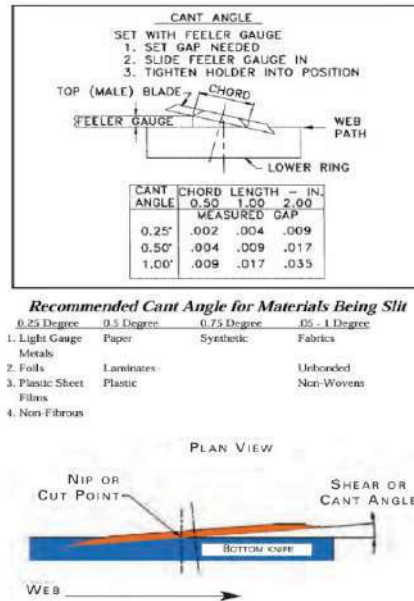


Figura 3-9: ángulos de corte

Overlap: Es un concepto clave que se refiere a la superposición o penetración controlada entre los discos de corte y el contra rodillo o disco opuesto. Es decir, es la cantidad con la que un disco de corte entra en el espacio del disco contrario o del rodillo de soporte para asegurar un corte completo del material.

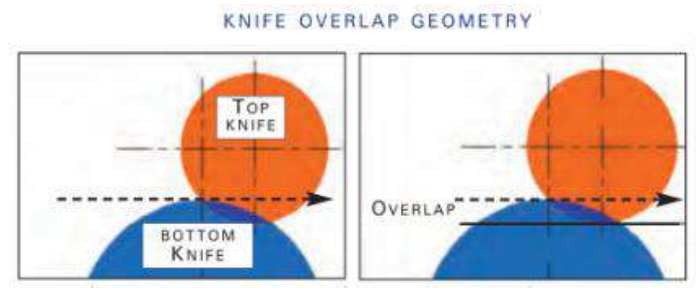


Figura 3-9: Overlap

Forma y ángulo de bisel: Es el ángulo que se forma en el borde cortante de la cuchilla, resultado del proceso de afilado o mecanizado que da forma al filo de corte. Determina cómo se enfrenta el material al filo de la cuchilla y cómo se realiza el corte. Un ángulo adecuado facilita un corte limpio, reduce el desgaste y evita que la cuchilla se desafilé rápidamente.

-Cutting Edge Geometry- top knife			-Cutting Edge Geometry- top knife		
shape of bevel	bevel design	application areas	cutting bevel	angel of bevel - α -	application areas
	normal bevel $S = 0,6 - 3 \text{ mm}$	strong materials like cardboard and others (robust cutting edge)		$0 - 10^\circ$	metals, laminates plastic materi- als, low edge distortion
	double bevel $S = 0,5$	paper, light cardboard, tex- tiles		30°	paper, foils, laminates, fleec- ce, cardboard
	double hollow bevel $S = 0,3 \text{ mm} - 0,5 \text{ mm}$	light paper, thin plastic materials		45°	
				60°	special cases, film industry, sensitive cutting edges

Figura 3-10: Forma del bisel.

Cuerda: La distancia recta entre el punto de entrada y salida del corte del disco.

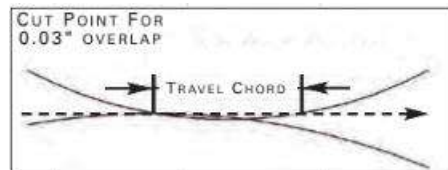


Figura 3-11: definición de cuerda

Volviendo a la ecuación 3.2, reemplazamos los valores y obtenemos la fuerza de corte:

$$F_c = \frac{A * \tau}{100} = 610 \text{ N}$$

A continuación, se determina el torque final necesario para el disco de corte, aplicando un factor de seguridad de 1.5. El torque se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T = F_c * R = 61 \text{ Nm} \Rightarrow 61 \text{ Nm} * 1,5 = 91,5 \text{ Nm} \quad (3.3)$$

Una vez determinado el torque y conocida la velocidad angular ω (en rad/s), se procede a calcular la potencia necesaria para el motor utilizando la siguiente fórmula:

$$P = T * \omega = 56,7 \text{ W}$$

Este valor representa la potencia mínima que debe suministrar el motor para que el sistema funcione adecuadamente bajo las condiciones previstas.

Finalmente dimensionamos los ejes de las cuchillas de corte suponiendo un peso de cabezal de 50 Kg.

Utilizando la ecuación general recomendada por la norma **ANSI B 106.1M-1985** para el **cálculo del diámetro de ejes** sometidos a esfuerzos combinados de **flexión y torsión**:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi i} \sqrt{\left[\frac{Kt \cdot M}{S_n'} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (3.4)$$

Donde:

D: Diámetro del eje [m o mm]

N: Factor de diseño o factor de seguridad (adimensional)

Kt: Factor de concentración de esfuerzos en flexión

M: Momento flector máximo [Nmm]

T: Torque aplicado [Nmm]

S'n: Resistencia a la fatiga corregida del material [MPa]

Sy: Límite elástico del material [MPa]

Seleccionando un acero SAE 4140 con límite de fluencia 414 MPa, y teniendo un momento flector máximo de **35000 Nmm**, aplicamos los distintos factores según tabla para obtener:

$$D_{min} = 17.9 \text{ mm}$$

Este es el **diámetro mínimo requerido del eje** que sostiene la cuchilla de corte, calculado para garantizar que pueda **soportar adecuadamente los esfuerzos combinados de flexión y torsión** sin superar el límite de fluencia del material.

El valor obtenido asegura que el eje trabajará dentro del régimen elástico, proporcionando seguridad estructural y evitando deformaciones permanentes bajo las condiciones de carga máximas previstas.

3.4.3 Torque para giro del desbobinador

En este apartado calcularemos el torque necesario para girar el rollo de goma a cortar para alcanzar las revoluciones necesarias que cumplan con la velocidad tangencial de los objetivos. Para ello, se parte del cálculo de la inercia del rollo de goma, que se expresa como:

$$I = 0.5 * Pmax * (rmin^2 + rmax^2)/1000000 = 491,1 \text{ g.m}^2 \quad (3.5)$$

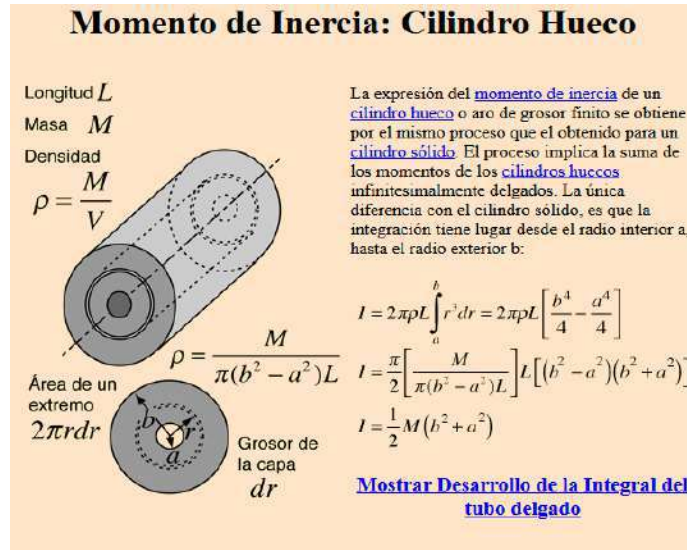


Figura 3-12: Momento de inercia en cilindro hueco

Suponiendo un arranque del motor de 1 segundos. Obtenemos la aceleración angular con los rpm calculados anteriormente:

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{0,12 \text{ rad/s}}{1 \text{ s}} = 0,12 \text{ rad} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (3.6)$$

Para obtener el torque necesario para girar el sistema, reemplazamos en la formula.

$$P = \frac{\alpha * J * F_s}{1000} = 0,15 \text{ Kw} \quad (3.7)$$

Donde

Fs: factor de seguridad

Necesitando así, un torque de:

$$\tau = \frac{P}{\omega} = \frac{0,29 \text{ Kw} * 1000}{0,12 \text{ rad/s}} = 1288 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

El motor requerido para poner en movimiento el rollo de goma debe ser capaz de suministrar una potencia mínima de **0.15 kW**, considerando el factor de seguridad aplicado. Además, debe generar un torque de **1288 Nm** al momento del arranque para superar la inercia del sistema en un tiempo de 1 segundos. Esta información es fundamental para la correcta selección del motor y el dimensionamiento del sistema de transmisión.

3.4.4 Esfuerzos en el eje desbobinador para soportar la carga

Partiendo que el eje debe soportar cargas máximas de 3500 Kg, en este apartado se dimensiona el eje y se calcula la potencia necesaria para hacer girar el eje.

Comenzamos obteniendo el momento polar del eje, suponiendo que es un eje cuadrado de 110 mm:

$$J = \frac{1}{12} b * h * (b^2 + h^2) = 2.44 \times 10^{-5} \text{ (3.9)}$$

Continuamos calculando la tensión de torsión en el eje con la siguiente fórmula

$$\tau = \frac{T * r}{J} = 2767245 \text{ Pa (3.10)}$$

Donde:

τ = Tensión de torsión (Pa o N/m²)

T = Momento torsor o par torsor aplicado (N·m)

r = Radio desde el centro del eje hasta el punto donde se calcula la tensión (m)

J = Momento polar de inercia del eje (m⁴)

Continuamos calculando las reacciones y Momento flector máximo del eje, con los siguientes datos suponiendo el caso del eje apoyado en ambos extremos:

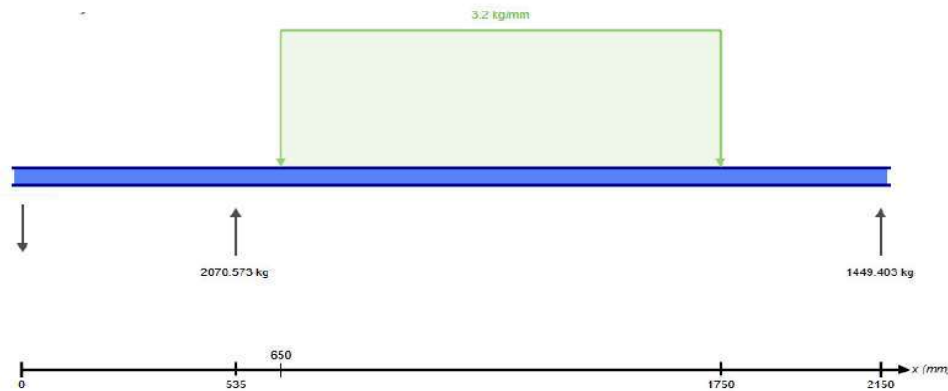
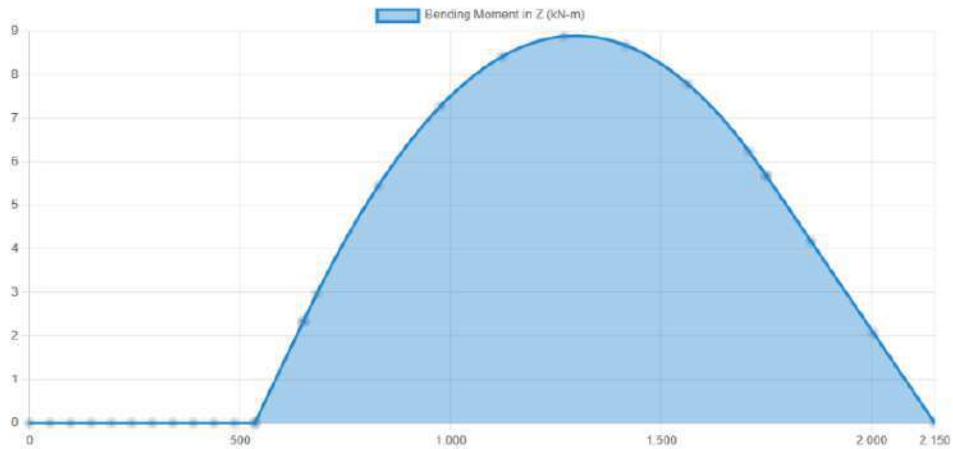


Figura 3-13: Esfuerzos sobre el eje.

Diagrama de Momento Flector

Invertir la Convención de Signo del DMF



Resultado	Max	Min
Momento flector	8.892 kN-m	0 kN-m
Cortante	2070.573 kg	-1449.403 kg
Desplazamiento	1.27 mm	-1.17 mm

Figura 3-14: Diagrama de esfuerzos en eje desbobinador.

También realizamos el cálculo del momento flector a partir de la fórmula Viga empotrada en ambos extremos con carga puntual centrada (suponiendo que el rollo es una carga centrada):

$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{8} = 6860000 \text{ Nmm} \quad (3.11)$$

F : carga puntual en el centro (N)

L : longitud total de la viga/eje (mm)

Se ha reselectionado un acero SAE 1040 con un límite de fluencia de 40 Kg/mm² aproximadamente. Utilizaremos la ecuación general recomendada por la norma **ANSI B106.1M-1985** para el **cálculo del diámetro de ejes** sometidos a esfuerzos combinados de **flexión y torsión** (ecuación (3.4))

Calculando la resistencia a la fatiga corregida del material de la siguiente manera:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad (3.12)$$

Donde:

K_a : factor de superficie

K_b : factor de tamaño = 0,78

K_c : factor de carga

K_d .: factor de temperatura

K_e .: factor de fiabilidad = 0,88

K_f : otros factores (acabado superficial, tratamientos térmicos, etc.)

Donde solo utilizaremos el factor fiabilidad y de tamaño para este cálculo.

Volviendo a la ecuación del diámetro del mínimo del eje reemplazando los valores obtenemos los diámetros para el momento flector quedando:

Por fórmula analítica:

$$D_{min} = 83,1 \text{ mm}$$

Por software de cálculo:

$$D_{min} = 90,8 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona un **diámetro nominal del eje de 100 mm (4")**, asegurando así un margen adecuado de seguridad frente a fatiga.

3.4.5 Fuerza de rodillo de tracción

Según la bibliografía consultada, se adopta el criterio de que la tensión de tracción necesaria para el corte debe estar entre el 5 % y el 10 % de la tensión de rotura del material. Considerando el límite inferior (5 %) y una tensión de rotura del caucho de 170 kg/cm², se obtiene:

$$\text{Fuerza de tracción para corte}(F_t) = 0.05 \times 170 \text{ kg} = 8.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 9,13 \text{ kN}$$

Una vez determinada la tensión de tracción necesaria para el corte, se procede al cálculo de la fuerza normal requerida, considerando la fricción entre superficies de caucho. Utilizando un coeficiente de fricción promedio caucho-caucho de 0,75, se aplica la siguiente relación:

$$\text{Fuerza normal } F_n = \frac{F_t}{\mu} = \frac{9163 \text{ N}}{0,75} = 12217,3 \text{ N} \quad (3.13)$$

Donde

μ : Coeficiente de fricción

Este cálculo permite determinar la fuerza de compresión que debe ejercer el sistema tensor o de presión para garantizar una tracción efectiva sin deslizamiento entre las superficies de contacto.

Con los datos obtenidos, se puede calcular la potencia requerida por el motor para mantener el sistema en operación, mediante la siguiente expresión:

$$Potencia = Ft * Vt * Cc * Nu = 672 \text{ W} \quad (3.14)$$

Donde

Vt: Velocidad tangencial

Nu: Rendimiento del sistema

Cc: Coeficiente Bajo carga

Una vez obtenida la potencia, se procede a calcular el torque necesario en el eje del motor:

$$Torque = \frac{Potencia}{1000} * \frac{9550}{\omega} = 1120 \text{ Nm}$$

Donde

ω : Revoluciones del rodillo de tracción tomando un diámetro, en este caso de **200 mm**

Finalmente, se procede al dimensionamiento del eje del rodillo, con el objetivo de asegurar que soporte adecuadamente las fuerzas normales previamente calculadas durante el proceso de tracción.

Conociendo la longitud total del eje, se determina la carga distribuida actuante sobre él:

$$q = 11106,7 \frac{N}{m}$$

Posteriormente, mediante un software de análisis estructural (como SolidWorks Simulation, Ansys o similar), se realiza el cálculo de los esfuerzos internos en el eje. Como resultado, se obtiene un momento flector máximo de:

$$M_{max} = 2.596 \text{ kNm}$$

Este valor es fundamental para verificar que el eje cumple con los criterios de resistencia mecánica y rigidez, considerando tanto el material seleccionado como el factor de seguridad definido en el diseño.



Diagrama de Momento Flector ☞

Invertir la Convención de Signo del DMF

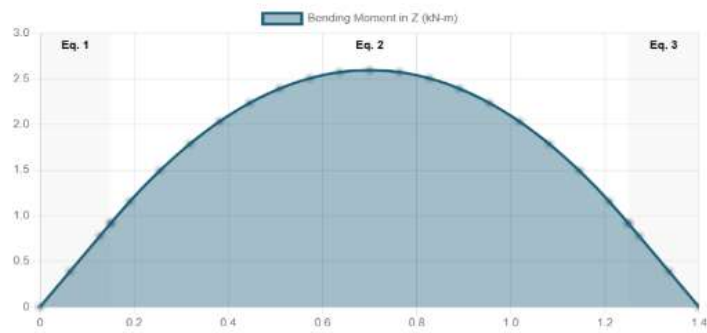
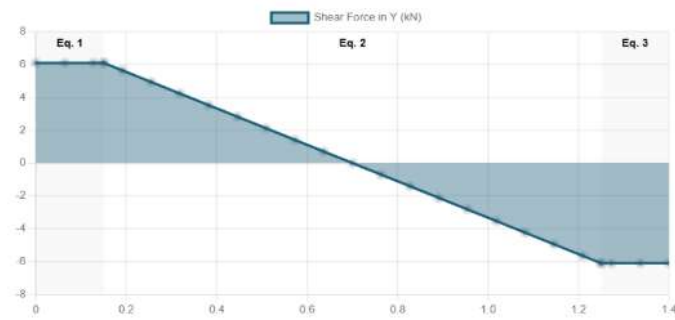


Diagrama de Fuerza Cortante ☞



Deflexión ☞

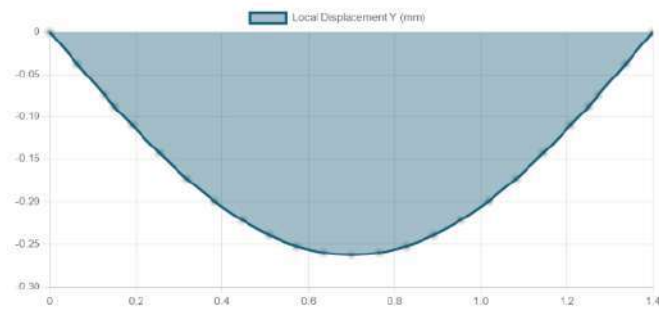


Figura 3-15: Diagramas de esfuerzos en rodillos.

Para el dimensionamiento del eje, se selecciona un material SAE 4140, el cual posee un límite elástico S_y de 414 MPa. Utilizaremos de nuevo la ecuación general recomendada por la norma ANSI B106.1M-1985 para el cálculo del diámetro de ejes sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión (ecuación (3.4)).

Como resultado del cálculo, se obtiene un diámetro mínimo requerido para el eje de:

$$D_{min} = 70,7 \text{ mm}$$

Este valor garantiza que el eje podrá resistir los esfuerzos combinados actuantes durante la operación, manteniendo un margen de seguridad adecuado según las condiciones de carga y el material seleccionado.

3.4.6 Fuerza de rodillo de tensor

Según la bibliografía consultada, se adopta el criterio de que la tensión en el caucho para mejorar el corte debe situarse entre el 5 % y el 30 % de la tensión de rotura del material. Considerando un valor intermedio del 15 % y una tensión de rotura del caucho de 170 kg/cm^2 , se calcula la fuerza de tracción requerida de la siguiente manera:

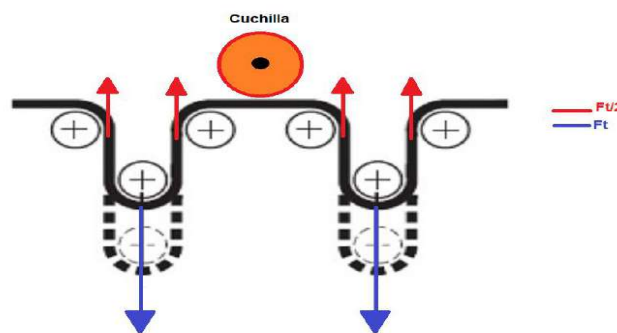
$$\text{Fuerza de tracción para corte}(F_t) = 0.15 \times 170 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 25.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 2.5 \text{ Mpa}$$

El rodillo tensor ejerce sobre la banda la fuerza de tensión requerida, como se observa en la figura correspondiente.

Dado que la banda se divide en dos tramos a ambos lados del rodillo, la fuerza se reparte equitativamente, y sobre cada tramo actúa la mitad de la tensión aplicada por el rodillo ($F_t/2$).

Sin embargo, al contar con un módulo Tensor tanto antes como después de la cuchilla de corte, la banda estará sometida a una tensión total de $F_t/2 + F_t/2 = F_t$.

Por lo tanto, la fuerza de tensión efectiva en la banda es igual a la ejercida por el cilindro de tracción, asegurando la continuidad del esfuerzo en todo el sistema.

**Figura 3-16:** Esfuerzo en eje de rodillo tensor.

Una vez calculada la fuerza de tracción, se procede al dimensionamiento del eje del rodillo, el cual debe ser capaz de soportar el esfuerzo necesario para transmitir dicha fuerza a la banda. Para ello, se calcula el momento flector correspondiente de una viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida:

$$M_{max} = \frac{q \cdot L^2}{12} = 4,08 \text{ kNm} \quad (3.15)$$

q : carga distribuida (N/m)

L : longitud total de la viga/eje (m)

Finalmente utilizando devuelta la ecuación, la ecuación general recomendada por la norma ANSI B 106.1M-1985 para el cálculo del diámetro de ejes sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión:

$$D_{min} = 56,73 \text{ mm}$$

Se repite el procedimiento para dimensionar el eje de reenvío involucrado en el sistema de corte de la de la máquina, obteniéndose:

$$D_{min} = 47,58 \text{ mm}$$

Capítulo 4: Desarrollo de la propuesta seleccionada

La solución propuesta está diseñada para procesar rollos de caucho reforzado, permitiendo su corte longitudinal en tiras más estrechas mediante una secuencia integrada de sistemas. El proceso comienza con el sistema de izaje de entrada, encargado de levantar los rollos de gran peso desde la mesa del carro hasta el eje del desbobinador. Para ello, se utiliza un puente grúa o un elevador móvil con eslingas que aseguran una manipulación segura y eficiente del rollo. Una vez posicionado, el rollo es alojado en el sistema desbobinador, que permite su rotación controlada. Este sistema incluye motores o frenos que regulan la velocidad de desenrollado para evitar tirones o tensiones innecesarias.

A continuación, el material pasa por un sistema de tensión que regula la tracción mediante rodillos tensores y dispositivos hidráulicos o celdas de carga, manteniendo constante la tensión a lo largo del proceso. Inmediatamente después, el sistema de guiado detecta y corrige desviaciones en la trayectoria del caucho mediante sensores y rodillos de posicionamiento, asegurando que el material llegue alineado al sistema de corte. Este sistema de corte está compuesto por cuchillas rotativas montadas sobre cabezales ajustables, capaces de realizar cortes limpios y precisos incluso en materiales compuestos de caucho con refuerzo textil.

Una vez realizadas las divisiones, las tiras pasan por un segundo sistema de tensión que regula de forma independiente la tracción de cada una para evitar superposiciones o arrugas antes del bobinado. Finalmente, las tiras llegan al sistema de rebobinado, donde se enrollan en nuevos mandriles con control individual de velocidad y tensión. Este sistema permite obtener bobinas uniformes y bien compactadas. Completado el proceso, el sistema de izaje de salida levanta y traslada las bobinas terminadas hacia su destino final mediante mecanismos similares a los de ingreso, cerrando así un circuito de trabajo continuo, seguro y altamente eficiente.

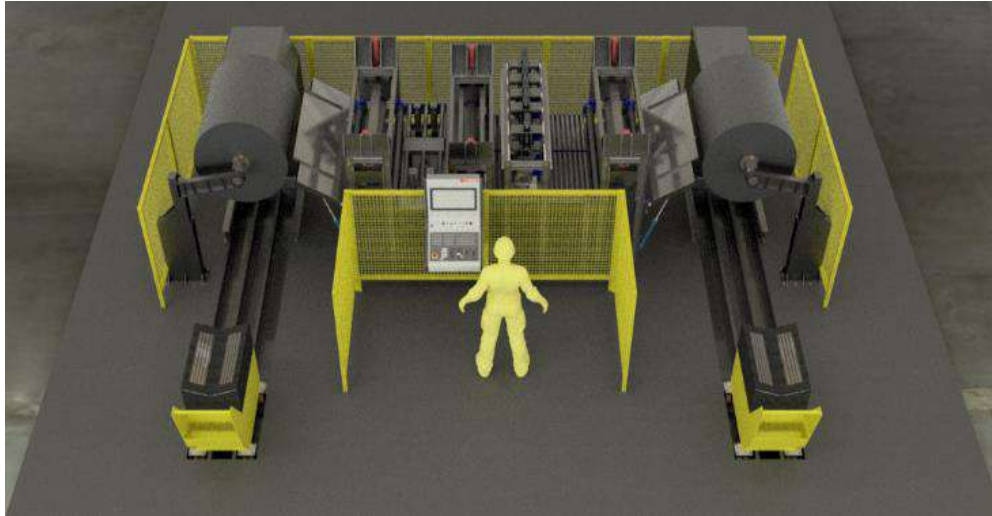


Figura 4-1: Renders de propuesta de selección

Algunas de las dimensiones generales importantes de la solución planteada se pueden observar en las siguientes tablas:

Tabla 4-1: Parámetros características generales

Dimensiones maquina		
Ancho	5	m
Largo	6.3	m
Alto	1.9	m
Materia Prima		
Diámetro	800	mm
Ancho	1100	mm
Largo	530	M
Espesor	10	mm

Corte				
Ancho mínimo	200	mm	Cantidad de retazos	5
Ancho máximo	500	mm	Cantidad de retazos	2
Cantidad de cuerpos	5			

A continuación, se presentará cada módulo que compone la solución, describiremos sus funcionamientos y cada uno de los componentes seleccionados. Haremos una descripción más profunda sobre el módulo desbobinador y el módulo de corte por su mayor importancia.

4.1 Central hidráulica

Consideramos fundamental la incorporación de un sistema hidráulico en la máquina, ya que permite cumplir con las fuerzas y movimientos necesarios en los distintos módulos funcionales.

La hidráulica ofrece ventajas clave en términos de potencia, precisión de control y capacidad de respuesta ante cargas variables, características esenciales para las operaciones de izaje, tracción, tensión y posicionamiento.

Tras analizar distintos catálogos de proveedores, se optó por seleccionar una unidad hidráulica central marca Rexroth, cuyas características técnicas se detallan a continuación:

Tabla 4-2: Parámetros características central hidráulica

Central Hidraulica rexroth			
Central hidraulica			
Código	ABSKG-20AL9/VAZPB-3,15/71/NO		
Catálogo		Rexroth	
Presión	40	bares	
Volumen	20	Litros	

**Figura 4-2:** Central hidráulica seleccionada.

4.2 Carro de izaje

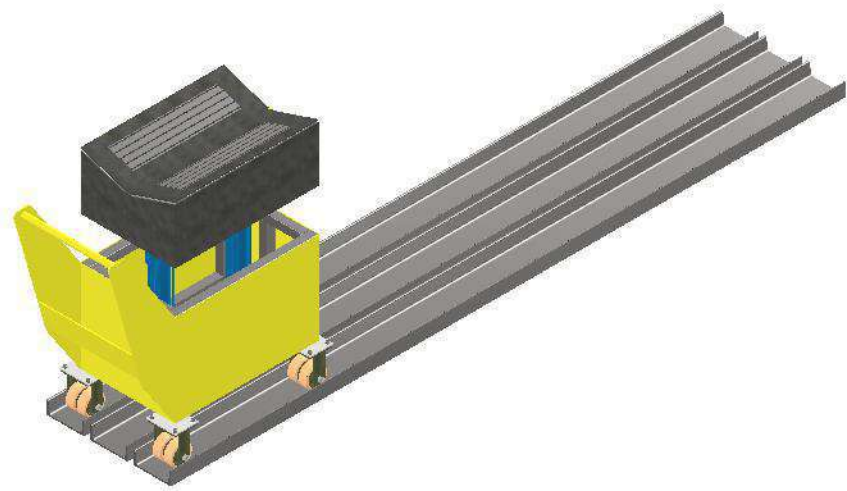


Figura 4-3: Carro de izaje

Para diseñar el carro de izaje comenzamos con la fuerza necesaria a levantar por el mismo. Teniendo en cuenta que el peso máximo es 3500 kg y estableciendo que usaremos una central hidráulica de 40 bares. Utilizando dos cilindros se pudo calcular la fuerza necesaria que debería hacer cada uno, siendo de 17150 N.

4.2.1 Selección de actuadores hidráulicos

Obtenida la fuerza calculamos los diámetros de los cilindros a utilizar, resultando en un diámetro de cilindro mínimo de 74 mm.

Tabla 4-3: Parámetros característicos actuador hidráulico



Actuador hidráulico			
Recorrido	375	mm	$L \geq \text{Radio mas grande} - \text{Radio mas chico rolo}$
Diámetro cilindro	80	mm	
Marca	Rexroth		
Diámetro Vástago	45	mm	
Modelo	Fabricacion de cilindro personalizados		

4.2.2 Selección de ruedas

Para realizar una correcta selección de las ruedas, se procedió al cálculo del peso total del sistema, considerando tanto el peso propio del carro como el peso máximo del rollo que puede transportar (3650 Kg). Este valor resultante permitió dimensionar adecuadamente las ruedas, garantizando que soporten no solo la carga estática, sino también las solicitaciones dinámicas propias del movimiento.

Tabla 4-4: Parámetros característicos ruedas seleccionadas



Ruedas		
Marca	Tellure rota	
Capacidad mínima necesaria 4 ruedas	1208.7	daN
Modelo	Serie 63 GH	
Diámetro	125	mm
Carga dinámica	1200	Kg
Dimensiones agujeros	140 x 105	mm

4.3 Módulo Desbobinador

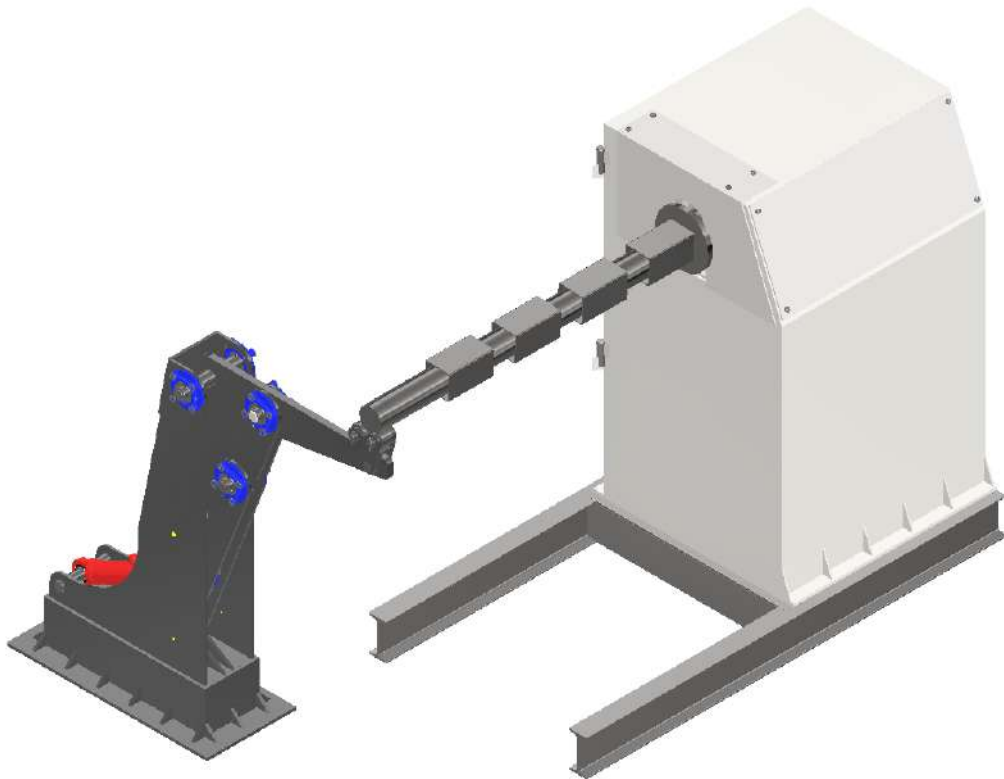


Figura 4-4: Módulo desbobinador

El módulo desbobinador está conformado por un eje montado sobre dos rodamientos, los cuales se encuentran fijados a una bancada metálica. Esta bancada cuenta con una estructura robusta y una base diseñada para absorber los esfuerzos e impactos que puedan generarse durante el montaje de los rollos o en el proceso de corte.

El eje presenta una sección cuadrada de 110 x 110 mm, lo que permite una adecuada transmisión del par de tracción a los rollos de caucho, asegurando un acoplamiento firme.

La rotación del eje se realiza mediante un sistema de transmisión piñón-corona, accionado por un motorreductor que suministra la potencia y el torque necesarios para acelerar radialmente el rollo en el tiempo previsto por el proceso. La base del motorreductor incorpora un sistema manual de tensado, que permite ajustar la tensión de la cadena de transmisión de manera sencilla y precisa, asegurando así un funcionamiento continuo y eficiente del sistema.

4.3.1 Eje

Para el diseño del eje se optó por una barra maciza de acero SAE 1045 de Ø 4", seleccionada por su buena resistencia mecánica, tenacidad y maquinabilidad, cualidades adecuadas para soportar las cargas generadas durante el proceso. En uno de sus extremos se soldó una brida que actúa como elemento de contención axial, evitando desplazamientos indeseados del conjunto durante la operación.

Con el objetivo de garantizar la tracción efectiva de los rollos de material, se incorporaron al eje perfiles cuadrados de 110 x 110 mm con un espesor de pared de 4 mm, soldados de forma simétrica. Estos perfiles cumplen la función de transmitir el par de arrastre necesario y asegurar una correcta sujeción del material durante el proceso de avance. Se incorporaron, además, tapas en cada extremo de los perfiles para poder aumentar la superficie de soldadura y así garantizar la resistencia del eje al torque resistente del rollo de caucho.

Nota: Esta solución se llevó delante de la manera especificada dado que no se encontraron tochos cuadrados de las dimensiones requeridas para el eje

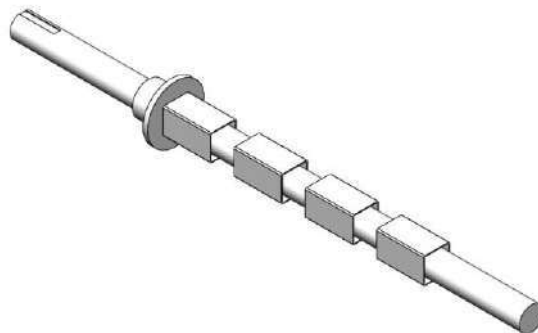


Figura 4-5: Diseño del eje para la solución presentada.

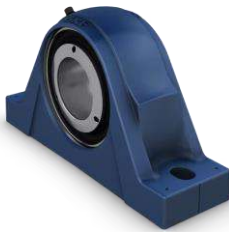
4.3.2 Rodamientos

Para garantizar una sujeción robusta y un soporte confiable del eje, se seleccionaron rodamientos de rodillos de la serie SYNT 100 F de la marca SKF. Esta línea de rodamientos está especialmente diseñada para aplicaciones industriales que requieren alta capacidad de carga, buena alineación y resistencia a condiciones exigentes de operación.

El modelo SYNT 100 F pertenece a los llamados rodamientos tipo "take-up", los cuales están montados sobre una base deslizante que permite realizar ajustes longitudinales, facilitando el tensado de correas o cadenas, o bien compensar dilataciones térmicas y posibles desalineaciones. Esta característica resulta particularmente útil en sistemas donde se requiere cierto margen de desplazamiento axial del eje.

Además, el inserto del rodamiento incluye rodillos de alta capacidad de carga radial, lo que permite absorber los esfuerzos generados por el peso del material, la tracción ejercida y las variaciones dinámicas del sistema. Los rodamientos vienen provistos con sellos de protección para evitar la entrada de contaminantes y prolongar la vida útil del conjunto, minimizando el mantenimiento.

Tablas 4-5: Parámetros característicos rodamientos seleccionados.



Rodamientos			
Marca	SKF		
Modelo	SYNT 100F		
Diametro interior	100	mm	
Tipo	De rodillos a rótula		
https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/roller-bearing-units/pillow-block-units/productid-SYNT%20100%20F			



Rodamientos			
Marca	SKF		
Modelo	3220A		
Diametro interior	100	mm	
Tipo	De bolas de contacto angular		
https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3220%20A			

El rodamiento SKF 3320 A fue seleccionado por tratarse de un rodamiento de doble hilera de bolas de contacto angular, especialmente diseñado para soportar cargas radiales y axiales combinadas, con capacidad de carga axial en ambas direcciones. Esta configuración lo hace ideal para aplicaciones donde se requiere una alta rigidez y estabilidad en el montaje, como es el caso del soporte de husillos o mecanismos sometidos a esfuerzos variables. Además, su construcción separable facilita el montaje y el mantenimiento. El modelo 3320 A, tiene un diámetro interior de 100 mm y un ancho de 82,6 mm y ofrece una elevada capacidad de carga, asegurando un funcionamiento confiable y duradero bajo las condiciones de trabajo previstas.

4.3.3 Motorreductor

Con los valores obtenidos en la sección requerimientos seleccionamos por catálogo un motor que cumpla con la potencia y torque calculado para asegurar el funcionamiento deseado.

Tablas 4-6: Parámetros característicos motor seleccionados



Motor reductor		
Marca	Rosario transmisiones	
Tipo	PC/NMTER	
Tamaño	080/075	
Velocidad MOTOR	1400	RPM
Relación I	120	
Velocidad de salida	12.0	RPM
Torque Nominal	28,4	Kgf.m
Potencia Nominal	750	W
Diámetro Eje	28	mm

4.3.4 Piñón-corona

Dado que es necesario reducir la velocidad de rotación de 12 rpm a 2 rpm, se optó por implementar un sistema de reducción mediante piñón y corona con una relación de transmisión 1:5. Este tipo de mecanismo resulta adecuado para aplicaciones donde se requiere una disminución significativa de la velocidad junto con un aumento del par transmitido.

Tablas 4-7: Parámetros piñón-corona seleccionados



Piñon-corona				
Relación		1 : 5		Dobles
Salida de revoluciones		2.4	RPM	
Piñon		10	Dientes	
Corona		50	Dientes	
Paso		Pitch 3/4" asa 60		
Torque entrada		Kgf.		
Eje desbobinador	140	m	1372	Nm

Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12		ØRodillo - Roller 11,913 mm ØRodillo - Roller 12,07 mm							
Z	Diámetro Primitivo(D) Pitch Circle Diameter(D)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)			
			S	D	T	S	D	T	
9	55.70	63.77	37	37	37	35	56	70	
10	61.65	70.06	42	42	42	35	56	70	
11	67.62	76.31	46	47	47	35	56	70	
12	73.60	82.53	52	53	53	35	56	70	
13	79.60	88.72	58	59	59	35	56	70	
14	85.61	94.89	64	65	65	35	56	70	
15	91.63	101.05	70	71	71	35	56	70	
16	97.65	107.20	75	77	77	35	56	70	
17	103.67	113.34	80	83	83	35	56	70	
18	109.70	119.47	80	89	89	35	56	70	
19	115.74	125.59	80	95	95	35	56	70	
20	121.78	131.71	80	100	100	35	56	70	
21	127.82	137.82	90	100	100	40	56	70	
22	133.86	143.93	90	100	100	40	56	70	
23	139.90	150.03	90	110	110	40	56	70	
24	145.95	156.13	90	110	110	40	56	70	
25	151.99	162.23	95	120	120	40	56	70	
26	158.04	168.32	95	120	120	40	56	70	
27	164.09	174.41	95	120	120	40	56	70	
28	170.14	180.50	95	120	120	40	56	70	
29	176.19	186.59	95	120	120	40	56	70	
30	182.25	192.68	95	120	120	40	56	70	
35	212.52	223.09	90	100	120	40	63	80	
38	230.69	241.33	100	110	120	40	63	80	
40	242.80	253.48	100	110	120	40	63	80	
45	273.09	283.86	100	110	120	56	63	80	
50	303.39	314.22	100	120	140	56	63	80	
57	345.81	356.72	100	120	140	56	63	80	
60	363.99	374.93	100	120	140	56	63	80	
76	460.98	472.02	100	130	150	56	63	80	
95	576.17	587.28	100	130	160	65	70	90	
114	691.36	702.53	100	130	160	65	70	90	

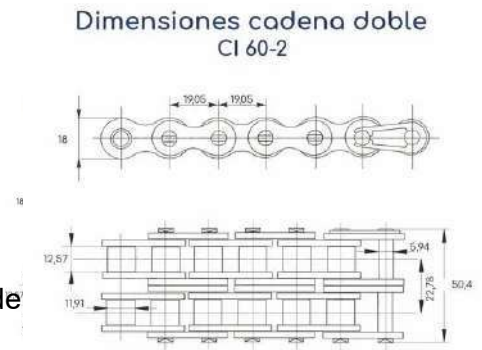
Dimensiones para tipo Americano - (ASA - ANSI) Measurement for American type (ASA - ANSI)					
PASO/Pitch	T	N	M2	M3	T1
ASA60 (3/4)	11.3	11.5	34.1	56.9	11.7

Dimensiones para tipo Europeo - (BS - ISO) Measurement for European type (BS - ISO)					
PASO	T	N	M2	M3	T1
12 - 3/4	10.9	8.6	30.4	49.8	10.9

Figura 4-6: Tabla del proveedor de sistema de transmisión.

Las dimensiones y características de la cadena a utilizar son la siguientes

- **Paso (pitch):** $3/4" = 19,05 \text{ mm}$
- **Diámetro del rodillo:** $0,469" = 11,91 \text{ mm}$
- **Ancho interno:** $0,500" = 12,70 \text{ mm}$
- **Espesor de la placa:** aprox. $3,05 \text{ mm}$
- **Tipo de cadena:** de rodillos, estándar de transmisión de potencia



Además, con el objetivo de lograr un adecuado tensado de la cadena de transmisión, se diseñó una base móvil para el montaje del motor. Esta base permite ajustar su posición longitudinalmente, lo que facilita aplicar la tensión necesaria sobre la cadena de manera precisa y segura.

El diseño contempla dos placas de deslizamiento mediante el desplazamiento de un tornillo y un sistema de fijación mediante tornillos o bulonería, lo que garantiza un ajuste firme una vez alcanzada la tensión deseada. Esta solución mejora la eficiencia del sistema de transmisión al reducir el juego, también contribuye a prolongar la vida útil de la cadena y los piñones, minimizando el mantenimiento correctivo.

Este mecanismo de tensado se adapta fácilmente a las condiciones de operación de la máquina, permitiendo realizar ajustes rápidos en caso de desgaste o al momento del montaje inicial.

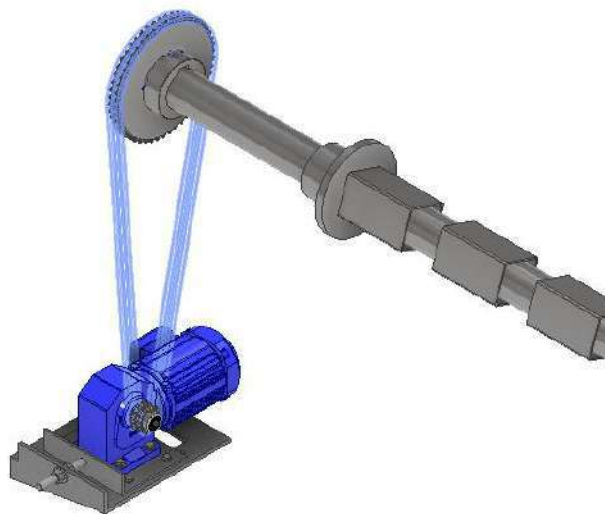


Figura 4-7: Tensor para el sistema de cadena.

4.3.5 Estructura

La estructura que sostiene los rodamientos fue construida utilizando perfiles tubulares cuadrados de acero de 60 x 60 mm con un espesor de pared de 3 mm. Esta elección se basó en su capacidad para soportar las solicitaciones generadas por el eje en condiciones de carga máxima, incluyendo no solo las cargas estáticas del propio peso del rollo de caucho, sino también los esfuerzos dinámicos e impactos que puedan producirse durante el montaje o por tirones repentinos del material durante el proceso de corte o avance.

Para garantizar una mayor estabilidad global del conjunto y prevenir cualquier tendencia al vuelco, se incorporó una base robusta conformada por perfiles tipo IPN SB 160 x 18. Esta base aporta rigidez y distribuye eficazmente las cargas hacia el suelo, reduciendo desplazamientos indeseados y aumentando la seguridad estructural.

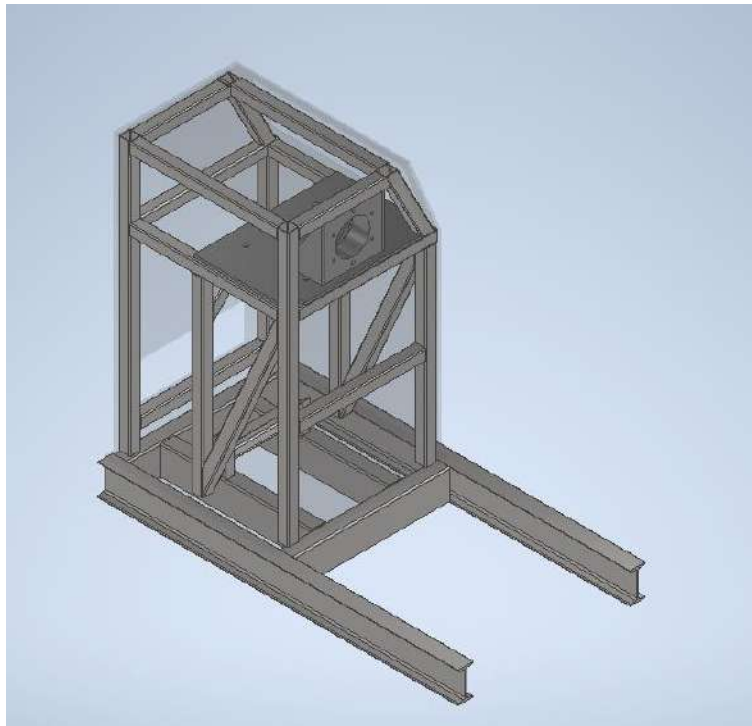


Figura 4-8: Estructura bancada.

En los apartados siguientes se llevará a cabo un análisis detallado de esta estructura mediante simulaciones por el método de elementos finitos (FEM), con el objetivo de verificar su comportamiento estructural ante las cargas de trabajo previstas, evaluar los factores de seguridad y validar las decisiones de diseño adoptadas.

En la misma, se encuentra solada la placa de apoyo de rodamientos, esta contiene el soporte para el rodamiento de contacto angular encargado de absorber los esfuerzos axiales que se puedan generar en casos de impacto del rollo contra la brida de tope del eje.

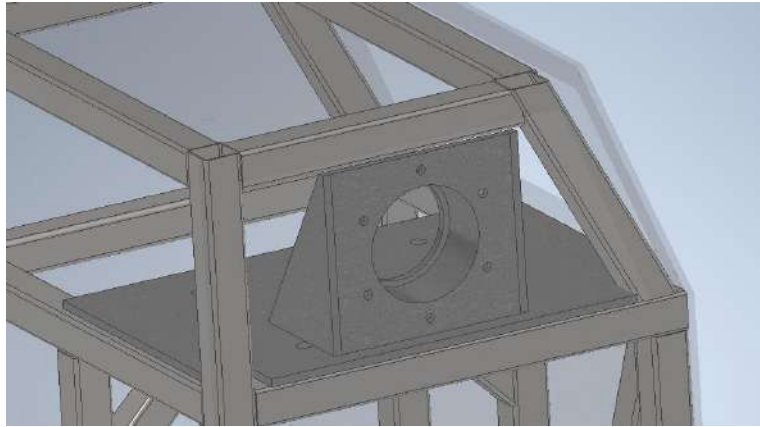


Figura 4-9: Tensor para el sistema de cadena.

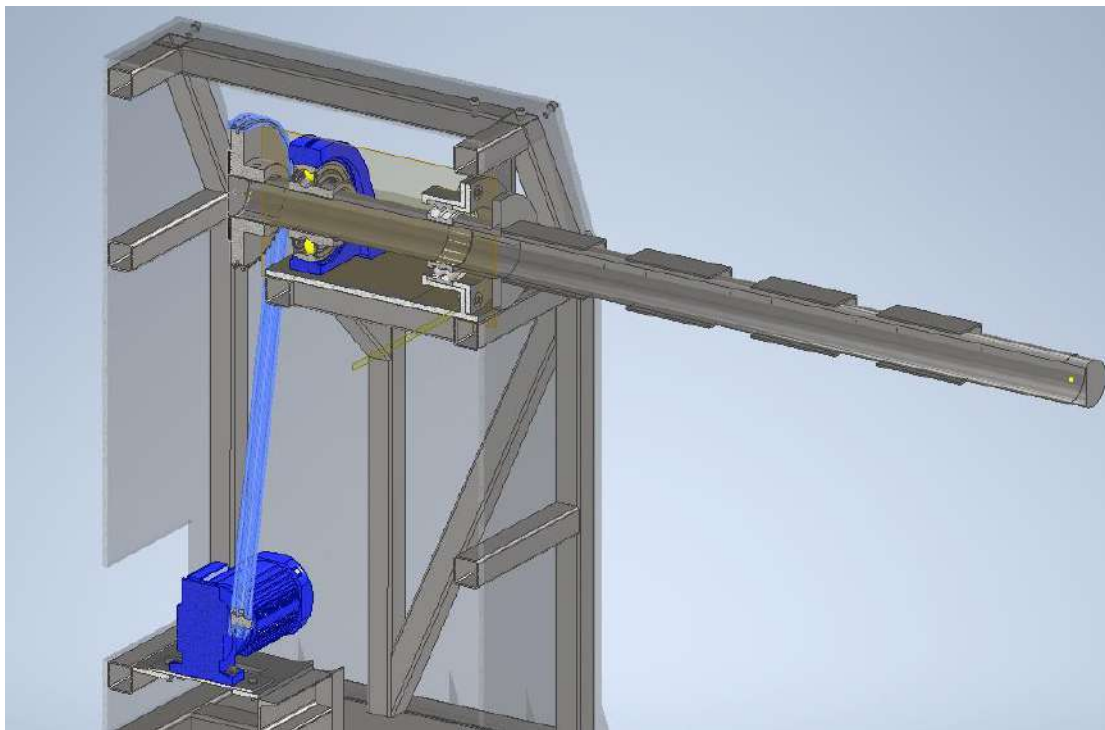


Figura 4-10: Vista en corte de transmisión y eje.

4.3.6 Brazo de apoyo

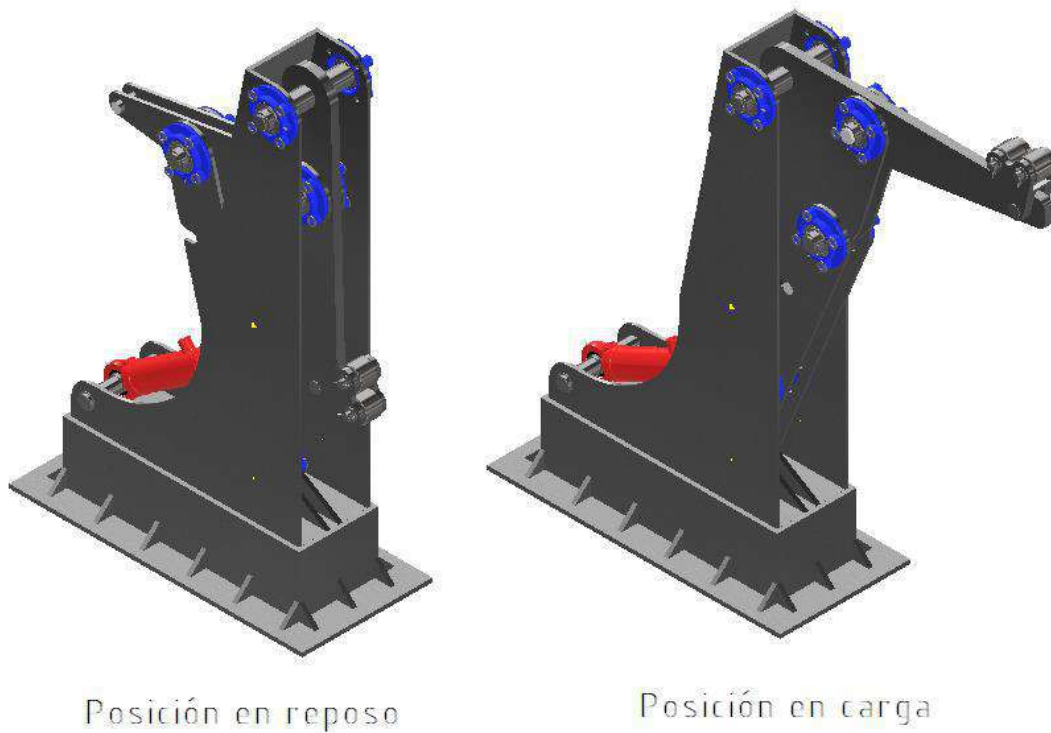


Figura 4-10: Posiciones del brazo de apoyo.

Se diseñó un brazo de apoyo retráctil de accionamiento hidráulico con el objetivo de brindar soporte adicional en el extremo libre del eje durante las operaciones de carga, descarga o rotación del rollo. Este componente cumple una función estructural clave, ya que absorbe parte de las cargas radiales, evitando esfuerzos excesivos sobre el eje principal y sus apoyos.

El sistema está compuesto por un mecanismo robusto que se despliega o retrae mediante un cilindro hidráulico, el cual permite un accionamiento preciso, seguro y controlado desde el panel de mando. Esta solución facilita la operación del sistema, especialmente en situaciones donde se requiere liberar el extremo del eje para reemplazar o montar un nuevo rollo.

El cilindro hidráulico utilizado pertenece al fabricante Rexroth y cuenta con un diámetro de cilindro de 60 mm y una carrera de 150 mm, de código CDL2MP5_63_40_150D2X_B11CFUMW. Ha sido seleccionado con una configuración de ojal-ojal, lo que permite su montaje en aplicaciones donde se requiere un acoplamiento articulado en ambos extremos. Esta configuración permite absorber desalineaciones y proporciona mayor flexibilidad en el movimiento, lo que resulta ideal para sistemas que experimentan desplazamientos lineales con cierto grado de variabilidad en los ángulos de trabajo.



Figura 4-11: Cilindro hidráulico de brazo de apoyo

Además, el sistema incorpora rodamientos SKF FYC 40 TF, los cuales permiten la rotación suave y controlada de los brazos articulados. Estos rodamientos tipo y-housing con soporte de brida cuadrada están diseñados para soportar cargas combinadas y proporcionar una instalación sencilla, asegurando una transmisión eficiente del movimiento rotativo en condiciones exigentes de trabajo.



Figura 4-12: Rodamiento SKF FYC 40 TF.

4.4 Módulo Tensor

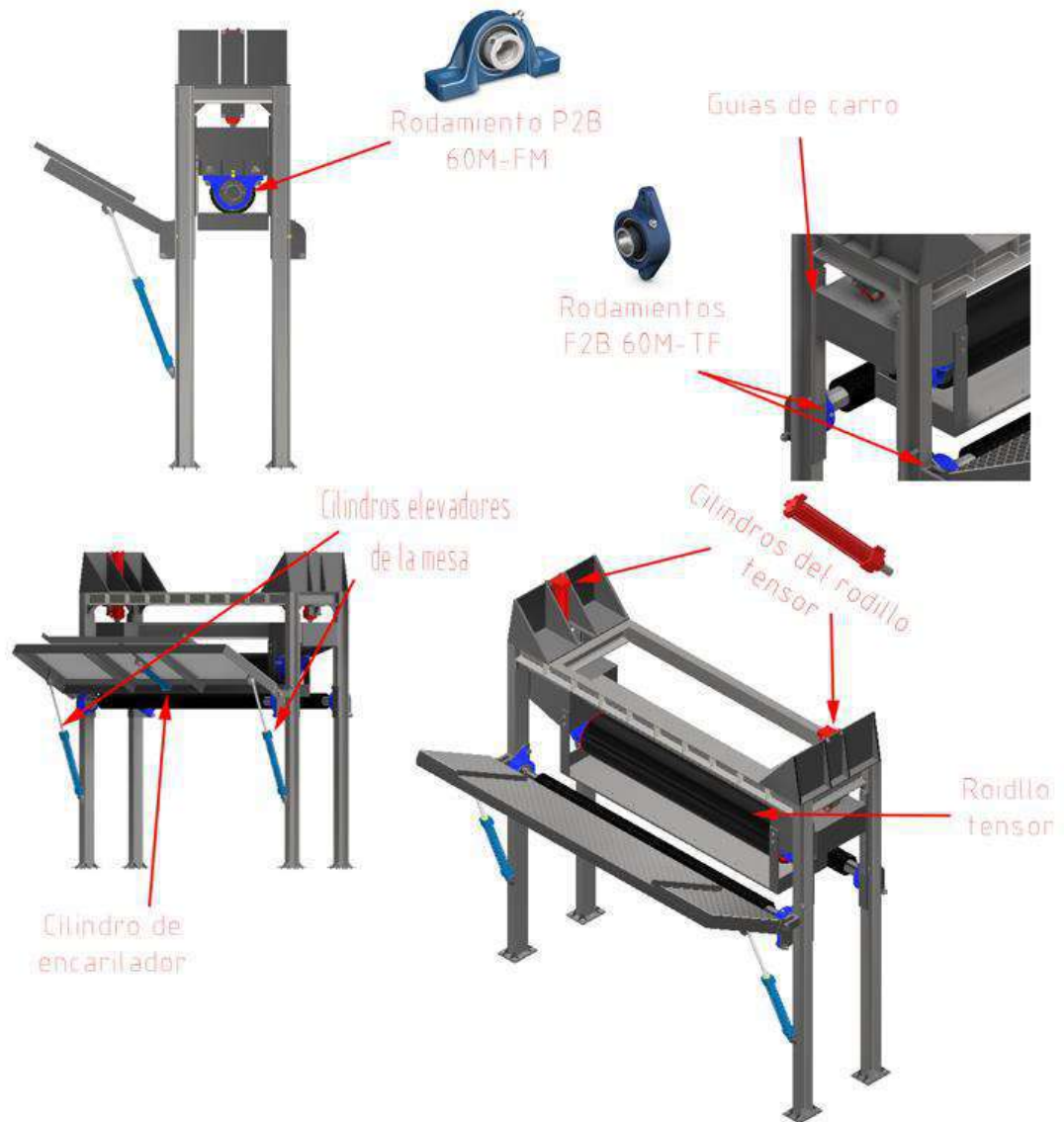


Figura 4-11: Módulo Tensor

El módulo cuenta con una plataforma accionada hidráulicamente (encarrilador), diseñada para nivelarse automáticamente y desplegar una mesa de apoyo que facilite la recolección del rollo proveniente del sistema desbobinador. Esta solución no solo automatiza el proceso de toma del material para el comienzo de corte.

El módulo incorpora un rodillo tensor cuya función es mantener la tensión adecuada en la banda durante el proceso. Esta fuerza de tensión se genera mediante un conjunto de cilindros hidráulicos que actúan con precisión sobre el rodillo, asegurando la tensión de tracción en el material para facilitar el corte de este. Además, posee otros dos rodillos de reenvío para que la banda no sufra ningún tipo de esfuerzo de corte al apoyar en algún borde.

Por último, se diseñó un rodillo específico para este módulo, desarrollado a partir de los requerimientos técnicos previamente calculados. Su geometría, materiales y sistema de montaje fueron seleccionados cuidadosamente para garantizar un desempeño acorde a las condiciones reales de trabajo del sistema.

4.4.1 Cilindros hidráulicos rodillo tensor

Se seleccionó un cilindro hidráulico del fabricante Rexroth, del tipo tirantes, de código CD70F50_36_300Z1X_01HBUM2_2A:1. Posee un diámetro interno de 50 mm, un diámetro de vástago de 36 mm y una carrera de 300mm

4.4.2 Rodillo tensor

Se diseñó un rodillo tensor con un vástago de acero macizo de 65 mm de diámetro, dimensionado para soportar adecuadamente los esfuerzos de tracción determinados en el apartado de requerimientos.

Para mejorar el agarre y evitar deslizamientos del material, se empleó un tambor de 200 mm de diámetro recubierto con caucho, lo cual proporciona una superficie de contacto más adherente y protege el material ante posibles daños por fricción.

La tensión necesaria es generada mediante un par de cilindros hidráulicos, que se encargan de accionar el soporte del rodillo tensor. Este sistema permite ajustar la presión de forma controlada.

4.4.3 Rodamientos

Tablas 4-8: Parámetros rodamientos seleccionados



Rodamiento rodillo tensor			
Marca		SKF	
Modelo		P2B 60M-FM	
Tipo	Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior estrecho y anillo de fijación excéntrico		
Diámetro		60	mm
https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-P2B%2060M-FM			



Rodamiento rodillo de reenvio			
Marca	SKF		
Modelo	F2B 60M-TF		
Tipo	Unidad de rodamientos de bolas con pestaña ovalada con fijación con tornillos, soporte de fundición, normas norteamericanas		
Diámetro	60	mm	
https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-F2B%2060M-TF			

4.5 Módulo de corte

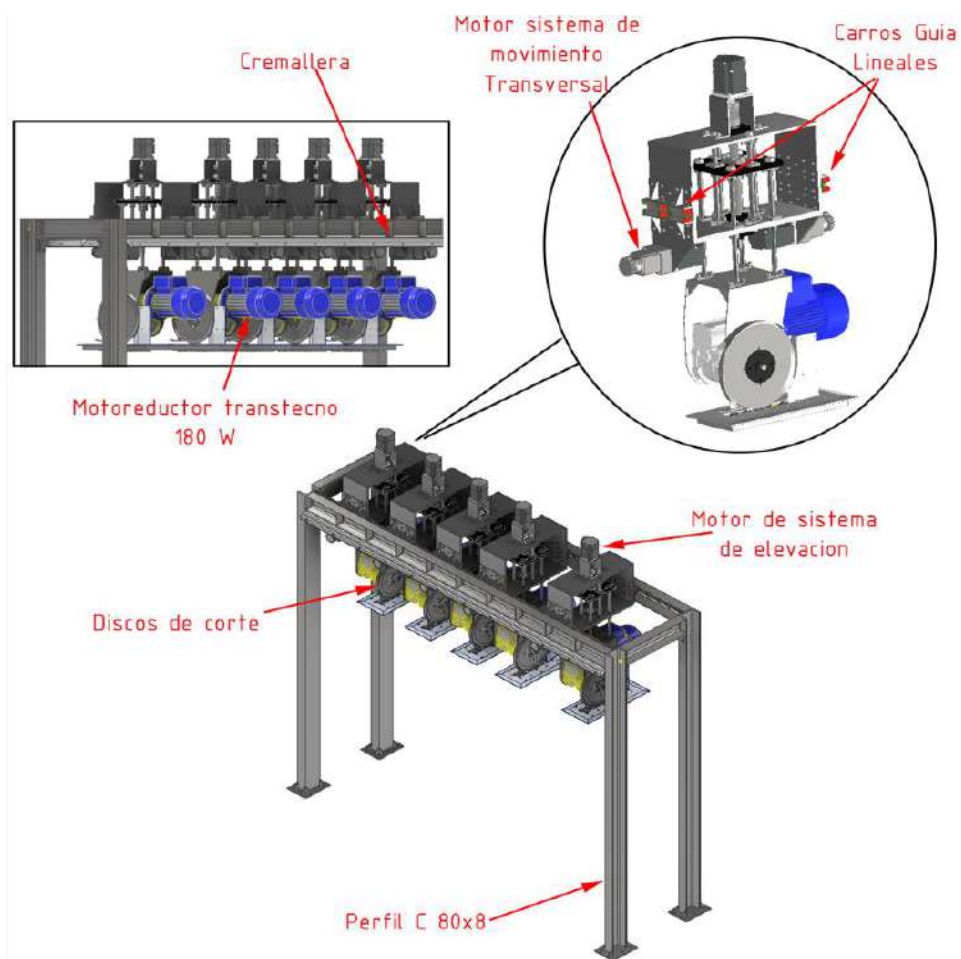


Figura 4-12: Modulo de Corte.

4.5.1 Discos de corte

Para la selección de los discos de corte se desarrolló un diseño propio, cuyas características técnicas se detallan en la Tabla 3-2. El objetivo principal fue lograr un corte preciso, limpio y con una alta repetibilidad a lo largo del tiempo, minimizando deformaciones en los bordes del material.

Teniendo en cuenta los requerimientos de dureza, resistencia al desgaste y estabilidad dimensional, se optó por utilizar acero AISI D2. Este acero herramienta presenta una excelente combinación de tenacidad y dureza, gracias a su alto contenido de carbono y cromo, lo que lo hace especialmente adecuado para aplicaciones de corte en condiciones exigentes.

Además, se tuvo en cuenta el tratamiento térmico posterior, mediante el cual se logra una dureza final de entre 58 y 62 HRC, garantizando así una larga vida útil de los discos y reduciendo la necesidad de afilados frecuentes. El diseño también consideró el espesor óptimo del disco, el ángulo de filo y el sistema de montaje al eje para facilitar su alineación y reemplazo. Todos estos parámetros son considerados al momento de enviar a fabricar la pieza.

Este enfoque permitió adaptar el sistema de corte a los requerimientos específicos del proceso, mejorando el rendimiento y la calidad final del producto.

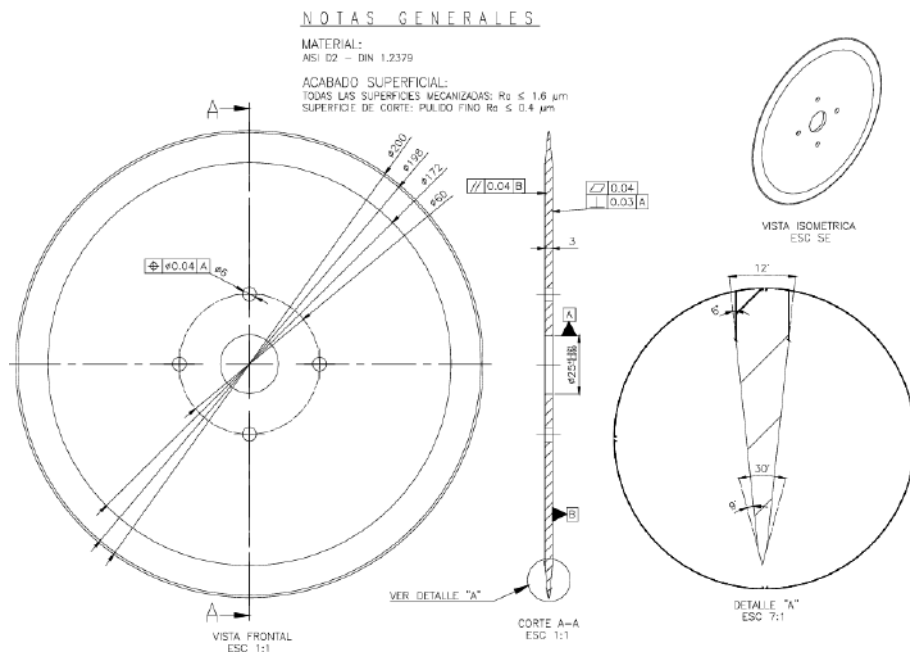


Figura 4-13: Diseño del disco de corte.



Figura 4-14: Características del acero AISI D2.

4.5.2 Motorreductor seleccionado

Se seleccionó un motorreductor de la marca Transtecno que cumple con los requerimientos previamente calculados para alimentar a los discos de corte.

Tablas 4-9: Parámetros motorreductor seleccionado



Motoreductor			
Marca	Transtecno		
Tipo	CL		
Version reductor	FD		
Tamaño	50		
Version motor	120.66/240.66		
Peso del conjunto	11	Kg	
Velocidad	7.8	RPM	
Velocidad con variador de frecuencia	11.7	RPM	Max
	3.9	RPM	Min
Torque Nominal	110	Nm	VERIFICA
Potencia Nominal	180	W	VERIFICA

4.5.3 Sistema de posicionamiento de cabezales

Cada cabezal cuenta con un motor independiente que permite su desplazamiento transversal a lo largo del eje de corte, mediante un sistema de **piñón y cremallera**. Esta configuración asegura un movimiento preciso, controlado y repetible, permitiendo posicionar los cabezales con exactitud en función del ancho de corte requerido para cada aplicación.

Adicionalmente, cada cabezal incorpora un sistema de **elevación vertical mediante tornillo sin fin**, el cual permite activar o desactivar el cabezal de corte. Este movimiento es fundamental para poder cortar la cantidad de retazos que sean necesarios.

La combinación de ambos mecanismos (transversal y vertical) otorga al sistema una gran versatilidad operativa, permitiendo configurar fácilmente el equipo para distintos anchos de retazo y optimizando los tiempos de ajuste en función de la producción requerida. Todo el sistema está diseñado para ser robusto, de bajo mantenimiento y compatible con automatización para incorporar control de posicionamiento por servomotores.

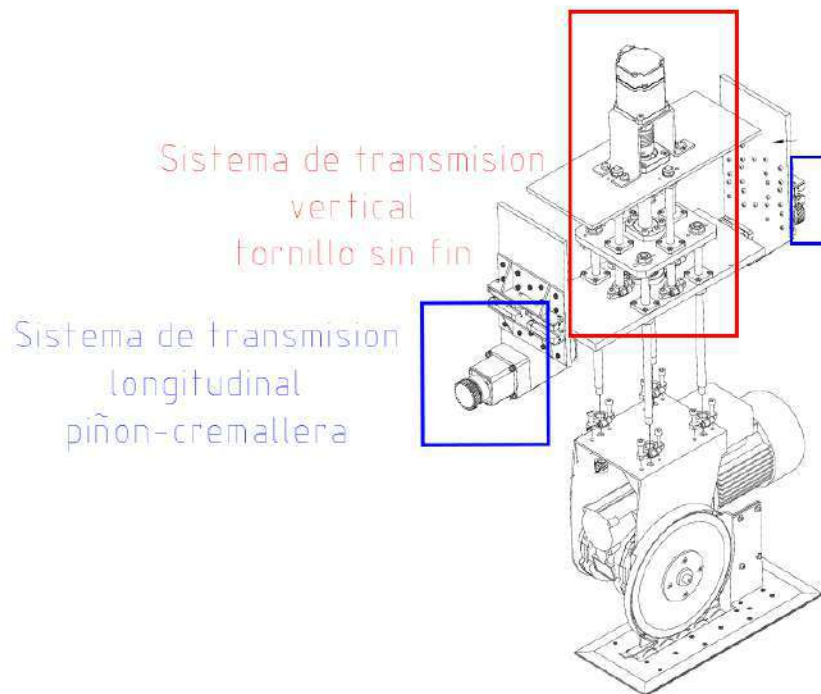


Figura 4-15: Cabezal de corte con sistemas de posicionamientos.

Movimiento lateral:

Para el guiado lineal del sistema de desplazamiento de los módulos de corte se seleccionaron guías **HIWIN CGH15CAZ0H**.



Figura 4-16: Guía lineal de bolas.

Esta elección se justifica principalmente por su **compromiso entre tamaño, rigidez y precisión**, adecuado a las exigencias del sistema.

Dado que los módulos se desplazan lateralmente sobre una estructura de pórtico y están sometidos a esfuerzos variables —incluyendo cargas verticales por el peso propio y cargas transversales durante el corte—, se requería una guía que garantizara **estabilidad en todas las direcciones**, con baja fricción y buena capacidad de carga. Las guías de 15 mm de ancho permiten un diseño compacto, reduciendo el volumen general del conjunto sin comprometer la resistencia.

Se optó por carros cortos (tipo CA) para facilitar el montaje en los cuerpos de corte, manteniendo el centro de masas bajo y reduciendo momentos flectores. La precarga media (Z0) y la clase de precisión H fueron seleccionadas como una solución equilibrada entre rigidez y tolerancias de montaje razonables para el nivel de mecanizado disponible.

Para generar el movimiento lateral, se seleccionó un engranaje helicoidal de **28 dientes** con un **módulo de 1.5** para el sistema de desplazamiento lateral de los módulos de corte de la Slitter machine. Esta elección se fundamenta en la necesidad de combinar precisión, robustez mecánica y simplicidad constructiva, dentro del espacio físico disponible en el diseño.

El número de dientes fue elegido de manera que permita un avance lineal adecuado por cada vuelta del engranaje, sin comprometer la compacidad del sistema. En este caso, el avance por vuelta es de 42 mm, valor que se obtiene multiplicando el número de dientes por el módulo (28×1.5). Este desplazamiento resulta conveniente para lograr movimientos rápidos al posicionar los módulos, sin perder control en los ajustes finos necesarios para definir el ancho de corte.

Por otra parte, el módulo 1.5 representa una opción robusta y de uso común en sistemas industriales, brindando buena capacidad de carga y durabilidad frente al desgaste. Además, al tratarse de un valor normalizado y ampliamente disponible, permite acceder a engranajes y cremalleras comerciales, facilitando tanto la fabricación como el

mantenimiento del sistema.

La elección de engranajes helicoidales se justifica por su funcionamiento más suave y silencioso en comparación con engranajes rectos, además de una mejor transmisión de carga gracias al mayor ángulo de contacto entre dientes. Esto es especialmente importante en aplicaciones donde se busca minimizar vibraciones y aumentar la vida útil de los componentes.

En conjunto, esta configuración cumple con los requerimientos de precisión, resistencia y disponibilidad, adaptándose perfectamente a las necesidades del mecanismo de desplazamiento de los módulos de corte.

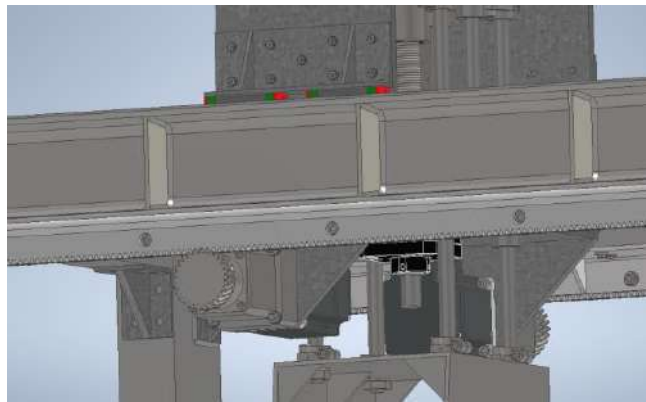


Figura 4-17: Sistema piñón-cremallera montado.

Para el motor encargado de mover el sistema, se hizo un calculo de la potencia requerida. Situándonos en una condición de lubricación pésima, la potencia requerida es muy baja por las características constructivas de las guías lineales seleccionadas, como se muestra a continuación:

Tablas 4-10: Cálculos sistema de posicionamiento lateral

Sistema de Posicionamiento lateral				
Masa total de un cuerpo	25	kg		
Velocidad maxima	30	mm/s	0.03	m/s
Piñon	Modulo	1.5	-	
	Cantidad de dientes	28	-	
	Diametro primitivo	42	mm	
Friccion de guias	0.04	Con mala lubricacion		
Fuerza de friccion a vencer	13.640	N		
Torque	572.88	Nmm	0.57288	Nm
Potencia	0.4092	W		
Diametro	14	mm		
Chaveta Eje motor	5x5	DIN 6885		

Con estas características, se seleccionó un servomotor de la marca HIWIN. El modelo es: HIWIN EM1-C-M-20-2-E-0-A.



Figura 4-18: Servomotor.

El mismo cuenta con un torque nominal de **0.64 Nm**.

Esta elección responde al requerimiento de controlar con precisión el movimiento sobre guías lineales, donde la resistencia principal proviene de la fricción estática y dinámica del sistema.

El motor cuenta con encoder integrado, lo cual permite realizar un control de posición con alta resolución, algo crítico para mantener el paralelismo entre los cuerpos de corte y asegurar un posicionamiento repetible. Asimismo, la compacidad del equipo, combinada con su montaje directo, permite simplificar el diseño sin recurrir a sistemas adicionales de transmisión o acople.

Por último, se consideró la compatibilidad con controladores estándar, su disponibilidad comercial y el respaldo del fabricante como elementos clave para facilitar el mantenimiento y garantizar la continuidad operativa a largo plazo.

Movimiento vertical:

Con el fin de lograr el ascenso y descenso de los cuerpos de corte, se pensó en un husillo de bolas central, acompañado de 4 guías cilíndricas que permitan conservar la integridad del mecanismo en las direcciones transversales al movimiento del cuerpo.

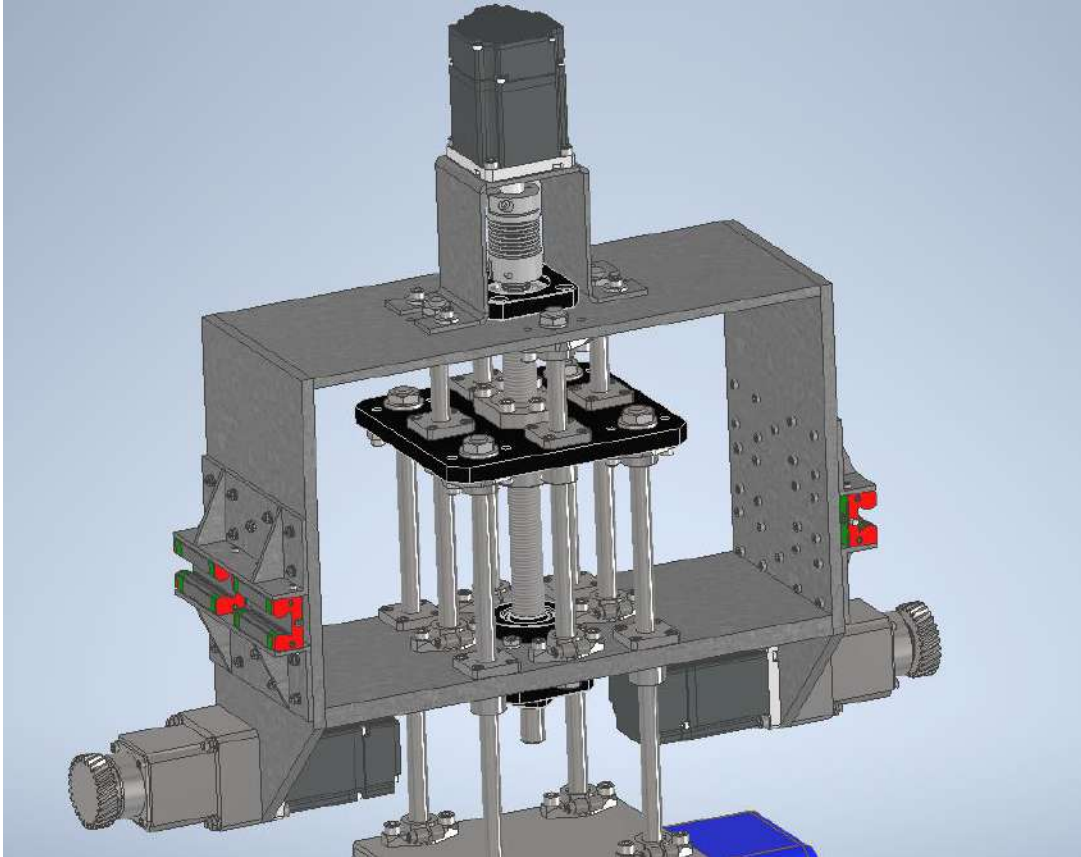


Figura 4-19: Conjunto de elevación.

La carga axial que actúa sobre el husillo es de $F = 490.5 \text{ N}$. Para esto, se elige un husillo de bolas de **20 mm de diámetro nominal**, que típicamente presenta:

- Capacidad de carga dinámica de 6500 N
- Rigidez adecuada para evitar flexión o pandeo

Vemos que esta capacidad de carga es considerablemente elevada en comparación a la carga axial que deberá mover el husillo. Se decidió conservar este diámetro para asegurar la robustez del diseño, rigidizando el conjunto con el fin de conservar la precisión en los movimientos.

Es así como calculamos el torque requerido para girar el husillo generando la elevación del cuerpo de corte:

Para convertir el par del motor en desplazamiento lineal, el torque necesario depende del **paso del husillo** P (el cual se asume 5 mm) y la **eficiencia del sistema** η (≈ 0.9):

$$T = \frac{F \cdot P}{2\pi \cdot \eta} = 0.434 \text{ Nm}$$

El torque requerido para vencer la carga estática está por debajo del **torque nominal del servomotor (0.64 Nm)** seleccionado para el punto anterior, lo que permite márgenes adicionales para aceleraciones y pérdidas. Esta elección nos brinda la oportunidad de mejorar la estandarización del conjunto, minimizando el número de componentes distintos entre sí, unificando esquemas de control y cableado y agilizando los procesos de instalación, ajuste y puesta en marcha.

4.5.4 Estructura

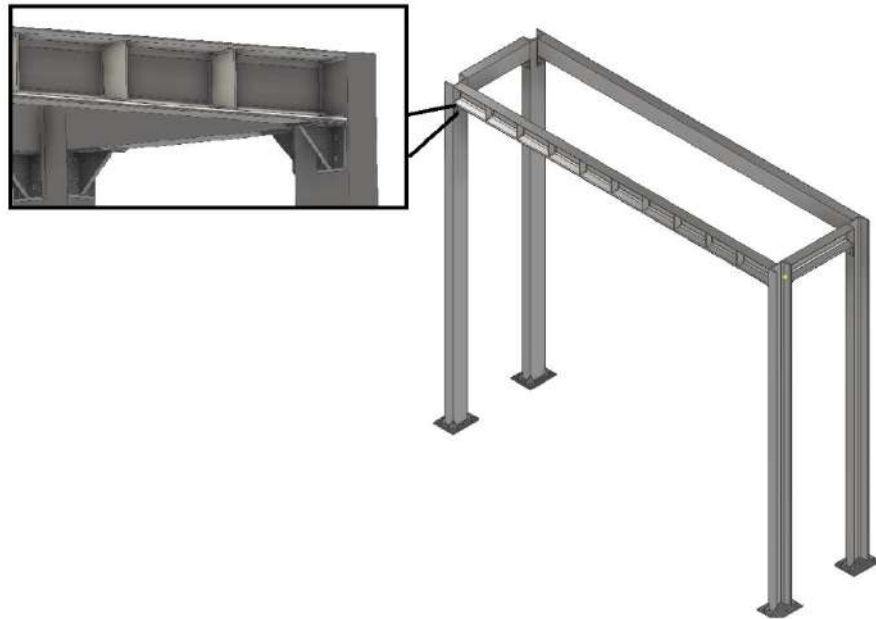


Figura 4-20: Estructura módulo de corte.

Para la construcción de la estructura del módulo de corte se emplearon perfiles estructurales UPN de 80 x 8 mm, seleccionados por su adecuada relación entre rigidez y peso, así como por su facilidad para el montaje. Estos perfiles conforman el armazón principal sobre el cual se montan los distintos componentes del sistema de corte.

En los perfiles encargados de sostener los cabezales de corte se incorporaron refuerzos longitudinales distribuidos cada 170 mm. Esta disposición fue diseñada para aumentar la rigidez local y minimizar las deformaciones que puedan generarse por las cargas dinámicas durante el funcionamiento de la máquina, especialmente aquellas provocadas por el movimiento rotativo de las cuchillas y la tensión del material.

Adicionalmente, se diseñó e integró un soporte con un nervio, el cual está fijado mediante bulonería. Este componente contribuye a reforzar las zonas de mayor concentración de esfuerzos, garantizando una mejor distribución de las cargas y una mayor estabilidad del conjunto.

La estabilidad estructural de esta configuración será verificada en el apartado correspondiente al análisis por elementos finitos, donde se evaluará el comportamiento mecánico de la estructura bajo las condiciones de carga previstas durante la operación normal del equipo.

4.6 Módulo guía

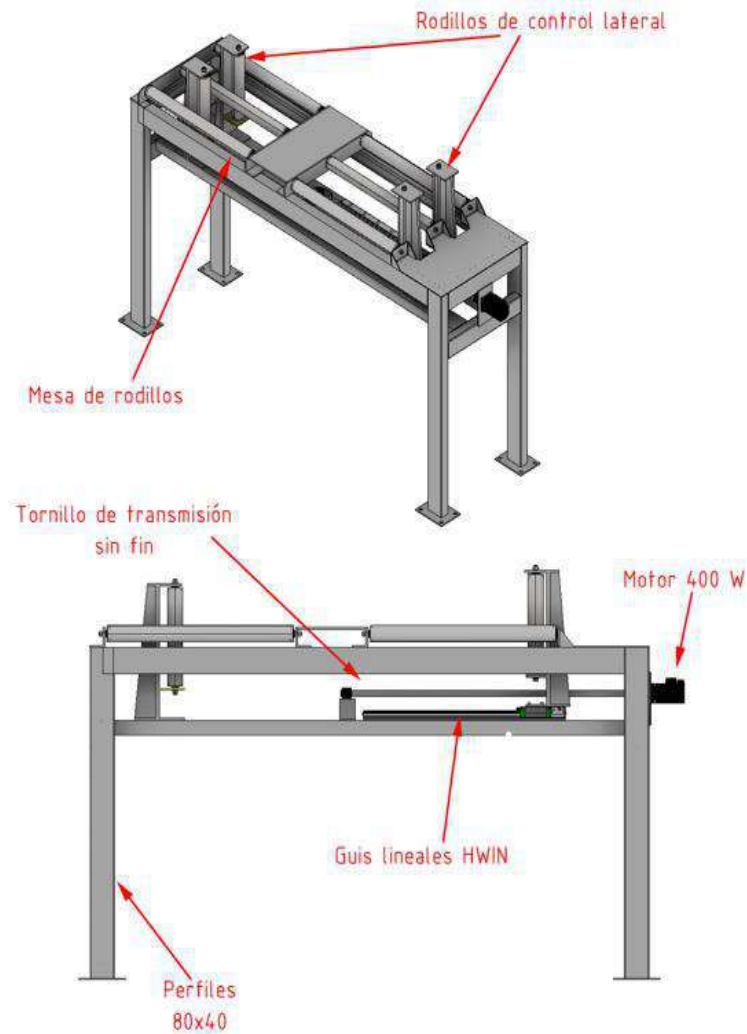


Figura 4-21: Módulo Guía.

La función principal del módulo guía en una *slitting machine* es asegurar la alineación precisa del material durante todo el proceso de corte. Esta alineación es fundamental para garantizar que las cuchillas actúen sobre las posiciones correctas del rollo, especialmente cuando se trabaja con una variedad de anchos de corte. Nuestro módulo guía incluirá una mesa de rodillos con sensores y sistemas de control automático que corrijan en tiempo cualquier desplazamiento no deseado del material.

Los componentes seleccionados para el sistema de transmisión fueron calculados en la memoria de cálculo. (Ver Anexo: *Memoria de Calculo*)

Tablas 4-11: Componentes transmisión modulo guía.

Transmisión			
Tuerca	Trapezoidal	M12	
Acople	SGL-45C	10-14 MM	
Rosca	ACME	12 x 5 mm	
Motor	400 W	EM1-C-M-40-2	
Supports	BK 10 SYK		
Guías lineales y rieles	HWIN	PGCL30CAZ0H	

Los extremos del tornillo sin fin deben ser mecanizados adecuadamente para su correcto montaje y soporte, conforme a las especificaciones indicadas por el fabricante. Este mecanizado garantiza el ajuste preciso con los rodamientos y demás elementos de sujeción, asegurando una alineación adecuada y un funcionamiento confiable del sistema.

En la siguiente imagen se presentan las dimensiones requeridas para dicho mecanizado, las cuales deben respetarse estrictamente para asegurar la compatibilidad con los componentes estándar y evitar fallas prematuras por desalineación o juego excesivo.

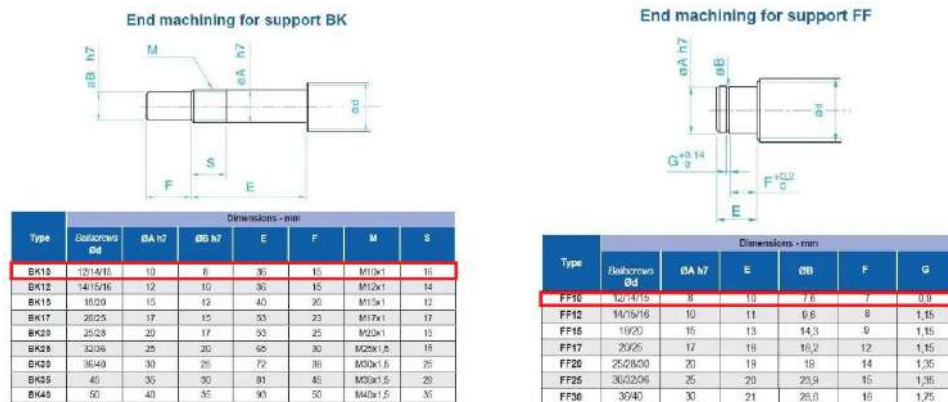


Figura 4-22: Diseño de extremos del tornillo para el montaje.

4.7 Módulo de tracción

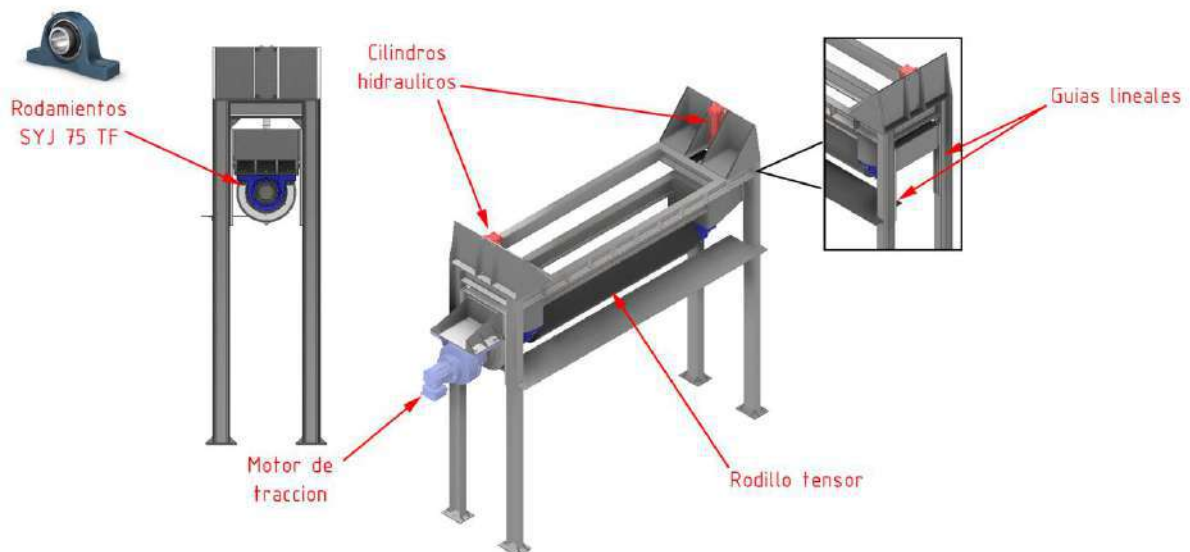


Figura 4-23: Módulo de tracción.

El módulo de tracción cuenta con un rodillo motorizado, cuya función principal es arrastrar el material de forma continua y controlada hacia los órganos de corte. Este rodillo debe ejercer una presión constante y regulada sobre la superficie del material, ya que de ello depende la generación de la fuerza de tracción necesaria para garantizar un avance uniforme y sin deslizamientos.

La presión aplicada debe ser lo suficientemente elevada para asegurar el contacto efectivo entre el rodillo y el material, pero sin exceder un límite que pudiera provocar deformaciones, marcas o daños en el caucho. Para lograr esto, se contempla la incorporación de un sistema de ajuste de presión hidráulico.

Además, el motor que acciona el rodillo está dimensionado para entregar el torque necesario según la resistencia al avance del material, considerando factores como el espesor, el coeficiente de fricción y las condiciones de tensión. La correcta sincronización entre la velocidad del rodillo y el resto del sistema es fundamental para evitar acumulaciones, arrugas o interrupciones en el proceso de corte.

Este módulo funciona en conjunto con una mesa de rodillos, la cual incluye un rodillo del mismo diámetro que el rodillo motriz, con el objetivo de acompañar el desplazamiento del material y ejercer la presión necesaria para generar la fuerza de tracción.

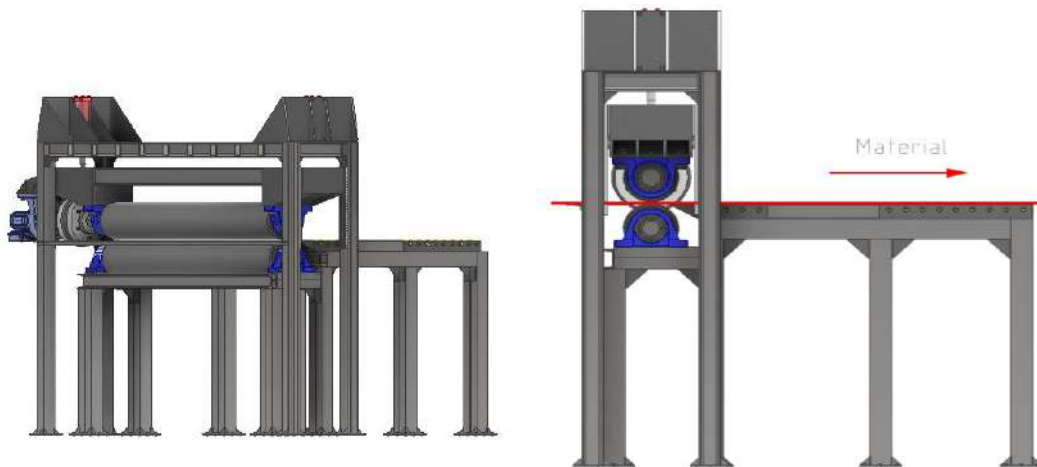


Figura 4-24: Módulo de tracción con mesa de rodillos.

4.7.1 Motorreductor

Tablas 4-12: Características Motorreductor seleccionado.



Selección de Motor			
Clase	I		
Modelo	C	Cyclo	
	H	Disposición	
	H	Montaje	
	1.5	HP	
	6140DB	Frame Size	
	G	Shaft	
	EP	Motor trifasico	
Selección Final	CHHM01-6140DBE-231		

4.7.2 Rodillo de tracción

En este caso, se decidió diseñar un rodillo de tracción propio, a partir de un análisis detallado de los requerimientos mecánicos y funcionales que debe cumplir para garantizar un desempeño eficiente.

Una vez definidos los parámetros de funcionamiento, sean la fuerza de tracción requerida, el coeficiente de fricción con el material y la velocidad de giro, se procedió a dimensionar y especificar cada uno de los aspectos del rodillo. Esto incluyó tanto el material del núcleo como el revestimiento superficial, así como la geometría, los elementos de acople y los requisitos de mecanizado.

El diseño propio del rodillo nos da un mayor control sobre la calidad del contacto con el material y la capacidad de generar la presión necesaria para una tracción constante y confiable, lo cual es fundamental para el buen funcionamiento del sistema de alimentación y corte.

Tablas 4-13: Características Rodillo de tracción seleccionado.



Rodillo de Tracción		
Diámetro	200	mm
Recubrimiento	Caucho	
Velocidad Eje	5.73	RPM

4.7.3 Rodamientos

Tablas 4-14: Características Rodamiento seleccionados.



Rodamiento rodillo de traccion			
Marca		SKF	
Modelo		SYJ 75 TF	
Tipo	Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas japonesas		
Diámetro		75	mm
https://www.skf.com/ar/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SYJ%2075%20TF			

4.7.4 Cilindro hidráulico

Se seleccionó un cilindro hidráulico del fabricante Rexroth, del tipo tirantes, de código CD70F50_36_300Z1X_01HBUM2_2A:1. Posee un diámetro interno de 50 mm, un diámetro de vástago de 36 mm y una carrera de 300mm



Figura 4-25: Actuador hidráulico seleccionado.

4.7.5 Acoplamiento

Se seleccionó el acople SKF PHE F120RSBFLG por su capacidad para compensar desalineaciones entre ejes, amortiguar vibraciones y transmitir altos niveles de torque de forma eficiente.

Tablas 4-15: Características Acoplamiento seleccionados.



Acoplamiento rodillo de traccion		
Marca	SKF	
Modelo	PHE F120RSBFLG	
Tipo	Pestaña de acoplamiento flexible con agujero sólido	
Diametro de agujero maximo	100	mm
https://www.skf.com/ar/products/power-transmission/couplings/flex-couplings/productid-PHE%20F120RSBFLG		

4.8 Mesa de rodillos



Figura 4-26: Mesa de rodillos.

Como se mencionó anteriormente, se diseñó una mesa de rodillos que trabaja de manera coordinada con el módulo de tracción y el módulo de corte, permitiendo el desplazamiento continuo y controlado del material a lo largo del sistema. Esta mesa cumple una doble función: por un lado, facilita el avance del material mediante su sistema de rodillos, y por otro, actúa como soporte estructural durante el proceso de corte.

El rodillo tractor del módulo de tracción opera en conjunto con un rodillo de igual diámetro incorporado en esta mesa, generando la presión necesaria para asegurar la tracción del material sin deslizamientos. Esta sinergia entre rodillos garantiza un avance uniforme, condición esencial para lograr cortes precisos y repetibles.

En la zona central lisa de la mesa se ubica el punto de apoyo para los cabezales de corte, los cuales descienden y entran en contacto con el material cuando están activados. Esta superficie está diseñada para mantener la alineación de las cuchillas, contribuyendo así a la calidad y eficiencia del sistema.

4.9 Módulo rebobinador

El módulo rebobinador fue diseñado utilizando la misma base de cálculos empleada para el módulo desbobinador, dado que ambos cumplen funciones mecánicamente similares en cuanto a soporte, tracción y manipulación de rollos.

Su configuración estructural y funcional es equivalente a la del desbobinador, replicando dimensiones, materiales y criterios de selección de componentes.

Dado que ya se detallaron los fundamentos técnicos y justificativos en la sección correspondiente al módulo desbobinador, no se repiten aquí, aunque aplican de manera directa a este módulo.

4.10 Análisis por elementos finitos

4.10.1 Desbobinador

Eje

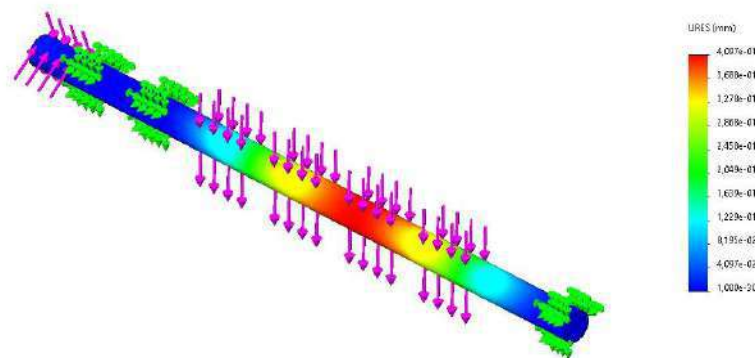


Figura 4-27: Desplazamientos.

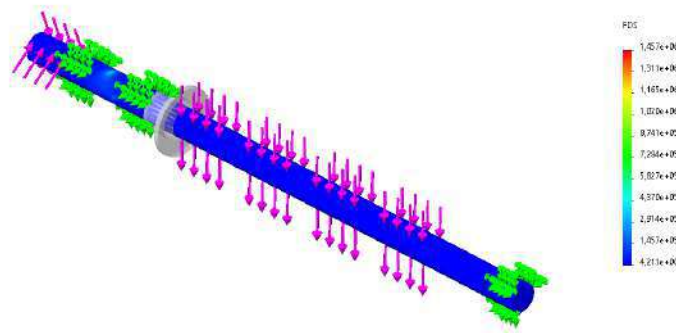


Figura 4-28: Factor de seguridad.

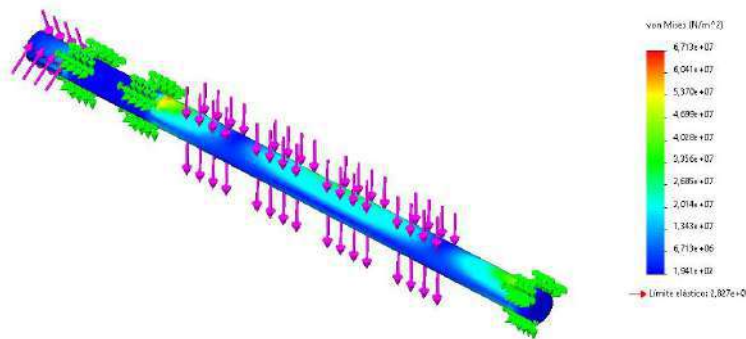


Figura 4-29: Tensiones de Von Mises.

Vemos que el eje es capaz de resistir satisfactoriamente el estado de sollicitación, con un desplazamiento máximo menor a 0.5 mm y un factor de seguridad superior a 4 en todo el dominio.

Brazo de Apoyo

Brazo superior:

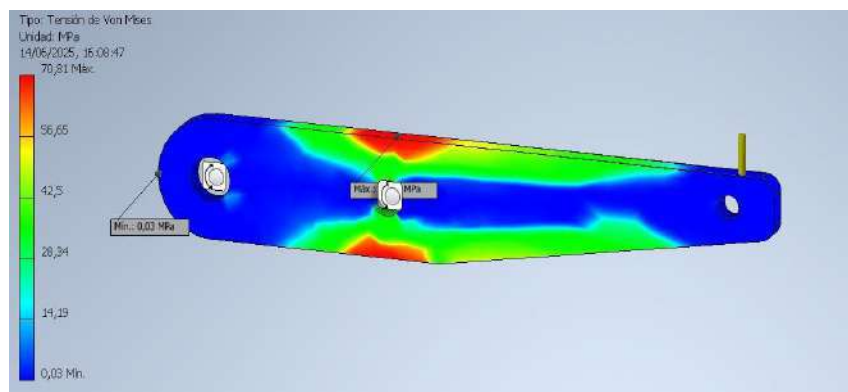


Figura 4-30: Tensiones de Von Mises.

