



Diseño de banco de pruebas para sembradoras

Baetti, Nicolás
Bayona, Nahuel Oscar

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

Diseño de banco de pruebas para sembradoras

**Baetti, Nicolás
Bayona, Nahuel Oscar**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:
Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:
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
2023

*A nuestras familias y amigos por el apoyo y
acompañamiento constante a lo largo de los
años.*

Agradecimientos

A la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario por brindarnos los conocimientos necesarios para alcanzar nuestro Título.

Al Dr. Ing. Gastón Bourges por proponernos la problemática abordada, compartirnos parte de su investigación y por darnos soporte cada vez que lo necesitamos.

A todos los docentes de la carrera que transmiten sus conocimientos con pasión y se esfuerzan para brindarnos herramientas para nuestra vida profesional y personal.

A los amigos de siempre por acompañarnos y motivarnos y a los que hicimos a lo largo de la cursada por hacer de esta desafiante etapa una de las más lindas.

Y especialmente a nuestras familias por su gran esfuerzo y apoyo incondicional para que podamos lograr nuestro objetivo.

Resumen

Las máquinas sembradoras son un pilar clave en la agricultura moderna y actualmente ocupan gran parte del mercado provincial.

Su función principal es la de sembrar la semilla y dejarla en condiciones óptimas para su posterior germinación.

Hay una gran variedad de tipos y modelos de sembradoras. Este proyecto se concentra en aquellas que son del tipo tiro de punta, es decir, las que se trasladan mediante una lanza de tiro ubicada en uno de sus extremos.

La problemática desarrollada abarca el análisis de los efectos que las imperfecciones de los caminos rurales causan a los chasis de estas máquinas.

Relevamientos realizados muestran la faltante de un sistema de amortiguamiento lo cual provoca que los defectos de estos caminos generen daños estructurales en estas máquinas, en particular, se detectaron daños en las horquillas que unen al rodado con el chasis.

Por esta razón se proponen soluciones para el análisis de estas vibraciones optando por el diseño de un banco de pruebas capaz de ensayar cualquier máquina de este tipo.

El banco será capaz de ejercer sobre la máquina el mismo efecto que sufre cuando circula por caminos rurales, gracias al uso de tecnología electrohidráulica, como así también, será capaz de realizar el ensayo sobre cualquier máquina del mercado actual debido a su gran versatilidad obtenida gracias a distintos relevamientos de sembradoras que actualmente están en el mercado.

Palabras clave: Sembradora, Defectos, Vibraciones, Ensayos, Simulación.

Abstract

Seed planting machines are a key pillar in modern agriculture and currently dominate a significant portion of the provincial market. Their primary function is to plant seeds and leave them in optimal conditions for subsequent germination.

There is a wide variety of types and models of seeders. This project focuses on those of the 'tiro de punta' type, meaning those that are moved by a towing lance located at one of their ends.

The developed issue encompasses the analysis of the effects that imperfections in rural roads cause on the chassis of these machines. Surveys conducted show the lack of a damping system, which causes the defects in these roads to generate structural damage in these machines, particularly damage detected in the forks that connect the wheels with the chassis.

For this reason, solutions are proposed for the analysis of these vibrations, opting for the design of a test bench capable of testing any machine of this type. The bench will be able to exert on the machine the same effect it suffers when traveling on rural roads, thanks to the use of electro-hydraulic technology. Furthermore, it will be capable of conducting the test on any machine in the current market due to its great versatility obtained through various surveys of seeders currently available in the market.

Keywords: Seeder, Defects, Vibrations, Tests, Simulation

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Índice de figuras.....	9
Índice de tablas	12
Introducción	13
Tipos de transportes de sembradoras.....	14
Problemática.....	16
Objetivos preliminares	18
Capítulo 1 – Generalidades	19
Estudio del estado del arte	19
Validación de falta de amortiguamiento	20
Investigación sobre vibraciones en sembradoras	29
Análisis de rotura	30
Beneficios buscados.....	32
Variables a considerar	32
Posibles soluciones	34
Elección de la solución	35
Capítulo 2 – Diseños preliminares	36
Objetivos específicos:.....	36
Ingeniería básica	36
Sistema de estructura	37
Sistema de análisis de tiro	40
Sistema generador de vibración.....	41
Capítulo 3 – Obtención de datos	46
Análisis de amplitudes y frecuencias para el actuador principal.....	46
Validación de amplitudes	49
Relevamiento para obtener la versatilidad del banco	50
Análisis de la fuerza ejercida sobre la barra de tiro.....	52
Capítulo 4 – Cálculos e ingeniería de detalle	55
Sistema generador de vibración	55
Subsistema cilindro	56
Elección del cilindro hidráulico	58
Verificación por pandeo	58
Subsistema cama.....	60
Diámetro de la varilla	61
Espesor de la chapa lateral	63

Tornillo de potencia.....	65
Subsistema posicionador	71
Tornillo de potencia.....	72
Cálculos y selección del motorreductor.....	77
Selección del freno hidráulico	78
Sistema estructura.....	79
Subsistema estructura.....	79
Simulaciones	80
Subsistema malacate	86
Dimensionamiento del malacate	87
Selección del malacate	90
Sistema lanza de tiro	91
Subsistema tracción de lanza.....	91
Dimensionamiento del cilindro hidráulico	91
Verificación por pandeo	92
Selección del actuador	93
Subsistema variación de ángulo de aplicación	94
Dimensionamiento del cilindro hidráulico	94
Verificación por pandeo	95
Conclusiones y recomendaciones.....	97
Conclusiones	97
Recomendaciones	98
Bibliografía	99
Anexo A: Selección de parámetros por tablas.....	101
Selección de longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada:	101
Coeficientes de fricción par para roscados.....	101
Coeficiente de fricción para collarín de empuje.....	102
Diámetros según ACME.....	102
Anexo B: Selección de componentes normalizados	103
Selección de cilindro hidráulico principal.....	103
Selección del motorreductor	103
Selección del freno hidráulico	106
Selección del malacate	107
Selección del actuador del subsistema tracción de lanza	108
Selección del actuador del subsistema variación de ángulo	109
Anexo C: Planos.....	111