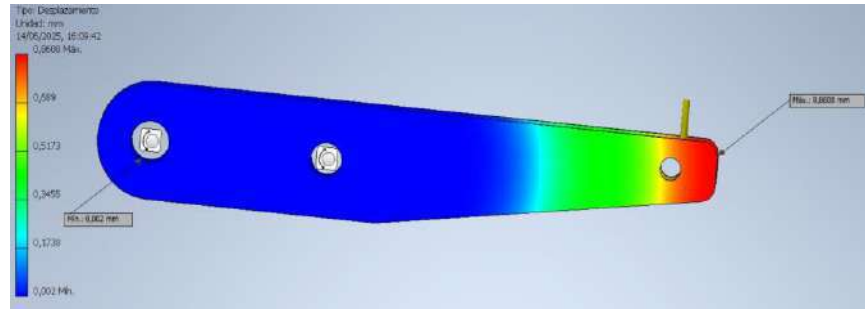


Figura 4-31: Desplazamientos.

Se puede observar que los máximos desplazamientos se dan en la “punta de flecha” dado que el brazo trabaja como una viga en voladizo. La deformación es de 0.8 mm con una carga de 1000kg, lo que consideramos aceptable.

Brazo intermedio:

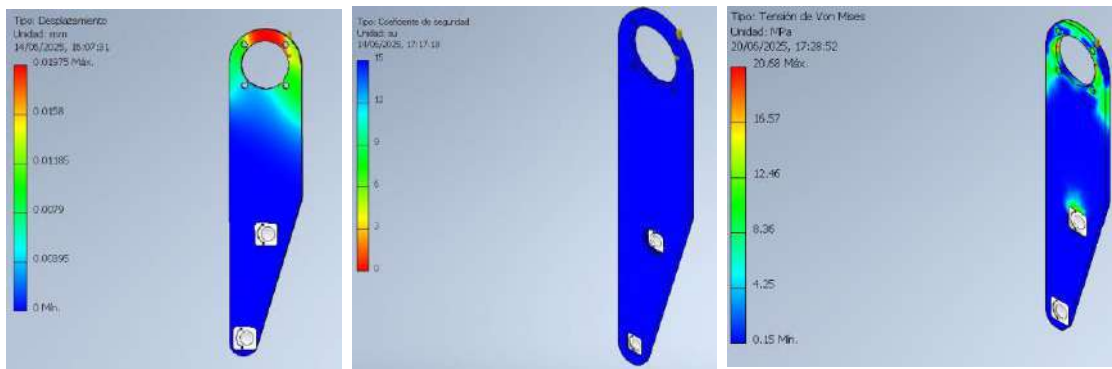
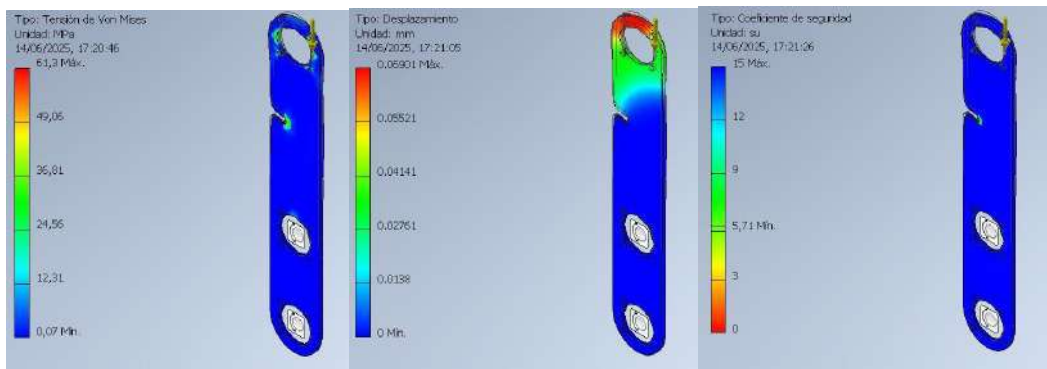
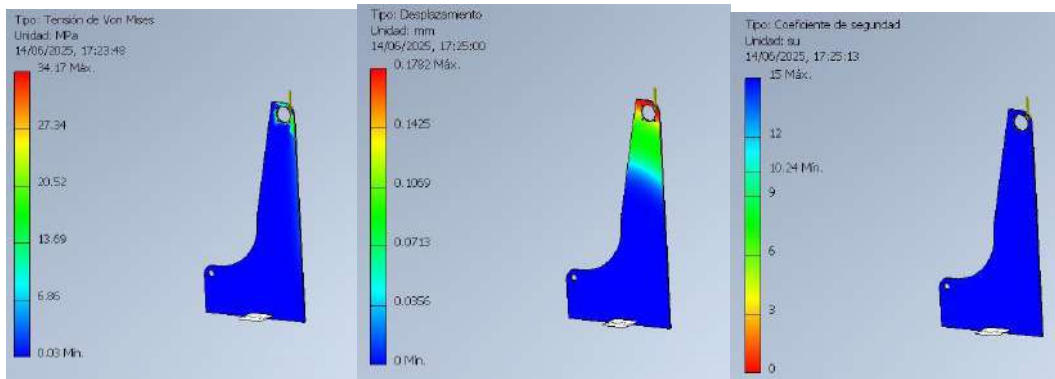


Figura 4-32: Desplazamientos, Factor de Seguridad y Tensión de Von Mises.

En su posición de trabajo, este brazo trabaja a compresión. Vemos que la deformación máxima es de una décima de mm con un coeficiente de seguridad de 15, lo cual resulta muy satisfactorio de acuerdo con el estado de solicitación y las exigencias de resistencia que deseamos en el diseño.

Brazo inferior:**Figura 4-33:** Tensión de Von Mises, Desplazamientos y Factor de Seguridad.

Similarmenente al caso anterior, pero con la particularidad de encontrar un punto de concentración de tensiones debido a la presencia del corte donde se apoya el perno traba del mecanismo.

Torre bancada:**Figura 4-34:** Tensión de Von Mises, Desplazamientos y Factor de Seguridad.

Vemos que la tensión de Von Mises es considerablemente menor que la resistencia del acero SAE 1010 laminado en caliente (170-210 MPa), con un coeficiente de seguridad más que satisfactorio para soportar las cargas que ejercen los brazos sobre ella.

Base pivot del brazo inferior:

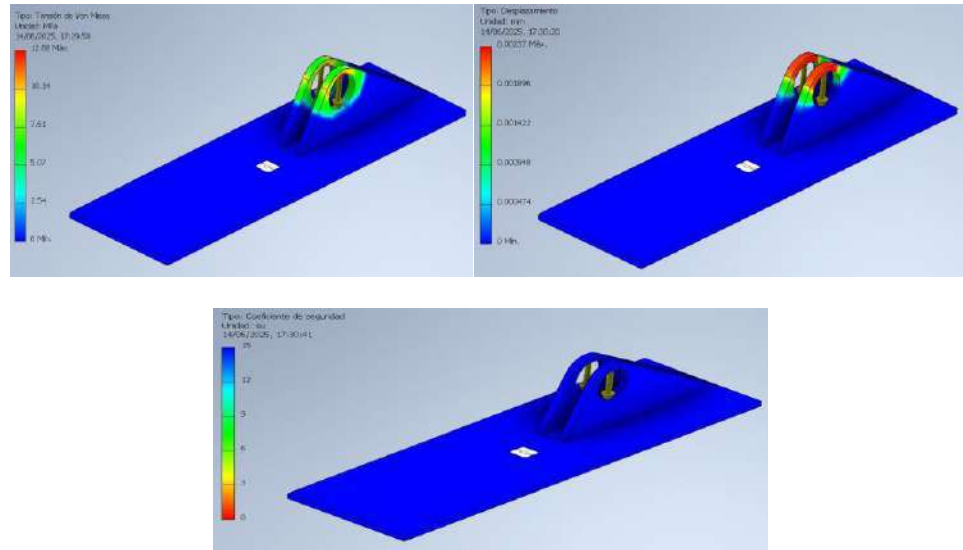


Figura 4-35: Tensión de Von Mises, Desplazamientos y Factor de Seguridad.

Esta pieza es esencial para resistir la descarga del peso que ejercen los brazos. Vemos que en un no se presentan deformaciones considerables. Similarmente, las tensiones son mucho menores al límite elástico del material, por lo que se considera verificado.

Estructura de bancada del Eje:

En principio se hizo una simulación con 5000N simulando una carga de impacto del rollo sobre la brida del eje. Esto se hizo así dado que el análisis de esfuerzos no arrojó que el sistema nunca estaría en presencia de cargas axiales fuera de este caso.

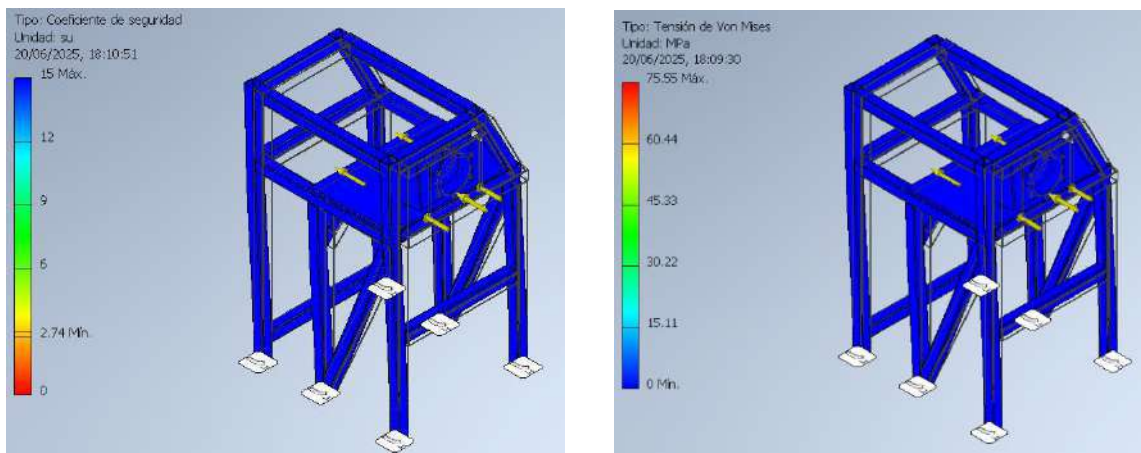


Figura 4-36: Tensión de Von Mises y Factor de Seguridad.

A continuación, se repitió el estudio con una carga de 35000N ascendente, para analizar un caso de eje en voladizo soportando el peso del rollo. Vimos que la estructura es capaz de soportar los esfuerzos involucrados con un coeficiente de seguridad promedio

elevado.

Nota: Se observó un mínimo de 0.68 para el coeficiente de seguridad. Sin embargo, este valor se da en puntos infinitesimales muy aislados que no presentan consistencia con el estado de carga. Este resultado es atribuible al método de cálculo del software por lo que se decidió despreciarlos.

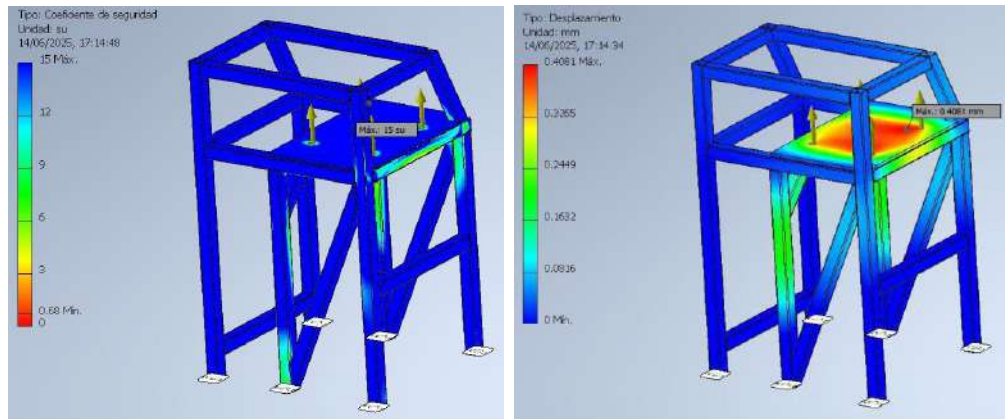


Figura 4-37: Factor de Seguridad y Desplazamientos.

4.10.2 Módulo de Corte

Estructura

La estructura del módulo de corte es el componente más importante a la hora de garantizar la integridad de la máquina. Buscamos una deflexión despreciable para conservar precisión en los movimientos laterales de los cuerpos de corte. Para esto, se cargó a la misma con un esfuerzo descendente de 300kg, considerando las cargas suspendidas de los órganos de corte con un 20% adicional como criterio de seguridad.

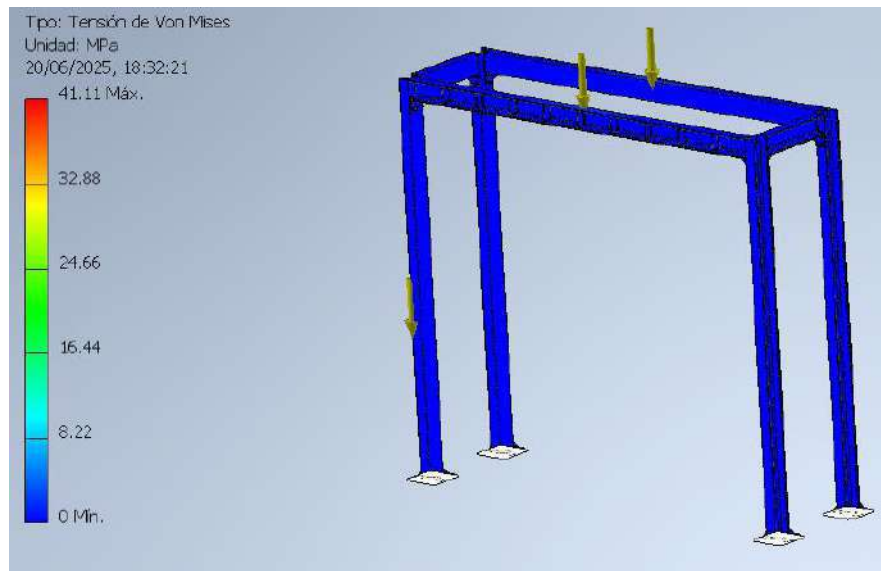


Figura 4-38: Tensión de Von Mises.

Vemos que la tensión de Von Mises es ínfima en la mayor parte del dominio, con un valor máximo de 41.11 Mpa en puntos que no son de interés particular.

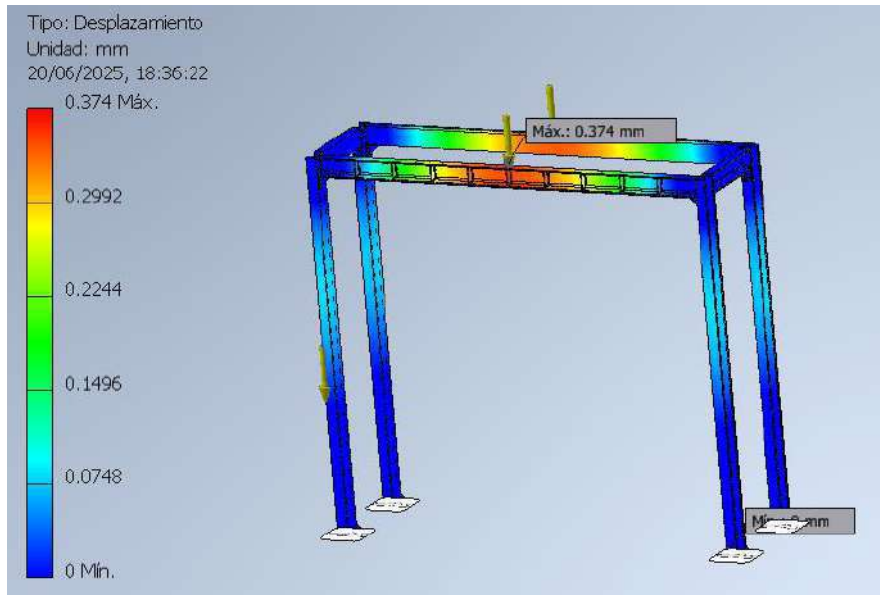


Figura 4-39: Desplazamiento.

La cuestión principal de este estudio lo constituye la deflexión de las vigas transversales, como se mencionó anteriormente. Los resultados obtenidos nos muestran que la deflexión máxima de la misma es de 0.374 mm. Este resultado es muy consistente con los cálculos preliminares para el dimensionamiento de los perfiles y cumple con holgura el criterio de la relación de deflexión para aplicaciones de precisión.

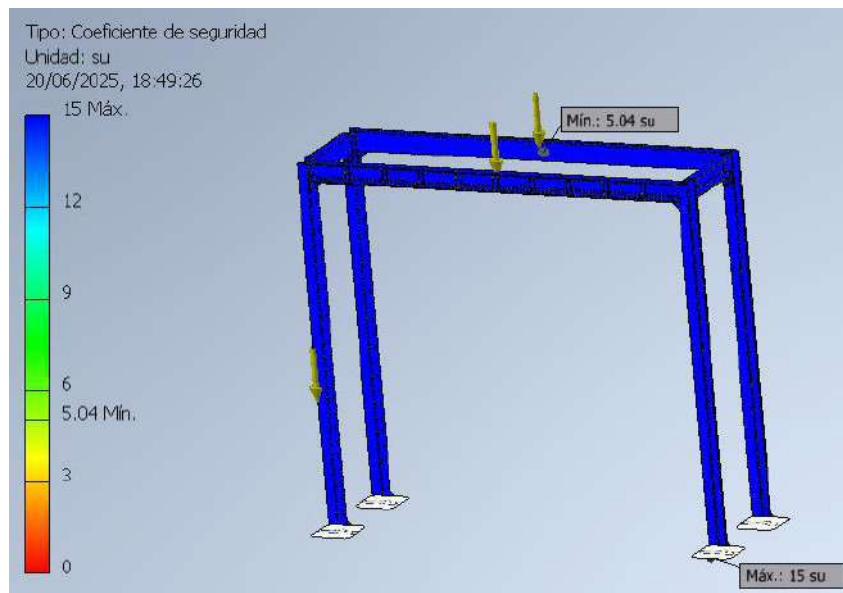


Figura 4-40: Coeficiente de Seguridad.

De acuerdo con el resto de los estudios vistos para este componente, el coeficiente de

seguridad muestra que la estructura es muy robusta, presentando un valor mínimo de 5 en la región de deflexión máxima.

Por todo lo antes mencionado, se concluye que el diseño de la estructura del módulo de corte verifica las condiciones de operación.

4.11 Sensores y electrónica

En este apartado se describen algunos de los elementos electrónicos fundamentales para alcanzar el grado de automatización requerido por la máquina. Si bien esta área no forma parte del campo específico de la ingeniería mecánica, resulta importante destacar y comprender los componentes clave que permitirán el correcto funcionamiento del sistema automatizado.

Por lo tanto, aunque no sea el eje principal de nuestra formación, resulta indispensable considerar estos aspectos durante el diseño del proyecto, dado que la automatización es un componente transversal que incide directamente en la calidad, seguridad y competitividad de cualquier sistema mecánico moderno.

4.11.1 Celdas de carga

En el diseño y construcción de la máquina Slitter para el corte longitudinal de rollos de caucho, se incorporaron celdas de carga como elementos fundamentales del sistema de control de tensión. Su implementación responde a la necesidad de mantener una tracción constante y precisa sobre el material durante todo el proceso de desenrollado, corte y rebobinado.

El caucho es un material elástico y sensible a variaciones de tensión. Si no se controla adecuadamente la fuerza con la que es traccionado, pueden producirse problemas como deformaciones, desplazamientos laterales, cortes imprecisos o incluso roturas. En este contexto, las celdas de carga cumplen un rol crítico: medir en tiempo real la tensión ejercida sobre la banda, permitiendo al sistema actuar de forma automática y corregir cualquier desviación respecto a los valores deseados.

Estas mediciones son enviadas a un sistema de control (generalmente un PLC con lazos de control PID), que ajusta dinámicamente variables como la velocidad de los rodillos motrices, la presión de los cilindros hidráulicos o el frenado del desbobinador. Esto permite mantener condiciones óptimas de tensión, incluso ante variaciones del diámetro del rollo o cambios en la velocidad de operación.

El uso de celdas de carga aporta múltiples beneficios al sistema:

- Mejora la calidad del corte y la presentación final del producto.
- Reduce el desperdicio de material por errores de tracción o alineación.
- Aumenta la vida útil de los componentes mecánicos al evitar esfuerzos innecesarios.
- Permite una mayor automatización del proceso, reduciendo la intervención del operador.

4.11.2 Variadores de frecuencia

En la máquina Slitter diseñada para el corte longitudinal de rollos de caucho, se considera indispensable la incorporación de variadores de frecuencia para el control de los motores eléctricos que accionan los distintos módulos de la línea (desbobinador, rodillos de tracción, sistema de corte y rebobinador).

El caucho es un material con alta elasticidad y sensibilidad a las tensiones mecánicas, por lo que es fundamental mantener un control preciso de la velocidad y aceleración de los motores para evitar defectos en el material, como estiramientos, pliegues o cortes irregulares.

Los variadores de frecuencia Los variadores de frecuencia permitirán en nuestra máquina:

- Regular de forma continua la velocidad de giro de los motores, adaptándola a las condiciones del proceso.
- Ajustar la aceleración y desaceleración de manera suave, minimizando impactos o tensiones sobre el material. Mantener una sincronización precisa entre los diferentes ejes, especialmente importante en el control de tensión del caucho durante el paso por la máquina.
- Reducir el consumo energético, ya que el motor trabaja solamente a la velocidad necesaria en cada etapa del proceso.
- Facilitar ajustes dinámicos en función de las lecturas de sensores (celdas de carga, encoders, sensores de diámetro, etc.).

Además, el uso de VFDs mejora la vida útil de los componentes mecánicos al evitar esfuerzos excesivos y permite un mayor grado de automatización y seguridad operativa, lo cual es clave en procesos industriales de corte continuo.

4.11.3 Sensores de velocidad

En el diseño de la máquina Slitter para el corte longitudinal de rollos de caucho, se consideró fundamental la incorporación de sensores de velocidad lineal y tacómetros para garantizar un control preciso del desplazamiento del material a lo largo de la línea. Estos sensores permiten medir en tiempo real la velocidad con la que el caucho avanza, lo cual es esencial para mantener una tensión constante y sincronizar el funcionamiento de los distintos módulos que componen la máquina: desbobinador, sistema de tracción, corte y rebobinador.

Existen dos formas principales de medición en este tipo de aplicaciones: los tacómetros rotativos y los sensores de velocidad lineal por contacto. Los tacómetros se instalan generalmente en los ejes de los motores o en rodillos motrices, y miden la velocidad angular de giro. Esta información, combinada con el diámetro del rodillo, permite calcular con precisión la velocidad lineal del material. Por otro lado, los sensores de velocidad lineal por contacto suelen estar compuestos por una rueda de medición que gira directamente sobre la superficie del caucho. Esta opción proporciona una lectura directa

y confiable de la velocidad del material, independientemente del patinamiento que pueda haber entre el eje motriz y la banda.

La función principal de estos sensores dentro de la Slitter es asegurar una coordinación continua entre los diferentes elementos de la línea. Cuando un módulo trabaja a mayor o menor velocidad que el resto, se generan acumulaciones o tirones que pueden producir deformaciones, cortes irregulares o incluso roturas del caucho. Al contar con medición de velocidad en tiempo real, el sistema de control puede ajustar automáticamente la velocidad de los motores mediante variadores de frecuencia, en función de las condiciones del proceso y del feedback de otros sensores como celdas de carga.

Además del control de tensión y sincronización, estos sensores permiten implementar otras funcionalidades clave, como el conteo preciso de metros de material procesado (útil para producción o cortes a medida), el frenado coordinado en caso de parada de emergencia, y la detección de anomalías en el comportamiento dinámico del sistema.

Entre los principales beneficios de incorporar sensores de velocidad lineal y tacómetros en la Slitter se destacan: una mejora en la calidad del corte, reducción del desperdicio de material, mayor eficiencia del proceso, protección del sistema mecánico ante tensiones no deseadas, y posibilidad de aumentar el grado de automatización general de la máquina.

4.11.4 Controlador Lógico Programable (PLC)

En este proyecto se busca implementar un Controlador Lógico Programable (PLC) como componente central del sistema de automatización de la slitting machine diseñada. El objetivo principal de incorporar un PLC es garantizar un control preciso, seguro y eficiente de los distintos módulos que componen la máquina, optimizando el rendimiento del proceso de corte.

El PLC permite coordinar y supervisar en tiempo real los principales subsistemas de la máquina. En primer lugar, se encarga del control del módulo desbobinador, regulando el giro del eje que porta el rollo, y aplicando la tensión necesaria para asegurar un desenrollado uniforme del material. Luego, actúa sobre el módulo de tracción, manteniendo constante la velocidad de los rodillos traccionados en sincronía con la velocidad de corte, evitando deslizamientos o deformaciones en el caucho.

También gestiona el funcionamiento del módulo de corte, permitiendo el posicionamiento y accionamiento automático de las cuchillas circulares según el ancho requerido para cada producto. Además, el PLC se comunica con diversos sensores distribuidos en la máquina (sensores de proximidad, inductivos y ópticos) para verificar la posición del material, detectar atascos, supervisar el avance del proceso y activar paradas de emergencia si se presenta alguna condición de riesgo.

A su vez, se integraría una interfaz HMI (Human-Machine Interface) para que el operario pueda visualizar en pantalla los parámetros de trabajo, realizar configuraciones, y monitorear el estado de los distintos componentes en tiempo real.

La incorporación del PLC no solo mejora el control del proceso de corte, sino que también aporta ventajas significativas en términos de seguridad, productividad, facilidad de operación y adaptabilidad a futuros cambios. En comparación con sistemas manuales o

semiautomatizados, esta solución permite posicionar a la máquina como un equipo moderno y competitivo dentro del ámbito industrial, con capacidad de responder a los requerimientos actuales del sector.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

El desarrollo de este proyecto final sobre una máquina Slitter para rollos de caucho ha permitido abordar de manera integral los distintos aspectos técnicos, operativos y de ingeniería que intervienen en el diseño y funcionamiento de este tipo de equipos industriales. A lo largo del análisis, se evaluaron componentes clave como el sistema desbobinador, las guías de alineación, los mecanismos de tensado, el sistema de cuchillas y el rebobinador, todos esenciales para garantizar un corte longitudinal preciso y una manipulación adecuada del caucho.

Desde el punto de vista mecánico, se identificaron los requisitos estructurales y dinámicos que aseguran la estabilidad y durabilidad de la máquina, considerando las propiedades físicas del caucho, como su elasticidad, peso y resistencia a la abrasión. Se prestó especial atención al control de tensión, ya que un manejo inadecuado puede generar defectos irreversibles como arrugas, deformaciones o rotura del material. En este sentido, la incorporación de sensores, celdas de carga y motores con control de torque representa una solución eficiente para mantener la tensión en valores óptimos durante todo el proceso.

Asimismo, el estudio de los sistemas de guiado y alineación permitió comprender la importancia del seguimiento preciso del borde del material para evitar errores acumulativos en el corte. La selección entre guías de borde, línea o centro dependerá del tipo de caucho, su aplicación final y la precisión requerida. También se analizó la configuración del rebobinador, determinando que un sistema de tipo central o combinado ofrece una mayor adaptabilidad a diferentes formatos y calidades de caucho, mejorando la compactación y presentación de los rollos finales.

Desde una perspectiva productiva, este proyecto demostró que una máquina Slitter bien diseñada no solo mejora la calidad del producto, sino que también incrementa la eficiencia operativa, reduce el desperdicio y disminuye los tiempos de parada por ajustes o mantenimiento. La automatización y el uso de controles inteligentes son elementos clave para lograr una operación más confiable y versátil.

En conclusión, la Slitter machine para caucho representa una solución técnica avanzada que requiere una integración adecuada de mecánica, electrónica, automatización y conocimientos sobre el comportamiento del material. Este proyecto no solo permitió aplicar conocimientos teóricos adquiridos durante la carrera, sino también desarrollar competencias de análisis, diseño y evaluación de sistemas industriales reales, reafirmando la importancia del enfoque multidisciplinario en la ingeniería.

Oportunidades de mejora

La presente propuesta de nuestra máquina cumple con los objetivos establecidos en los capítulos iniciales de este documento. Sin embargo, como ocurre en toda innovación tecnológica, se identifican áreas con potencial para futuras mejoras. Estas optimizaciones no solo permitirían incrementar el rendimiento del equipo, sino que también podrían mejorar la eficiencia en el uso de recursos y reducir significativamente los costos operativos. A continuación, se describen algunas de las principales áreas de mejora detectadas, derivadas de las observaciones realizadas durante el desarrollo del proyecto y de las limitaciones actuales del sistema.

En el presente proyecto se contempla únicamente el corte longitudinal de los rollos. Sin embargo, a futuro se podría incorporar la posibilidad de realizar cortes transversales, con el objetivo de obtener una gama más variada de productos. Este nuevo requerimiento implicaría el desarrollo de un módulo adicional de corte transversal. Una posible solución sería la incorporación de un sistema de cizalla, capaz de seccionar el material en longitudes predeterminadas.

Otro aspecto a considerar para futuras mejoras es el desarrollo de un eje expansible que se adapte a los distintos tipos de centros de rollos disponibles en el mercado. En el presente proyecto se optó por utilizar un centro de 110x110 mm, que corresponde al estándar más común en este tipo de materiales. Sin embargo, existen variaciones en las dimensiones de los centros, dependiendo del proveedor o del tipo de aplicación. Incorporar un eje expansible brindaría mayor versatilidad a la máquina, facilitando la adaptación a distintos formatos sin necesidad de realizar modificaciones estructurales. Esta mejora permitiría reducir los tiempos de ajuste durante la puesta a punto y aumentar la compatibilidad del sistema con una gama más amplia de insumos.

Otra de las mejoras que se discutieron durante el desarrollo del equipo fue la incorporación de un sistema adicional en el módulo rebobinador, pensado específicamente para facilitar el inicio del bobinado del rollo de goma. Este sistema permitiría engrapar o fijar de forma segura el extremo inicial del material al núcleo de madera, generando así una vinculación firme desde el primer momento. De esta manera, se evita el deslizamiento o el enrollado defectuoso del material, lo cual es clave para garantizar un bobinado uniforme, controlado y de calidad a lo largo de todo el proceso. Esto mejorará la eficiencia operativa, esta solución también facilita el trabajo del operario, ya que simplifica el posicionamiento inicial del material y reduce los tiempos de preparación del sistema. En definitiva, se trata de una mejora simple pero significativa, que contribuye a optimizar el rendimiento general de la máquina.

Bibliografía

- [1] [Norma DIN 22102](#)
- [2] [Norma BS ISO 36](#)
- [3] [Norma ASTM D412](#)
- [4] [Norma ISO 48-4 \(Dureza\)](#)
- [5] [Norma ISO 4649 desgaste\(abrasión\)](#)
- [6] Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición por Robert L. Mott P.E
- [7] Mecánica de materiales octava edición, por Russell C. Hibbeler.
- [8] Manual de resistencia de Materiales, por G.S. Pisarenko.
- [9] [Catalogo tornillos de bolas Hiwin.pdf](#)
- [10] [Valley Grinding Shear Slitting Manual](#)
- [11] [Principles of Shear Slitting](#)
- [12] [Guide to winding and slitting- ASHE](#)
- [13] [The physics of rubber elasticity - Treloar -Oxford University Press](#)
- [14] [Ficha técnica Acero de discos de cortes - AISI D2](#)
- [15] [Cilindros tipo CD70 - Rexroth](#)
- [16] [Centrales hidraulicas Rexroth Type ABSKG](#)
- [17] [Guías Lineales - HIWIN](#)

Anexo: Memoria de Cálculo

Cortadora longitudinal de rollos de
caucho.

Objetivo

El objetivo de la presente memoria de cálculo es sustentar técnicamente el diseño de una máquina cortadora longitudinal de caucho, desarrollada como parte del proyecto final de carrera. Mediante el análisis mecánico y el dimensionamiento de los componentes principales, se busca garantizar la funcionalidad, la seguridad y la robustez del sistema, asegurando que el equipo cumpla con los requerimientos operativos establecidos para su aplicación en un entorno industrial real.

Alcance

Esta memoria comprende el dimensionamiento de las partes mecánicas de la máquina, tales como bastidores, rodillos, sistemas de guiado y mecanismos de accionamiento. Asimismo, se incluye el cálculo de esfuerzos, deflexiones, capacidades de carga y requerimientos funcionales que sirven como base para la selección y especificación de componentes comerciales, tales como cilindros neumáticos, rodamientos, motores y elementos de transmisión. Los cálculos se realizaron considerando condiciones reales de trabajo, propiedades del material a procesar y criterios técnicos orientados a garantizar la confiabilidad y el desempeño del equipo. No se abordan en esta memoria aspectos eléctricos, de automatización ni análisis de costos de fabricación.

Carro de izaje

Desarrollo:

Sabiendo que la carga del rollo es de 3500kg y con una distancia de elevación requerida de 100 mm acorde al diseño, se obtuvieron las características constructivas de los cilindros elevadores.

Se tomó como premisa que la central hidráulica disponible en la planta es de 40 bar de presión. Es así que, tomando dos cilindros:

$$F = \frac{\text{Peso} * g}{2} = 17150 \text{ N}$$

Entonces, el área de cada cilindro deberá ser de:

$$A = 0.00429 \text{ m}^2$$

Finalmente, el diámetro mínimo del émbolo de cada uno deberá ser:

$$d = 0.07989 \text{ m} = 73.89 \text{ mm}$$

Resumen de resultados:

Carro de izaje				
Carga	3500	kg	34300	N
Distancia de elevación	100	mm		
Cantidad	2			
Modelo actuador				
Presión	40	bar	4000000	Pa
Fuerza	17150	N		
Área del cilindro	0.00429	m2		
Diámetro cilindro	0.07389	m2	73.89	mm

Desbobinador

Desarrollo:

Torque para giro del desbobinador:

Se parte del cálculo de la inercia del rollo de goma, que se expresa como:

$$I = 0.5 * Pmax * (rmin^2 + rmax^2) / 1000000 = 491,1g.m^2 \quad (3.)$$

Suponiendo un arranque del motor de 1 segundos. Obtenemos la aceleración angular con las rpm calculados anteriormente:

$$\alpha = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{0,12 \text{ rad/s}}{1 \text{ s}} = 0,12 \text{ rad} \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Para obtener el torque necesario para girar el sistema, reemplazamos en la fórmula.

$$P = \frac{\alpha * J * Fs}{1000} = 0,15 \text{ Kw}$$

Donde

Fs: factor de seguridad. (Fs=2.5)

Necesitando un torque de:

$$\tau = \frac{P}{\omega} = \frac{0,29KW * 1000}{0,12 \text{ rad/s}} = 1288 \text{ Nm}$$

El motor requerido para poner en movimiento el rollo de goma debe ser capaz de suministrar una potencia mínima de **0.15 kW**, considerando el factor de seguridad aplicado. Además, debe generar un torque de **1288 Nm** al momento del arranque para superar la inercia del sistema en un tiempo de 1 segundo.

Esfuerzos en el eje desbobinador para soportar la carga:

Partiendo que el eje debe soportar cargas máximas de 3500 Kg, en este apartado se dimensiona el eje y se calcula la potencia necesaria para hacer girar el eje.

Comenzamos obteniendo el momento polar del eje, suponiendo que es un eje cuadrado de 110 mm de lado:

$$J = \frac{1}{12} b * h * (b^2 + h^2) = 2.44 \times 10^{-5}$$

Continuamos calculando la tensión de torsión en el eje con la siguiente fórmula

$$\tau = \frac{T * r}{J} = 2767245 \text{ Pa}$$

Donde:

τ = Tensión de torsión (Pa o N/m²)

T = Momento torsor o par torsor aplicado (N·m)

r = Radio desde el centro del eje hasta el punto donde se calcula la tensión (m)

J = Momento polar de inercia del eje (m⁴)

Continuamos calculando las reacciones y Momento flector máximo del eje, con los siguientes datos suponiendo el caso del eje apoyado en ambos extremos:

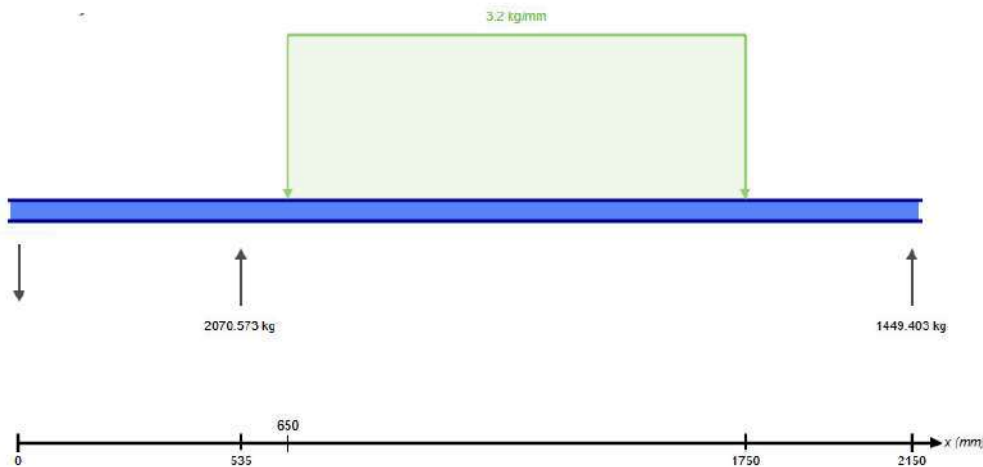
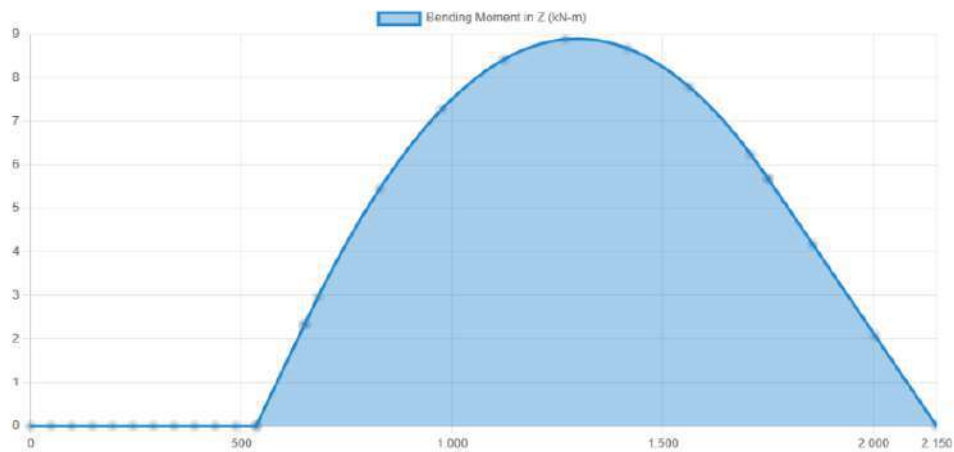


Fig.1: Cargas

Diagrama de Momento Flector

Invertir la Convención de Signo del DMF



Resultado	Max	Min
Momento flector	8.892 kN-m	0 kN-m
Cortante	2070.573 kg	-1449.403 kg
Desplazamiento	1.27 mm	-1.17 mm

Fig.2: Esfuerzos.

También realizamos el cálculo del momento flector a partir de la fórmula Viga empotrada en ambos extremos con carga puntual centrada (suponiendo que el rollo es una carga

centrada):

$$M_{max} = \frac{F.L}{8} = 6860000 \text{ Nmm} \quad \text{Ec.}$$

F : carga puntual en el centro (N)

L : longitud total de la viga/eje (mm)

Se ha re seleccionado un acero SAE 1040 con un límite de fluencia de 40 Kg/mm² aproximadamente. Utilizaremos la ecuación general recomendada por la norma **ANSI B106.1M-1985** para el **cálculo del diámetro de ejes** sometidos a esfuerzos combinados de **flexión y torsión**:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3}$$

Calculando la resistencia a la fatiga corregida del material de la siguiente manera;

$$S_e = S'_e . K_a . K_b . K_c . K_d . K_e . K_f$$

Donde:

K_a : factor de superficie

K_b : factor de tamaño = 0,78

K_c : factor de carga

K_d .: factor de temperatura

K_e .: factor de fiabilidad = 0,88

K_f : otros factores (acabado superficial, tratamientos térmicos, etc.)

Donde solo utilizaremos el factor fiabilidad y de tamaño para este cálculo.

Volviendo a la ecuación del diámetro del mínimo del eje reemplazando los valores obtenemos los diámetros para el momento flector quedando:

Por fórmula analítica:

$$D_{min} = 83,1 \text{ mm}$$

Por software de cálculo:

$$D_{min} = 90,8 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona un **diámetro nominal del eje de 100 mm (4")**, asegurando así un margen adecuado de seguridad frente a fatiga.

Nota: Cabe aclarar que, si bien geométricamente el eje podría interpretarse como un voladizo, en condiciones reales de operación siempre cuenta con un segundo punto de apoyo mediante el brazo auxiliar retráctil. Esto evita esfuerzos por flexión excesiva y elimina posibles cargas axiales inducidas por deformaciones, por lo que no se consideran relevantes en el dimensionamiento.

Dimensionamiento de Brazo Soporte:

El mismo deberá dar contención al eje para evitar que el mismo trabaje en voladizo.

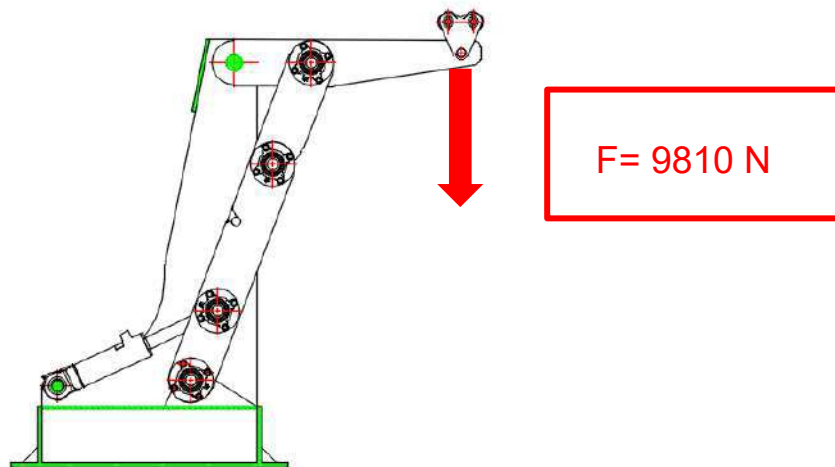


Fig.3: D.C.L. Brazo Soporte.

La distancia en voladizo es de 0.485m, por lo que tenemos un momento flector de:

$$M_{fmax} = F \cdot L = 4541.6 \text{ Nm}$$

El diseño contempla el brazo construido en chapa de 1 pulgada de espesor, con un ancho en la región de interés de 150 mm. Por lo tanto, el módulo resistente de este perfil es:

$$W = \frac{b \cdot h \cdot h}{6} = 95250 \text{ mm}^3$$

Tomamos un límite elástico (σ_e) de 275 MPa y un factor de seguridad (F_s) de 2.

Entonces, la tensión admisible será de:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{F_s} = 137.5 \text{ MPa}$$

Finalmente, la tensión máxima será:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{W} = 47.68 \text{ MPa} < 137.5 \text{ MPa} = \sigma_{adm} \rightarrow \text{Verifica}$$

Nota: Referido al brazo soporte, se obvió el cálculo del cilindro hidráulico dado que el mismo no deberá hacer fuerza en ningún momento dado que el diseño del mecanismo contempla una traba mecánica mediante perno. (*Ver informe*).

Dimensionamiento de Brazo Soporte:

Se considera una carga de 1000kg sobre el perno para situar el peor caso posible.

La carga F entonces, será de: $F = 9810 \text{ N}$

Asimismo, tomamos un $F_s=2$ y un límite elástico de 275 MPa siguiendo los lineamientos del punto anterior.

Por lo tanto:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{F_s} = 137.5 \text{ MPa}$$

A continuación, el área mínima requerida por para un perno que trabaja al corte simple es:

$$A = \frac{F}{\sigma_{adm}} = 71.34 \text{ mm}^2$$

Entonces, el diámetro requerido para el perno:

$$d = 9.5 \text{ mm}$$

Notar que, este caso se supuso como corte simple para empeorar el caso de estudio, por lo que en la realidad la exigencia sobre el perno será aún menor.

No obstante, los resultados obtenidos, se decidió tomar un estándar de **40 mm** de diámetro para todos los pernos involucrados en el diseño como un criterio de conservación de robustez del mecanismo.

Resumen de resultados:

Potencia y torques necesarios					
Inercia bobina (J)		491.09	Kg.m2		
Velocidad de giro de motor	Diam. Max.	1.15	RPM	0.12	rad/s
	Diam. Min.	3.3	RPM	0.34	rad/s
Aceleración angular(α)		0.12	Rad/s ²		
Relación de giro		678.4	i		
Rango de variador de frecuencia (50%-150%)	Entrada Máx.	2250	Salida Máx.	3.3	Rpm
	Entrada Min.	750	Salida Min.	1.1	Rpm
Factor de seguridad		2.5			
Potencia motor		0.15	kW		
Torque Necesario		1228	Nm	1227734	Nmm

Cálculo de esfuerzo y diámetro mínimo					
Punto de apoyo A			2545.5	Kgf	
Punto de carga			3500	Kgf	
Punto de apoyo B			954.5	Kgf	
Factor de tamaño		0.78			
Factor de confiabilidad	0.88	confiabilidad 99%			
Factor de seguridad		1.5			
Factor de concentración de esfuerzos en flexión		1.8		102911	mm ³
Momento flector máximo			721875	Kg.mm	
Resistencia a la fatiga modificada	Sn'	33.35	Kgf.mm ²	327.1	MPa
Tensión máxima debida a la flexión		7.01	Kgf.mm ²	68.8	MPa
Diámetro min				84.17	mm

Calculo estructural Brazo				
Carga	955	kg	9364 N	
Máximo momento flector	4541.	Nm	4541584	Nmm
Sección Perfil	Base	25.4	mm	
	Alto	150	mm	
	L	486	mm	
Módulo Resistente	W	95250	mm ³	
Tensión Máxima	47.6	MPa	Verifica	

Módulo de corte

Desarrollo:

Fuerza de Corte:

Se parte definiendo la velocidad tangencial del material respecto del disco.

$$V = 62 \text{ mm/s}$$

A continuación, se obtiene la velocidad angular de la cuchilla para definir la velocidad de salida del reductor:

$$\omega = 5.9 \text{ RPM}$$

Habiendo previamente definido la geometría del disco de corte, se obtuvo la fuerza de corte requerida teniendo en cuenta el área de la lonja de material que se encuentra en contacto con la cuchilla:

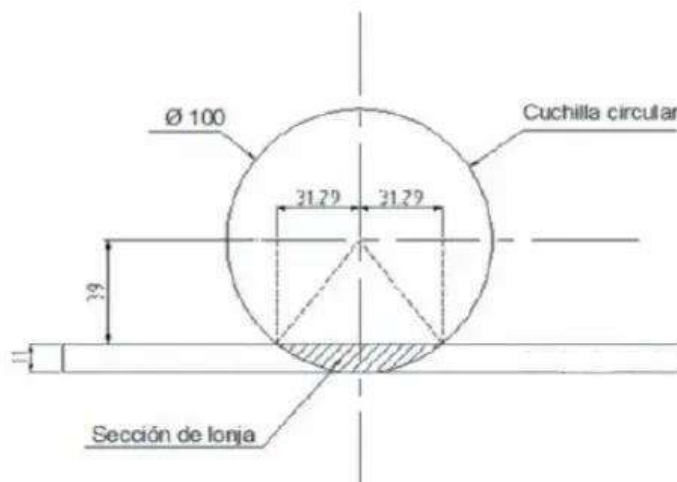


Fig.4: Esquema de cálculo de área de corte.

El área de lonja es entonces:

$$Al = 299 \text{ mm}^2$$

Finalmente, la fuerza requerida es:

$$Fc = Al * \tau = 610 \text{ N}$$

Siendo τ : **Resistencia al esfuerzo cortante del caucho ($\tau = 20 \text{ MPa}$).**

Cálculo de Motor:

Sabiendo la fuerza de corte y las rpm de giro del disco, se obtiene el torque que, afectándolo por un factor de seguridad de 1.5, resulta:

$$T = F_c * D_d/2 * F_s = 91.5 \text{ Nm}$$

Siendo **Dd: Diámetro del disco de corte.**

Ahora, conociendo el torque y valiéndonos del cálculo de velocidad angular, tenemos:

$$P = \frac{T * \omega}{9550} * 1000 = 56.7 \text{ W}$$

Donde **P: Potencia requerida para el motor.**

Dimensionamiento de Eje:

Se calculó el Eje a la fatiga, del mismo modo que se hizo con el eje del desbobinador anteriormente. *Ver apartado desbobinador.*

El eje se modeló como una viga en voladizo sometida a flexo torsión, donde el momento tordente aplicado es el torque que entrega la salida del reductor (91503 Nmm), y el momento flector surge de la aplicación de la fuerza de corte. A continuación, se muestra el diagrama de momento flector para el eje:

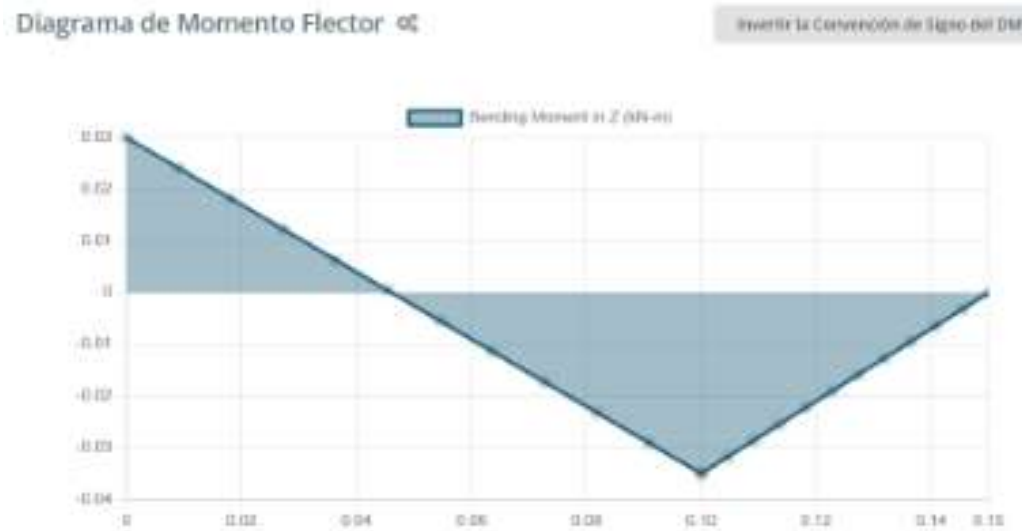


Fig.5: Momento flector.

Es así que, el momento flector máximo sobre el eje es de 35000 Nmm.

A continuación, tomando en consideración los diversos factores modificadores de la resistencia a la fatiga:

$$\text{Factor de tamaño: } C_s = 0.88$$

$$\text{Factor de confiabilidad } C_r = 0.81$$

Tenemos una resistencia a la fatiga modificada para un acero SAE 4140 de:

$$S_n' = 341.5 \text{ MPa}$$

Ahora sí, tomando un factor de diseño $N=2$ y un factor de concentración de esfuerzos $K_t=2$ por la presencia de un chavetero de perfil, tenemos:

$$D_{min} = 17.9 \text{ mm}$$

Nota: Se toman 25 mm como diámetro final dado que coincide con el diámetro del eje de salida del reductor seleccionado.

Rigidez estructura de módulo de corte

Se consideró el cálculo de los largueros que contienen los cuerpos de corte. Para esto, se obtuvo la deflexión máxima considerando una viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida uniforme

$$\delta_{max} = \frac{q * L^4}{384 * E * I}$$

- Carga distribuida: $q = 717.1 \text{ N/m}$
- Longitud: $L = 1710 \text{ mm}$
- Módulo de elasticidad: $E = 210000 \text{ MPa}$
- Momento de inercia: $I = 1252600 \text{ mm}^4$ (**Perfil UPN 80**).

En el diseño de máquinas de precisión, es fundamental controlar las deformaciones estructurales para garantizar un funcionamiento exacto y confiable. Un criterio comúnmente aceptado establece que la relación de deflexión en elementos estructurales no debe superar una relación de $L/1000$, donde L es la longitud del elemento.

Aplicando este criterio al módulo de corte, se realizó un análisis estructural que permitió verificar que las deformaciones bajo carga se mantienen dentro del límite aceptado, cumpliendo con los estándares de precisión requeridos. Esta validación confirma que la estructura posee la rigidez suficiente para soportar las solicitaciones mecánicas sin comprometer la calidad del corte ni la alineación de los elementos críticos, como los discos de corte o guías de material.

Sistema posicionamiento lateral:

Se considera el peso por cada cuerpo de corte en su conjunto, el cual ronda los 50 kg, es decir, un peso de $P = 490.5 \text{ N}$.

A su vez, definimos una velocidad de desplazamiento máxima de 30 mm/s .

Se hizo un cálculo de potencia y torque requeridos por los motores eléctricos que mueven el mecanismo. Para esto, se consideró el peor caso de lubricación, generando una fricción de $\mu_e = 0.1$ sobre las guías lineales.

Es así que la fuerza de fricción estática que debería vencer el motor es:

$$Fr = \mu e * P = 49.05 \text{ N}$$

Es así que, el torque que deberá entregar el motor es de:

$$T = Fr * \frac{Dp}{2} = 2060.1 \text{ Nmm}$$

Donde **Dp: Diámetro primitivo del piñón seleccionado (Dp = 42mm).**

Finalmente, la potencia requerida es:

$$P = Fr * v = 1.5 \text{ W}$$

Resumen de resultados:

Cálculos requerimientos de corte				
Velocidad tangencial disco			62	mm/s
Velocidad angular de cuchilla	5.9	RPM	0.6	rad/s
Ángulo de corte	0.90	rad	51.68	°
Area Arco			4510.3	mm ²
Base triangulo			93.58	mm
Altura triángulo			90	mm
Área triángulo			4211.2	mm ²
Área Lonja			299.0	mm ²
Fuerza de corte			610.0	N
Torque			61.0	N.m
Factor de seguridad			1.5	-
Torque final a la salida del motor			91.5	N.m
Potencia necesaria			56.7	W
Reducción requerida en motorreductor			236.5	
Torque a la entrada del motor			0.39	Nm

Dimensionamiento del Eje				
Propiedades del material				
SAE 4140	Recocido			
Punto de fluencia	Sy	414	MPa	Fig. A4-4
Resistencia a la tracción	Wu	655	MPa	Fig. A4-4
–% de elongación		26	%	Elongación en 2 pulgadas
Resistencia a la fatiga	Sn	479.09	MPa	Fig. 5-8
Factor de tamaño	Cs	0.88	Estimación suponiendo 20 mm de diámetro	
Factor de confiabilidad	Cr	0.81	Confiabilidad de 0.99. Tabla 5-1	
Resistencia a la fatiga modificada	Sn'	341.5	MPa	
Factor de Diseño	N	2	Valor típico	
Factor de Concentración de esfuerzos	Kt	2	Chavetero de perfil	
Momento Flector	M	35000	Nmm	
Momento Tordente	T	91503	Nmm	
Diámetro Mínimo	D	17.9	mm	Se toma diámetro del motorreductor de 25mm.

Calculo estructural				
Masa suspendida por cuerpo	50	kg		
Cantidad	5			
Masa suspendida total	125	kg		
Peso total	1226.25	N		
Carga distribuida	717.1052632	N/m		
Máximo momento flector	262.1109375	Nm		
Sección Perfil	Alto	60	mm	
	Ancho	60	mm	
	Espesor	4	mm	
Inercia	1252600.00	mm ⁴	0.00000125	m ⁴
Distancia c	40	mm	0.04	m
Tensión máxima del perfil	8370140.11	N/m ²	8.37	MPa
Deflexión	-0.304	mm		mm
Relación de Deflexión	5634	=L/5634		

Sistema de Posicionamiento lateral				
Masa total de un cuerpo	50	kg		
Velocidad máxima	30	mm/s	0.03	m/s
Piñón	Módulo	1.5	-	
	Cantidad de dientes	28	-	
	Diámetro primitivo	42	mm	
Fricción de guías	0.01	Con mala lubricación		
Fuerza de fricción a vencer	2.453	N		
Torque	51.5025	Nmm	0.0515025	Nm
Potencia	0.073575	W		
Chaveta Eje motor	5x5	DIN 6885		
Diámetro	14	m		
Chaveta Eje motor	5x5	DIN 6885		

Módulo guía

Desarrollo:

En este apartado utilizamos la ecuación brindada por el proveedor HWIN, que proporciona sistemas de transmisión de tornillos sin fin.

Transmission mechanism	Travelling torque calculation
Ball Screw 	$T_t = \frac{B_p}{2\pi B_{eff}} \times (\mu g W + F)$ B_{eff} : Ball screw efficiency (%) g : gravity (m/s^2) μ : friction coefficient

Fig.6: Modelo de cálculo de husillos de bolas.

Resumen de resultados:

Calculo motor		
Carga que se va a mover	500	N
Paso del tornillo y tipo de rosca	0.005	mm
Eficiencia del sistema	0.35	(rosca trapezoidal)
Velocidad deseada de desplazamiento	0.1	m/s
Fricciones		
Torque	1.14	Nm
Revoluciones	1200	Rpm
Potencia motor	142.86	W
Potencia motor + factor de seguridad	192.86	W

Módulo de tracción

Desarrollo:

Cálculo de Motor:

Se definió una fuerza de tracción requerida del 5% de la carga de rotura del material:

$$F_t = 0.05 * C_r = 9.163 \text{ kN}$$

Siendo **Cr: Carga de Rotura (Cr=16.66 MPa)**.

A continuación, se definió una fuerza normal capaz de generar una fricción equivalente a la fuerza Ft calculada.

$$F_n = \frac{F_t}{\mu d} = 12217.3 \text{ N}$$

Siendo **μd : coeficiente de fricción Caucho - Caucho ($\mu d=0.75$)**.

Sabemos de antemano la velocidad tangencial del material ($v=0.06 \text{ m/s}$). Por lo que podemos obtener la potencia útil:

$$P_u = F_t * v = 549.78 \text{ W}$$

Considerando rendimiento **$\eta=0.9$** y un coeficiente de arranque bajo carga **Cc=1.1**:

$$P_m = P_u * \eta * C_c = 672 \text{ W}$$

Con un torque de:

$$T = 1120 \text{ Nm}$$

Dimensionamiento de eje:

Del mismo modo que se hizo en el Módulo Desbobinador y en el Módulo de Corte, se obtuvo el diámetro mínimo del Eje del rodillo de tracción:

El eje se modeló como una viga biapoyada en sus extremos sometida a flexo torsión con una carga distribuida, donde el momento tordente aplicado es el torque que entrega la salida del reductor 1120Nm), y el momento flector surge de la aplicación de la fuerza de presión sobre el caucho. A continuación, se muestra el diagrama de momento flector para el eje:

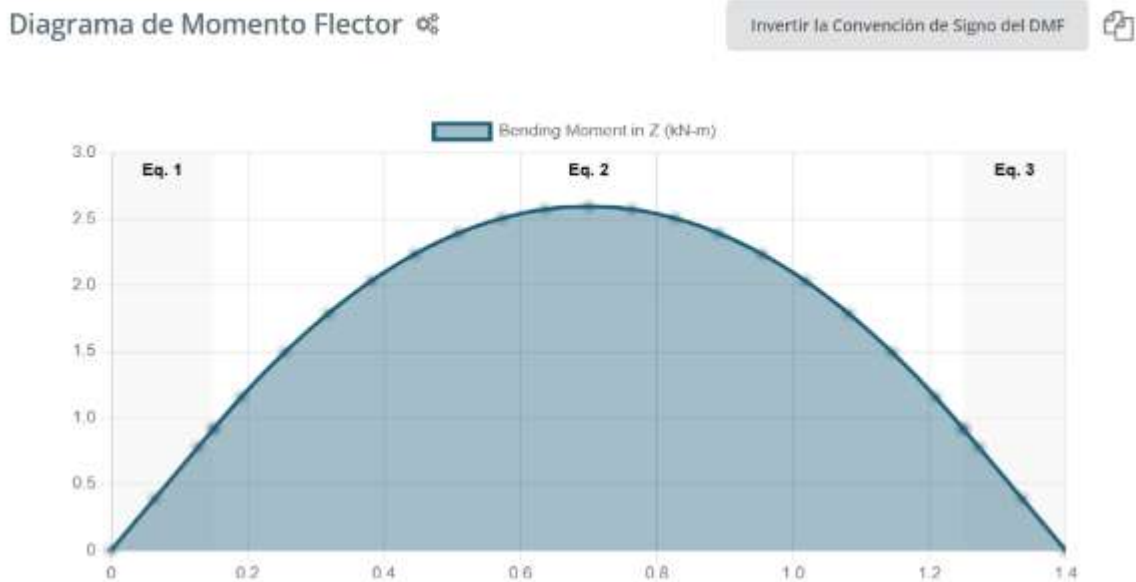


Fig.7: Momento flector.

Es así que, el momento flector máximo sobre el eje es de 2596000 Nmm.

A continuación, tomando en consideración los diversos factores modificadores de la resistencia a la fatiga:

$$\text{Factor de tamaño: } Cs = 0.78$$

$$\text{Factor de confiabilidad } Cr = 0.81$$

Tenemos una resistencia a la fatiga modificada para un acero SAE 4140 de:

$$Sn' = 302.7 \text{ MPa}$$

Ahora sí, tomando un factor de diseño $N=2$ y un factor de concentración de esfuerzos $Kt=2$ por la presencia de un chavetero de perfil, tenemos:

$$D_{min} = 70.7 \text{ mm.}$$

Cilindro Hidráulico:

Queremos generar una fuerza de presión suficiente. Es así que, tomamos como referencia la fuerza normal calculada en el punto anterior.

Tomando dos cilindros:

$$F = \frac{F_n}{2} = 6719.53 \text{ N}$$

Entonces, el área de cada cilindro deberá ser de:

$$A = 1679.88 \text{ mm}^2$$

Finalmente, el diámetro mínimo del émbolo de cada uno deberá ser:

$$d = 46.25 \text{ mm}$$

Resumen de resultados:

Traccion			
Fuerza de tracción requerida	F_t	9163	N
Fuerza normal	F_n	12217.3	N
Potencia util	P_u	549.78	W
Rendimiento del sistema	N_u	0.9	
Coficiente de arranque bajo carga	C_c	1.1	
Potencia de motor requerida	P_m	672.0	W
Torque Motor	N	1120.00	Nm

Dimensionamiento Eje rodillo				
SAE 4140	Recocido			
Punto de fluencia	Sy	414	MPa	
Resistencia a la tracción	Wu	655	MPa	
% de elongación		26	%	Elongación en 2 pulgadas
Resistencia a la fatiga	Sn	479.09	MPa	
Factor de tamaño	Cs	0.78	Estimación suponiendo 75 mm de diámetro	
Factor de confiabilidad	Cr	0.81	Confiabilidad de 0.99	
Resistencia a la fatiga modificada	Sn'	302.7	MPa	
Factor de Diseño	N	2	Valor típico	
Factor de Concentración de esfuerzos	Kt	2	Chavetero de perfil	
Momento Flector	M	2596000	Nmm	
Momento Tordente	T	1120004.72	Nmm	
Diámetro Mínimo	D	70.7	mm	

Dimensionamiento Cilindro Hidráulico					
Presión	40	bar	4	MPa	
Fuerza	6.719533333	kN	6719.5333	N	10% adicional por factor de seguridad
Área del cilindro	1679.88	mm ²			
Diámetro	46.25	mm			

Módulo tensor

Desarrollo:

Dimensionamiento de ejes:

Los ejes de los rodillos están solicitados y vinculados a la estructura del módulo de forma similar. No obstante, las cargas involucradas son la única diferencia, el modelo de cálculo utilizado para ambos rodillos fue el mismo.

Nuevamente se debió definir un criterio para la tensión de corte. Para esto, tomamos un 15% de la carga de rotura, es decir:

$$F_t = 0.15 * C_r = 27.489 \text{ kN}$$

Haciendo un diagrama de cuerpo libre del sistema, notamos que teniendo dos módulos de corte en la máquina (uno a la entrada y uno a la salida del módulo de corte), la tensión se reparte entre ambos.

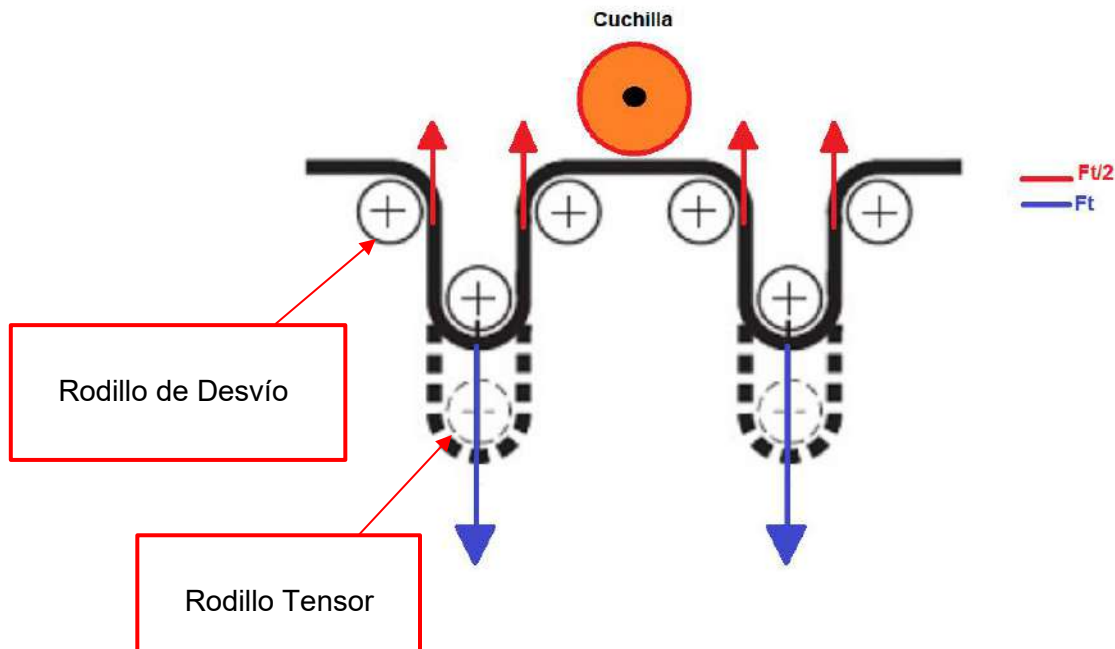


Fig.8: DCL rodillos tensores.

Tomando los ejes como vigas sometidas a flexión pura, tenemos:

$$Mf = \frac{q \cdot L \cdot L}{8} = 4.08 \text{ kNm} \rightarrow \text{Eje Rodillo Tensor}$$

$$Mf = \frac{q \cdot L \cdot L}{8} = 3.01 \text{ kNm} \rightarrow \text{Eje Rodillo de Desvío}$$

Luego, los diámetros mínimos considerando una tensión admisible de 275 MPa y un Factor de seguridad de 1.5:

$$D_{min} = 60.98 \text{ mm} \rightarrow \text{Eje Rodillo Tensor}$$

$$D_{min} = 55.09 \text{ mm} \rightarrow \text{Eje Rodillo de Desvío}$$

Cilindro Hidráulico:

Queremos generar una fuerza de 13744.5N.

Entonces, el área de cada cilindro deberá ser de:

$$A = 3436.13 \text{ mm}^2$$

Finalmente, el diámetro mínimo del émbolo de cada uno deberá ser:

$$d = 66.14 \text{ mm}.$$

Resumen de resultados:

Módulo tensor					
Ancho de lámina	1100	mm			
Espesor	10	mm			
Coefficiente de fricción	0.75		Se toma promedio caucho-caucho		
Velocidad tangencial	60	mm/s	0.06	m/s	
Carga de Rotura	170	kg/cm2	16.66	MPa	
Criterio: Tensión de corte	5-30%	Porcentaje de la carga de rotura	Tomamos 15%		
Tensión de corte caucho	2.499	MPa	27.489	kN	
Tensión de Rodillo	4.998	Mpa	54.978	kN	
Tensión corregida por cantidad de módulos	2.499	Mpa	27.489	kN	
Cantidad de módulos tensores	2				
Presión	40	bar	4	MPa	
Fuerza	13.7445	kN	13744.5	N	
Área del cilindro	3436.13	mm2			
Diámetro	66.14	mm			

Dimensionamiento Eje Rodillo				
Distancia entre apoyos	1400	mm	1.4	m
Carga distribuida	24.99	kN/m		
Resultante	27.49			
Momento Flector Máximo	4.08	kNm	4081700	Nmm
Tensión admisible	227.66	N/mm2	F.S. = 1.5	
Diámetro Mínimo	56.73			

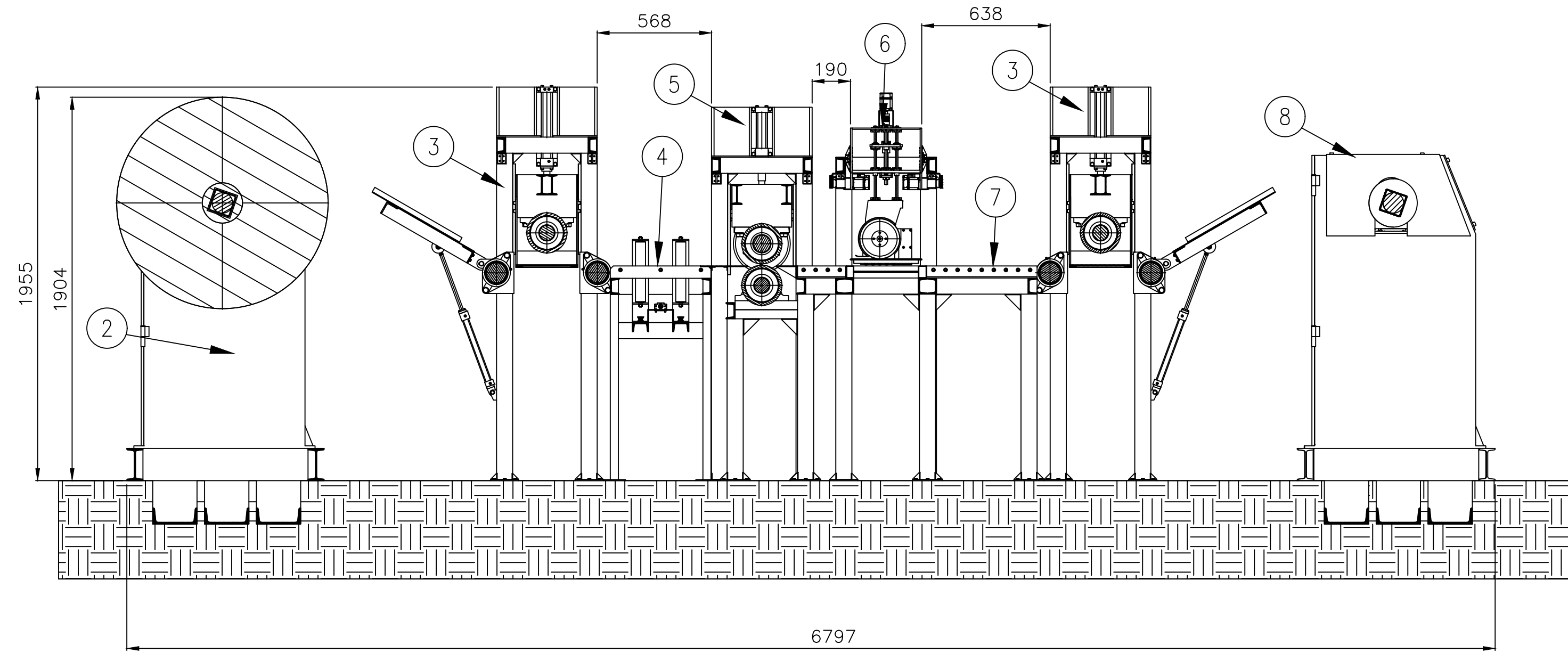
Dimensionamiento Eje Reenvio				
Distancia entre apoyos	1700	mm	1.7	m
Carga distribuida	12.50	kN/m		
Resultante	13.74			
Momento Flector Máximo	3.01	kNm	3009212.5	Nmm
Tensión admisible	284.58	N/mm2	F.S. = 1.5	
Diámetro Mínimo	47.58			

Lista de Planos

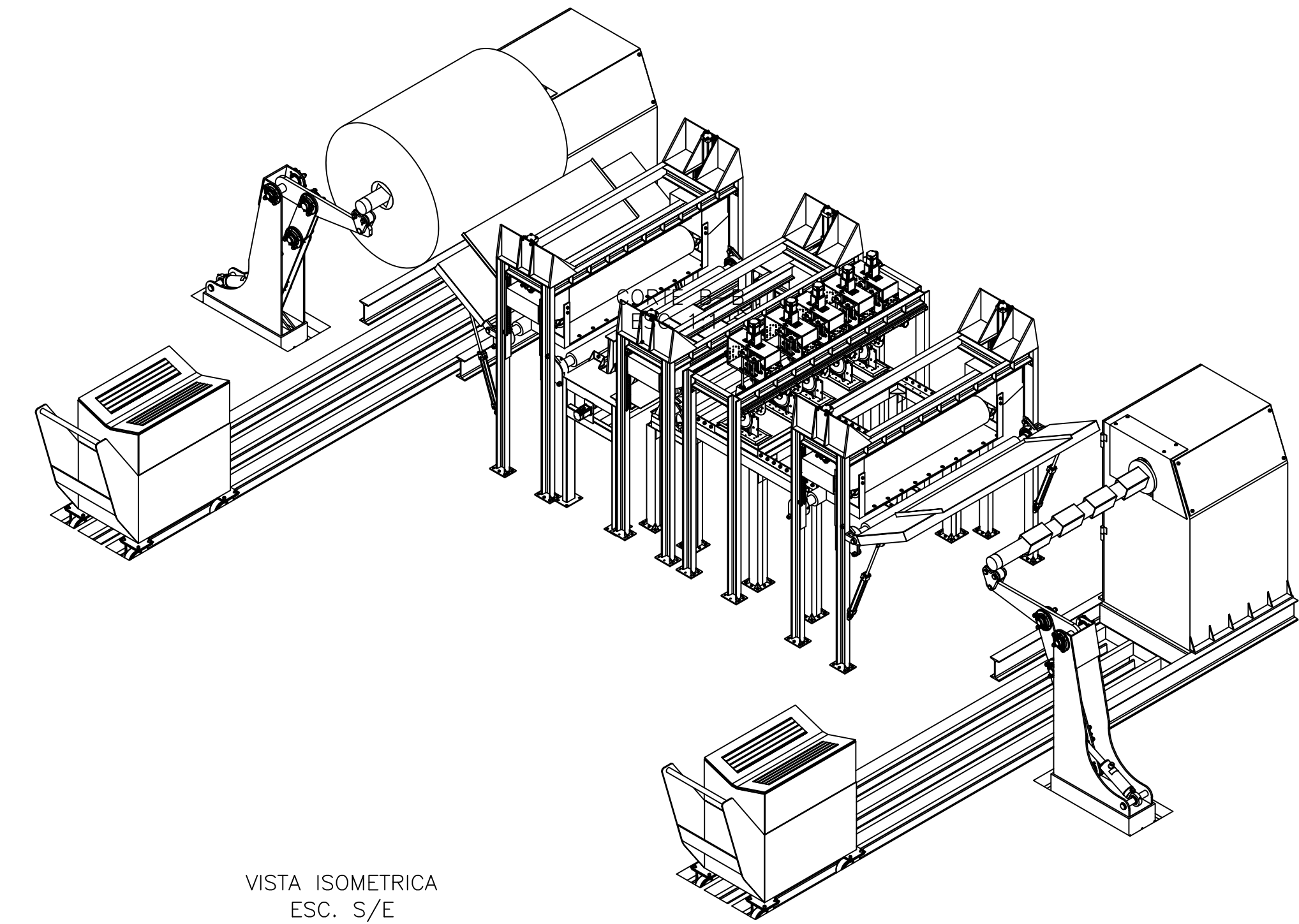
Planos	
Numeracion	Descripcion
PF-00--PC	Plano general
PF00-MC-01	Conjunto Modulo de corte
PF00-MC-02	Modulo de corte
	Nervio refuerzo
	Base de apoyo
	Cartela
	Plegado soporte cremallera
PF00-MC-03	Cuerpo de corte
PF00-MC-04	Organo de desplazamientolateral
PF00-MC-05	Chapa de montaje
	Piñon helicoidal
	Escuadra Refuerzo
	Housing de transmision
	Carcasa porta rodamientos
PF00-MC-06	Organo de desplazamiento vertical
PF00-MC-07	Guia lineal Cilindrica estatica
	Guia lineal Cilindrica Movil
	Chapa soporte intermedio
	Chapa soporte superior
	Chapa soporte inferior
	Plegado soporte Motor
	Husillo de bolas
PF00-MC-08	Organo de corte
PF00-MC-09	Placa soporte
	Brida
	Tapa

	Disco de corte
	Proteccion Disco de corte
PF00-MC-10	Conjunto corte de inferior
PF00-MC-11	Tapa Buje
	Perno
	Buje separador
	Separador
PF00-MC-12	Plegado soporte 1
	Plegado soporte 2
	Bastidor
	Placa de apoyo
PF00-MD-01	Conjunt armado (Modulo desbobinador)
PF00-MD-02	Estrucutra modulo desbobinador
PF00-MD-03	Bancada base desbobinador
	Cubierta Motor desbobinador
	Tapa rodamientos
	Tensor de cadena
PF00-MD-04	Eje
	Aro de tope rollo
	Tapa perfil
	Corona doble ASA 60-2
	Tapa corona
	Piñon helicoidal
	Tapa piñon
PF00-MD-05	Estructura soporte desbobinador
	Apoyo rodamientos
	Placa guia tensor

	Placa de montaje Motor
	Tapa de rodamiento de contacto angular
PF00-MD-06	Brazo soporte
PF00-MD-07	Torre soporte
	Brazo soporte superior
	Brazo soporte inferior
	Brazo soporte intermedio
PF00-MD-08	Perno pivot
	Perno traba
	Pasador conjunto rolos
	Eje cilindro
	Perno superior 1
	Perno superior 2
	Buje rolos
	Perno pivot 2
PF00-MD-09	Conjunto Rolos
	Soporte Rolos
	Cilindro Rolo
	Perno eje
	Buje
PF00-MTR-01	Modulo de traccion
PF00-MTE-01	Modulo Tensor
PF00-MR-01	Mesa de rodillos
PF00-MI-01	Modulo de Izaje
PF00-MG-01	Modulo guia

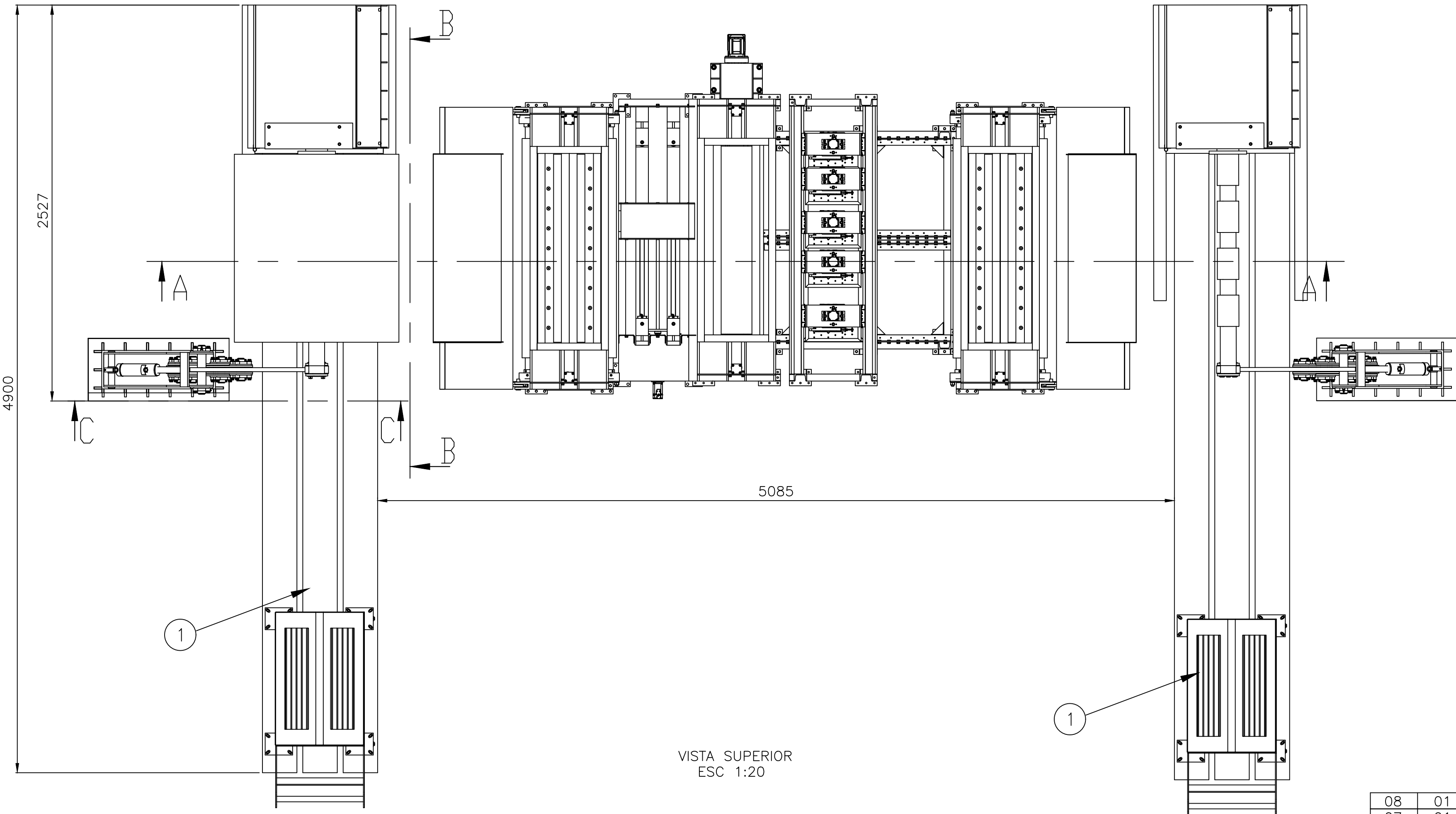


CORTE A-A
ESC 1:20



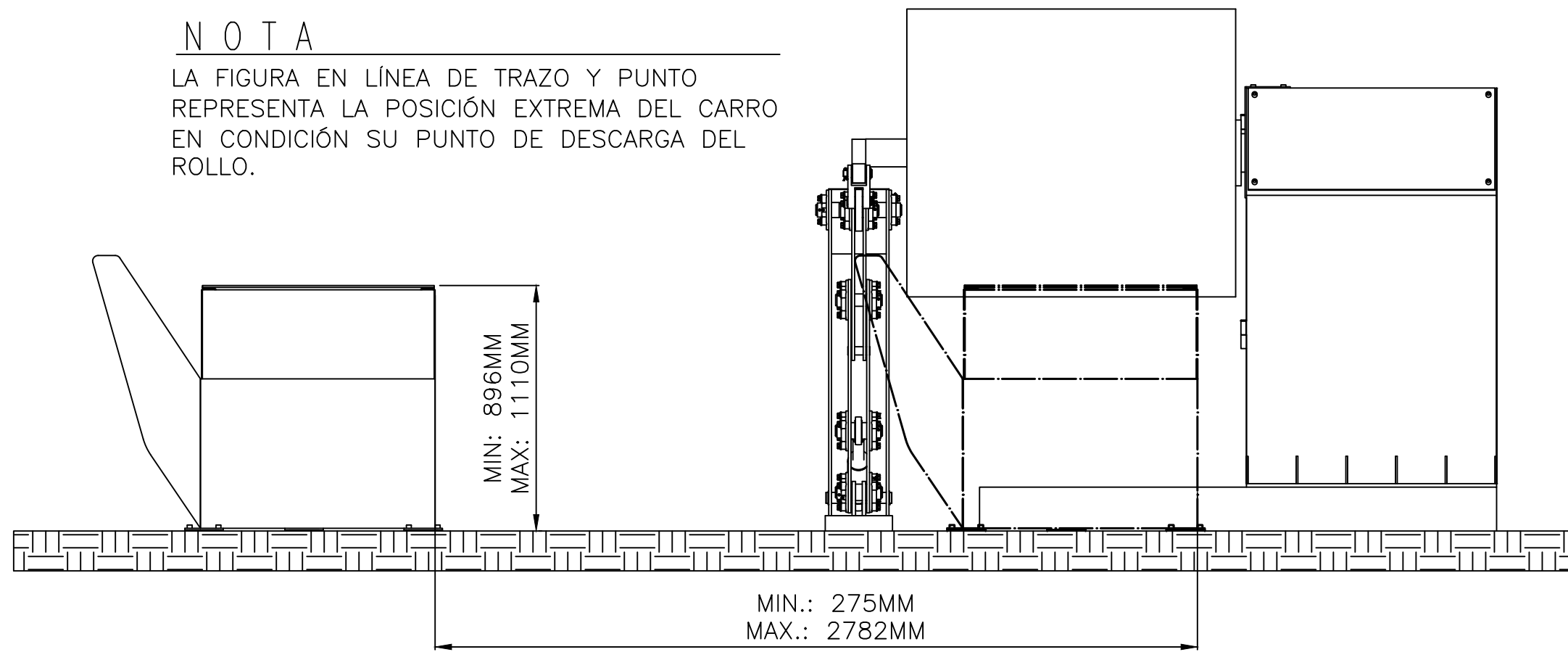
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

NOTA
LA FIJACIÓN DE LOS MÓDULOS AL PISO SE REALIZARÁ MEDIANTE PERNOS DE ANCLAJE TIPO M10. LA INSTALACIÓN DEBERÁ GARANTIZAR UNA CORRECTA NIVELACIÓN Y ASEGURAR LA ESTABILIDAD ESTRUCTURAL DEL CONJUNTO CONFORME A LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL FABRICANTE. LOS PERNOS DEBERÁN SER DEL TIPO MECÁNICO O QUÍMICO, SEGÚN SE DETERMINE EN OBRA, ASEGURANDO LA RESISTENCIA Y FIJACIÓN ADECUADAS AL TIPO DE SUSTRATO.

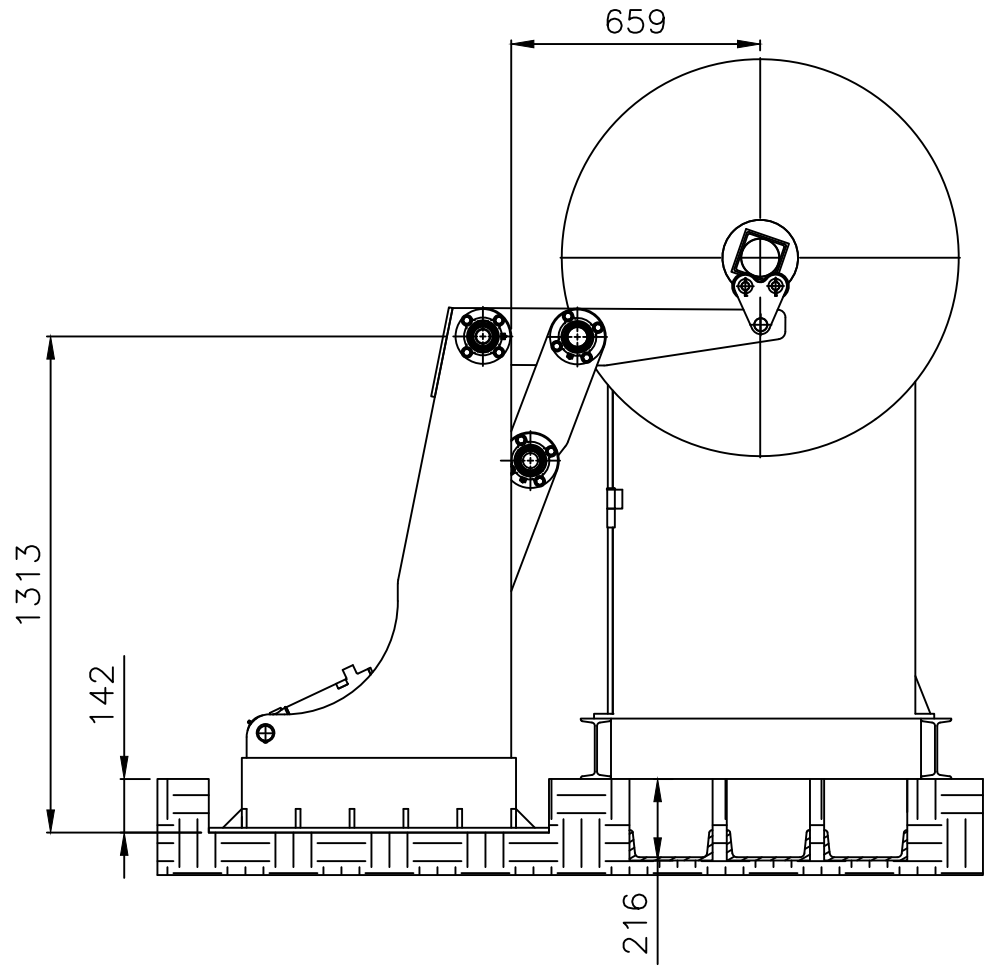


VISTA SUPERIOR
ESC 1:20

NOTA
LA FIGURA EN LÍNEA DE TRAZO Y PUNTO REPRESENTA LA POSICIÓN EXTREMA DEL CARRO EN CONDICIÓN SU PUNTO DE DESCARGA DEL ROLLO.



CORTE B-B
ESC 1:20

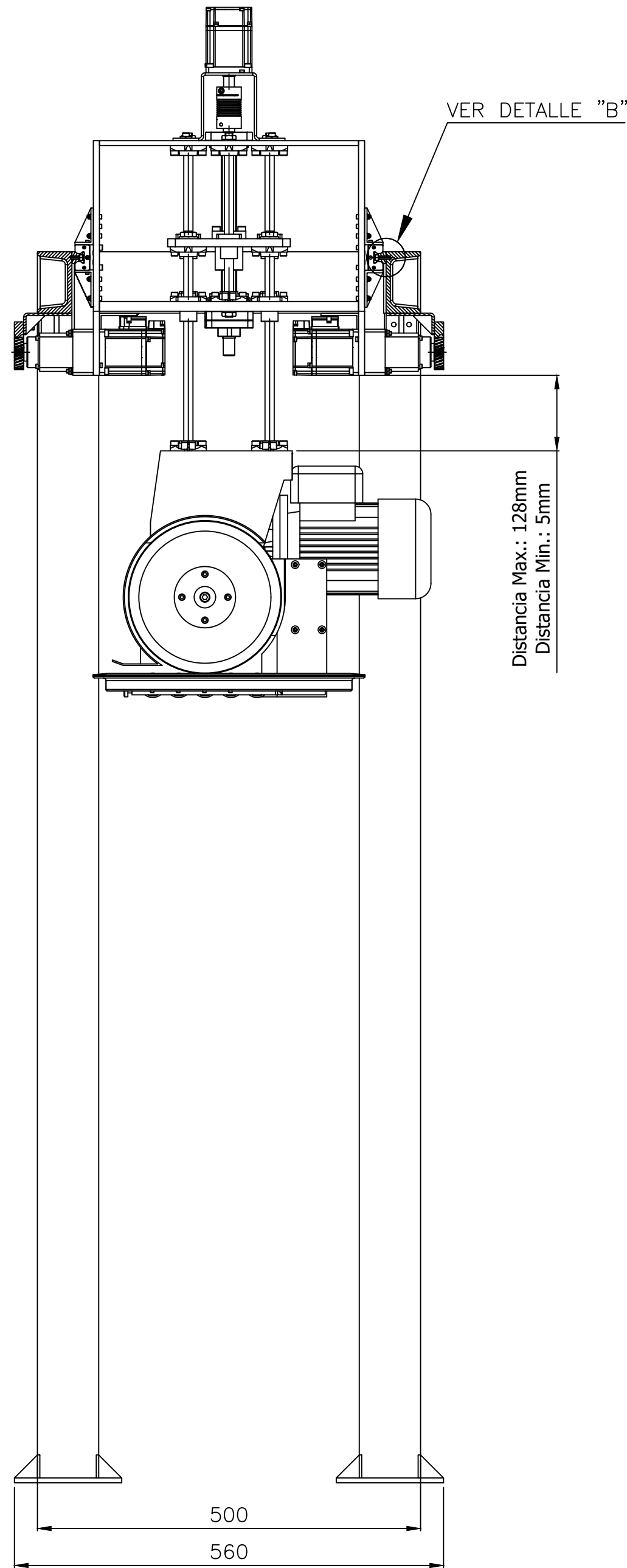


CORTE C-C
ESC 1:20

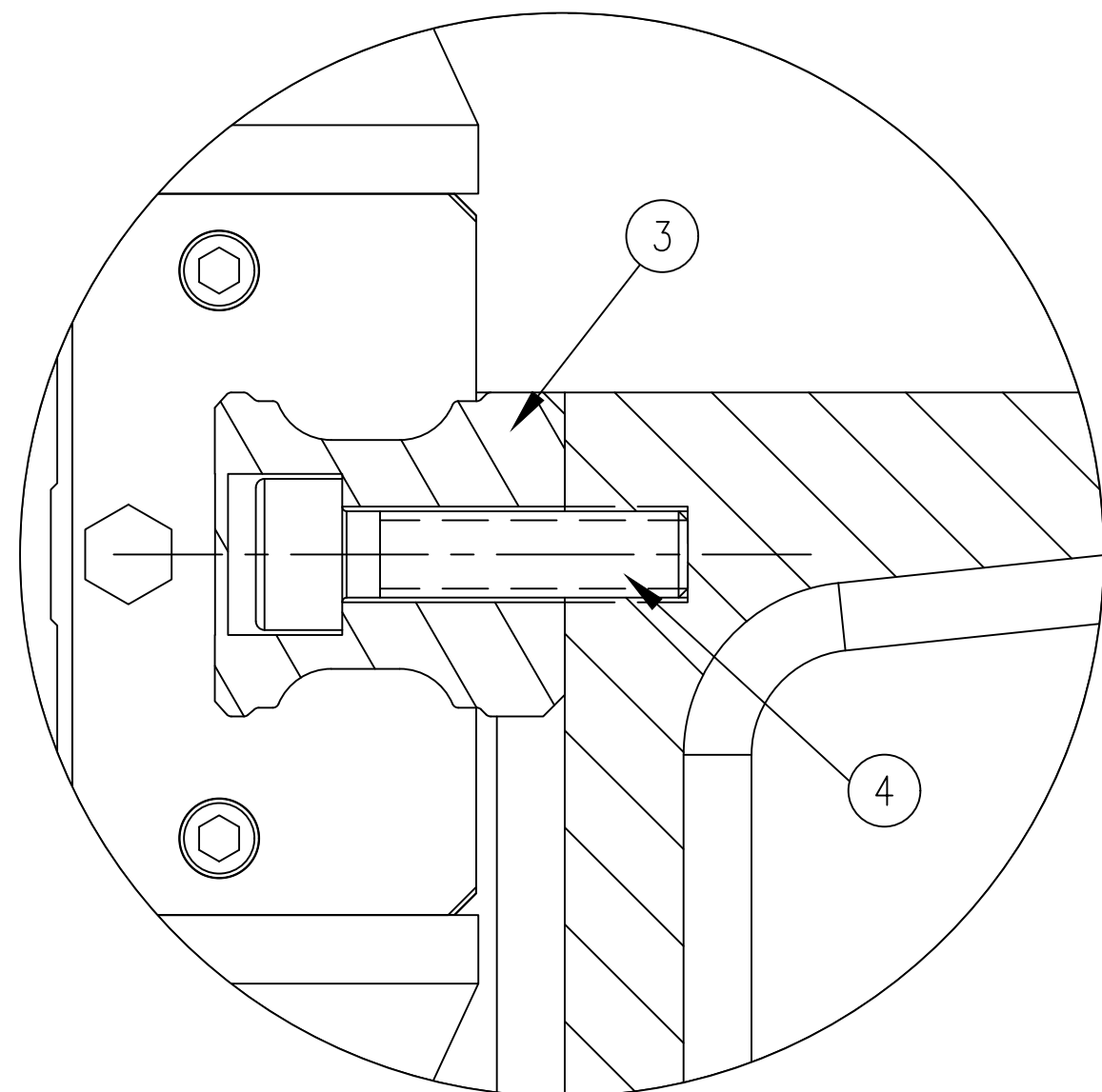
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REV.	0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	—
REV.		DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
08	01	MODULO REBOBINADOR	VER PLANO PF00-MD-01	PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA	
07	01	MESA DE RODILLOS	VER PLANO PF00-MR-01		
06	01	MODULO DE CORTE	VER PLANO PF00-MC-01	ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO	
05	01	MODULO DE TRACCION	VER PLANO PF00-MTR-01		
04	01	MODULO GUIA	VER PLANO PF00-MG-01	N° DE PLANO: MC-01	
02	02	MODULO TENSOR	VER PLANO PF00-MTE-01		
02	01	MODULO DESBOBINADOR	VER PLANO PF00-MD-01	ESCALA: 1-6	
01	02	MODULO DE IZAJE	VER PLANO PF00-MI-01		
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES	FECHA: 02/06/25	
				FORMATO	
				A.G. PF00 A.S. —	
				HOLA	
				INGENIERIA ELABORADA POR:	
				GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN	

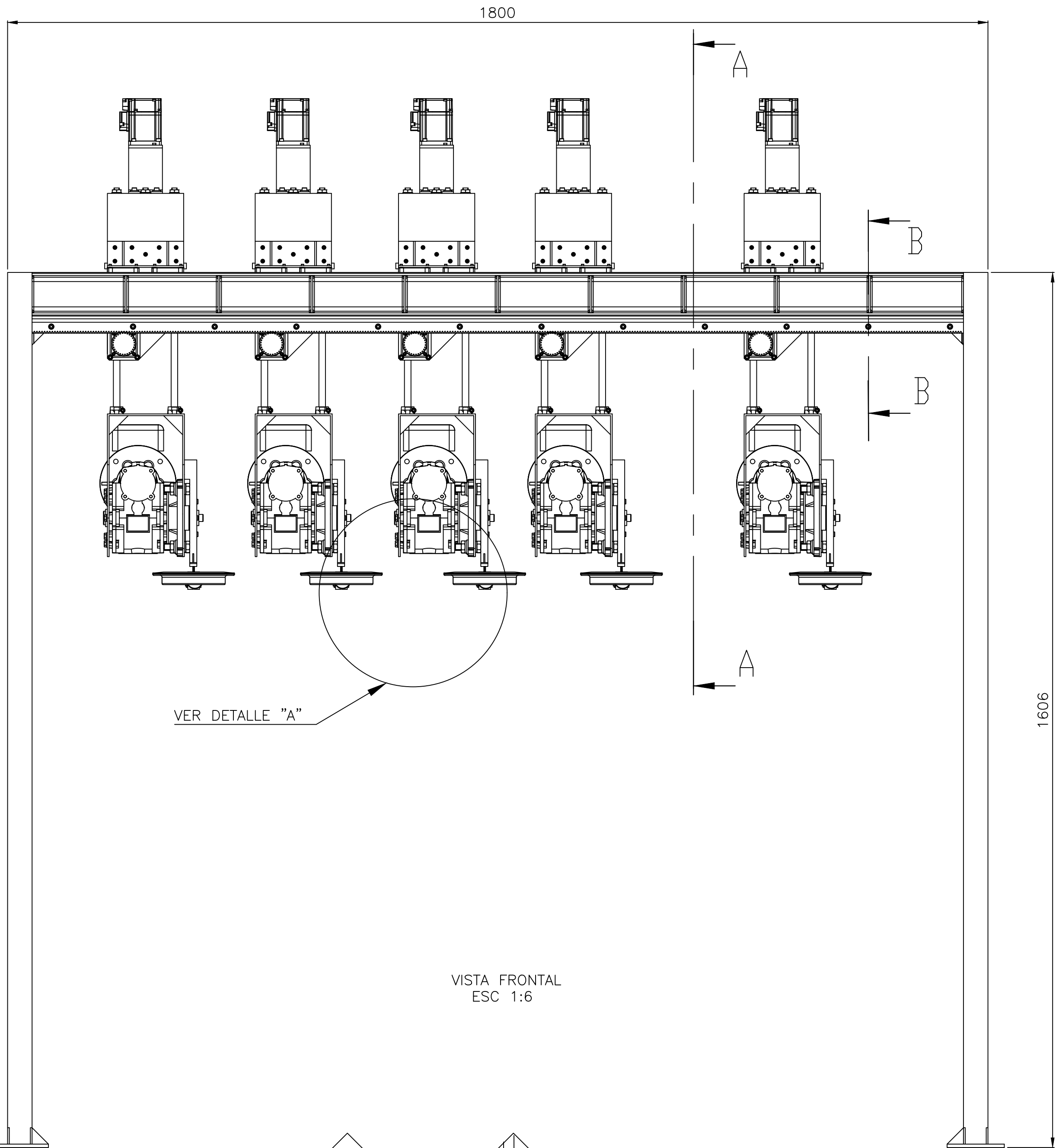
06	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-01	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MODULO DE CORTE	



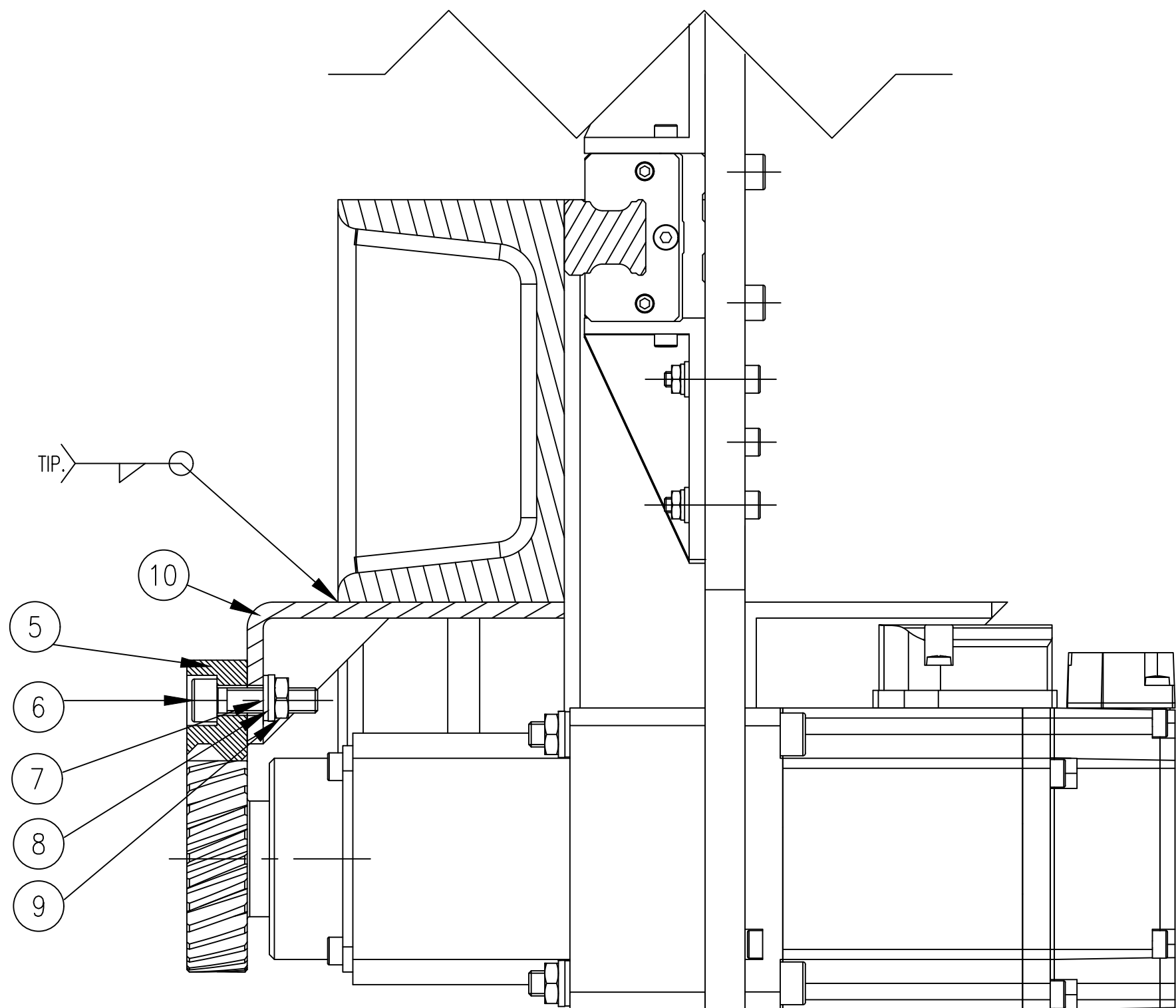
CORTE A-A
ESC 1:6



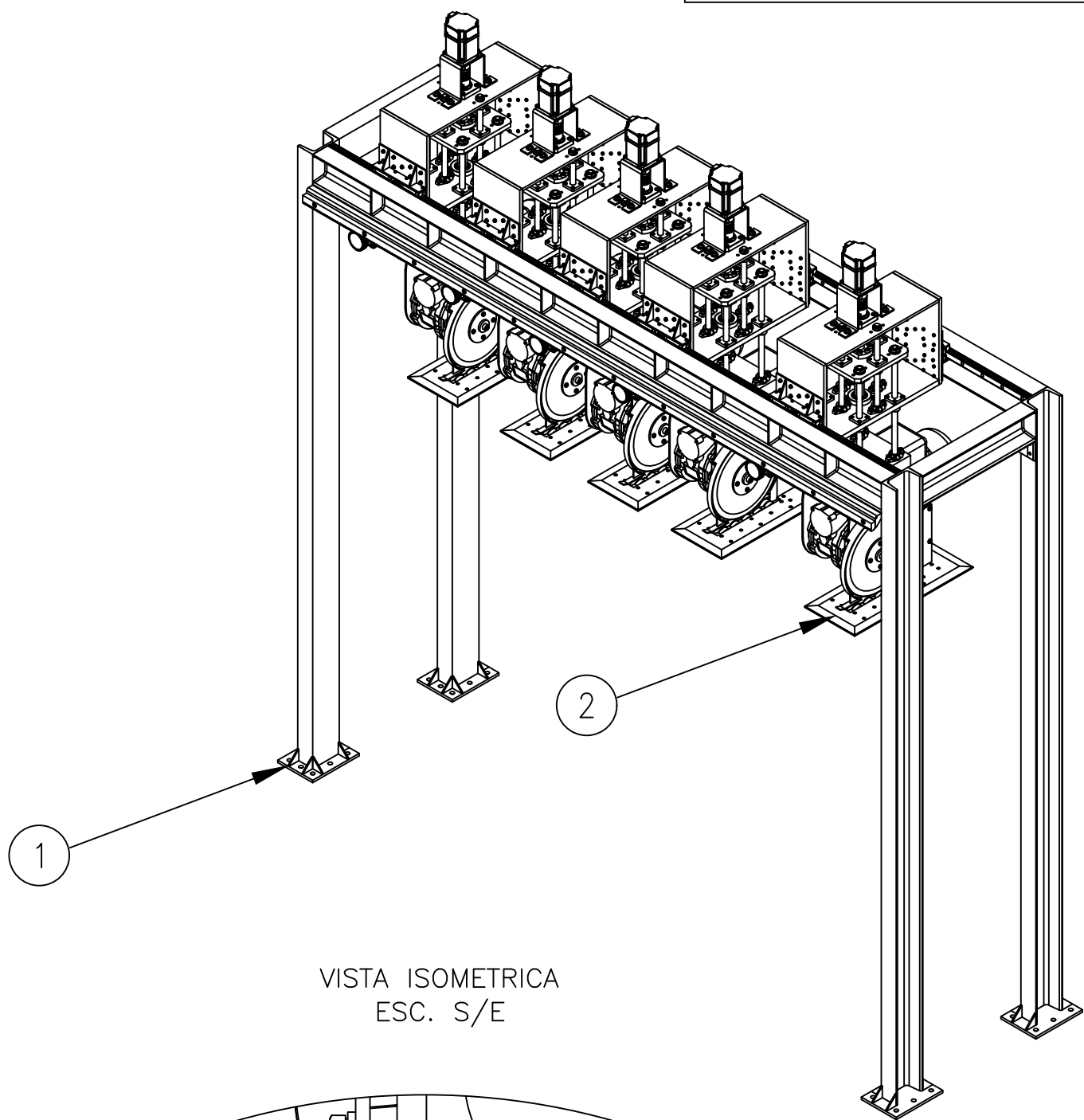
DETALLE "B"



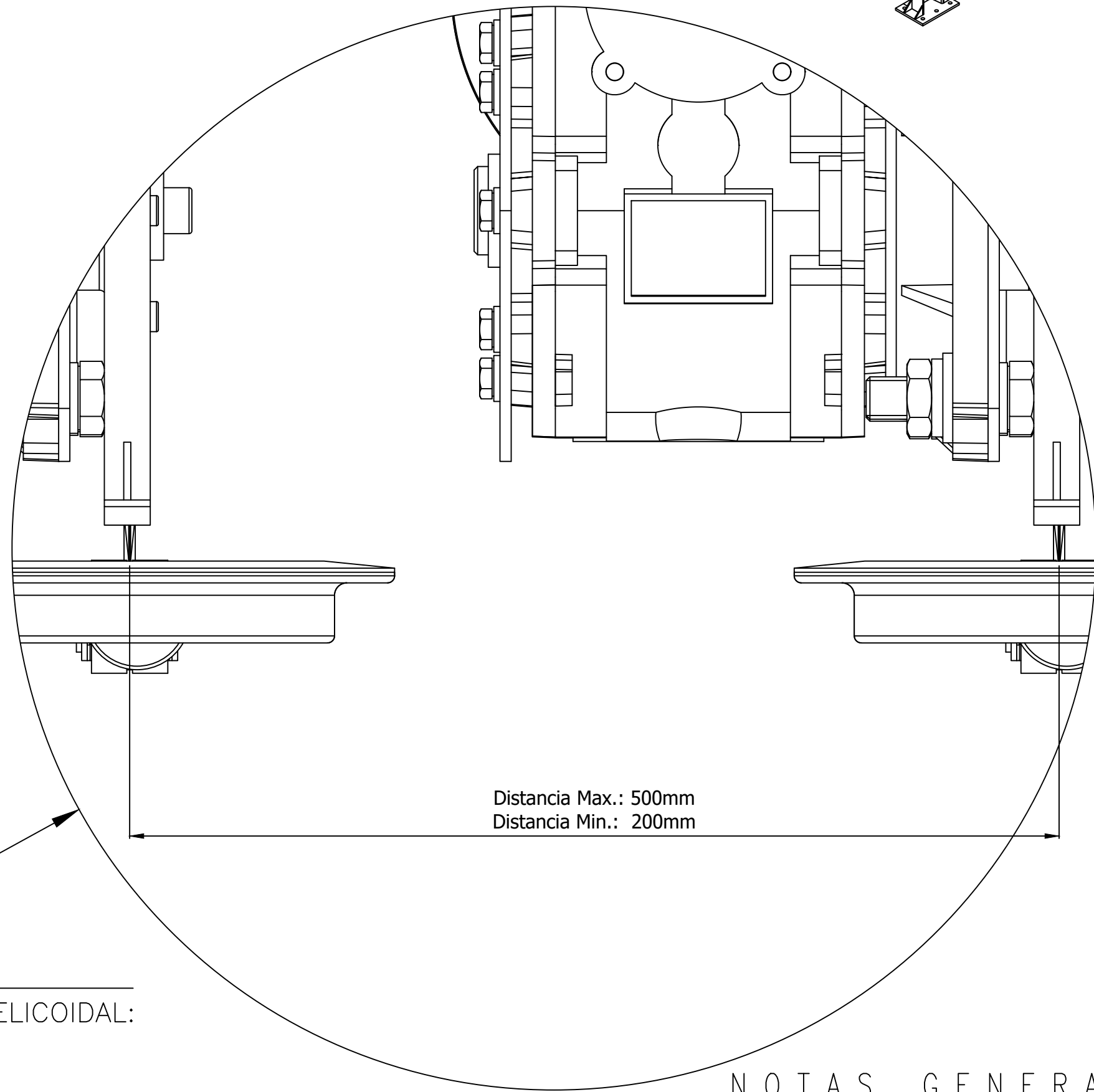
VISTA FRONTAL
ESC 1:6



CORTE B-B
ESC 1:1



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



DETALLE "A"
ESC 3:4

NOTAS

A- CREMALLERA HELICOIDAL:

MÓDULO = 1.5
LONGITUD = 1710 MM
ÁNGULO DE PRESIÓN = 20°
ÁNGULO DE HÉLICE = 21°30'
MATERIAL = SAE 4140

B- POSICIONAMIENTO DE CUERPOS DE CORTE:

DEBERÁ REGULARSE EL ANCHO DE CORTE TOMANDO COMO REFERENCIA EL PLANO MEDIO DE LOS DISCOS DE CORTE, MEDIANTE EL POSICIONAMIENTO DE CADA CUERPO INDIVIDUALMENTE, TANTO LATERAL COMO VERTICALMENTE.

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

10	2	PLEGADO SOPORTE CREMALLERA	VER HOJA 02	REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	—
09	24	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934	REV.	DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
08	24	ARANDELA GROWER Ø5	AS 1968	PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA			MODULO DE CORTE Plano de Conjunto	
07	24	ARANDELA PLANA Ø5	DIN 433-1A					
06	24	TORNILLO ALLEN M5X20 - 8.8 ZINCADO	DIN 912	ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			N° DE PLANO: MC-01	
05	2	CREMALLERA HELICOIDAL	VER NOTA A					
04	58	TORNILLO ALLEN M4X20 - 8.8 ZINCADO	DIN 912	ESCALA: 1-6			FECHA: 02/06/25	
03	02	GUIA LINEAL CGR15R1710H	HIWIN					
02	05	CUERPO DE CORTE	VER HOJA 03	DIBUJO			PROYECTO	
01	01	ESTRUCTURA MODULO DE CORTE	VER HOJA 02					
POS.	N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES	A.G.	PF00	A.S.	—
					—	—	—	—

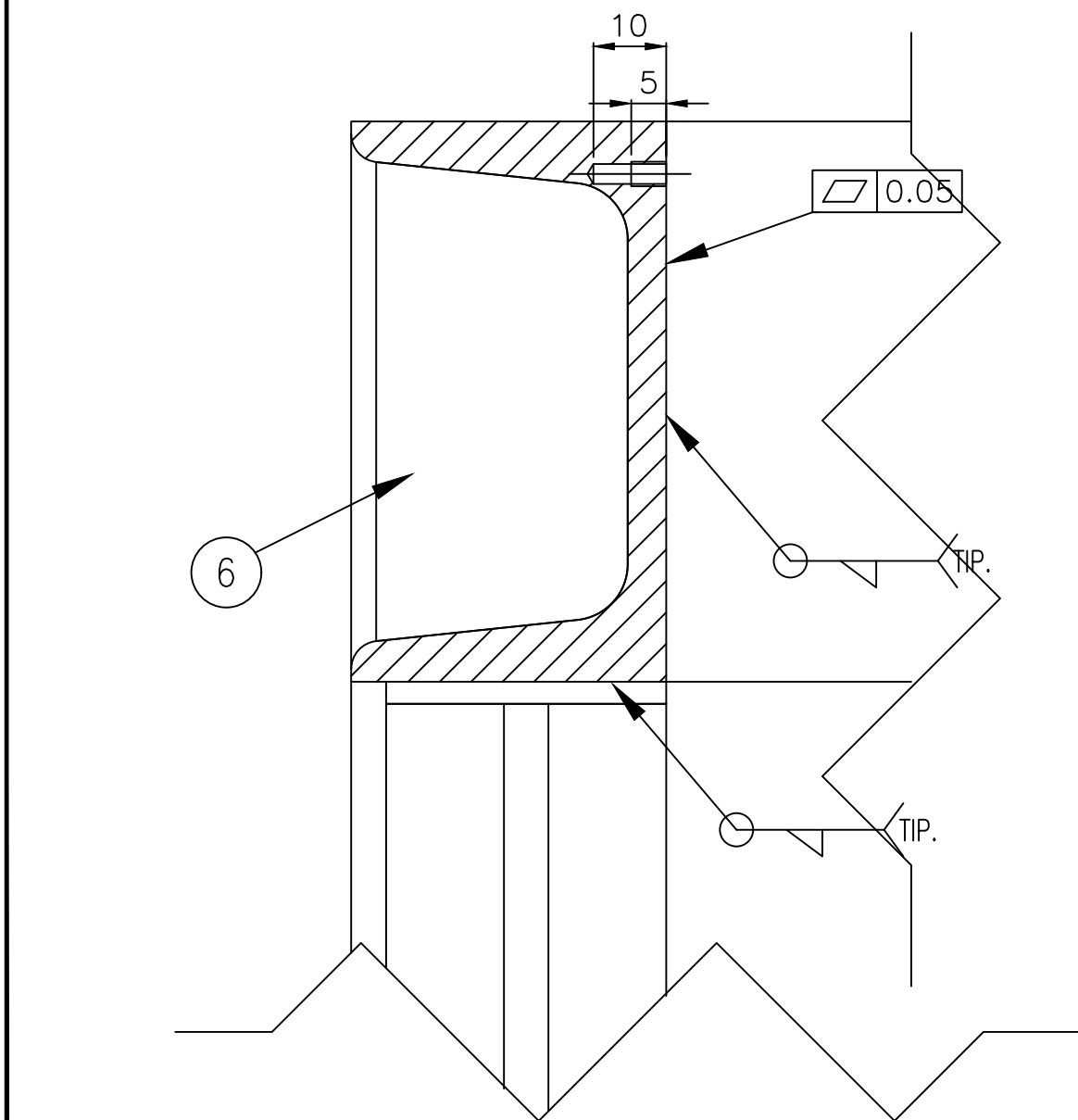
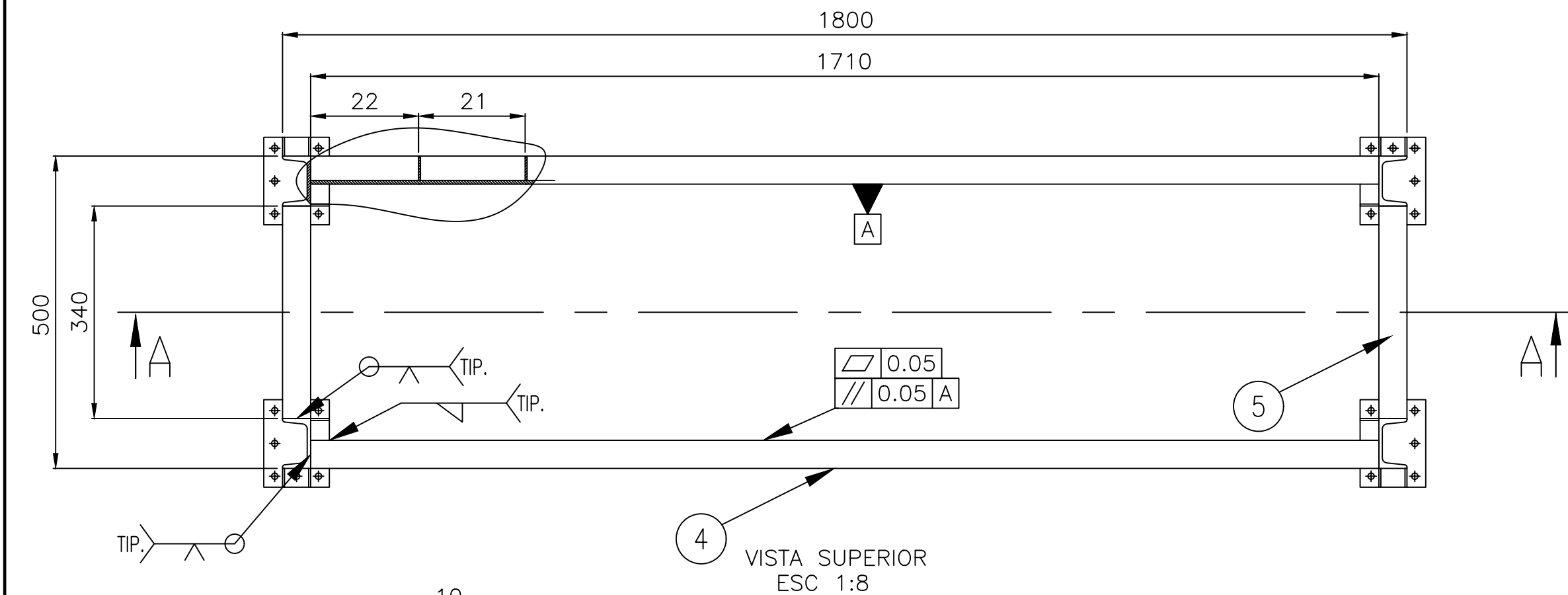
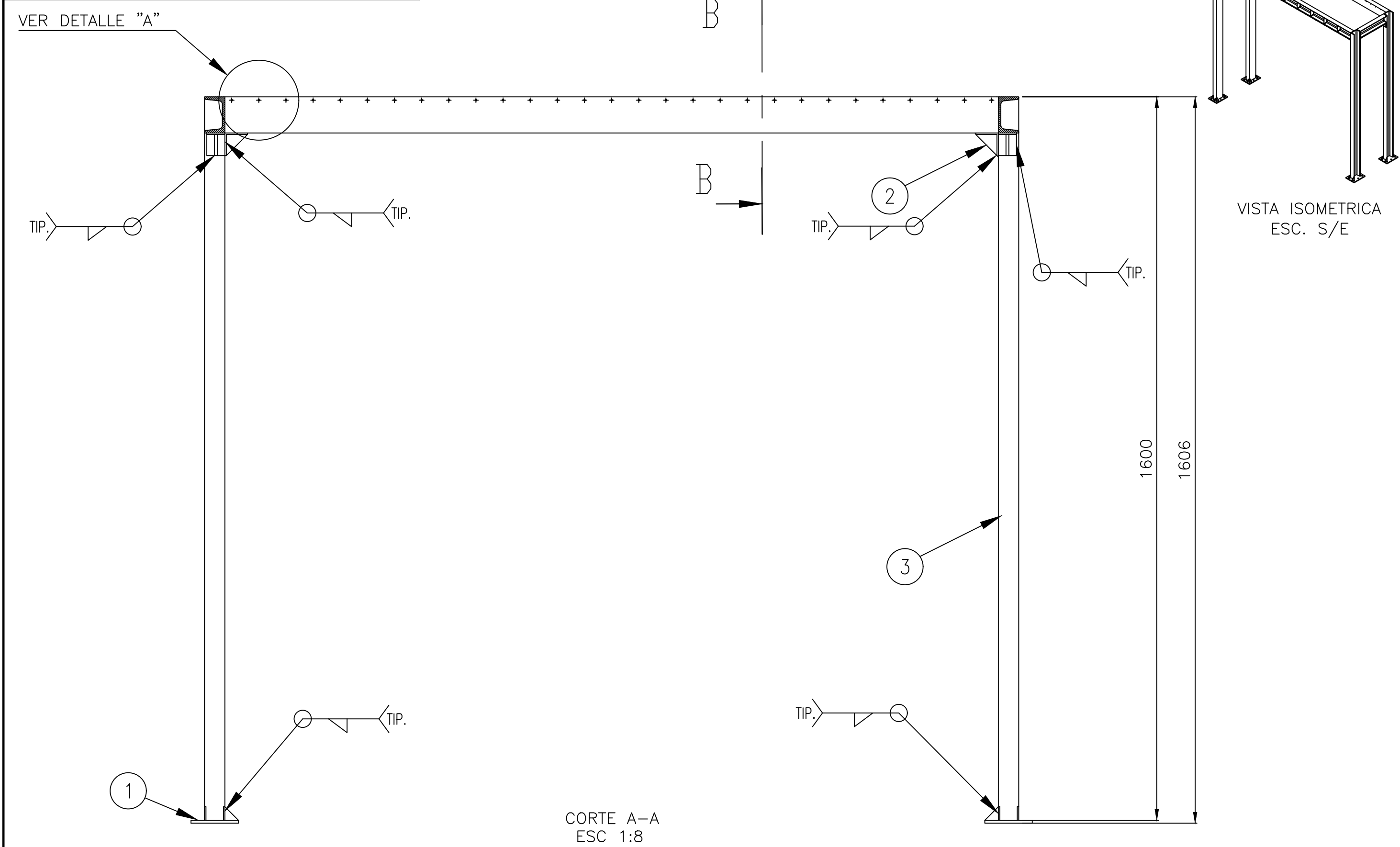
NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

PINTURA
LAS PARTES DEBEN SER LIMPIADAS PARA SER PINTADAS CON UNA CAPA DE ANTIOXIDO Y DOS CAPAS DE ESMALTE SINTETICO. APLICAR PINTURA SOLO DESPUÉS DEL MONTAJE COMPLETO Y VERIFICACIÓN DIMENSIONAL.

INGENIERIA ELABORADA POR:
GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN

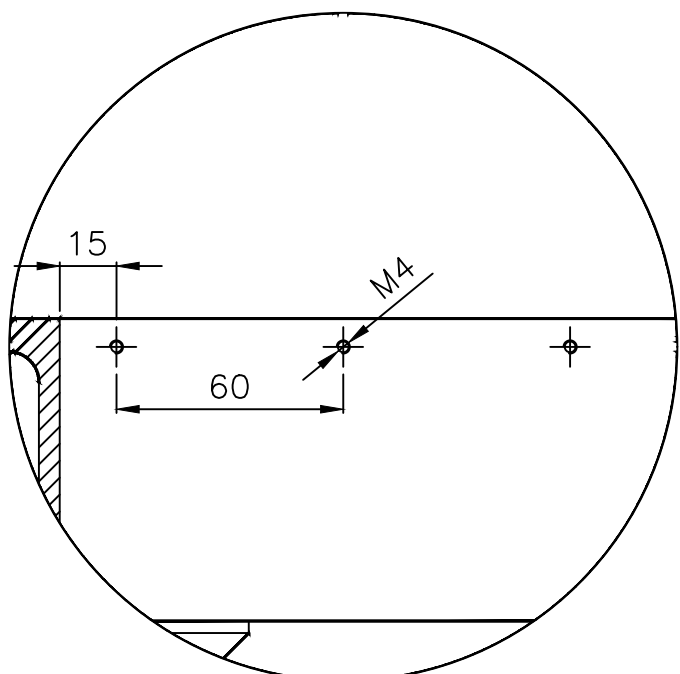
01	01	PF00-MC-01
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	ESTRUCTURA MODULO DE CORTE	



NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

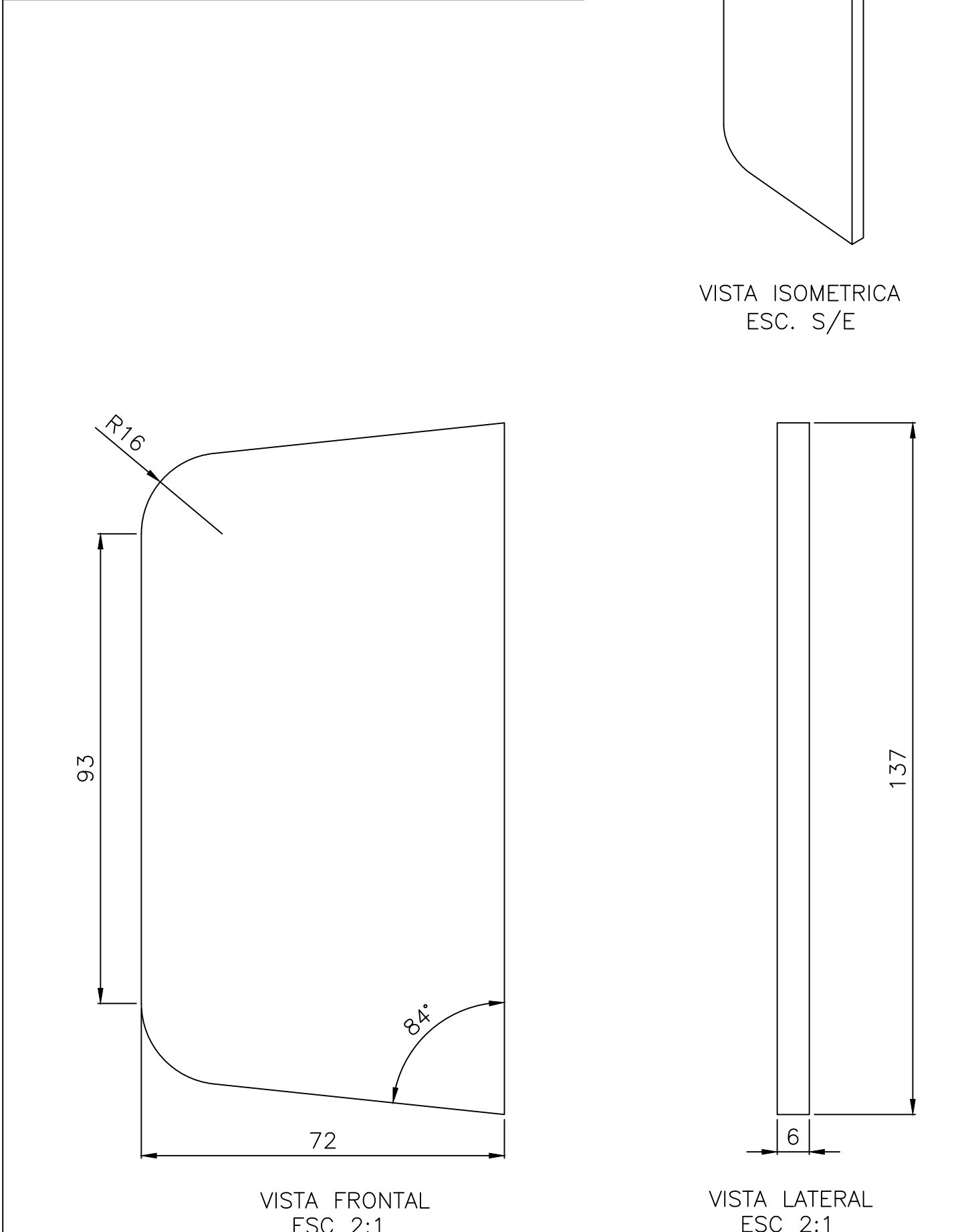
RECTIFICADO
SE DEBERA RECTIFICAR LA SUPERFICIE DE APOYO DE LAS GUIAS LINEALES ACORDE A LAS TOLERANCIAS ESPECIFICADAS.



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

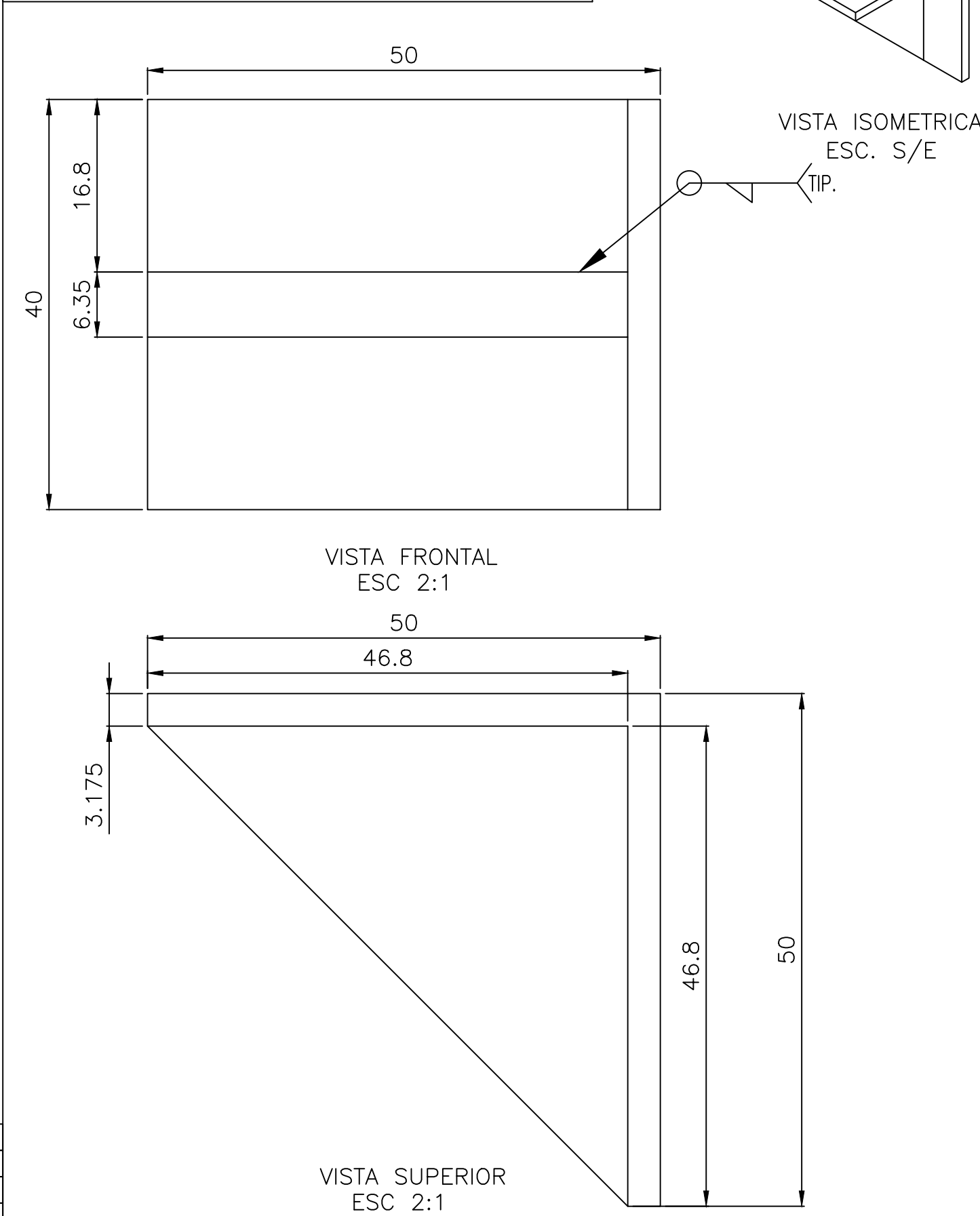
06	18	NERVIO REFUERZO	VER HOJA 02
05	02	PERFIL UPN 80 L=340MM	COMERCIAL
04	02	PERFIL UPN 80 L=1710MM	COMERCIAL
03	04	PERFIL UPN 80 L=1600MM	COMERCIAL
02	08	CARTELA	VER HOJA 02
01	04	BASE DE APOYO	VER HOJA 02
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

06	01	PF00-MC-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 2:1
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	NERVIO REFUERZO	



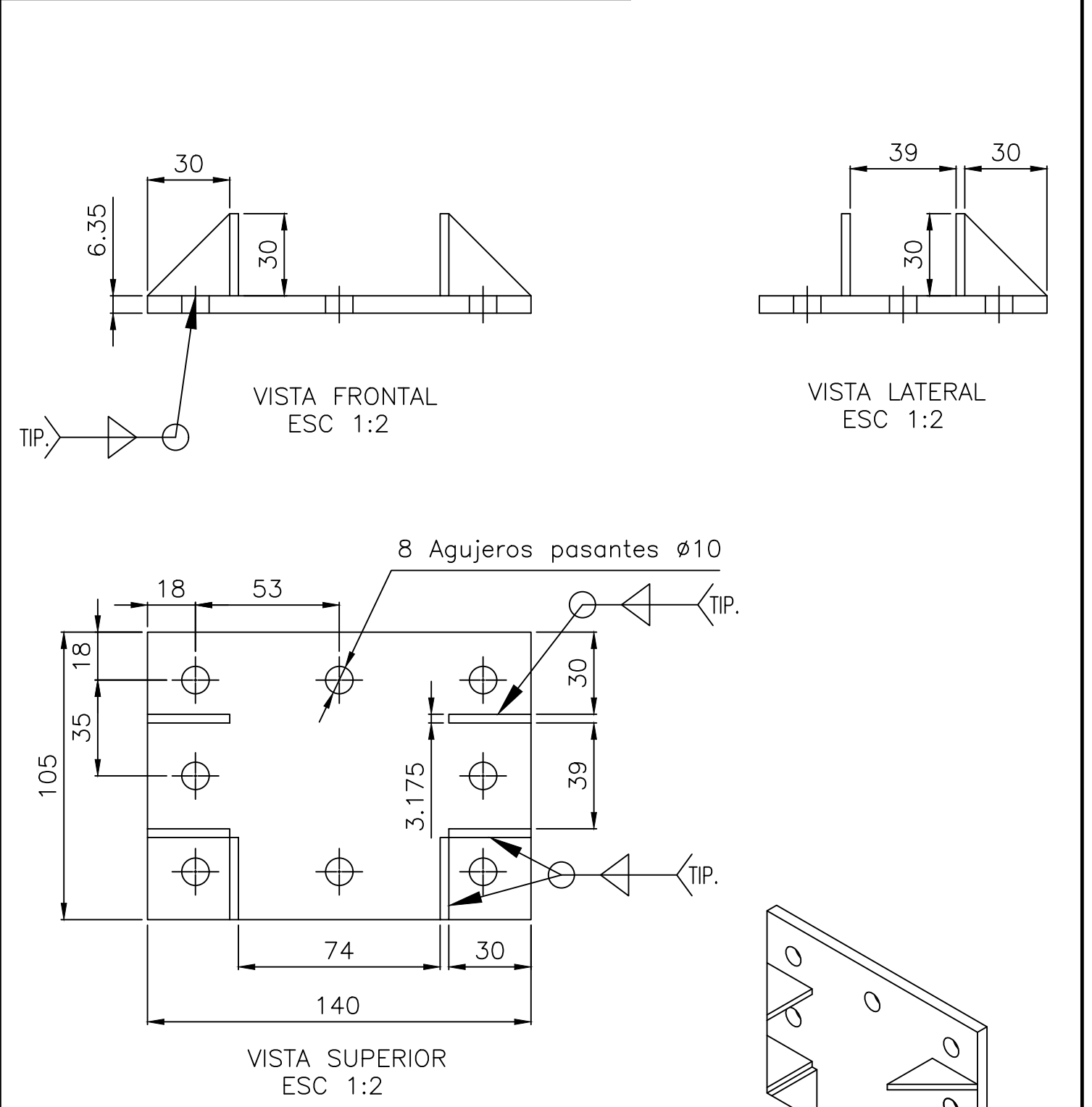
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

02	01	PF00-MC-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 1:1
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	CARTELA	



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	01	PF00-MC-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	BASE DE APOYO	

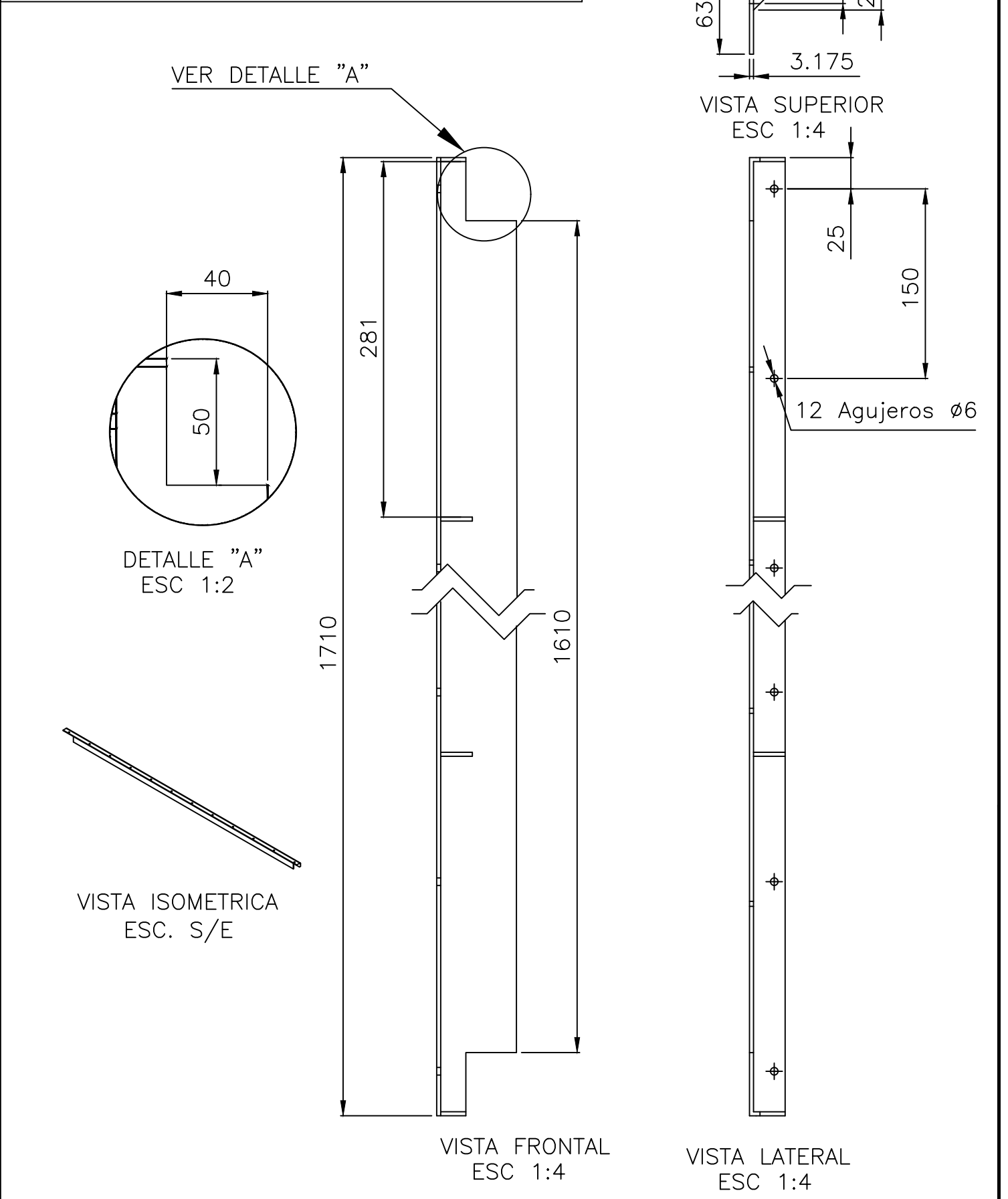


NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

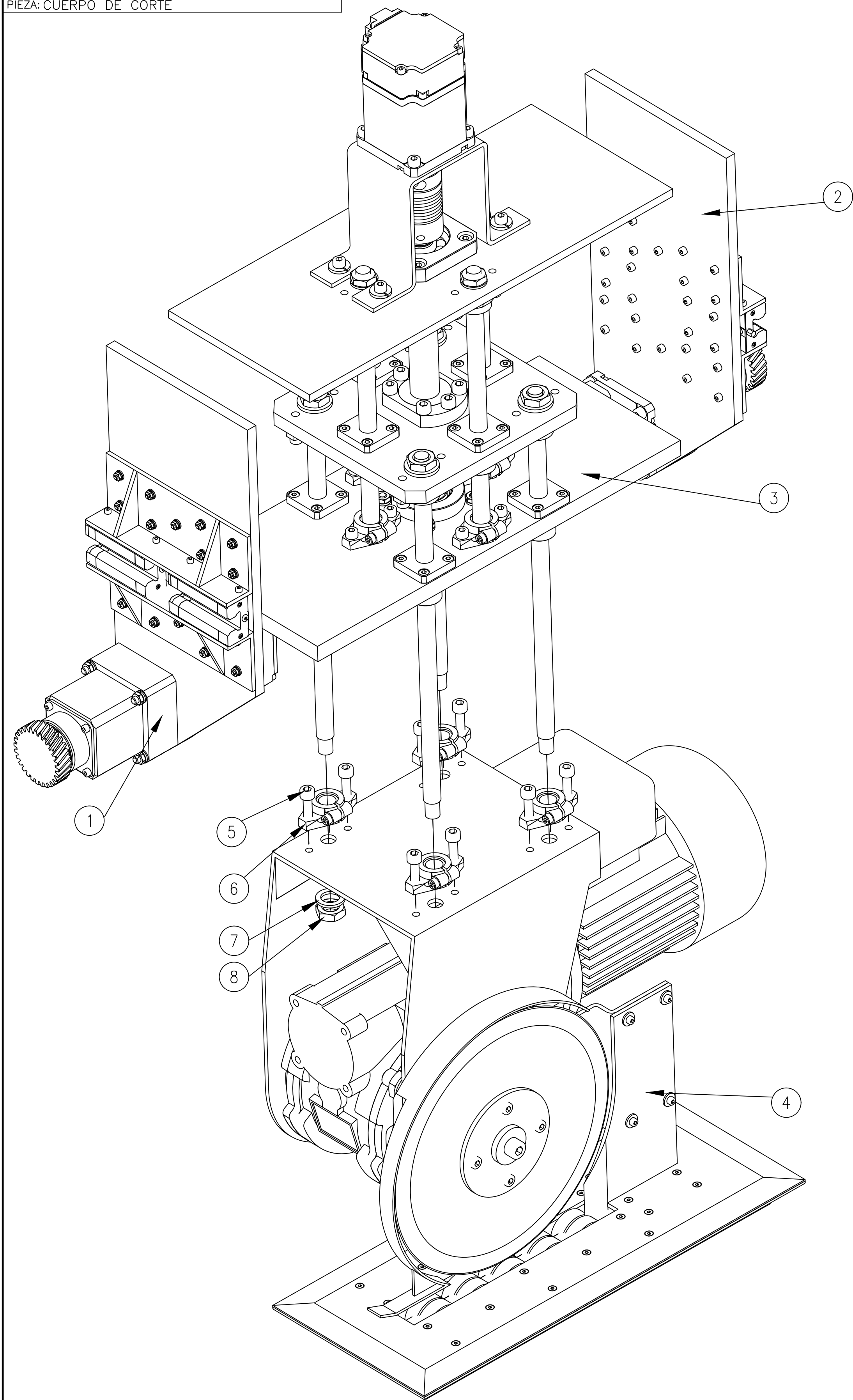
10	01	PF00-MC-01
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 1:4
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	PLEGADO SOPORTE CREMALLERA	



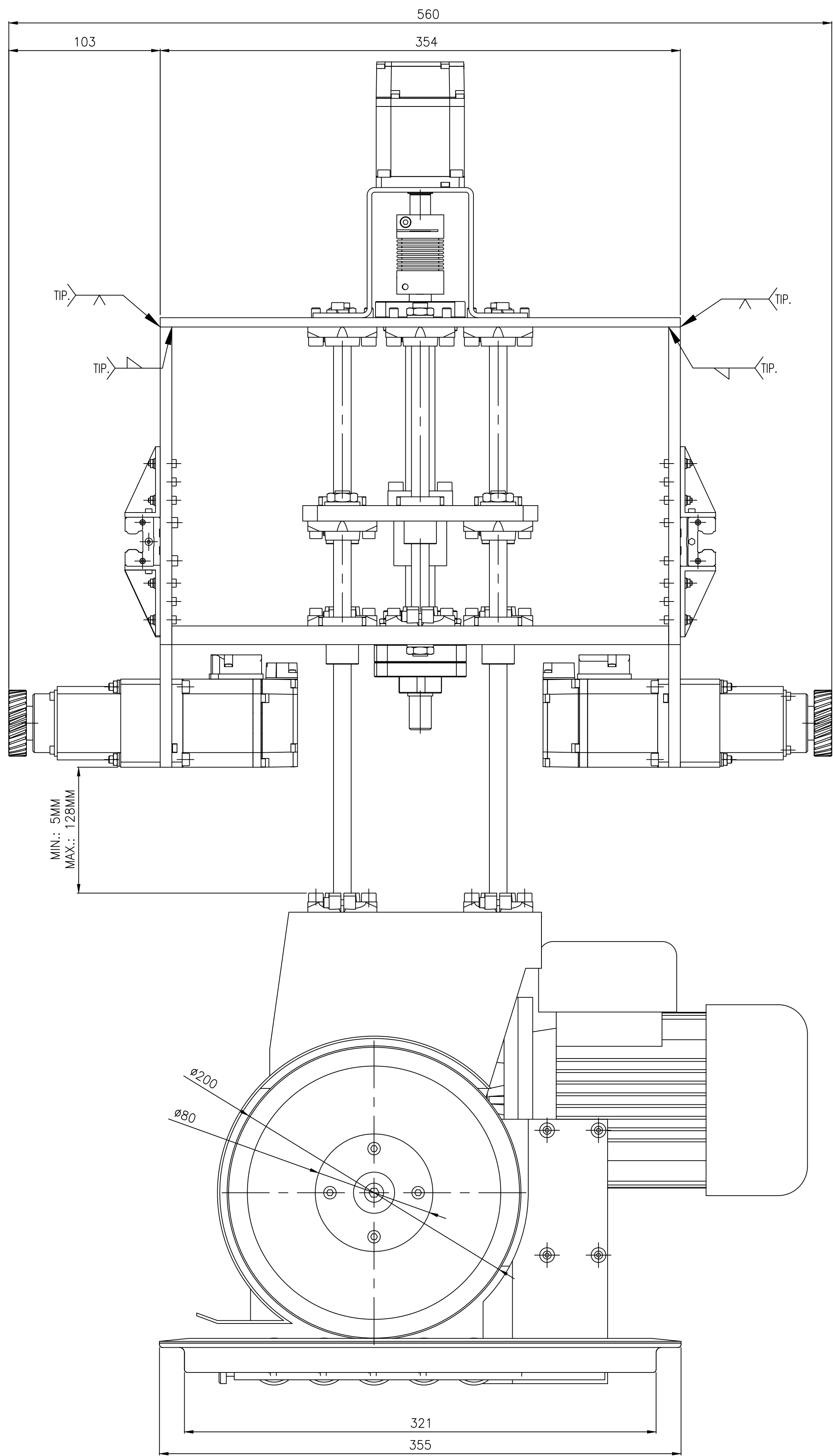
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	2	3	MC-02

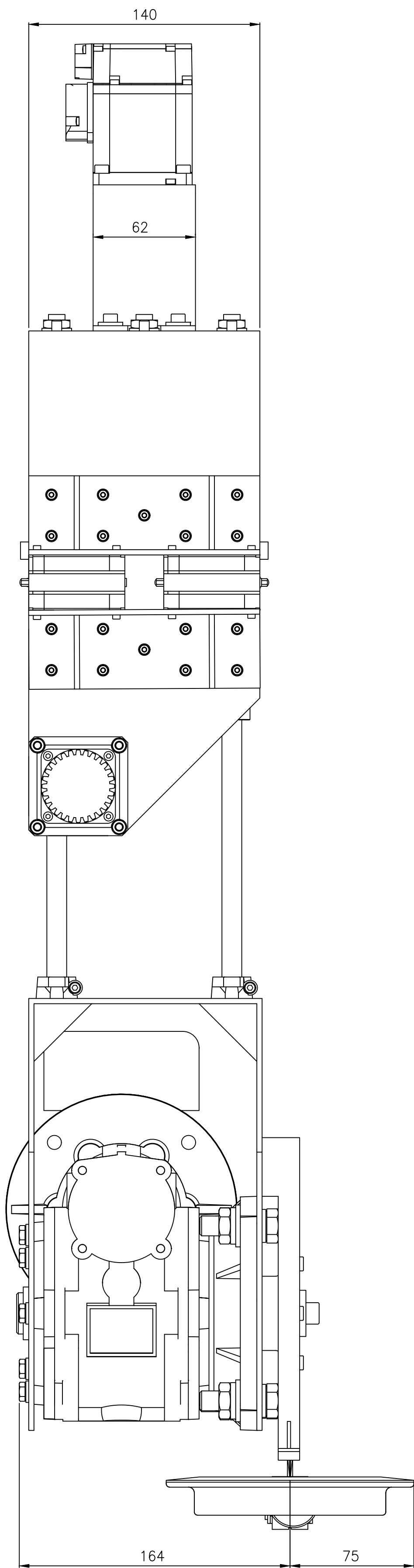
03	05	PF00-MC-01
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-03	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	CUERPO DE CORTE	



VISTA EXPLOSIONADA
ESC SE



VISTA LATERAL
ESC 1:2



VISTA FRONTAL
ESC 1:2

NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

08	04	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934
07	04	ARANDELA PLANA $\phi 6$	DIN 433-1A
06	04	SOPORTE PARA EJE LINEAL $\phi 12$	TULI SHF 12
05	08	TORNILLO ALLEN M6x20	DIN 912
04	01	ORGANO DE CORTE	VER HOJA 08
03	01	ORGANO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	VER HOJA 06
02	01	ORGANO DE DESPLAZAMIENTO LATERAL DER.	VER HOJA 04
01	01	ORGANO DE DESPLAZAMIENTO LATERAL IZQ.	VER HOJA 04
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

ESCALA:	REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
1:20	0	3	4	MC-03

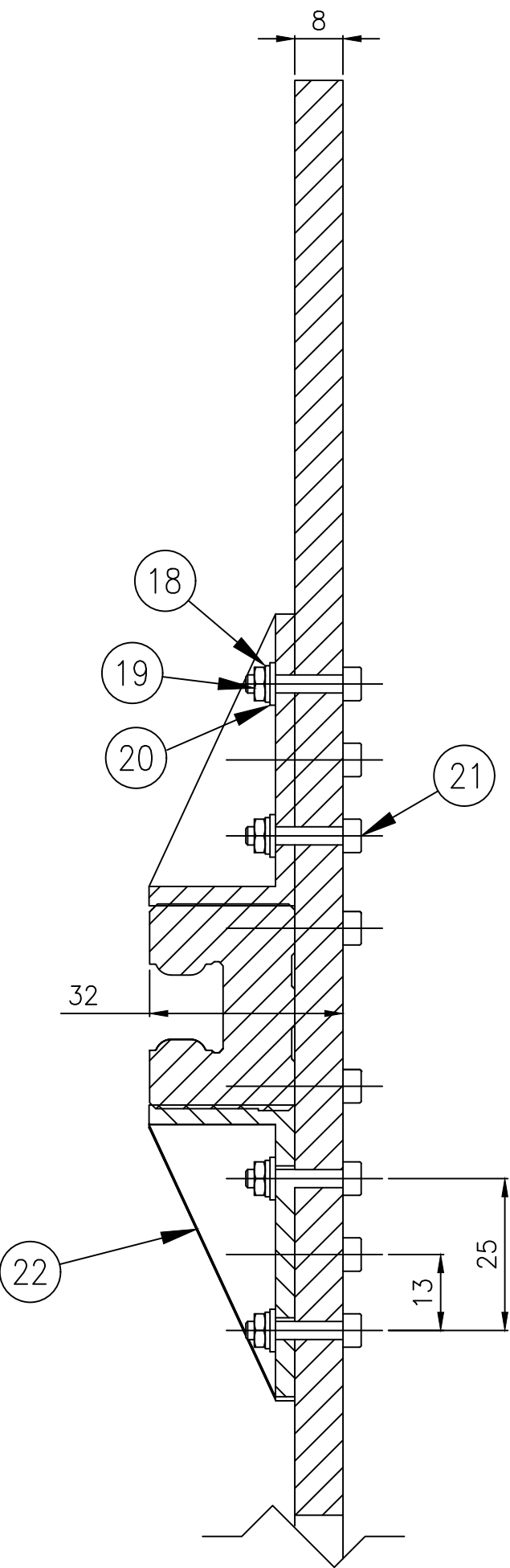
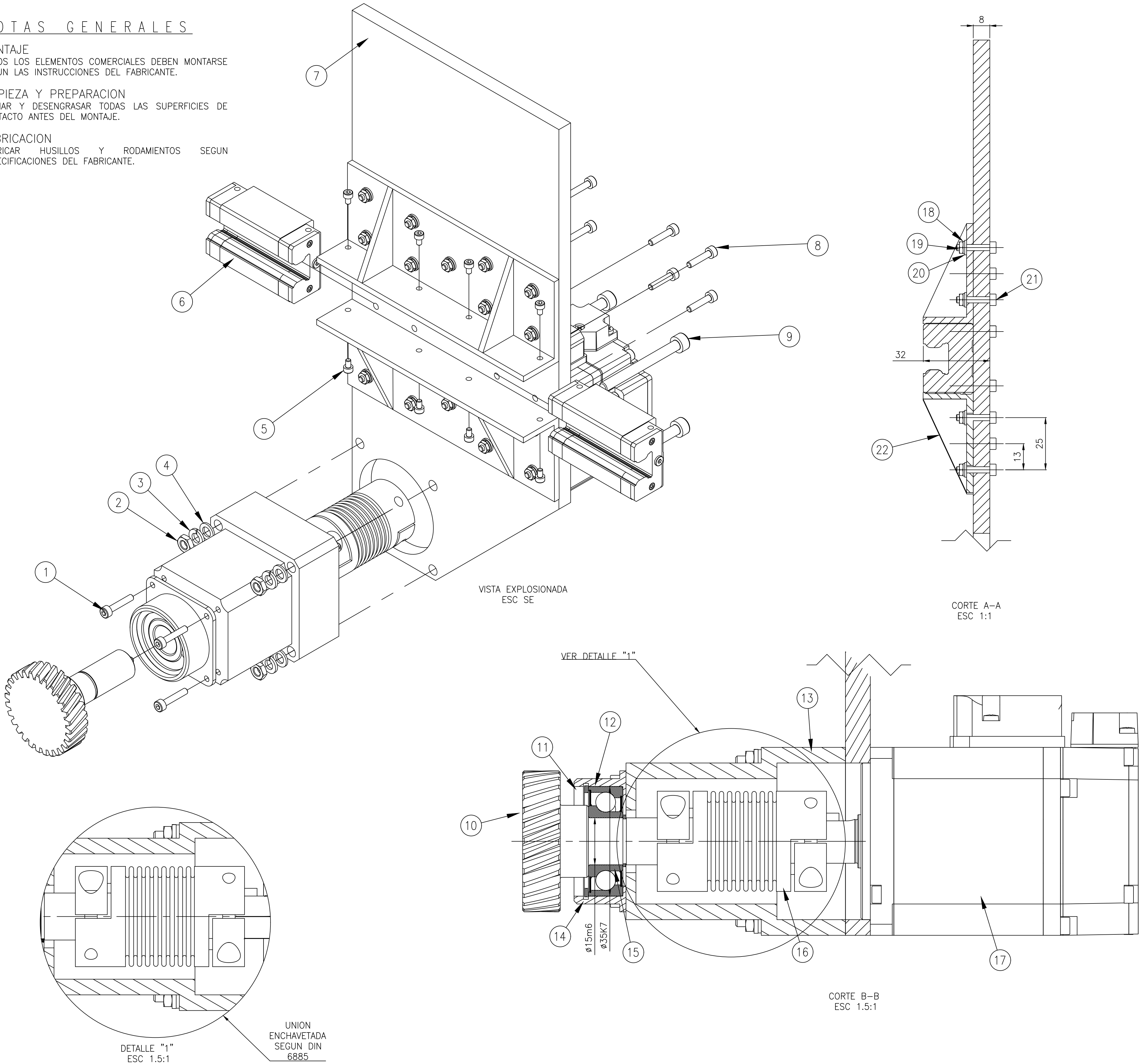
01	05	PF00-MC-03
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-03	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA: ORGANO DE DESPLAZAMIENTO LATERAL IZQ.		

NOTAS GENERALES

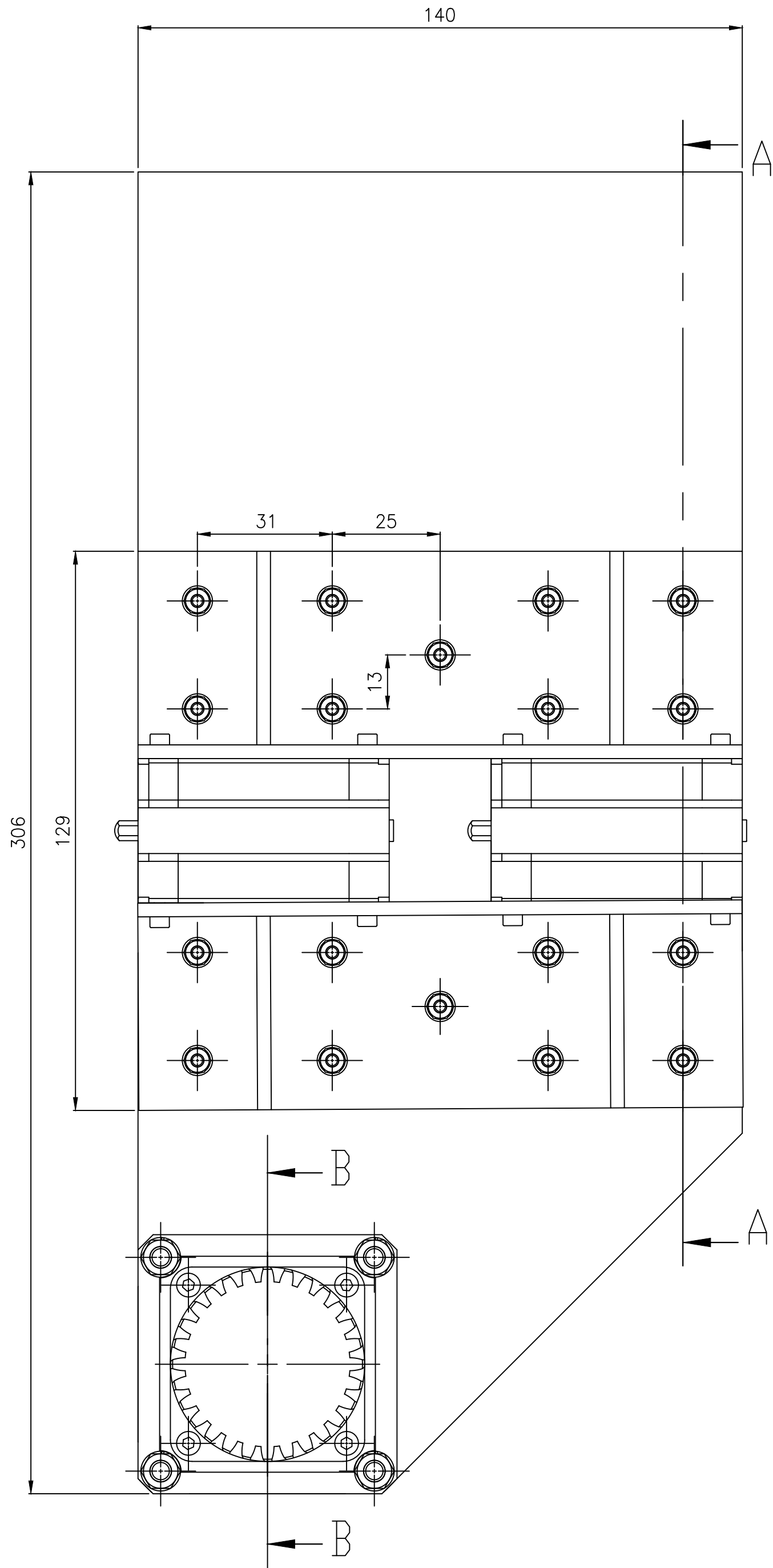
MONTAJE
TODOS LOS ELEMENTOS COMERCIALES DEBEN MONTARSE SEGUN LAS INSTRUCCIONES DEL FABRICANTE.

LIMPIEZA Y PREPARACION
LIMPIAR Y DESENGRASAR TODAS LAS SUPERFICIES DE CONTACTO ANTES DEL MONTAJE.

LUBRICACION
LUBRICAR HUSILLOS Y RODAMIENTOS SEGUN ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE.



CORTE A-A
ESC 1:1



VISTA FRONTAL
ESC 1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

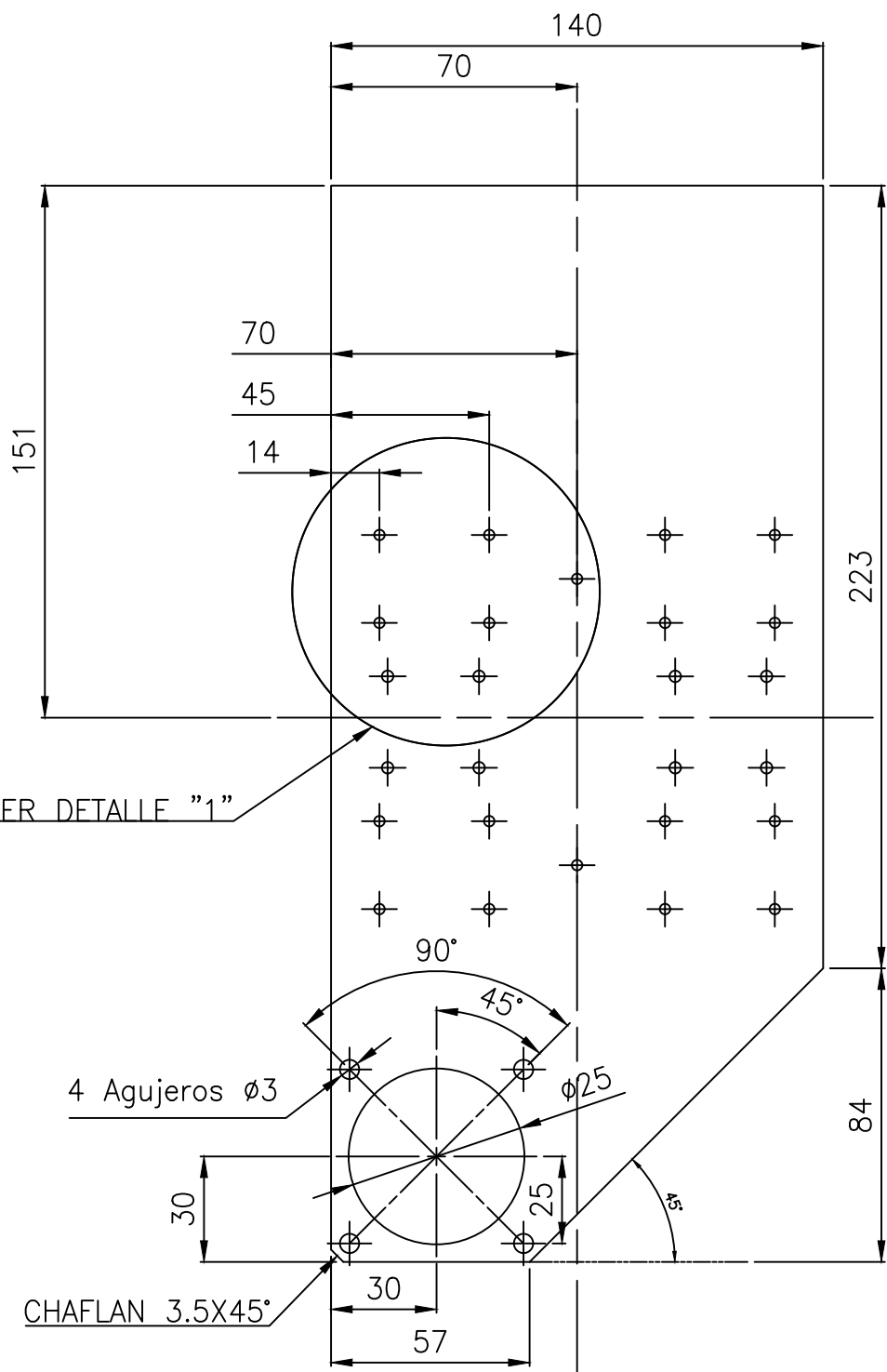
22	02	ESCUADRA REFUERZO	VER HOJA 05
21	18	TORNILLO ALLEN M3X16	DIN 912
20	18	ARANDELA PLANA M3	DIN 433-1 A
19	18	TUERCA HEXAGONAL M3	DIN 934
18	18	ARANDELA GROWER M3	DIN 127
17	01	SERVOMOTOR EM1-C-M-20-2	HIWIN
16	01	ACOPAMIENTO DE FUELLE MK2- 5-45-54	R+W
15	08	ANILLO SEEGER Ø15	DIN 471
14	01	CARACA PORTA RODAMIENTOS	VER HOJA 05
13	01	HOUSING TRANSMISION	VER HOJA 05
12	01	RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR 7202 BE-22RP	SKF
11	01	ANILLO SEEGER Ø37	DIN 472
10	01	PIÑON HELICOIDAL	VER HOJA 05
09	04	TORNILLO ALLEN M5X50	DIN 912
08	08	TORNILLO HEXAGONAL M3X14	DIN 912
07	01	CHAPA DE MONTAJE	VER HOJA 05
06	02	GUIA LINEAL CGH14CAZ0H	HIWIN
05	08	TORNILLO ALLEN M2.5X4	DIN 912
04	01	ARANDELA PLANA Ø5	DIN 433-1 A
03	04	ARANDELA GROWER Ø5	DIN 127
02	04	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934
01	04	TORNILLO ALLEN M3X16	DIN 912

POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
ESCALA:	1:20	REVISION:	0
HOJA	4	HOJA SIG:	5
		N° DE PLANO:	MC-04

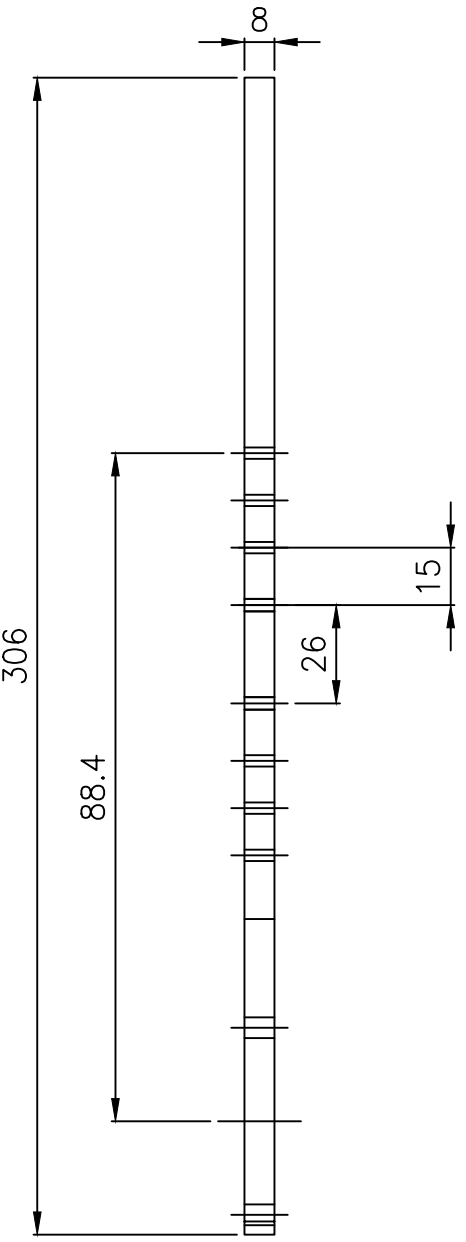
NOTA

SE DEBERAN FABRICAR DOS UNIDADES, UNA DE ELLAS CON MONTAJE INVERSO (ESPEJO).

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

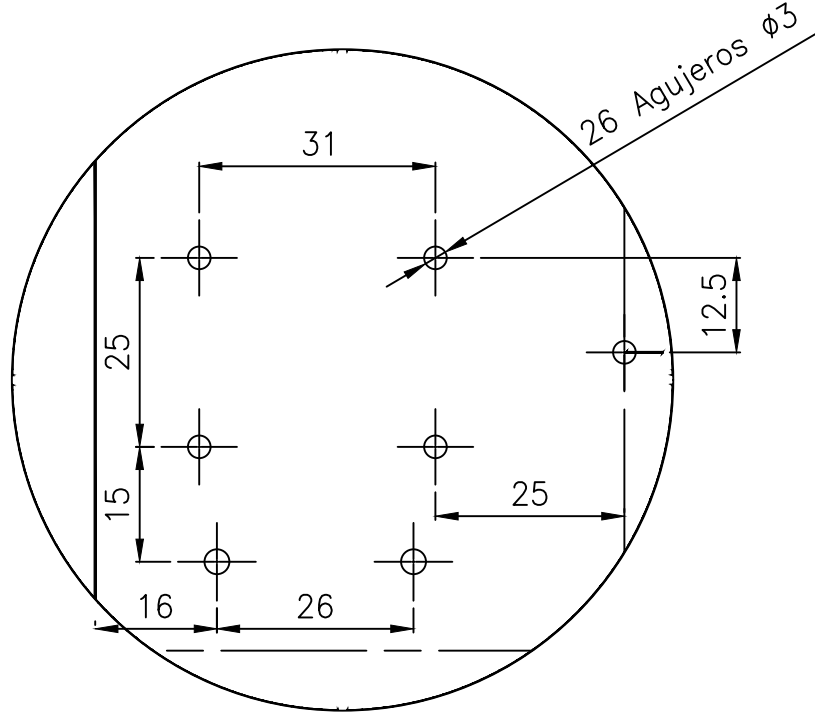


VISTA FRONTAL
ESC 1:2

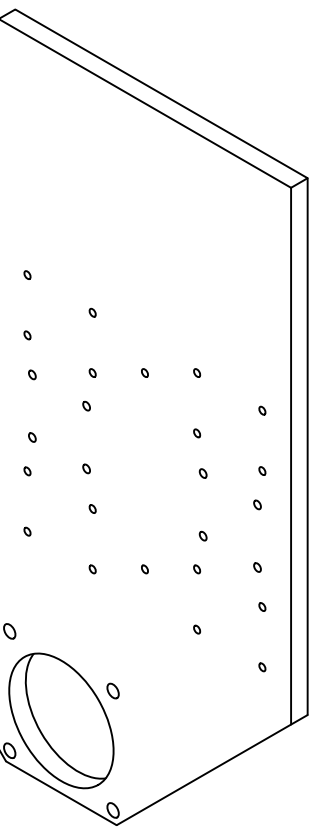


VISTA FRONTAL
ESC 1:2

07	01	PF00-MC-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-05	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	CHAPA DE MONTAJE	



DETALLE "1"
ESC 1:1

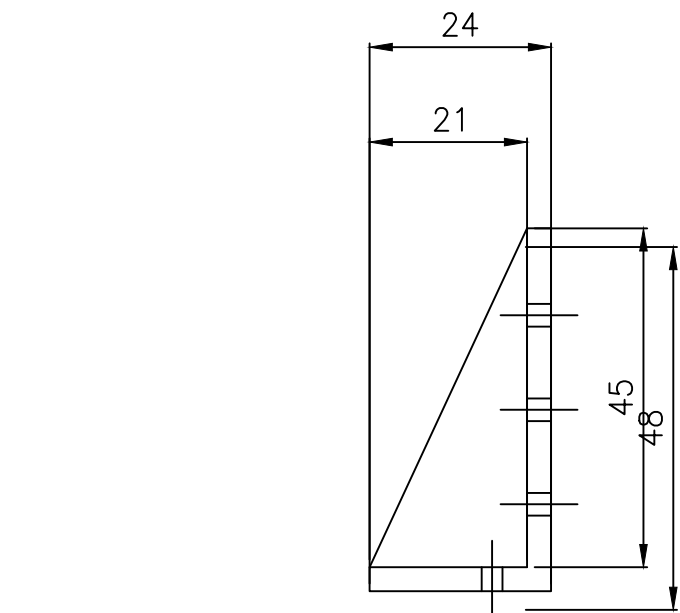


VISTA ISOMETRICA
ESC SE

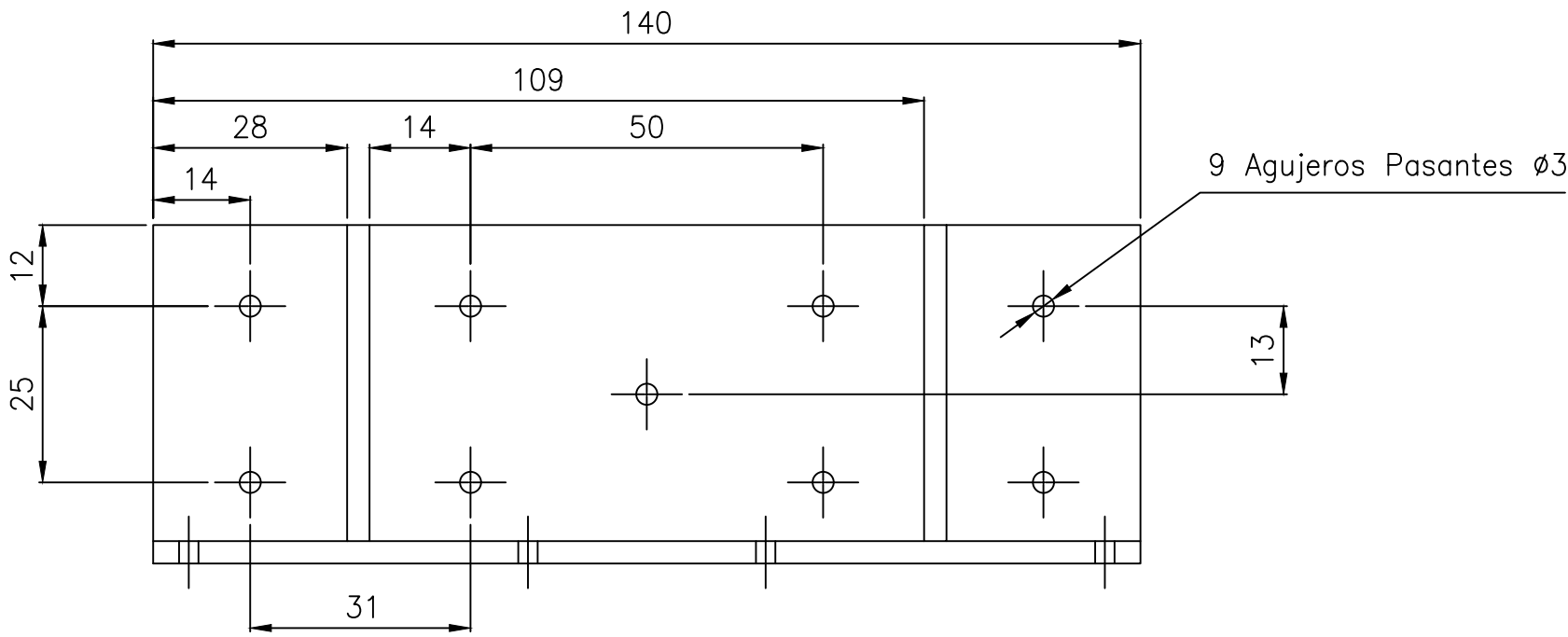
NOTA

EL PATRON DE AGUJEROS PASANTES Ø2 DETALLADO, DEBERA REPRODUCIRSE EN ESPEJO RESPECTO A LOS EJES DE SIMETRIA DE LA PIEZA.

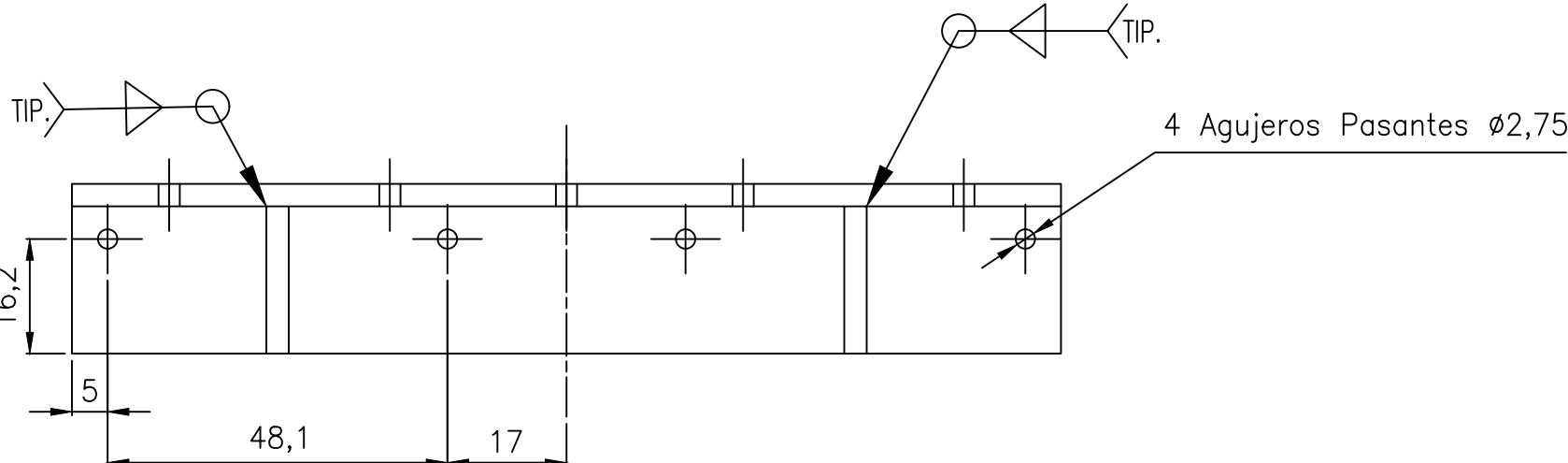
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



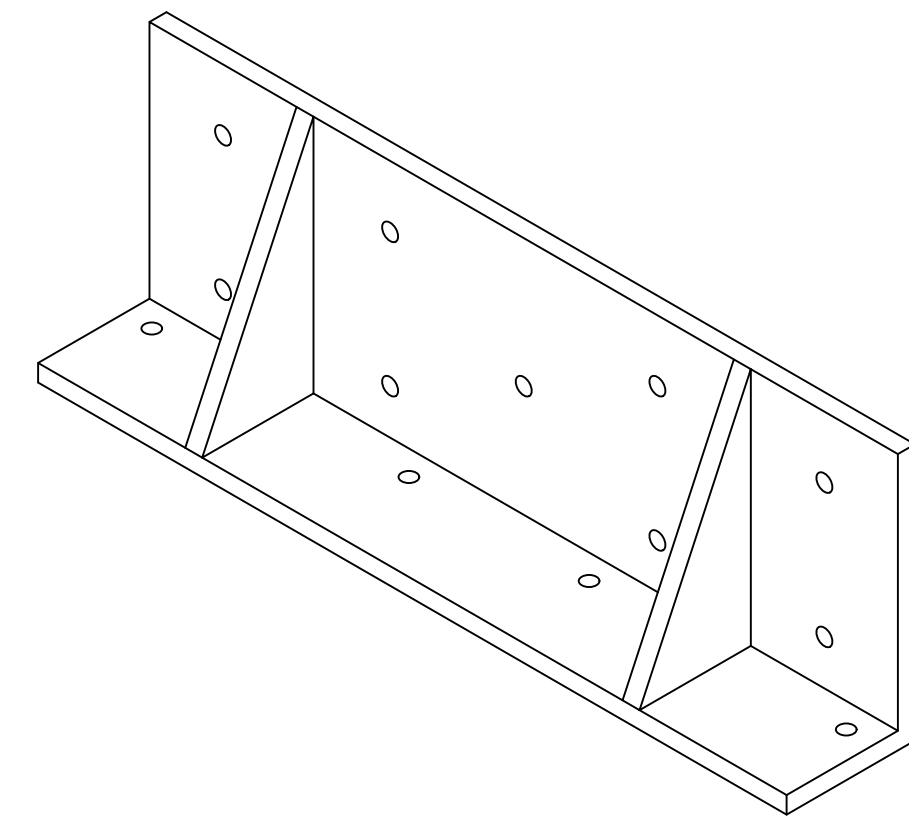
VISTA LATERAL
ESC 1:1



VISTA FRONTAL
ESC 1:1

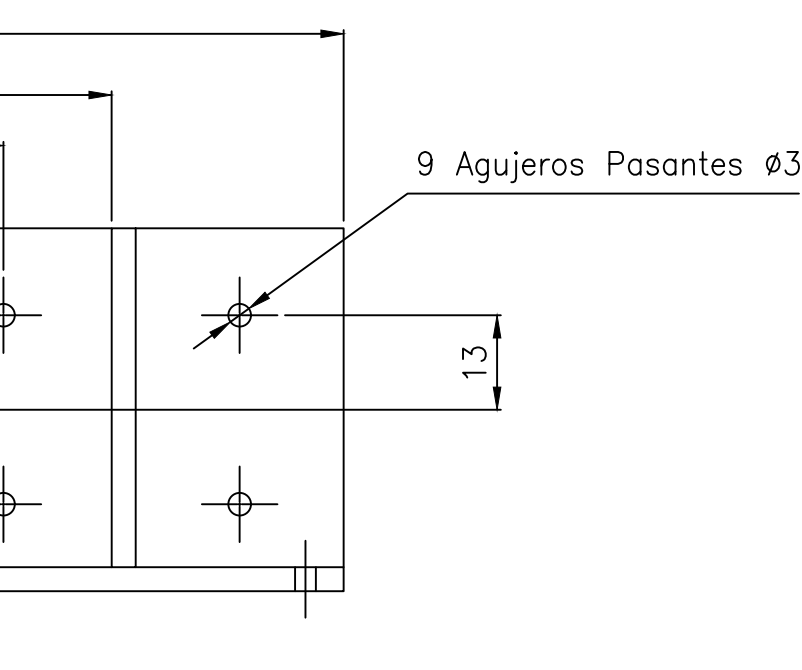


VISTA SUPERIOR
ESC 1:1



VISTA ISOMETRICA
ESC SE

22	02	PF00-MC-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-05	ESCALA: 1:1
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	ESCUADRA REFUERZO	

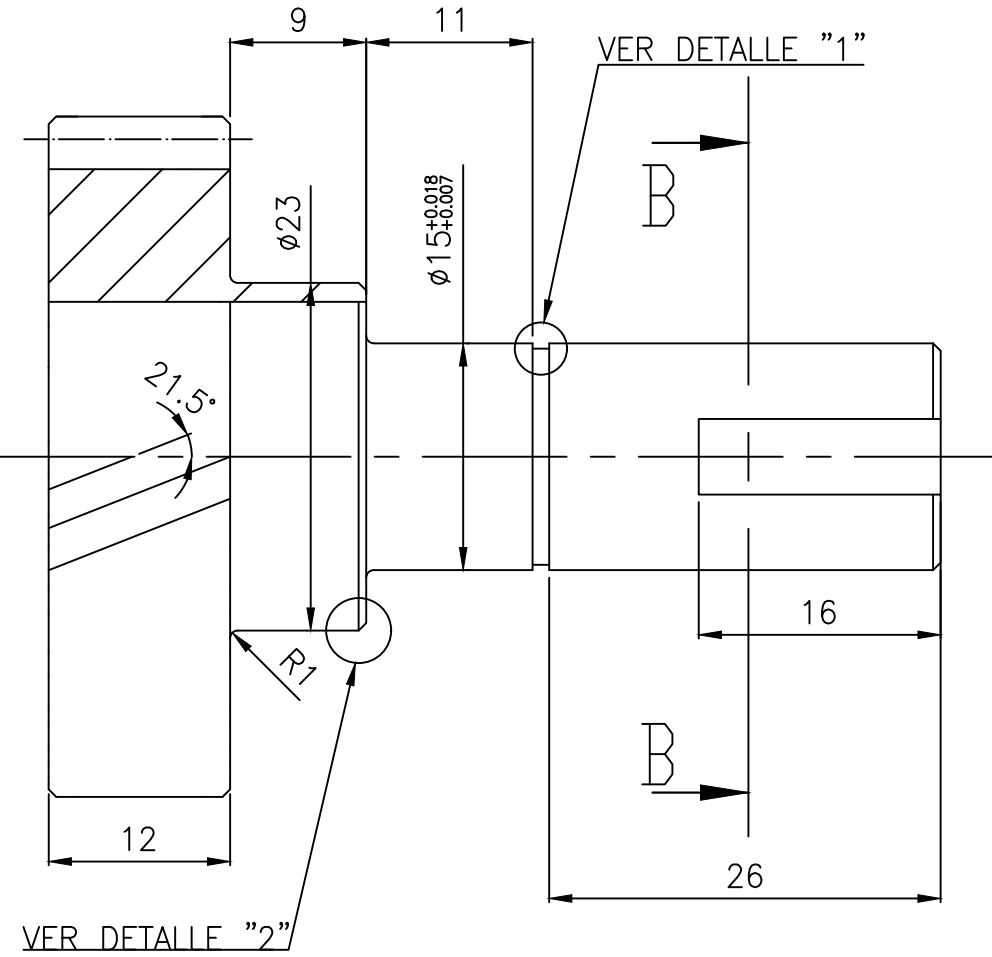


NOTAS GENERALES

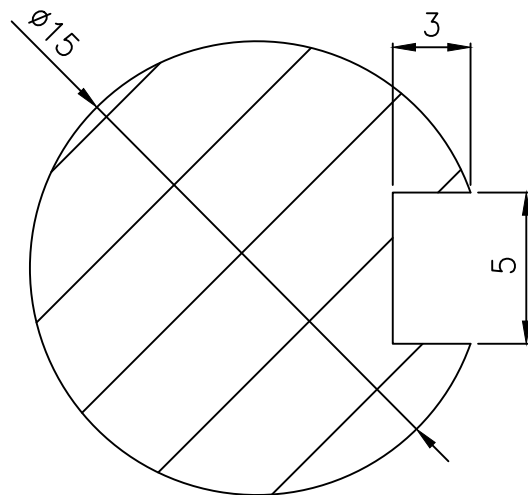
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE a=0,7 DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

NOTA

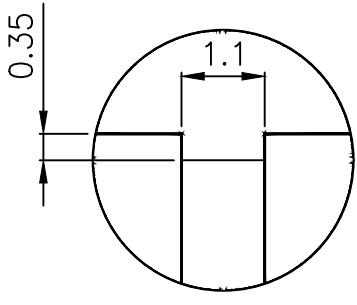
ENGRANAJE HELICOIDAL:
-DIÁMETRO PRIMITIVO: Ø42 MM
-MÓDULO: 1.5
-ÁNGULO DE HÉLICE: 21.5°
-ÁNGULO DE PRESIÓN: 20°
-SENTIDO DE LA HÉLICE: IZQUIERDO
-NÚMERO DE DIENTES: 28
-ANCHO DE DIENTE: 12MM
-CLASE DE CALIDAD: JIS N6
-MATERIAL: SAE4140 TEMPLADO POR INDUCCION
-DUREZA: 50-60 HRc



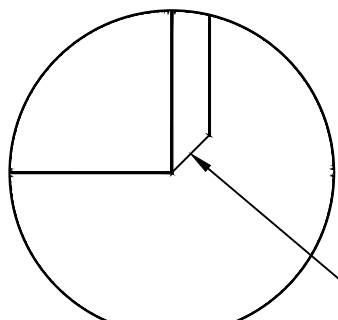
CORTE A-A
ESC 2:1



CORTE B-B
ESC 4:1

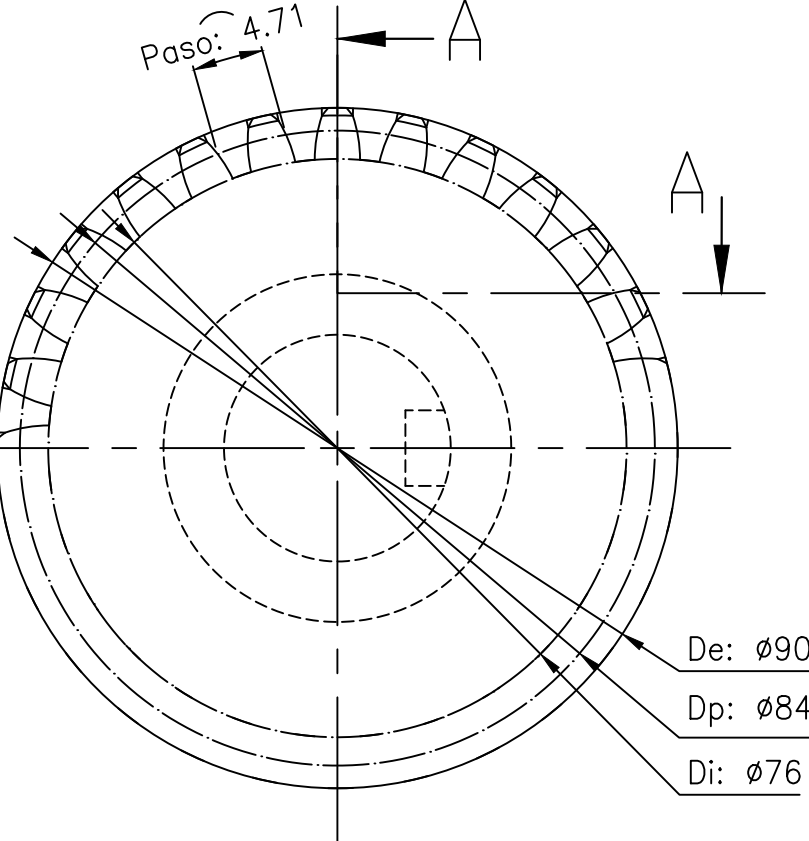


DETALLE "1"
ESC 1.5:1

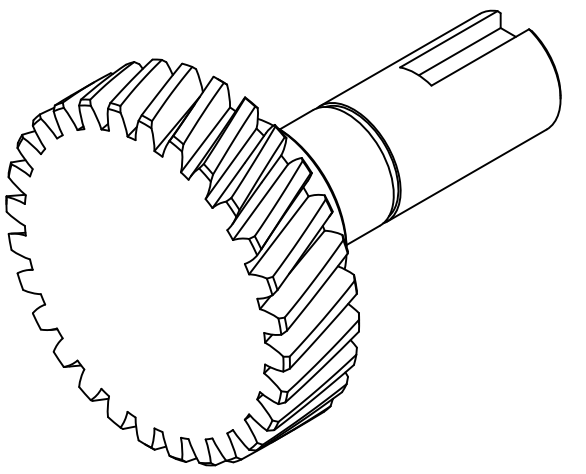


DETALLE "2"
ESC 1.5:1

10	01	PF00-MC-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-05	ESCALA: 2:1
MAT.:	SAE 4140	
PIEZA:	PIÑÓN HELICOIDAL	



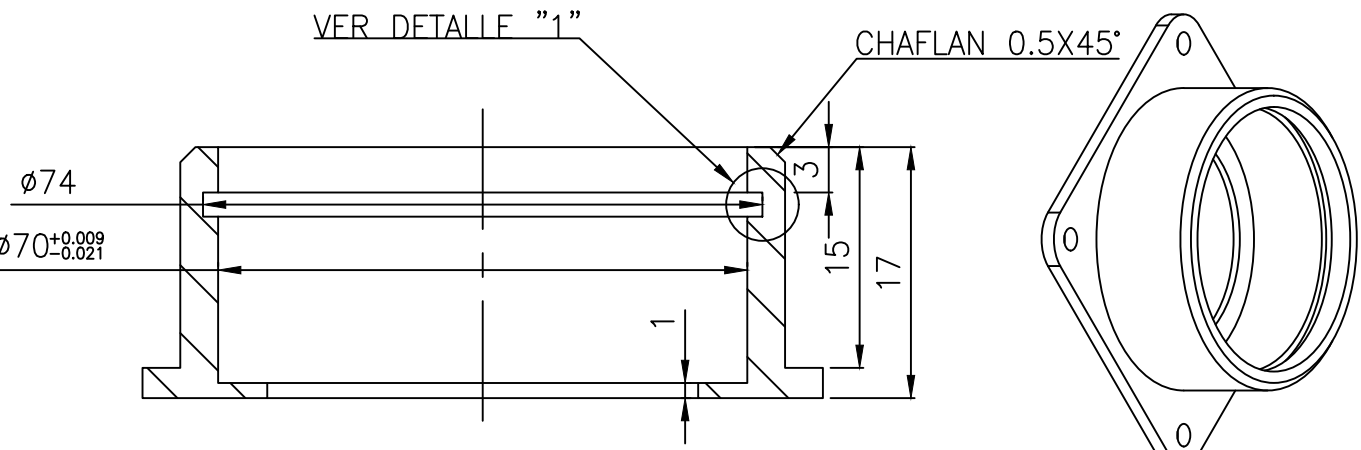
VISTA FRONTAL
ESC 2:1



VISTA ISOMETRICA
ESC SE

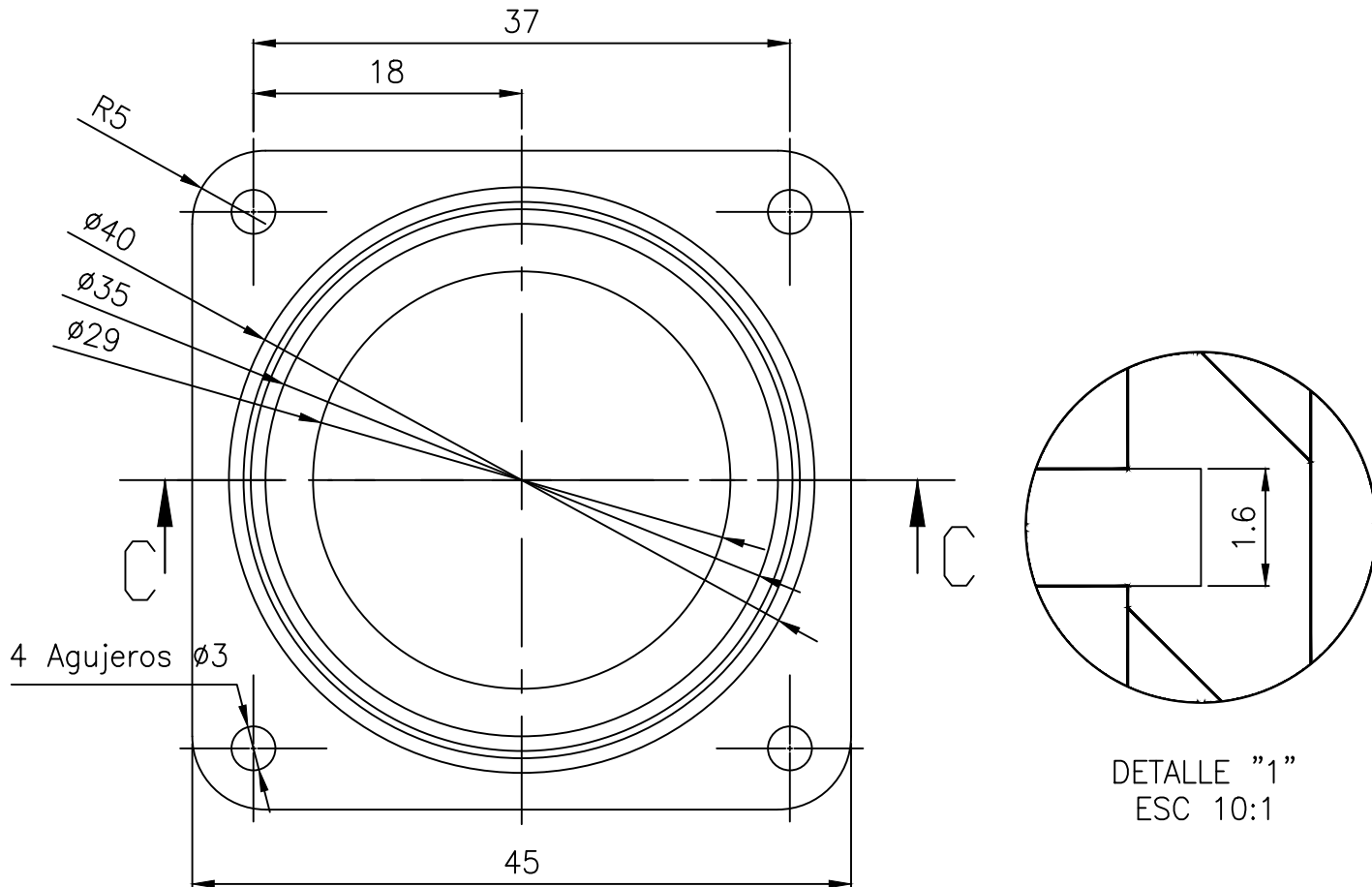
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

14	01	PF00-MC-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-05	ESCALA: 2:1
MAT.:	ALUMINIO 6061	
PIEZA:	CARCARA PORTA RODAMIENTOS	



CORTE C-C
ESC 2:1

VISTA ISOMETRICA
ESC SE



VISTA FRONTAL
ESC 2:1

DETALLE "1"
ESC 10:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

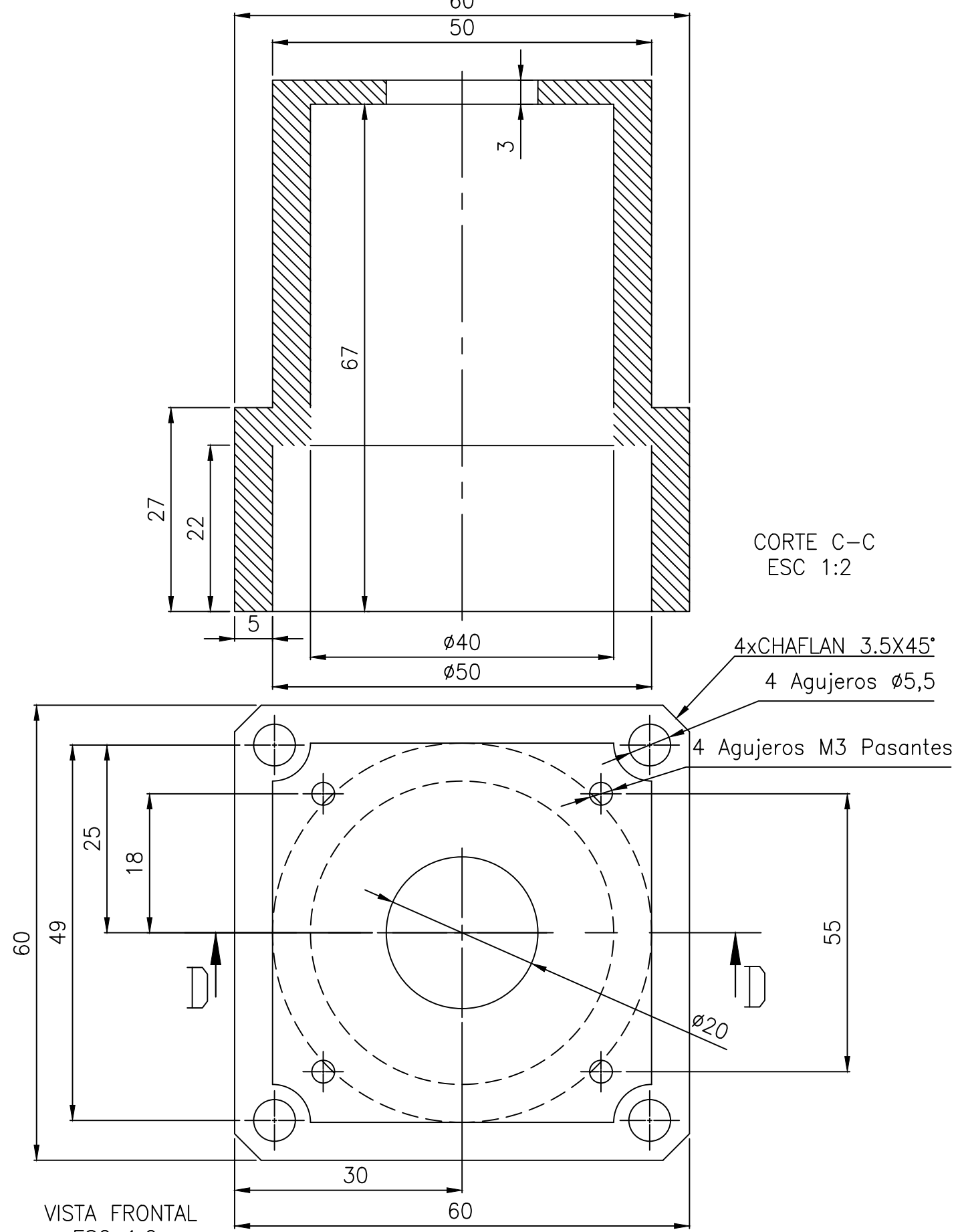
ESCALA:	REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	Nº DE PLANO:
	0	5	6	MC-05

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

NOTA

-MATAR CANTOS VIVOS
-MATERIAL: ALUMINIO 6061

1:2	01	PF00-MC-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-05	ESCALA: 1:2
MAT.:	ALUMINIO 6061	
PIEZA:	HOUSING DE TRANSMISION	



VISTA FRONTAL
ESC 1:2

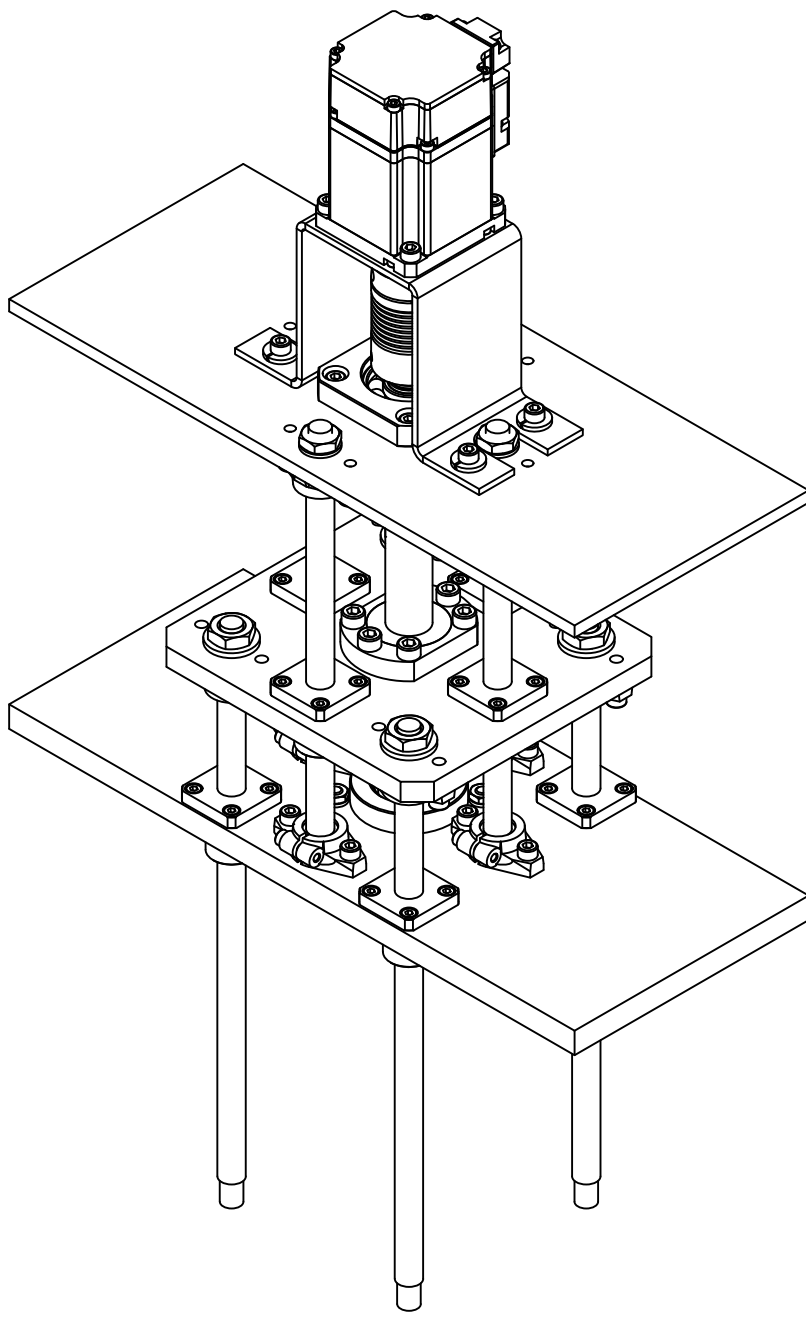
03	01	PF00-MC-03
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-06	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA:ORGANO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL		

NOTA

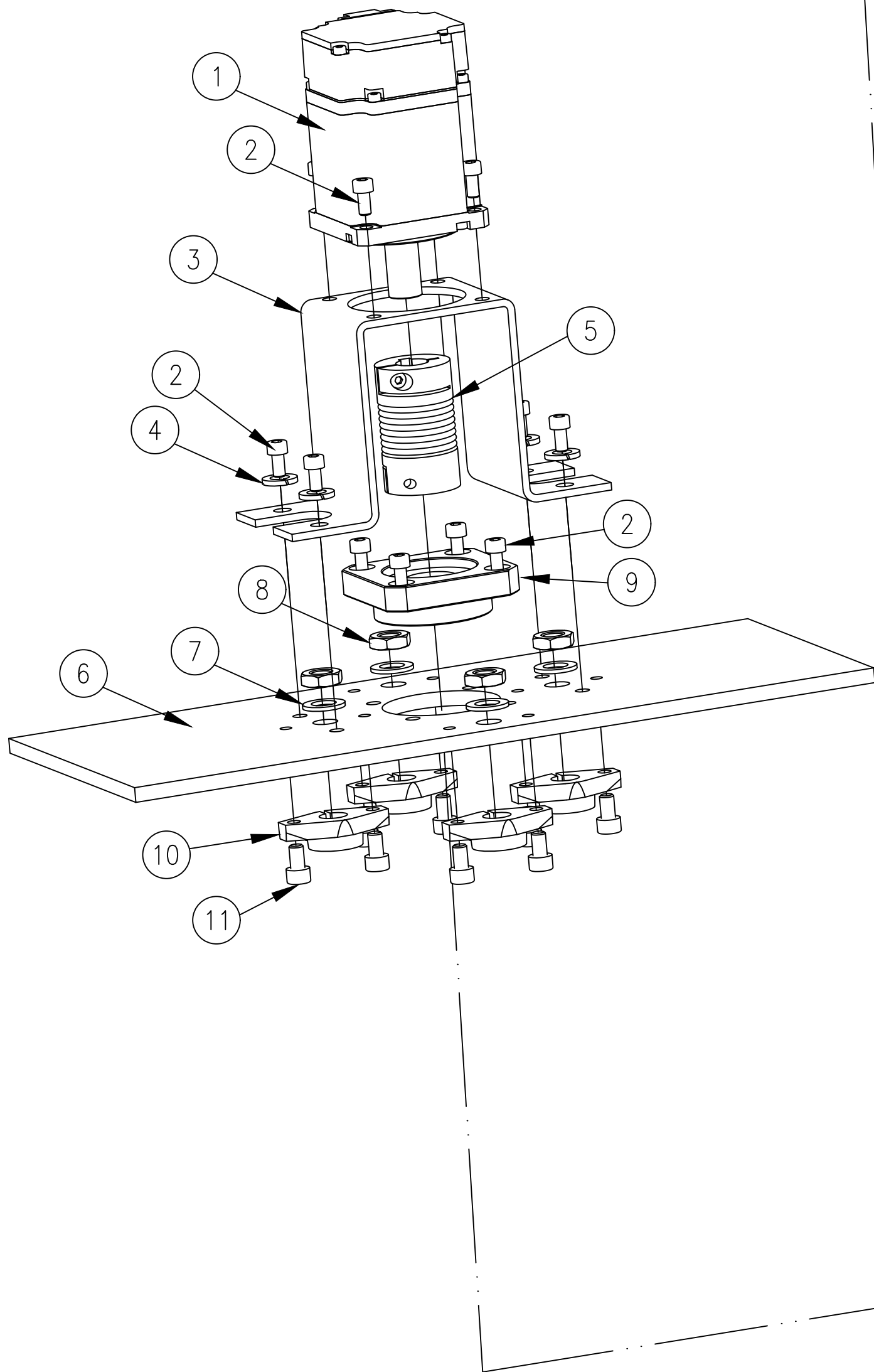
MONTAJE:
TODAS LAS PIEZAS DEBEN ENSAMBLARSE SIN INTERFERENCIAS.
VERIFICAR TOLERANCIAS Y AJUSTES INDICADOS EN LOS PLANOS INDIVIDUALES. LUBRICAR GUIAS LINEALES Y HUSILLOS DE BOLAS ANTES DEL MONTAJE.