Índice de figuras

Figura I-1: Tiro de punta – Modificación del tren de rodados	15
Figura I-2: Autotrailer – Posición en siembra y posición de transporte	16
Figura I-3: AirDrill – Secuencia de plegado.....	16
Figura 1-1: Modelos STP G, STP F Y STP G TECH – (PLA, s.f.)	21
Figura 1-2: Sistema de traslado Sembradoras PLA – (Fotos AgroActiva 2022)	22
Figura 1-3: Modelos Magnum RS4000 Grano Fino, Grueso y Multipropósito - (AscanelliS.A., 2022).....	23
Figura 1-4: Sistemas de Traslado Sembradoras ASCANELLI – (Fotos AgroActiva 2022)	23
Figura 1-5: Modelos Multi Planter, MC.01, Universal, M-03 y Neumática - (Fabimag, 2022)	24
Figura 1-6: Sistema de traslado Sembradoras FABIMAG – (Fotos AgroActiva 2022)...	24
Figura 1-7: Modelos Guerrera, Torflex y Euro Combi - (Indecar, 2022)	25
Figura 1-8: Sistema de traslado Sembradoras INDECAR – (Fotos AgroActiva 2022)...	25
Figura 1-9: Modelos 8mil, 10mil, 16mil, 36mil, 40mil, 50mil - (Bertini, 2022).....	26
Figura 1-10: Sistema de traslado Sembradoras BERTINI – (Fotos AgroActiva 2022)...	26
Figura 1-11: Modelos PIONERA y GRINGA - (Crucianelli, 2022).....	27
Figura 1-12: Sistema de traslado Sembradoras CRUCIANELLI - (AgroActiva 2022)....	27
Figura 1-13: Modelos Tx Mega Gen 3, MXY 2 y MX MAX - (Agrometal, 2022).....	28
Figura 1-14: Sistema de traslado Sembradoras AGROMETAL – (Fotos AgroActiva 2022)	28
Figura 1-15: Mediciones en campo de la investigación “Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal” (INTI, 2020)	29
Figura 1-16: Detalle de la zona afectada - (FERCAM, 2022).....	30
Figura 1-17: Falla de Perno dada en Transporte - (INTI, 2020)	30
Figura 2-1: Estructura de sembradora utilizada como referencia.....	37
Figura 2-2: Estructura embutida	38
Figura 2-3: Estructura apoyada sobre el piso	38
Figura 2-4: Secuencia de montaje mediante una rampa.....	40
Figura 2-5: Sistema de análisis de tiro.....	41
Figura 2-6: Sistema de cinta.....	42

Figura 2-7: Sistema de leva.....	43
Figura 2-8: Sistema de rodillo y actuador lineal	43
Figura 2-9: Sistema de actuadores estáticos.....	44
Figura 3-1: Diagrama PSD obtenido del Informe Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal	46
Figura 3-2: Replica del diagrama PSD para obtener puntos representativos.....	47
Figura 3-3: Mediciones de defectos en caminos rurales	49
Figura 4-1: Sistema generador de vibración junto con cada subsistema	55
Figura 4-2: Subsistema cama.....	60
Figura 4-3: Espesor de chapa calculado	63
Figura 4-4: Variabilidad de agarre gracias al tornillo de potencia.....	65
Figura 4-5: Selección de diámetros para rosca ACME. (Mott, 2006)	66
Figura 4-6: Sistema posicionador	71
Figura 4-7: Subsistema estructura.....	79
Figura 4-8: Estado de carga. Estudio estático	80
Figura 4-9: Tensiones Von Mises.....	81
Figura 4-10: Deformaciones resultantes.....	81
Figura 4-11: Campo de factores de seguridad.....	82
Figura 4-12: Tensión axial	82
Figura 4-13: Tensión axial y flexión	83
Figura 4-14: Tabla de Frecuencias fundamentales	83
Figura 4-15: Primer frecuencia fundamental con su correspondiente deformación.....	84
Figura 4-16: Segunda frecuencia fundamental con su correspondiente deformación ...	84
Figura 4-17: Tercer frecuencia fundamental con su correspondiente deformación.....	85
Figura 4-18: Cuarta frecuencia fundamental con su correspondiente deformación	85
Figura 4-19: Quinta frecuencia fundamental con su correspondiente deformación.....	86
Figura 4-20: Subsistema malacate.	87
Figura 4-21: Sistema lanza de tiro.....	91
Figura A-1: Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada, Tabla 4 -1 del libro Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos (Almandoz Berrondo, 2007)	101
Figura A-2: Selección del coeficiente de fricción para pares roscados. Tabla 8-5 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2012).....	101

Figura A-3: Selección del coeficiente de fricción para el collarín de empuje. Tabla 8-6 del Libro Diseño en Ingeniería Mecánica (Shigley, 2012).....	102
Figura A-4: Selección de parámetros para roscas. Tabla 17-1 del libro Diseño de Elementos de Máquinas (Mott, 2006).....	102
Figura B-1: Elección de cilindro hidráulico principal marca Moog (MOOG, 2018).....	103
Figura B-2: Selección del factor de servicio para cálculo y elección del motorreductor. Extraído del catálogo Lentax (LENTAX, 2016)	103
Figura B-3: Selección de modelo de motorreductor según potencia calculada. (LENTAX, 2016).....	104
Figura B-4: Características dimensionales consideradas para el diseño del motorreductor utilizado. (LENTAX, 2016)	105
Figura B-5: Tipo de montaje elegido: B3. (LENTAX, 2016).....	105
Figura B-6: Características dimensionales consideradas para el diseño del motor eléctrico utilizado. (LENTAX, 2016).....	105
Figura B-7: Selección y características técnicas del freno hidráulico. Catálogo Stromag (Stromag, 2021)	106
Figura B-8: Selección y características técnicas del malacate. Obtenido del catálogo Ingersoll Rand (Ingersoll Rand , 2014)	107
Figura B-9: Selección y características técnicas del malacate. Obtenido del catálogo Moog. (MOOG, 2018).....	108
Figura B-10: Selección y características técnicas del actuador para variación del ángulo. Obtenido del catálogo marca Parker. (Parker, 2011)	110