VERIFICAR QUE TODOS LOS ELEMENTOS ESTÉN DEBIDAMENTE FIJADOS ANTES DE OPERAR EL CONJUNTO. REALIZAR PRUEBAS SIN CARGA PARA ASEGURAR CORRECTO DESPLAZAMIENTO DEL SISTEMA.

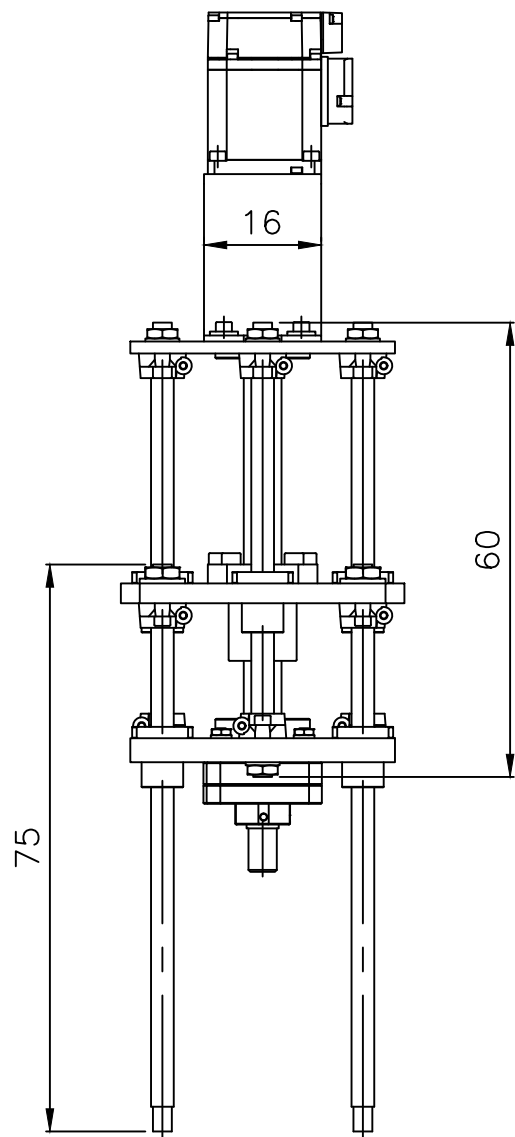
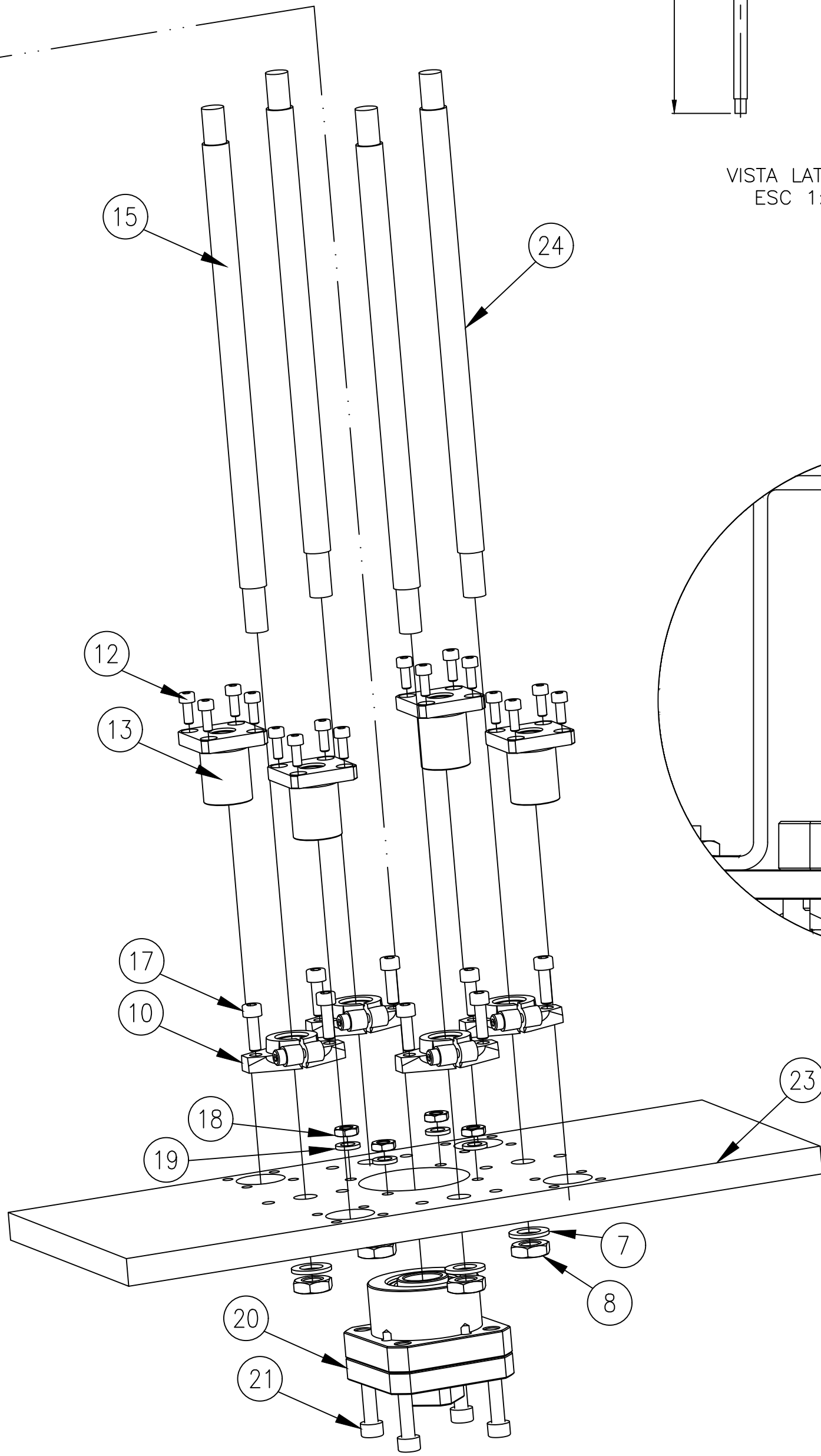
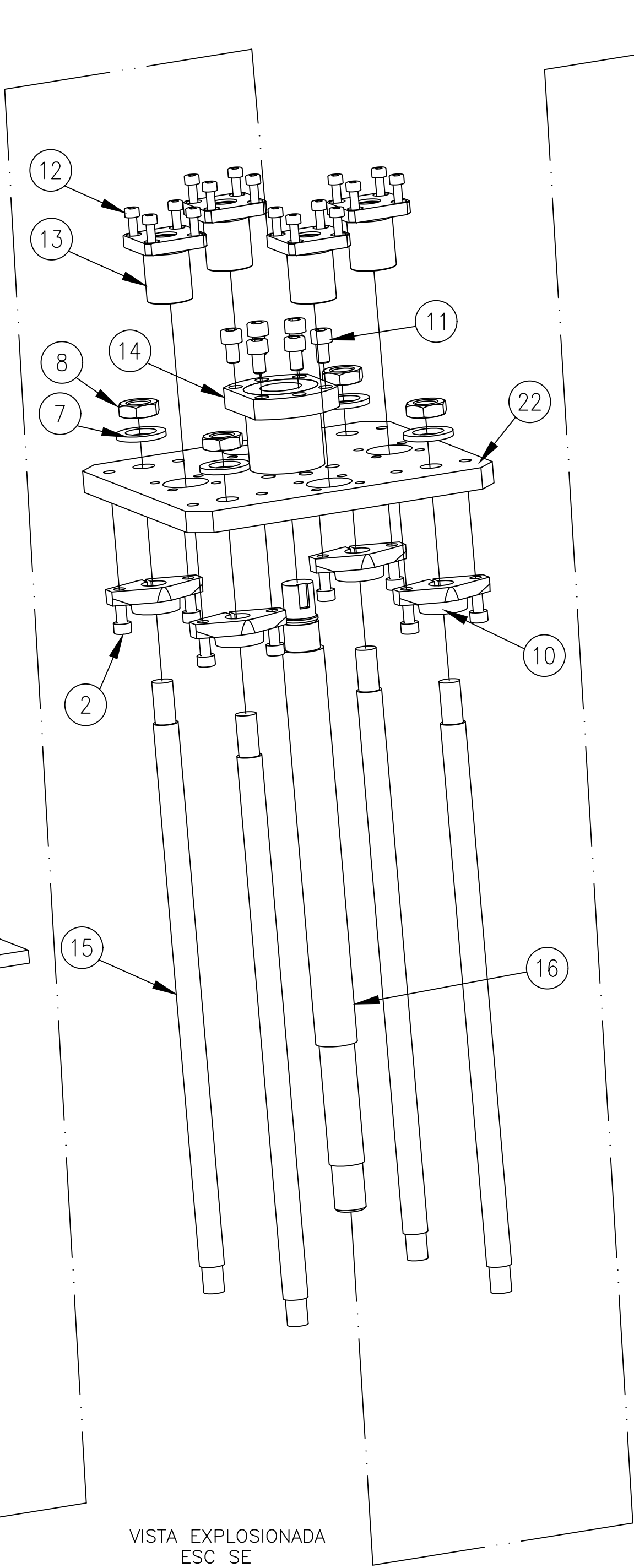
HUSILLO DE BOLAS:
EL HUSILLO DE BOLAS DEBE MONTARSE LIBRE DE TENSIONES. VERIFICAR QUE EL SOPORTE TRASERO PERMITA EXPANSIÓN TÉRMICA. MONTAR SEGÚN RECOMENDACIÓN DEL FABRICANTE (HIWIN O SIMILAR).



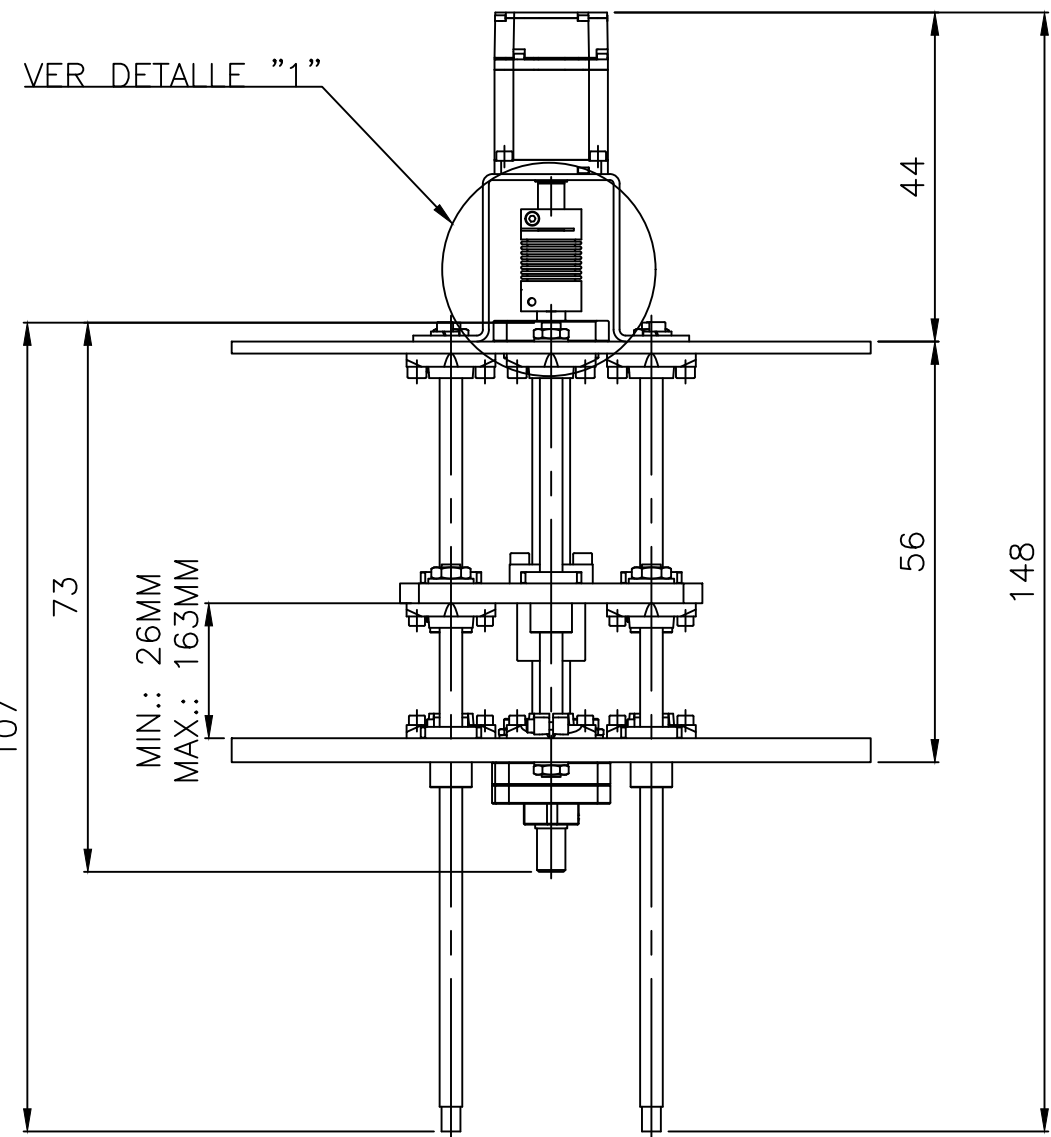
VISTA ISOMETRICA
ESC SE



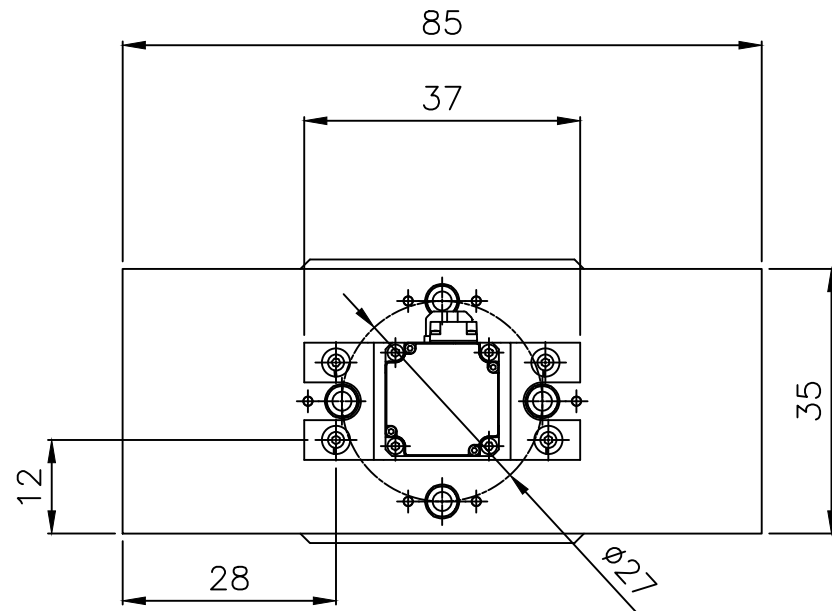
VISTA EXPLOSIONADA
ESC SE



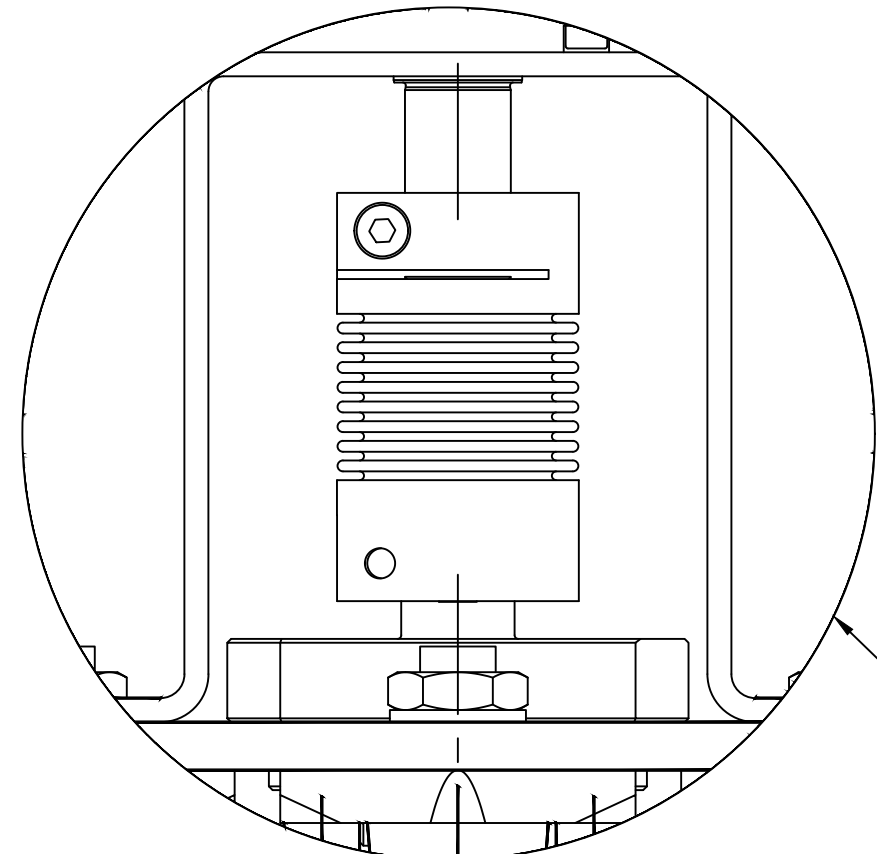
VISTA LATERAL
ESC 1:4



VISTA FRONTAL
ESC 1:4



VISTA SUPERIOR
ESC 1:4



DETALLE "1"
ESC 1:1

NOTA

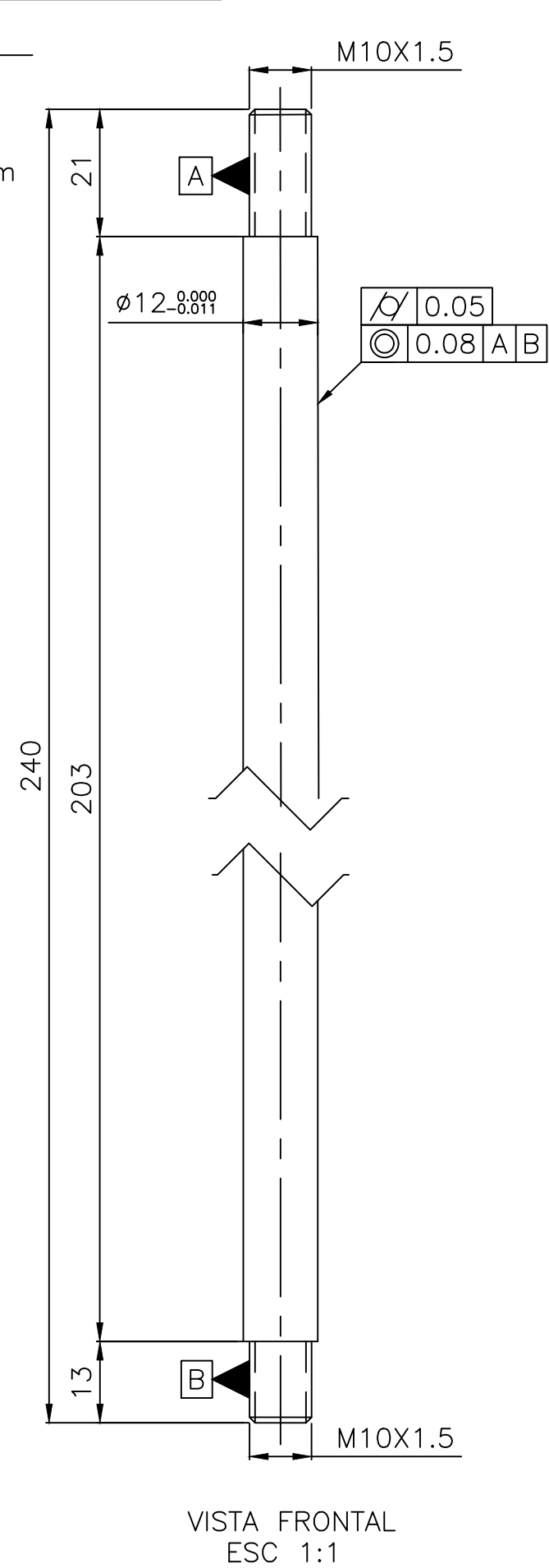
DESPIECE:
LOS ITEMS REPETIDOS EN DIFERENTES UBICACIONES DEL ENSAMBLAJE DEBEN CONTABILIZARSE EN SU TOTALIDAD EN LA L.M. EL NUMERO DE ITEM SE MANTIENE CONSTANTE PARA EVITAR DUPLICIDAD.

24	04	GUIA LINEAL CILINDRICA ESTATICA - 240MM	VER HOJA 07
23	01	CHAPA SOPORTE INFERIOR	VER HOJA 07
22	01	CHAPA SOPORTE INTERMEDIA	VER HOJA 07
21	04	TORNILLO ALLEN M6X30	DIN 912
20	01	UNIDA DE SOPORTE PARA HUSILLO DE BOLAS FK17	SYK
19	04	ARANDELA PLANA M6	DIN 433-1
18	04	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934
17	08	TORNILLO ALLEN M5X16	DIN 912
16	01	HUSILLO DE BOLAS Ø20 PASO 5MM - TBI - EXT. MEC.	VER HOJA 07
15	04	GUIA LINEAL CILINDRICA MOVIL - 300MM	VER HOJA 07
14	01	TUERCA DE HUSILLO DE BOLAS SFNU02005-4 TBI	TULI
13	08	RODAMIENTO LINEAL DE BOLAS LMEK 12-UU	TULI
12	32	TORNILLO ALLEN M4X10	DIN 912
11	14	TORNILLO ALLEN M6X10	DIN 912
10	12	SOPORTE PARA EJE LINEAL Ø12	TULI
09	01	UNIDADE SOPORTE PARA HUSILLO DE BOLAS FF17	SYK
08	12	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934
07	01	ARANDELA PLANA M5	DIN 433-1
06	01	CHAPA SOPORTE SUPERIOR	VER HOJA 07
05	01	ACOPAMIENTO DE FUELLE MK2- 5-45-54	R+W
04	04	ARANDELA GROWER M5	DIN 127
03	01	PLEGADO SOPORTE MOTOR	VER HOJA 07
02	08	TORNILLO ALLEN M5X10	DIN 912
01	01	SERVOMOTOR EM1-C-M-20-2	HIWIN
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
HOJA 6	HOJA SIG: 7	N° DE PLANO: MC-06	

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

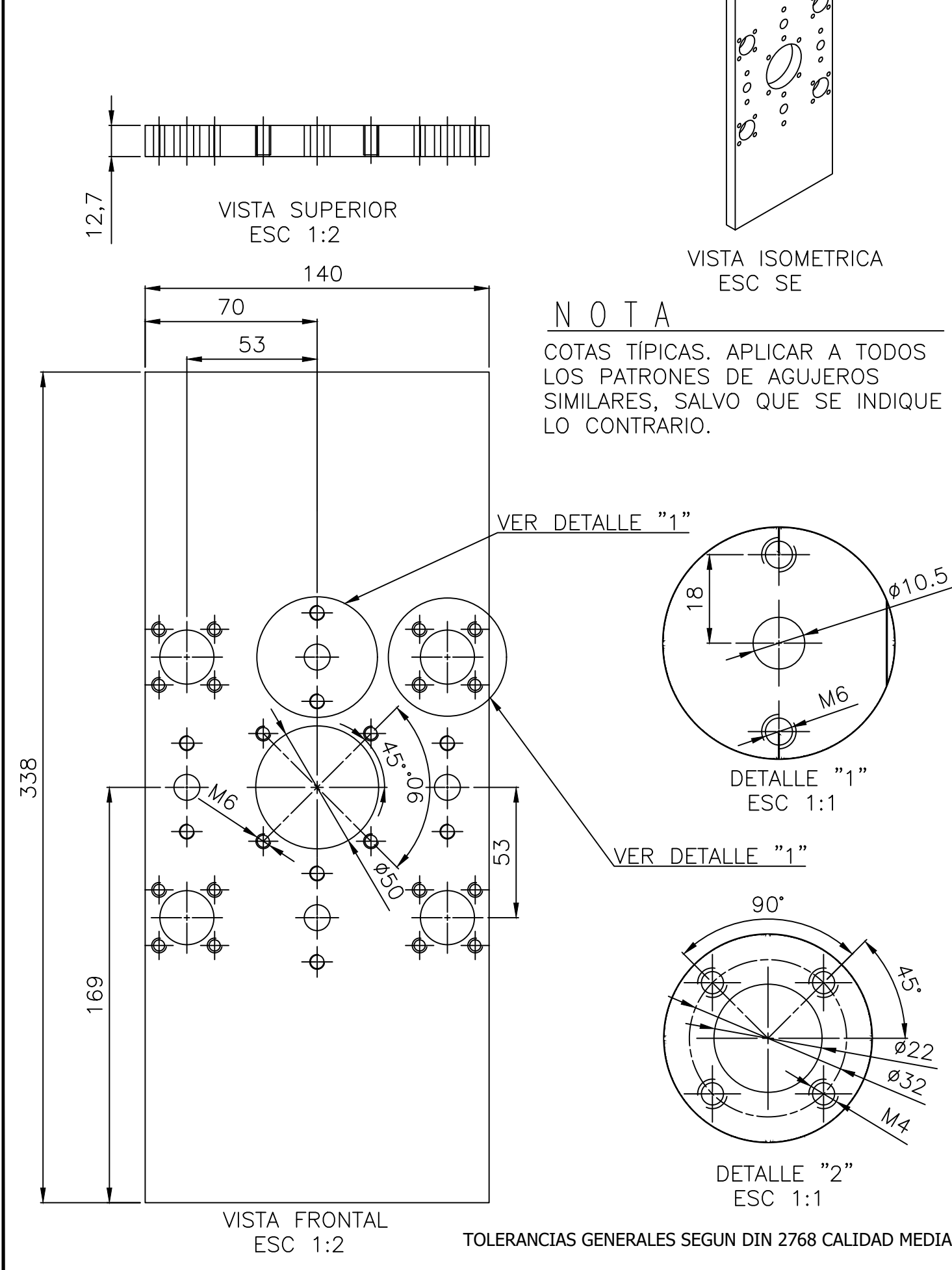
24	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:1
MAT.:SAE 1050		
PIEZA:GUIA LINEAL CILINDRICA ESTATICA - 240MM		

NOTA
MATERIAL: ACERO SAE 1050.
TEMPLAR Y RECTIFICAR
DUREZA: 58-62 HRc
ACABADO SUPERFICIAL: Ra≤0.4µm



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

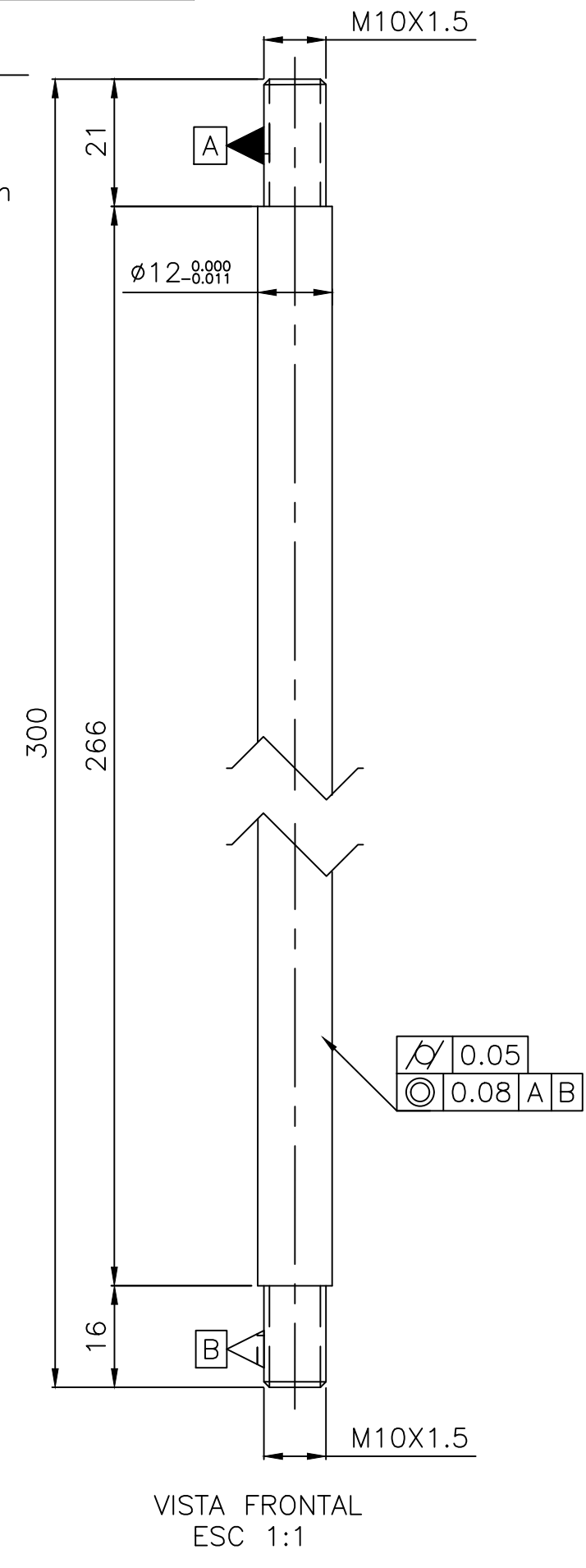
23	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:CHAPA SOPORTE INFERIOR		



NOTA
COTAS TÍPICAS. APLICAR A TODOS LOS PATRONES DE AGUJEROS SIMILARES, SALVO QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.

15	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:1
MAT.:SAE 1050		
PIEZA:GUIA LINEAL CILINDRICA MOVIL - 300MM		

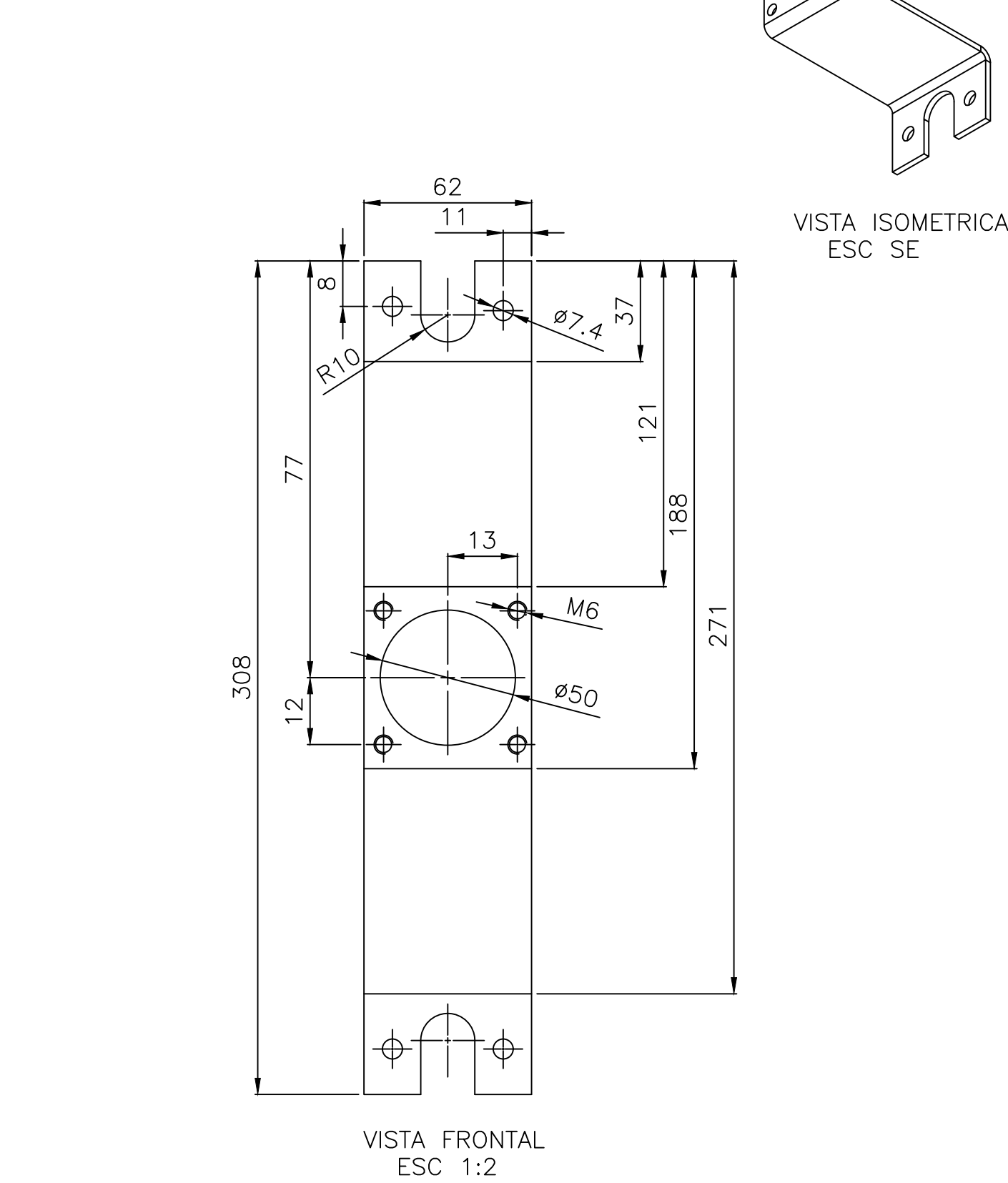
NOTA
MATERIAL: ACERO SAE 1050.
TEMPLAR Y RECTIFICAR
DUREZA: 58-62 HRc
ACABADO SUPERFICIAL: Ra≤0.4µm



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

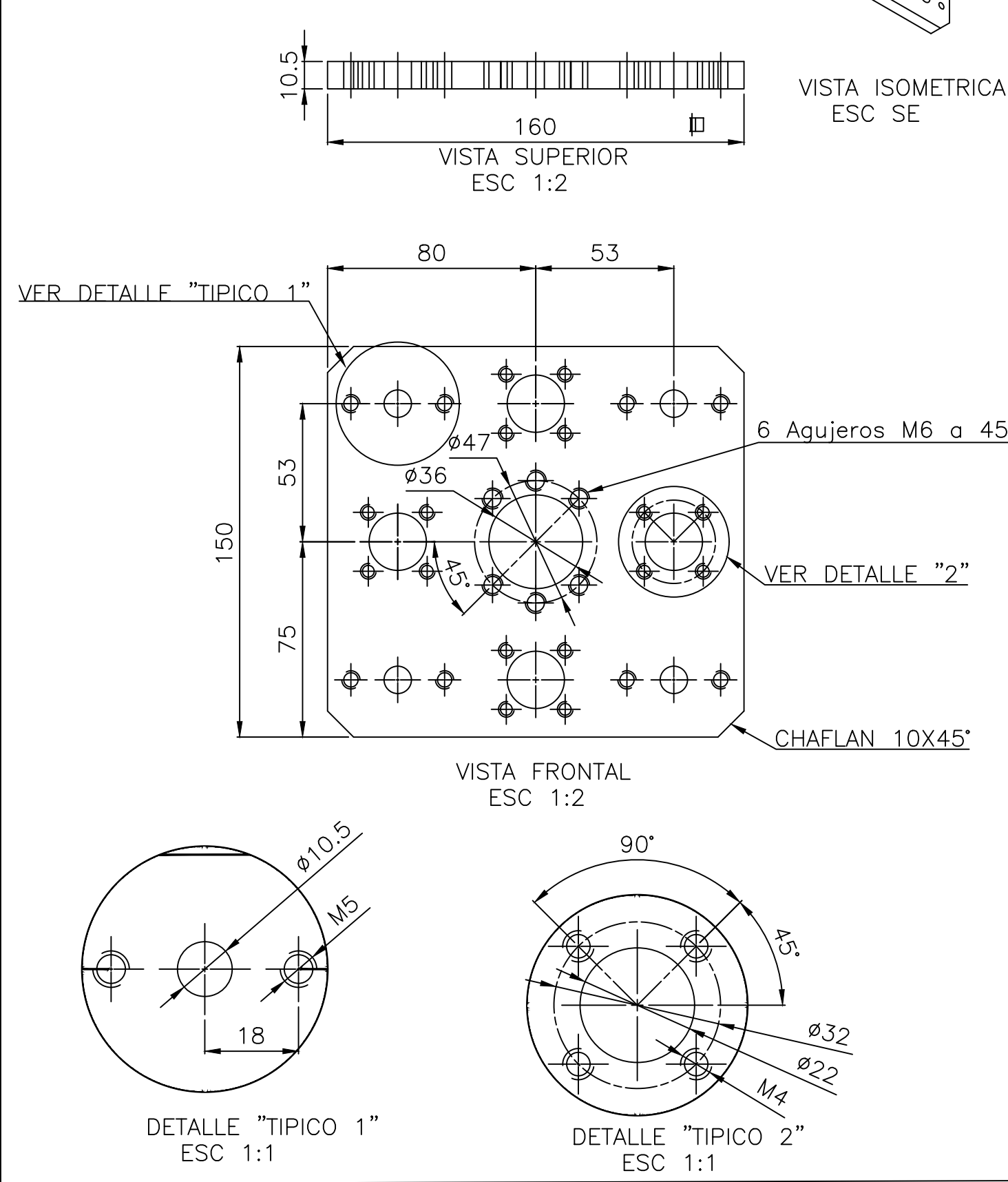
03	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:PLEGADO SOPORTE MOTOR		

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



22	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:CHAPA SOPORTE INTERMEDIO		

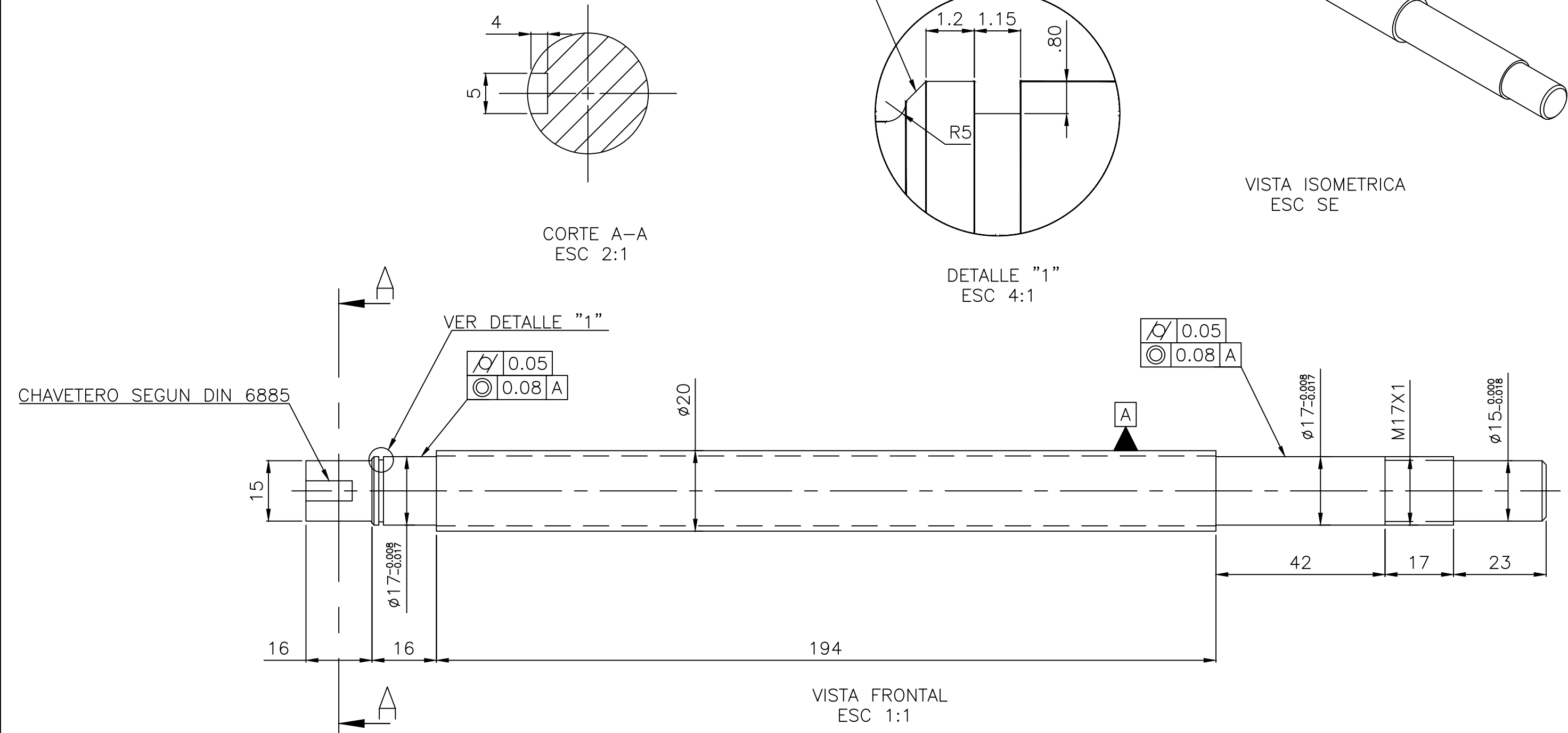
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
NOTA
COTAS TÍPICAS. APLICAR A TODOS LOS PATRONES DE AGUJEROS SIMILARES, SALVO QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.



16	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:1
MAT.:SAE 4140		
PIEZA:HUSILLO DE BOLAS		

NOTA
EL HUSILLO DE BOLAS Ø20 MM Y PASO 5MM DEBE SER ADQUIRIDO COMO COMPONENTE COMERCIAL. EL MECANIZADO DE SUS EXTREMOS DEBERÁ REALIZARSE CONFORME A ESTE PLANO, RESPETANDO LAS TOLERANCIAS Y REQUISITOS GEOMÉTRICOS INDICADOS.

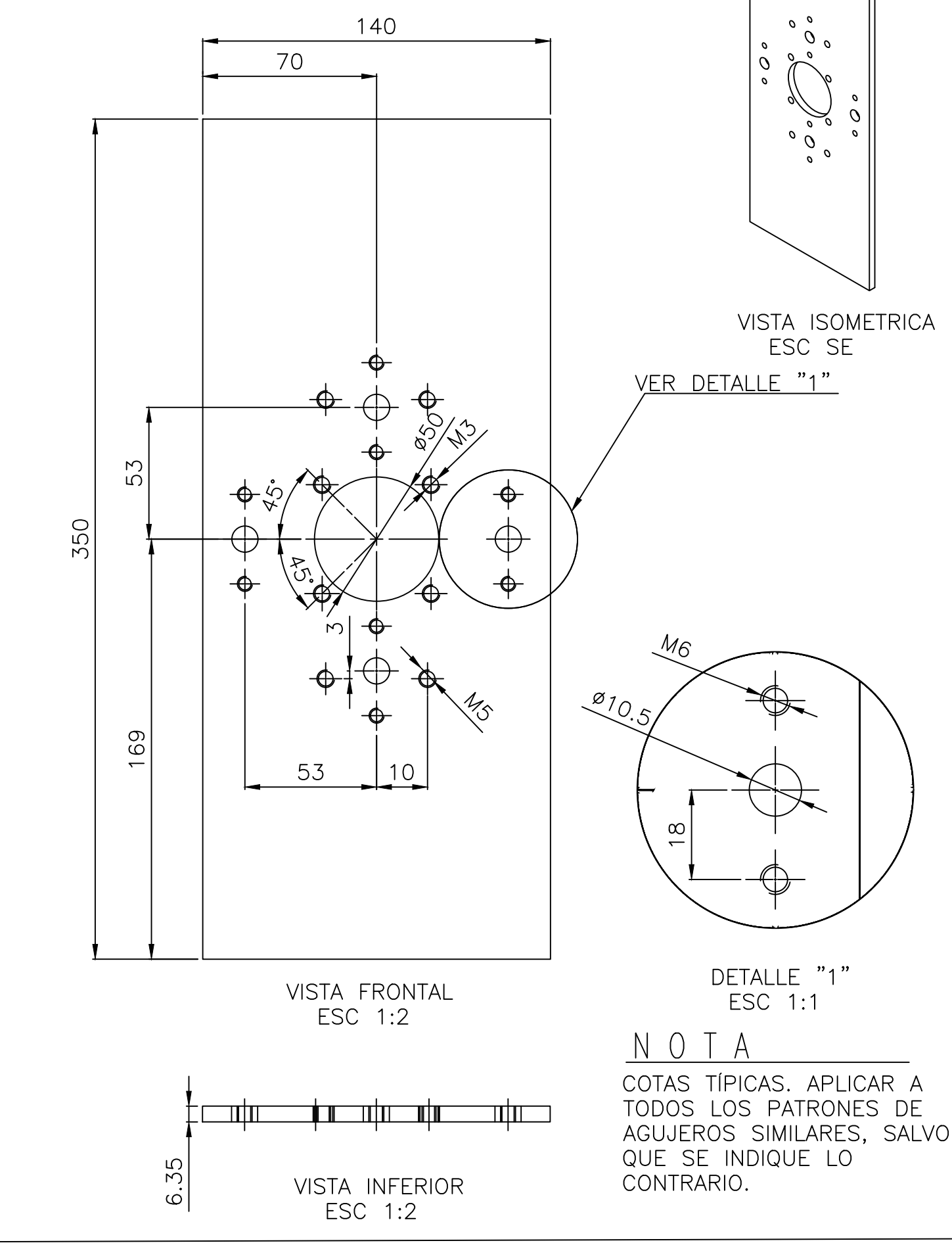
VERIFICAR COMPATIBILIDAD CON LA TUERCA Y SOPORTES CORRESPONDIENTES ANTES DEL MECANIZADO.



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

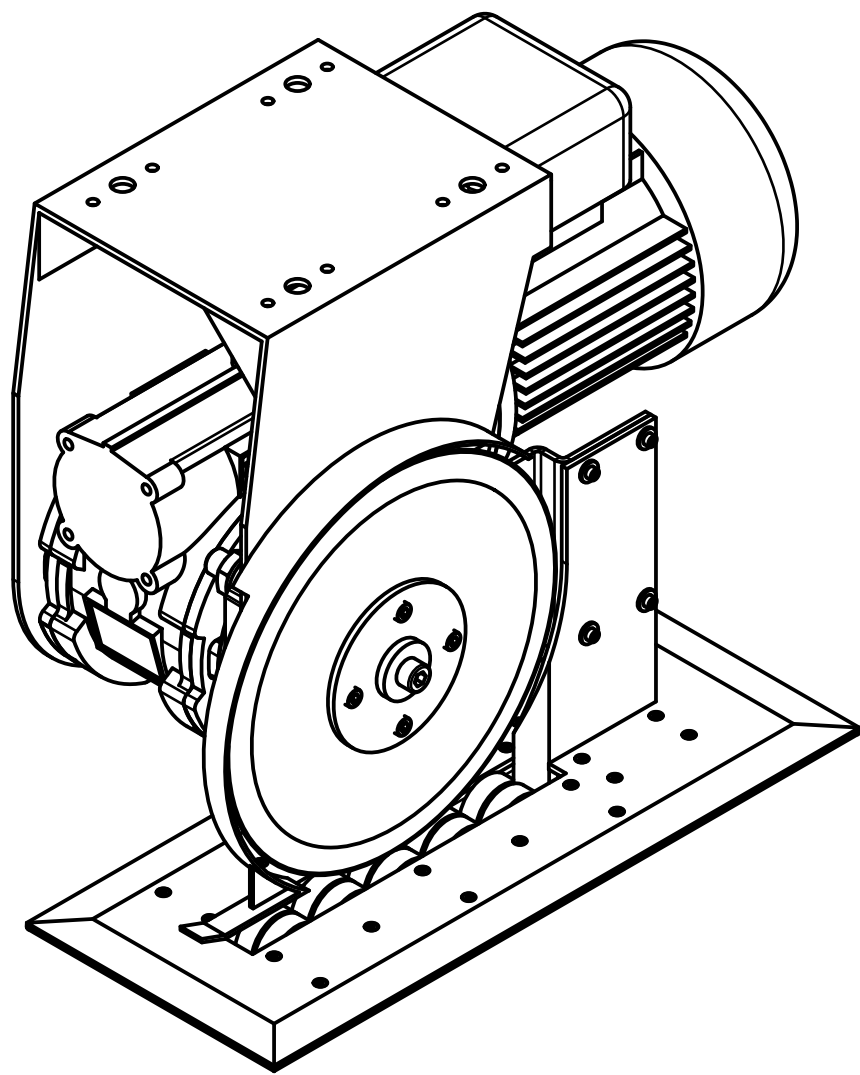
06	01	PF00-MC-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-07	ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:CHAPA SOPORTE SUPERIOR		

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

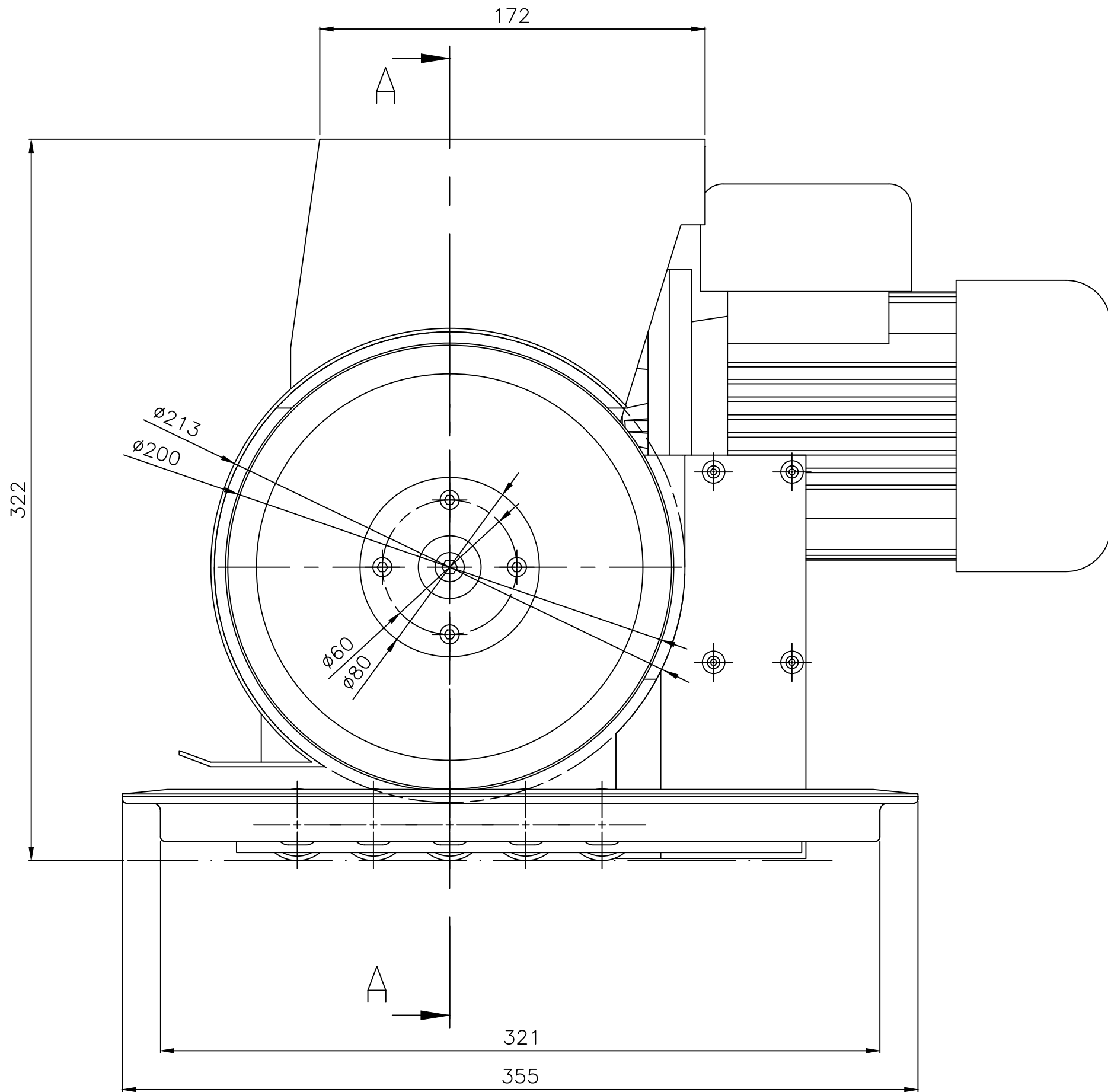


NOTA
COTAS TÍPICAS. APLICAR A TODOS LOS PATRONES DE AGUJEROS SIMILARES, SALVO QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.

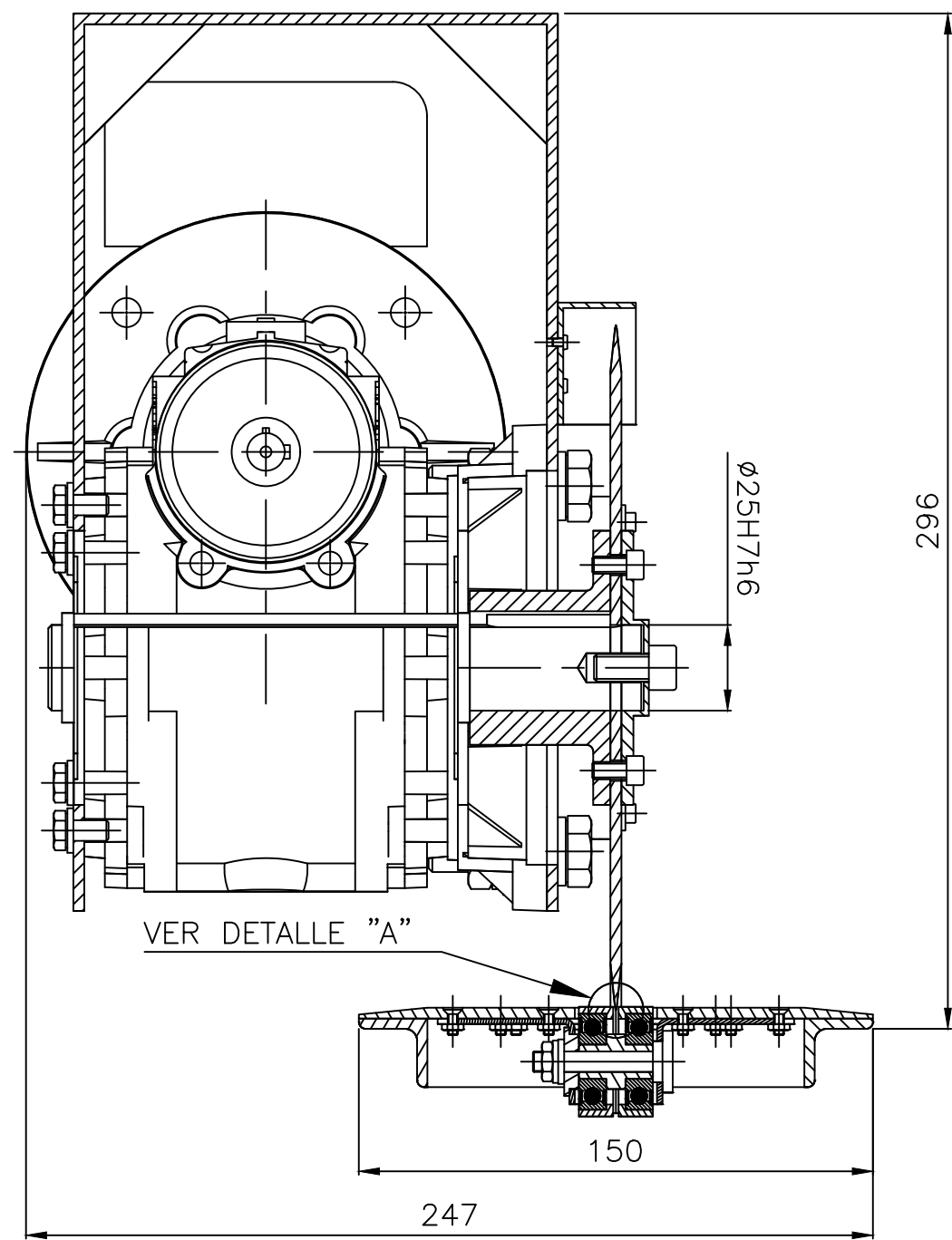
04	01	PF00-MC-03
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-08	ESCALA: 1:2
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	ORGANO DE CORTE	



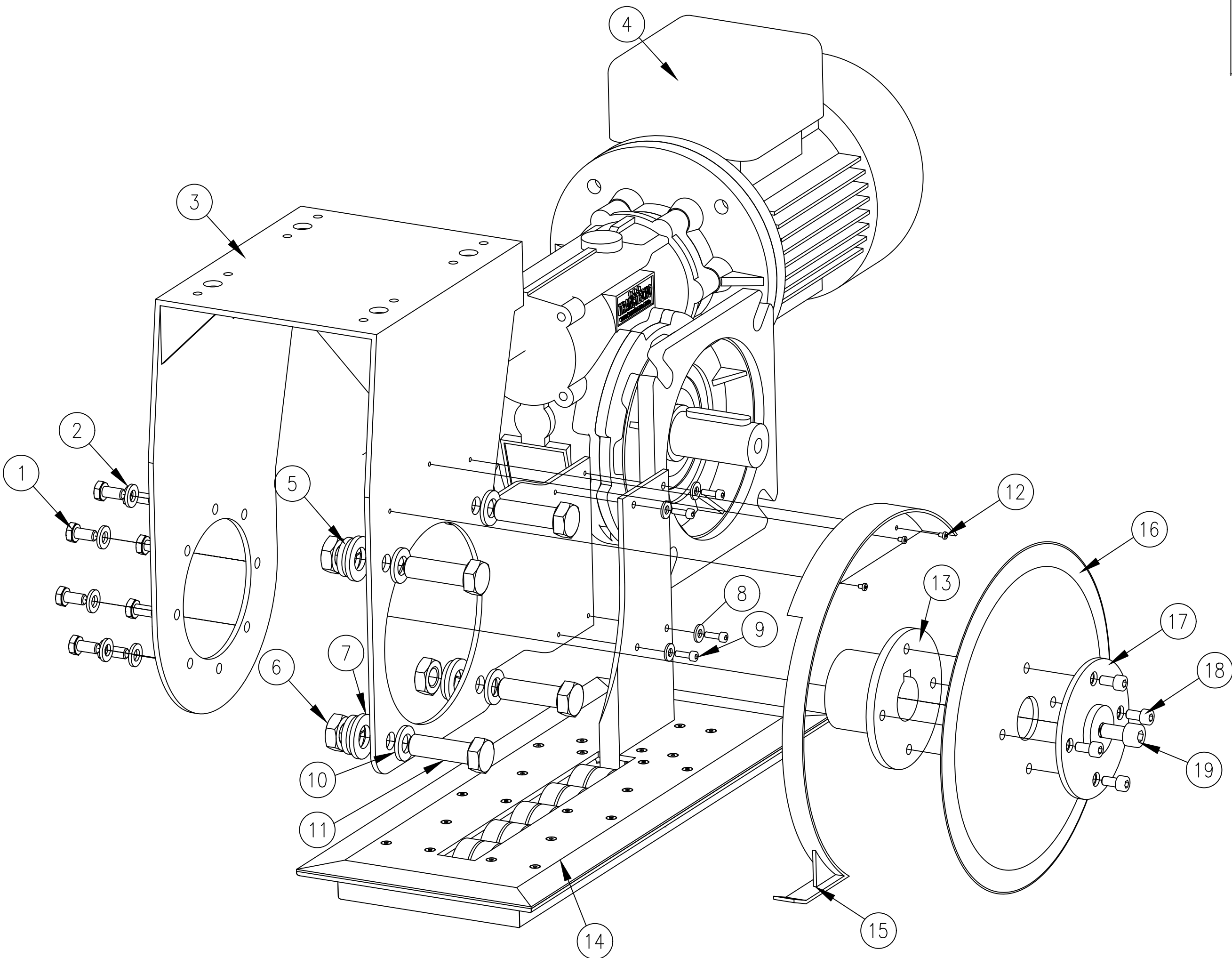
VISTA ISOMETRICA
ESC SE



VISTA LATERAL
ESC 1:2



CORTE A-A
ESC 1:2



VISTA EXPLOSIONADA
ESC SE

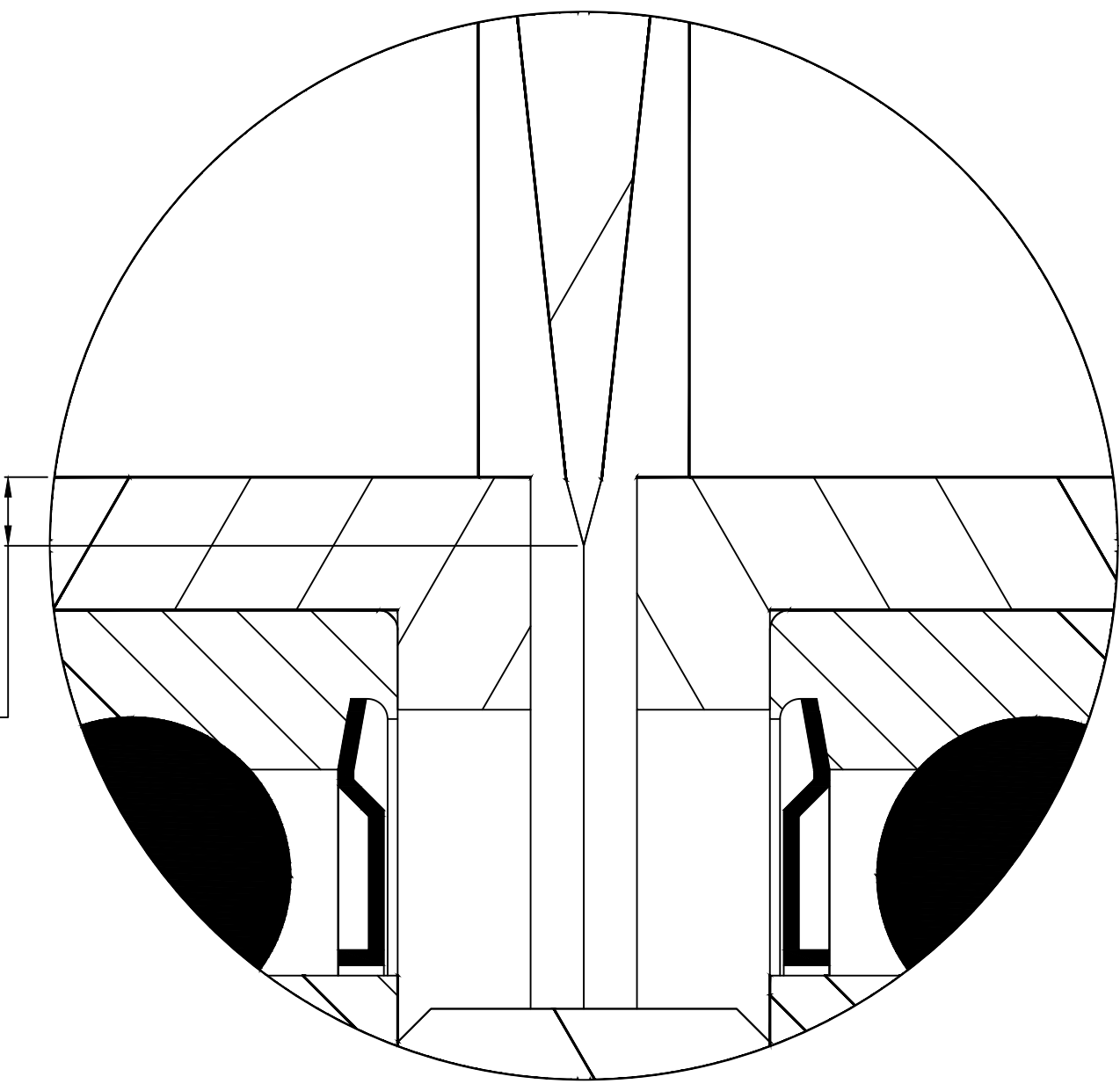
NOTAS GENERALES

ROSCAS:
TODOS LOS TORNILLOS ESTÁN NORMALIZADOS SEGÚN DIN. VERIFICAR COMPATIBILIDAD CON COMPONENTES.

COMPONENTES COMERCIALES:
LOS RODAMIENTOS Y MOTORREDUCTOR SON COMPONENTES ESTÁNDAR. CONSULTAR HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR ANTES DEL MONTAJE.

APIRTE DE FIJACIONES:
TODOS LOS TORNILLOS DEBEN SER AJUSTADOS CON LLAVE DINAMOMÉTRICA SEGÚN EL PAR ESPECIFICADO POR NORMA DIN CORRESPONDIENTE.

OVERLAP:0.9MM



DETALLE "A"
ESC 10:1

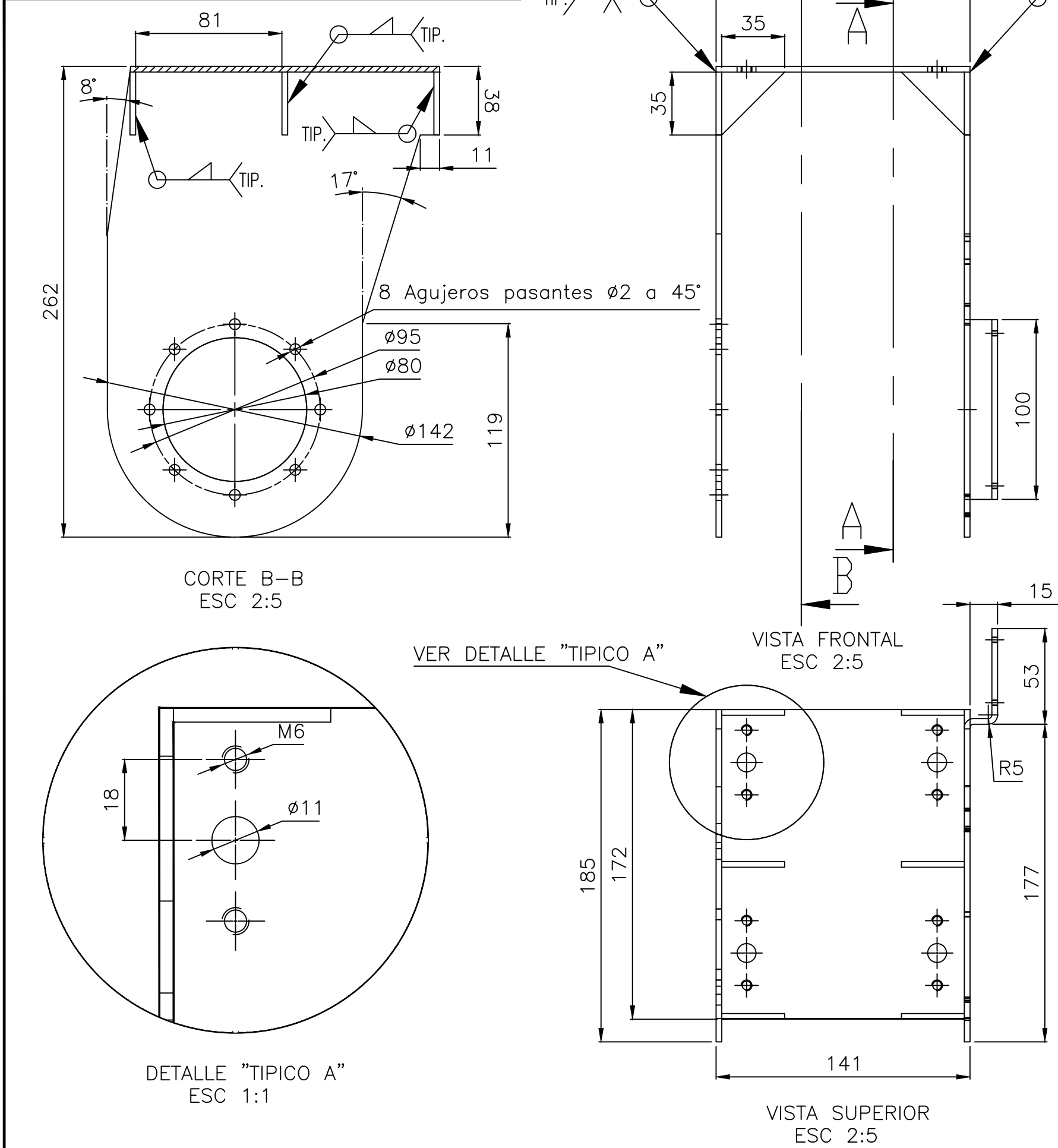
19	01	TORNILLO ALLEN M8X16	DIN 912
18	04	TORNILLO ALLEN M5X10	DIN 912
17	01	TAPA	VER HOJA 09
16	01	DISCO DE CORTE	VER HOJA 09
15	01	PROTECCION DISCO DE CORTE	VER HOJA 09
14	01	CONJUNTO DE CORTE INFERIOR	VER HOJA 10
13	01	BRIDA	VER HOJA 09
12	03	TORNILLO ALLEN N2.5X0.45	DIN 912
11	04	TORNILLO HEXAGONAL M12X40	DIN 933
10	04	ARANDELA PLANA A 12	DIN 125
09	01	TORNILLO ALLEN M3X10	DIN 912
08	04	ARANDELA GROWER A 3	DIN 127
07	04	ARANDELA PLANA A 12	DIN 125
06	04	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN 934
05	04	ARANDELA GROWER A 12	DIN 127
04	01	MOTOR ELECTRICO CLP063/050	TRANSTECNO
03	01	PLACA SOPORTE	VER HOJA 09
02	08	ARANDELA PLANA A 15	DIN 125
01	08	TORNILLO ALLEN M6X12	DIN 912

POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
---------	-------	-------------	---------------

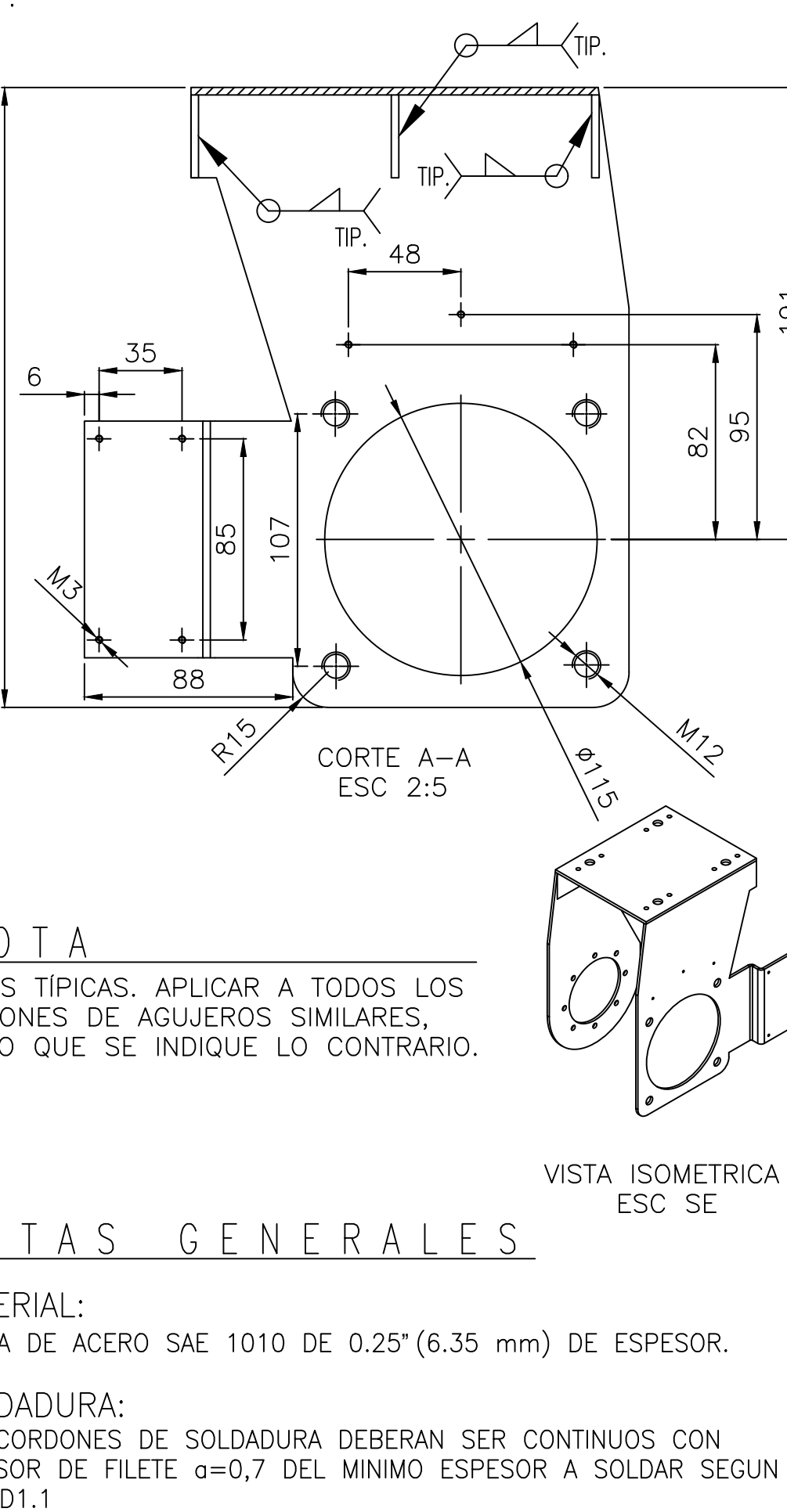
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

ESCALA:	REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
1:2	0	8	9	MC-08

03	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-09	ESCALA: 2:5	
MAT.: SAE 1010		
PIEZA: PLACA SOPORTE		



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



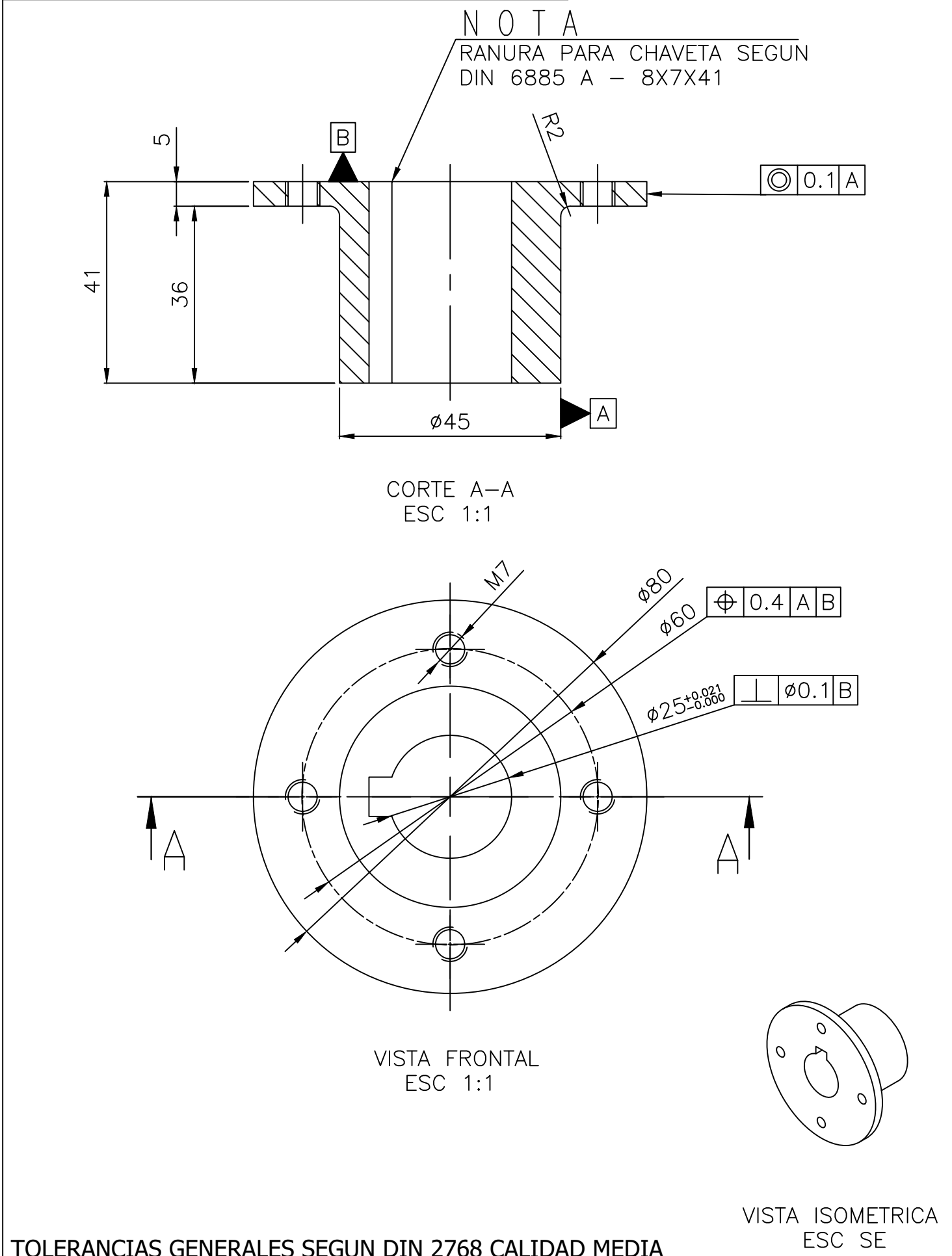
NOTA
COTAS TÍPICAS. APLICAR A TODOS LOS PATRONES DE AGUJEROS SIMILARES, SALVO QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.

NOTAS GENERALES

MATERIAL:
CHAPA DE ACERO SAE 1010 DE 0.25" (6.35 mm) DE ESPESOR.

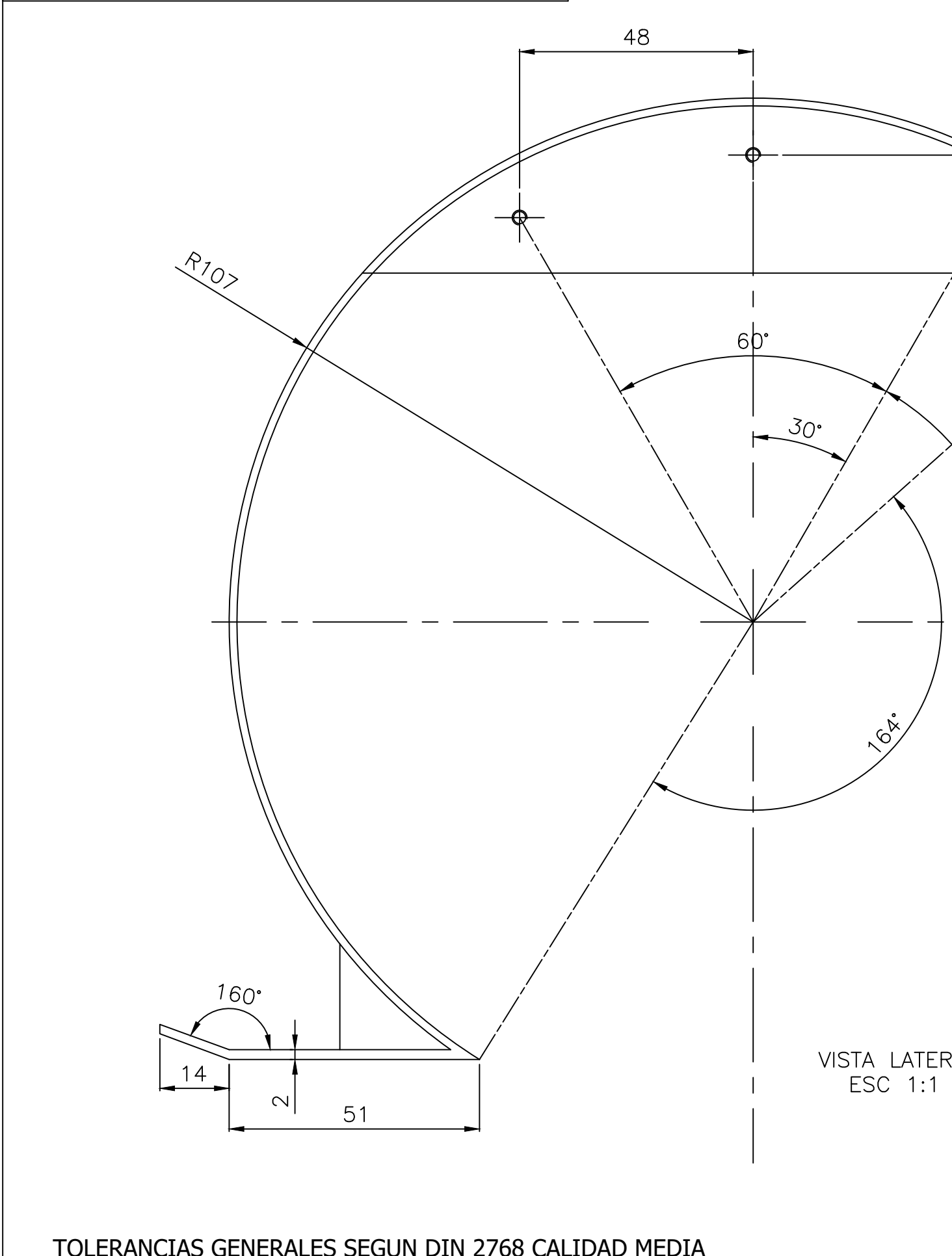
SOLDADURA:
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

13	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-09	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1040		
PIEZA: BRIDA		



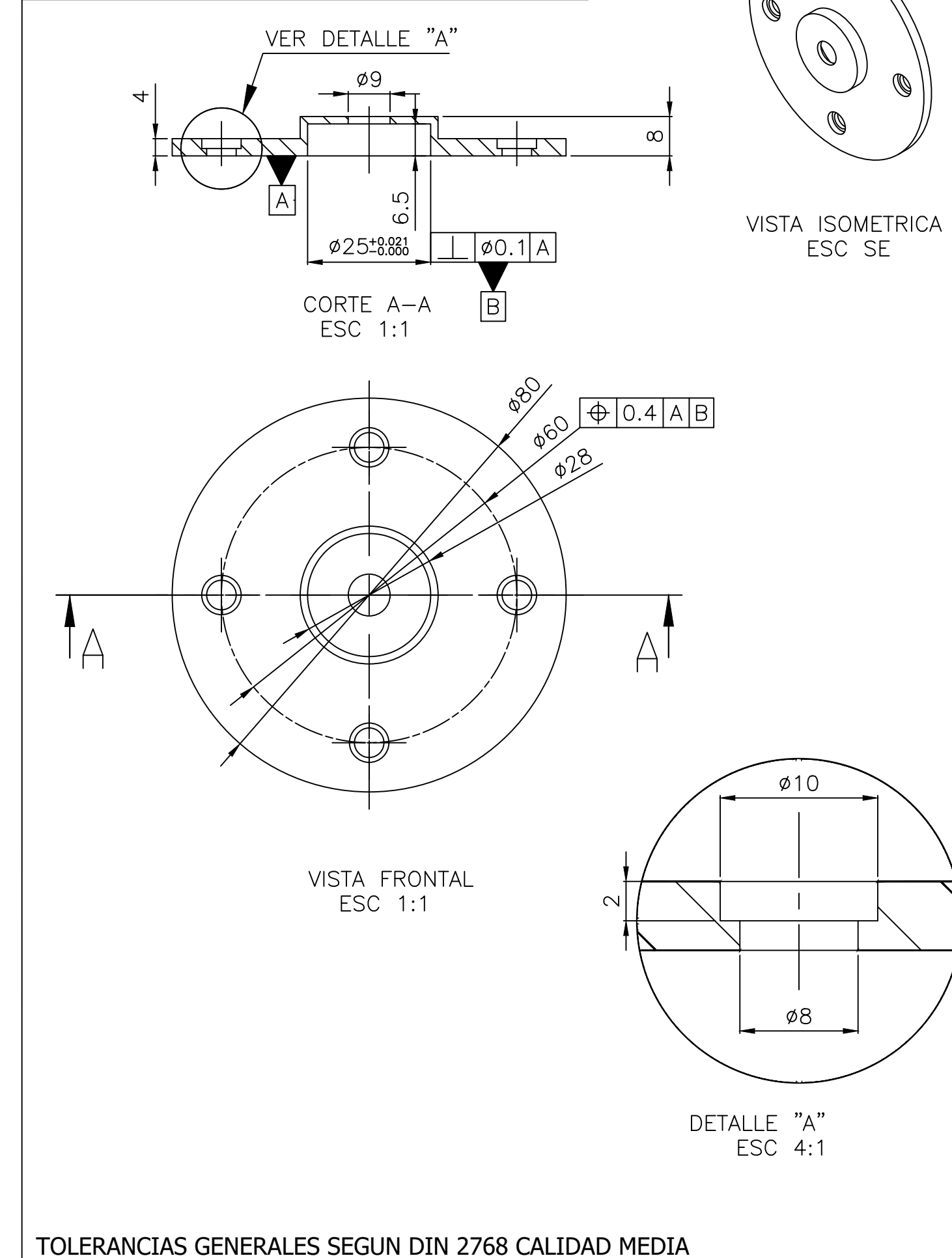
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

15	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-09	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1010		
PIEZA: PROTECCION DISCO DE CORTE		



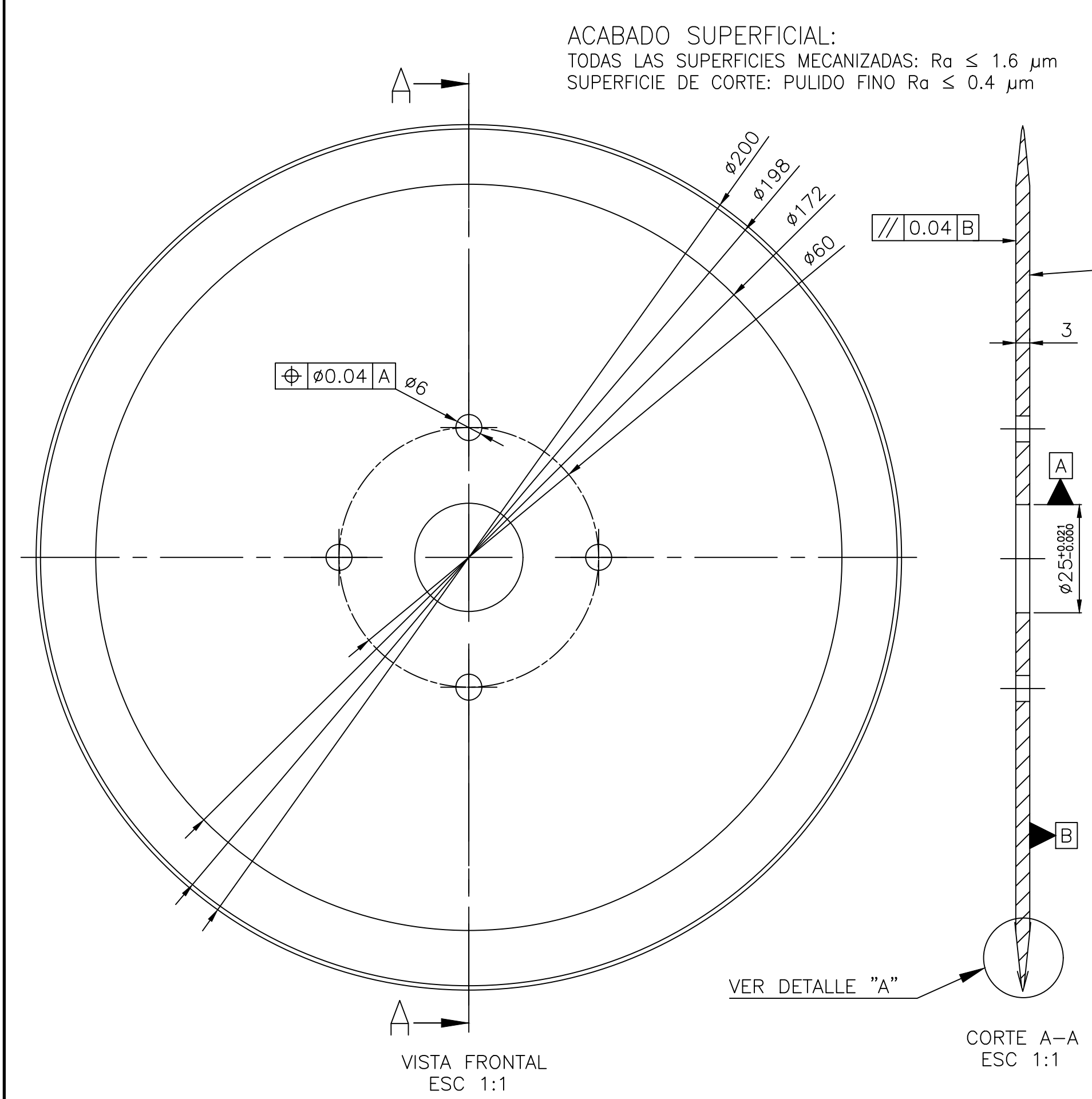
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

17	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-09	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1040		
PIEZA: TAPA		



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

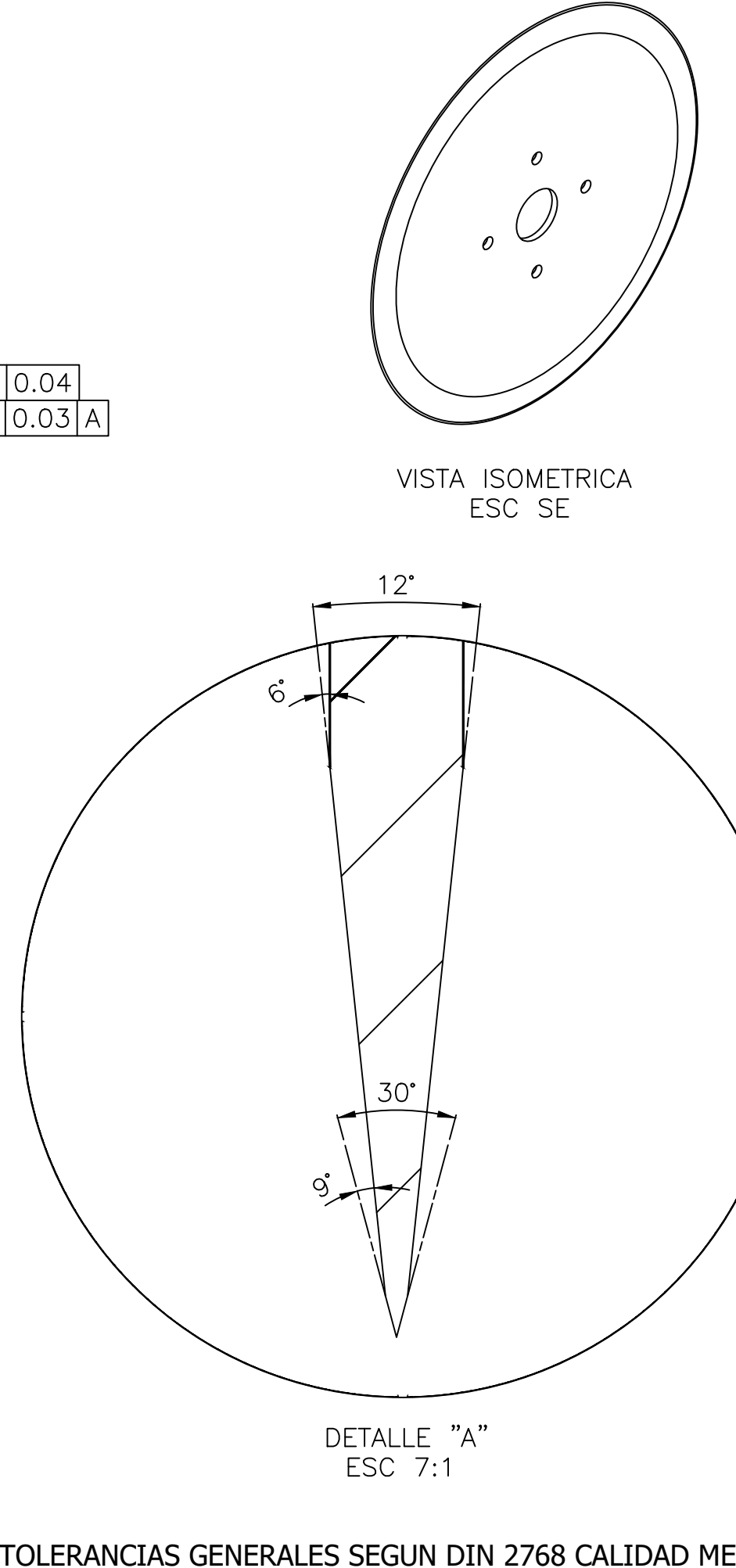
16	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-09	ESCALA: 1:1	
MAT.: AISI D2		
PIEZA: DISCO DE CORTE		



NOTAS GENERALES

MATERIAL:
AISI D2 - DIN 1.2379

ACABADO SUPERFICIAL:
TODAS LAS SUPERFICIES MECANIZADAS: $Ra \leq 1.6 \mu m$
SUPERFICIE DE CORTE: PULIDO FINO $Ra \leq 0.4 \mu m$



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

ESCALA:	REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
1:1	0	9	10	MC-09

14	01	PF00-MC-08
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-10	ESCALA: 1:2
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	CONJUNTO DE CORTE INFERIOR	

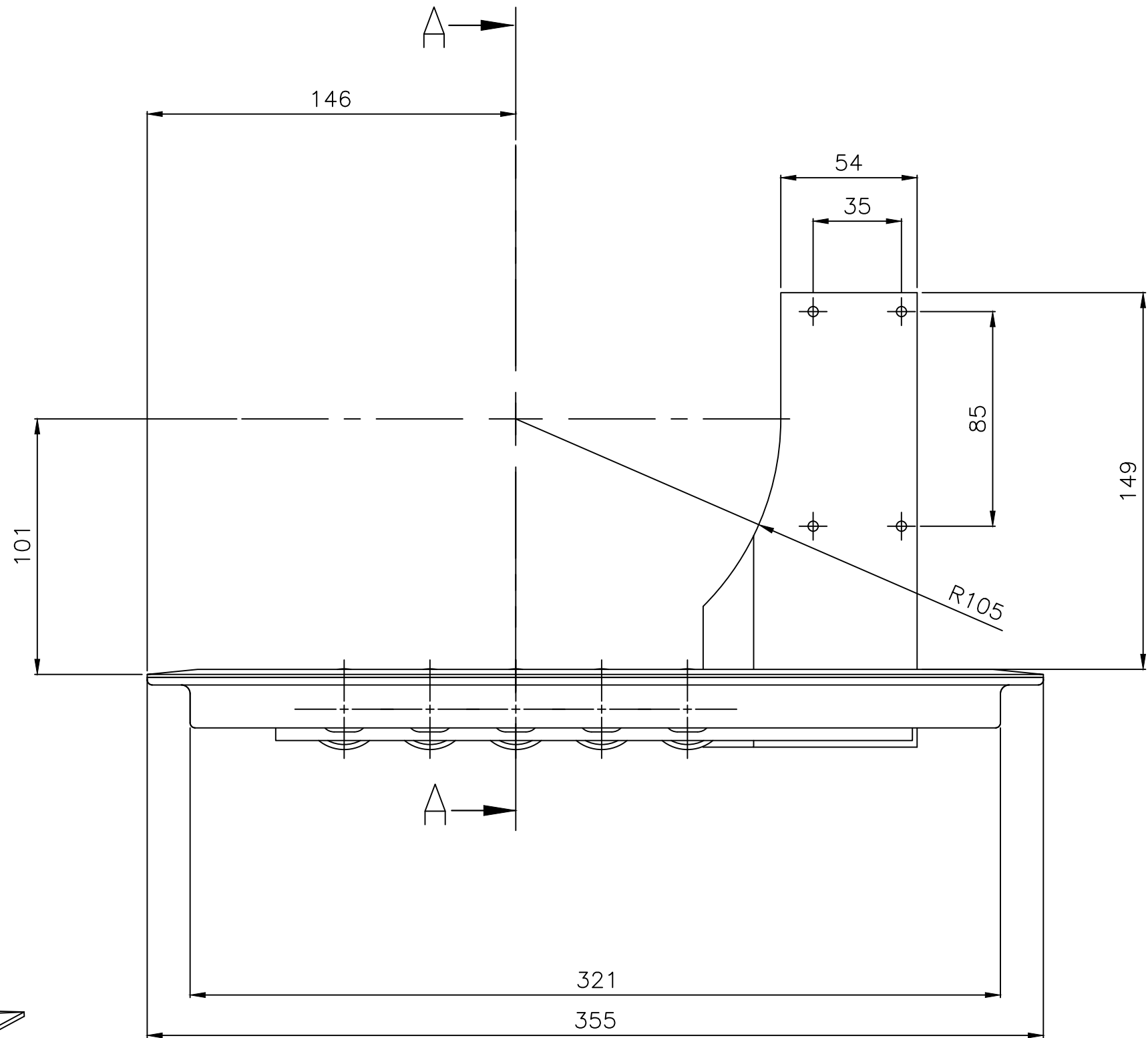
NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

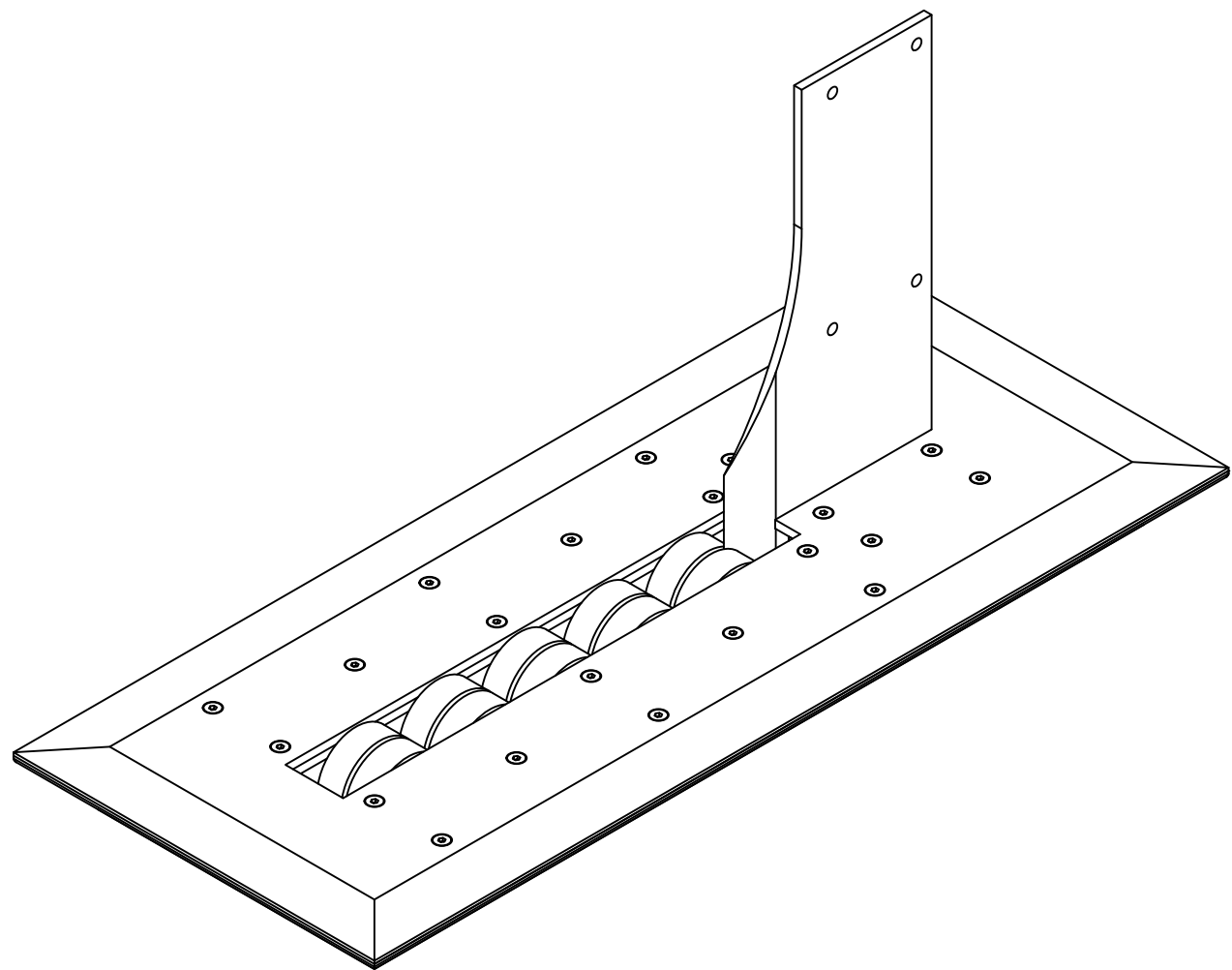
ROSCAS:
TODOS LOS TORNILLOS ESTÁN NORMALIZADOS SEGÚN DIN. VERIFICAR COMPATIBILIDAD CON COMPONENTES.