Índice de tablas

Tabla 2-1: Análisis de ventajas y desventajas de la disposición del banco.....	39
Tabla 2-2: Matriz de decisiones.....	44
Tabla 3-1: Valores obtenidos de las mediciones a campo de defectos rurales.....	49
Tabla 3-2: Marcas y modelos tomados como referencia	50
Tabla 3-3: Datos para el dimensionamiento del banco	51
Tabla 3-4: Coeficientes de rozamiento para distintas superficies (Causa directa, s.f.) ..	53
Tabla 3-5: Parámetros de fuerzas de arrastre y rango esperado en las fuerzas de arrastre estimadas por los parámetros del modelo para implementos de labranza y siembra (American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2015)	54
Tabla 4-1: Definición de parámetros para el cálculo del tornillo de potencia	69
Tabla 4-2: Torques y tensiones	70
Tabla 4-3: Pesos total del sistema	73
Tabla 4-4: Cálculo de áreas	73
Tabla 4-5: Áreas calculadas según las tensiones involucradas.....	74
Tabla 4-6: Definición de datos para el tornillo de potencia	75
Tabla 4-7: Cálculo de torques y verificación de tensiones.....	76

Introducción

La agricultura es una actividad agrícola que se viene desarrollando hace miles de años y consiste en la producción de alimentos a través del tratamiento del suelo y el cultivo de la tierra.

Este procedimiento, en rasgos generales, consiste en los siguientes pasos:

1- Preparación del suelo

Consiste en la labranza del mismo a los fines de preparar condiciones óptimas para el buen desarrollo del cultivo (germinación de la semilla, crecimiento de las raíces y de la planta).

2- Siembra

Dependiendo del tipo de semilla, este paso consiste en la elaboración del surco, depositar la semilla, afirmarla y taparla con la tierra.

3- Cosecha

El objetivo es sacar el grano (o fruto) de la planta. Los pasos se podrían establecer como: recolección de la planta, separación entre grano y planta y limpieza del grano.

4- Tratamiento del producto final

Todo proceso relacionado a la preparación, tratamiento y aprovechamiento del producto final.

Con el paso de los años, gracias al avance tecnológico, aparece la denominada agricultura industrial, en la cual se busca maximizar la producción mediante la tecnificación y la alta inversión de capital.

Con esto viene aparejado la innovación en maquinaria agrícola para lograr mayores rendimientos.

Por tal motivo, hoy en día se están desarrollando y fabricando estas máquinas cada vez más grandes y de gran porte.

Las **sembradoras** no son la excepción y en su fabricación se busca:

- **Eficiencia y Productividad:** Las sembradoras grandes cubren áreas más extensas en menos tiempo, aumentando la eficiencia y la productividad agrícola.
- **Menos Interrupciones:** Las sembradoras grandes tienen una mayor capacidad de almacenado de semillas, lo que significa menos paradas y recargas.

La función de estas máquinas es la de dosificar, en cantidad y posición adecuada, la semilla sobre la tierra, otorgando las condiciones adecuadas para su germinación.

Resumidamente, las mismas constan de una **tolva**, donde se contienen las semillas, un **tren de siembra** – el cual cumple la función de abrir el surco, dosificar la semilla en su lugar (y el fertilizante correspondiente, en caso de ser necesario), enterrarla y taparla para que quede en íntimo contacto con el suelo y por último, compactar al mismo para favorecer el aumento de la humedad a su alcance – un **mecanismo de levante**, con el cual se manipulan todos los mecanismos para su traslado y un **bastidor o chasis** el cual es el soporte estructural de la máquina y por ende el que soporta el peso de la misma.

Al fabricar estas máquinas cada vez de mayor porte y agregando entre otras cosas, más trenes de siembra, no solo se aumenta la eficiencia y la productividad disminuyendo los distintos tipos de interrupciones en la labor, si no también, se suma complejidad estructural a la máquina.

Existen gran cantidad de tipos y modelos de sembradoras. Una posible clasificación de estas sería según su modo de traslado hacia la zona de trabajo.

Tipos de transportes de sembradoras

Tiro de punta:

Es la forma más difundida ya que permite crear diseños modulares, de 1, 2 y hasta 3 módulos de siembra llegando hasta los 18 m de ancho de labor, favoreciendo la adaptabilidad del terreno. La principal desventaja es que se incrementan los anchos de transporte.

La sembradora cuenta con dos posiciones, una para el transporte y otra para el trabajo de siembra. Para lograr esto, la sembradora cuenta con dos barras de tiro. El tren de rodados se modifica para cambiar de un modo a otro.

En el modo de transporte la sembradora está elevada por cilindros hidráulicos ubicados en las ruedas que despejan los cuerpos de siembra del suelo, elevando el centro de gravedad de todo el implemento, y las ruedas se ubican en la dirección de avance del tractor. Para el trabajo, la sembradora desciende y se toma por la barra de tiro de trabajo, tomando las ruedas la nueva orientación de avance (dirección de trabajo).



Figura I-1: Tiro de punta – Modificación del tren de rodados

Autotrailer:

Respecto al diseño anterior, se disminuyen los anchos de traslado. Toda la sembradora va montada sobre un carretón (tráiler) que solo se usa para su traslado y que provee el mismo fabricante. Al momento del trabajo en siembra, la sembradora es bajada del tráiler y tomada por la lanza de trabajo con el tractor.

La desventaja fundamental de este diseño es la rigidez del bastidor del equipo de siembra y que el tráiler cuenta con solo un eje. Estos factores limitan el ancho de la sembradora que será luego el largo de transporte.



Figura I-2: Autotrailer – Posición en siembra y posición de transporte

AirDrill:

Se le da una definición de acuerdo al modo que tiene para dosificar la semilla, pero el traslado es similar a las de “tiro de punta”. Se diferencia un poco de las primeras en que solo se tiene una lanza y que, para el traslado, los cuerpos son plegados y ubicados de tal forma de lograr el ancho de traslado dado por normativa vial. Cada fabricante define su sistema y secuencia de plegado, el resto de la configuración no cambia entre fabricantes.

Cuentan con una tolva situada delante de los cuerpos sembradores, que se denomina carro sembrador Nodriz, y que con aire alimenta a la gran tolva de semilla y fertilizante de la sembradora de menor tamaño.



Figura I-3: AirDrill – Secuencia de plegado

Problemática

El presente trabajo toma la problemática principal analizada por un equipo de investigación del Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) sede Rosario, quienes

están desarrollando un análisis respecto a los esfuerzos en sembradoras del tipo tiro de punta. (INTI, 2020)¹

Como se mencionó anteriormente las sembradoras del tipo **tiro de punta** son trasladadas mediante una lanza la cual se engancha en la barra de tiro del tractor y se movilizan mediante las mismas ruedas que se utilizan cuando la sembradora está en modo trabajo.

La falta de un sistema de amortiguación en las sembradoras de este tipo provoca que la máquina sufra los distintos esfuerzos provocados por las imperfecciones de los caminos en los cuales transita.

Estas máquinas tienen como objetivo sembrar de una manera tal de favorecer la emergencia de la semilla. Para esto, constan de distintos tipos de sistemas de control de profundidad de sembrado, como ser el de paralelogramo o resorte simple los cuales tienen la función de copiar las imperfecciones de los terrenos y sembrar de la manera más eficiente posible.

Utilizar un sistema de amortiguamiento en las ruedas mientras la sembradora está en modo trabajo puede provocar que la máquina copie las irregularidades del terreno de una manera deficiente perdiendo precisión en la profundidad de siembra. También podría provocar una falta de respuesta rápida ante los cambios en la topografía del terreno.

Si la sembradora no puede seguir fielmente las irregularidades del terreno, la precisión en la profundidad de siembra y el espaciado entre semillas pueden verse comprometidos, lo que afectaría el rendimiento general del cultivo.

Por estas razones los diseñadores no utilizan sistemas de amortiguación.

En contra partida con lo mencionado anteriormente, esta misma causa es la que provoca que, cuando la sembradora se traslade de un lugar a otro, sufra directamente los efectos que provocan los defectos e irregularidades del suelo por el cual transita, debido a la ausencia de algún sistema que absorba dichas vibraciones disminuyendo los esfuerzos sobre el chasis

¹ Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal - SOT 710079566, INTI

Objetivos preliminares

En este proyecto se busca abordar la problemática anteriormente descrita proponiendo soluciones que permitan analizar los esfuerzos provocados por las imperfecciones de los suelos rurales que sufren las sembradoras del tipo tiro de punta cuando son trasladadas hacia la zona de trabajo.

Se propone un análisis de posibles soluciones para la obtención de estos esfuerzos, considerando distintas variables con sus correspondientes limitaciones y se selecciona aquella que mejor se adapta tanto a la problemática analizada como a los requisitos académicos establecidos.

Se buscará:

- Validar la problemática.
- Proponer distintas soluciones.
- Seleccionar una, justificando variables analizadas y limitaciones establecidas.
- Realizar el diseño de la solución, dimensionar mediante cálculo estructural y validar mediante simulaciones los criterios establecidos.

Capítulo 1 – Generalidades

Estudio del estado del arte

Tal como se indica en el Dossier de Sembradoras² del Instituto Nacional de tecnología Agropecuaria, INTA, (Mario Bragachini, 2018), la región santafesina posee gran cantidad de fabricantes de máquinas agrícolas. Lidera el ranking, con un 44%, (307 empresas) seguida por Córdoba (24%) y Bs. As. (21%). Dentro de ellas se encuentran las sembradoras las cuales ocupan el segundo lugar de fabricación (24,8%), el primero son los tractores (32,2%).

Hay 65 empresas que producen más de 3000 sembradoras por año, pero solo las primeras 10 explican un 84% del mercado donde una parte se exporta. Entre ellas se encuentran: Grupo Crucianelli (Armstrong), Familia Bertini (Rosario), Apache (Las Parejas), Búfalo (Las Parejas), entre otras.

La mayoría de las sembradoras fabricadas son de diseño propio, realizados por los departamentos de ingeniería de cada empresa. Estos diseños son de similares características a los diseños americanos y europeos (herederos natos), contexto donde los productores cuentan con máquinas propias y la máquina rara vez recorre grandes distancias para transportarse de un lugar a otro. Es decir, en la mayoría de los casos el productor tiene una máquina propia.

En cambio, en nuestra región se hace uso del “contratista”. El productor cuenta con la tierra y compra el servicio de labranza, siembra y cosecha a un tercero (contratista). Este viaja de campo en campo ofreciendo sus servicios.

En una campaña de siembra, por ejemplo, un contratista podría prestar servicios en la región litoral y luego desplazarse hacia el norte. En estos casos la sembradora se podría

² Informe completo del rubro de sembradoras elaborado por técnicos del INTA que incluye desde el comportamiento del mercado, aspectos técnicos y mecánicos, hasta las innovaciones y tendencias de la máquina del futuro.

trasladar en modo transporte hasta 500 km en total, atravesando tanto rutas, como caminos rurales con todas las imperfecciones que estos presentan.

Este desempeño, de grandes distancias de traslado, no fue pensado en diseño. Evidencia de esto son las distintas fallas que se presentan en el chasis de la sembradora y el sistema de rodado, tal como se mostrará a continuación.

A esto se suman las malas prácticas de uso: velocidades de transporte no cumplidas o excesivas, transporte con sembradoras cargadas (tolvas de semillas), acople de cargas anexas en la lanza (tanques de combustible, tanque de agua, casillas, etc.). Otra tendencia es aumentar la velocidad de transporte para reducir tiempos muertos en traslados.