COMPONENTES COMERCIALES:
LOS RODAMIENTOS SON COMPONENTES ESTÁNDAR. CONSULTAR HOJA TÉCNICA DEL PROVEEDOR ANTES DEL MONTAJE.

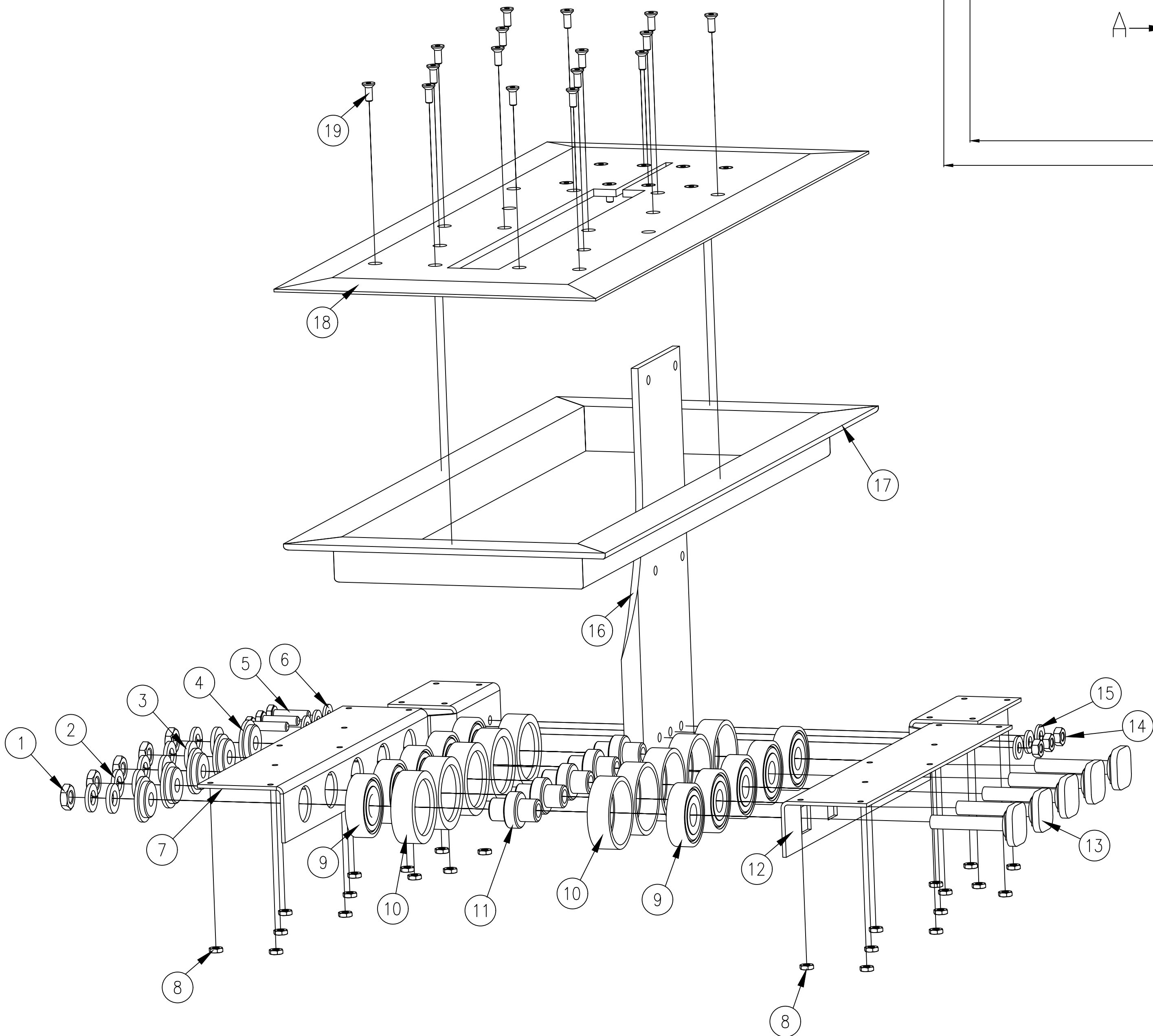
APRIETE DE FIJACIONES:
TODOS LOS TORNILLOS DEBEN SER AJUSTADOS CON LLAVE DINAMOMÉTRICA SEGÚN EL PAR ESPECIFICADO POR NORMA DIN CORRESPONDIENTE.



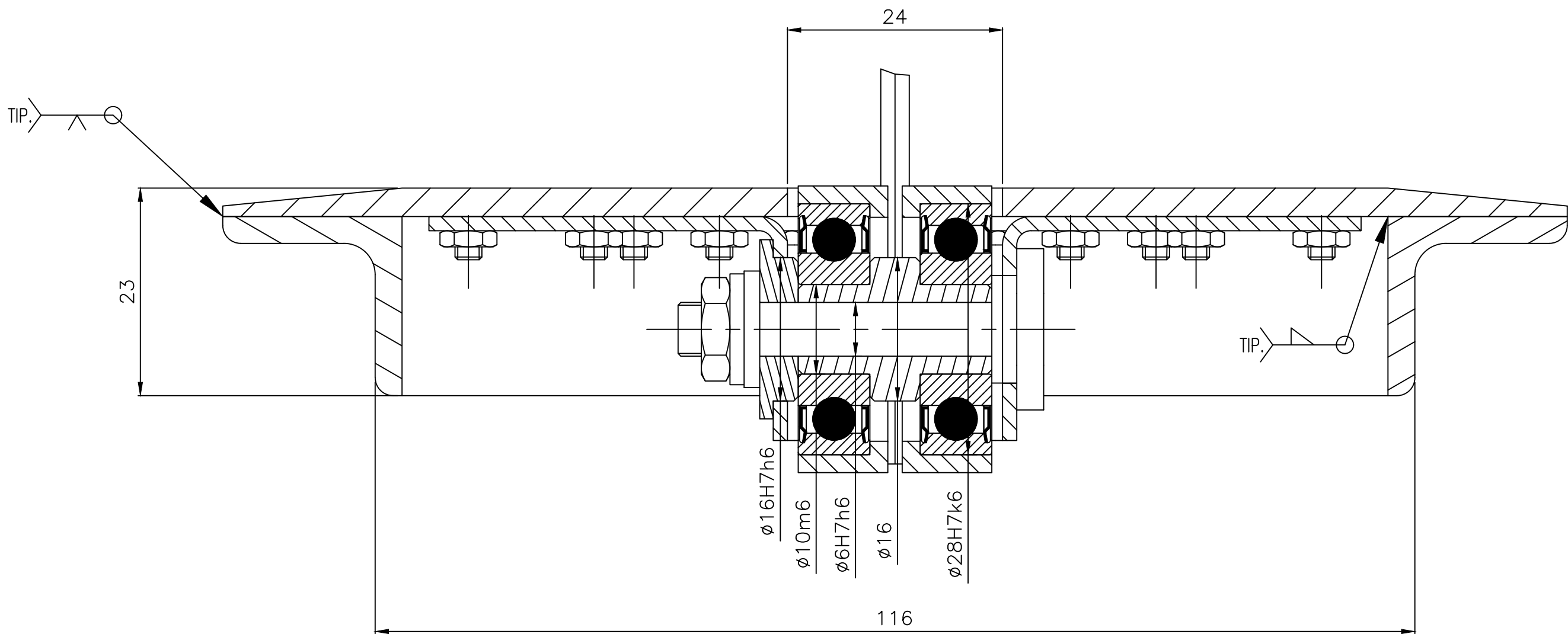
VISTA LATERAL
ESC 1:2



VISTA ISOMETRICA
ESC SE



VISTA EXPLOSIONADA
ESC SE



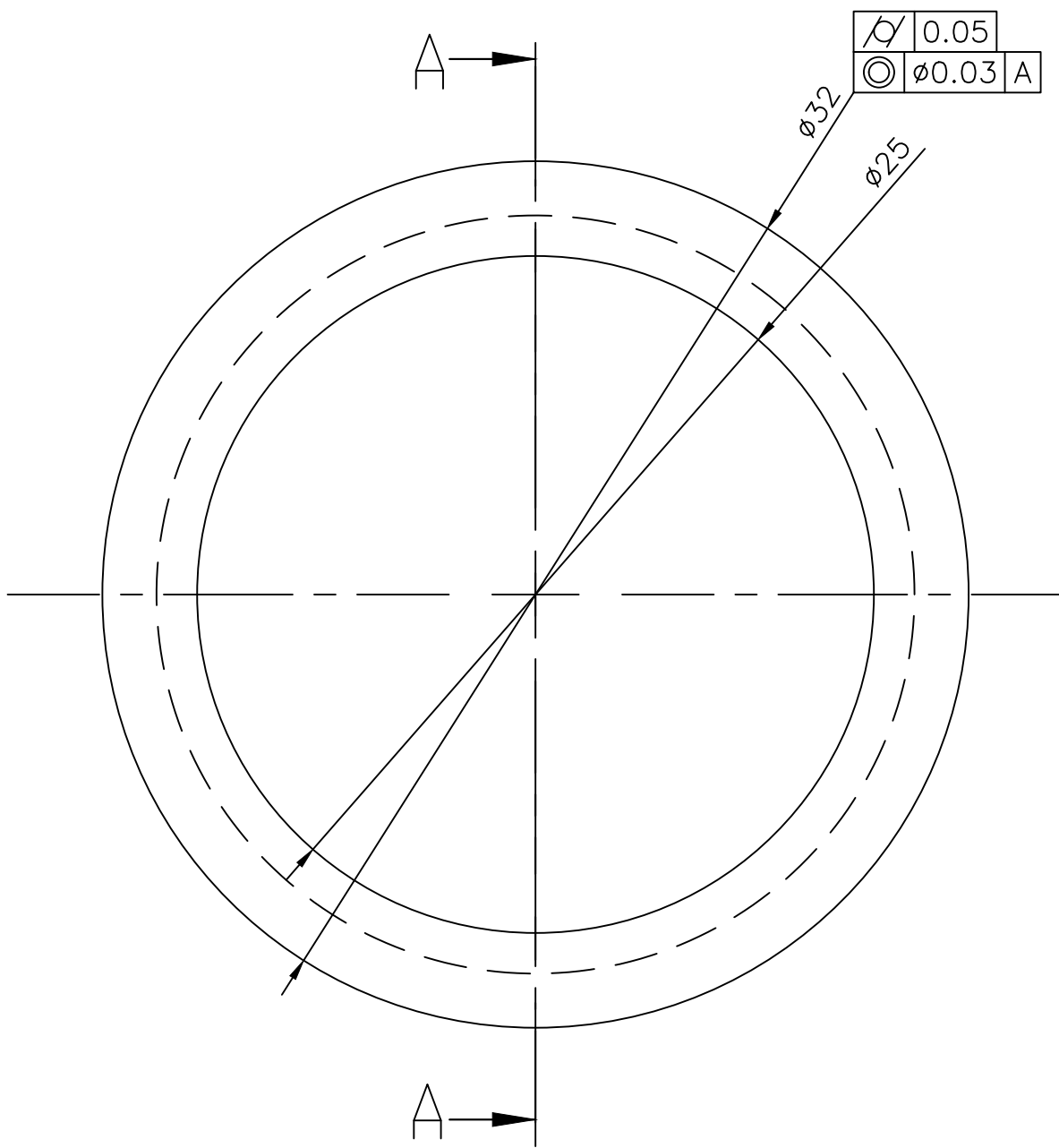
CORTE A-A
ESC 2:1

19	24	TORNILLO ALLEN M3	DIN 7991
18	01	PLACA DE APOYO	VER HOJA 12
17	01	BASTIDOR	VER HOJA 12
16	01	SEPARADOR	VER HOJA 11
15	03	ARANDELA PLANA A 4	DIN 125
14	03	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934
13	05	PERNO	VER HOJA 11
12	01	PLEGADO SOPORTE 2	VER HOJA 12
11	05	BUJE SEPARADOR	VER HOJA 11
10	10	ANILLO INFERIOR DE CORTE	VER HOJA 11
09	10	RODAMIENTO 16100-2Z	SKF
08	24	TUERCA HEXAGONAL M3	DIN 934
07	01	PLEGADO SOPORTE 1	VER HOJA 12
06	03	ARANDELA GROWER A 4	DIN 127
05	03	TORNILLO HEXAGONAL M4X16	DIN 127
04	05	TAPA BUJE	VER HOJA 11
03	05	ARANDELA PLANA A 6	DIN 125
02	05	ARANDELA GROWER A 6	DIN 127
01	05	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

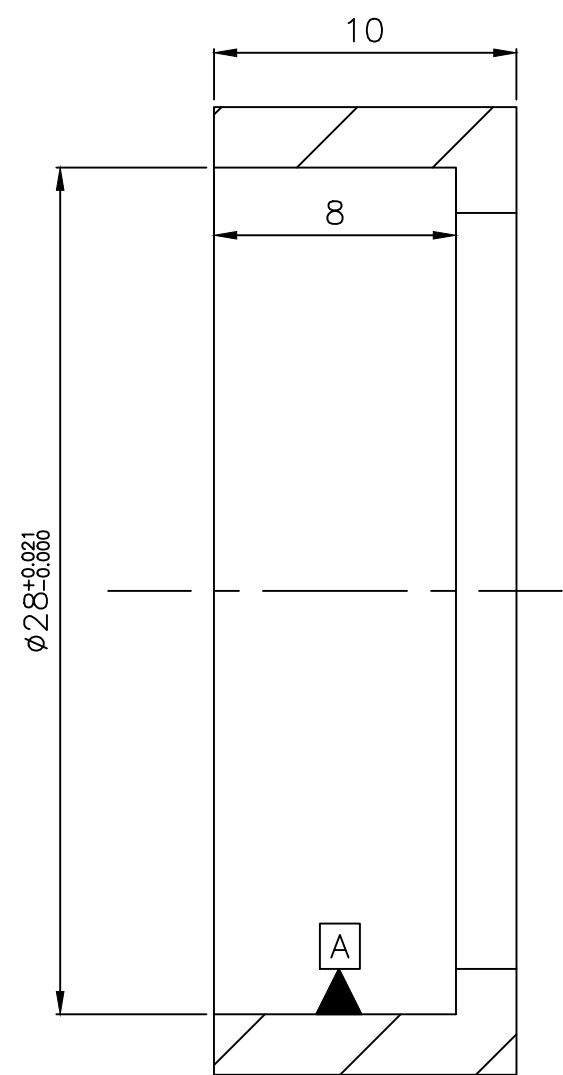
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	10	11	MC-10

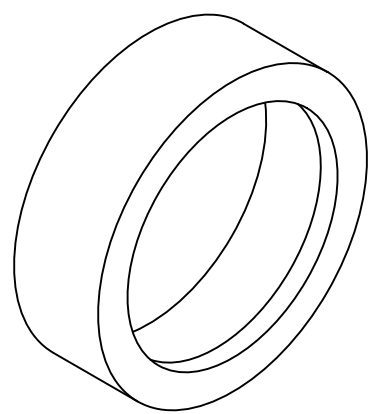
10	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-11	ESCALA: 4:1
MAT.:	SAE 1045	
PIEZA:	ANILLO DE CORTE INFERIOR	



VISTA FRONTAL
ESC 4:1



CORTE A-A
ESC 4:1



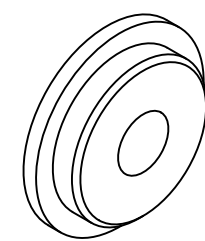
VISTA ISOMETRICA
ESC SE

NOTAS GENERALES

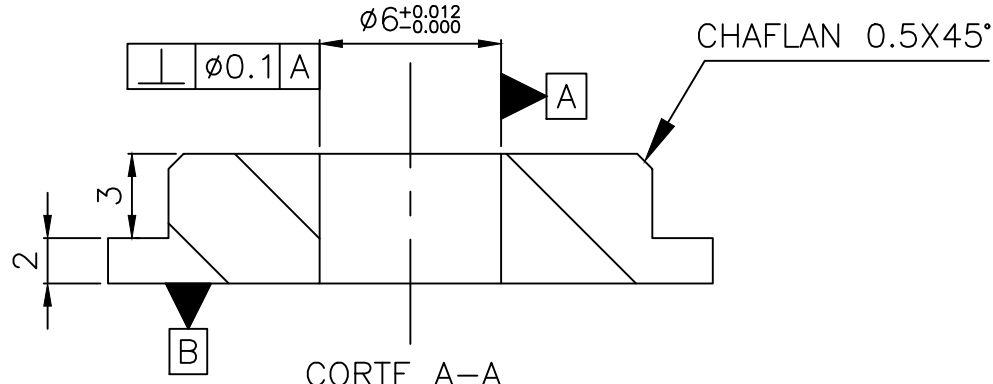
ACERO AISI D2.
TEMPLAR Y REVENIR A 58-60 HRC.
MECANIZAR Y RECTIFICAR TODAS LAS SUPERFICIES
FUNCIONALES.
CONTROLAR PERPENDICULARIDAD Y CILINDRICIDAD
SEGÚN INDICACIÓN.
DESBARBAR Y LIMPIAR TODOS LOS CANTOS VIVOS.

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

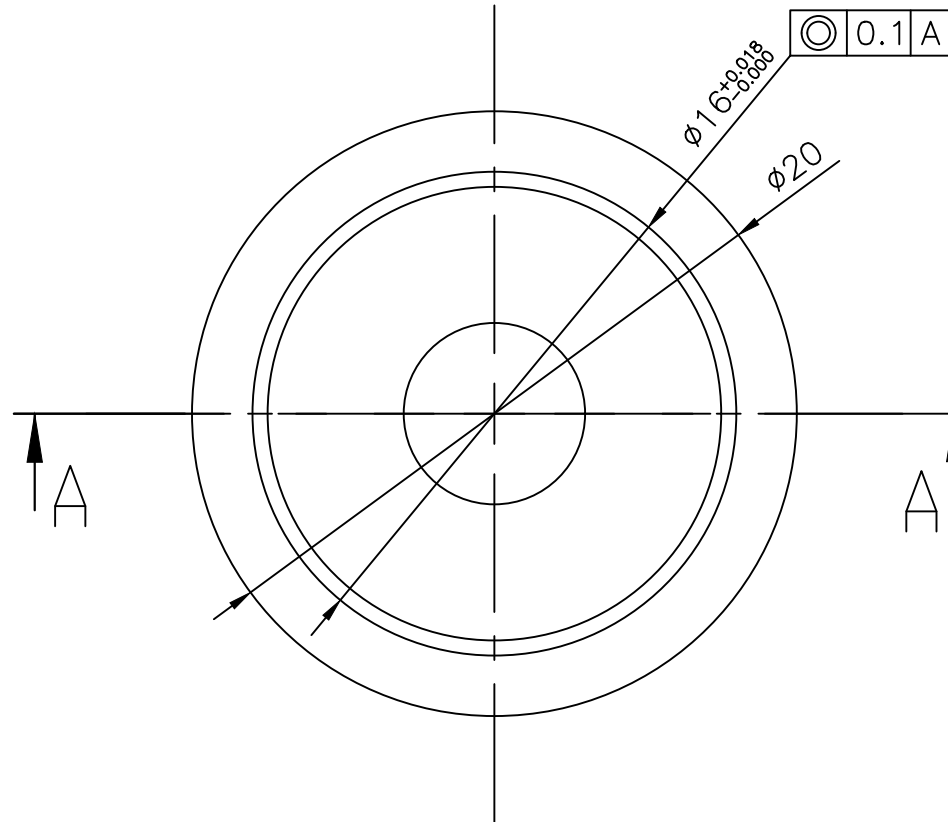
04	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-11	ESCALA: 4:1
MAT.:	SAE 1045	
PIEZA:	TAPA BUJE	



VISTA ISOMETRICA
ESC SE



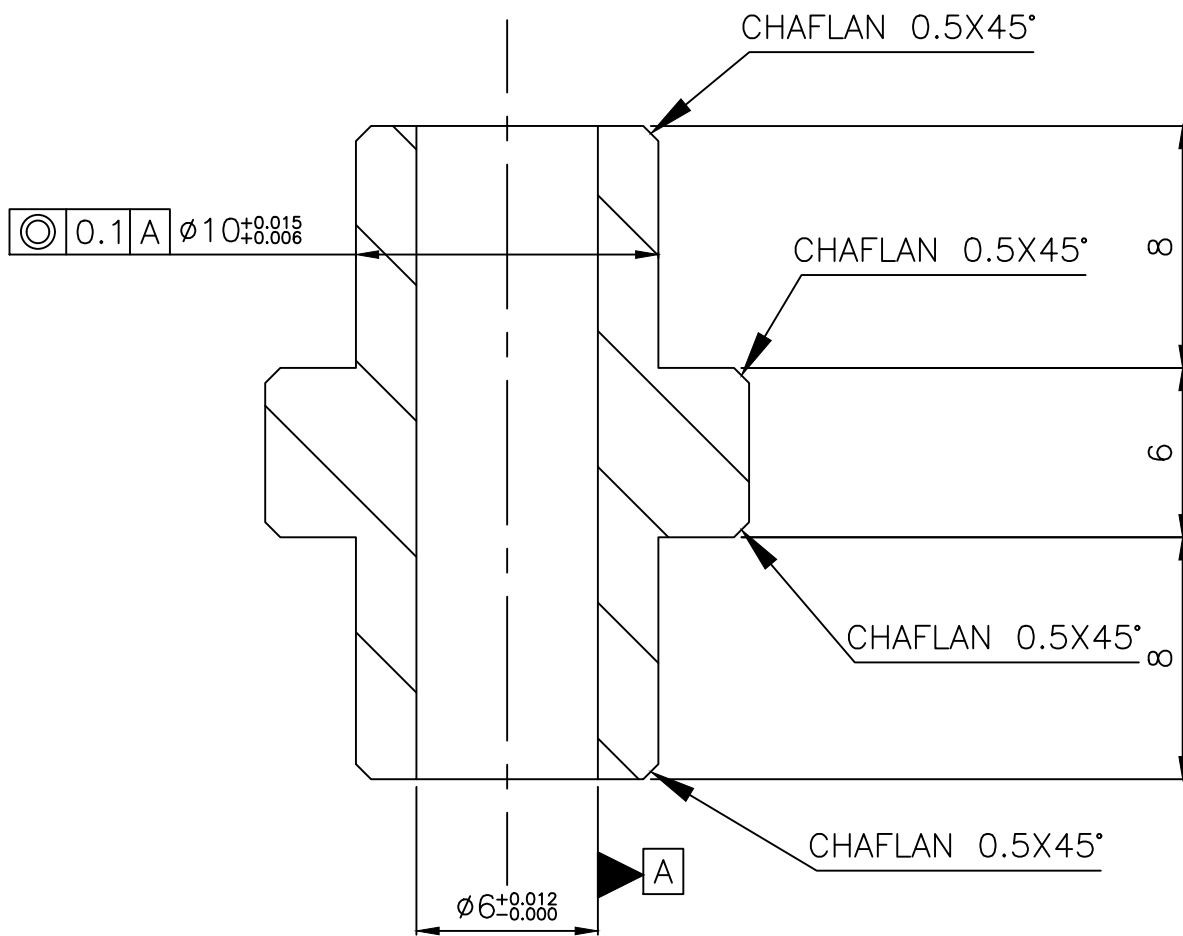
CORTE A-A
ESC 4:1



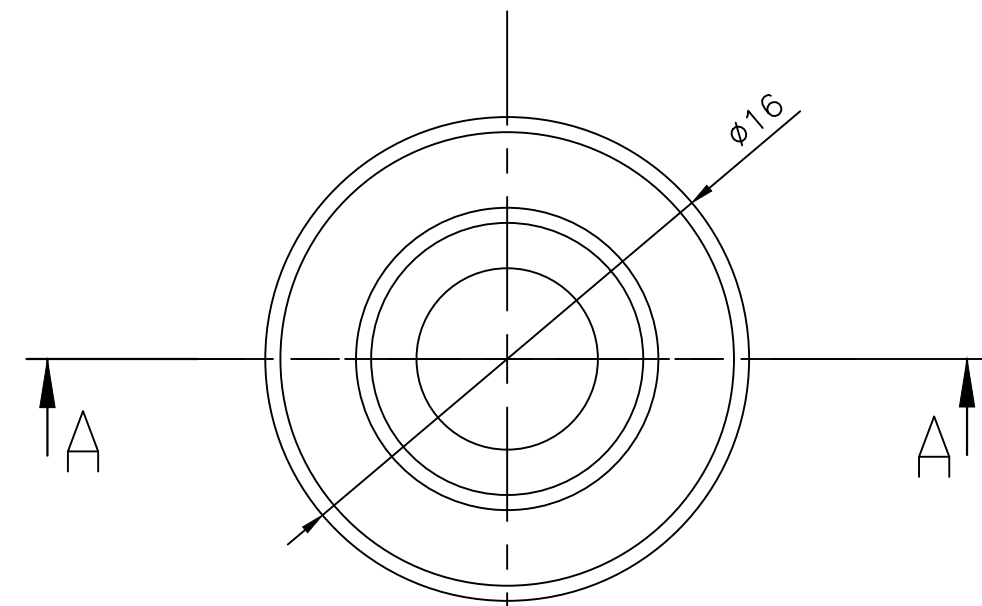
VISTA FRONTAL
ESC 4:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

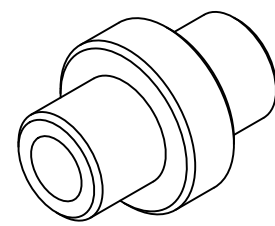
11	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-11	ESCALA: 4:1
MAT.:	SAE 1045	
PIEZA:	BUJE SEPARADOR	



CORTE A-A
ESC 4:1



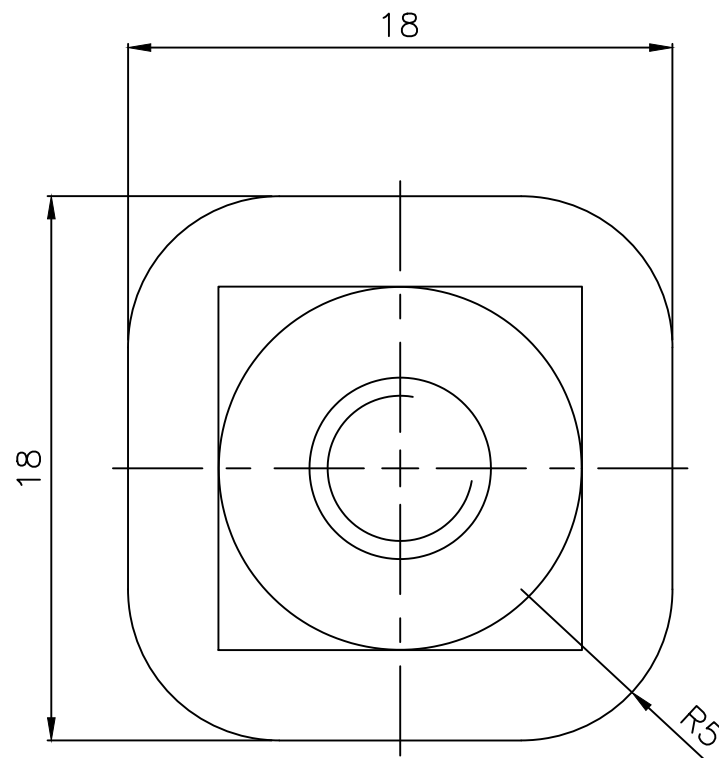
VISTA FRONTAL
ESC 4:1



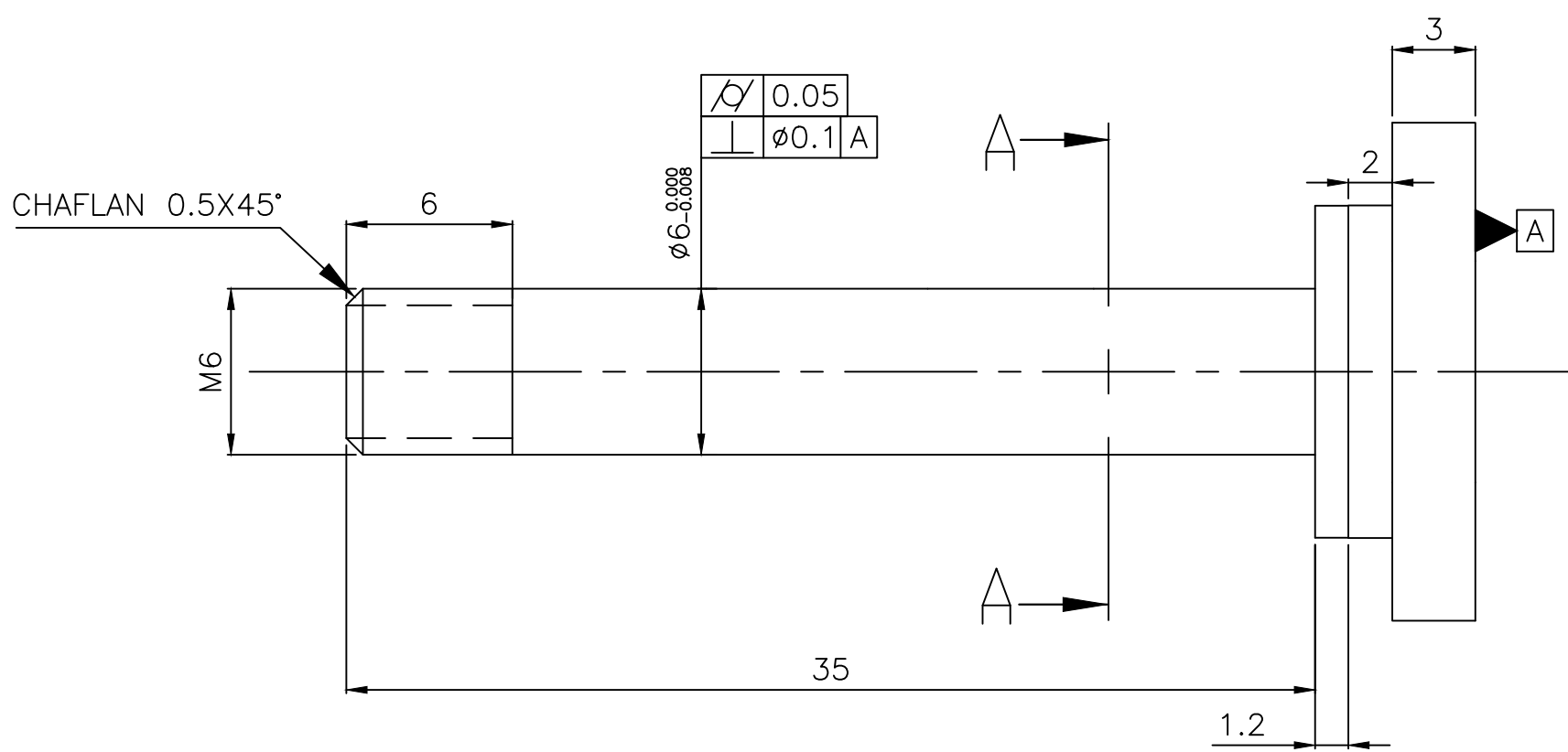
VISTA ISOMETRICA
ESC SE

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

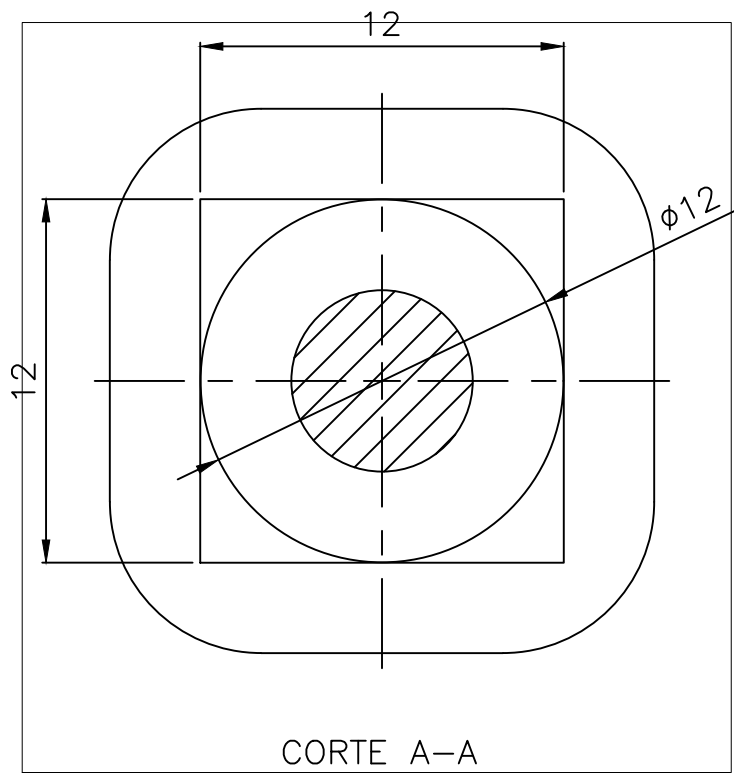
13	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-11	ESCALA: 4:1
MAT.:	SAE 1045	
PIEZA:	PERNO	



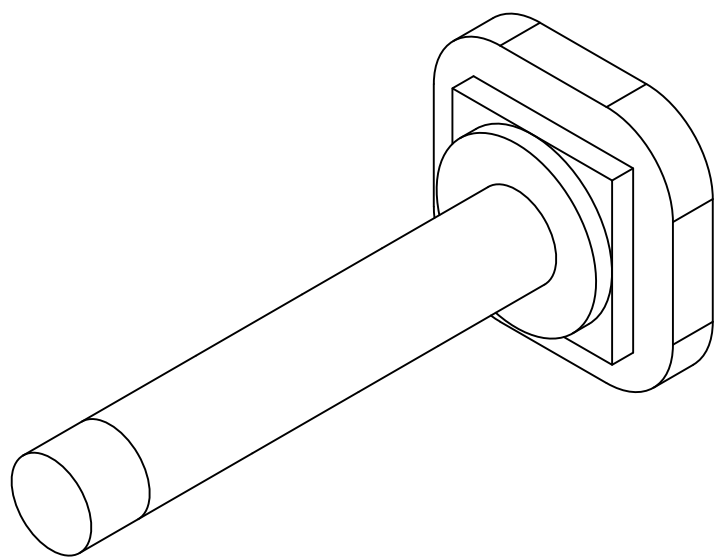
VISTA FRONTAL
ESC 4:1



VISTA LATERAL
ESC 4:1



CORTE A-A
ESC 4:1



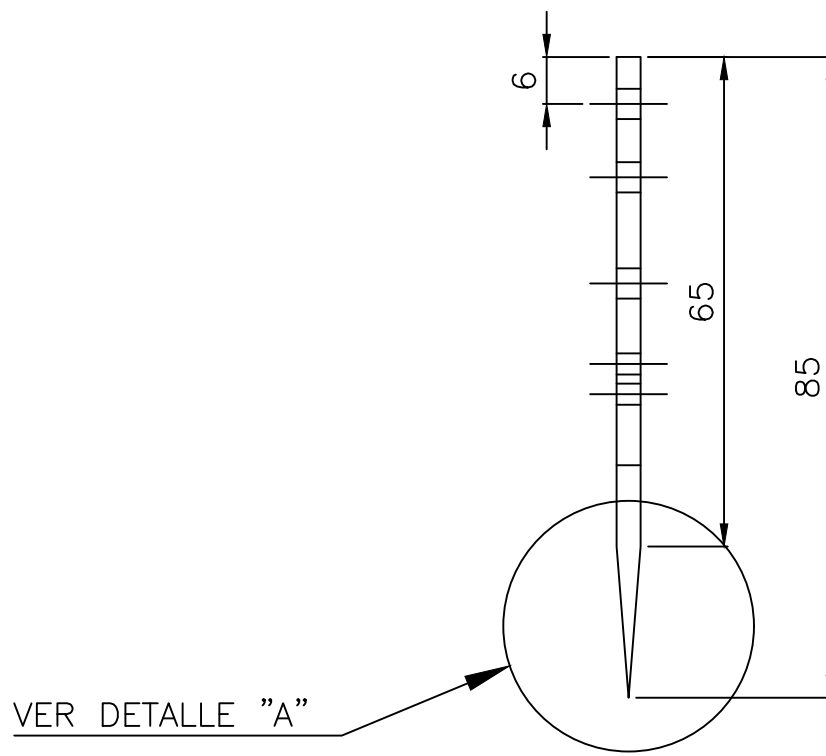
VISTA ISOMETRICA
ESC SE

NOTAS GENERALES

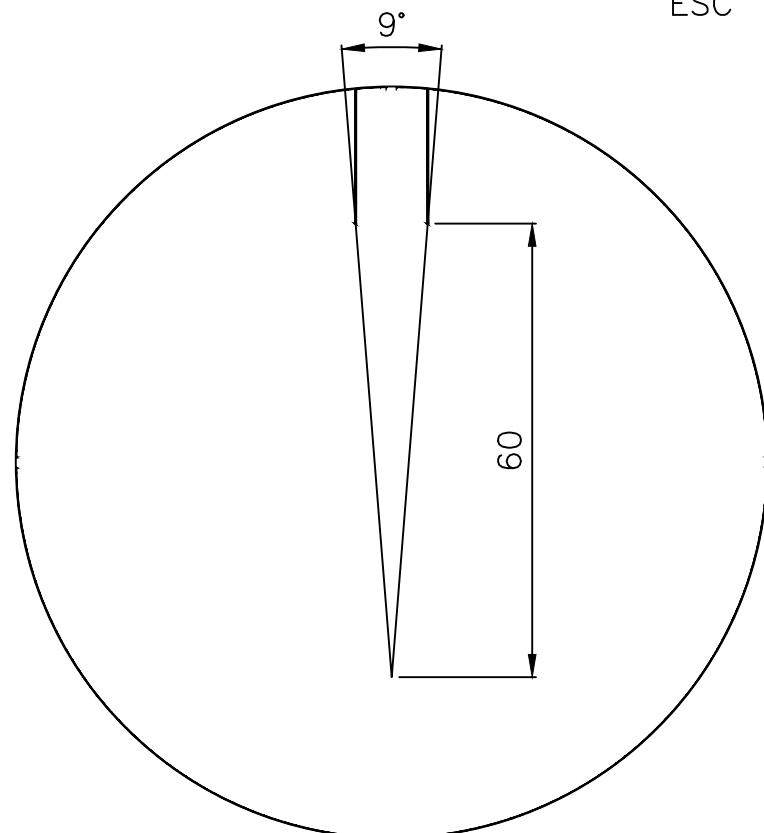
ACERO SAE 1045.
MECANIZAR TODAS LAS SUPERFICIES.
DESBARBAR Y LIMPIAR TODOS LOS CANTOS VIVOS.
CONTROLAR PERPENDICULARIDAD DEL EJE
RESPECTO A LA BASE SEGÚN INDICACIÓN.

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

16	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-11	ESCALA: 1:1
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	SEPARADOR	



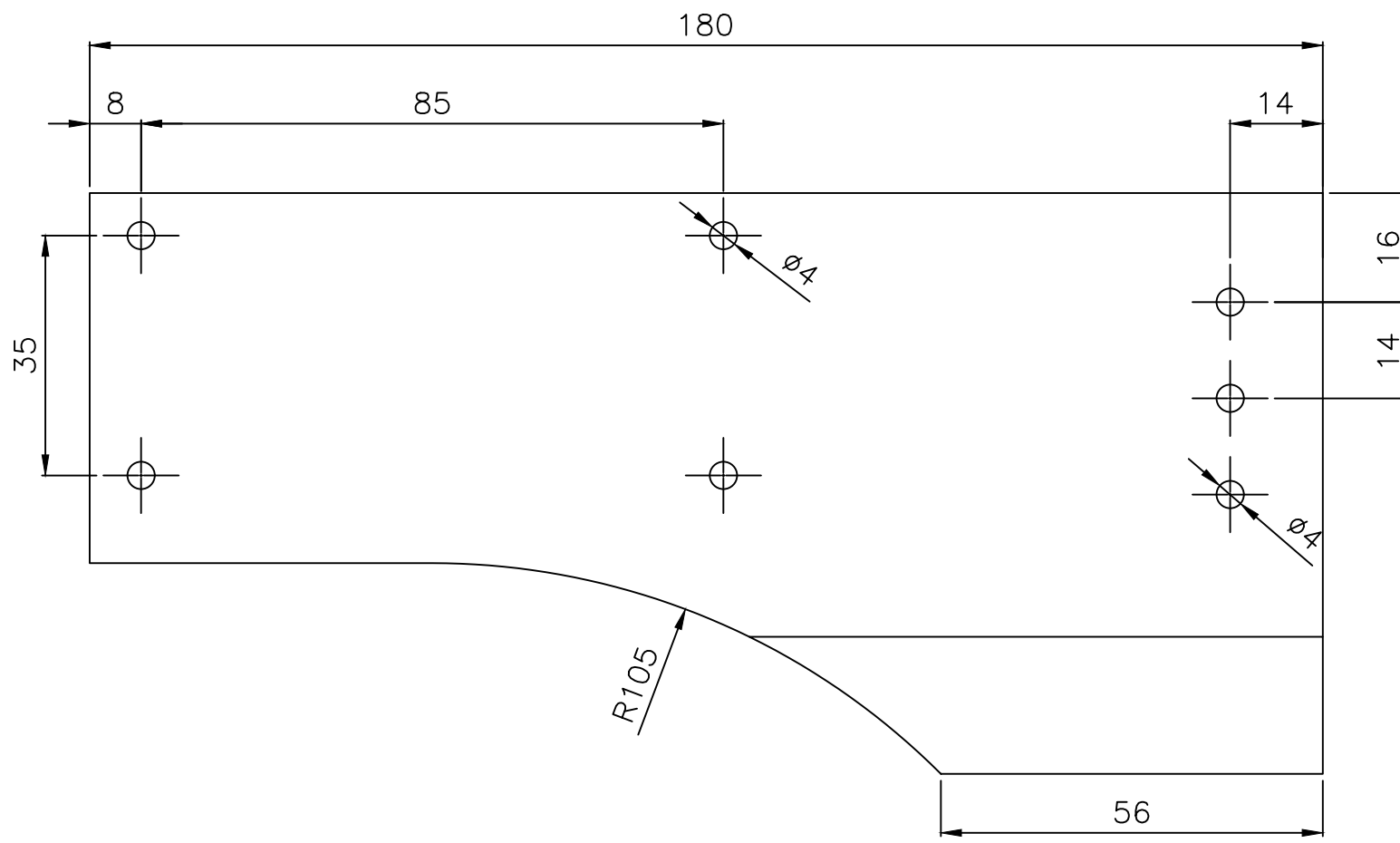
VISTA FRONTAL
ESC 1:1



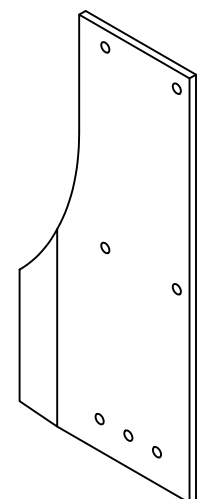
DETALLE "A"
ESC 3:1

NOTAS GENERALES

ACERO SAE 1010.
CORTE POR LÁSER (O PLASMA, SEGÚN TALLER).
DESBARBAR TODOS LOS BORDES.
PIEZA SIN TRATAMIENTO TÉRMICO.



VISTA LATERAL
ESC 1:1



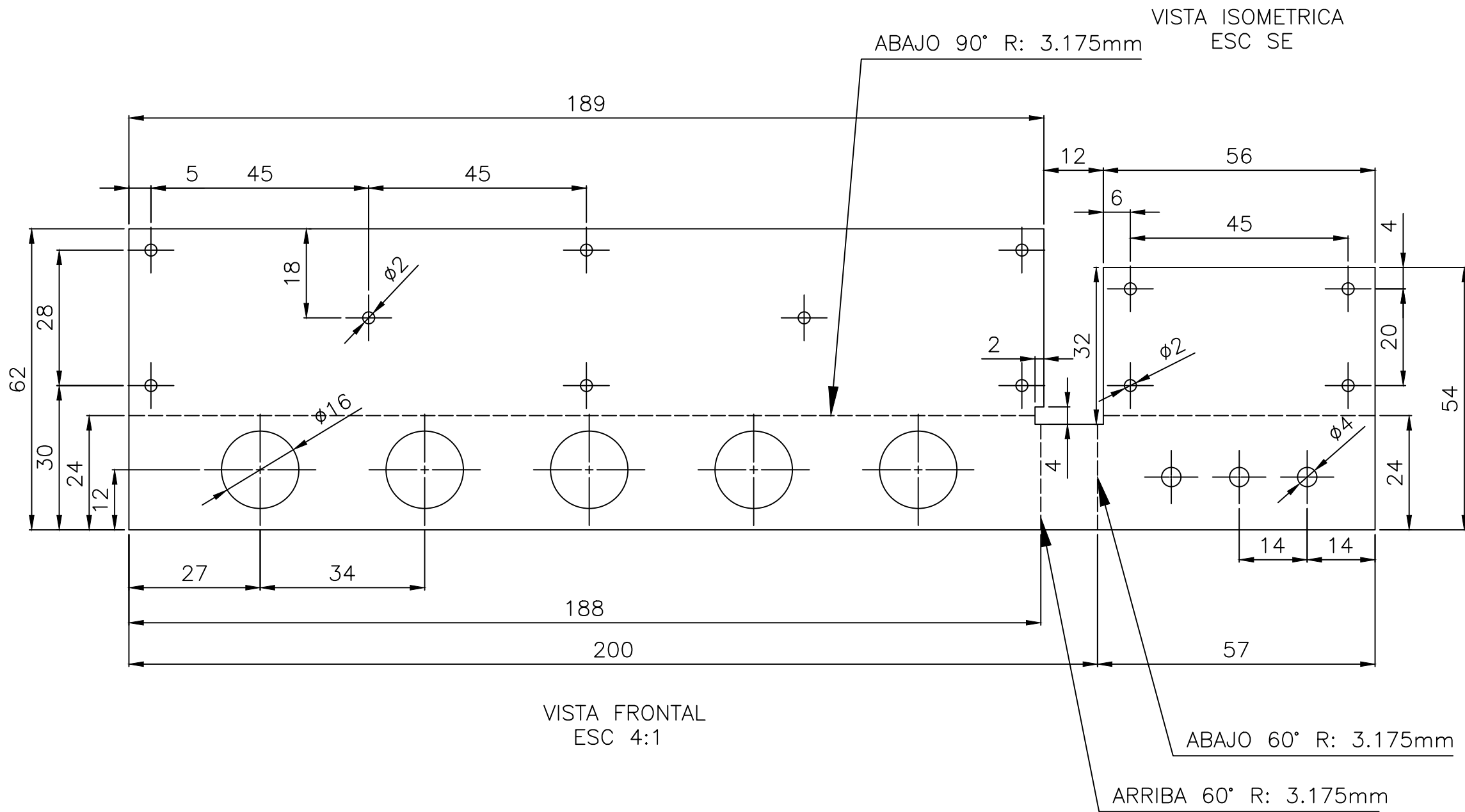
VISTA ISOMETRICA
ESC SE

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

07	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-12		ESCALA: 1:1
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:PLEGADO SOPORTE 1		

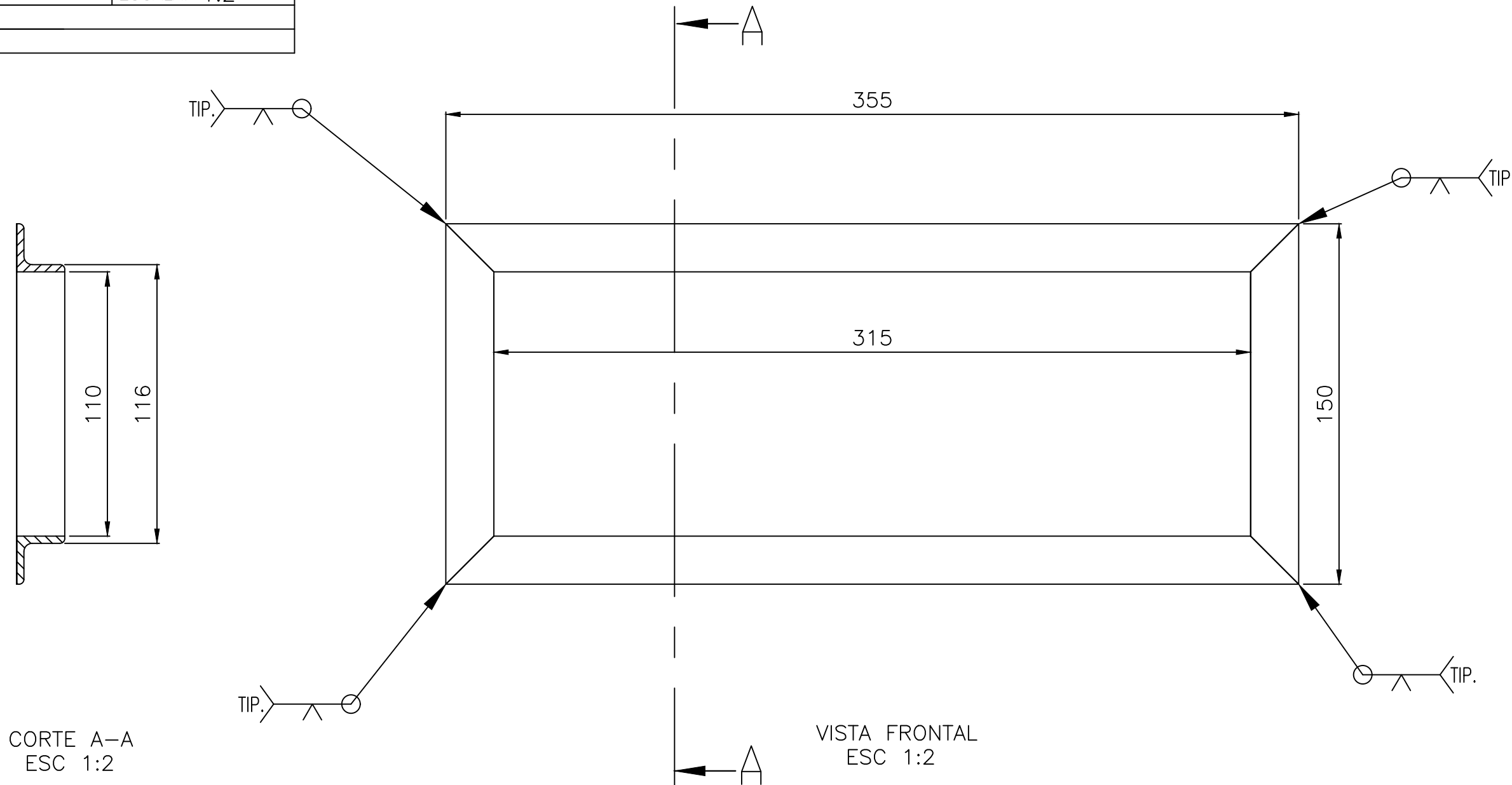
NOTAS GENERALES

MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010.
ESPESOR: $\frac{3}{8}$ " (3.175mm).
REALIZAR CORTE LASER Y PLEGADO SEGÚN LÍNEAS INDICADAS EN VERDE.
DESBARBAR Y LIMPIAR CANTOS VIVOS.
VERIFICAR POSICIÓN Y DIÁMETRO DE LOS AGUJEROS ANTES DEL PLEGADO.
CONTROLAR SIMETRÍA Y PLANITUD POST-PLEGADO.



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

17	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-12		ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:BASTIDOR		



NOTAS GENERALES

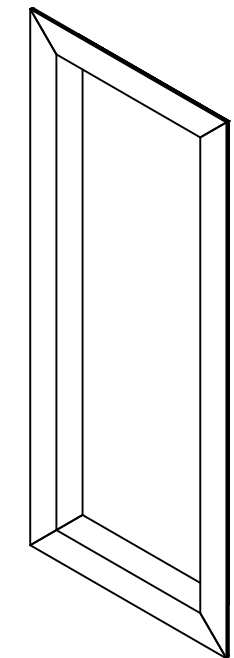
MATERIAL:
PERFILES ANGULARES L 20 × 20 × 3 MM, ACERO ASTM A36 O EQUIVALENTE SAE 1010.

SOLDADURA:

LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

CONTROLAR ESCUADRIA 90° ± 0.5 MM EN CADA ESQUINA DEL BASTIDOR.

VERIFICAR PLANITUD DEL MARCO: ≤ 1 MM EN DIAGONAL.

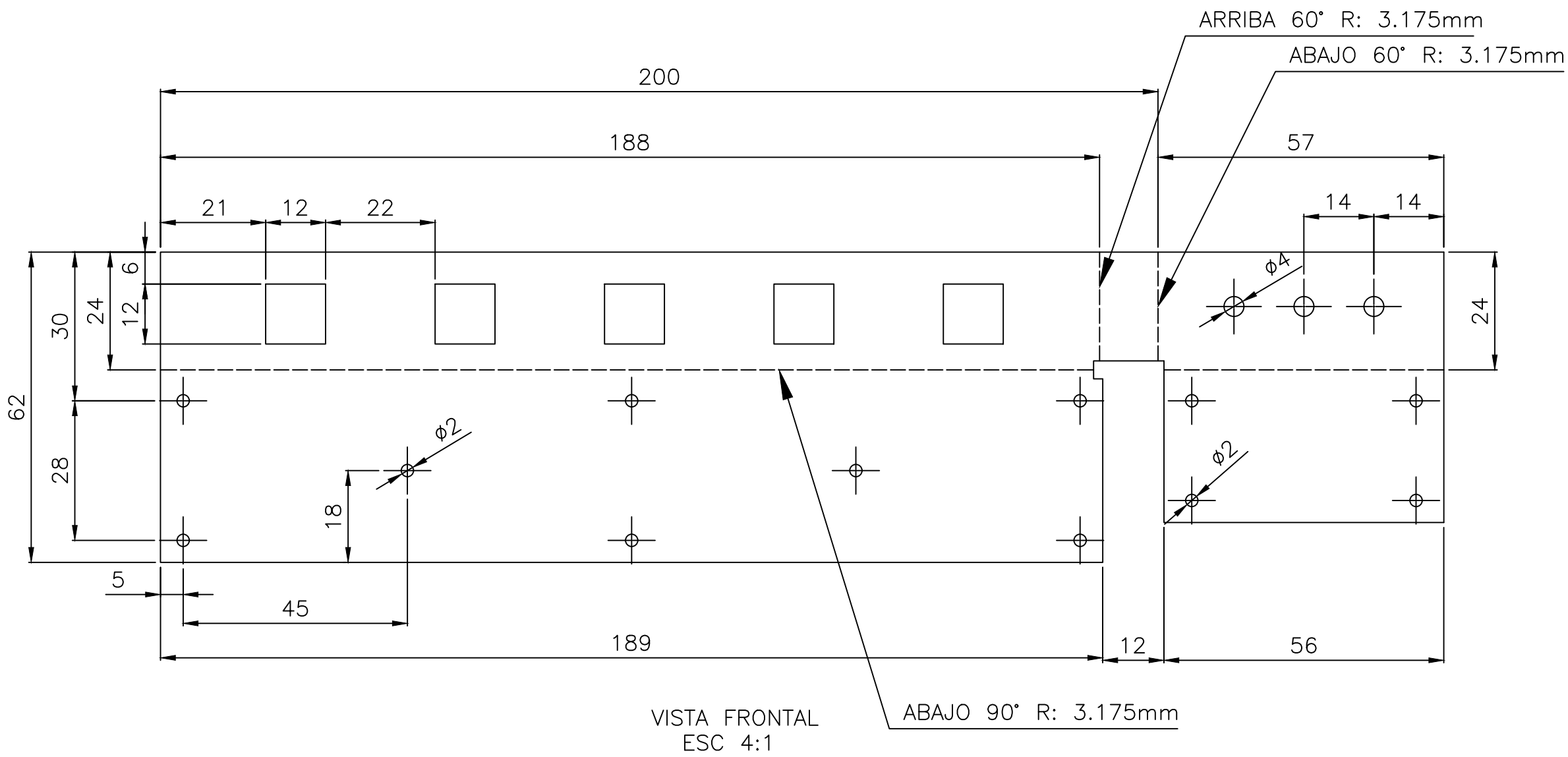


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

12	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-12		ESCALA: 1:1
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:PLEGADO SOPORTE 2		

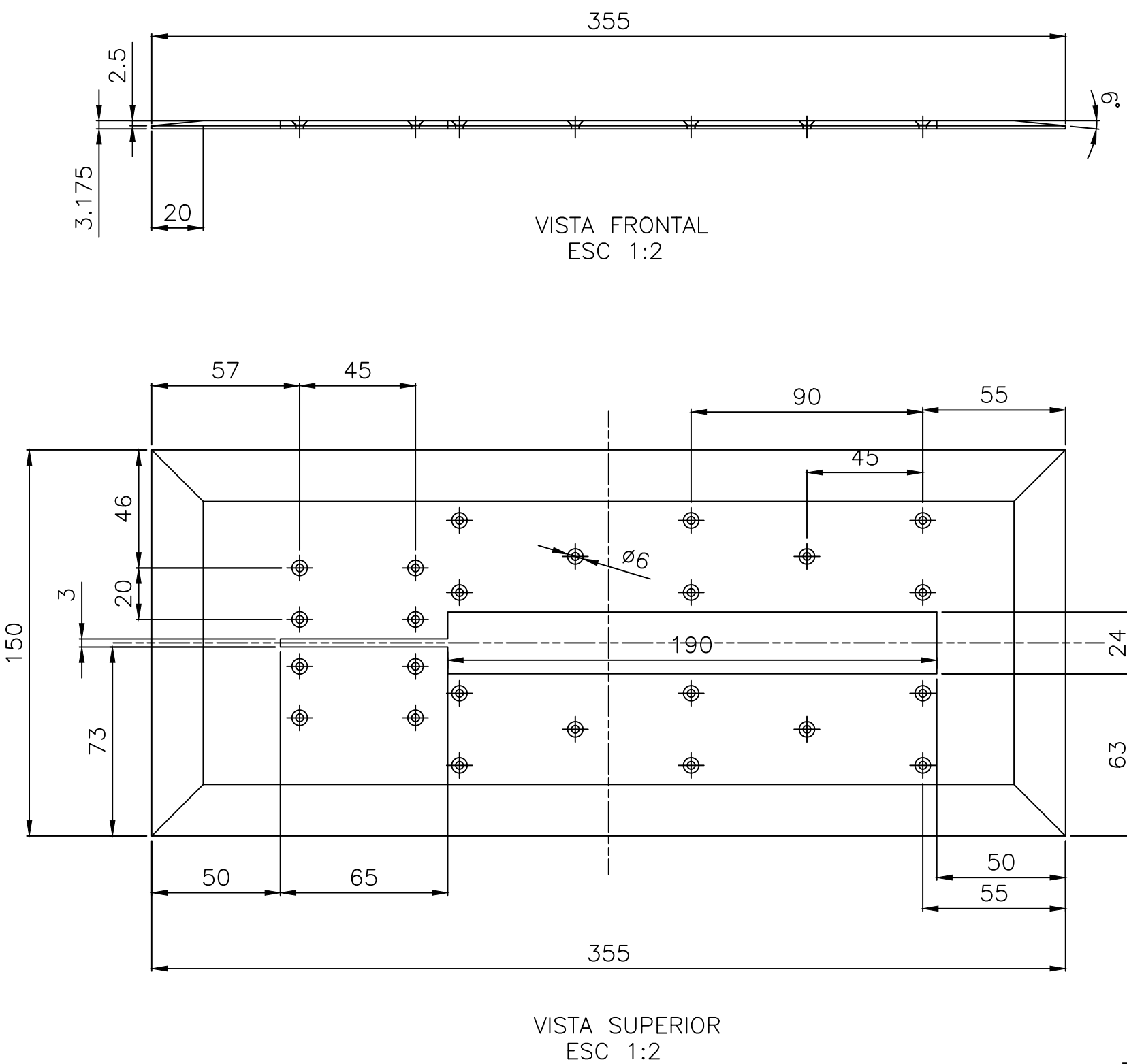
NOTAS GENERALES

MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010.
ESPESOR: $\frac{3}{8}$ " (3.175mm).
REALIZAR CORTE LASER Y PLEGADO SEGÚN LÍNEAS INDICADAS EN VERDE.
DESBARBAR Y LIMPIAR CANTOS VIVOS.
VERIFICAR POSICIÓN Y DIÁMETRO DE LOS AGUJEROS ANTES DEL PLEGADO.
CONTROLAR SIMETRÍA Y PLANITUD POST-PLEGADO.



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

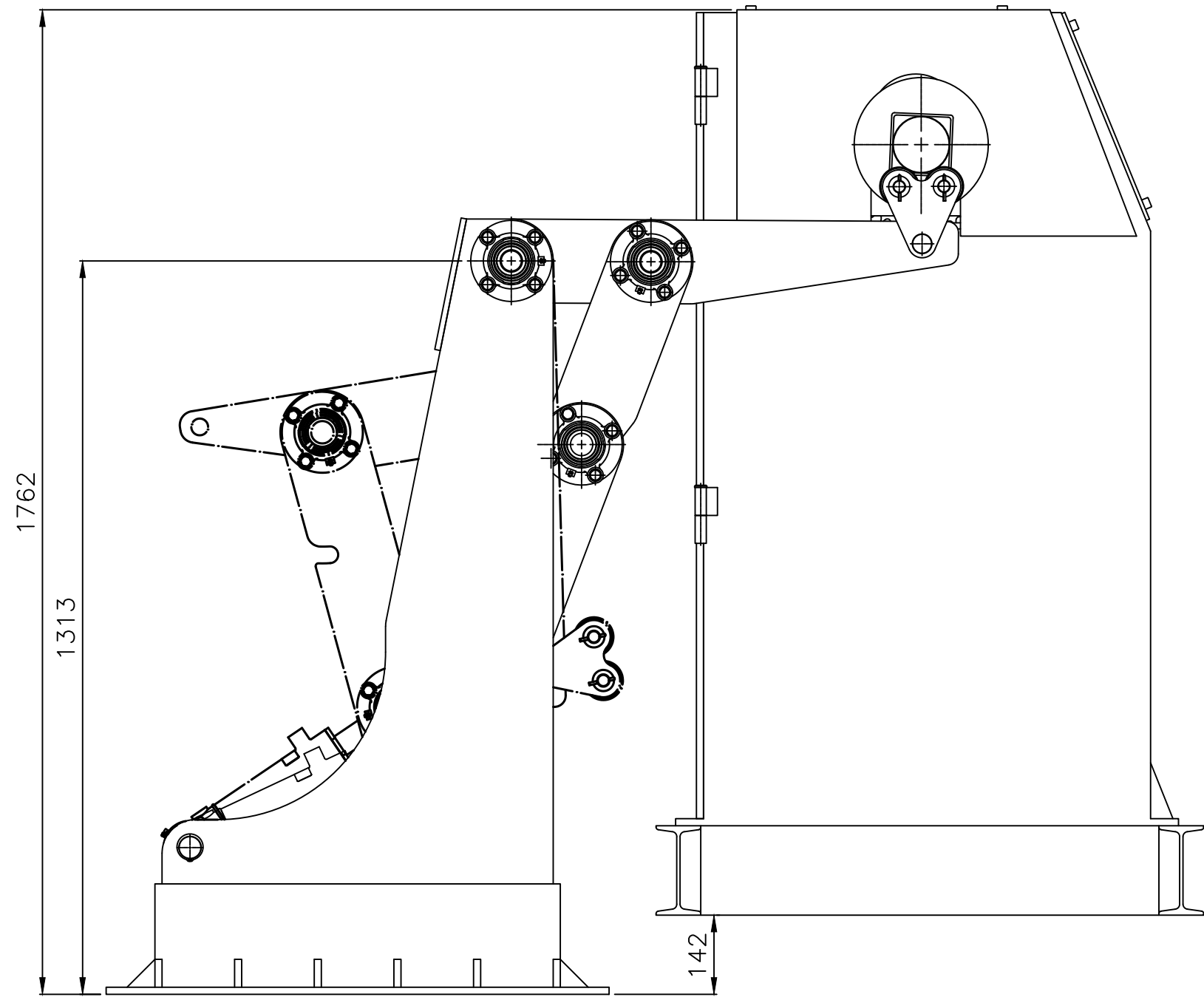
18	01	PF00-MC-10
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MC-12		ESCALA: 1:2
MAT.:SAE 1010		
PIEZA:PLACA DE APOYO		



VISTA ISOMETRICA
ESC SE

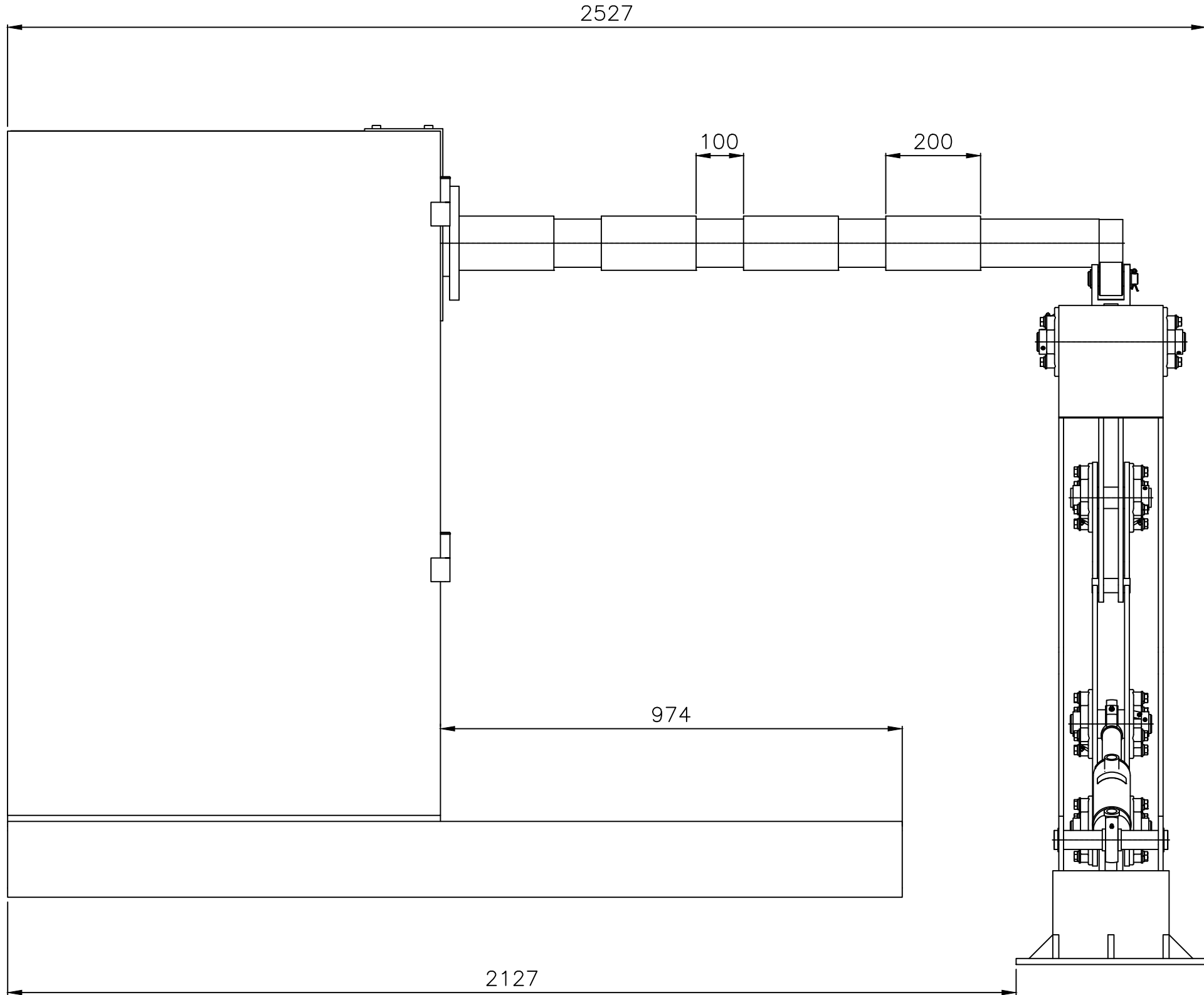
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

—	—	—
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00—MC—01	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	CONJUNTO	

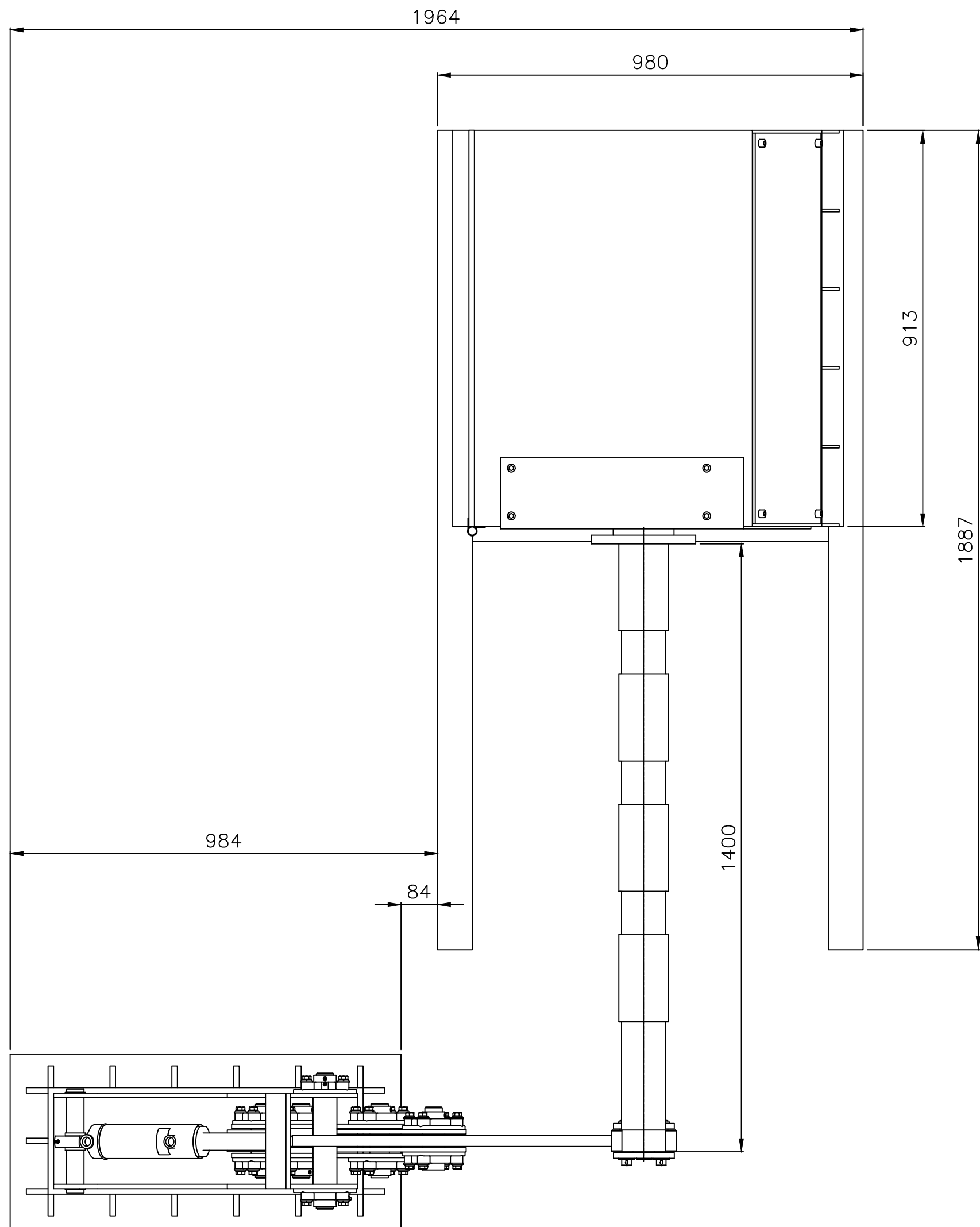


NOTA
LA FIGURA EN LINEA DE TRAZO Y PUNTO REPRESENTA LA POSICIÓN EXTREMA DEL BRAZO SOPORTE EN SU ESTADO DE RETRACCIÓN.

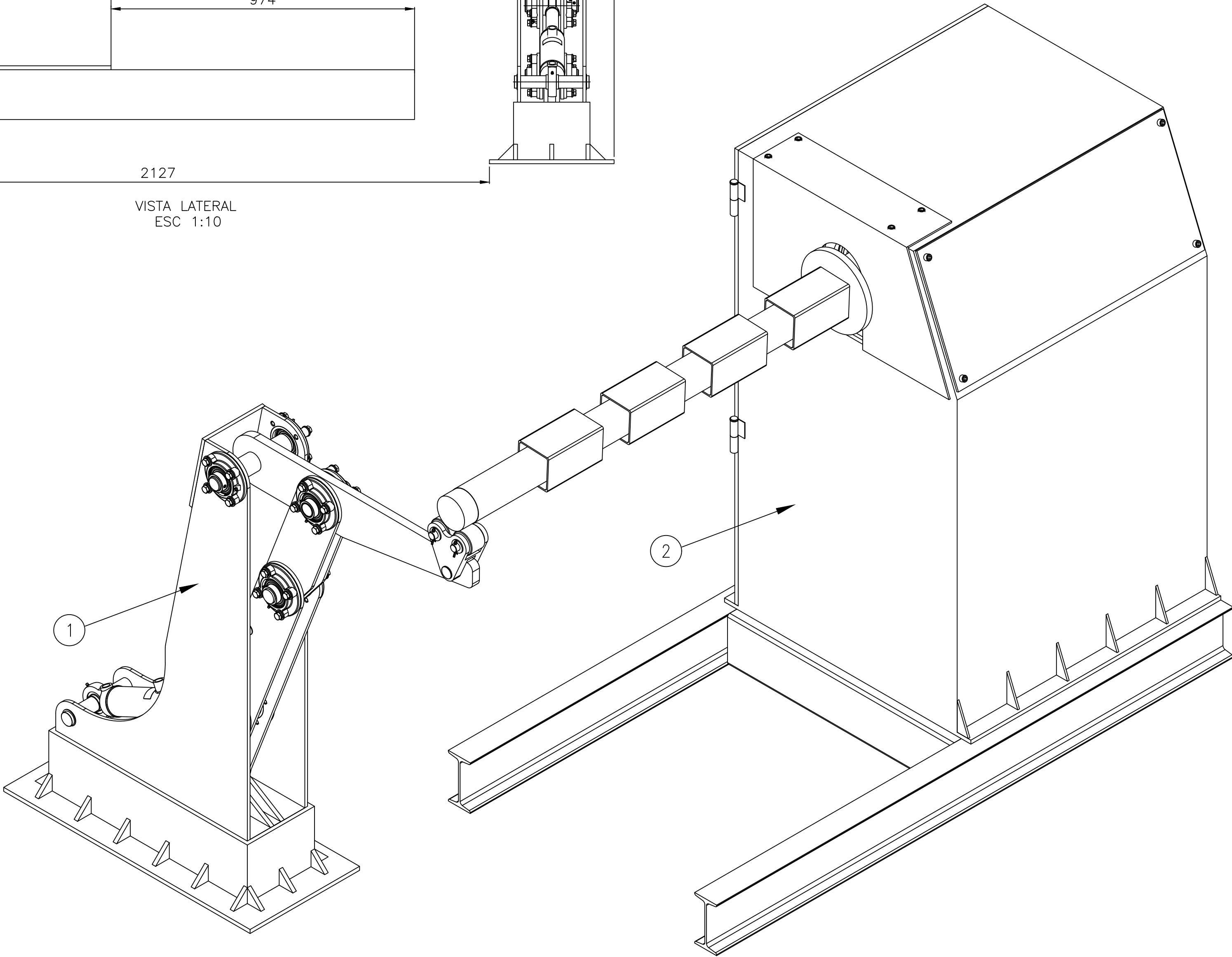
VISTA FRONTAL
ESC 1:10



VISTA LATERAL
ESC 1:10



VISTA SUPERIOR
ESC 1:10



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

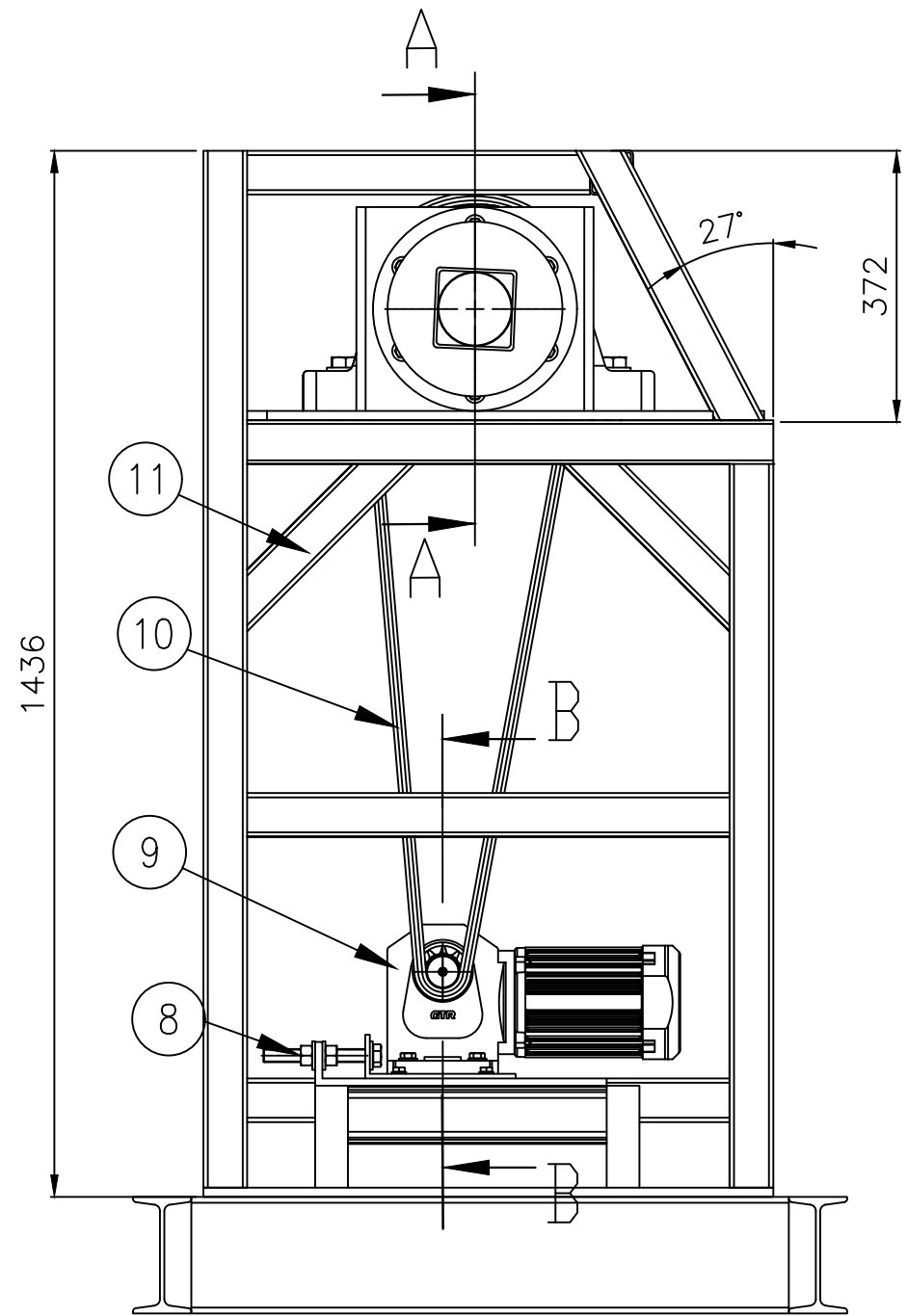
NOTA
EL MONTAJE DEL REBOBINADOR SE DEBERA REPRODUCIR EN ESPEJO ACORDE A LA DISPOSICION ESPECIFICADA EN EL PLANO DE CONJUNTO GENERAL PF—00—PC

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

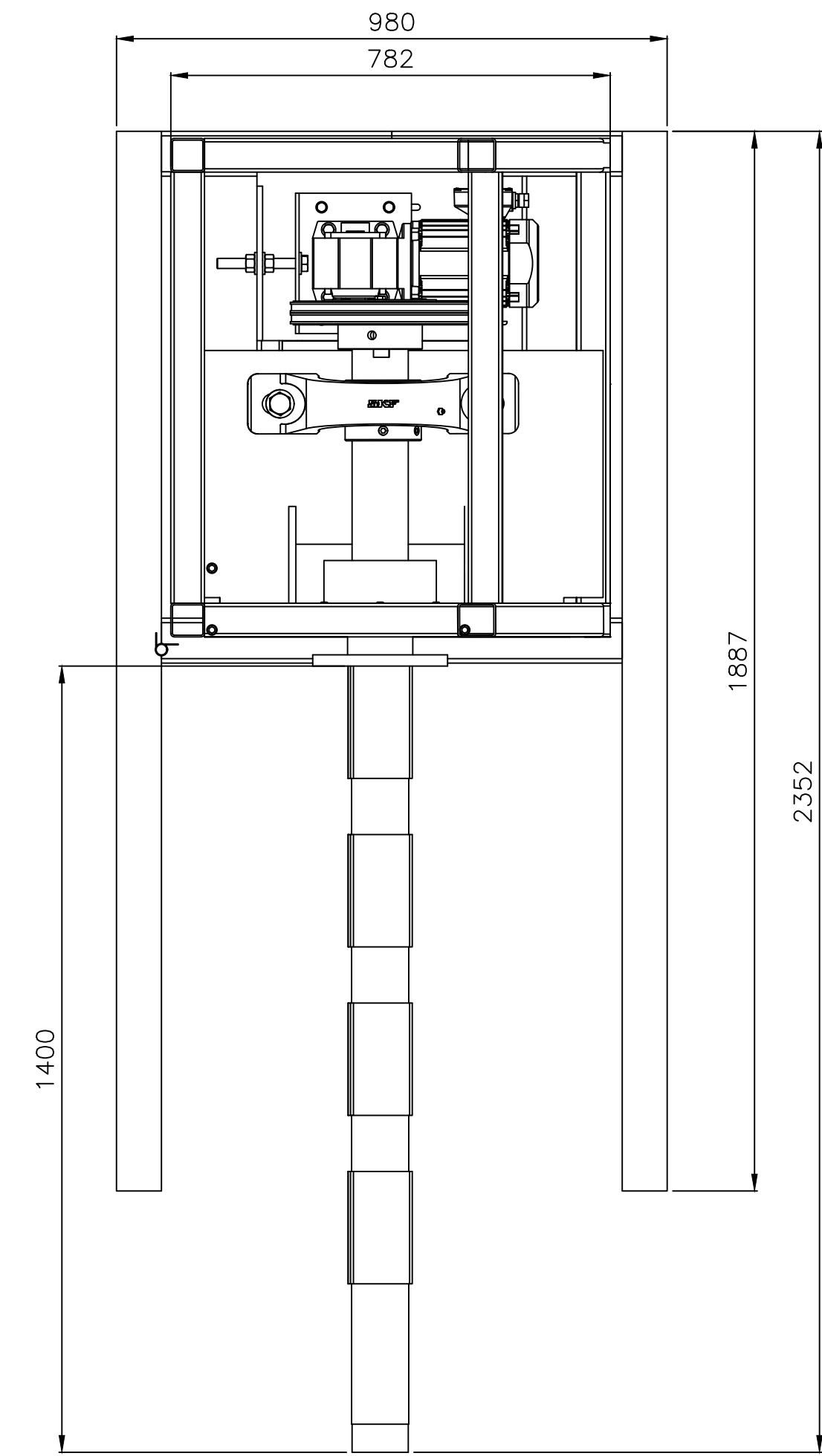
02	01	SUBCONJUNTO MOTOR DEBOBINADORA	VER HOJA 02
01	01	BRAZO SOPORTE	VER HOJA 06
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	—
REV.	DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA		SLITTING MACHINE		
ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		Plano de Conjunto		
N° DE PLANO:		MD—01		
ESCALA:1—6	FECHA:02/06/25	FORMATO	A1	
DIBUJO	PROYECTO	VERIFICADO	APROBO	
A.G.	PF00	A.S.	—	
—	—	—	—	
HOJA 01		SIG: 02	ARCHIVO: PF00—MD—01	
ULT: 09		INGENIERIA ELABORADA POR:		
		GARCIA, AGUSTIN DARIO — SANCHEZ, ALVARO JULIAN		

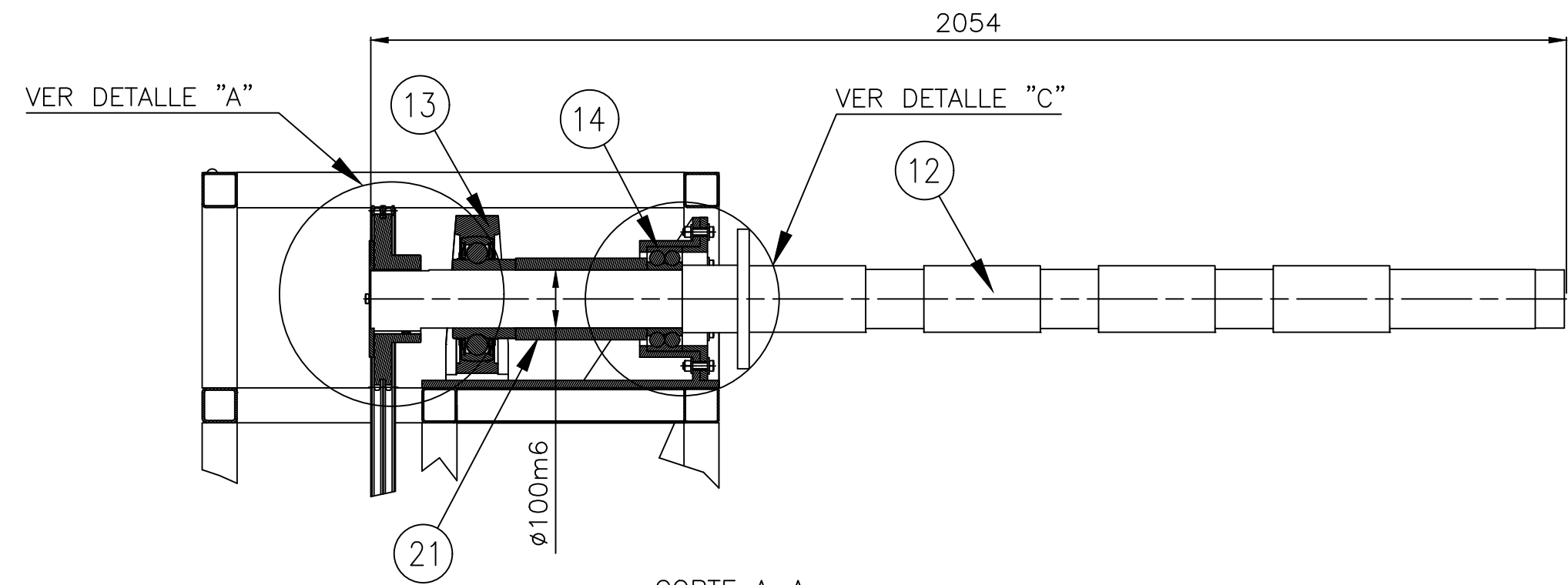
01	01	PF00-MC-01
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MC-02	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	ESTRUCTURA MODULO DE CORTE	



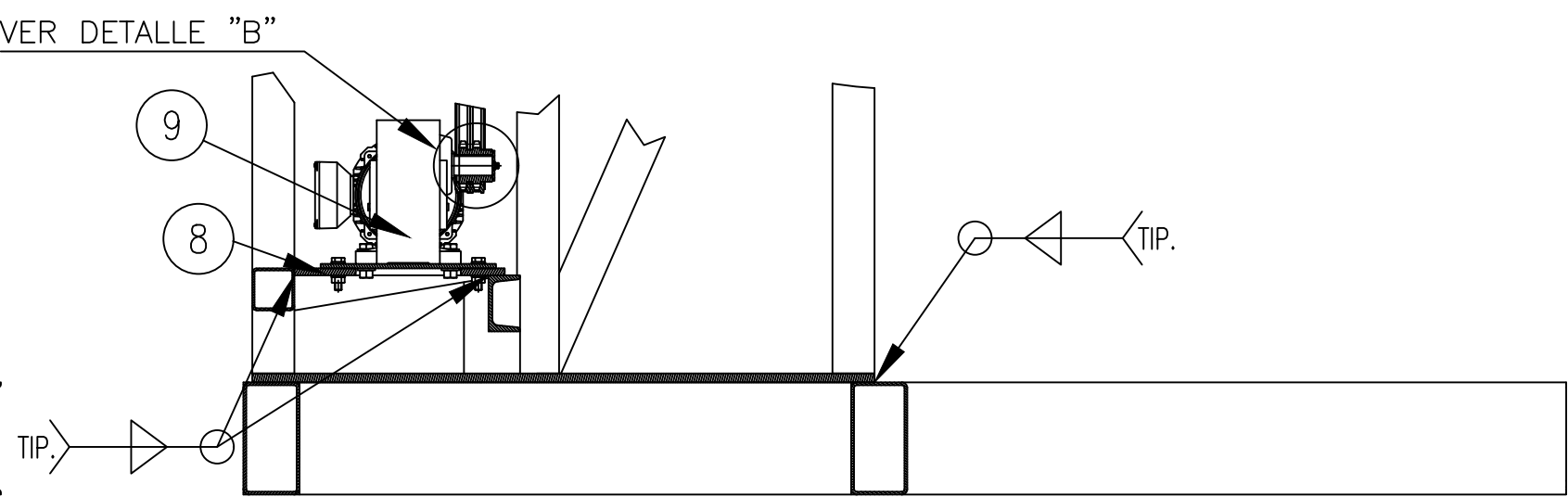
VISTA FRONTAL
ESC 1:10



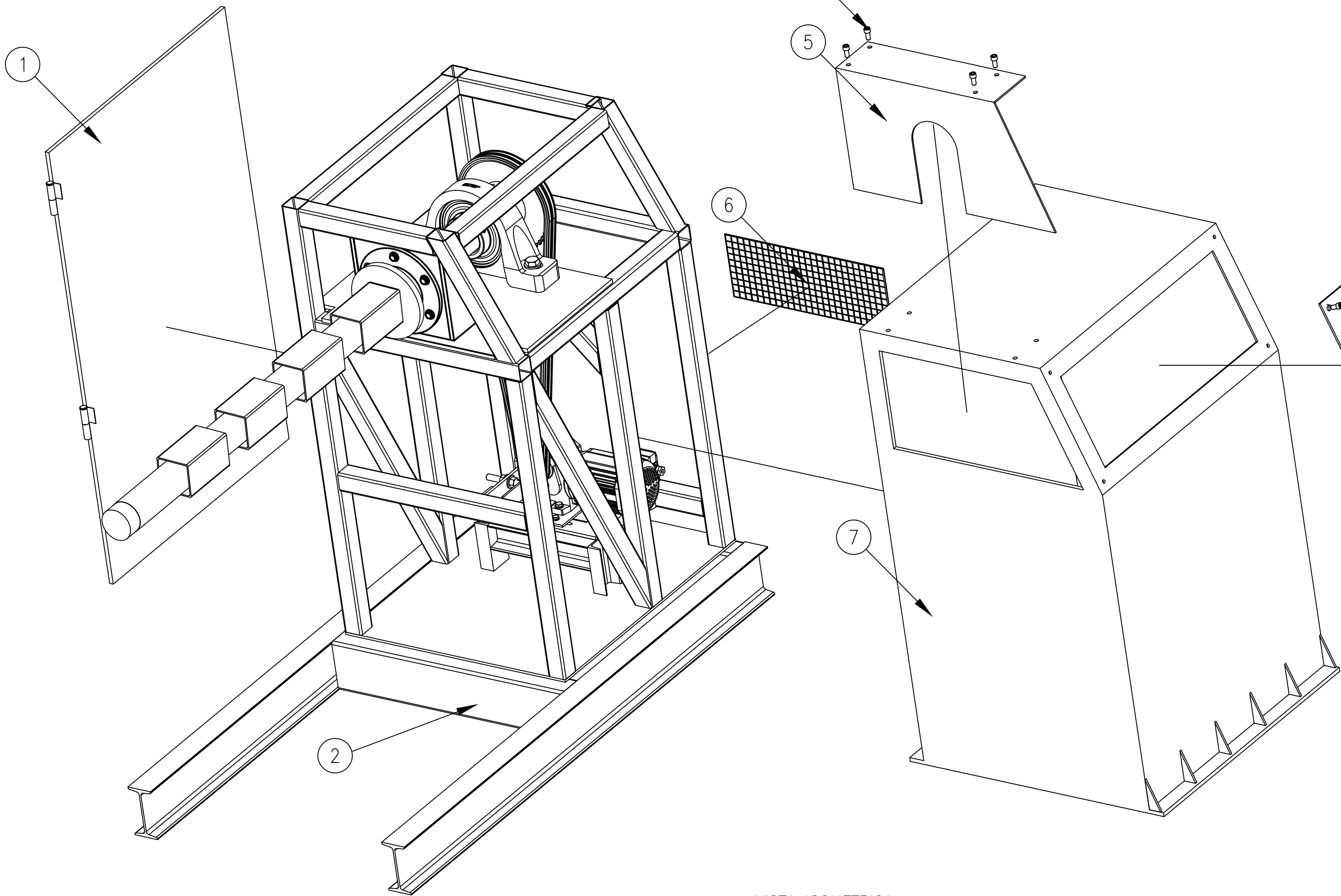
VISTA SUPERIOR
ESC 1:10



CORTE A-A
ESC 1:10



CORTE B-B
ESC 1:10

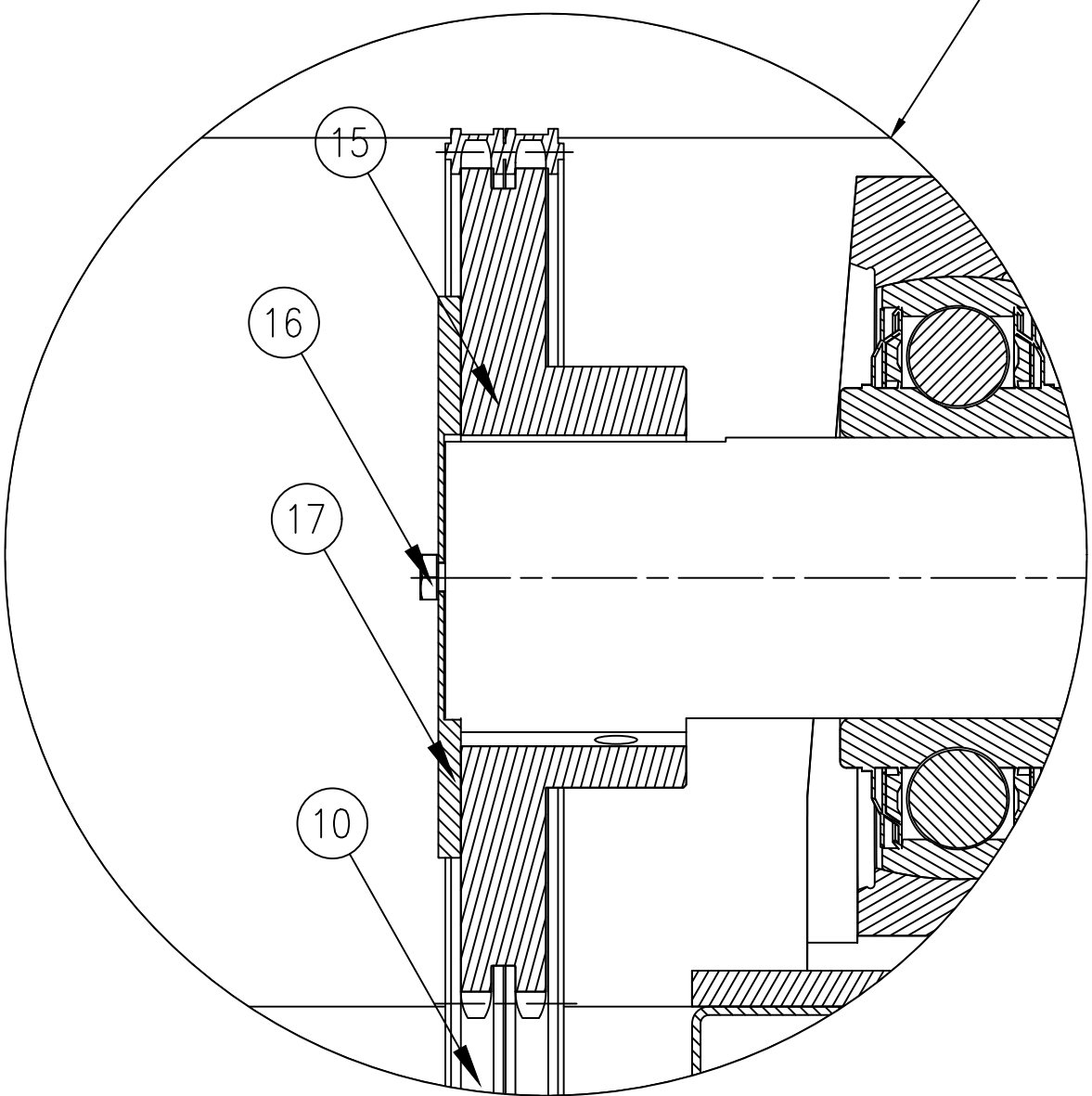


VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

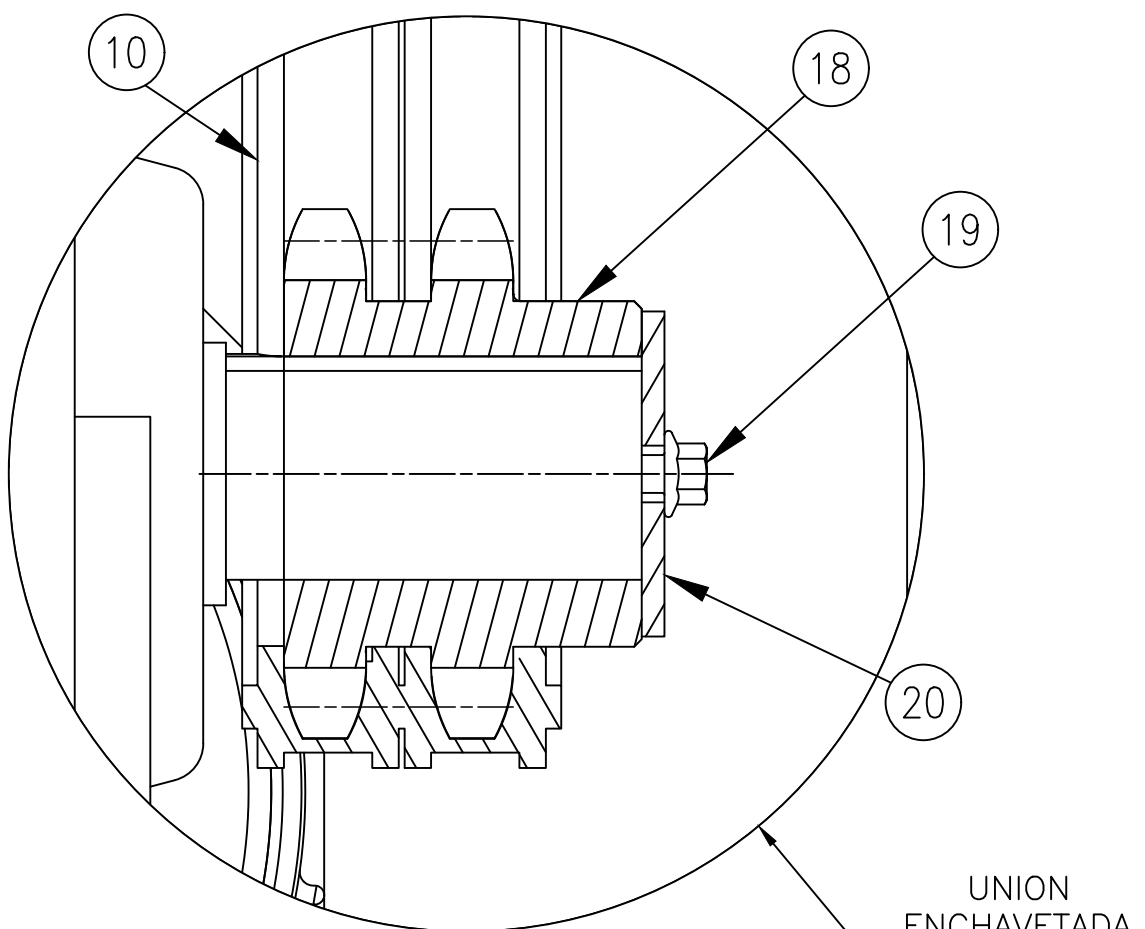
NOTAS GENERALES

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN D1.1

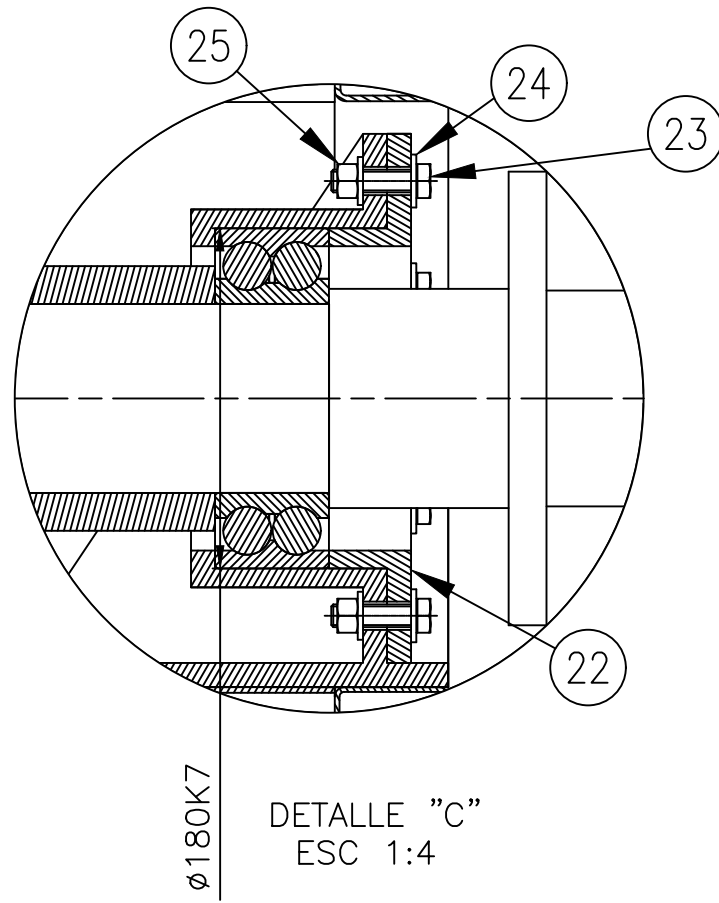
UNION
ENCHAVETADA
SEGUN
DIN 6885



DETALLE "A"
ESC 2:5



DETALLE "B"
ESC 1:1



DETALLE "C"
ESC 1:4

NOTAS

A- MOTOREDUCTOR

FABRICANTE: Rosario Transmisiones

TIPO: PC/NMTER

TAMAÑO: 080/075

VELOCIDAD NOMINAL DEL MOTOR: 1400 RPM

RELACION DE TRANSMISION: $i=120$

VELOCIDAD DE SALIDA: 12 RPM

TORQUE NOMINAL: 28.4 kgf.m

POTENCIA NOMINAL: 750W

B- CADENA DE TRANSMISION:

TIPO: ASA 60-2 (DOBLE HILERA)

PASO: 3/4" (19.05 MM)

NORMA: ANSI B29.1

CANTIDAD DE ESLABONES: 130

MATERIAL: ACERO AL CARBONO

POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
01	01	PUERTA CUBIERTA MOTOR - CHAPA 0.25"	1442x912MM
02	01	BANCADA BASE DESBOBINADOR	VER HOJA 03
03	08	TORNILLO ALLEN M12x25	DIN 912
04	01	TAPA BANCADA - CHAPA 0.25"	400X900MM
05	01	CUBIERTA RODAMIENTOS	VER HOJA 03
06	01	REJILLA DE VENTILACION DE MOTOR	563X210MM
07	01	CUBIERTA EXTERIOR CONJUNTO MOTRIZ	VER HOJA 03
08	01	BASE TENSORA DE CADENA	VER HOJA 03
09	01	MOTOREDUCTOR TIPO PC/NMTER 080/075 750W i:120	VER HOJA "A"
10	01	CADENA DE RODILLOS DOBLE ASA 60-2	VER HOJA "B"
11	01	ESTRUCTURA SOPORTE DEBOBINADOR	VER HOJA 05
12	01	EJE	VER HOJA 04
13	01	RODAMIENTO DE BOLAS CON SOPORTE DE PIE UCP 320	SAF
14	01	RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR 3220	SAF
15	01	CORONA DOBLE ASA 60-2 PASO:3/4"	VER HOJA 04
16	01	TORNILLO HEXAGONAL M10X16	DIN 934
17	01	TAPA CORONA	VER HOJA 04
18	01	PIÑON DOBLE ASA 60-2 PASO: 3/4"	VER HOJA 04
19	01	TORNILLO HEXAGONAL M5	DIN 934
20	01	TAPA PIÑON	VER HOJA 04
21	01	SEPARADOR Di=101.6MM; De=116MM; L=226MM	SAE 1010
22	01	TAPA RODAMIENTO DE CONTACTO ANGULAR	VER HOJA 05
23	06	TORNILLO HEXAGONAL M14X45	DIN 933
24	06	ARANDELA PLANA M14	DIN 125
25	06	TUERCA HEXAGONAL M14	DIN 934

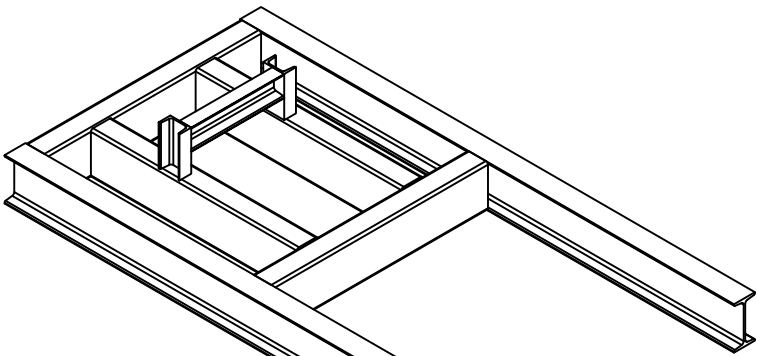
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	2	3	MD-02

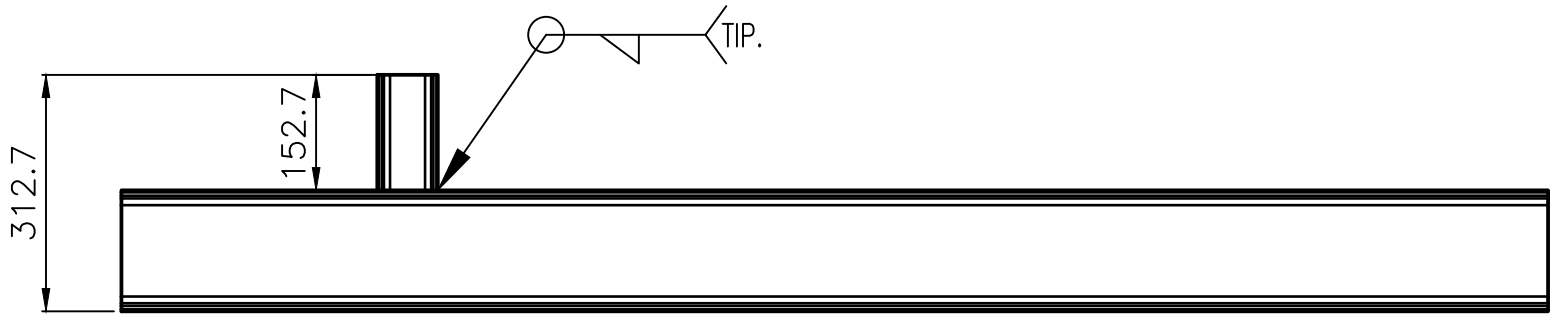
02	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-03	ESCALA: 1:10
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	BANCADA BASE DESBOBINADOR	

NOTAS GENERALES

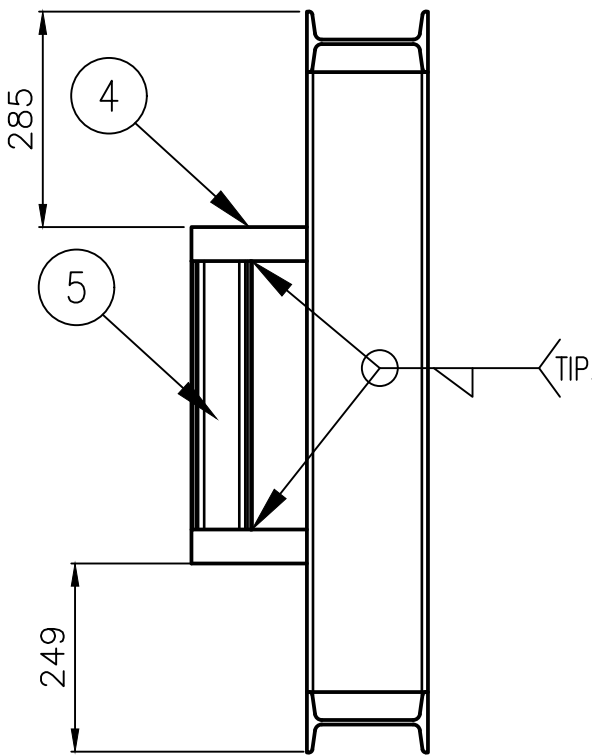
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1



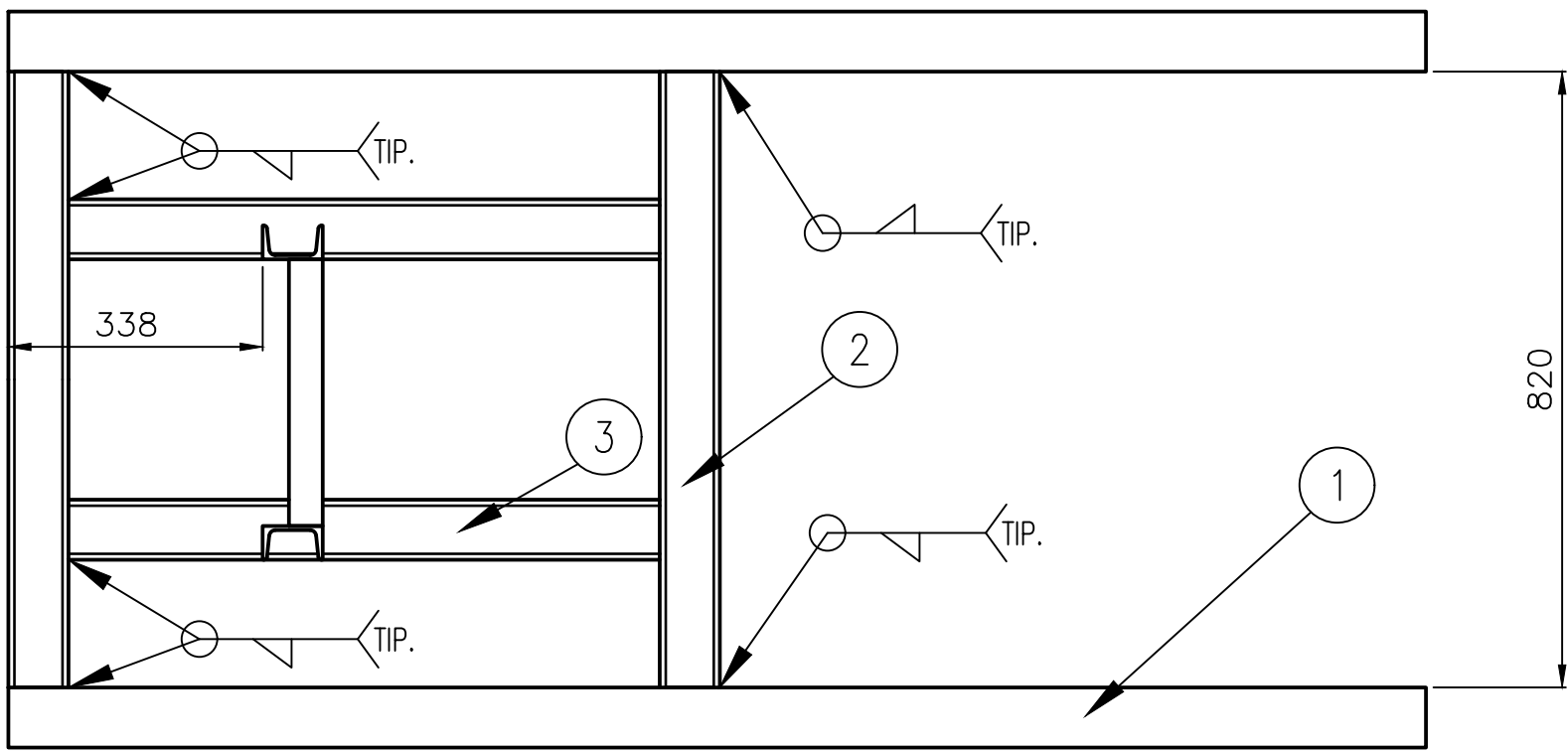
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



VISTA LATERAL
ESC 1:10



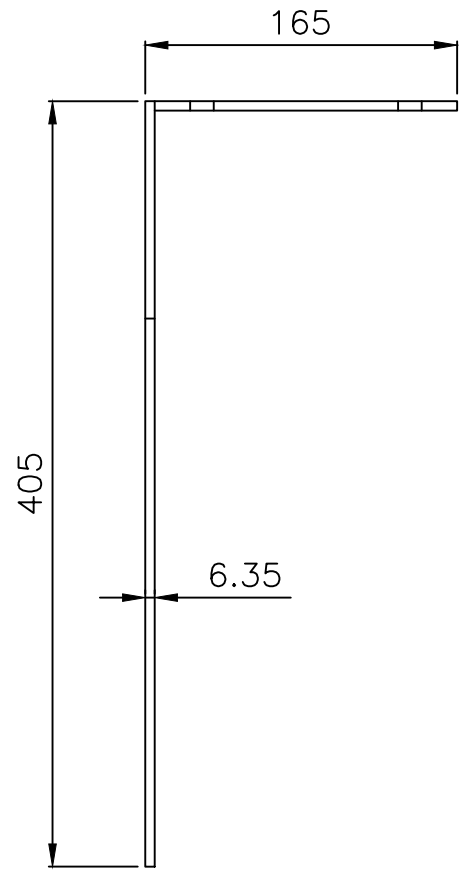
VISTA FRONTAL
ESC 1:10



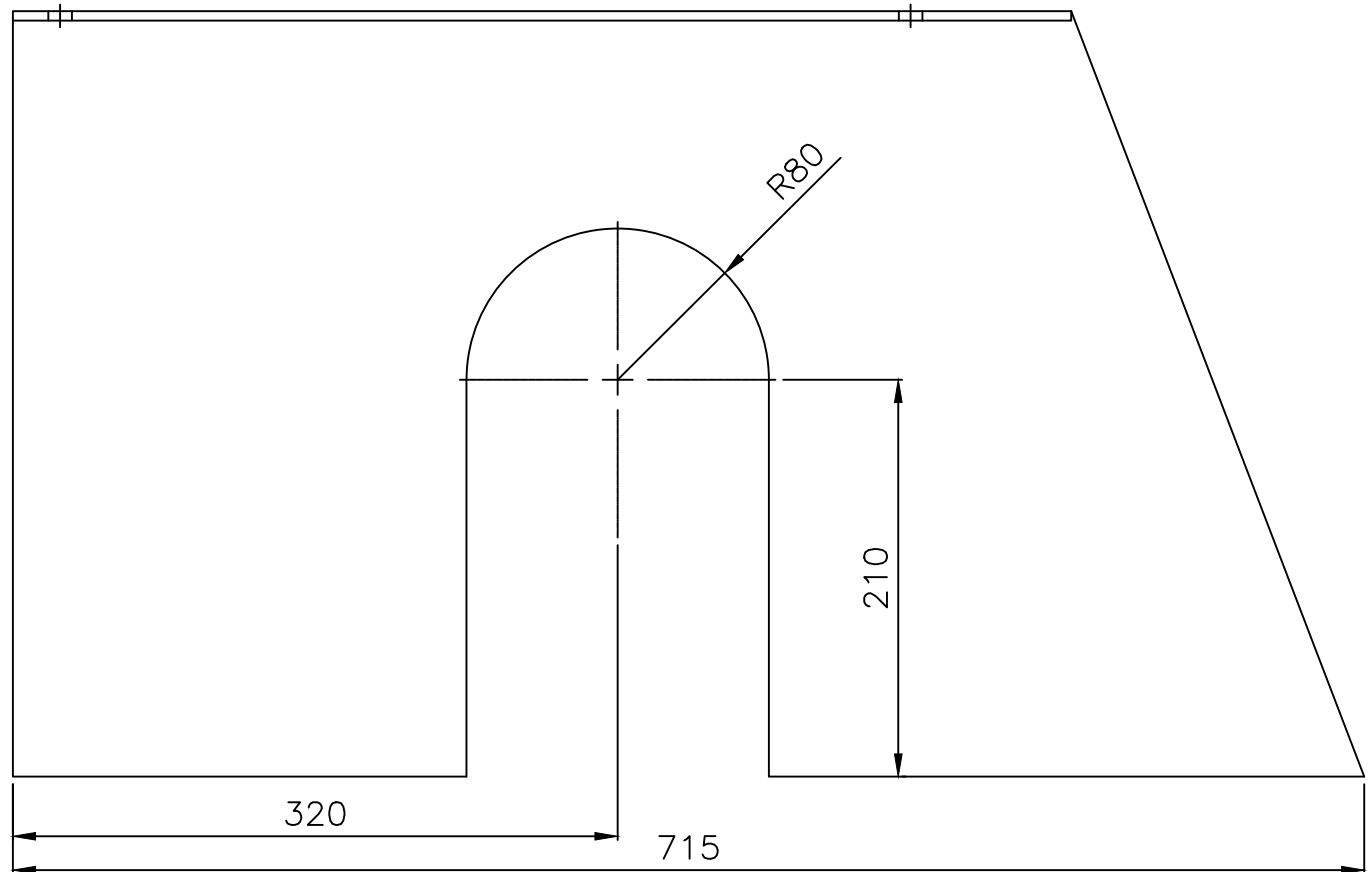
VISTA SUPERIOR
ESC 1:10

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

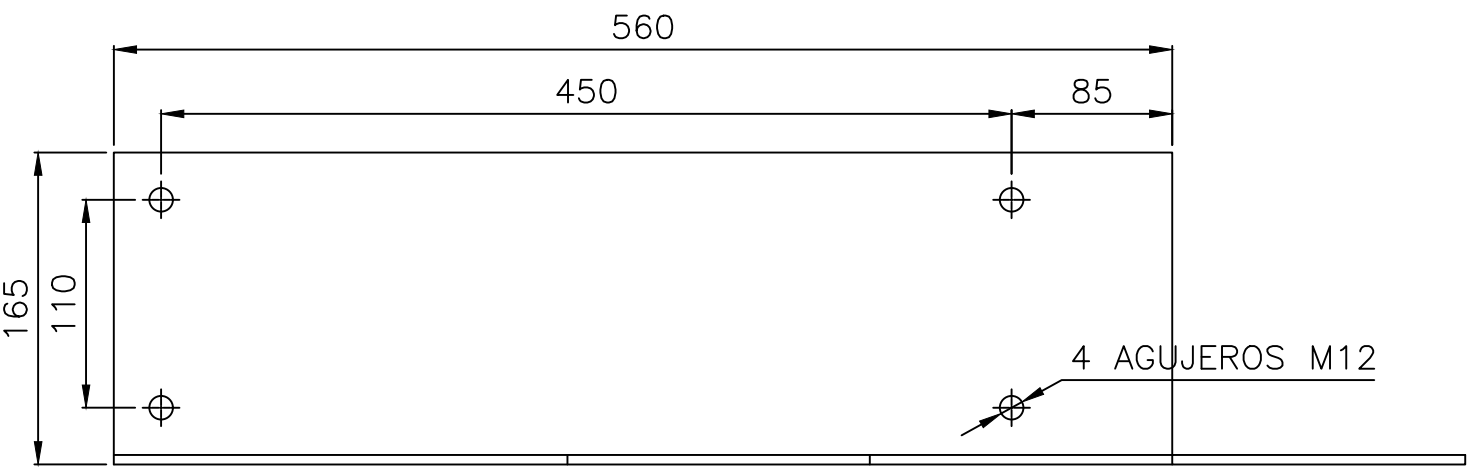
05	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-03	ESCALA: 1:4
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	TAPA RODAMIENTOS	



VISTA LATERAL
ESC 1:4



VISTA FRONTAL
ESC 1:4



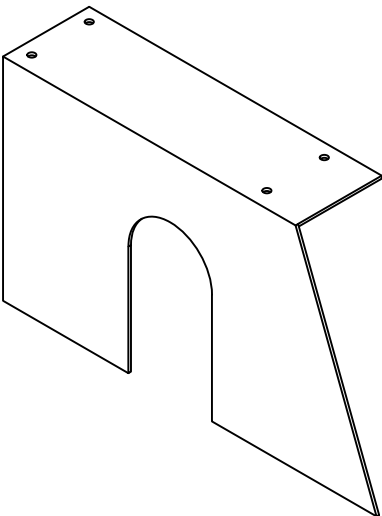
VISTA SUPERIOR
ESC 1:4

NOTAS GENERALES

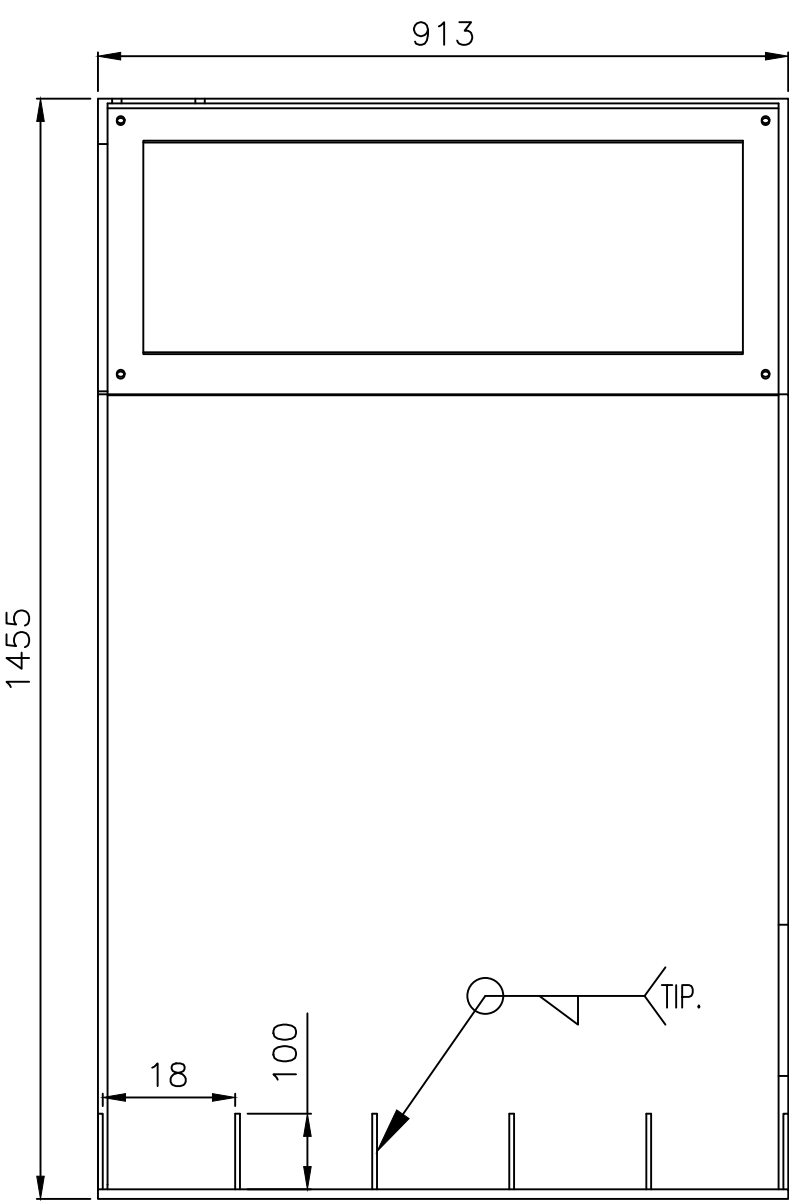
MATERIAL
CONSTRUIR EN CHAPA DE ACERO SAE 1010
 $e=0.25''$

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

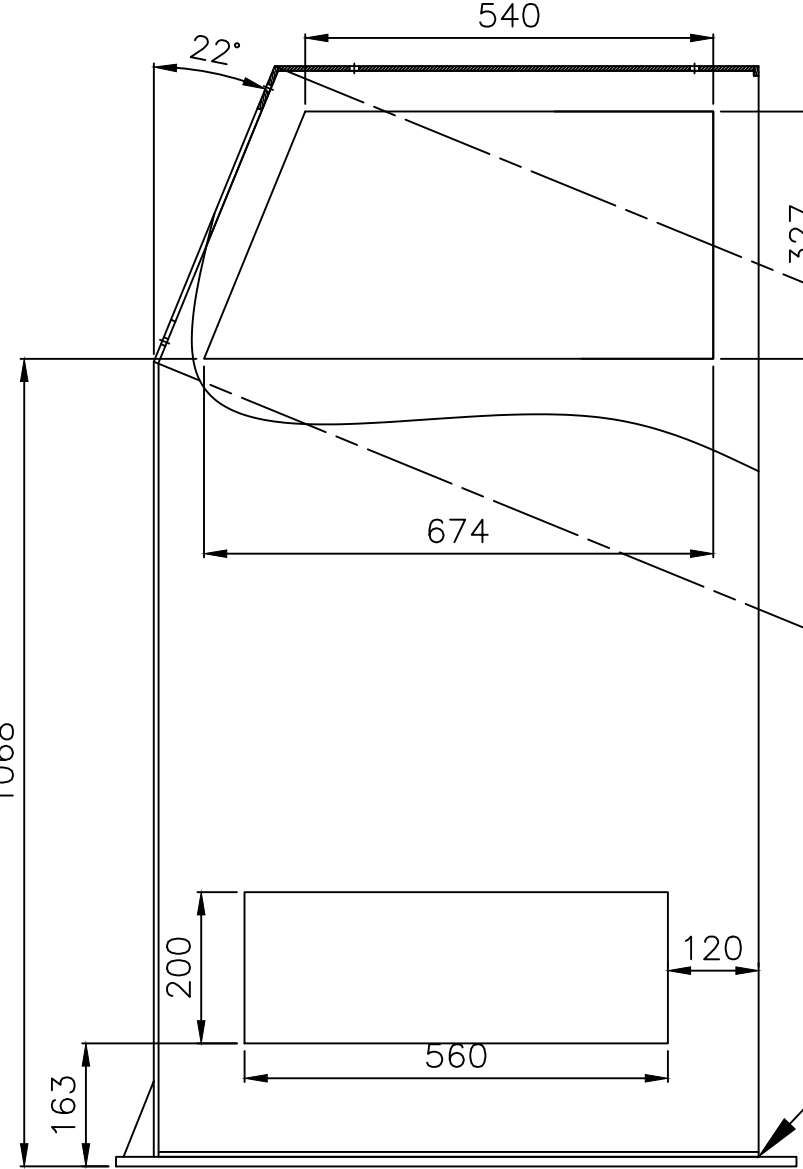
05	01	PERFIL UPN80 L=355MM	DIN EN 10279
04	02	PERFIL UPN80 L=152.7MM	DIN EN 10279
03	02	PERFIL EST. RECT. 160X80 L=787MM	DIN EN 10210-2
02	02	PERFIL EST. RECT. 160X80 L=820MM	DIN EN 10210-2
01	02	PERFIL IPN160 L=1887MM	DIN EN 1025-1
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES



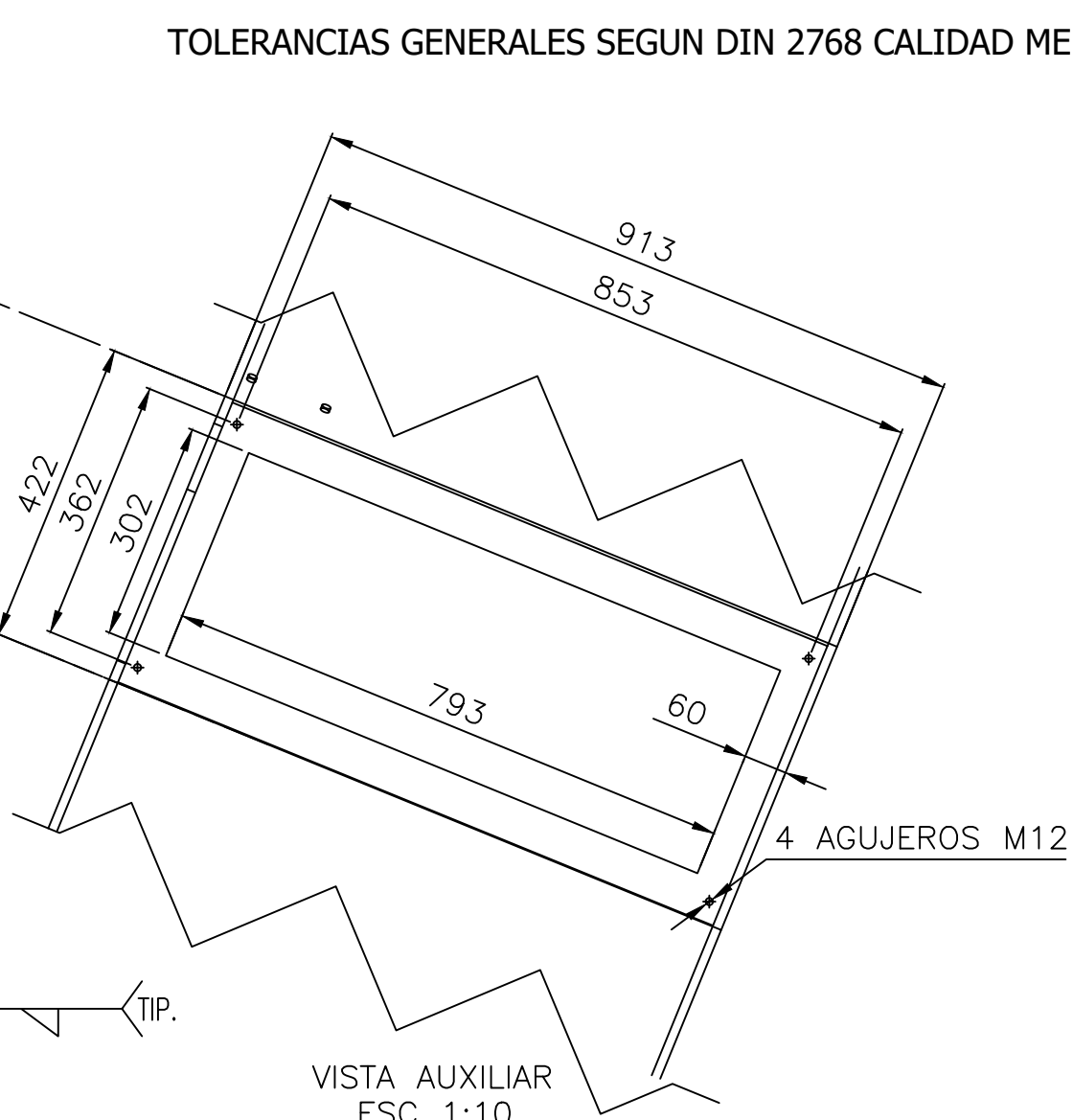
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



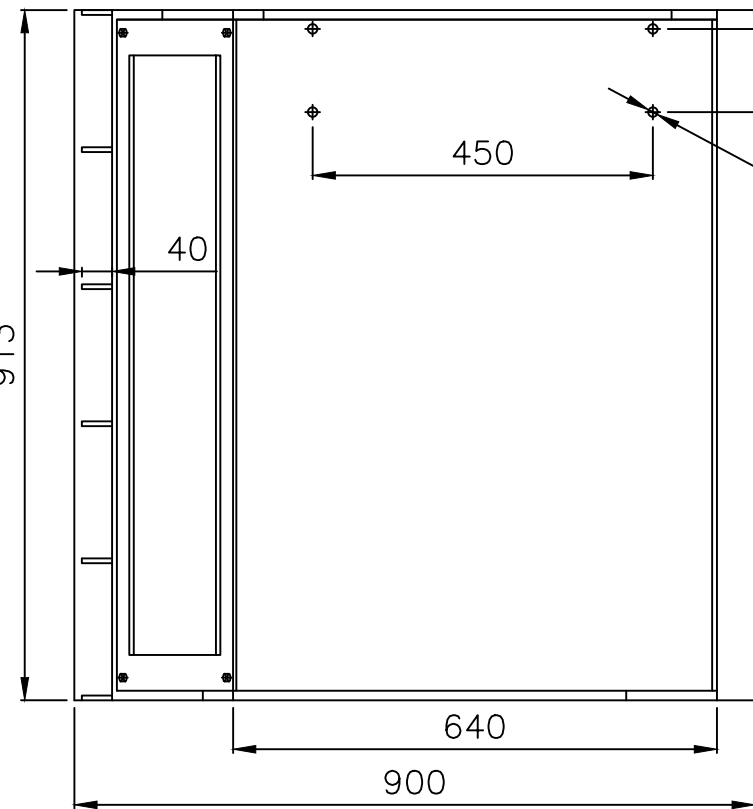
VISTA FRONTAL
ESC 1:10



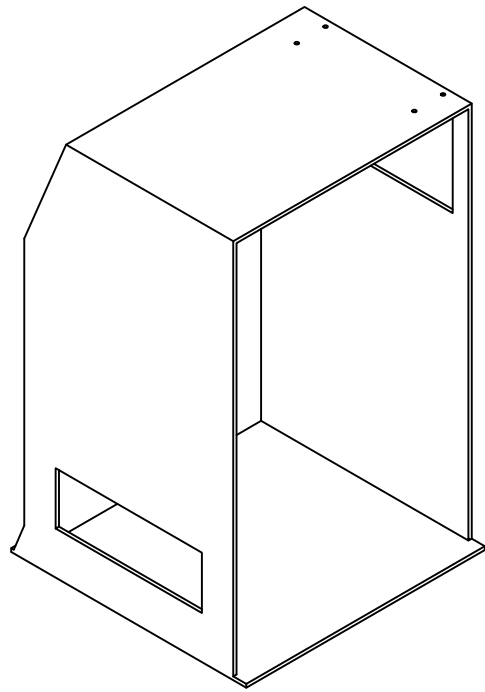
VISTA LATERAL
ESC 1:10



VISTA AUXILIAR
ESC 1:10



VISTA SUPERIOR
ESC 1:10



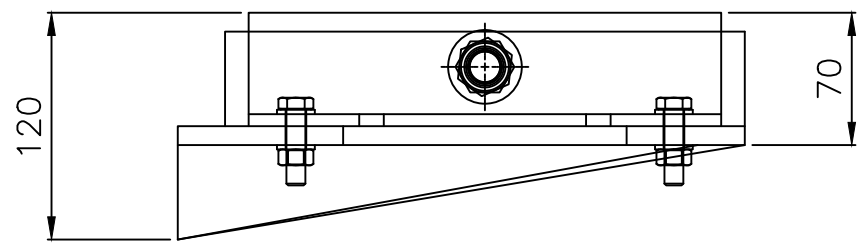
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

NOTAS GENERALES

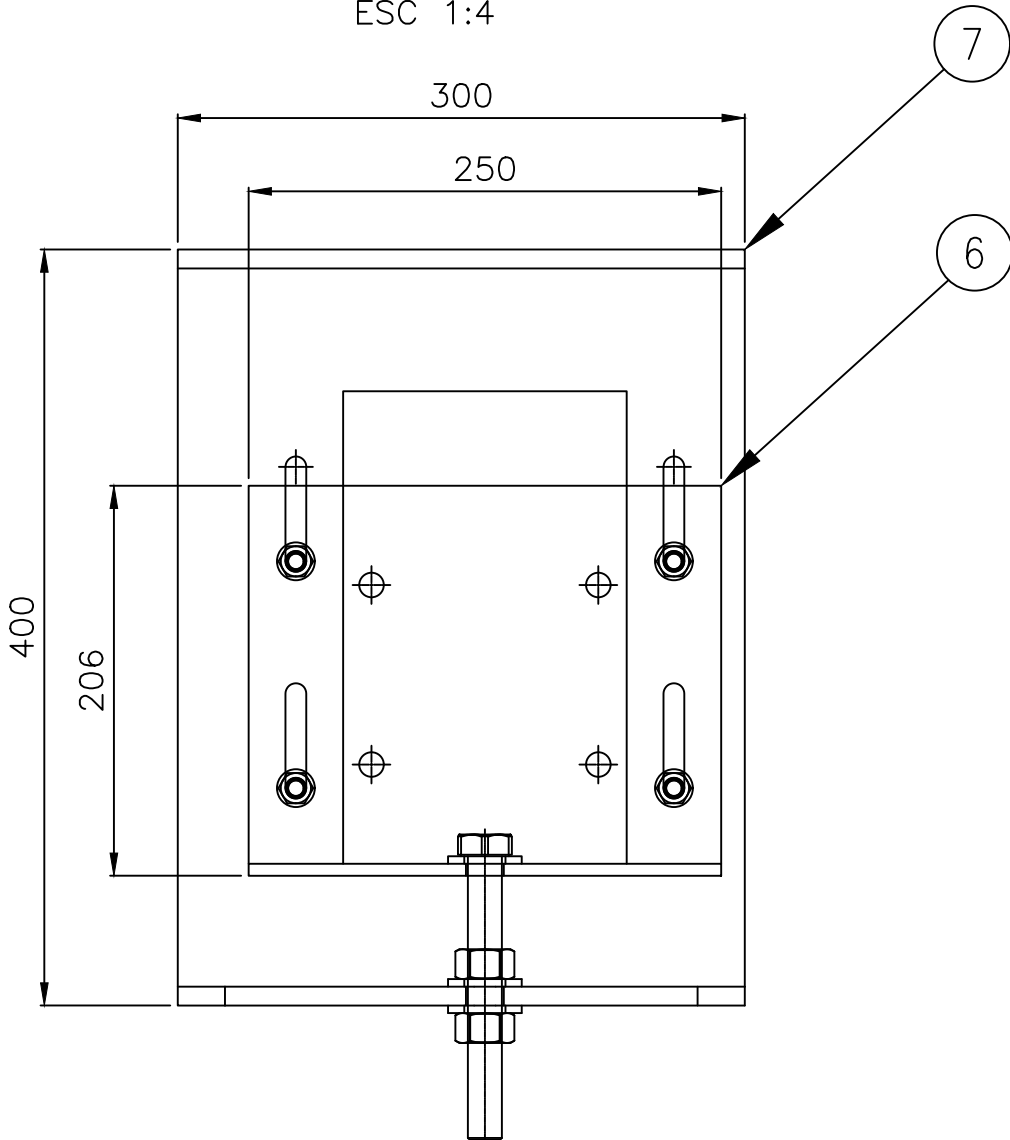
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $\alpha=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

MATERIAL
CONSTRUIR EN CHAPA DE ACERO SAE 1010
 $e=0.25''$

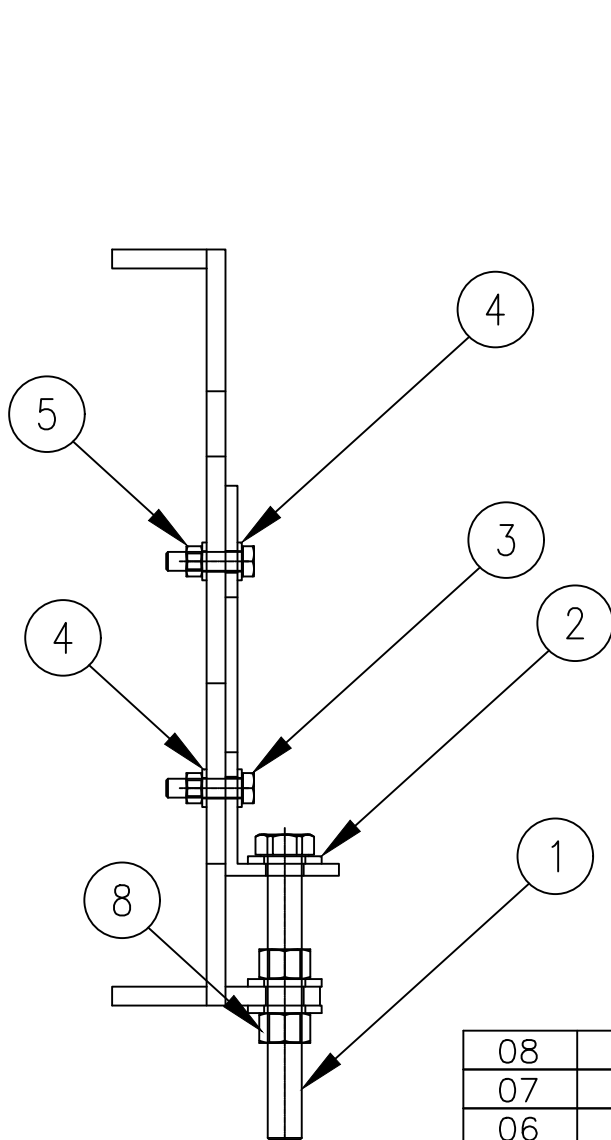
07	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-03	ESCALA: 1:10
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	CUBIERTA MOTOR DESBOBINADOR	
08	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-03	ESCALA: 1:4
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	TENSOR DE CADENA	



VISTA FRONTAL
ESC 1:4

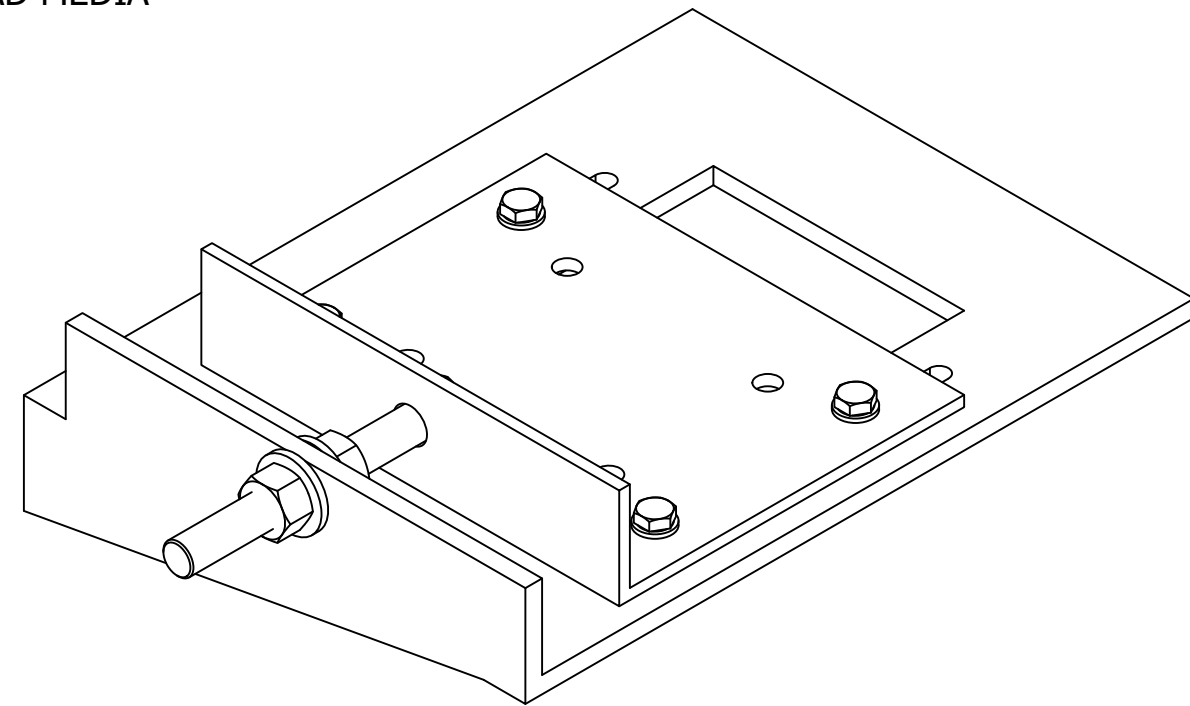


VISTA SUPERIOR
ESC 1:4



VISTA LATERAL
ESC 1:4

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

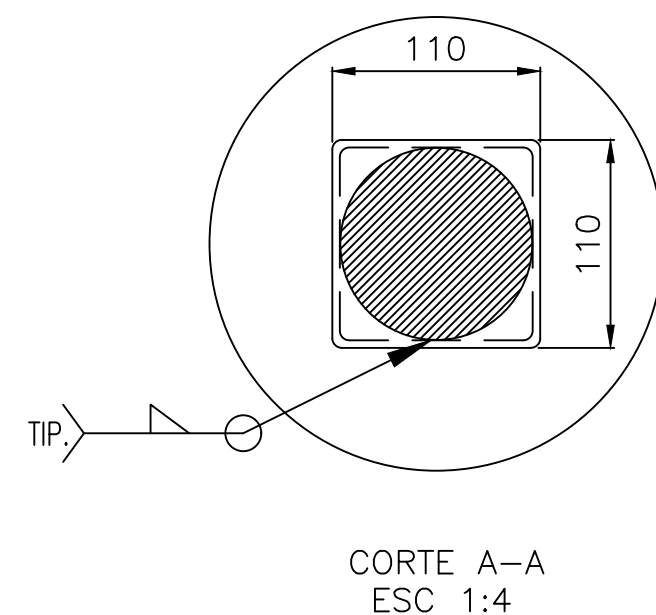
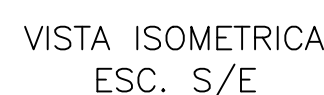


VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

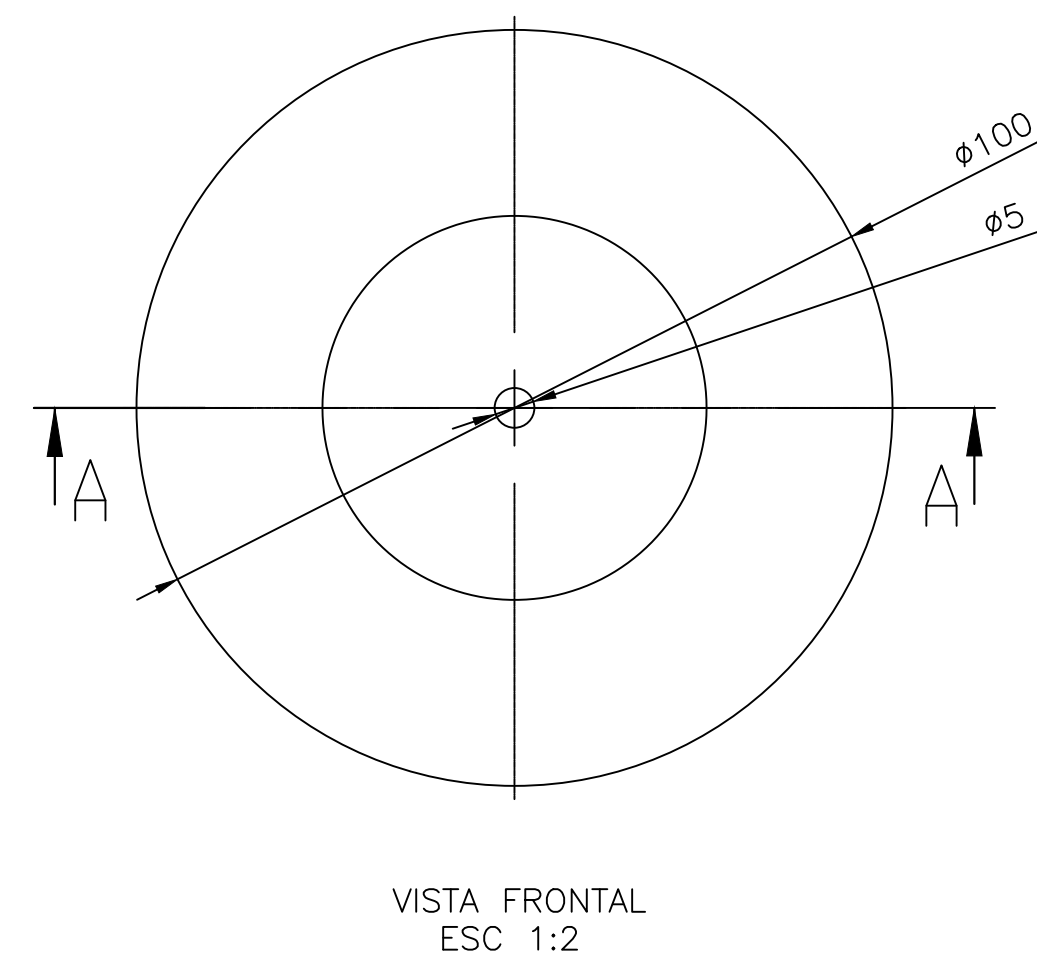
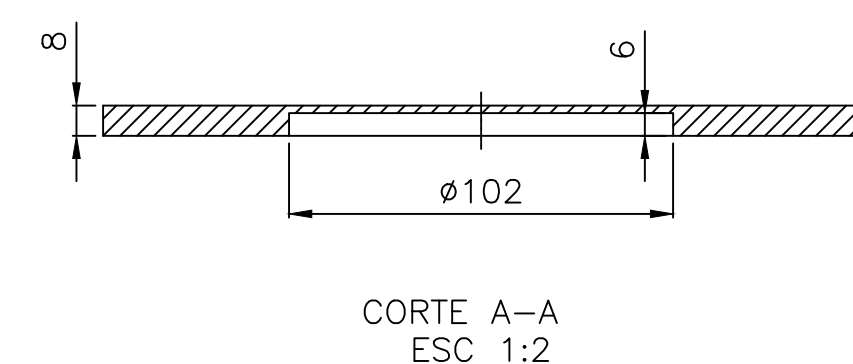
08	02	TUERCA HEXAGONAL M18	DIN 934
07	01	PLACA GUIA TENSOR	VER HOJA 05
06	01	PLACA DE MONTAJE MOTOR	VER HOJA 05
05	04	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934
04	08	ARANDELA PLANA 10 A	DIN 125
03	04	TORNILLO HEXAGONAL M10	DIN 933
02	01	ARANDELA PLANA 18 A	DIN 125
01	01	TORNILLO HEXAGONAL M18X150	DIN 933
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
REVISION: HOJA 3 HOJA SIG: N° DE PLANO: 4 MD-03			

NOTAS GENERALES

VISTA ISOMETRICA
ESG. 6/15

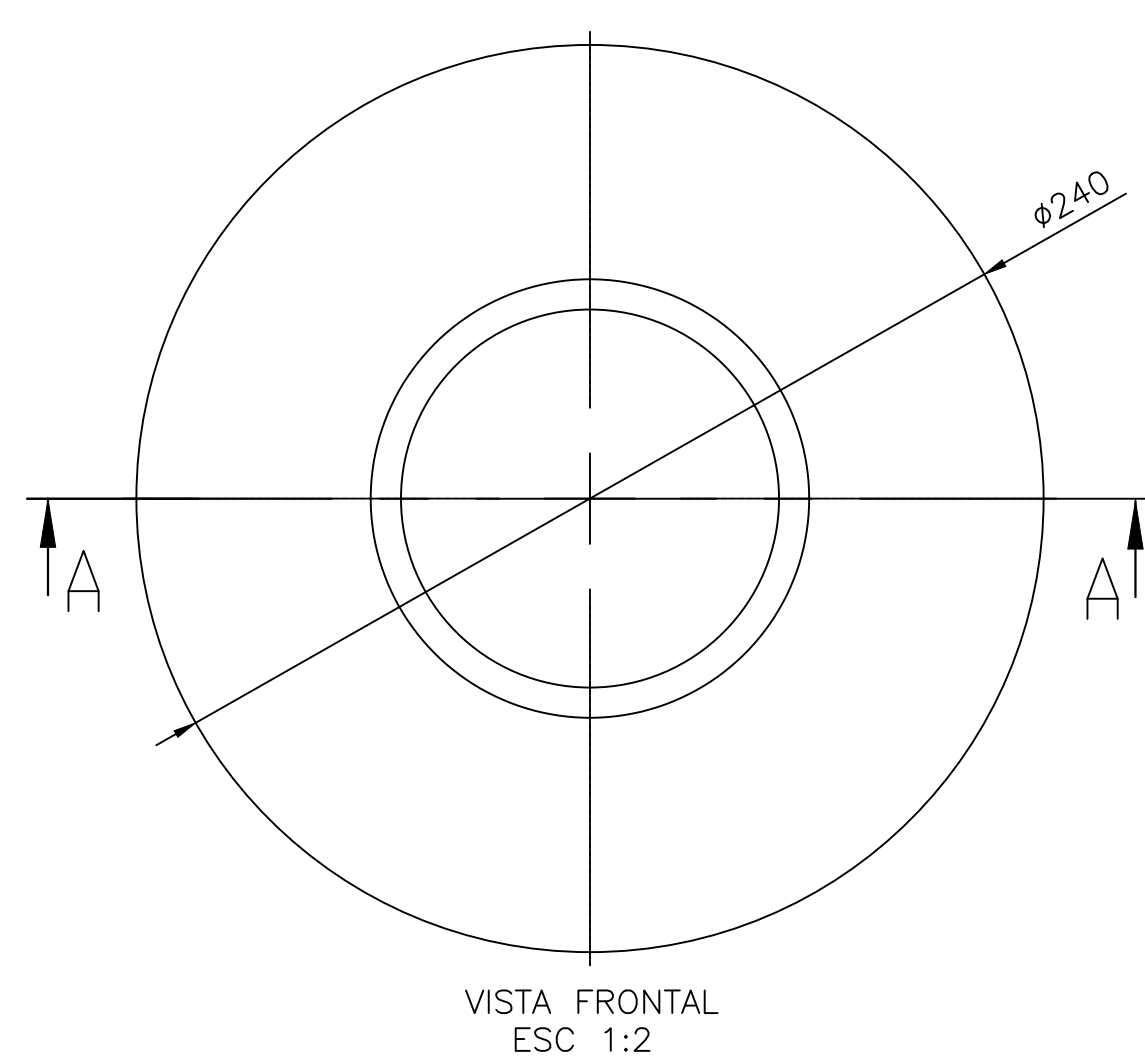


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



NOTAS GENERALES

Technical drawing of a mechanical part showing a cross-section A-A. The part has a central vertical hole with a diameter of 101.6 mm (tolerance 0.000/-0.022) and an outer diameter of 116 mm. The top flange has a thickness of 20 mm. A detail view shows a surface texture of 0.1 micrometers. The drawing is labeled "CORTE A-A" and "ESC 2:1".



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

ESC. S.

De: Ø70.06

Dp: Ø61.65

Ø0.1

Ø28

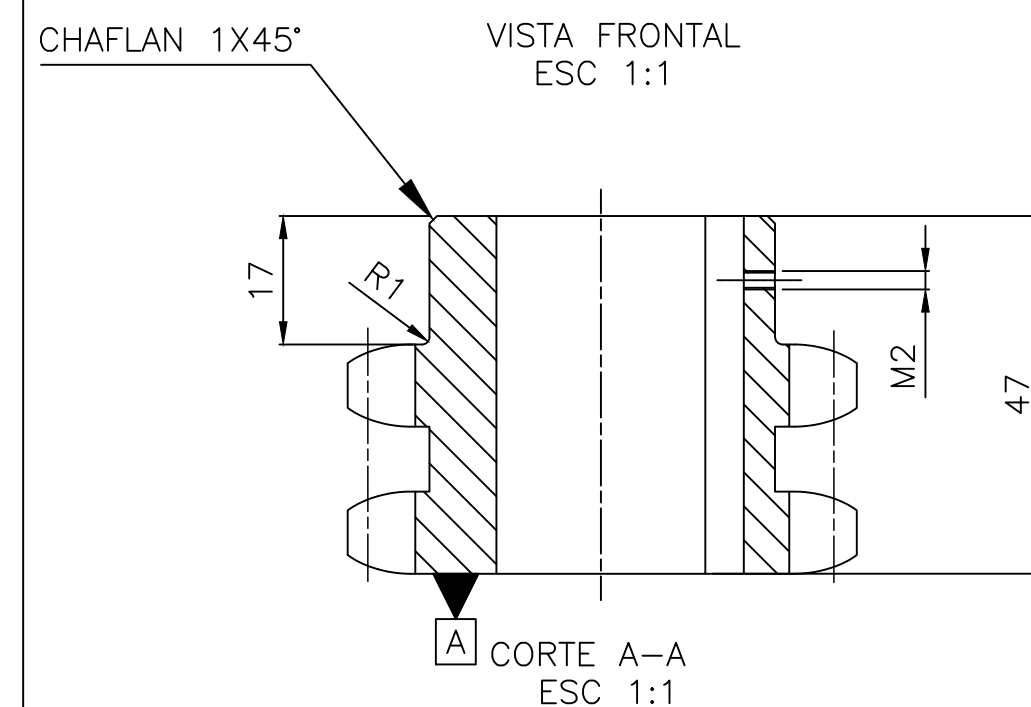
A

A

VISTA FRONTAL

ESC 1:1

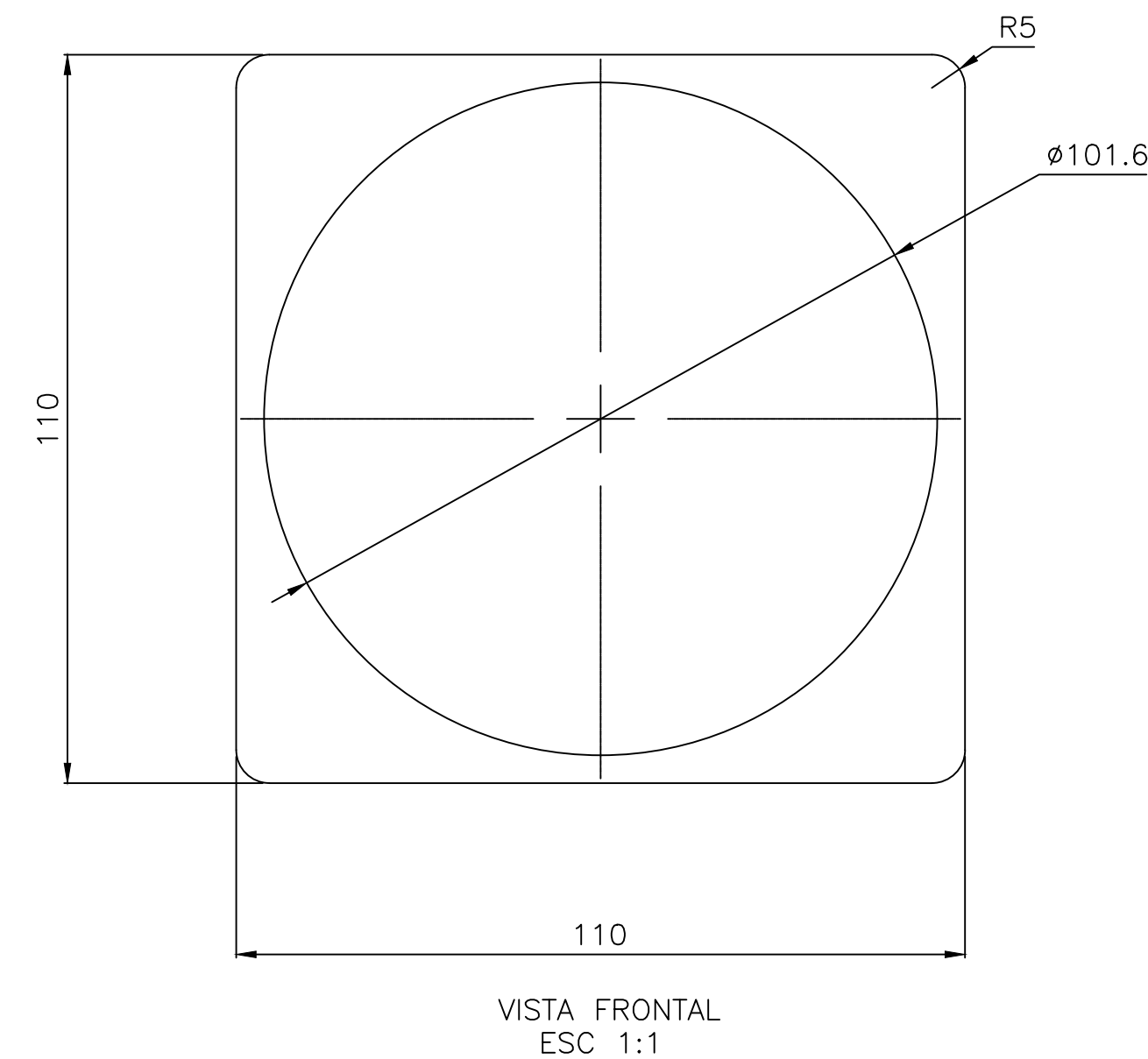
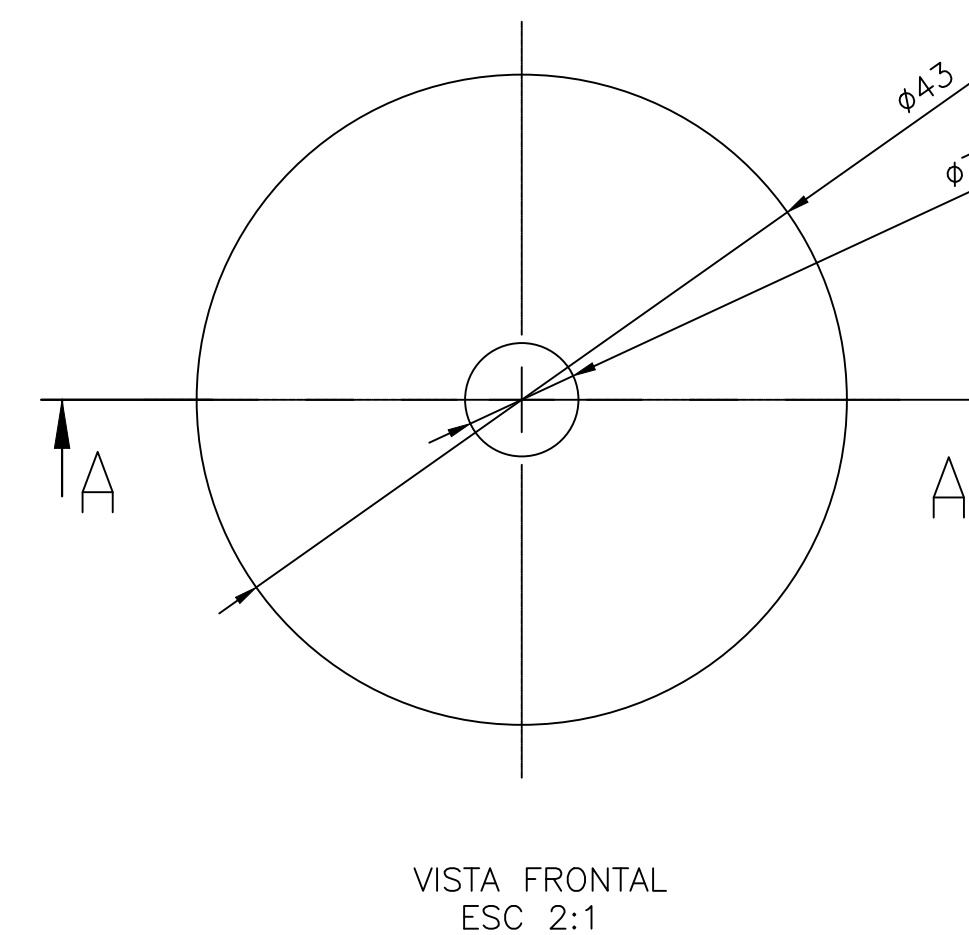
AFLAN 1X45°



NOTAS GENERALES

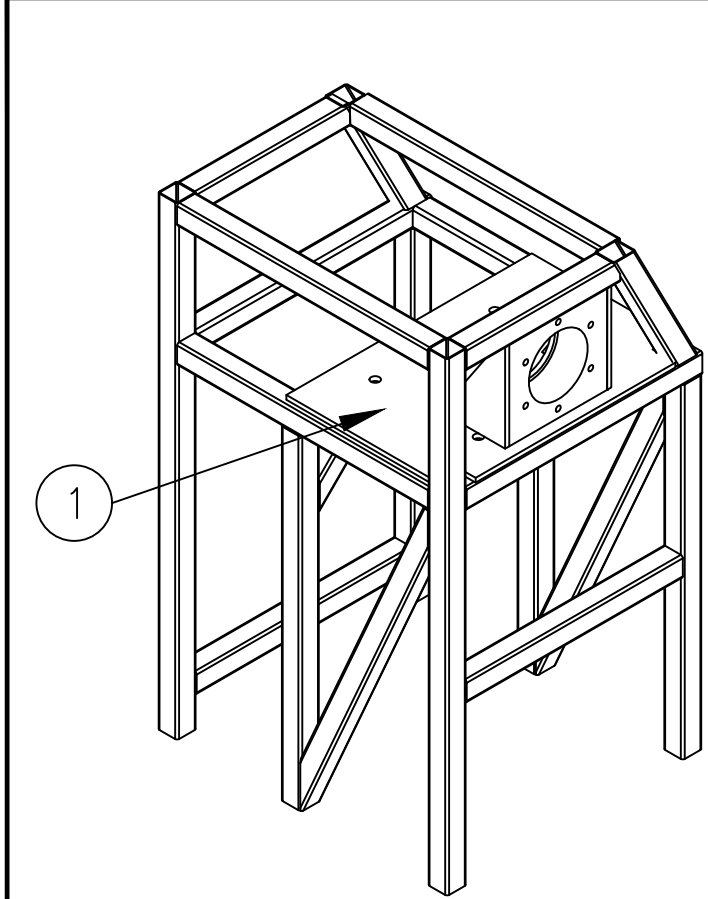
6,35

VISTA INFERIOR
ESC 1:1

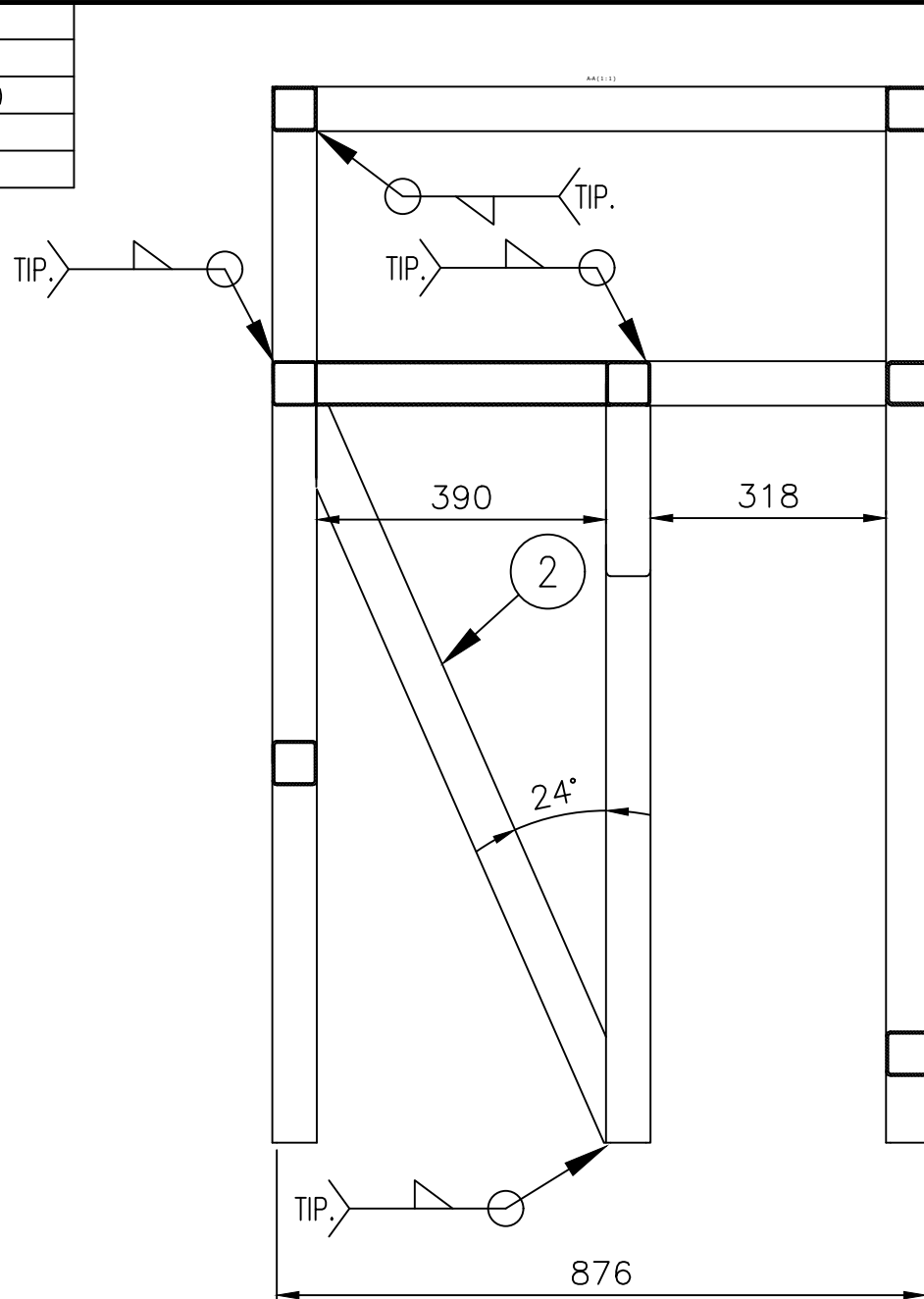
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	4	5	MD-04

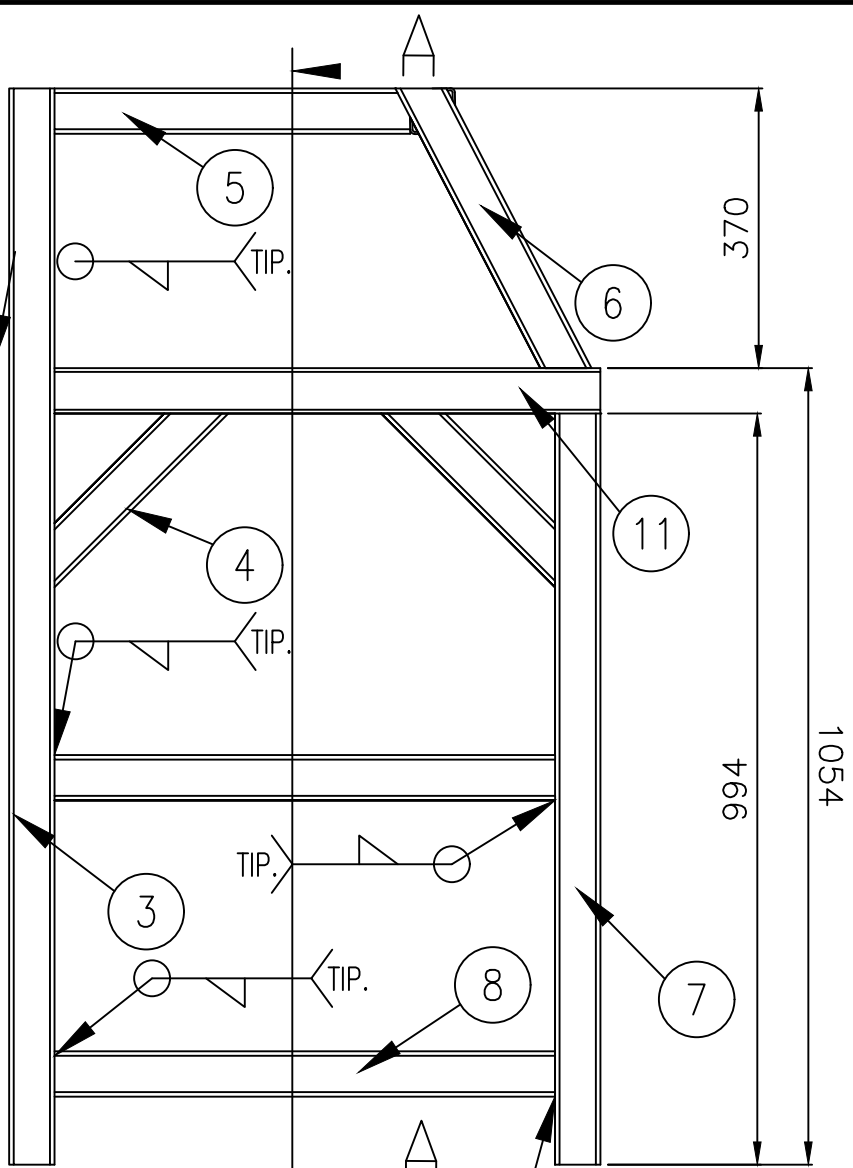
11	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-05	ESCALA: 1:10
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	ESTRUCTURA SOPORTE DESBOBINADOR	



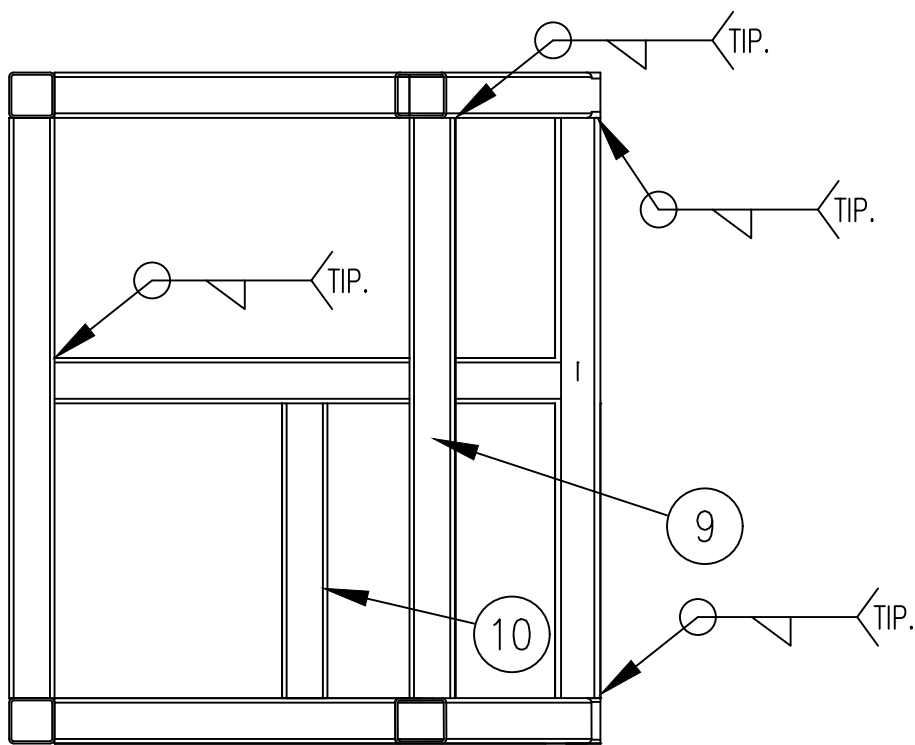
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



CORTE A-A
ESC 1:10



VISTA LATERAL
ESC 1:10



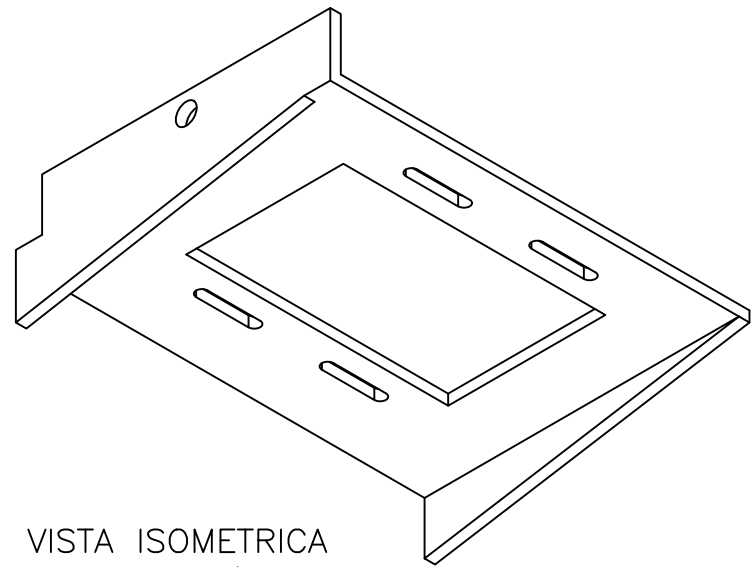
VISTA SUPERIOR
ESC 1:10

NOTAS GENERALES

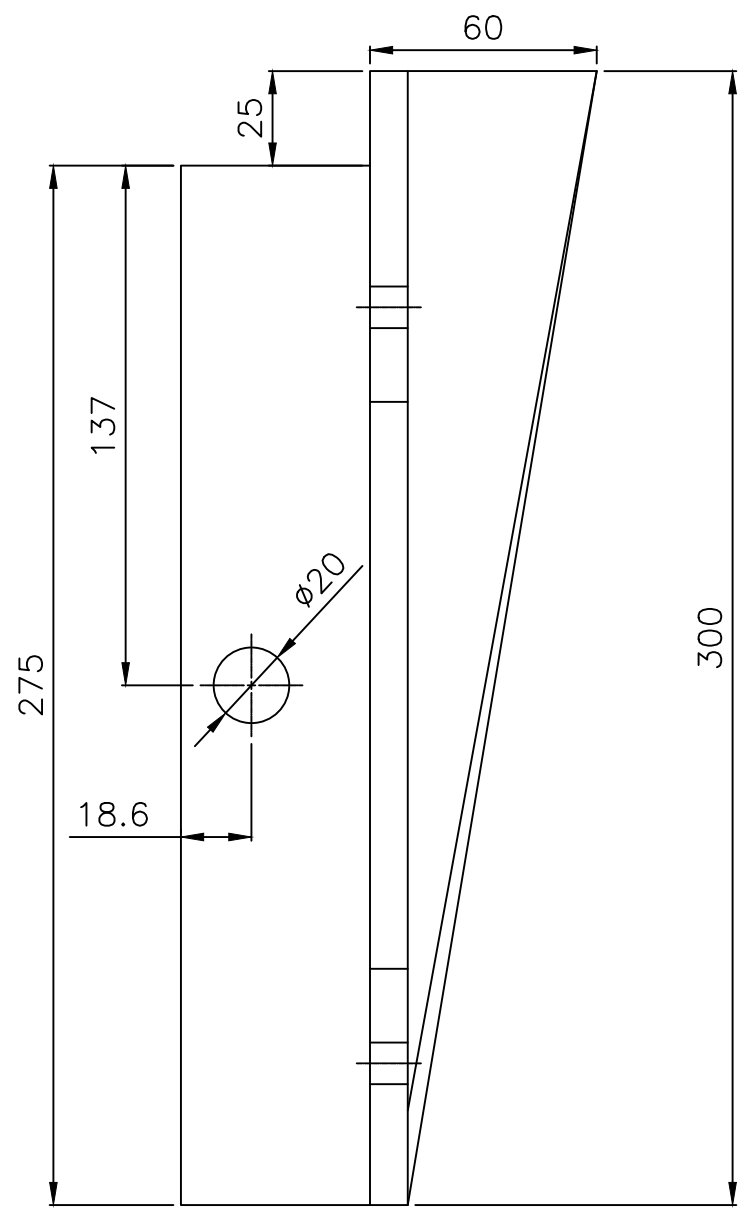
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

11	01	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=782MM	IRAM IAS U 500 2592
10	01	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=390MM	IRAM IAS U 500 2592
09	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=767.6MM	IRAM IAS U 500 2592
08	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=722MM	IRAM IAS U 500 2592
07	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=993.7MM	IRAM IAS U 500 2592
06	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=448MM	IRAM IAS U 500 2592
05	01	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=470.5MM	IRAM IAS U 500 2592
04	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=325MM	IRAM IAS U 500 2592
03	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=1423.7MM	IRAM IAS U 500 2592
02	02	PERFIL EST. CUAD. 60X60X3 L=1067	IRAM IAS U 500 2592
01	01	APOYO RODAMIENTOS	VER HOJA 05
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

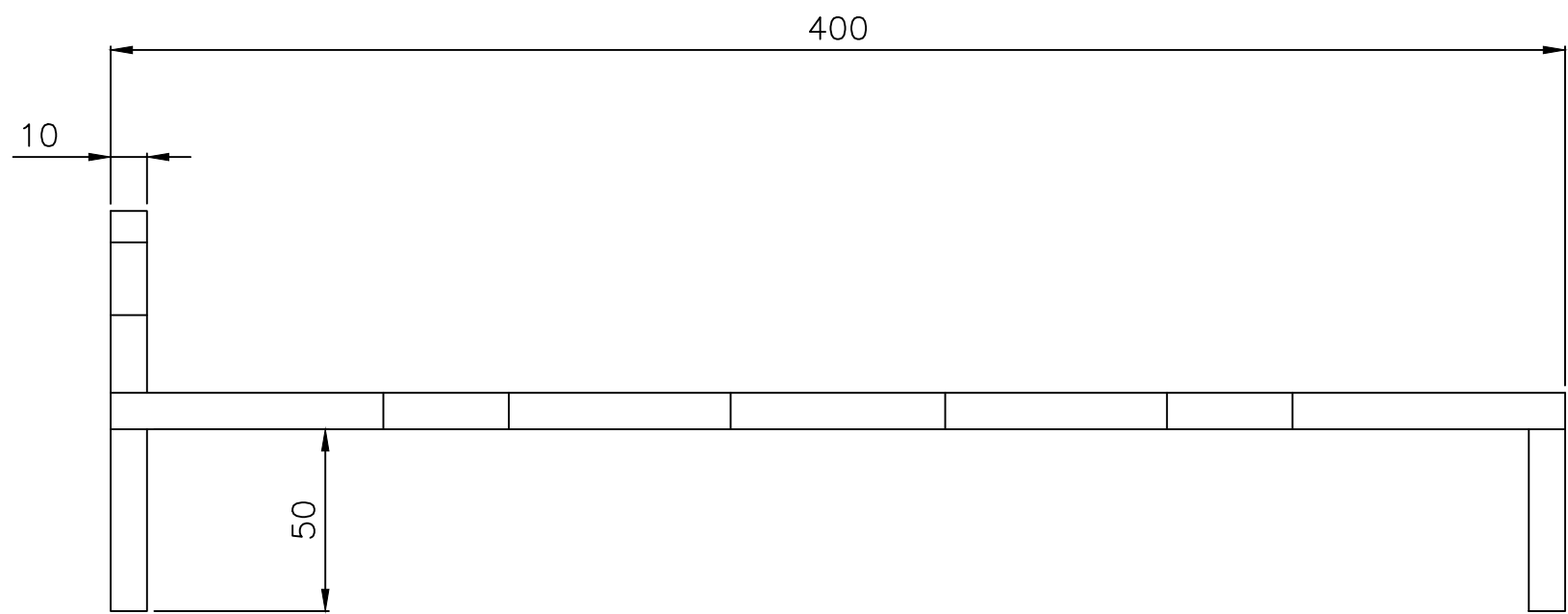
07	01	PF00-MD-03
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-05	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	PLACA GUIA TENSOR	



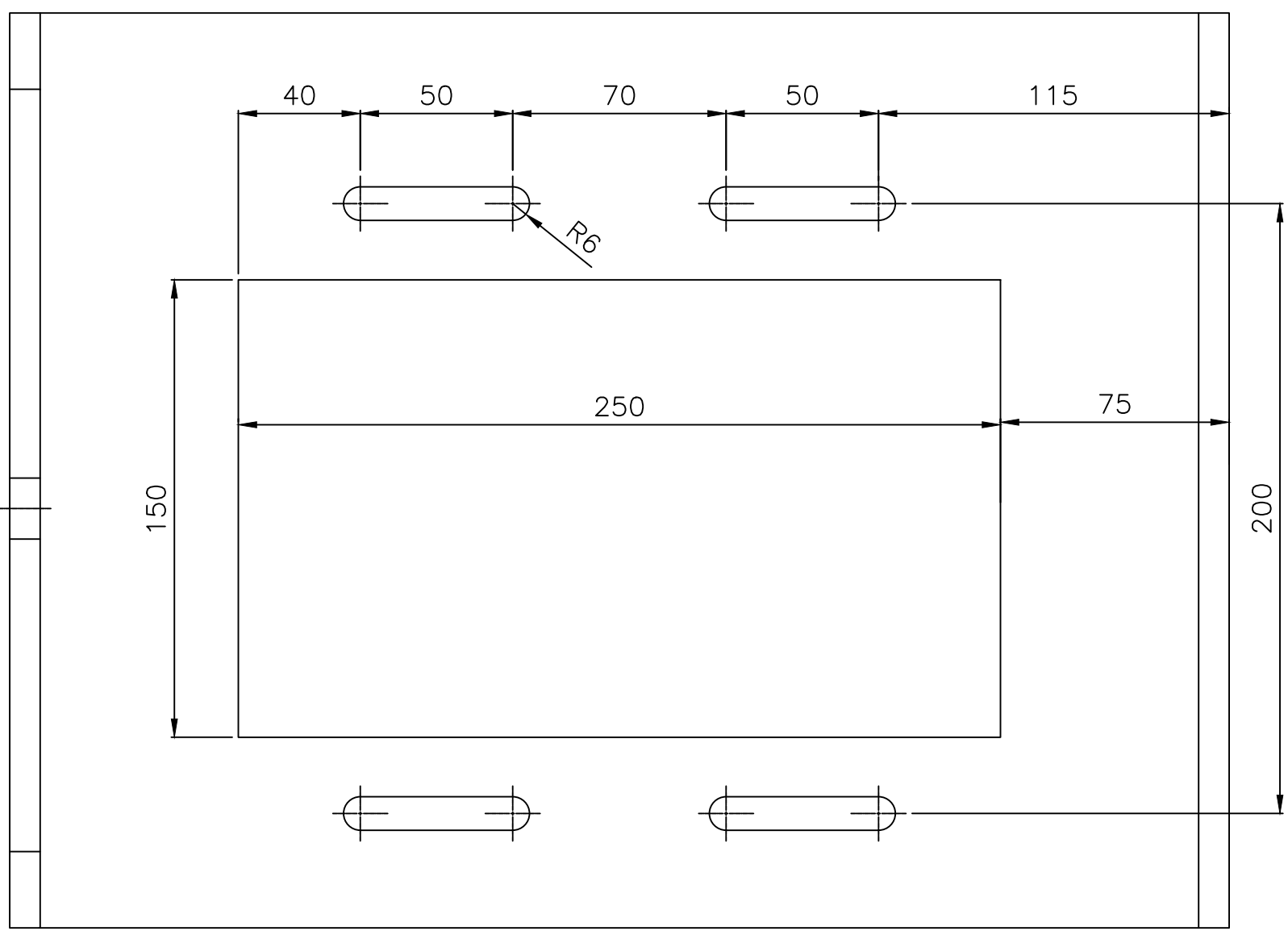
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



VISTA LATERAL
ESC 1:2

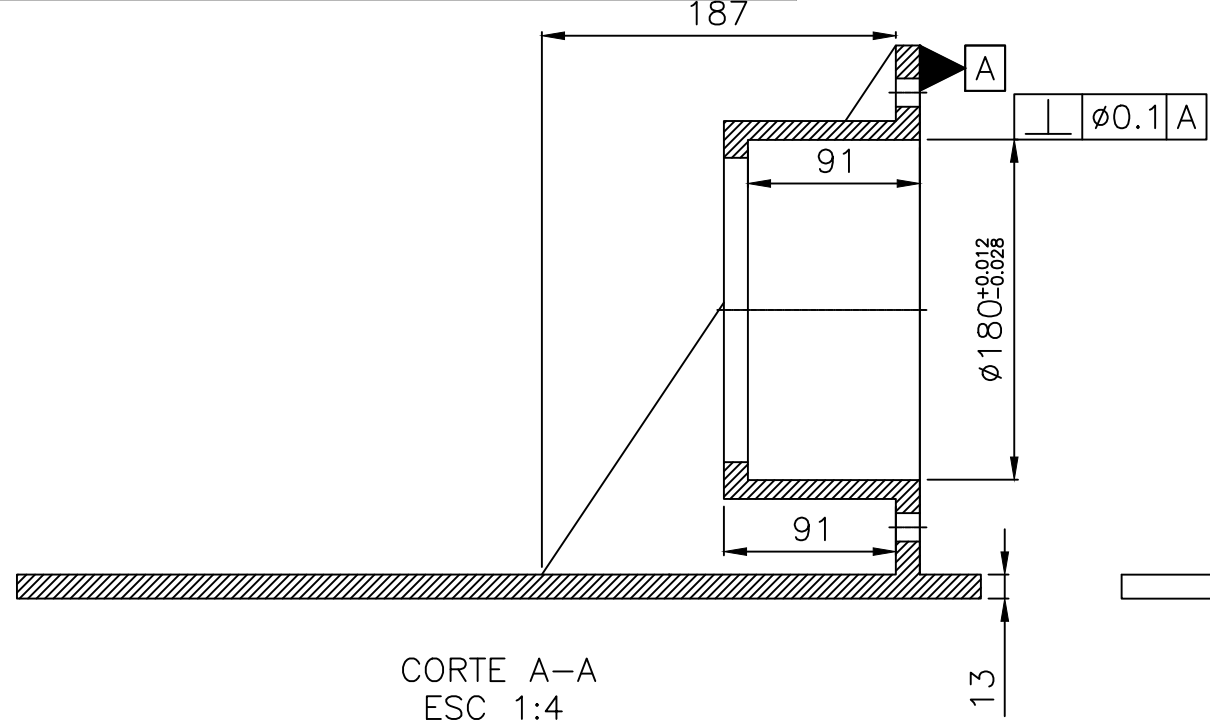


VISTA FRONTAL
ESC 1:2

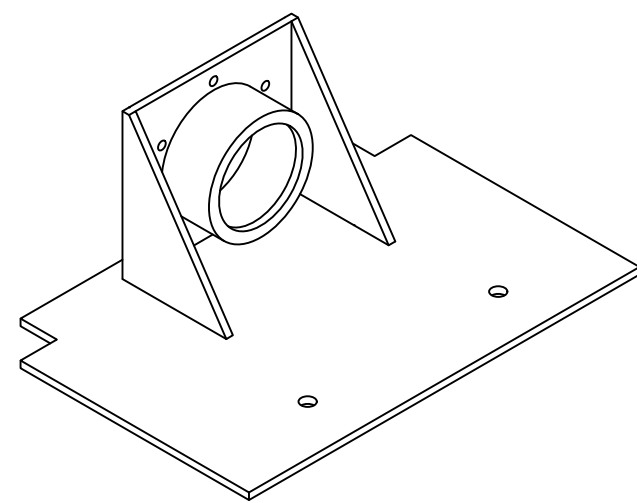


VISTA SUPERIOR
ESC 1:2

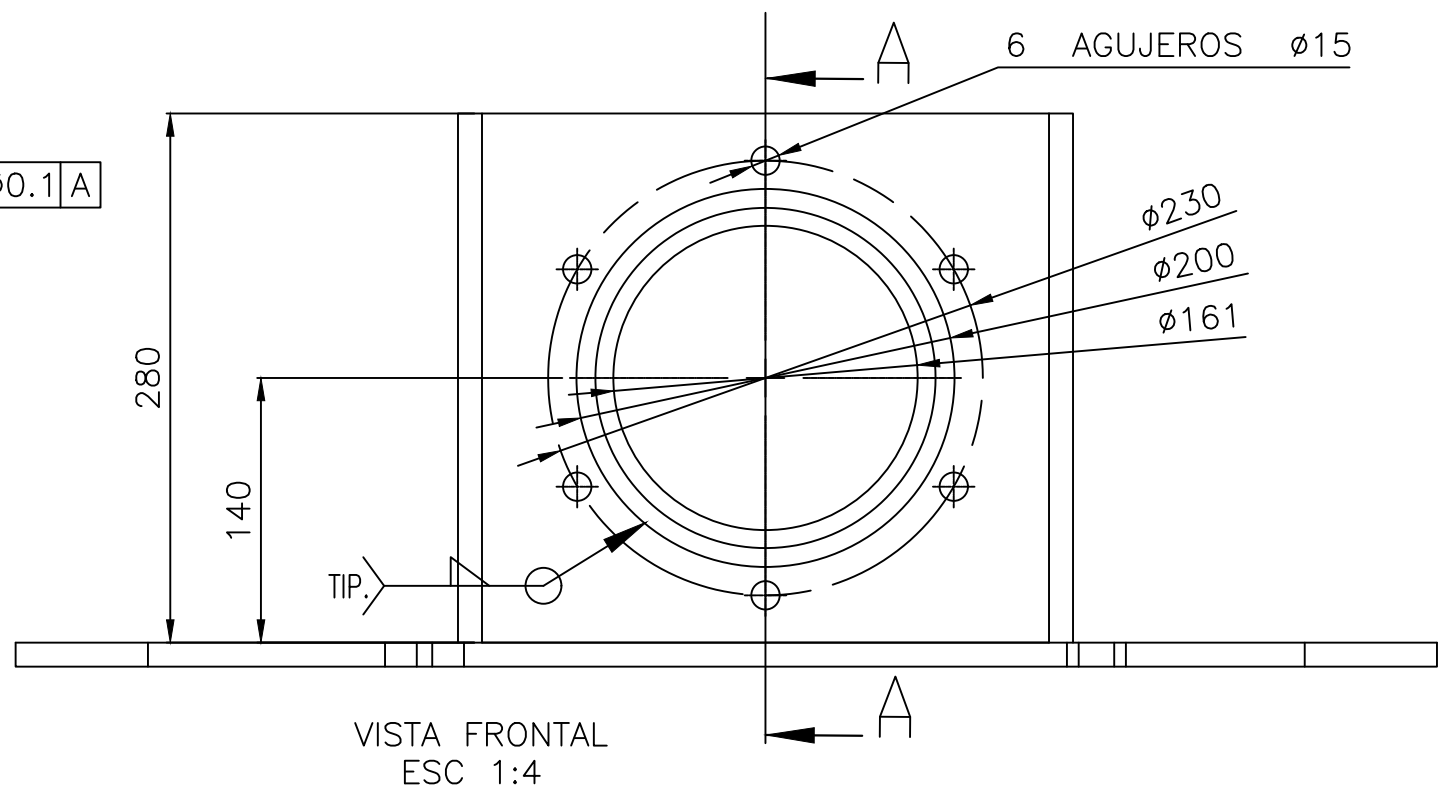
01	01	PF00-MD-04
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-05	ESCALA: 1:4
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	APOYO RODAMIENTOS	



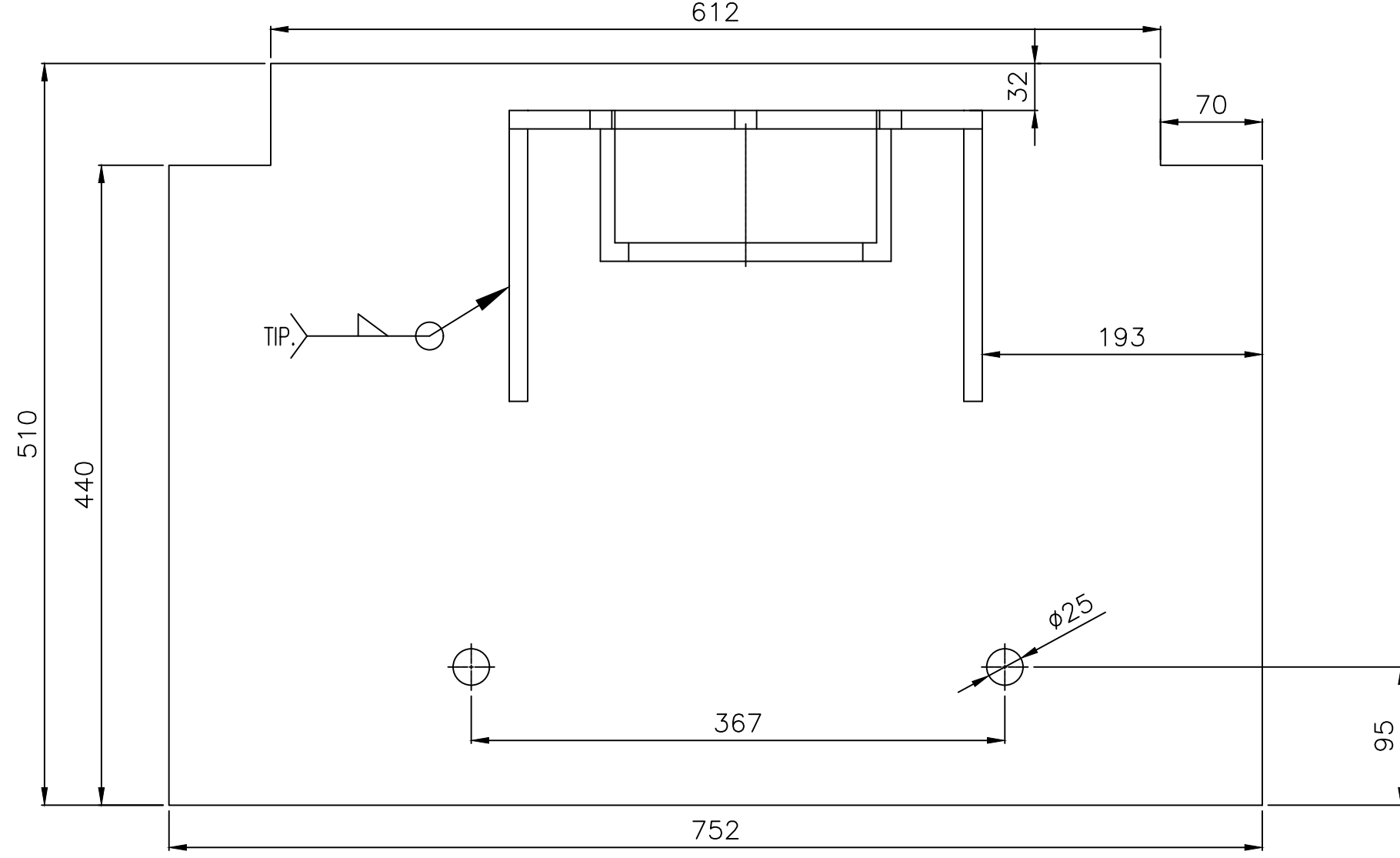
CORTE A-A
ESC 1:4



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

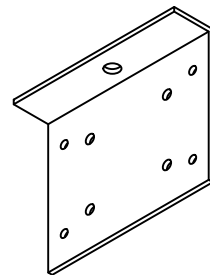


VISTA FRONTAL
ESC 1:4

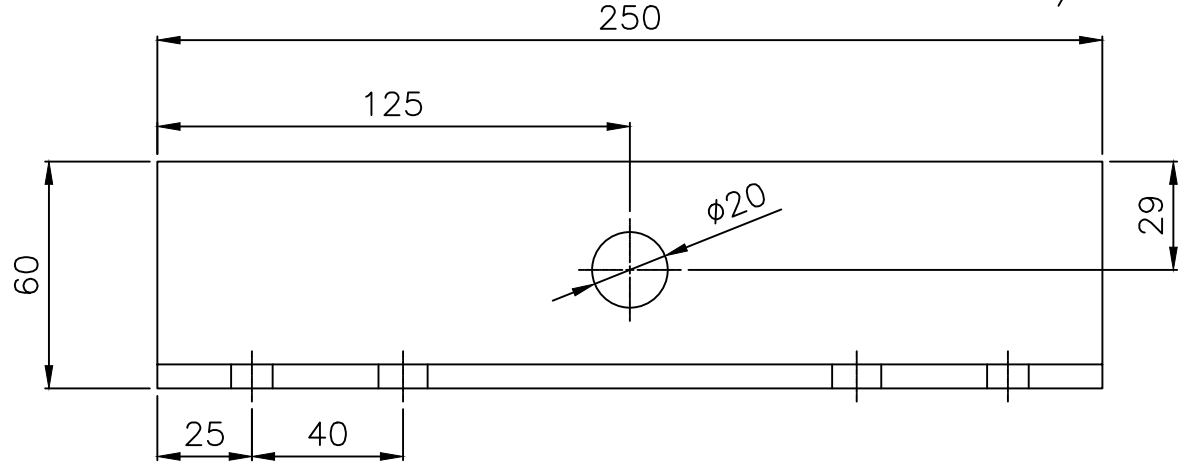


VISTA SUPERIOR
ESC 1:4

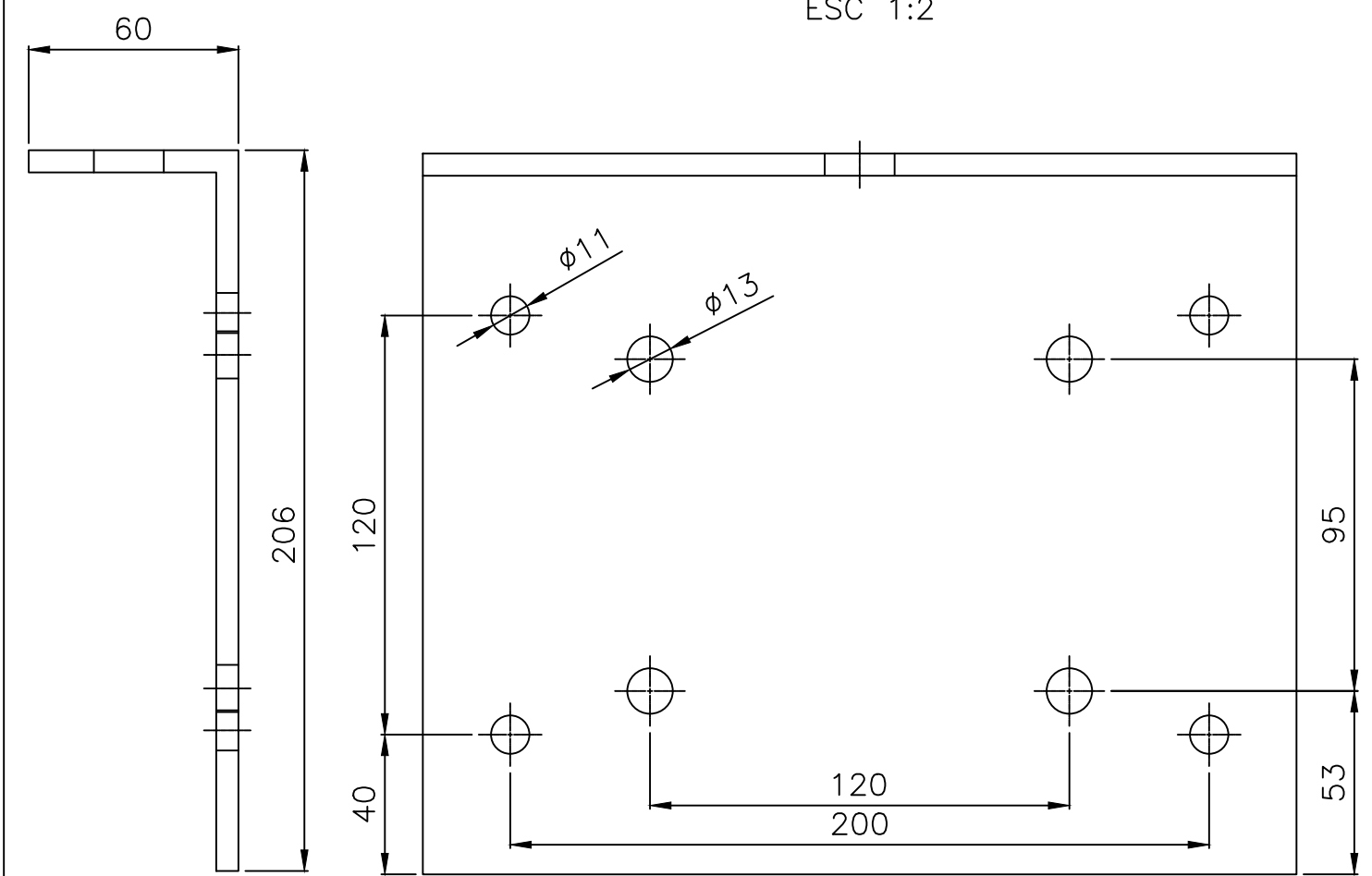
06	01	PF00-MD-03
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-05	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	PLACA DE MONTAJE MOTOR	