Validación de falta de amortiguamiento

Como se mencionó anteriormente, los fabricantes de máquinas sembradoras no utilizan un sistema de amortiguamiento en sus diseños.

Para comprobar esto, se realizó un relevamiento de las principales empresas fabricantes de máquinas sembradoras. La información se obtuvo mediante contacto con estas empresas, páginas webs y observación propia de las distintas marcas y modelos realizadas en la Exposición Agroactiva 2022³

Se observan bastidores completamente rígidos siendo el único amortiguamiento el que proporcionan los rodados. Sobre este bastidor descansan el resto de los elementos como los cuerpos de siembra, toda la sensórica y componentes hidráulicos o neumáticos.

La mayoría de los fabricantes utilizan perfilera estándar o en algunos casos, secciones prefabricadas en zonas que se requiera mayor inercia y que las secciones estándar no verifican o exigen piezas de mayor volumen.

Se muestra a continuación, las distintas empresas nacionales de fabricación de sembradoras relevadas junto con fotos de los sistemas de transporte, adoptados por los distintos fabricantes.

³ Página oficial de Agroactiva: <https://agroactiva.com/>

PLA SA

Es una empresa dedicada a la producción de maquinaria, implementos y servicios relacionados al agro. Su planta, donde fabrican pulverizadoras y sembradoras, se encuentra en Las Rosas.

Los modelos actuales de sembradoras son:

- Autotrailer: AGP 3 F, AGP 3 G.
- **Tiro de punta: STP G – con diferentes modelos (STP G 11 a 52 / STP G 13 a 52 / STP G 15 a 52), STP F, STP G TECH**



Figura 1-1: Modelos STP G, STP F Y STP G TECH – (PLA, s.f.)

En **Figura 1-2** se muestra el tipo de sistema de traslado de estos modelos:





Figura 1-2: Sistema de traslado Sembradoras PLA – (Fotos AgroActiva 2022)

ASCANELLI S.A.

Empresa metalmecánica dedicada a la fabricación de máquinas agrícolas, ubicada en la ciudad de Río Tercero Córdoba. Sus principales productos son embolsadoras, mixers verticales, sembradoras y tolvas.

Cuenta con tres modelos de sembradoras, todos del tipo **tiro de punta**:

- **Magnum RS4000 Grano Fino**
- **Magnum RS4000 Grano Grueso**
- **Magnum RS4000 Grano Multipropósito**



Figura 1-3: Modelos Magnum RS4000 Grano Fino, Grueso y Multipropósito - (AscaneliS.A., 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-4: Sistemas de Traslado Sembradoras ASCANELLI – (Fotos AgroActiva 2022)

FABIMAG

Ubicada en Rosario, fabrica y comercializa principalmente sembradoras, y en segundo lugar tolvas y embolsadoras.

Los modelos de sembradoras que ofrece son:

- AirDrill: F-AD 9000 // 11000
- **Tiro de Punta:**
 - Grano Grueso: MULTI PLANTER, MC.01, M-03, MP NEUMÁTICA.
 - Grano Fino: FG-01 // Universal



Figura 1-5: Modelos Multi Planter, MC.01, Universal, M-03 y Neumática - (Fabimag, 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-6: Sistema de traslado Sembradoras FABIMAG – (Fotos AgroActiva 2022)

INDECAR

Es una empresa dedicada a la fabricación y comercialización de máquinas e implementos agrícolas especializados en siembra directa. La planta se encuentra en Carmen de Areco, al norte de la provincia de Buenos Aires. Sus principales productos son sembradoras, desparramadoras e implementos.

Ofrece 5 modelos de sembradoras de las cuales 3 cuentan con el rodado bajo análisis:

- Experimental: SPN4G – Sembradora de parcela
- Air Drill: Neo
- **Tiro de Punta:** GUERRERA, TORFLEX, EURO COMBI



Figura 1-7: Modelos Guerrero, Torflex y Euro Combi - (Indecar, 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-8: Sistema de traslado Sembradoras INDECAR – (Fotos AgroActiva 2022)

INGENIERO ENRIQUE BERTINI

Empresa con base en Rosario, orientada exclusivamente a la fabricación de equipos para siembra directa.

Los modelos de sembradoras que ofrecen son:

- AutoTrailer: 22mil
- **Tiro de Punta:** 8mil, 10mil, 16mil, 36mil, 40mil, 50mil



Figura 1-9: Modelos 8mil, 10mil, 16mil, 36mil, 40mil, 50mil - (Bertini, 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-10: Sistema de traslado Sembradoras BERTINI – (Fotos AgroActiva 2022)

CRUCIANELLI S.A

Ubicada en la localidad de Armstrong, es una empresa líder en el mercado de sembradoras en Argentina.

Los modelos de sembradoras que ofrece son:

- AirDrill: PLANTOR, DRILOR
- **Tiro de Punta:** PIONERA, GRINGA



Figura 1-11: Modelos PIONERA y GRINGA - (Crucianelli, 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-12: Sistema de traslado Sembradoras CRUCIANELLI - (AgroActiva 2022)

AGROMETAL

Empresa ubicada en Monte Maíz, Córdoba. Su actividad principal es la fabricación de maquinaria agrícola con gran desarrollo en soluciones en agricultura de precisión.

Los modelos de sembradoras que ofrece son:

- Autotrailer: Tx Pivot 2
- AirDrill: APX, ADX
- **Tiro de Punta:** Tx Mega Gen 3, MXY 2, MX MAX



Figura 1-13: Modelos Tx Mega Gen 3, MXY 2 y MX MAX - (Agrometal, 2022)

Sistemas de traslado:



Figura 1-14: Sistema de traslado Sembradoras AGROMETAL – (Fotos AgroActiva 2022)

Investigación sobre vibraciones en sembradoras

Como se mencionó anteriormente, en la investigación “Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal” (INTI, 2020), se analizaron los efectos que producen las vibraciones provenientes de los defectos de los suelos rurales sobre distintas partes de las sembradoras.

Uno de los estudios que se llevaron a cabo fue realizar distintas mediciones sobre un chasis de una sembradora marca AGROMETAL modelo MX MAX.

Esta máquina es una sembradora de granos finos multipropósito, para sembrar pasturas, granos finos y granos gruesos. Es del tipo tiro de punta y posee un ancho de transporte de 3,7 m, con un despeje de 70 cm.

El ensayo consistió en colocar galgas extensiométricas en distintas partes del chasis y transportar dicha sembradora por caminos rurales típicos.



Figura 1-15: Mediciones en campo de la investigación “Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal” (INTI, 2020)

Estas galgas son sensores basados en el efecto piezoeléctrico, el cual es la propiedad de ciertos materiales de percibir un cambio en su resistencia eléctrica al ser sometido a ciertos esfuerzos mecánicos que causan su deformación, siendo estos cambios, medibles.

Estas mediciones permitieron detectar que, en ciertos momentos, parte del chasis estaba sometido a grandes esfuerzos (o deformaciones) mientras que, en ese instante, otras partes del mismo estaban sometidas a esfuerzos muy pequeños.

La conclusión de este ensayo derivó en que hay ocasiones en que algunas ruedas no llegan a tocar el terreno, quitando un punto de apoyo, lo que sobreexige ciertas partes del bastidor.

El análisis detallado de este estudio se muestra en el Capítulo 4.

Análisis de rotura

Según el estudio anterior una de las partes más críticas, afectadas por los defectos de los terrenos por donde circulan las máquinas, es el perno que une la horquilla de la rueda de transporte al brazo del chasis:

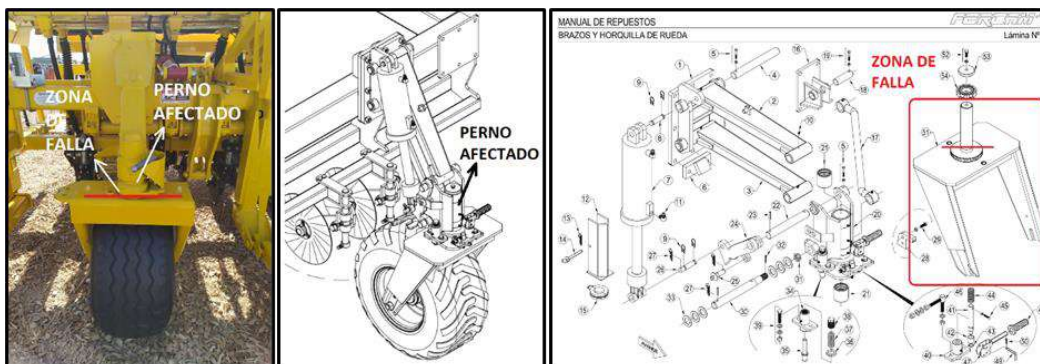


Figura 1-16: Detalle de la zona afectada – (FERCAM, 2022)

En la **Figura 1-17** se muestran imágenes de una rotura sobre el perno de la horquilla de una de las ruedas de una sembradora, producida en transporte:



Figura 1-17: Falla de Perno dada en Transporte - (INTI, 2020)

La única información que se tiene es que dicha falla ocurrió durante su transporte a tiro.

Por lo que se pudo averiguar, dichos ejes se suelen fabricar de aceros SAE 8620 con tratamientos térmicos superficiales.

Como se dijo anteriormente, este eje forma parte de la horquilla del sistema de transporte compuesto por rueda, rodamientos, actuador para variar la altura y demás piezas que permiten el transporte de la sembradora.

Los estados de sollicitación a los cuales está sometida esta pieza son:

- Compresión: Soportan todo el peso de la máquina.
- Corte: Fuerzas en dirección a la tracción para su transporte y su correspondiente fuerza de reacción aportada por el terreno.
- Cargas cíclicas: Debido a las propias irregularidades del terreno.
- Rozamiento superficial: Propio entre las piezas del mecanismo.

Si bien los modos de falla pueden ser varios, por lo establecido anteriormente se determina que el predominante es clivaje.

En la **Figura 1-17** se aprecia una fractura frágil por carga elevada de impacto, la superficie se ve áspera y cristalina. Se llega a apreciar un patrón de Chevrón producido por frentes separados de grietas que se propagan a distintos niveles del material. Dado que la falla se dio en transporte, se deduce también, que la temperatura era la ambiente (baja temperatura).

Beneficios buscados

Proporcionar una solución que permita detectar cuales son las zonas más críticas de los diseños mediante ensayos (sean destructivos o no) permitiría a los fabricantes establecer nuevos criterios de diseño en los cuales puedan reforzar dichas zonas para eliminar o reducir los esfuerzos dinámicos sobre el chasis de sembradoras, provenientes del terreno. Y con esto conseguir:

- **Evitar rotura en la operación en campo:** Si la falla sucede en campo, se perderá tiempo productivo.
- **Evitar tiempos muertos y mantenimiento correctivo:** En el caso que se dé la rotura, esta sucedería muy lejos de zonas donde se facilita conseguir repuestos. La reparación también es compleja, dado que, en campo, no se cuenta con todo el herramental a disposición. Todo esto ocasiona baja en la productividad.
- **Incrementar velocidades de transporte:** Actualmente, algunas sembradoras tienen un límite en la velocidad de traslado (en promedio 25 km/h) que es menor a lo establecido por reglamentación vial. Esta velocidad se establece por cuestiones estructurales para que el equipo no sea afectado.
- **Evitar vibraciones adversas en el resto de los componentes de la sembradora:** Vibraciones que se trasladan directamente al resto de los componentes. Aquellos que son sensibles como los dosificadores y que tienen gran cantidad de sensores pueden ser afectados. Las vibraciones pueden estar cerca de la frecuencia natural de algún componente, comprometiendo su vida útil.