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



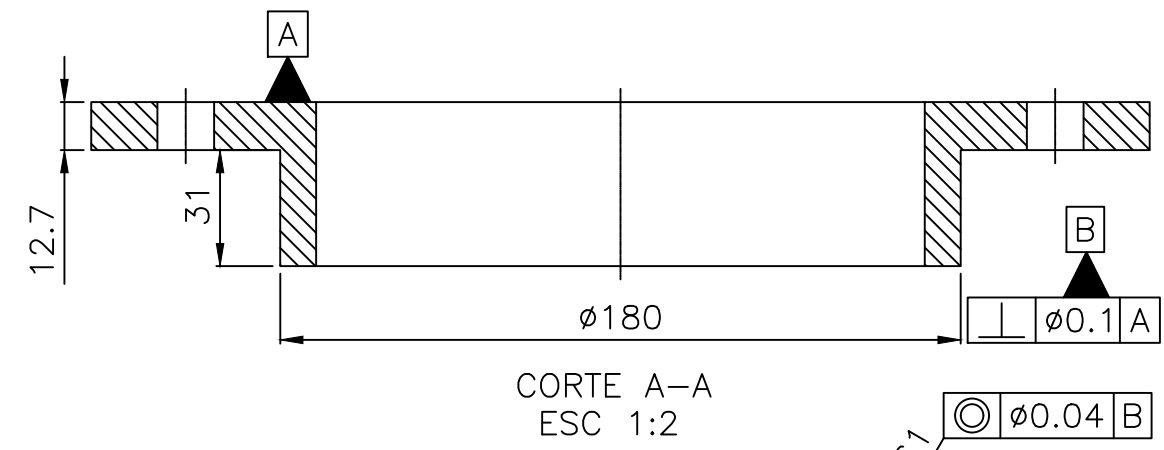
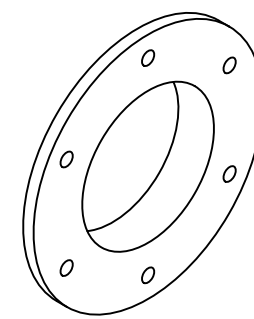
VISTA FRONTAL
ESC 1:2



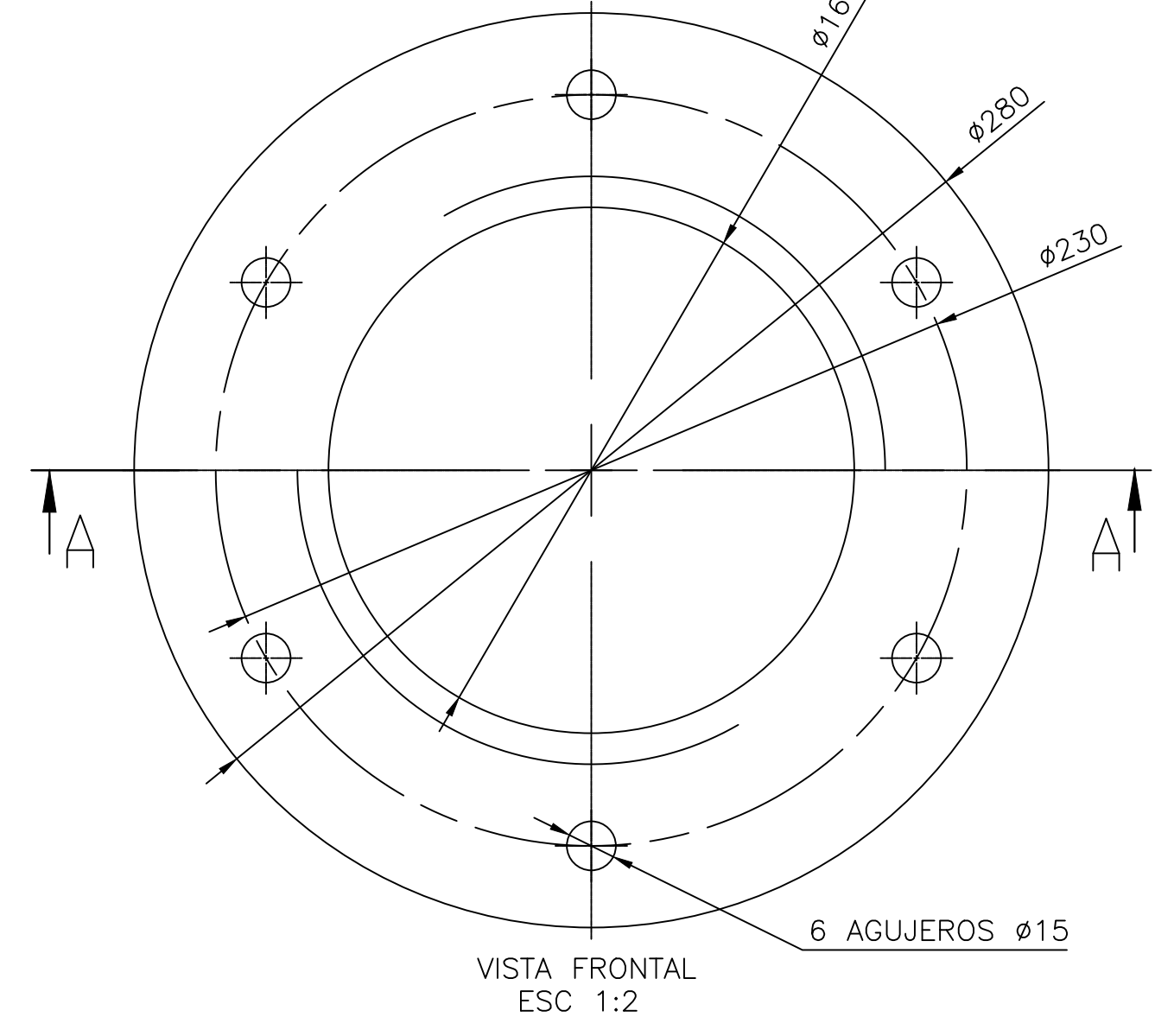
VISTA LATERAL
ESC 1:2

VISTA SUPERIOR
ESC 1:2

22	01	PF00-MD-02
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-05	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1010	
PIEZA:	TAPA RODAMIENTO DE CONTACTO ANGULAR	

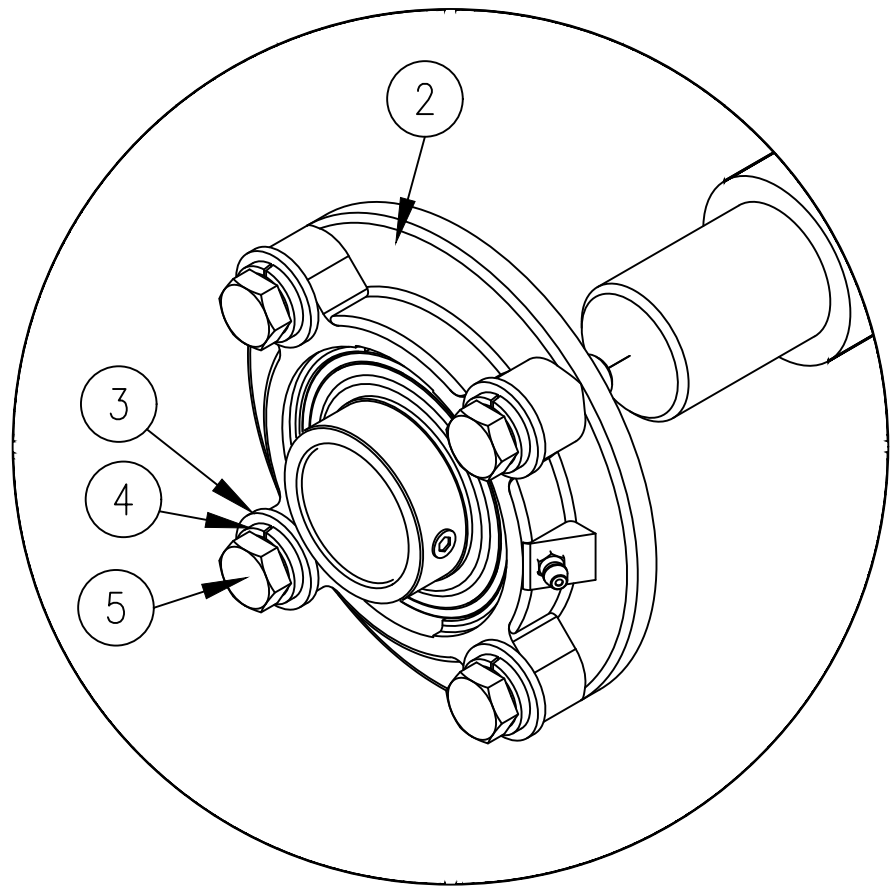


CORTE A-A
ESC 1:2

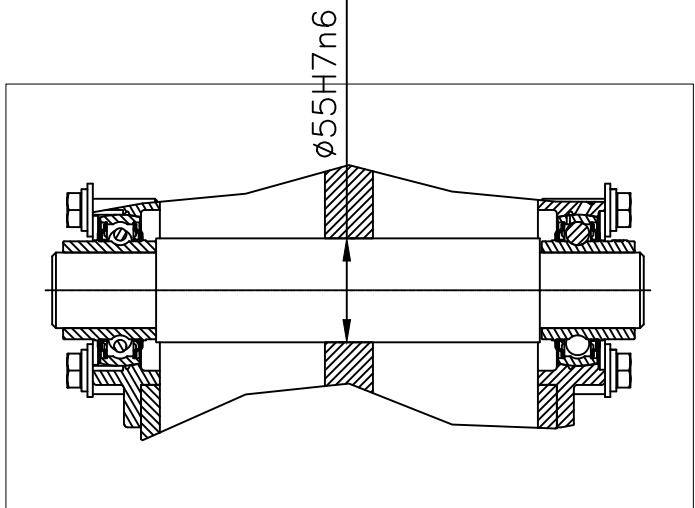


VISTA FRONTAL
ESC 1:2

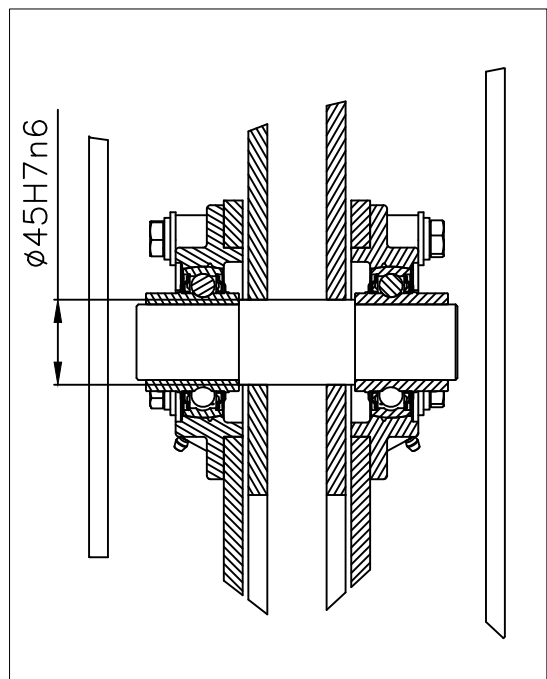
01	01	PF00-MD-01
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-06	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	BRAZO SOPORTE	



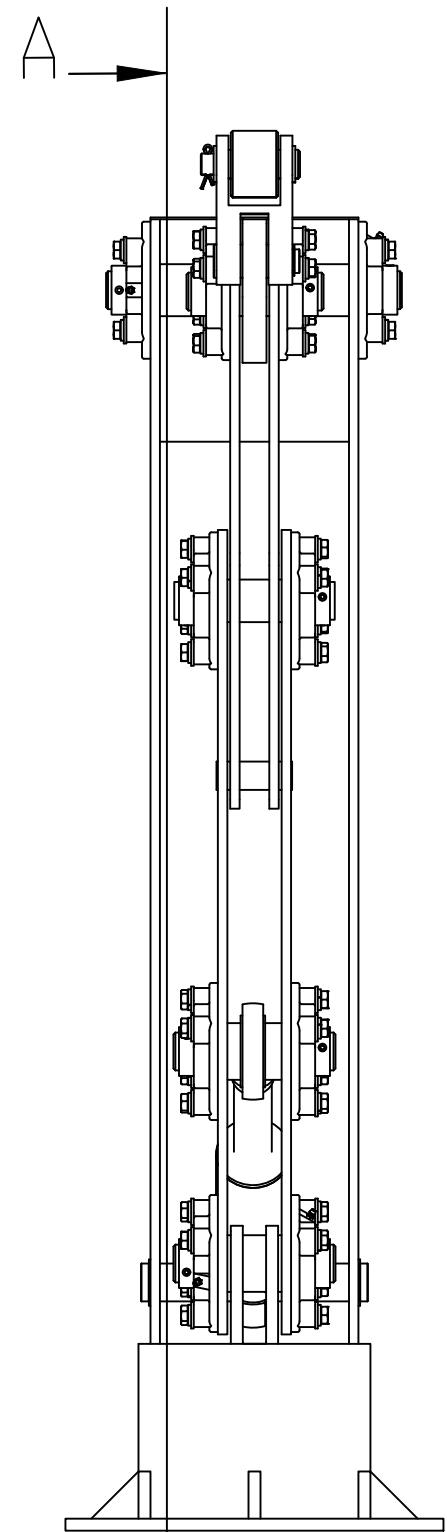
DETALLE "A"
ESC 1:2



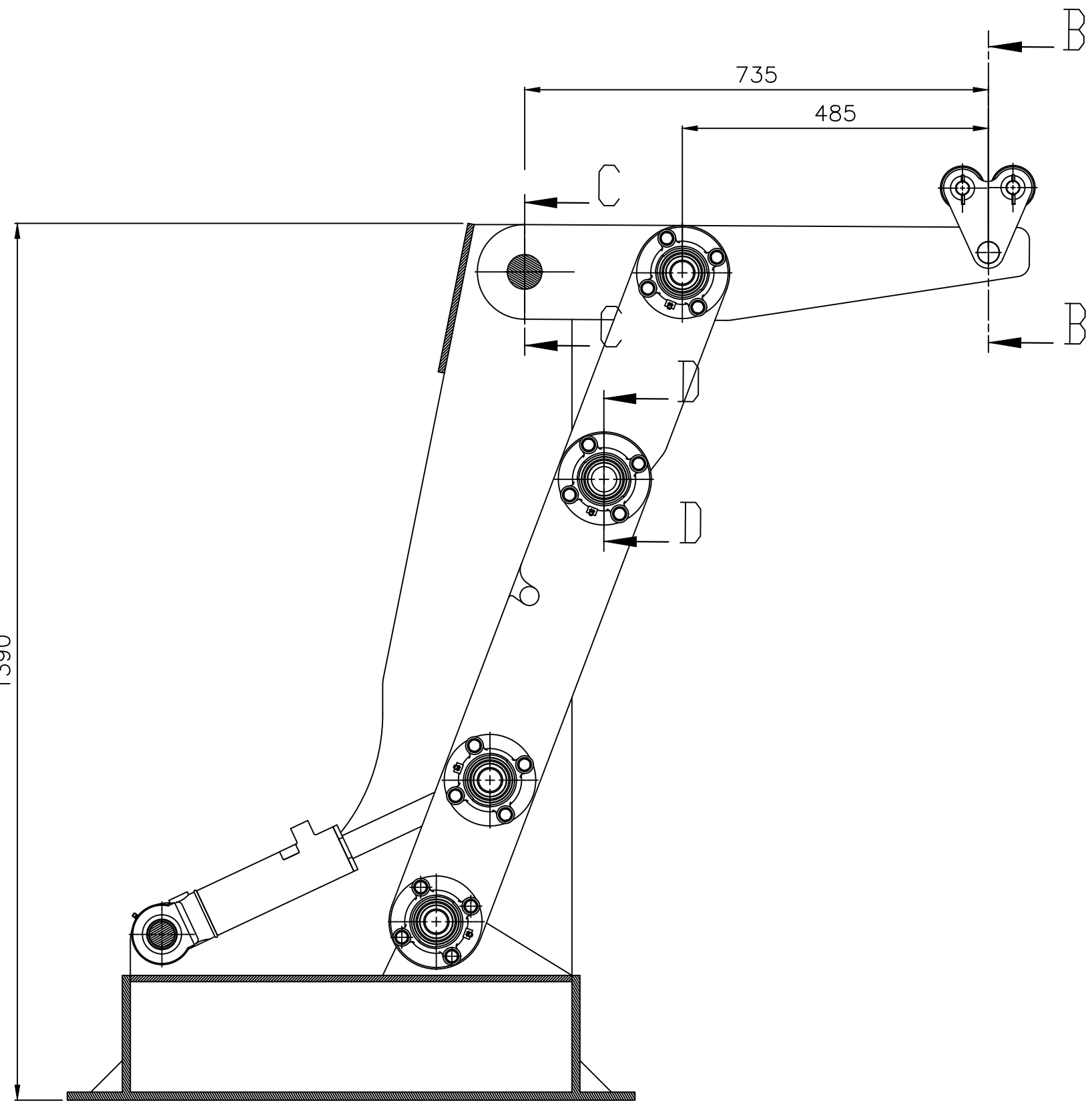
CORTE C-C
ESC 1:4



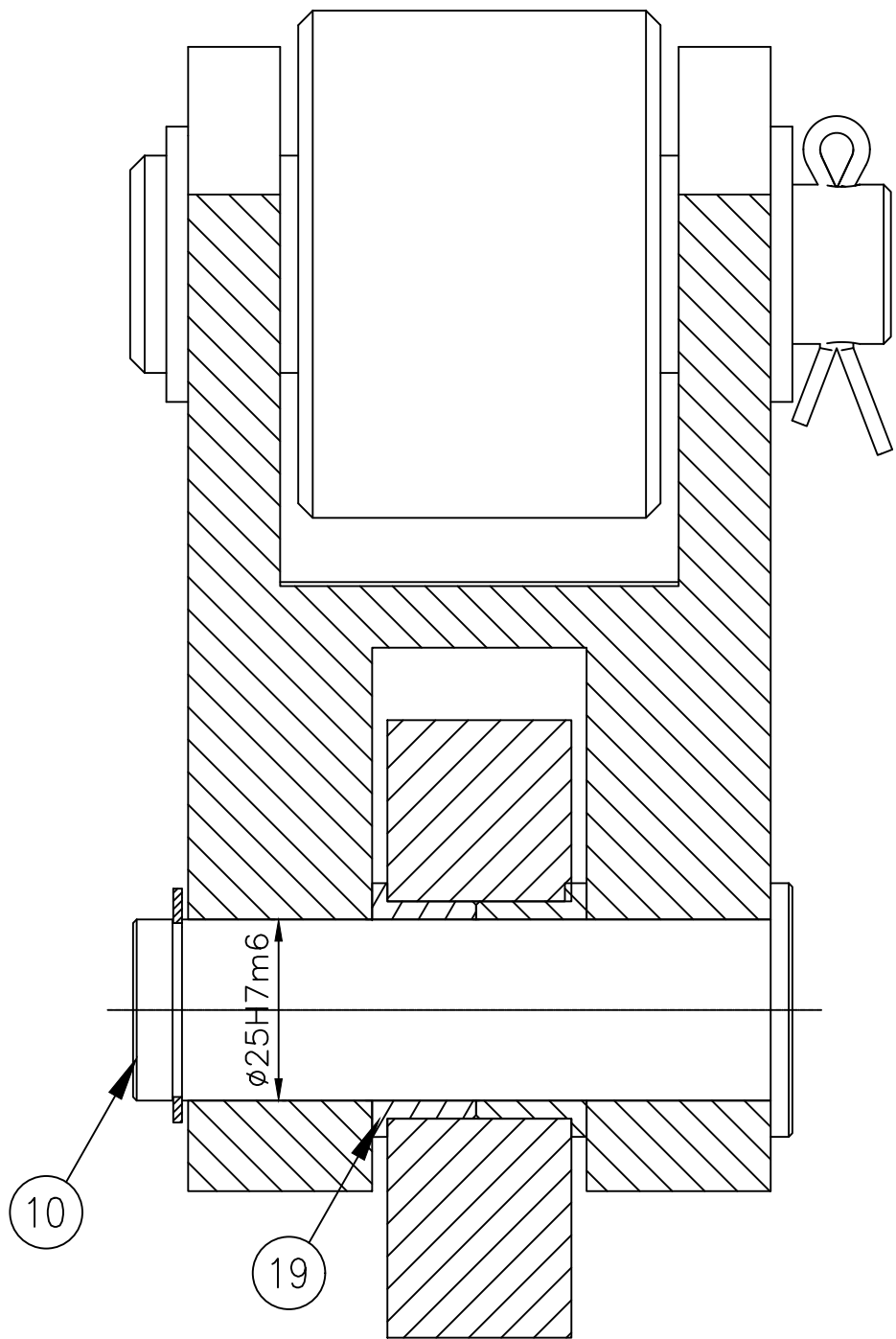
CORTE D-D
ESC 1:4



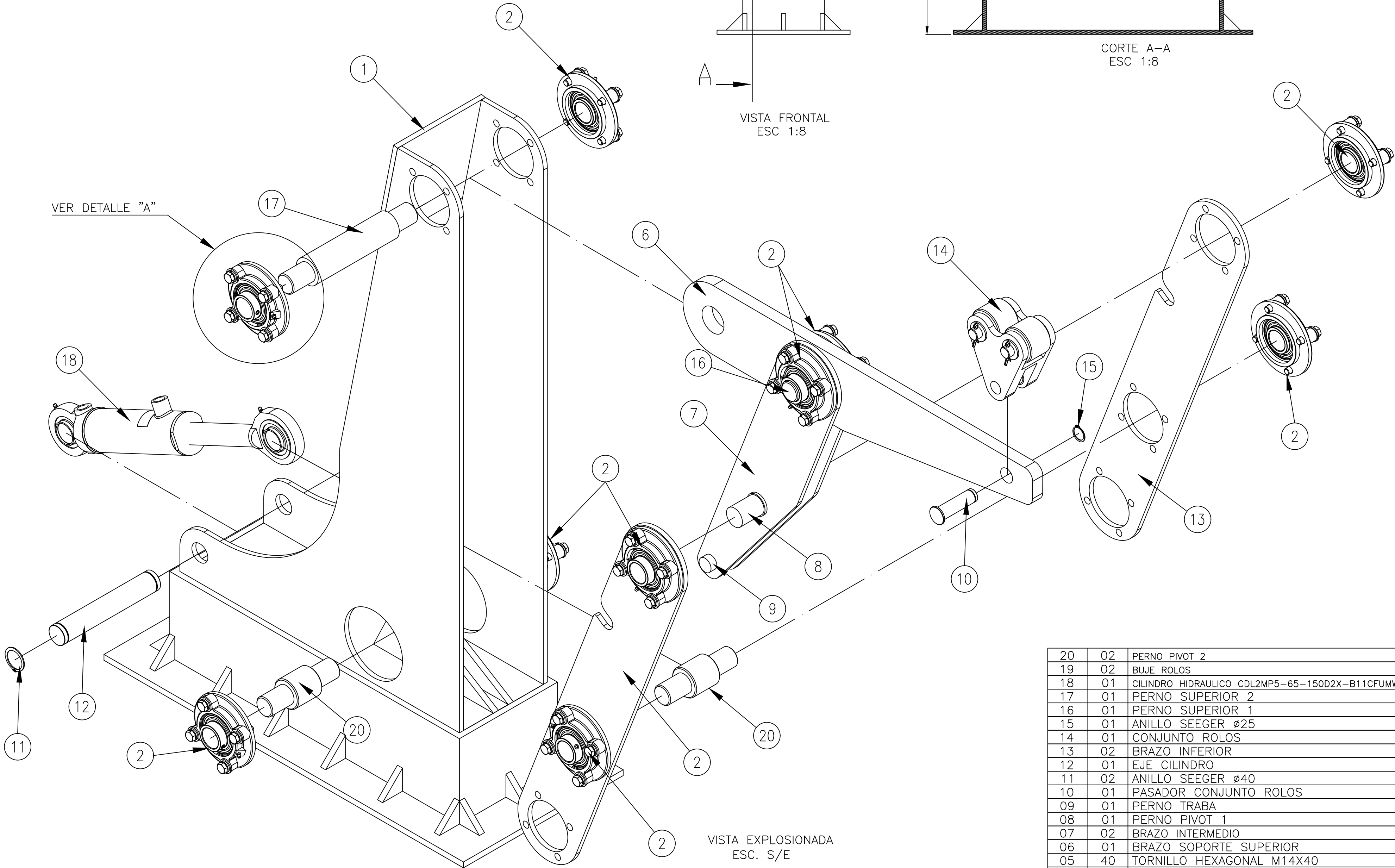
VISTA FRONTAL
ESC 1:8



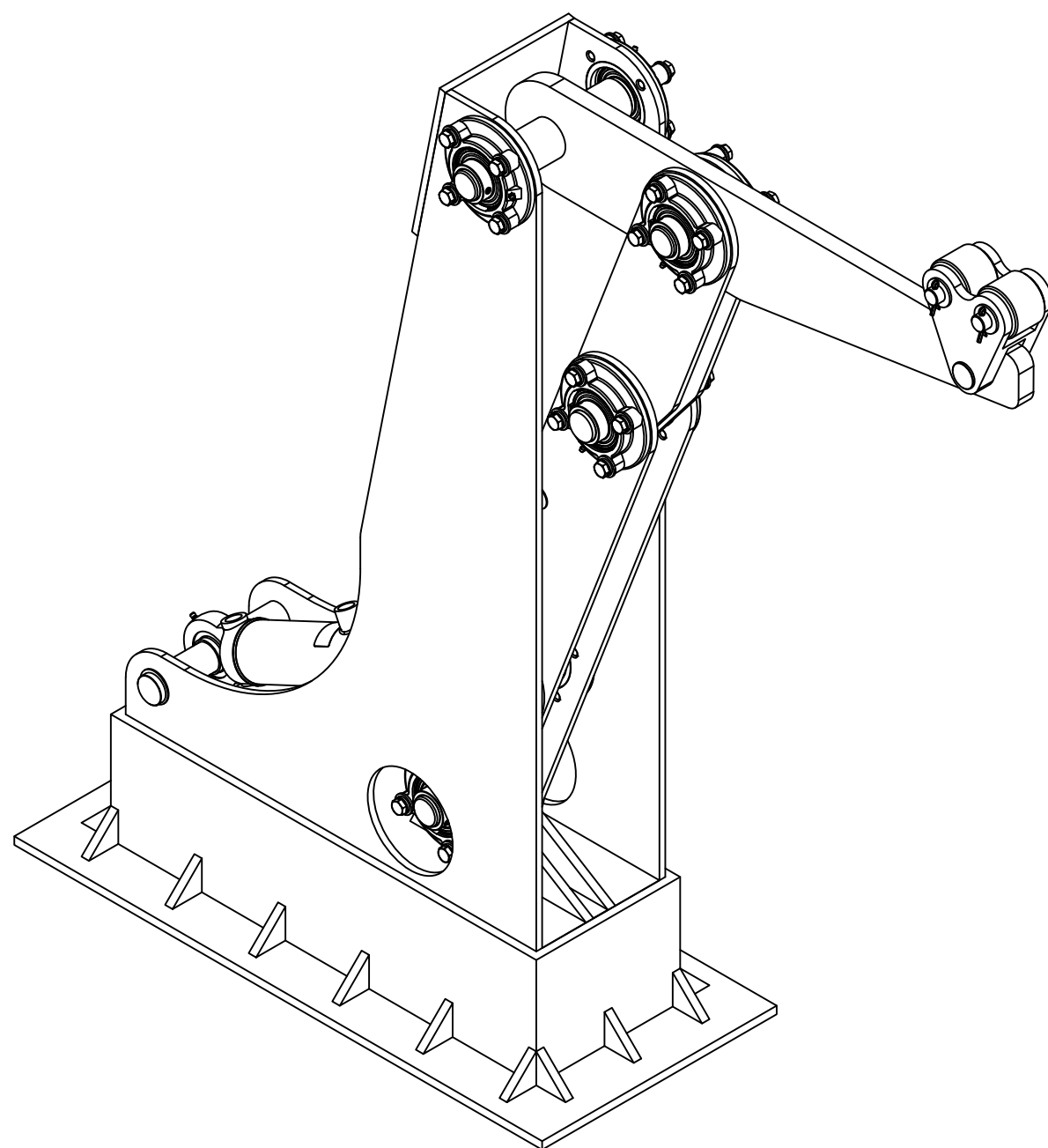
CORTE A-A
ESC 1:8



CORTE B-B
ESC 1:1



VISTA EXPLOSIONADA
ESC. S/E



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

20	02	PERNO PIVOT 2	VER HOJA 08
19	02	BUJE ROLOS	VER HOJA 08
18	01	CILINDRO HIDRAULICO CDL2MP5-65-150D2X-B11CFUMW	BOSCH REXROTH
17	01	PERNO SUPERIOR 2	VER HOJA 08
16	01	PERNO SUPERIOR 1	VER HOJA 08
15	01	ANILLO SEEGER Ø25	DIN 471
14	01	CONJUNTO ROLOS	VER HOJA 09
13	02	BRAZO INFERIOR	VER HOJA 07
12	01	EJE CILINDRO	VER HOJA 08
11	02	ANILLO SEEGER Ø40	DIN 471
10	01	PASADOR CONJUNTO ROLOS	VER HOJA 08
09	01	PERNO TRABA	VER HOJA 08
08	01	PERNO PIVOT 1	VER HOJA 08
07	02	BRAZO INTERMEDIO	VER HOJA 07
06	01	BRAZO SOPORTE SUPERIOR	VER HOJA 07
05	40	TORNILLO HEXAGONAL M14X40	DIN 933
04	40	ARANDELA GROWER 14	DIN 127
03	40	ARANDELA PLANA 14 A	DIN 125
02	10	UNIDAD DE RODAMIENTO DE BOLAS FYC 40 TF	SKF
01	01	TORRE SOPORTE	VER HOJA 07
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

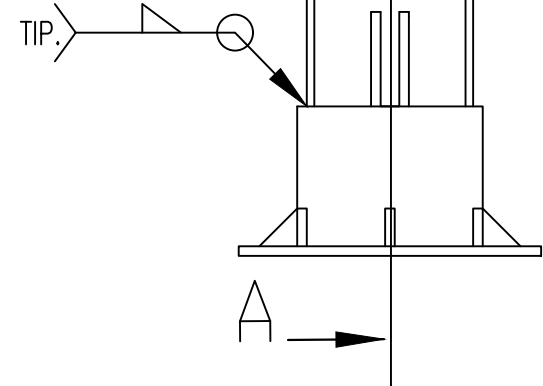
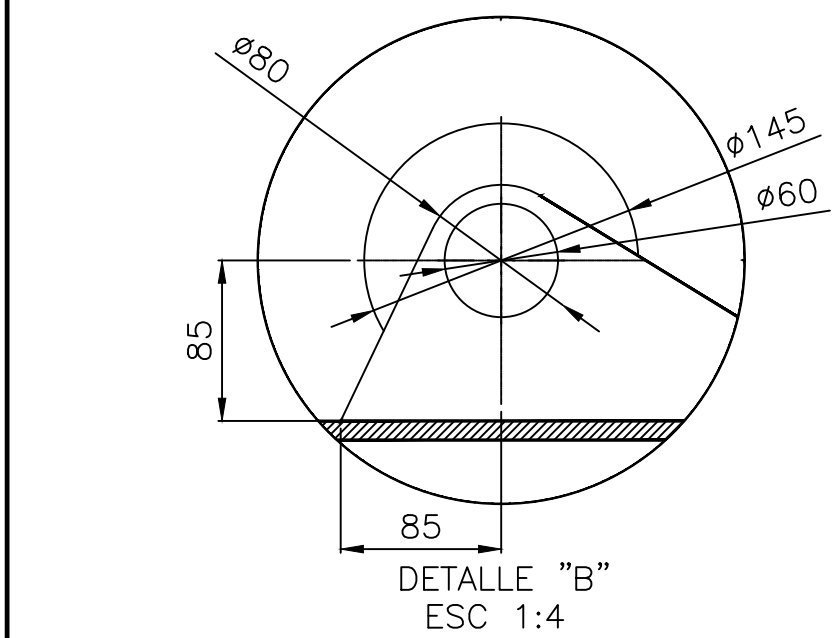
REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	6	7	MD-06

01	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-07	ESCALA: 1:
MAT.:	SAE 1020	
PIEZA:	TORRE SOPORTE	

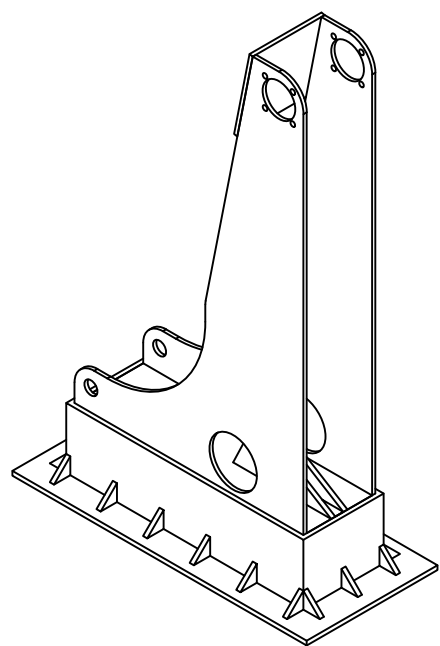
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

NOTAS GENERALES

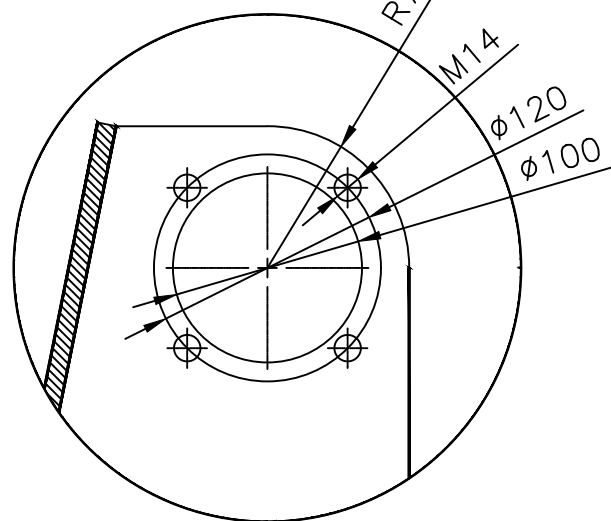
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1



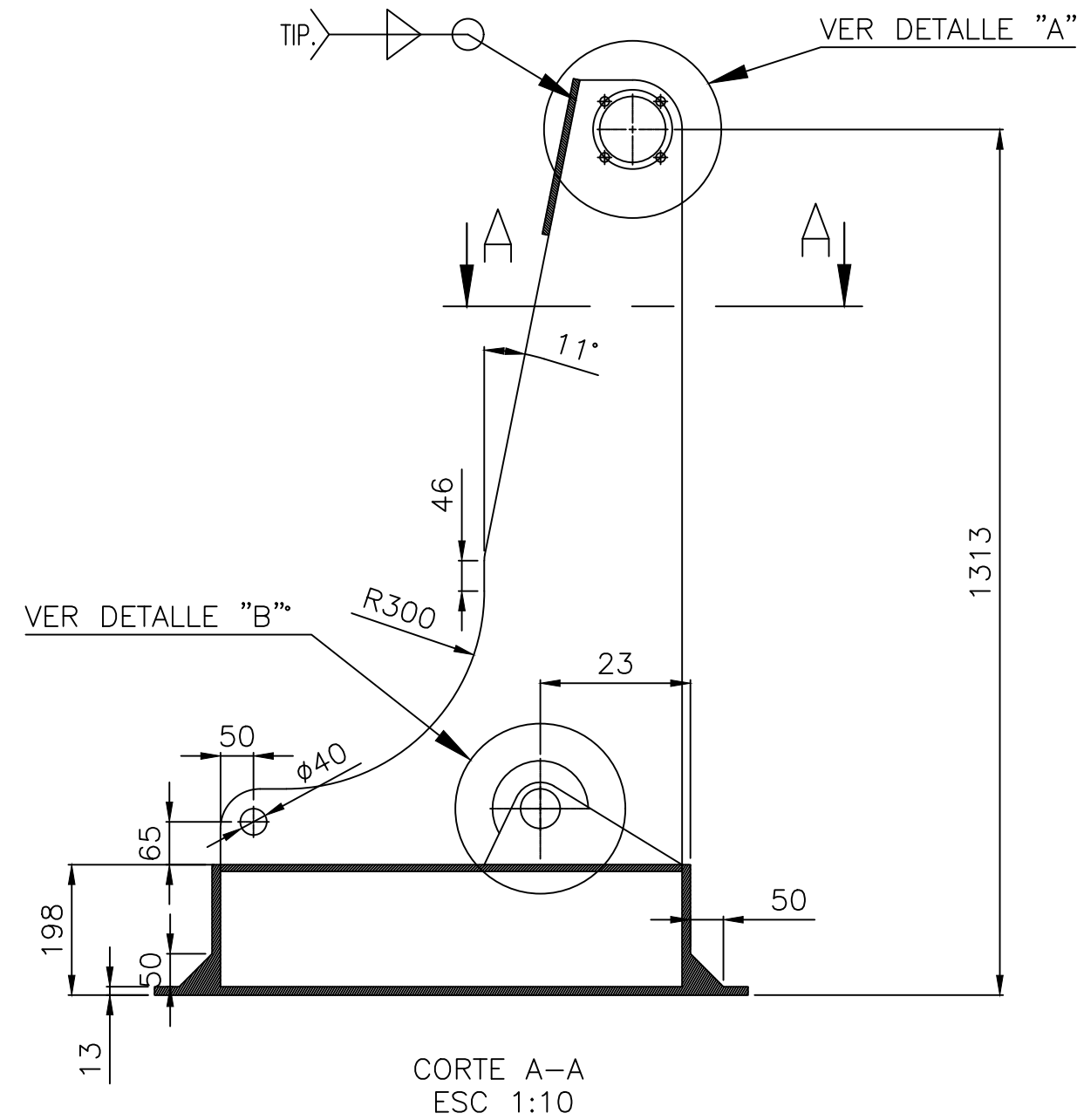
VISTA FRONTAL
ESC 1:10



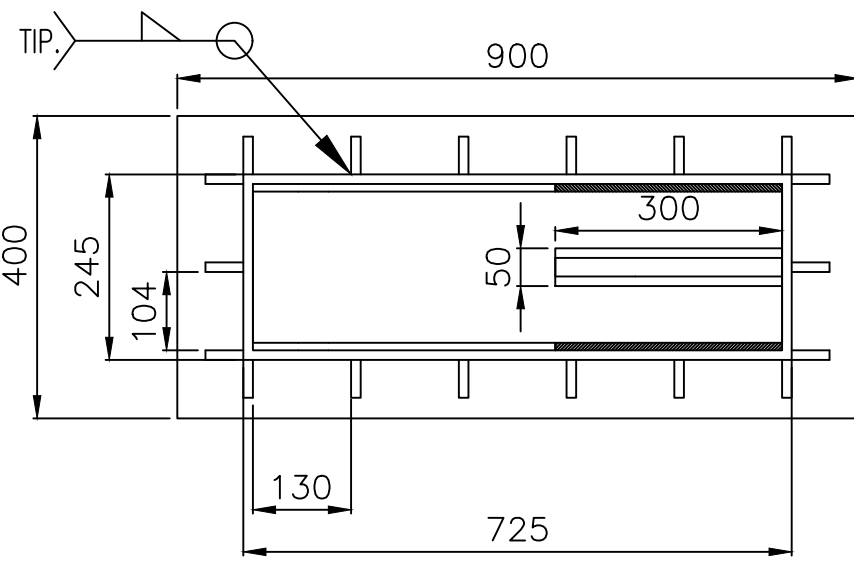
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



DETALLE "A"
ESC 1:4



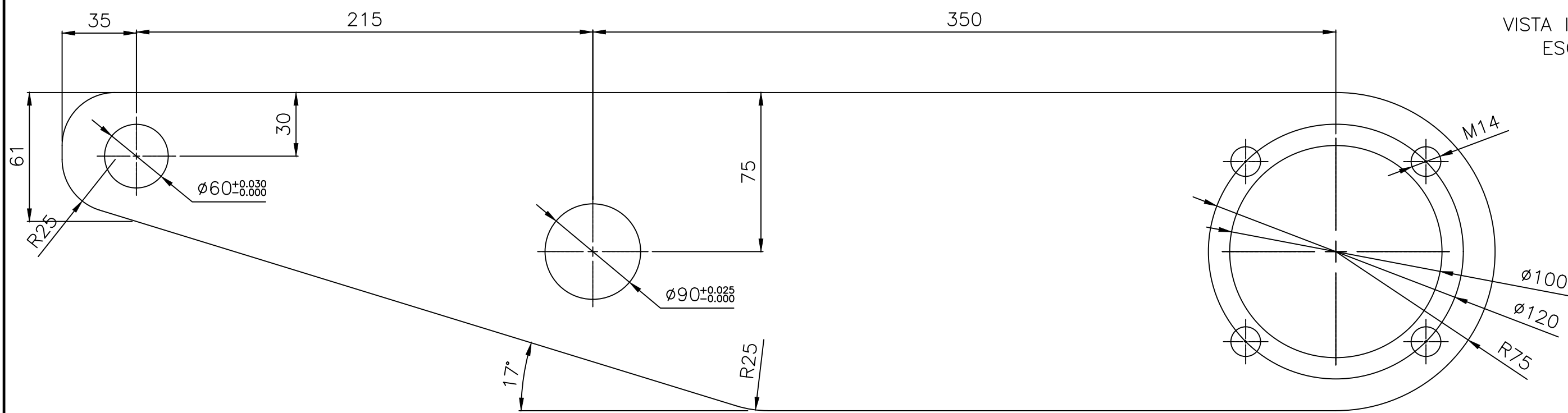
CORTE A-A
ESC 1:10



CORTE A-A
ESC 1:10

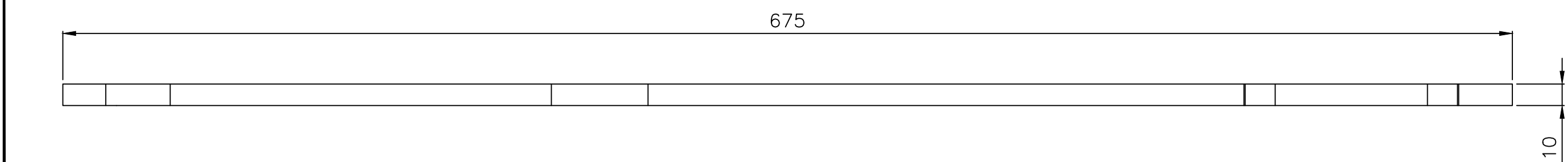
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

07	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-07	ESCALA: 1:2
MAT.:	SAE 1020	
PIEZA:	BRAZO SOPORTE INTERMEDIO	



VISTA FRONTAL
ESC 1:4

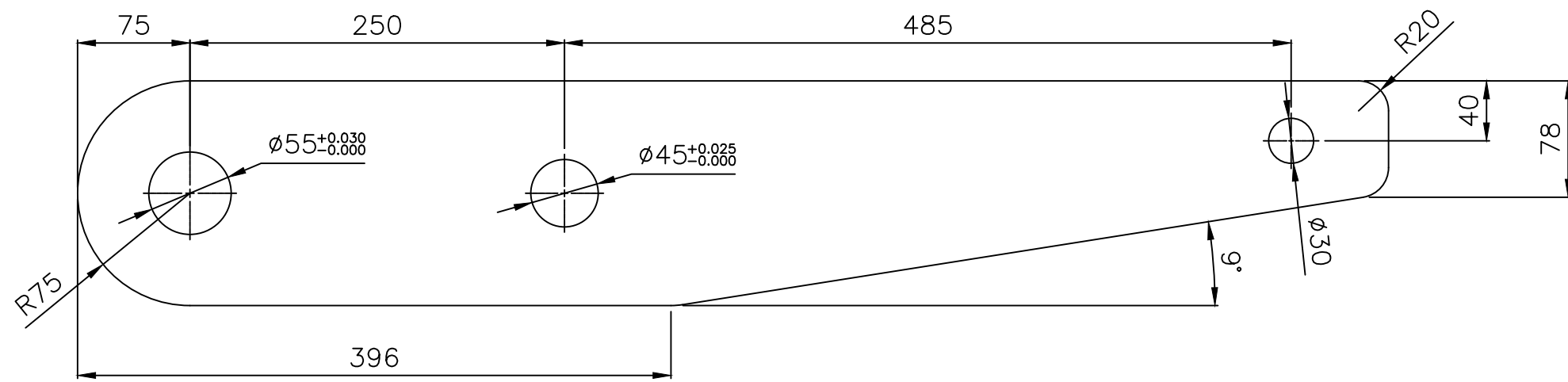
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



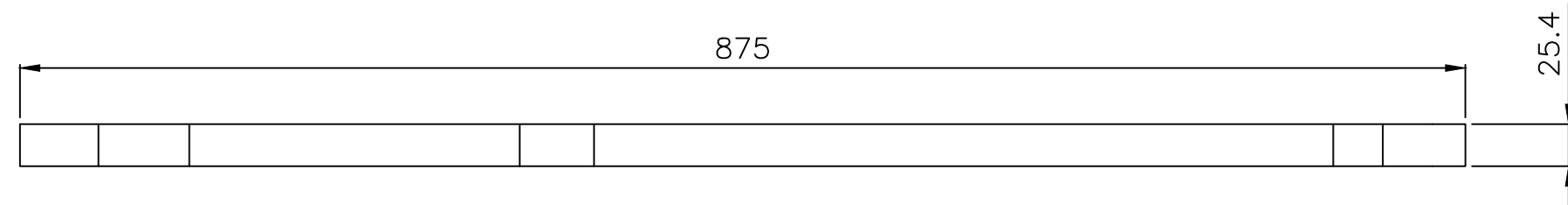
VISTA SUPERIOR
ESC 1:4

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

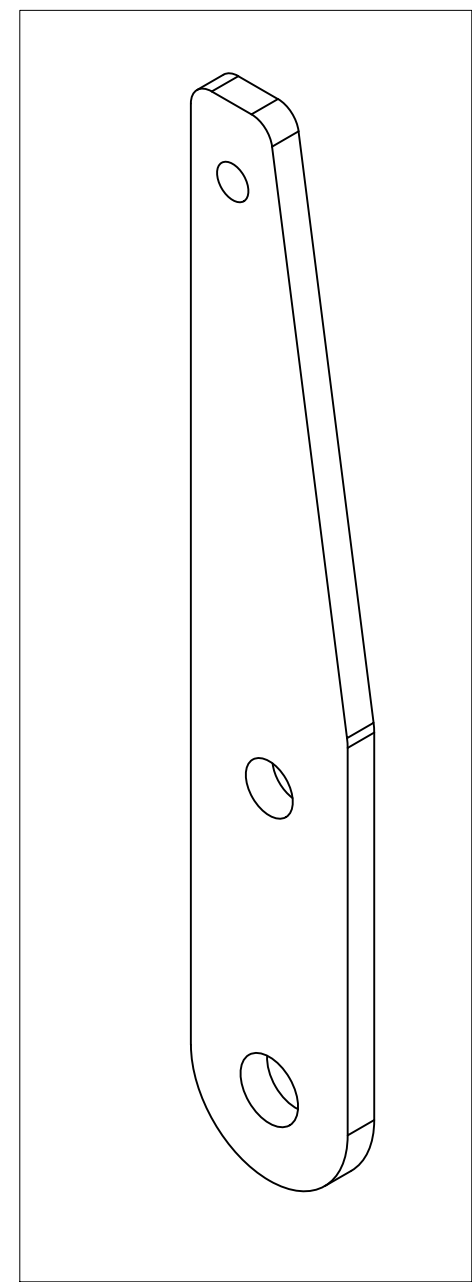
06	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-07	ESCALA: 1:4
MAT.:	SAE 1020	
PIEZA:	BRAZO SOPORTE SUPERIOR	



VISTA FRONTAL
ESC 1:4



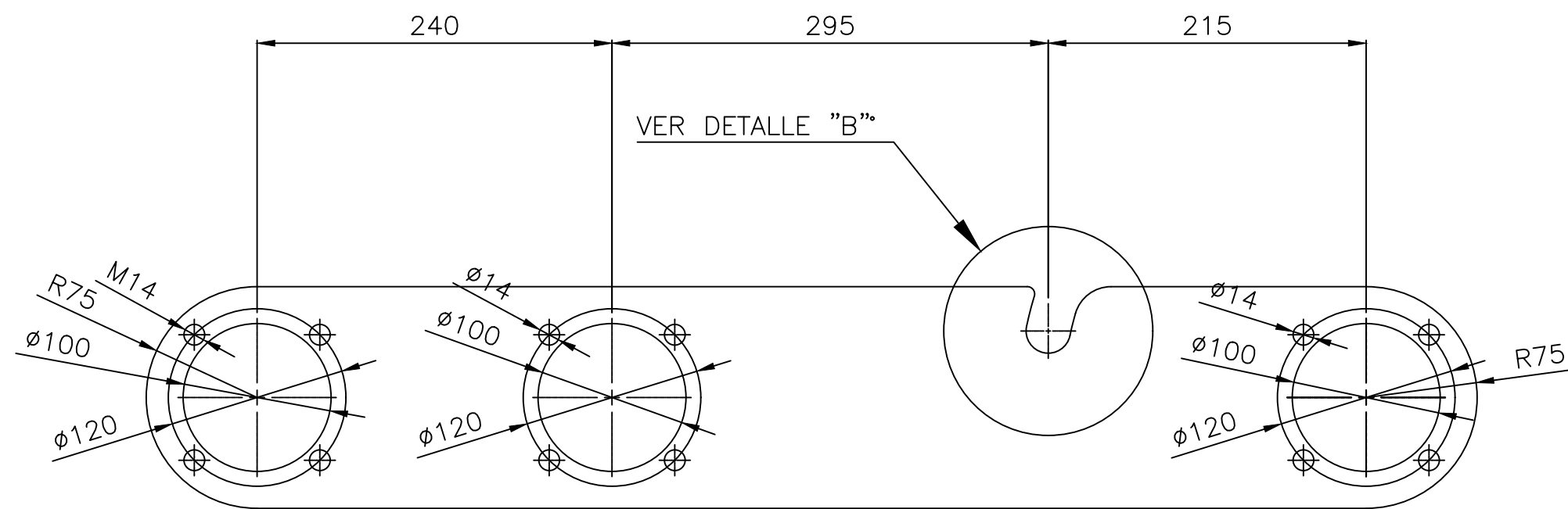
VISTA SUPERIOR
ESC 1:4



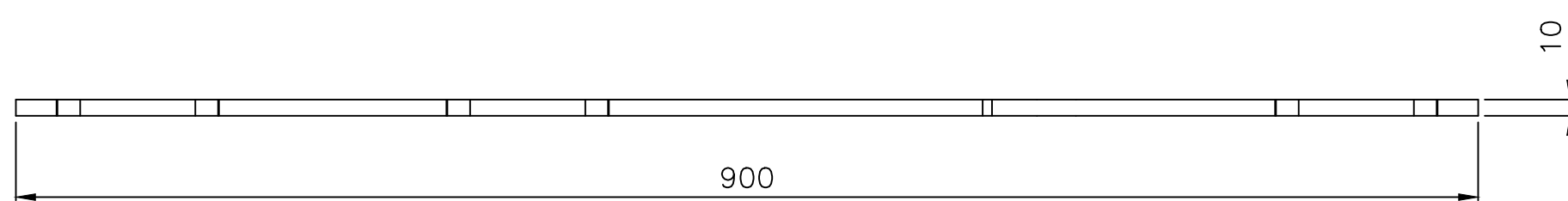
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

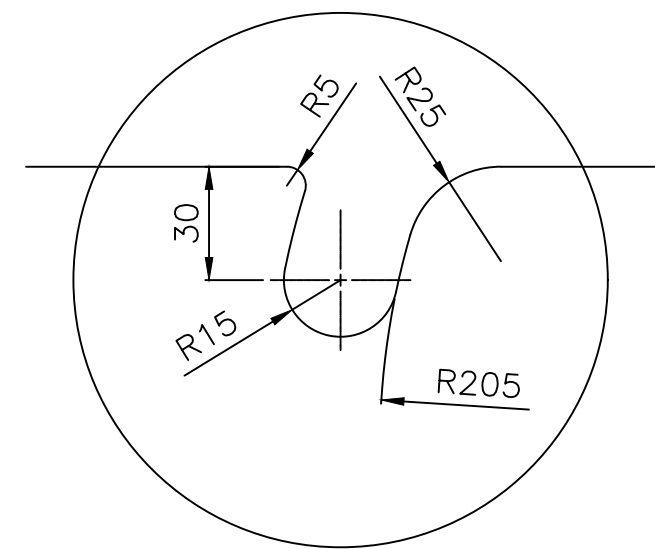
13	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MD-07	ESCALA: 1:4
MAT.:	SAE 1020	
PIEZA:	BRAZO SOPORTE INFERIOR	



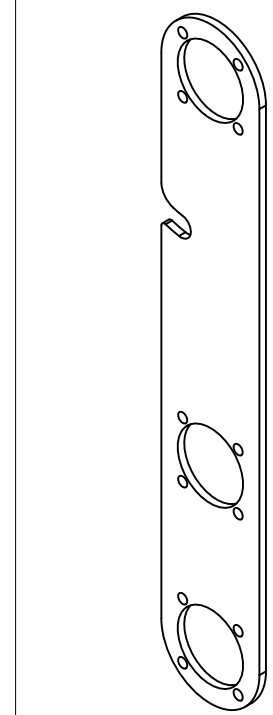
VISTA FRONTAL
ESC 1:4



VISTA SUPERIOR
ESC 1:4



DETALLE "A"
ESC 1:2

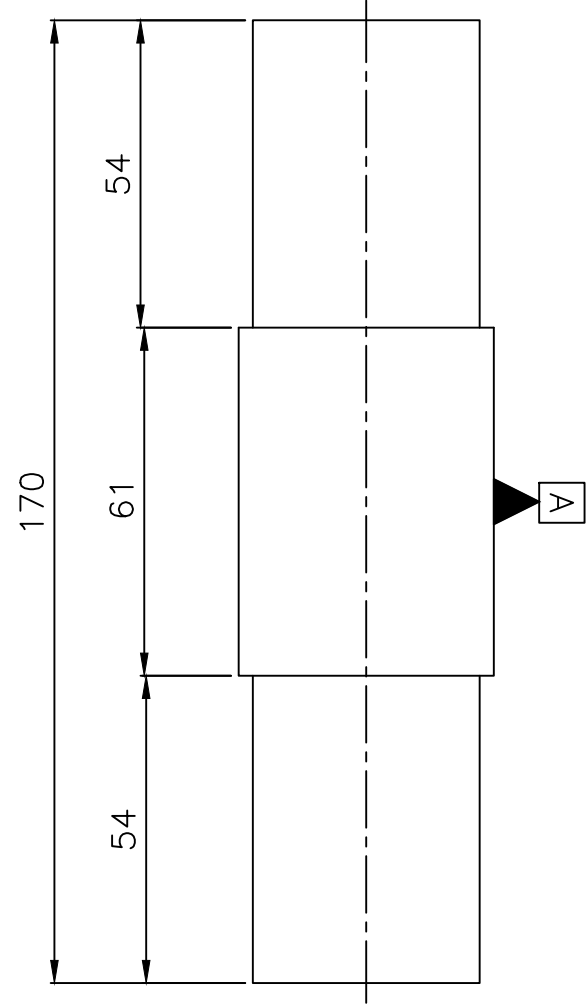


VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

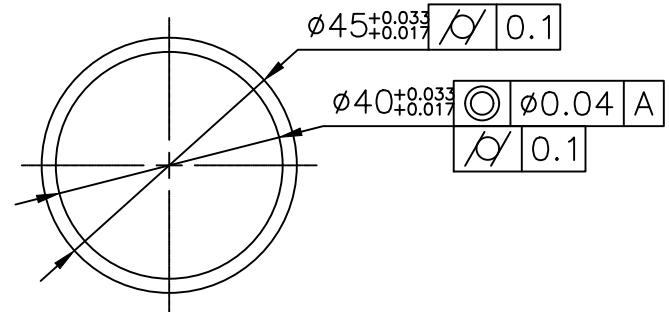
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	7	8	MD-07

08	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 3:4	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO PIVOT 1		



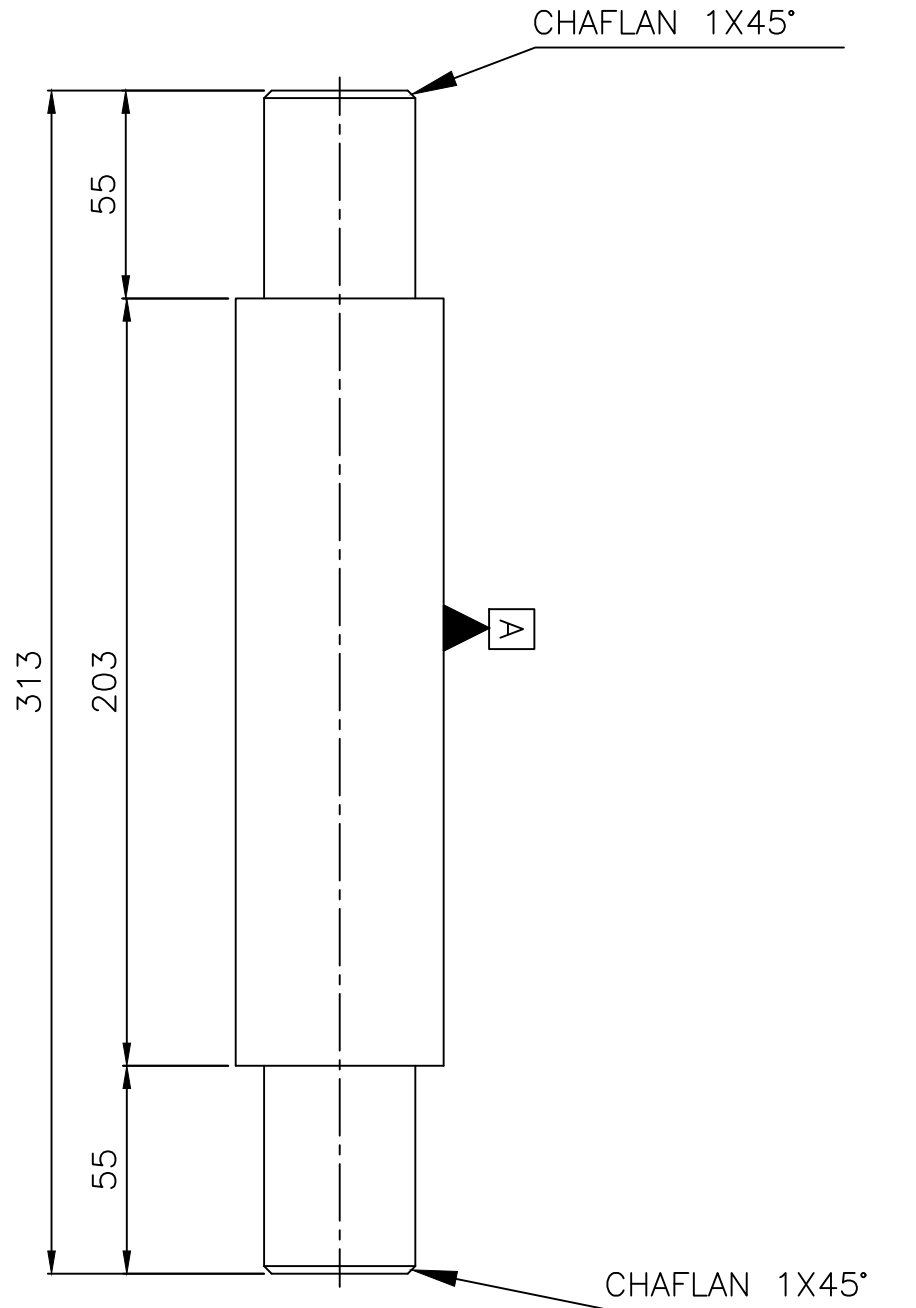
VISTA FRONTAL
ESC 3:4



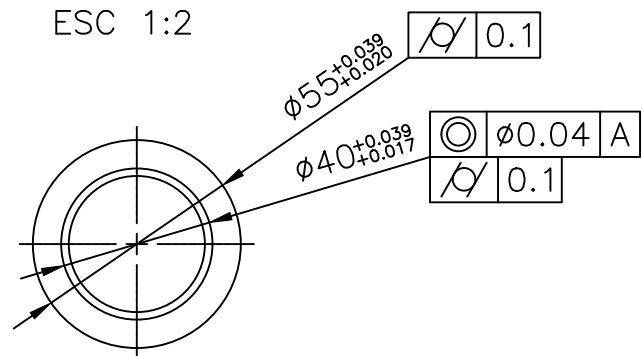
VISTA INFERIOR
ESC 3:4

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

16	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 1:2	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO SUPERIOR 1		



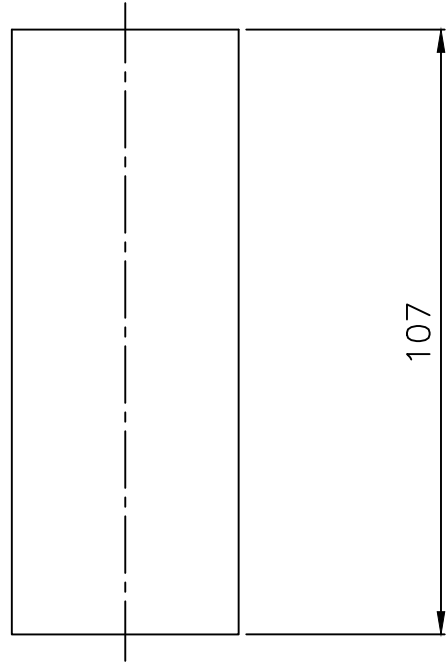
VISTA FRONTAL
ESC 1:2



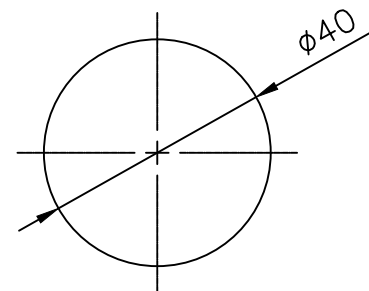
VISTA INFERIOR
ESC 1:2

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

09	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO TRABA		



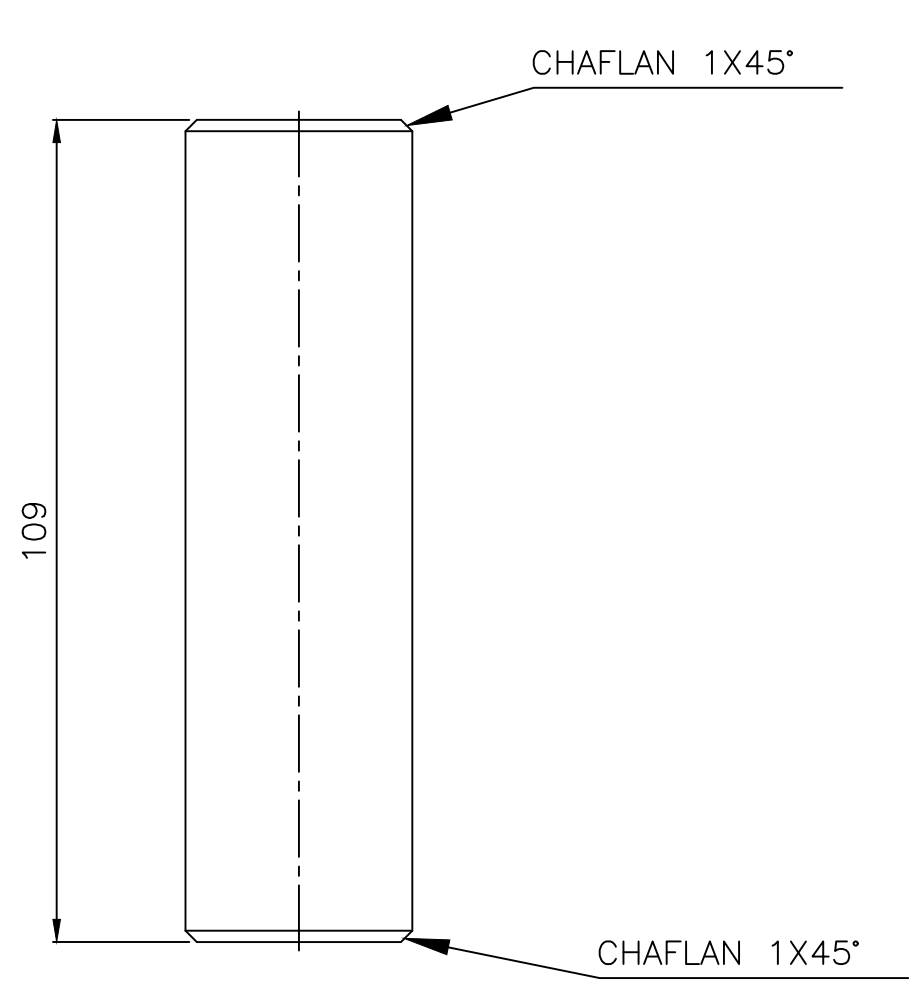
VISTA FRONTAL
ESC 1:1



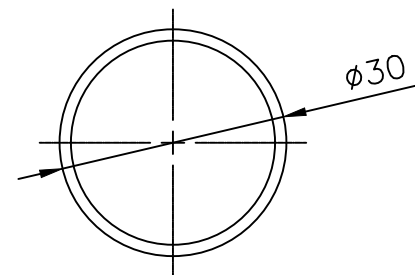
VISTA INFERIOR
ESC 1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

17	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 3:4	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO SUPERIOR 2		



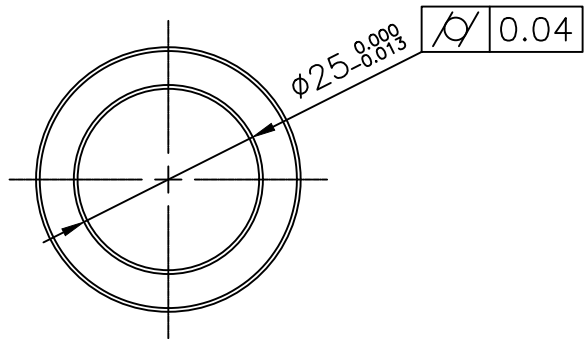
VISTA FRONTAL
ESC 3:4



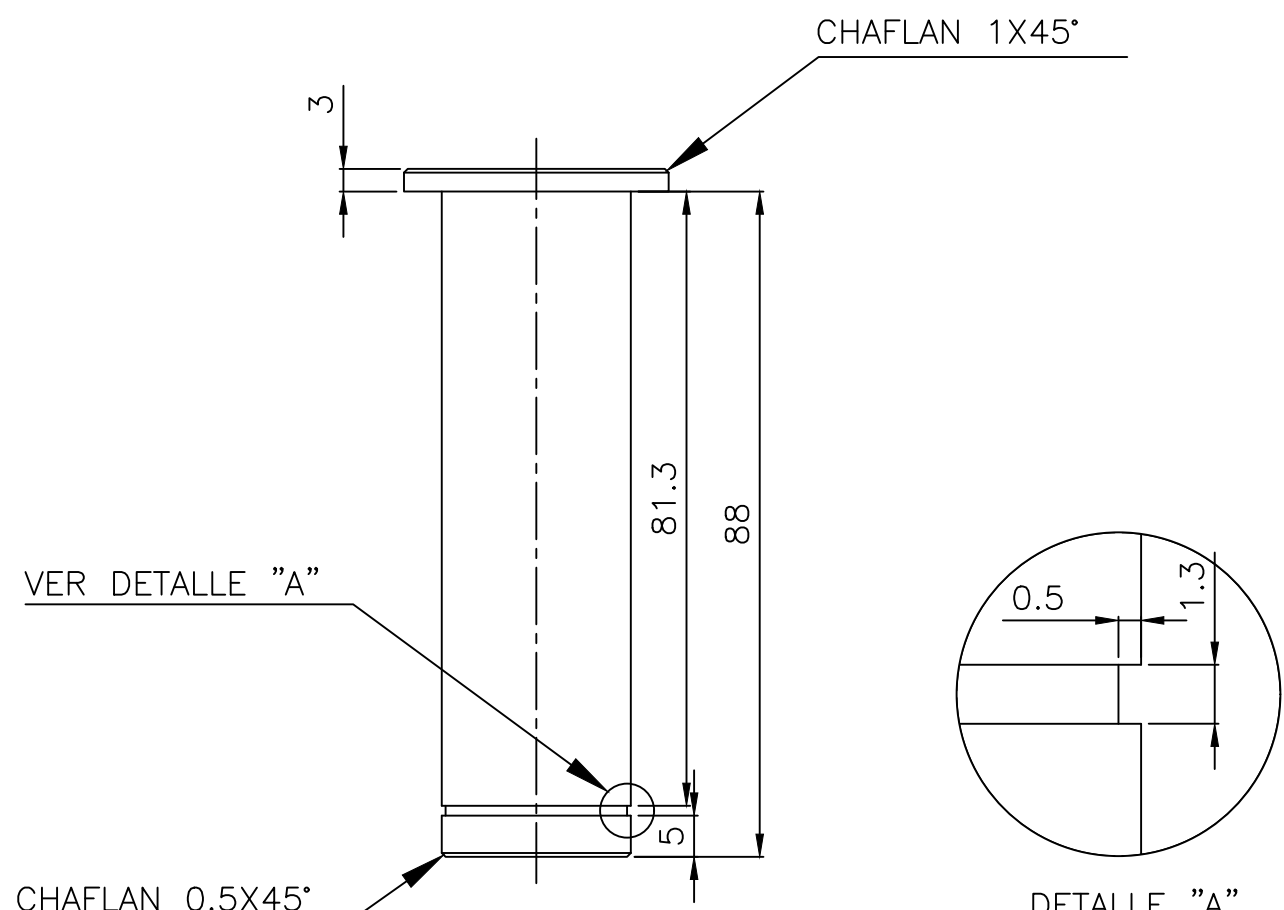
VISTA INFERIOR
ESC 3:4

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

10	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PASADOR CONJUNTO ROLOS		



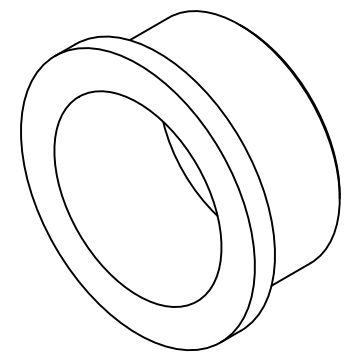
VISTA FRONTAL
ESC 1:1



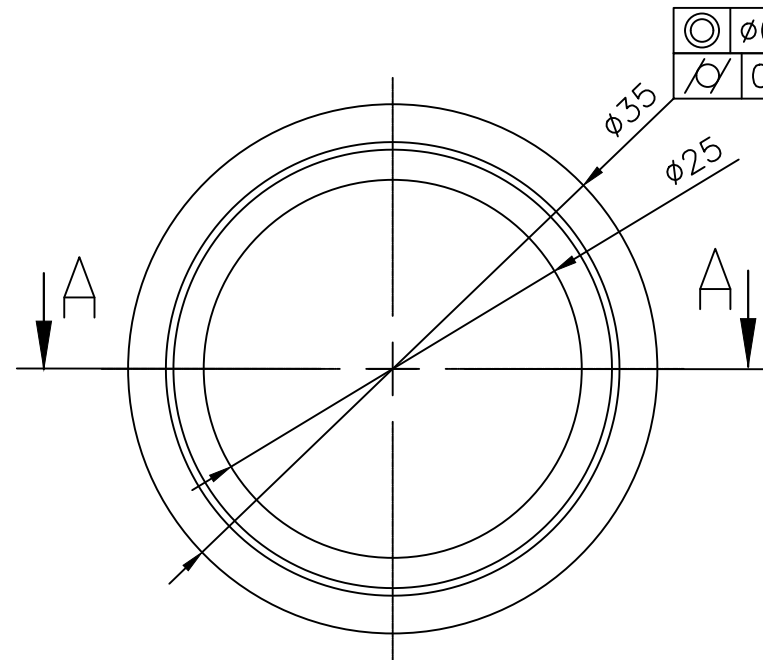
VISTA INFERIOR
ESC 1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

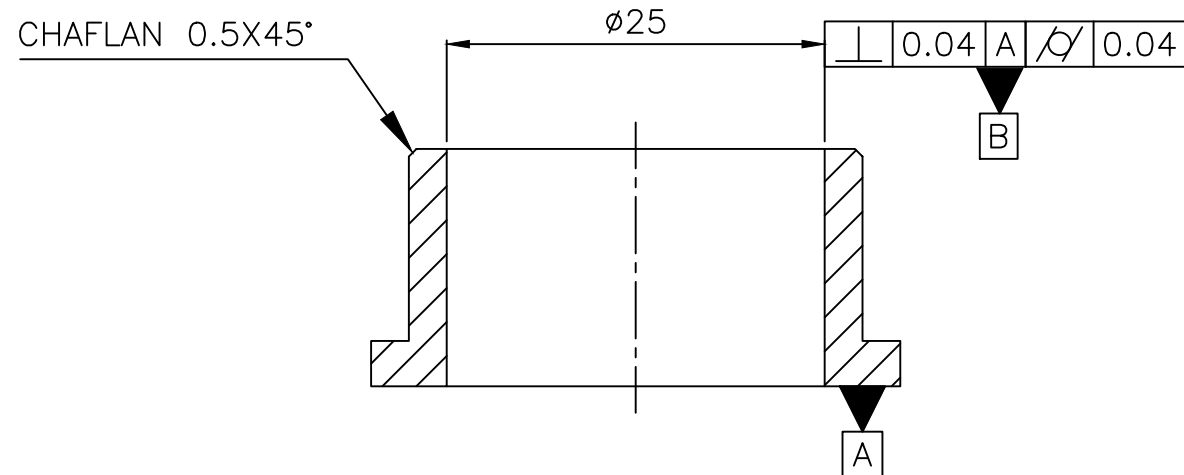
19	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 2:1	
MAT.: BRONCE		
PIEZA: BUJE ROLOS		



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



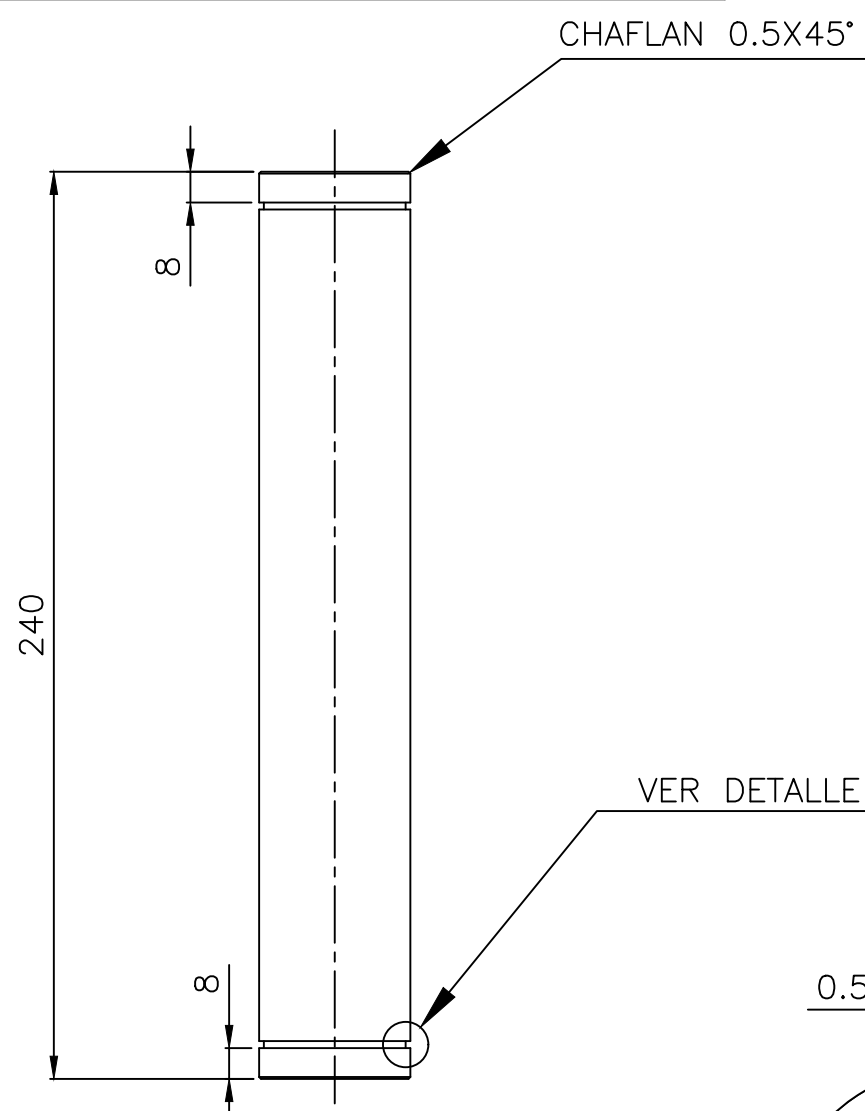
VISTA FRONTAL
ESC 2:1



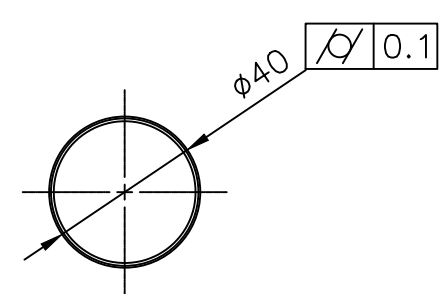
CORTE A-A
ESC 2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

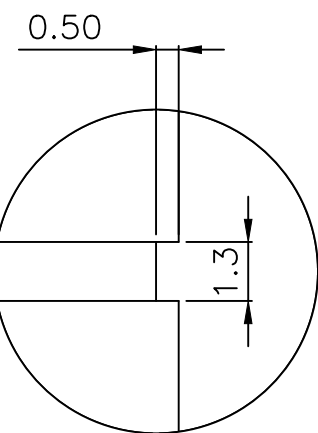
12	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 1:2	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: EJE CILINDRO		



VISTA FRONTAL
ESC 1:2



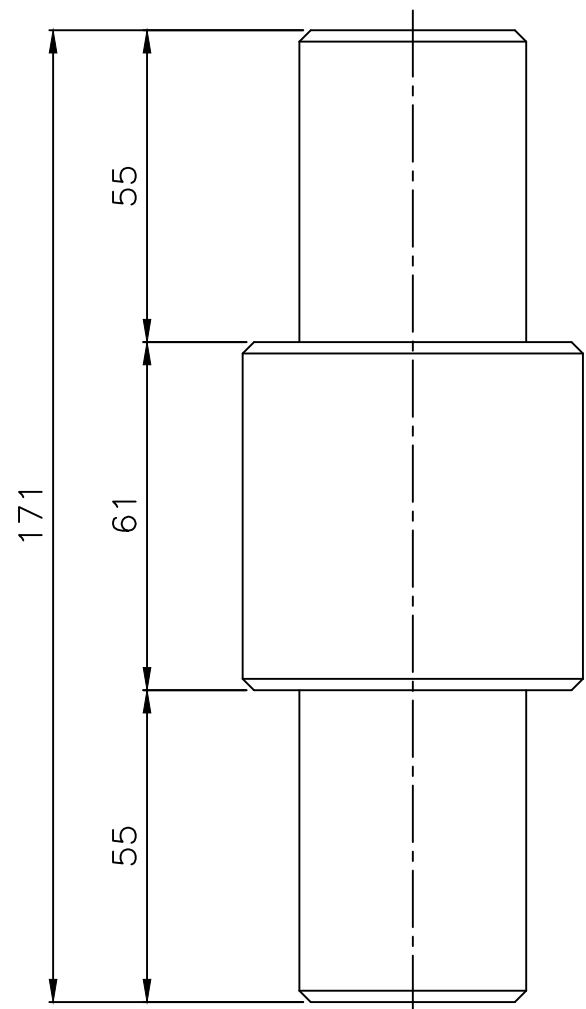
VISTA INFERIOR
ESC 1:2



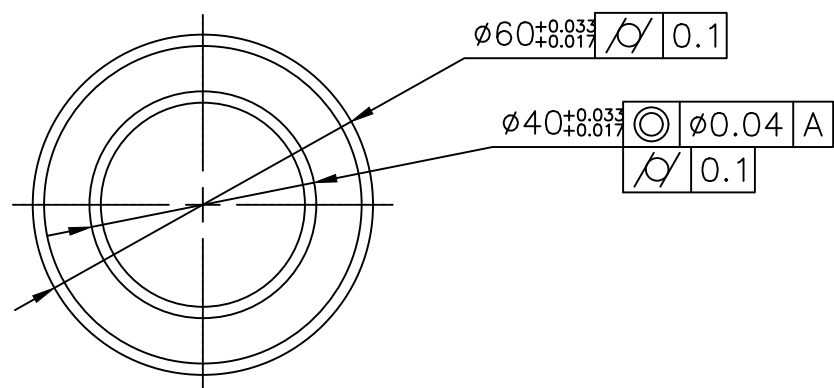
DETALLE "A"
ESC 6:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

20	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-08	ESCALA: 3:4	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO PIVOT 2		



VISTA FRONTAL
ESC 3:4

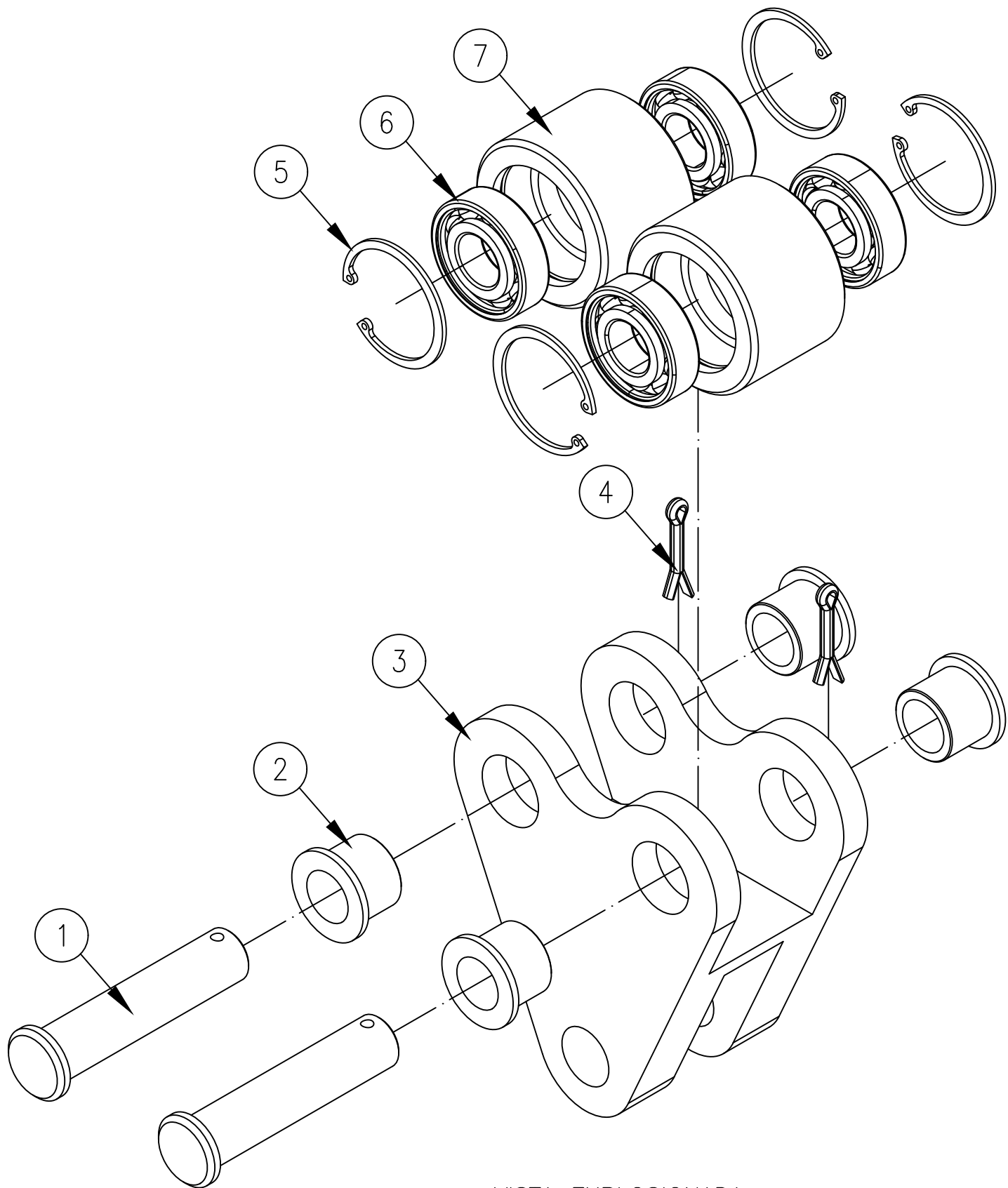


VISTA INFERIOR
ESC 3:4

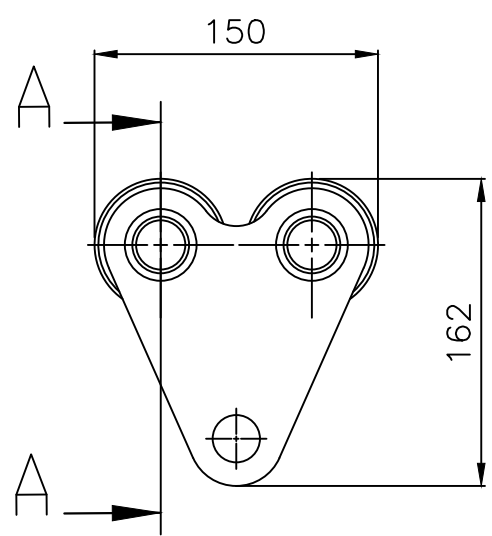
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
	8	9	MD-08

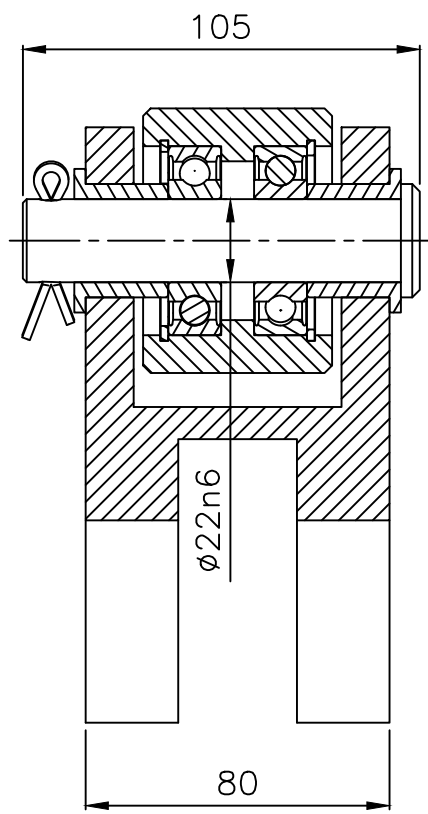
14	01	PF00-MD-06
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-06	ESCALA: 1:4	
MAT.: VER L.M.		
PIEZA: CONJUNTO ROLOS		



VISTA EXPLOSIONADA
ESC. S/E



VISTA FRONTAL
ESC 1:4

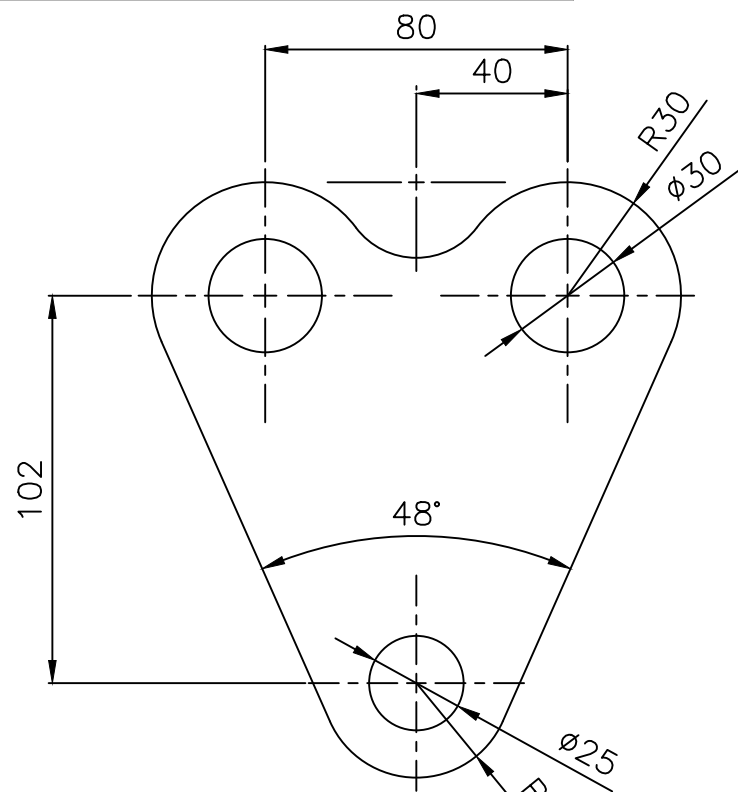


CORTE A-A
ESC 1:2

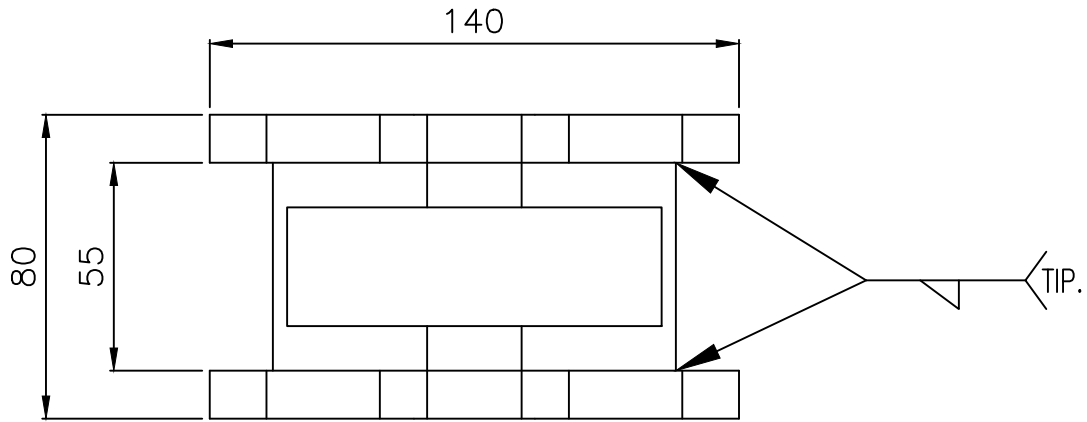
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

07	02	CILINDRO ROLO	VER HOJA 09
06	04	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS 62/22	SKF
05	04	ANILLO SEEGER Ø50	DIN 472
04	02	PASADOR DE ALETAS Ø5x32 - ACERO GALV	DIN 94
03	01	SOPORTE ROLOS	VER HOJA 09
02	04	BUJE	VER HOJA 09
01	02	PERNO EJE	VER HOJA 09
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

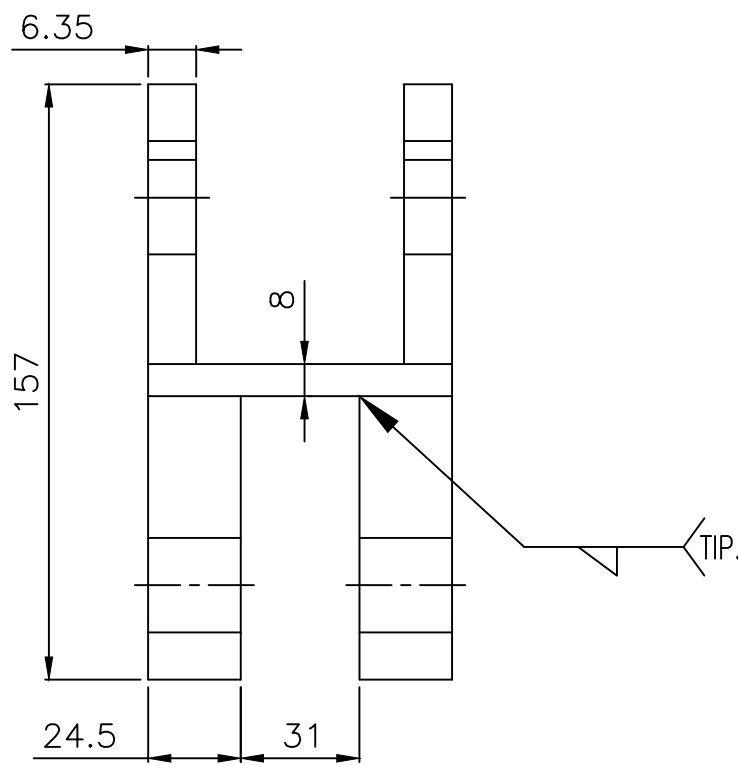
03	01	PF00-MD-09
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-09	ESCALA: 1:2	
MAT.: SAE 1020		
PIEZA: SOPORTE ROLOS		



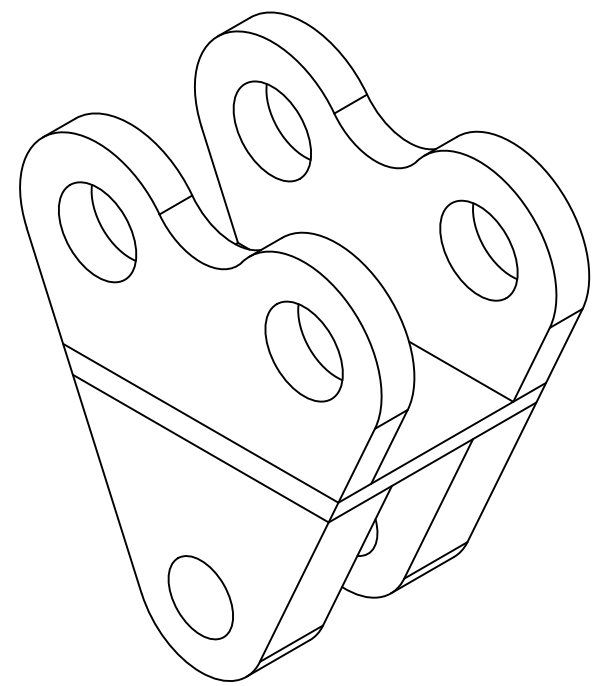
VISTA FRONTAL
ESC 1:2



VISTA SUPERIOR
ESC 1:2



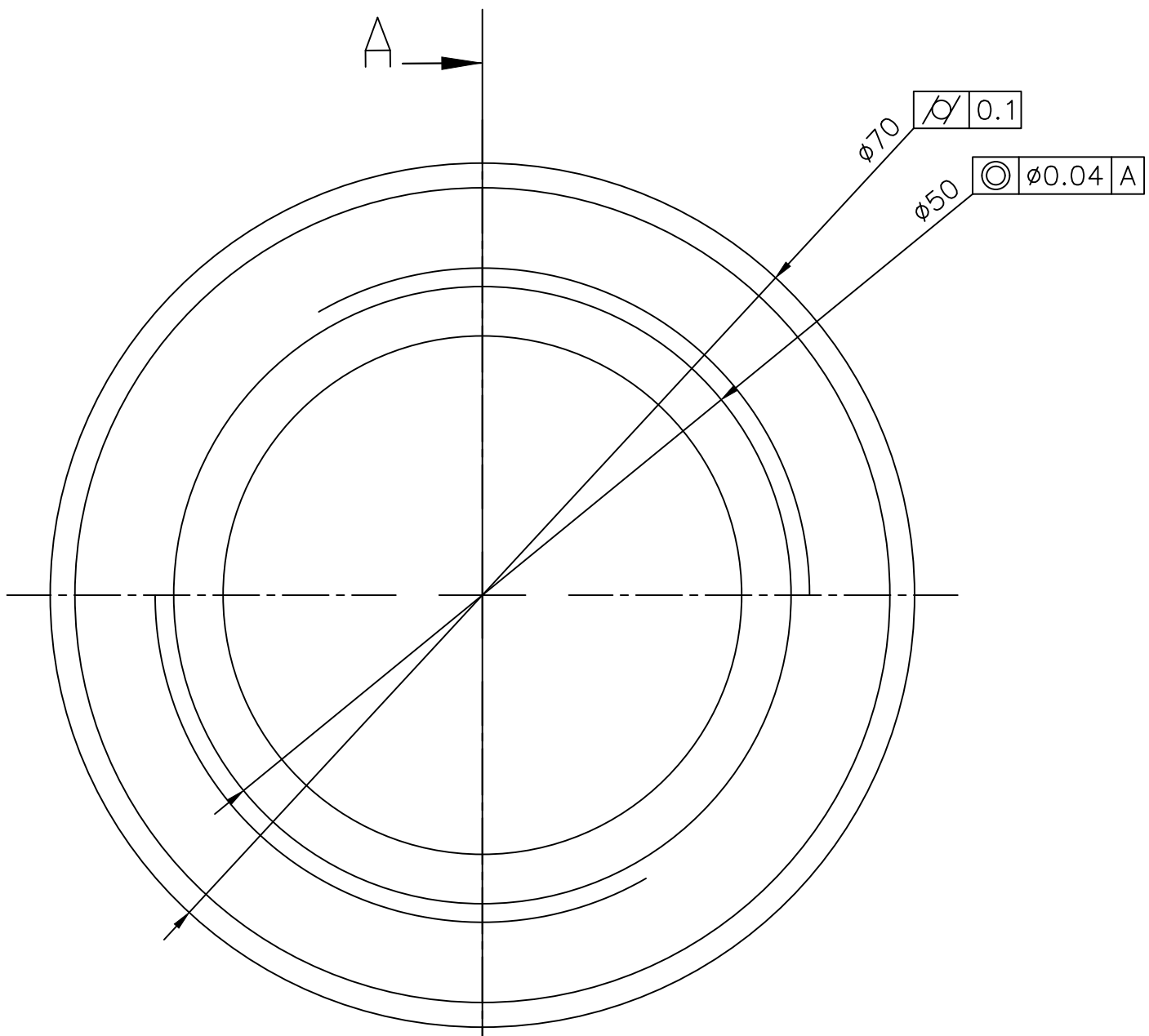
VISTA LATERAL
ESC 1:2



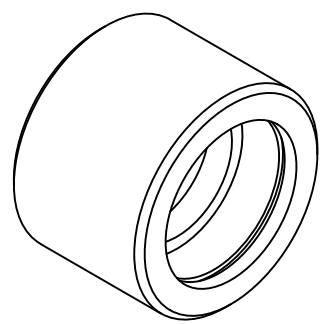
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