Variables a considerar

Para obtener los beneficios anteriormente mencionados se propondrán distintas soluciones que contemplen las siguientes variables.

Forma de las imperfecciones del terreno:

Consiste en todo el tipo de imperfecciones con el que cuenta el terreno, badenes, huellas dejadas por otros vehículos, rocas, ramas. Cada una con una geometría característica.

Tipo de terreno:

Tiene que ver con algunas propiedades físicas del terreno. Nivel de compactación y adherencia del terreno, resistencia a la penetración. Puede ser pavimentado, ripio, tierra labrada, etc.

Peso y distribución de cargas:

Consiste en cómo se distribuyen las cargas sobre el chasis. Forma y vinculación de los cuerpos de siembra y demás accesorios al chasis.

Tipo de rodado:

Características del elemento rodante, tipo de vinculación de ruedas al chasis, características de la cubierta.

Velocidad de transporte:

Máxima. Los fabricantes imponen un máximo que a veces no es respetado o no es tecnológicamente logrado por los pesos. La tendencia es elevarla para aumentar productividad.

Ubicación del punto de tiro:

Ubicación de la lanza de transporte respecto al punto enganche del tractor. Ángulo que forma el punto de tiro del tractor con la sembradora. En algunos modelos de sembradoras existe un ángulo muy pronunciado que genera una componente de fuerza vertical.

Factores de carga adicionales:

Factores de carga no contemplados en funcionamiento normal. Como el transporte de grandes distancias con las tolvas cargadas o usar la sembradora para acoplar equipos adicionales.

Modelo de sembradoras a analizar:

Características geométricas. Dimensiones, peso, etc. Se busca conseguir un ensayo lo más versátil posible.

Forma de imponer la función perturbación.

La función perturbación o función suelo es aquella que representa las características de los distintos tipos de suelos con sus correspondientes defectos.

Posibles soluciones**Pista de pruebas**

Consiste en el diseño de una pista de pruebas fija por donde circule la sembradora a ensayar. La misma debe tener una longitud suficiente para simbolizar en ella, mediante distintos dispositivos (obstáculos), ciertos defectos representativos de caminos rurales.

Software para simulación

Se trataría de un software de parámetros concentrados que representaría la sembradora con sus distintas configuraciones y elementos. La entrada serán los defectos del suelo (función), la salida las fuerzas, desplazamientos y tensiones generadas en puntos representativos del modelo. Podría contar con un entorno gráfico (GIU) realizado en Matlab.

Banco pruebas estático

Proyectar un banco de pruebas para someter a la sembradora a los defectos del suelo. La sembradora iría montada y fijada/apoyada sobre el banco, en modo transporte. Mediante cierta combinación de actuadores a definir se sometería a la sembradora a las perturbaciones del suelo, midiendo estos efectos.

Banco de pruebas dinámico

Diseñar una estructura donde la sembradora permanezca fija, en modo transporte, y una estructura móvil sobre la cual se apoyarían los sistemas de rodado. Esta última, dispondrá de dispositivos representativos de defectos del suelo, como ser picos y ondulaciones, sistemas de actuadores, etc. los cuales someterían a la sembradora en estudio a los esfuerzos provocados por el suelo. La sembradora se sujetaría por medio de la lanza de tiro a algún sistema que permita ejercer la misma fuerza que ejercería el tractor en transporte y que permita variar el ángulo de aplicación de dicha fuerza.

Elección de la solución

Opción 1 - Pista de pruebas

Esta opción, a priori, sería la más representativa. Algunas marcas referentes la usan para realizar una prueba funcional de sus productos. Sin embargo, esta opción se escaparía de las necesidades propuesta por la cátedra en cuanto a los objetivos del desarrollo del Proyecto Final de Ingeniería Mecánica.

Por lo tanto, esta opción es **descartada**.

Opción 2 - Software para simulación

El resultado depende de cómo se representa el modelo de la sembradora y los efectos del suelo. Si se buscan resultados muy refinados y explícitos el modelo se podría complejizar, lo cual podría requerir altos recursos computacionales. A su vez, el resultado obtenido requeriría un postproceso para ser transferido al efecto que podría causar en la sembradora real.

Por lo tanto, esta opción es **descartada**.

Opción 3 - Banco de pruebas estático

Esta opción permitiría un desarrollo más sencillo y robusto en comparación con la opción siguiente, sin embargo, los efectos evaluados no serían lo suficientemente representativos ya que faltaría la evaluación de los efectos provocados por la barra de tiro.

Por lo tanto, esta opción es **descartada**.

Opción 4 - Banco de pruebas dinámico:

Es la opción más representativa ya que contempla no solo el efecto que el suelo genera sobre la sembradora sino también el efecto de la fuerza de tracción y la variabilidad en el ángulo de acción de la lanza de tiro.

En este caso se deberá definir el tipo de sistema que impondrá la función suelo sobre el rodado.

Por lo tanto, esta opción es **aceptada**.

Capítulo 2 – Diseños preliminares

Se detallan a continuación los objetivos específicos del proyecto con dicha solución.

Objetivos específicos:

- 1) Diseñar un banco de pruebas para sembradoras capaz de imponer sobre estas los efectos provocados por los defectos de los caminos rurales.
- 2) Investigar y relevar las distintas marcas y modelos de sembradores que existen actualmente en el mercado a los fines de obtener datos de las variables límites para diseñar una estructura para el banco completamente versátil.
- 3) Caracterizar y parametrizar defectos de suelos rurales.
- 4) Diseñar un sistema capaz de imponer movimientos representativos de dichos defectos.
- 5) Diseñar un sistema para simular los efectos provocados por la fuerza ejercida por el implemento de tracción mediante la lanza de tiro como así también simular los efectos provocados por la variación del ángulo de sujeción de esta con la sembradora.
- 6) Realizar la ingeniería de detalle en cuanto a diseños, análisis, cálculo y planimetría de los sistemas críticos del banco.