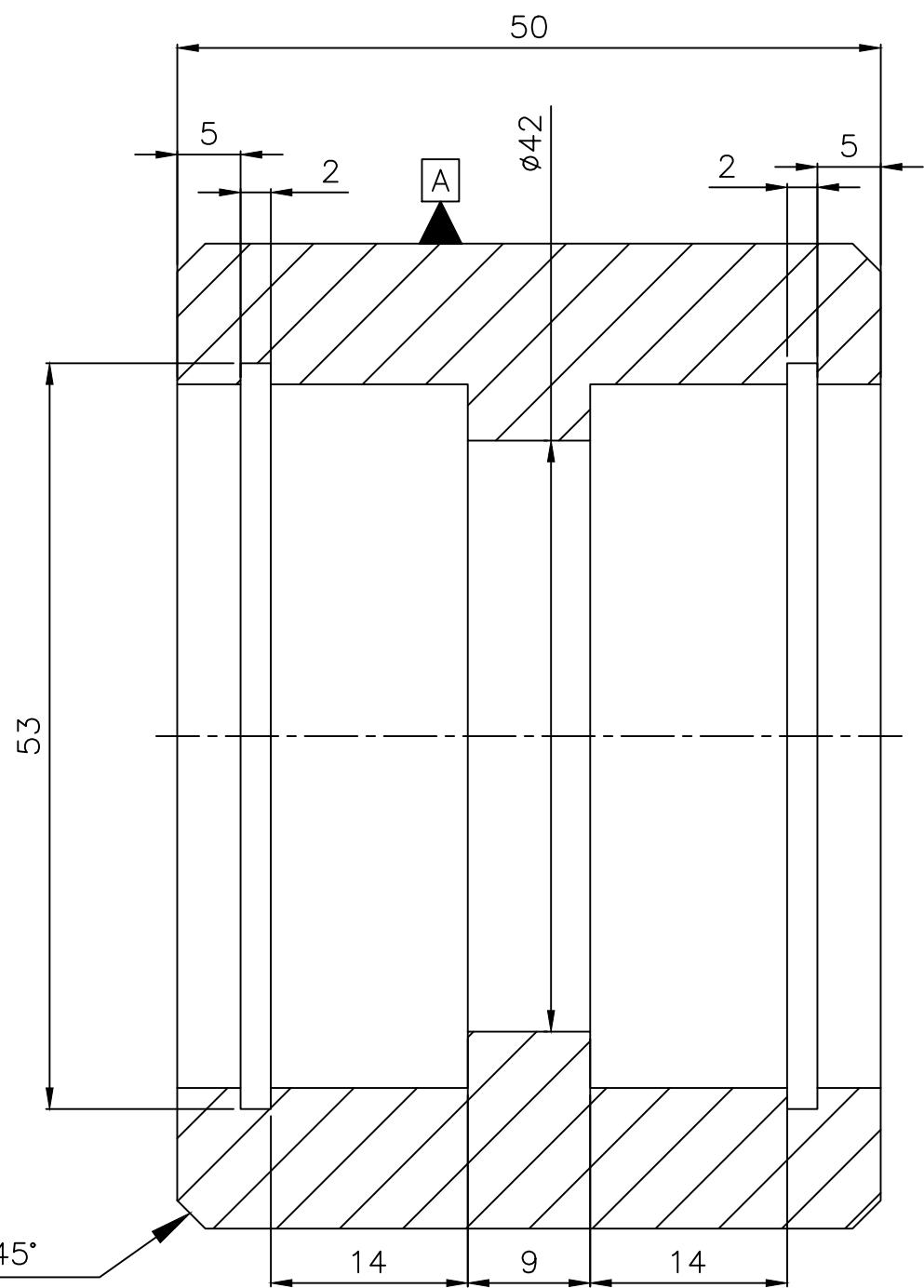
07	01	PF00-MD-09
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-09	ESCALA: 2:1	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: CILINDRO ROLO		



VISTA FRONTAL
ESC 2:1



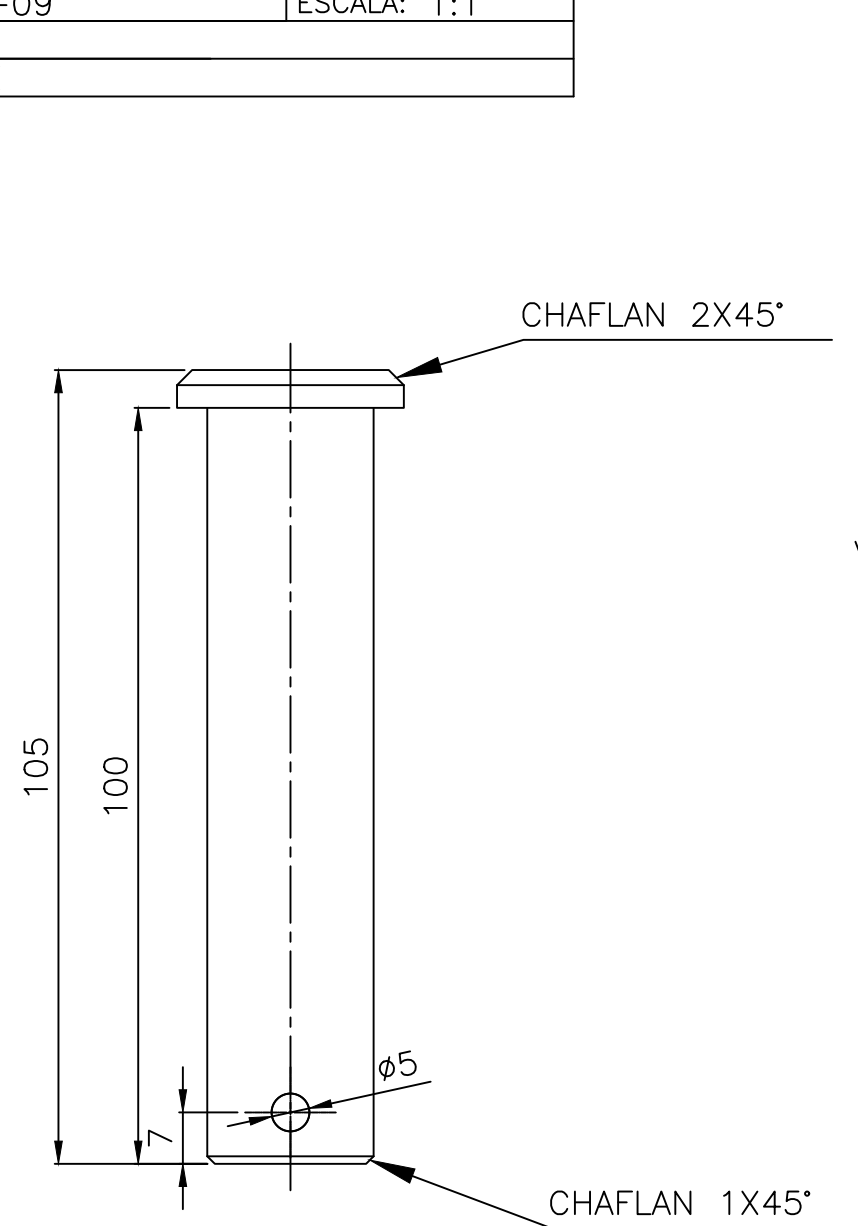
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



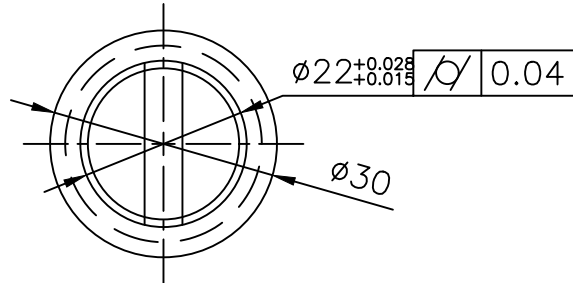
CORTE A-A
ESC 2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	01	PF00-MD-09
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-09	ESCALA: 1:1	
MAT.: SAE 1045		
PIEZA: PERNO EJE		



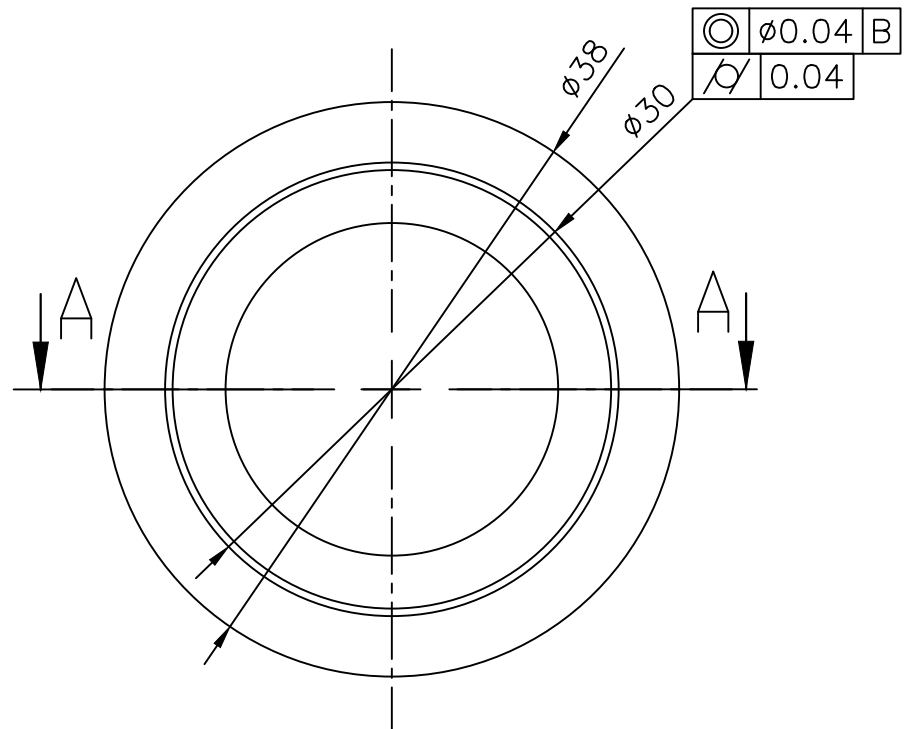
VISTA FRONTAL
ESC 1:1



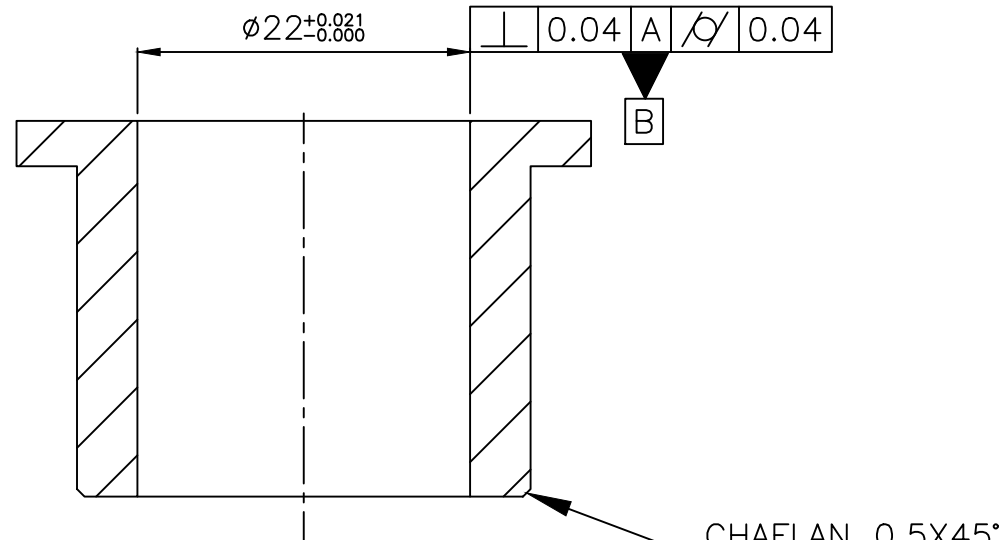
VISTA SUPERIOR
ESC 1:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

02	01	PF00-MD-09
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO: PF00-MD-09	ESCALA: 2:1	
MAT.: BRONCE		
PIEZA: BUJE		



VISTA FRONTAL
ESC 2:1

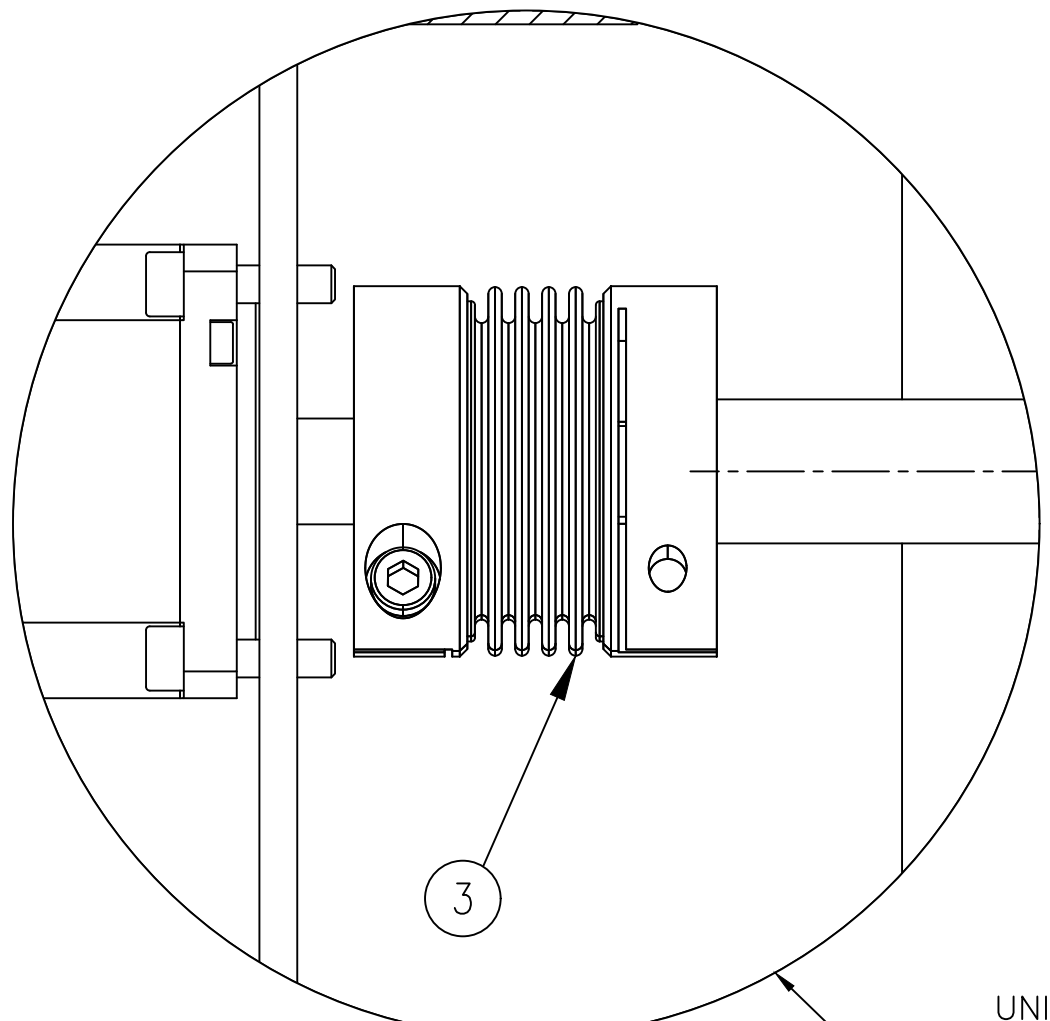


CORTE A-A
ESC 2:1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

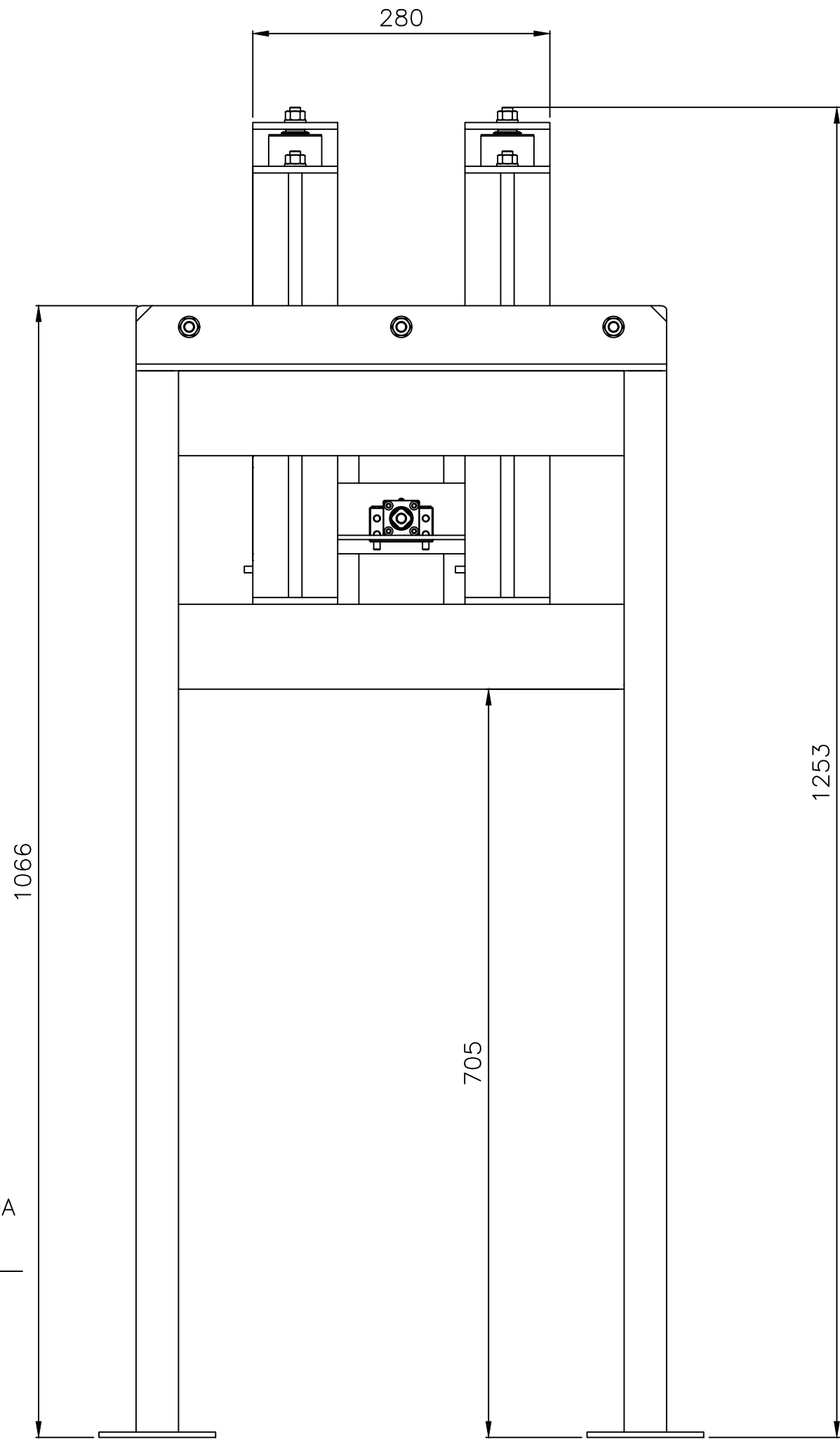
REVISION:	HOJA	HOJA SIG:	N° DE PLANO:
9	—	—	MD-09

04	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MG-01	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MODULO GUIA	



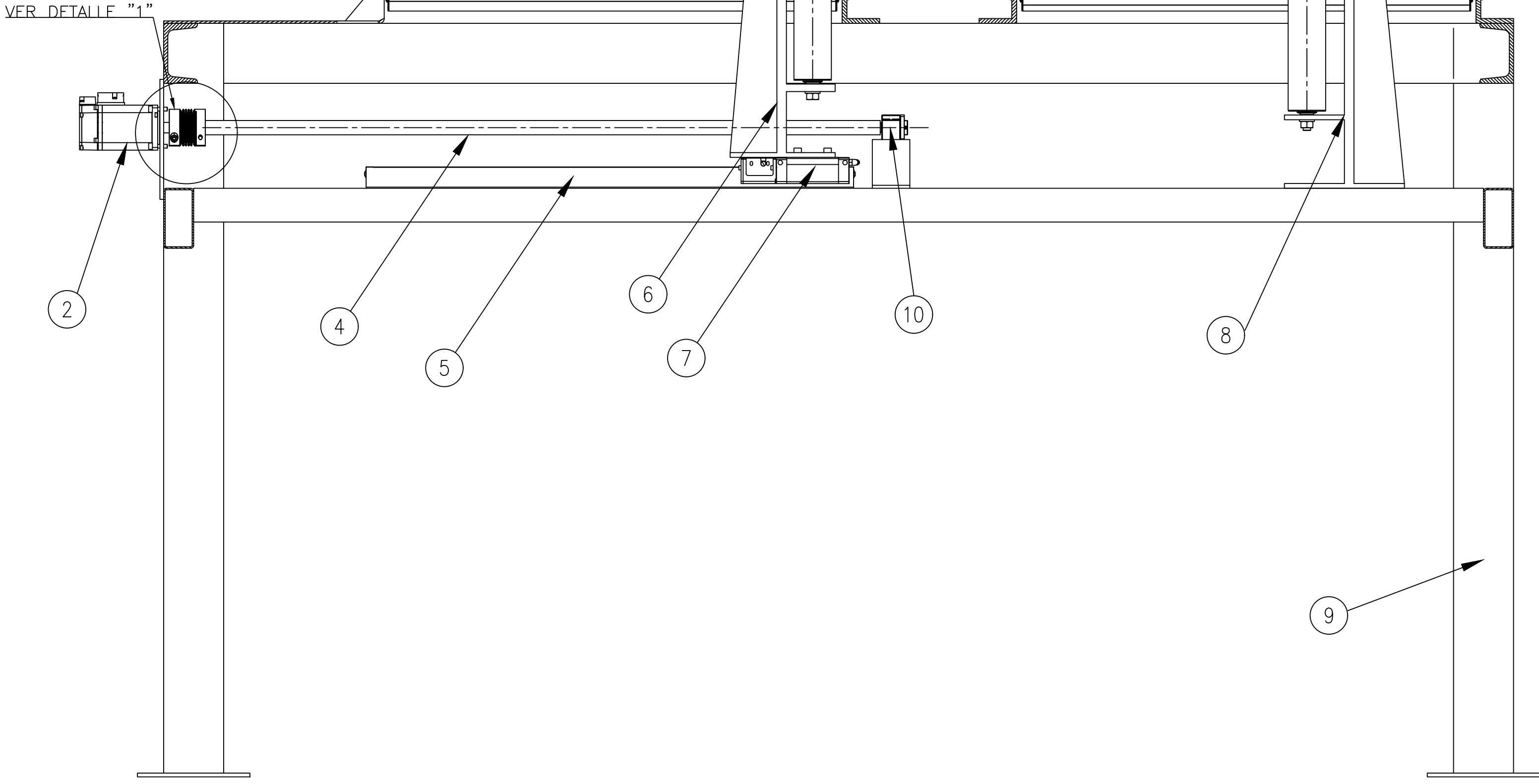
DETALLE "1"
ESC 1:1

UNION
ENCHAVETADA
SEGUN
DIN 6885

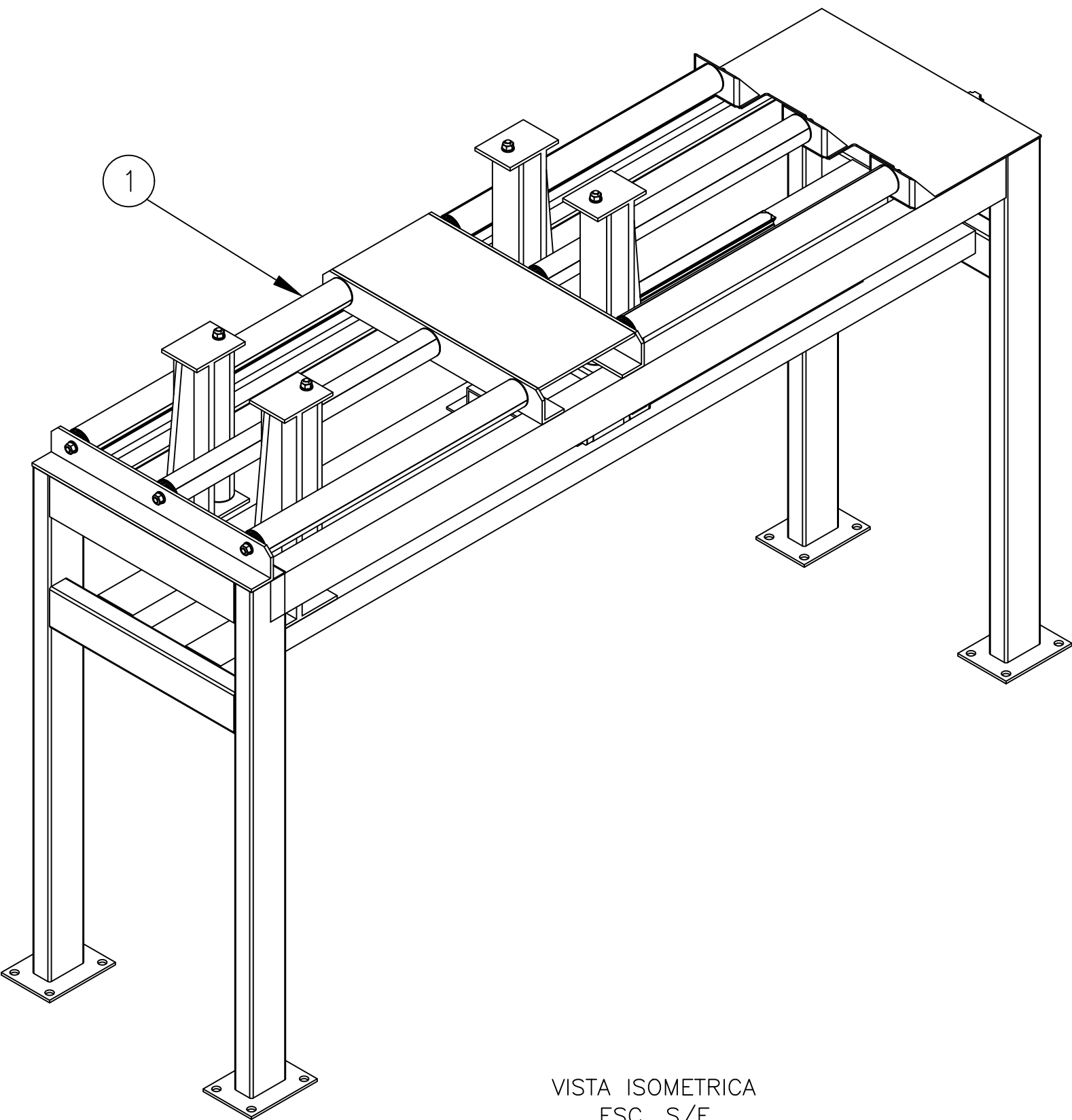


VISTA LATERAL
ESC 1:5

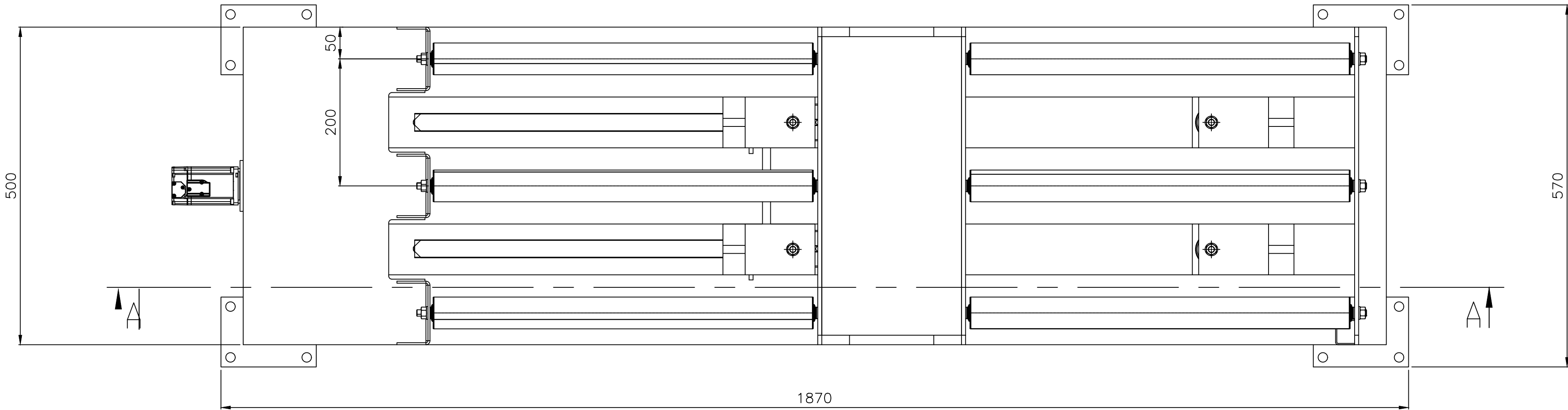
VER DETALLE "1"



CORTE A-A
ESC 1:5



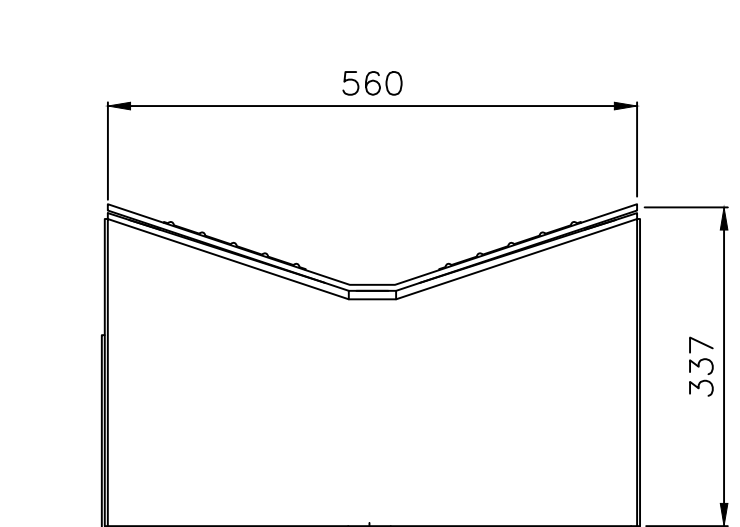
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



VISTA SUPERIOR
ESC 1:5

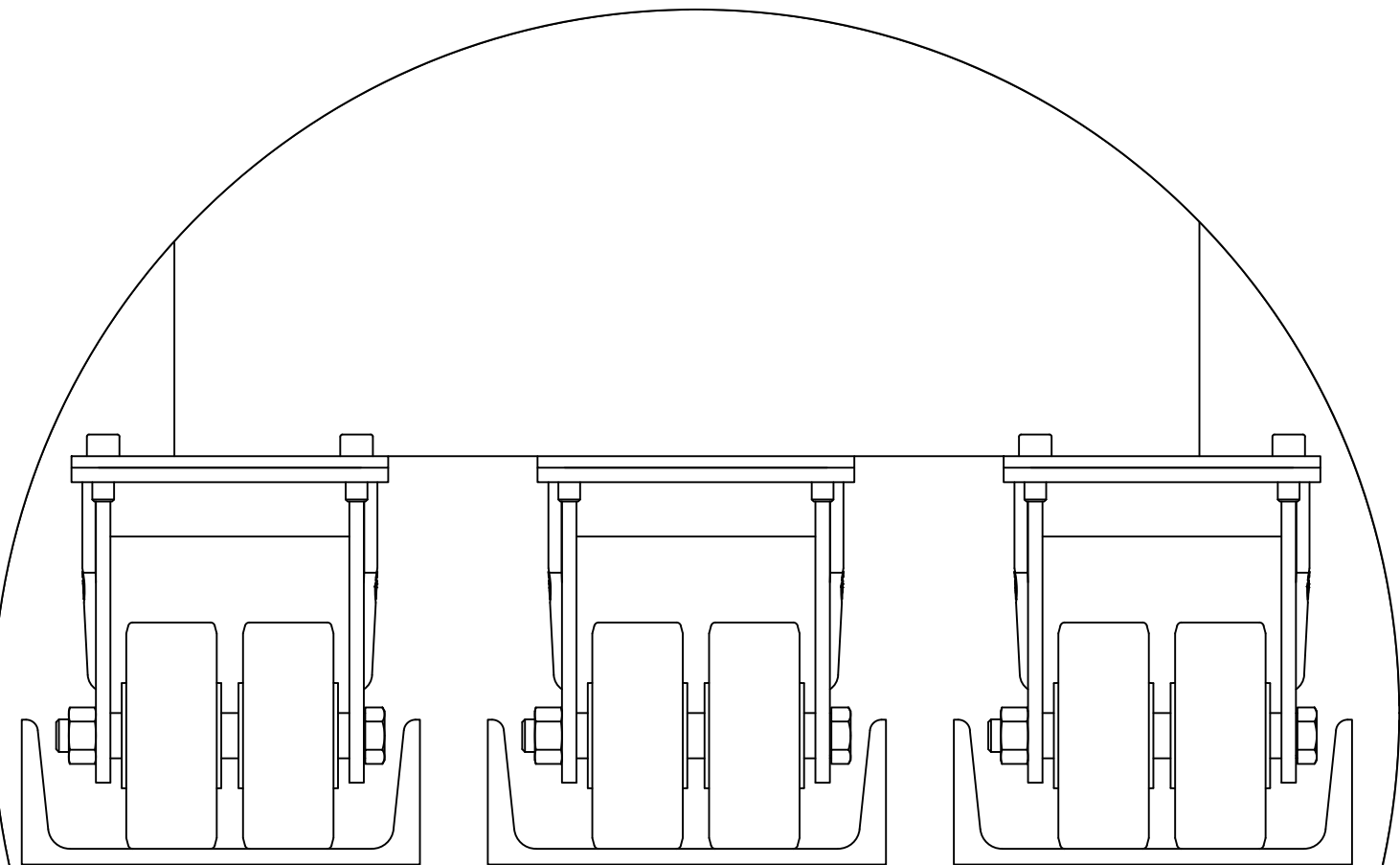
10	01	UNIDAD DE SOPORTE PARA HUSILLO DE BOLAS BK10	TULI	REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	-
09	01	ESTRUCTURA MODULO GUIA	VER HOJA 02	REV.	DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
08	02	CONJUNTO RODILLO VERTICAL FIJO	VER HOJA 02	PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA				
07	02	GUIA LINEAL CGH14CAZ0H	HIWIN					
06	02	CONJUNTO RODILLO VERTICAL MOVIL	VER HOJA 02	ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				
05	02	RIEL PGCL30CA1	HIWIN					
04	01	HUSILLO DE BOLAS ø20 PASO:5MM - TBI - EXT. MEC.	VER HOJA 02	ESCALA:1-6				
03	01	ACOPLE BKC1514PFN15	R+W					
02	01	SERVOMOTOR EM1-X-X-40-2-0-X-0-A	HIWIN	DIBUJO	PROYECTO	VERIFICADO	APROBO	FORMATO
01	01	RODILLO S55-A10-620-650	BS ROLLEN	A.G.	PF00	A.S.	-	
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES	-	-	-	-	A1
				INGENIERIA ELABORADA POR:				
				GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN				

01	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MI-01	ESCALA: 1:6
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MODULO DE IZAJE	



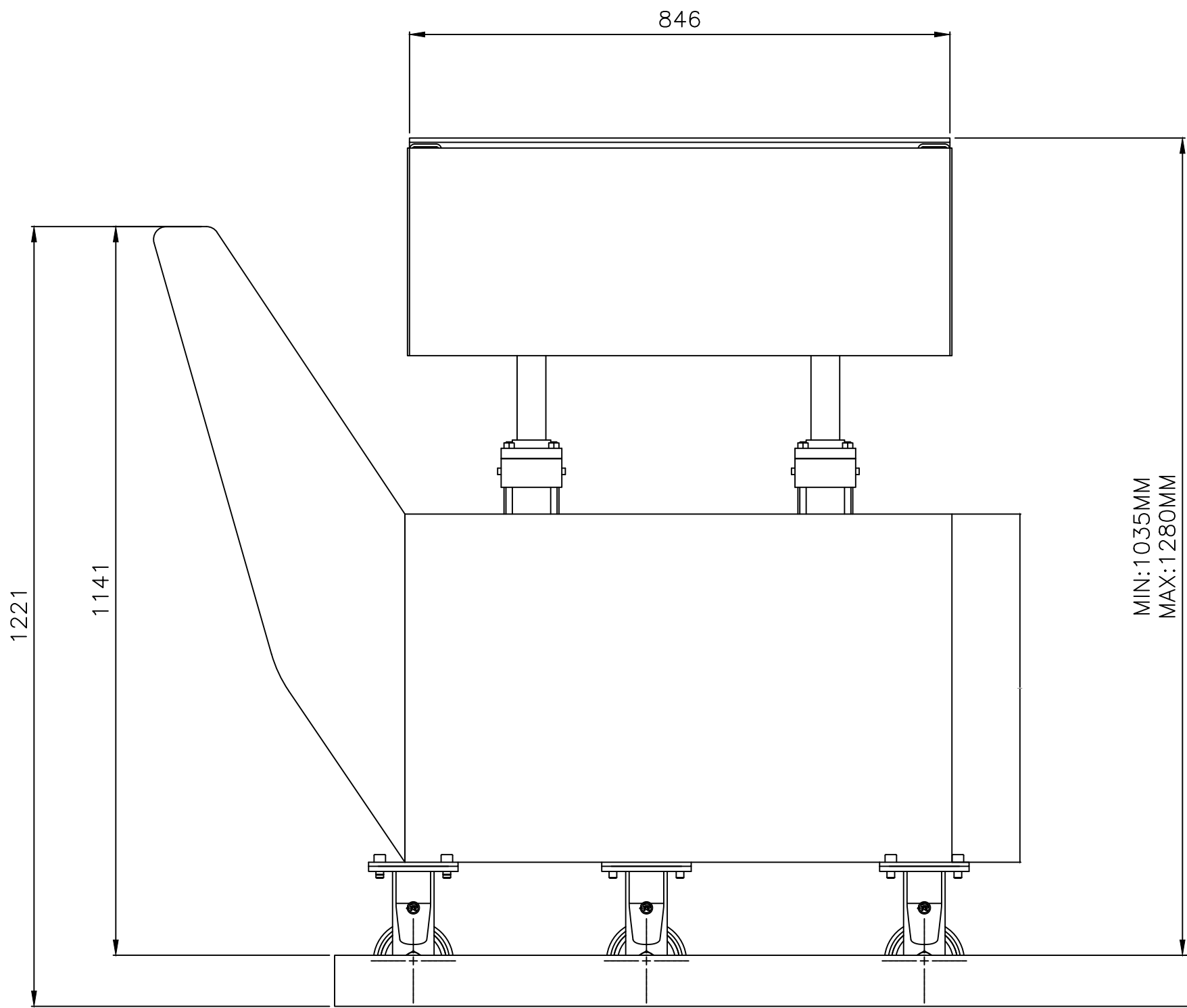
VER DETALLE "A"

VISTA LATERAL
ESC 1:8



DETALLE "A"
ESC 1:4

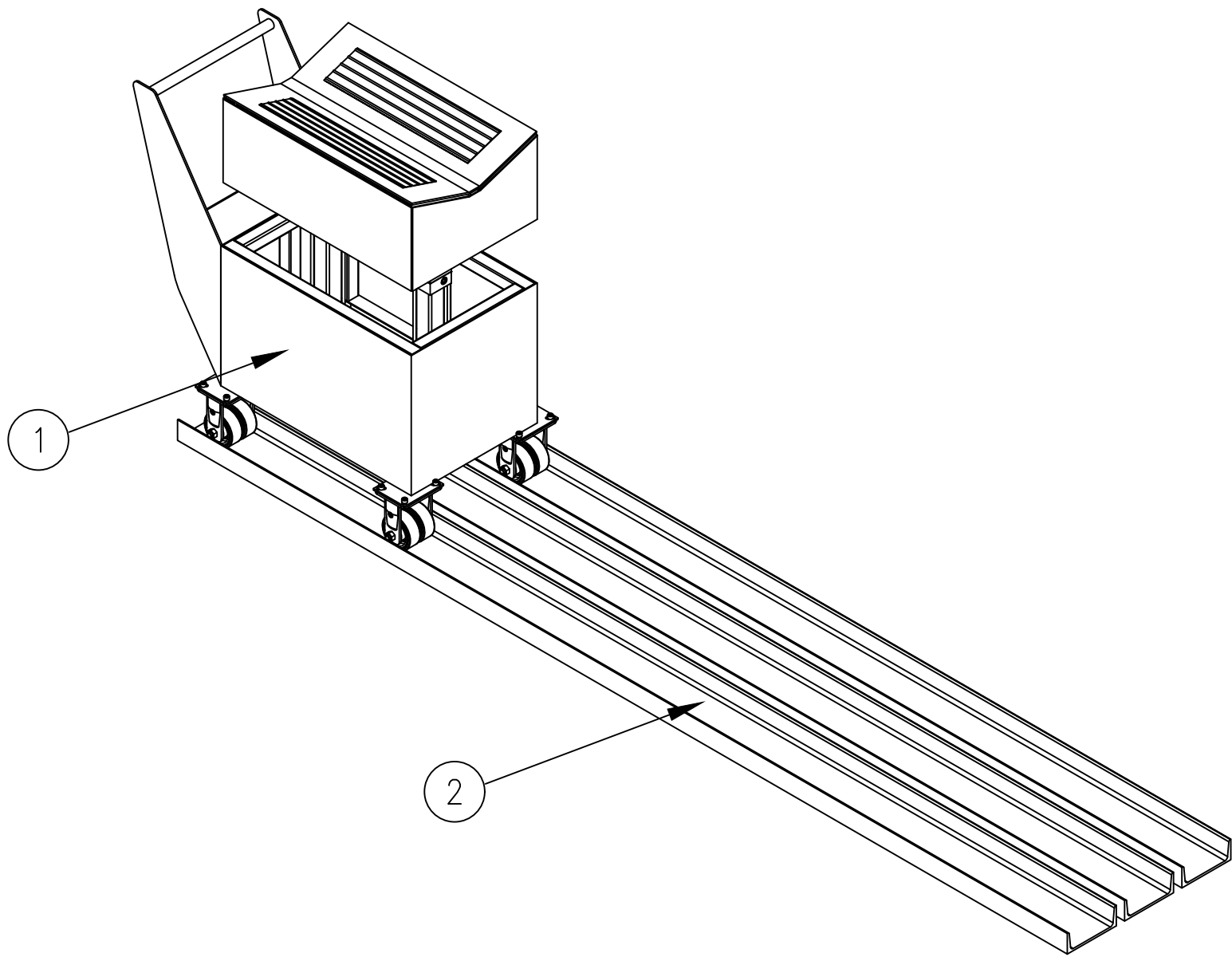
5 RUEDAS TELLURE
ROTA SERIE 63 GH



VISTA FRONTAL
ESC 1:8



VISTA SUPERIOR
ESC 1:8



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

N O T A S

CAPACIDAD DE CARGA: 3500KG

A- RUEDAS:
TELLURE ROTA SERIE 63 GH

B- CILINDROS:
ØEMBOLO: 80MM
ØVASTAGO: 40MM
CARRERA: 375MM

02	01	RIELES	-
01	01	CARRO DE IZAJE	VER PLANO PF00-MI-02
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
-	-	-	-

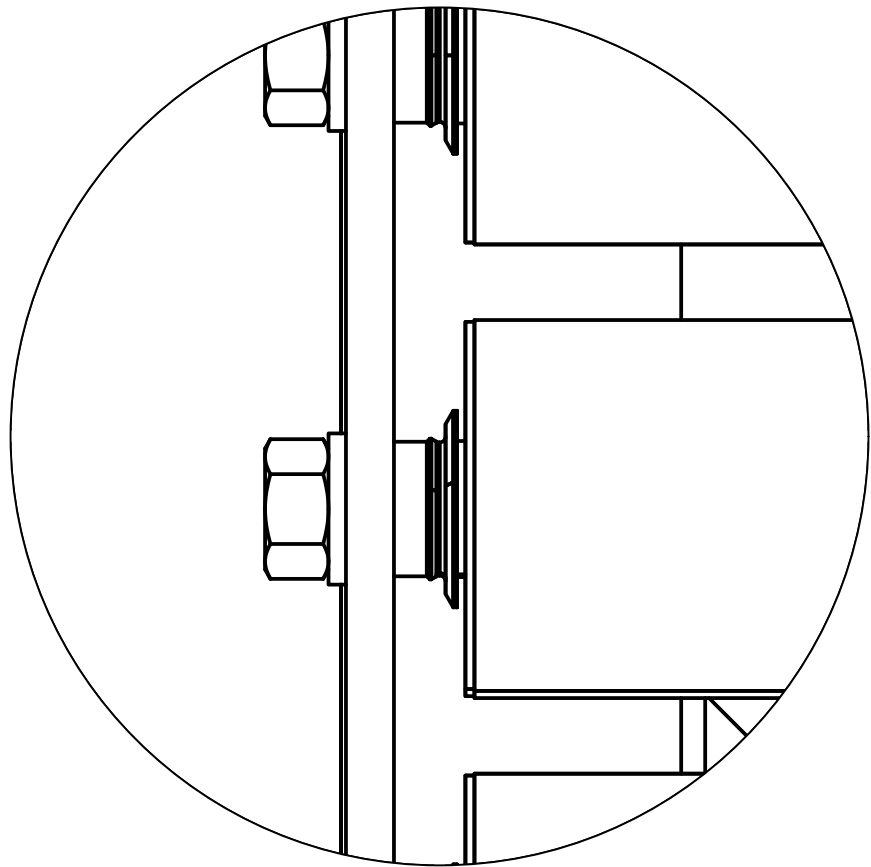
REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	-
REV.	DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA		MODULO DE CORTE Plano de Conjunto		
ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		N° DE PLANO: MI-01		
ESCALA:1-6	FECHA:02/06/25	FORMATO	A1	
DIBUJO	PROYECTO	VERIFICADO	APROBADO	
A.G.	PF00	A.S.	-	
-	-	-	-	
INGENIERIA ELABORADA POR: GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN				

07	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MR-01	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MESA DE RODILLOS	

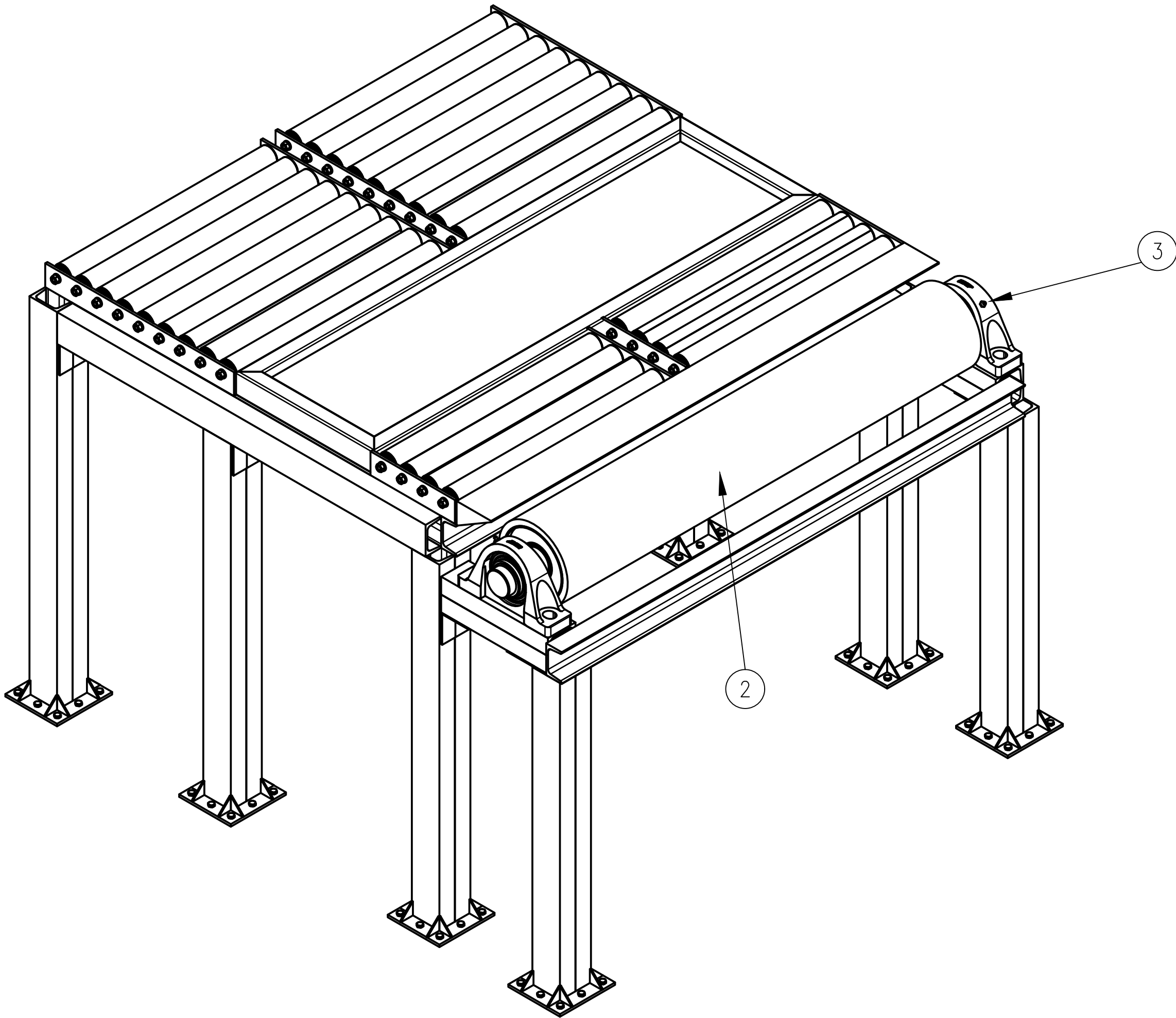
NOTA

SE DEBERA VERIFICAR QUE LOS RODILLOS CONTENGAN RESORTE AXIAL PARA MONTAR Y DESMONTAR.

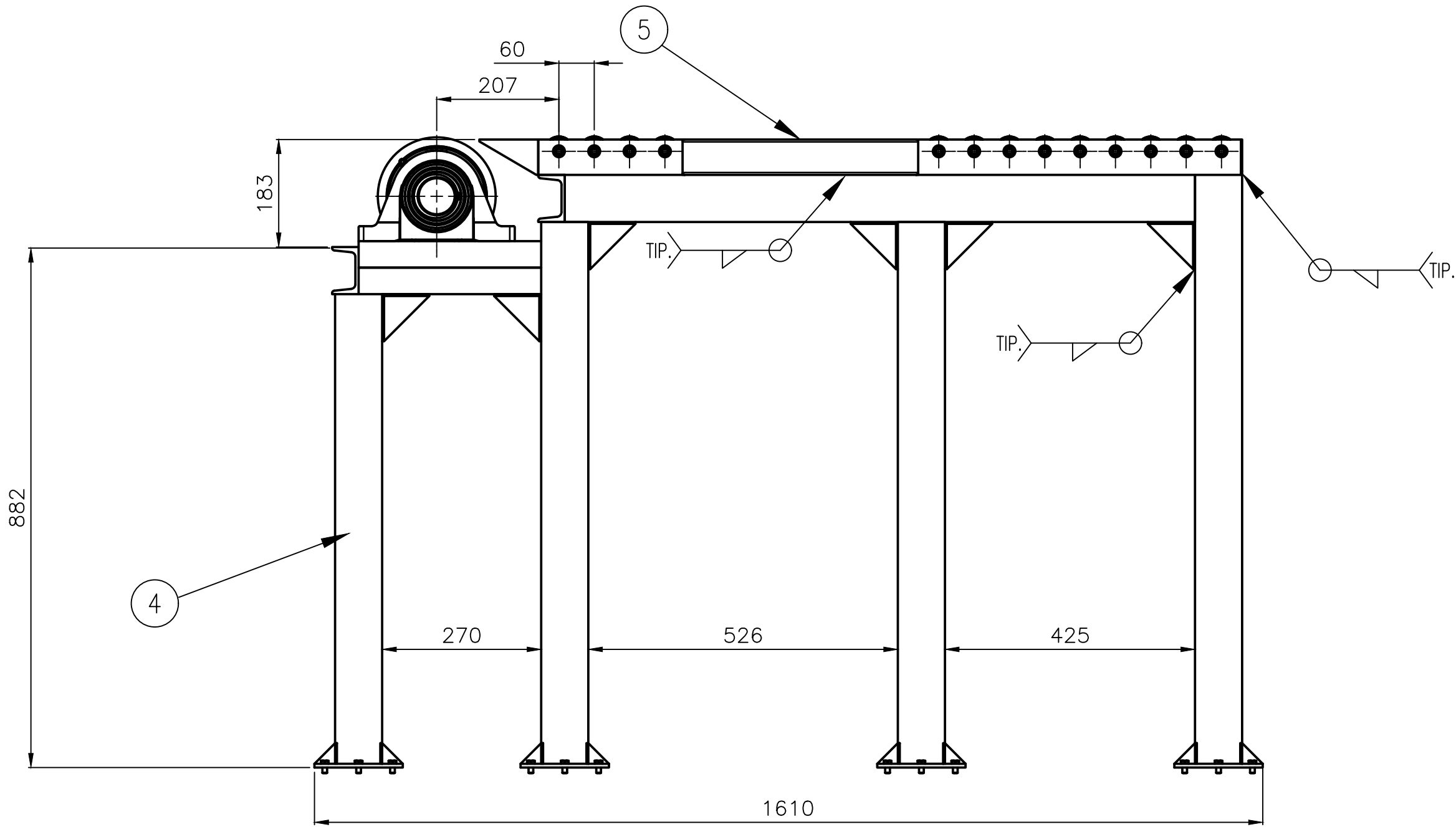
FIJACION ACORDE A LO ESPECIFICADO POR EL FABRICANTE:
-TUERCA HEXAGONAL SEGUN DIN 934
-ARANDELA PLANA SEGUN DIN 125-A.



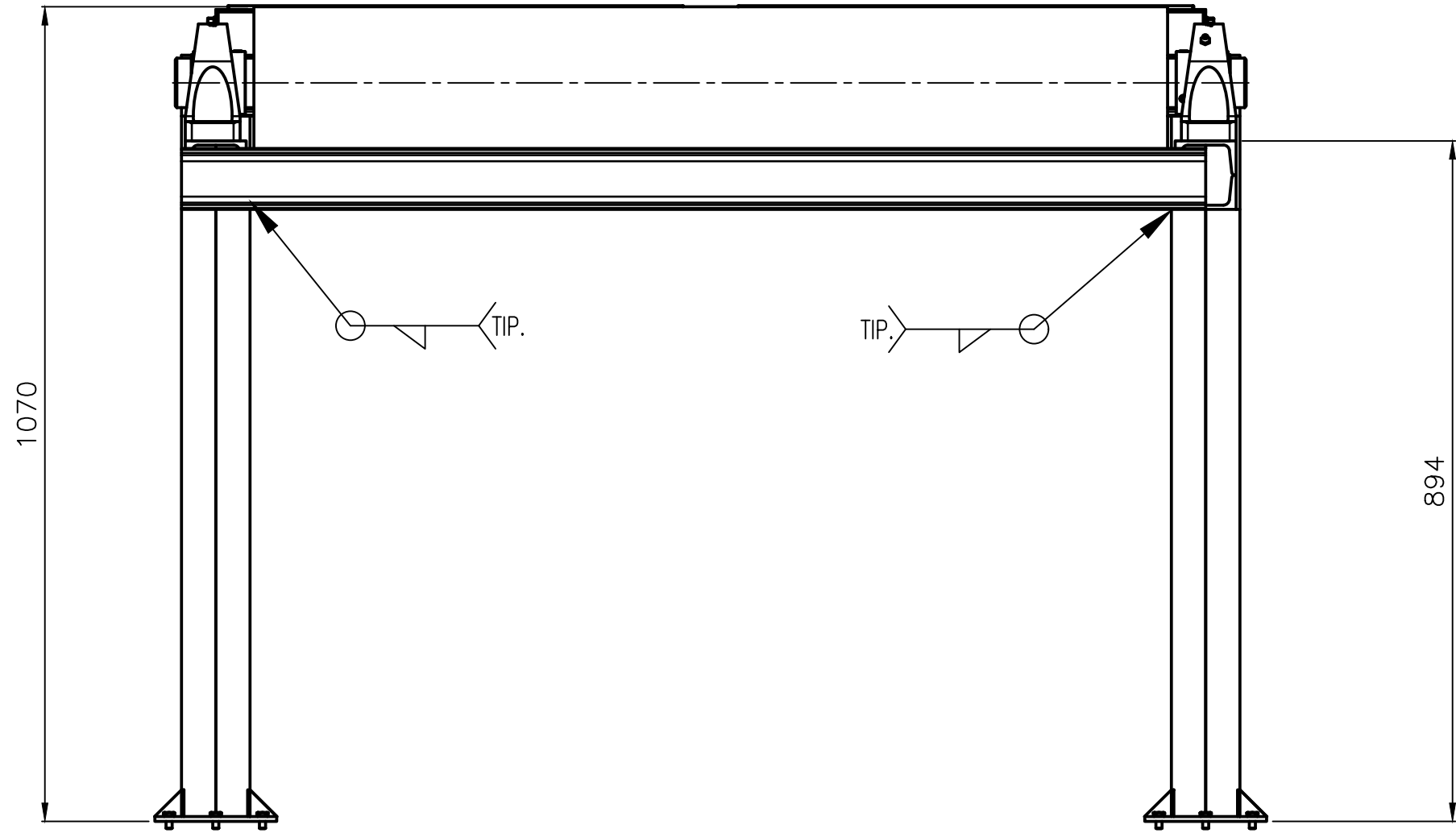
DETALLE "1"
ESC 1:1



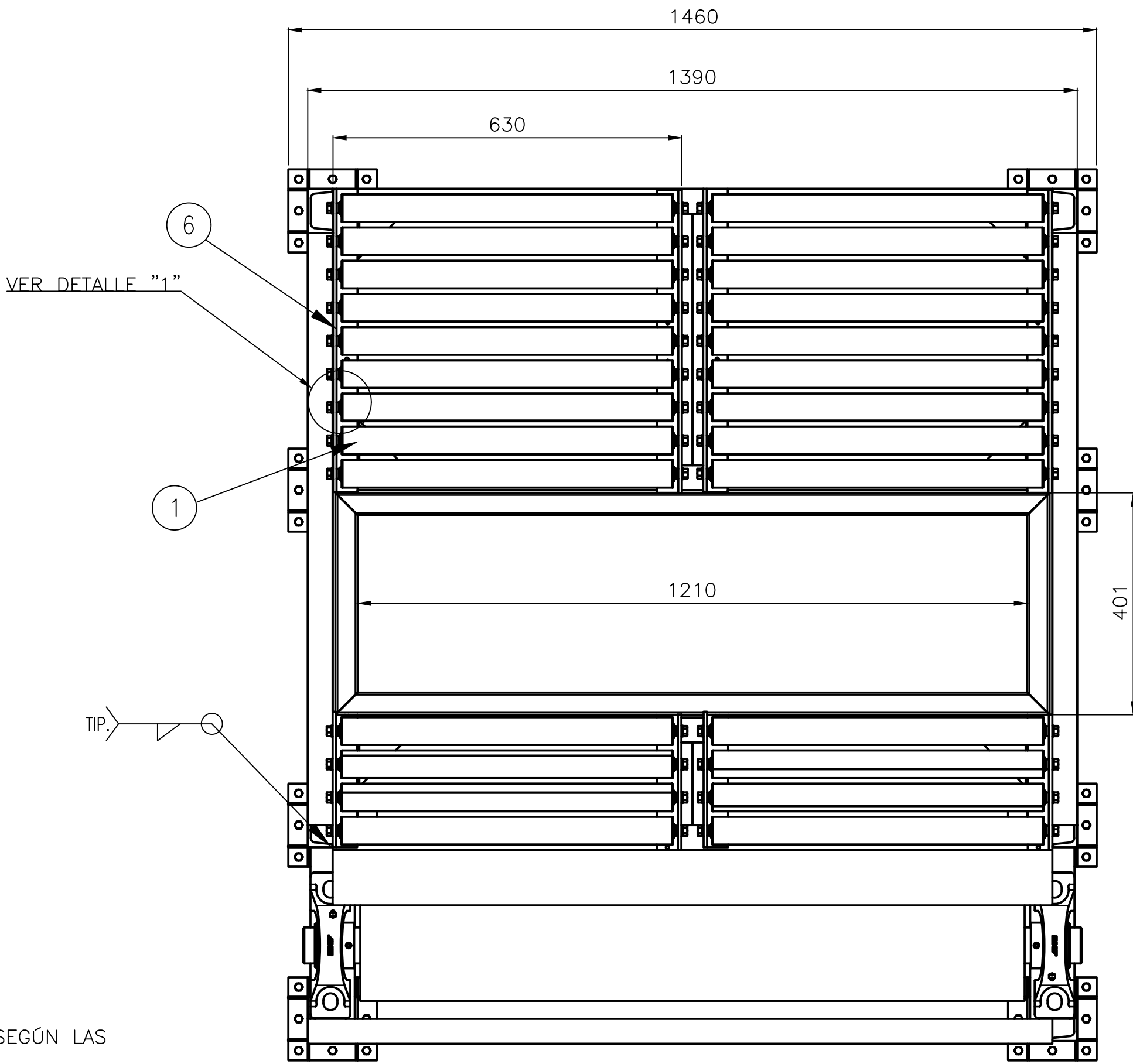
VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



VISTA LATERAL
ESC 1:8



VISTA FRONTAL
ESC 1:8



VISTA SUPEIROR
ESC 1:8

NOTA

MONTAJE RODAMIENTOS
LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEBE REALIZARSE SEGÚN LAS ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE.

SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1

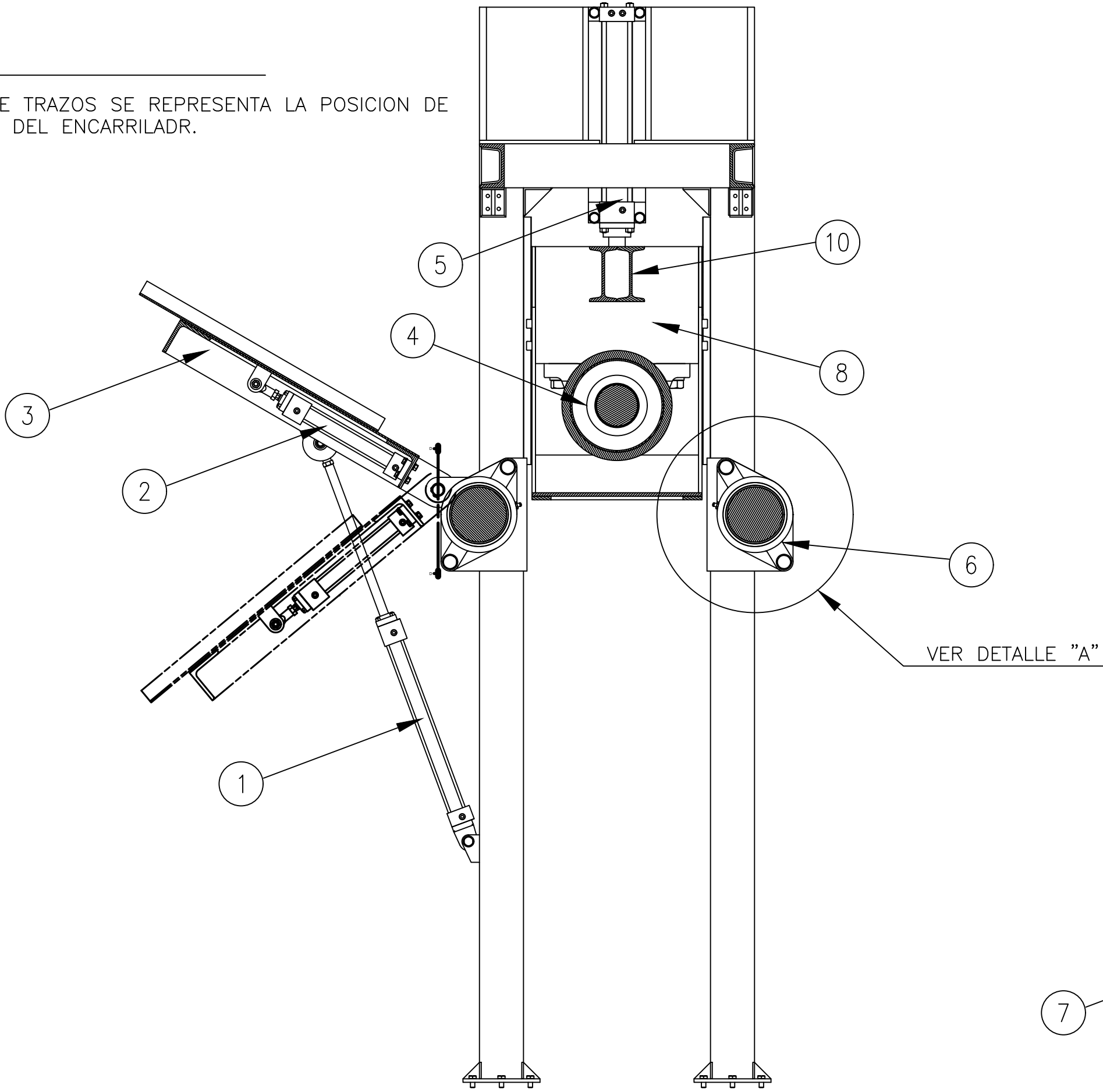
06	08	PLEGADO SOPORTE RODILLOS	VER HOJA 03
05	01	CUADRO DE APOYO CUERPOS DE CORTE	VER HOJA 02
04	01	ESTRUCTURA MESA	VER HOJA 02
03	02	RODAMIENTO P2B 65M-TF	SKF
02	01	RODILLO DE TRACCION INFERIOR	VER HOJA 02
01	26	RODILLO S55-A10-620-650	BS ROLLEN
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO			02/06/25	A.G.	—
REV.	DESCRIPCION			FECHA	EJECUTO	APROBO
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA				MODULO DE CORTE Plano de Conjunto		
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				N° DE PLANO: MR—01		
ESCALA:1-6		FECHA:02/06/25		FORMATO		
DIBUJO	PROYECTO	VERIFICO	APROBO	A1		
A.G.	PF00	A.S.	—	INGENIERIA ELABORADA POR:		
—	—	—	—	GARCIA, AGUSTIN DARIO — SANCHEZ, ALVARO JULIAN		

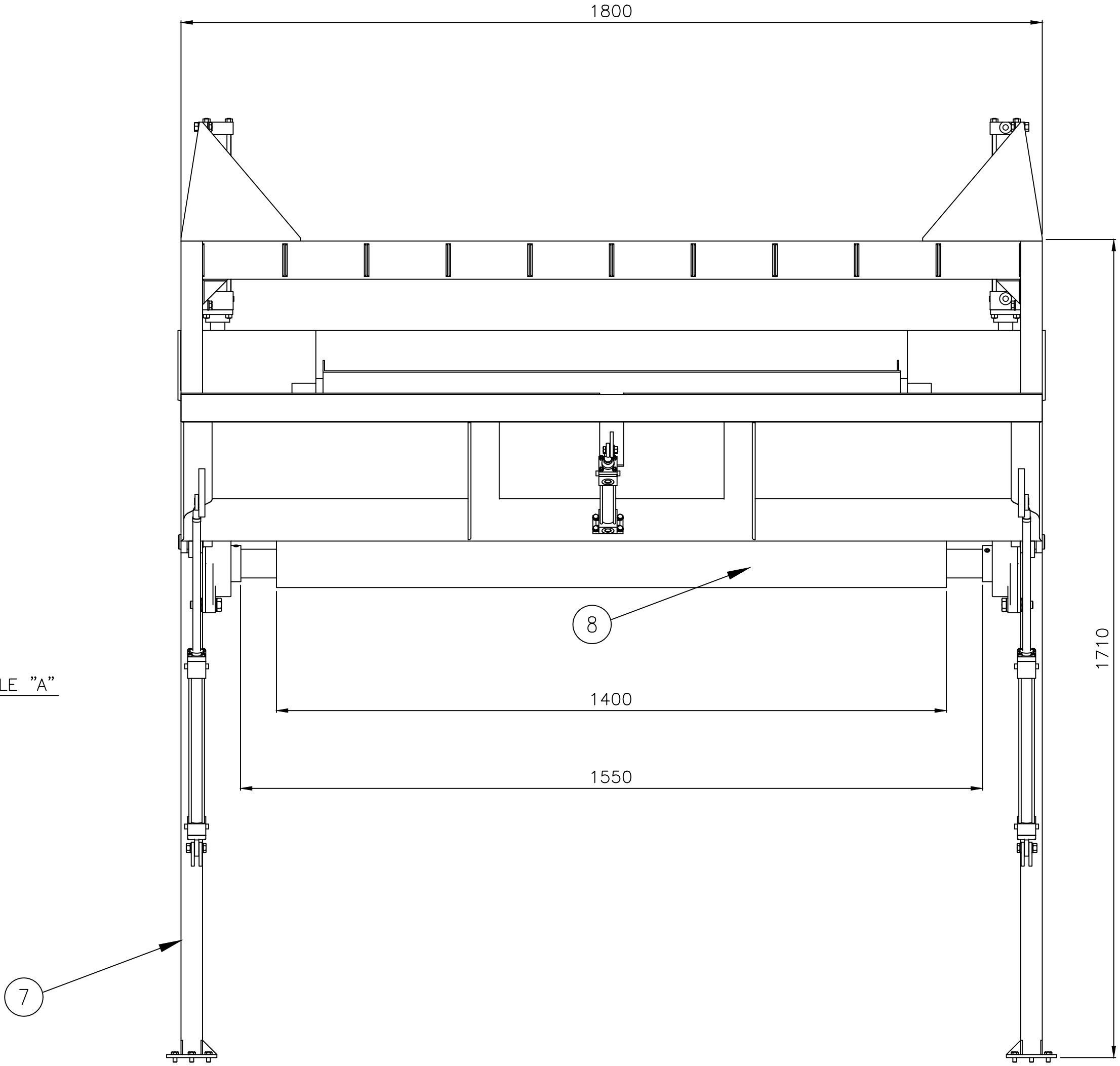
03	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MTE-01	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MODULO TENSOR	

NOTA

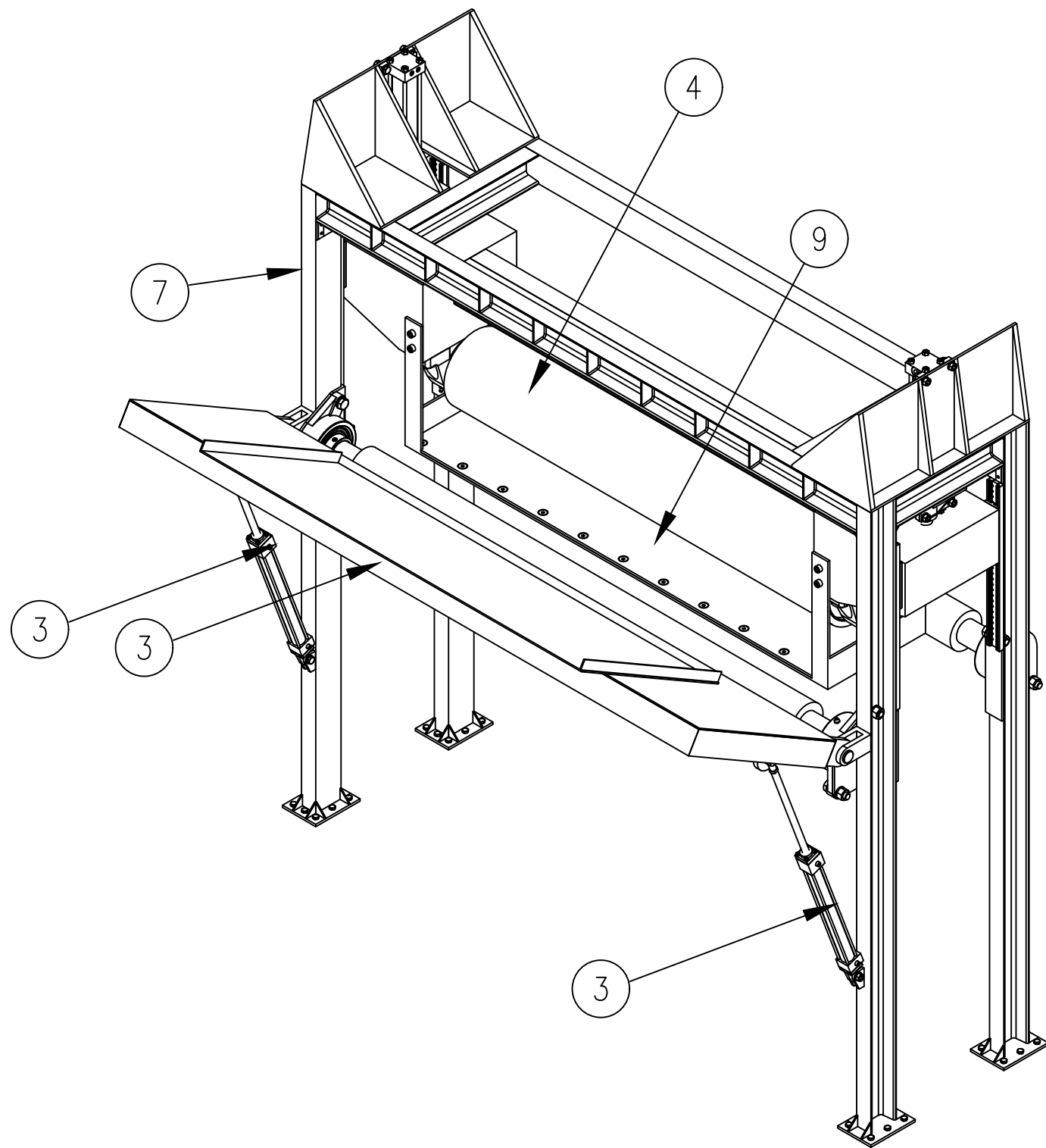
EN LINEA DE TRAZOS SE REPRESENTA LA POSICION DE RETRACCION DEL ENCARRILADR.



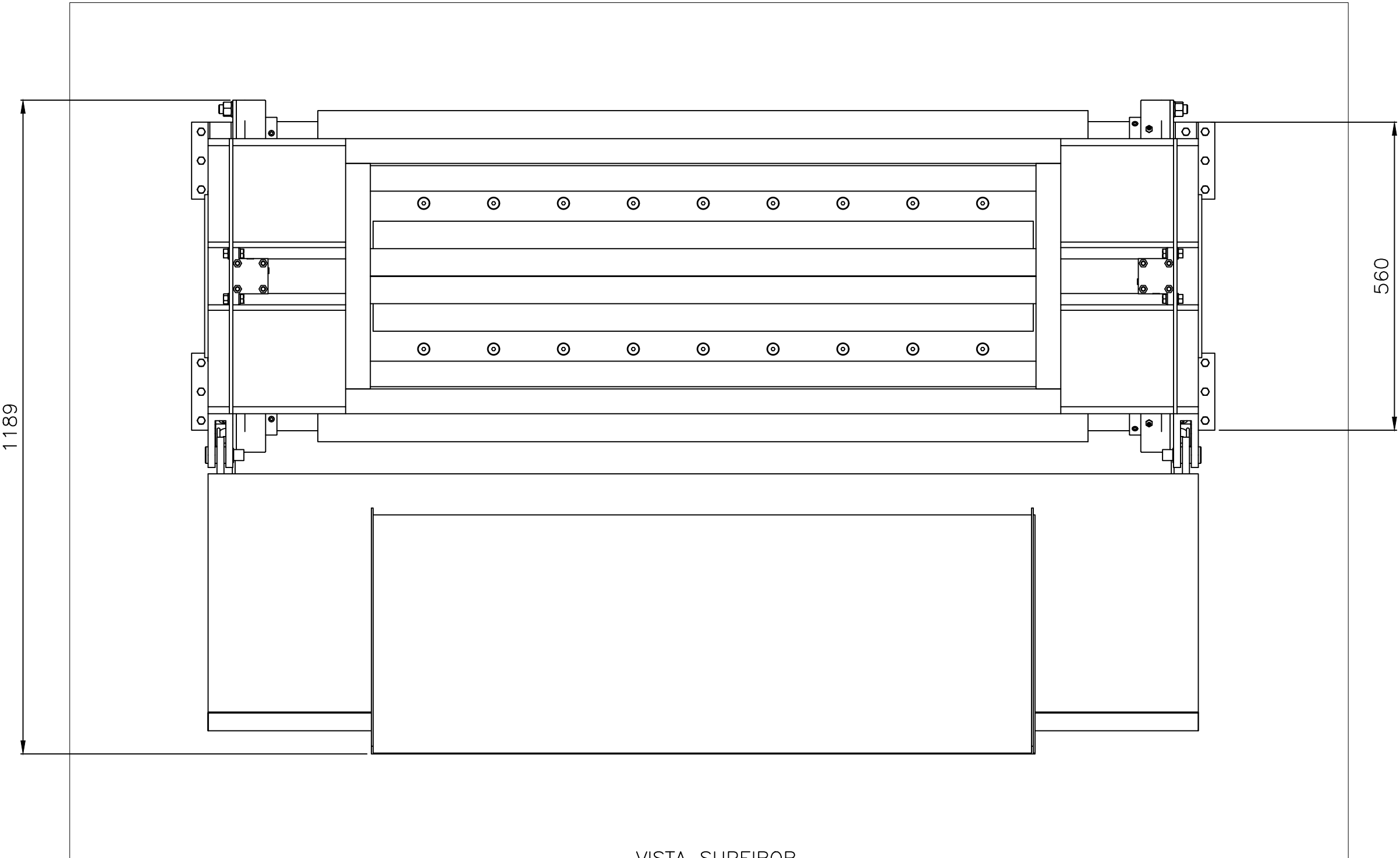
CORTE A-A
ESC 1:8



VISTA FRONTAL
ESC 1:8



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E

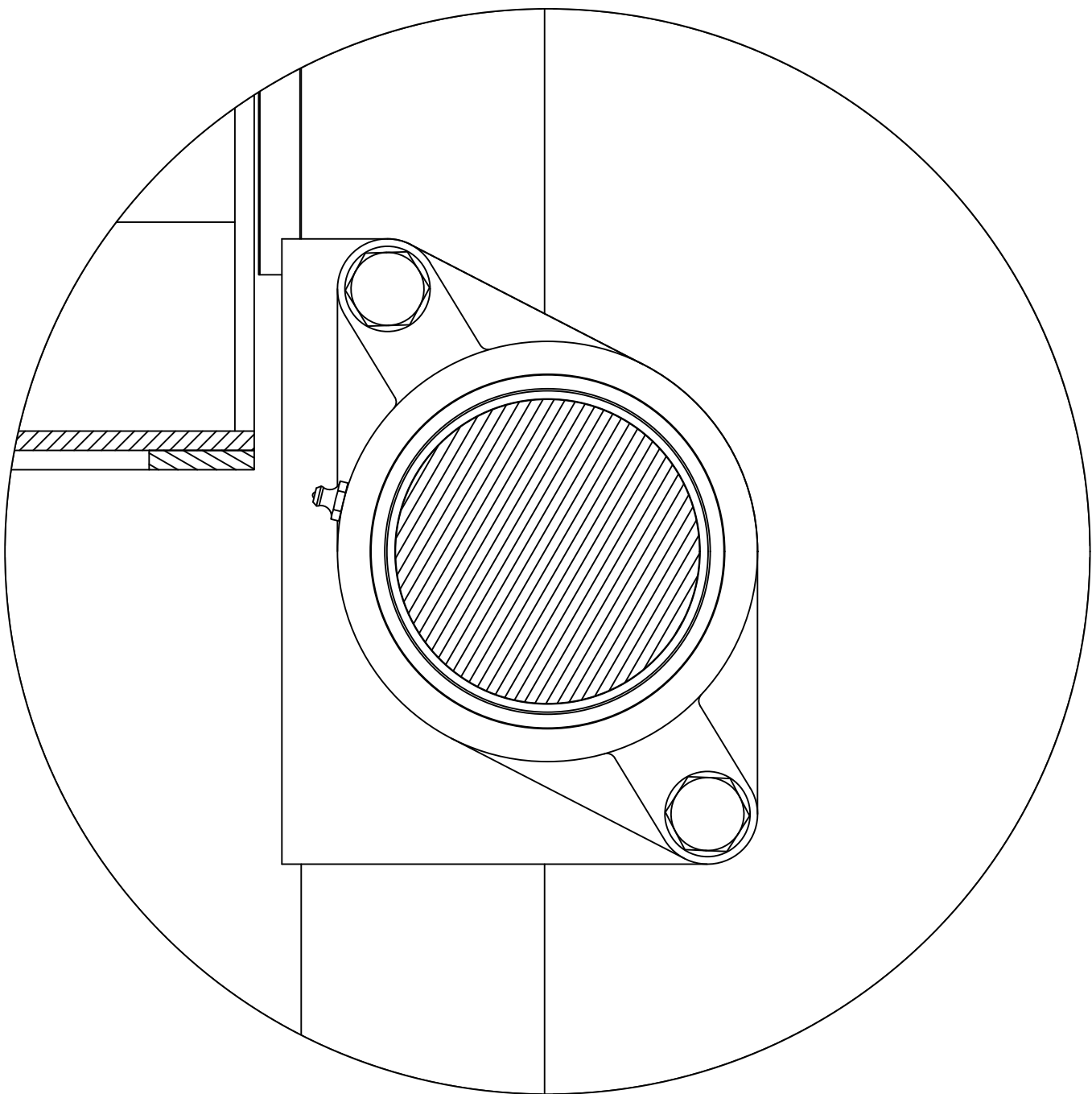


VISTA SUPERIOR
ESC 1:8

10	01	VIGAS SOPORTE RODILLO	VER HOJA 02
09	01	MESA GUIA MATERIAL	VER HOJA 02
08	02	RODILLO DE DESVIO	VER HOJA 02
07	01	ESTRUCTURA MODULO TENSOR	VER HOJA 02
06	04	RODAMIENTO F2B 60M-TF	SKF
05	02	CILINDRO HIDRAULICO CD70F50 36 300Z1X	BOSCH REXROTH
04	01	RODILLO TENSOR	VER HOJA 02
03	01	ENCARRILADOR	VER HOJA 02
02	01	CILINDRO HIDRAULICO DD70D25 12 150Z1X	BOSCH REXROTH
01	02	CILINDRO HIDRAULICO CD70B25 16 300Z1X	BOSCH REXROTH
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES

NOTAS

MONTAJE RODAMIENTOS
LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEBE REALIZARSE SEGÚN LAS ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE.



DETALLE "A"
ESC 1:2

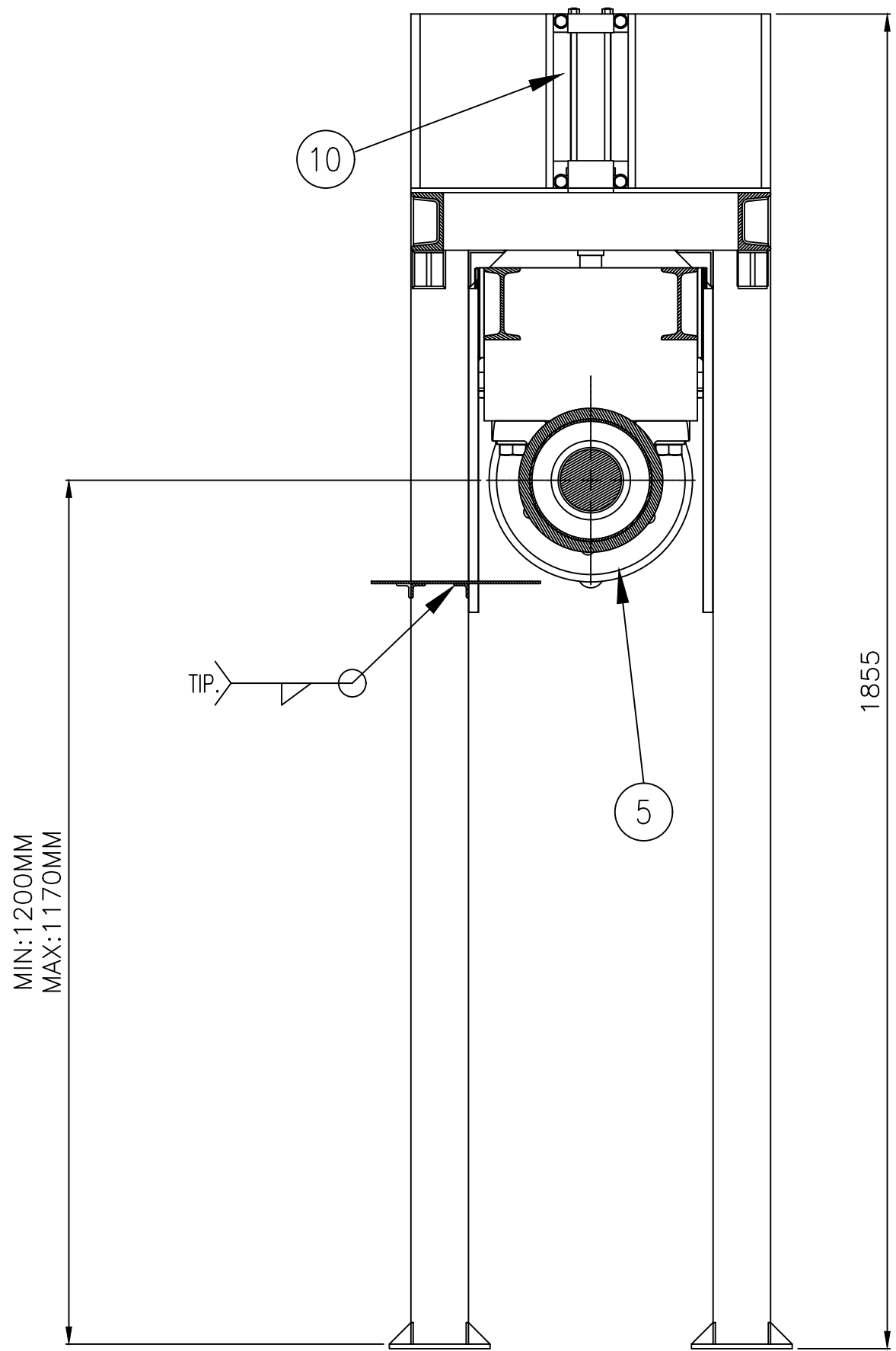
REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO			02/06/25	A.G.	—
REV.	DESCRIPCION			FECHA	EJECUTO	APROBO
PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA				MODULO DE CORTE Plano de Conjunto		
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				N° DE PLANO: MTE-01		
ESCALA:1-6		FECHA:02/06/25		FORMATO		
DIBUJO	PROYECTO	VERIFICO	APROBO	HOJA		
A.G.	PF00	A.S.	—	SIG: 02		
—	—	—	—	ULT: XX		
A1				INGENIERIA ELABORADA POR:		
				GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN		

05	01	PF00-PC
POS.	CANT.	CONJUNTO ARMADO
PLANO:	PF00-MTR-01	ESCALA: 1:8
MAT.:	VER LM	
PIEZA:	MODULO DE TRACCION	

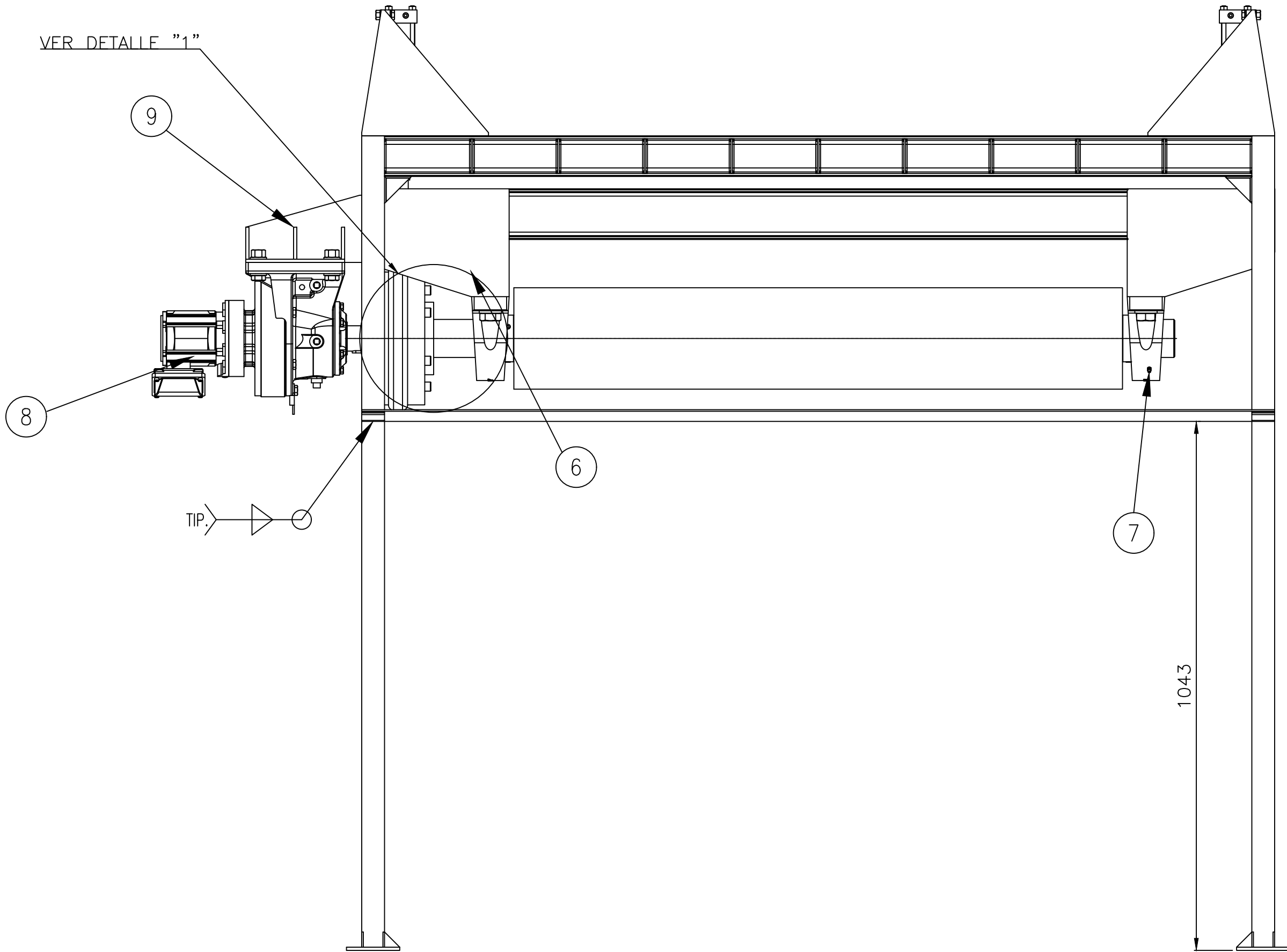
NOTA

MONTAJE RODAMIENTOS
LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEBE REALIZARSE SEGÚN LAS ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE.

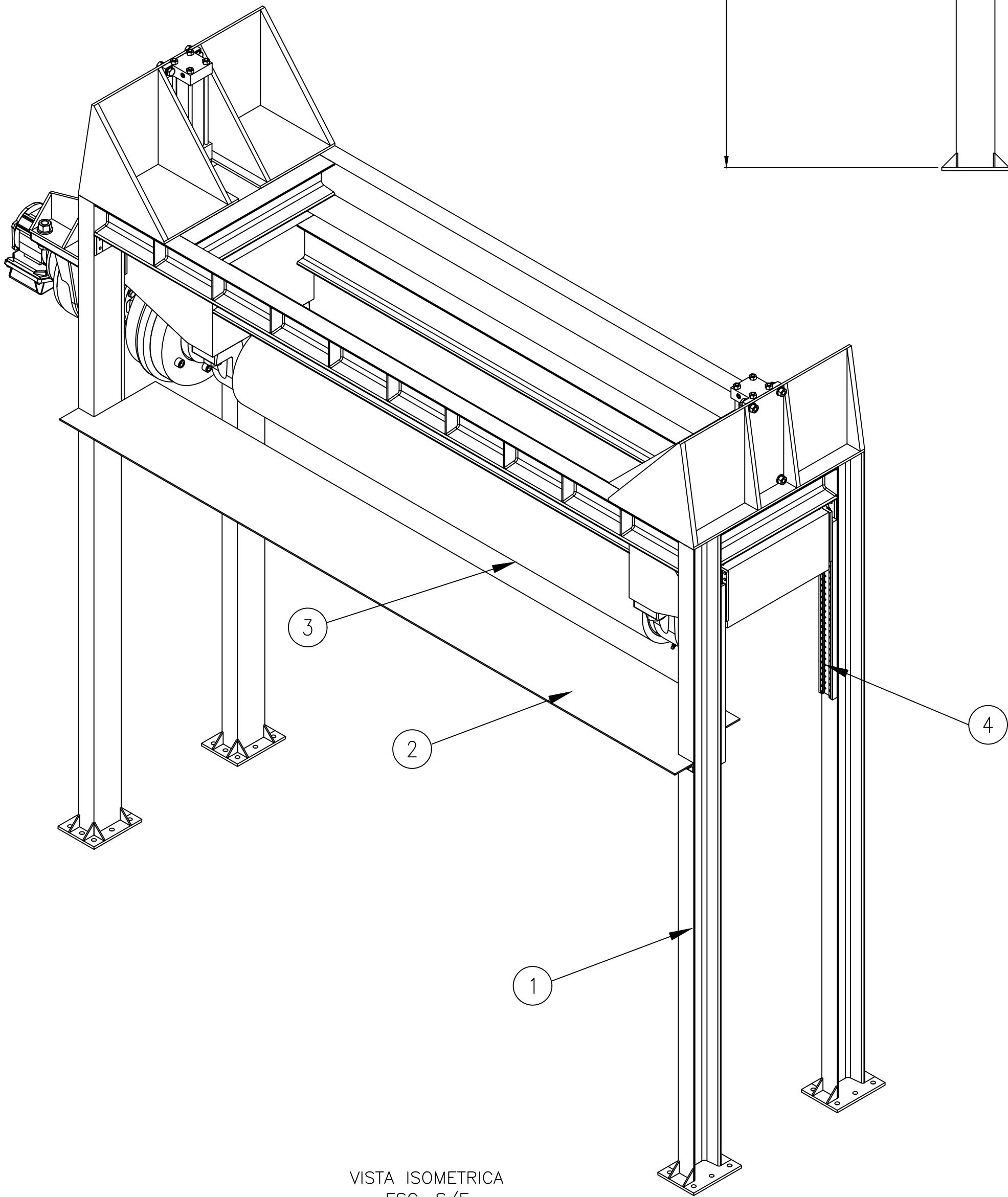
SOLDADURA
LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBERAN SER CONTINUOS CON ESPESOR DE FILETE $a=0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR SEGUN ASW D1.1



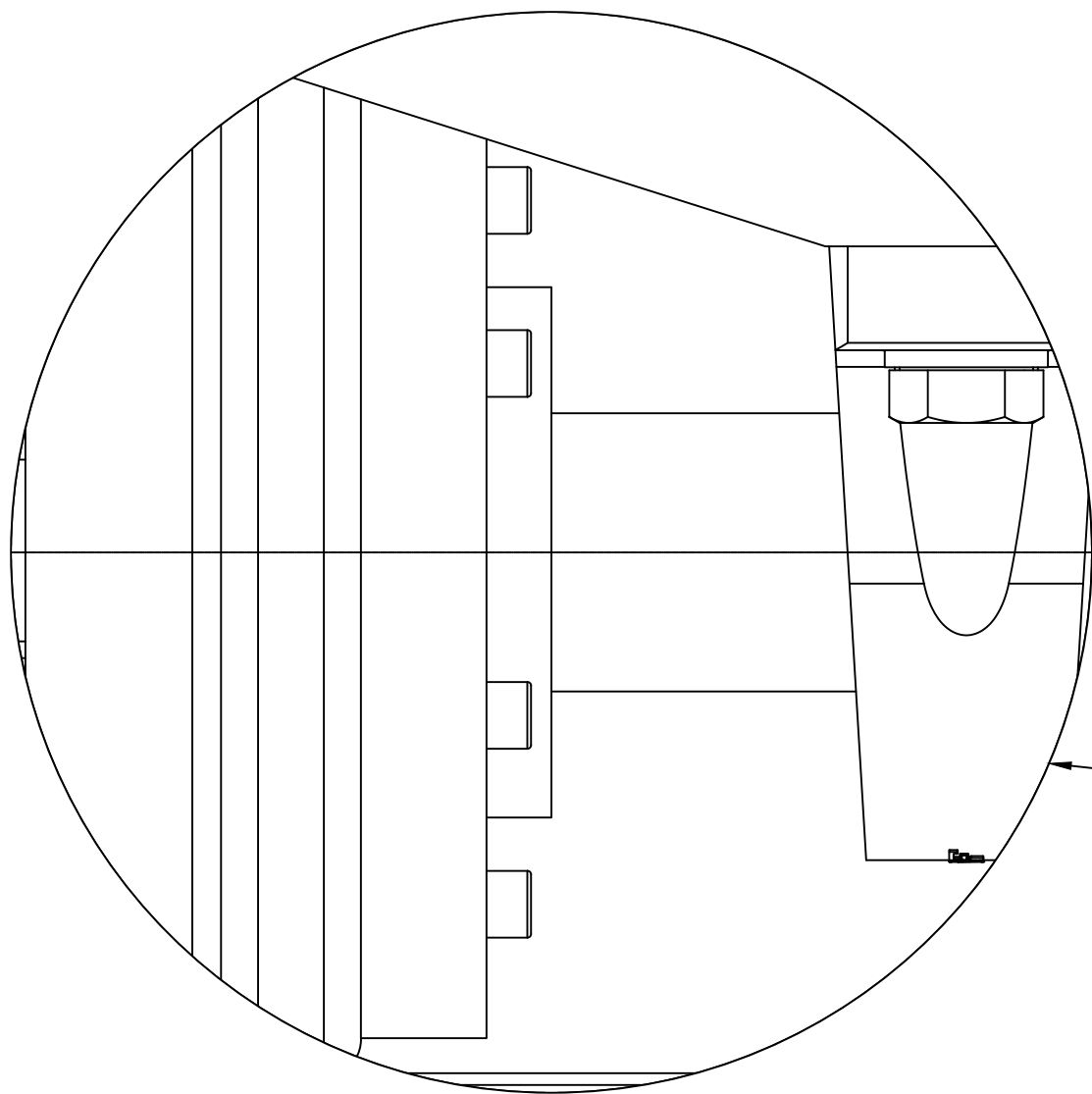
VISTA LATERAL
ESC 1:8



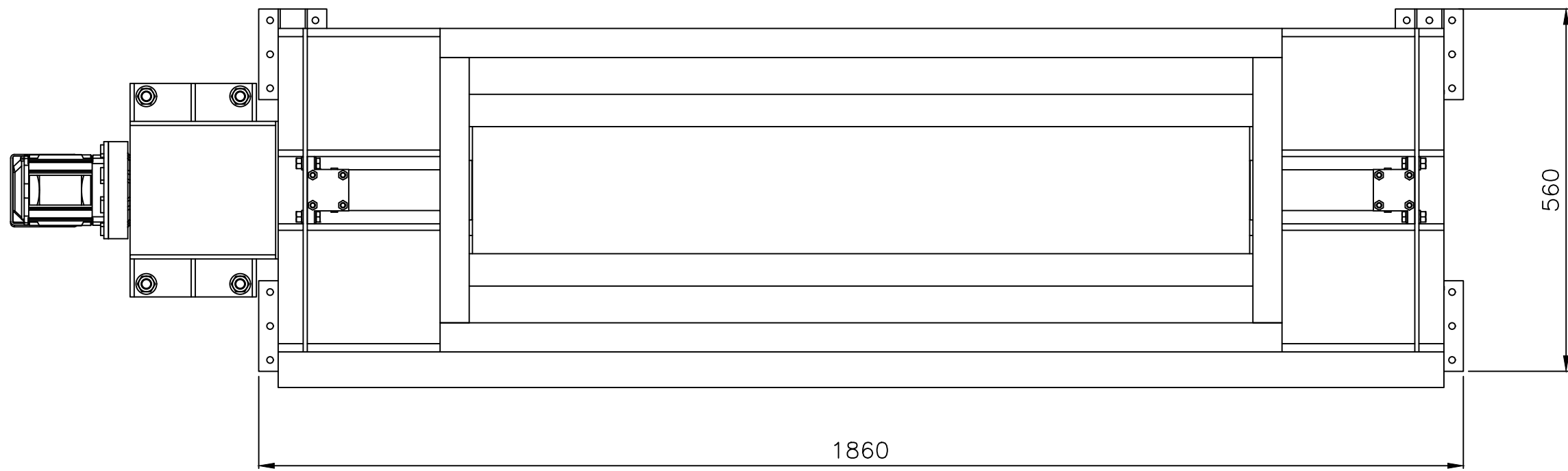
VISTA FRONTAL
ESC 1:8



VISTA ISOMETRICA
ESC. S/E



DETALLE "1"
ESC 1:2



VISTA SUPERIOR
ESC 1:8

10	02	CILINDRO HIDRAULICO CD70M50_36_150Z1X	BOSCH REXROTH	REV.0	SLITTING LINE DE CAUCHO REFORZADO	02/06/25	A.G.	—
09	01	SOPORTE MOTOR	VER HOJA 02	REV.	DESCRIPCION	FECHA	EJECUTO	APROBO
08	01	MOTOREDUCTOR CHHM01-6140DBE-231	SUMITOMO	PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA			MODULO DE CORTE	
07	02	RODAMIENTO SYJ 75 TF	SKF	ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			Plano de Conjunto	
06	01	VIGAS SOPORTE RODILLO	VER HOJA 02	N° DE PLANO:			MTR-01	
05	01	ACOPLEMENTO PHE F120RSBFLG	SKF	FORMATO			HOJA	
04	04	GUIAS LINEALES VRU2125 L=300MM	THK	ESCALA:1-6			SIG: 02	
03	01	RODILLO DE TRACCION	VER HOJA 02	FECHA:02/06/25			ULT: XX	
02	01	MESA GUIA	VER HOJA 02	DIBUJO			ARCHIVO:	
01	01	ESTRUCTURA MODULO DE TRACCION	VER HOJA 02	A.G.			PF00	
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES	A.S.			—	
				—			—	

INGENIERIA ELABORADA POR:
GARCIA, AGUSTIN DARIO - SANCHEZ, ALVARO JULIAN