Para cumplir con estos objetivos se realizan distintas propuestas de diseño, seleccionando aquella que mejor se adapte a los mismos

Ingeniería básica

En esta sección se describe brevemente como estará compuesto el banco y las posibles opciones de solución que se consideraron.

Para esto se contemplaron ciertas dimensiones de sembradoras del mercado actual obtenidas mediante un relevamiento, mostrado en el Capítulo 3.

En esta parte del diseño se decide dividir al banco de pruebas en 3 sistemas para simplificar su análisis y desarrollo:

- Sistema de estructura
- Sistema de análisis de tiro
- Sistema generador de vibración

Sistema de estructura

Contempla el esqueleto del banco. Su función principal es:

- 1) Ser soporte de la máquina y de los demás equipos utilizados durante el ensayo.
- 2) Permitir un montaje seguro de la máquina sobre el banco.
- 3) Soportar los esfuerzos generados en el ensayo.

Para el generar el diseño y simular el montaje, se modela una estructura de sembradora con dimensiones similares a las que se encuentran en el mercado:

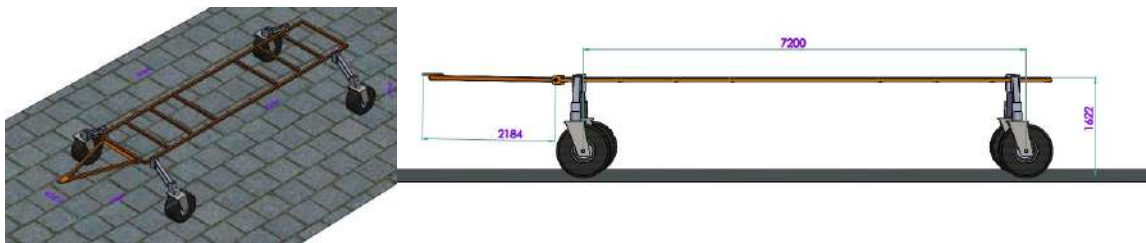


Figura 2-1: Estructura de sembradora utilizada como referencia

Se consideran dos posibilidades de disposición de la estructura:

1) Embutida

La estructura estaría apoyada sobre una fosa, permitiendo que su acceso sea a la altura del piso, tal como muestran las **Figura 2-2**

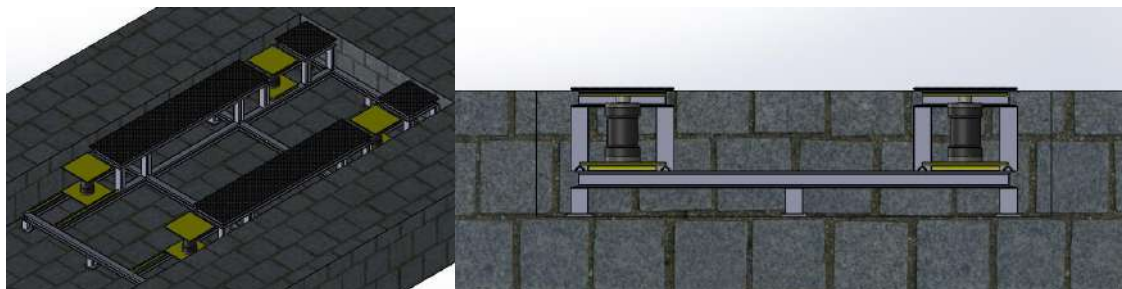


Figura 2-2: Estructura embutida

Esto requeriría generar dicho espacio mediante una obra civil, aunque también permitiría un montaje simple de la máquina sobre el banco, directamente desde la altura del piso.

2) Apoyada sobre el piso

La estructura se monta a nivel del piso, por lo que para posicionar la máquina sobre la misma se deberá contemplar una rampa de acceso, tal como se muestra en la **Figura 2-3**.

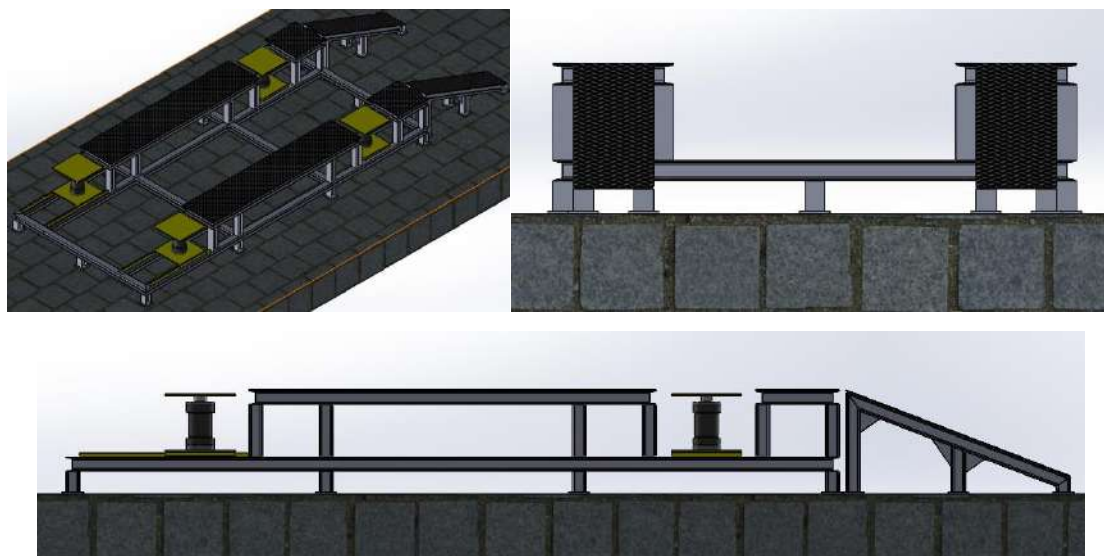


Figura 2-3: Estructura apoyada sobre el piso

Esta opción es la que ocuparía mayor espacio, generando que la máquina quede en altura, aunque también permitiría contemplar cuestiones de mantenibilidad del banco en el diseño.

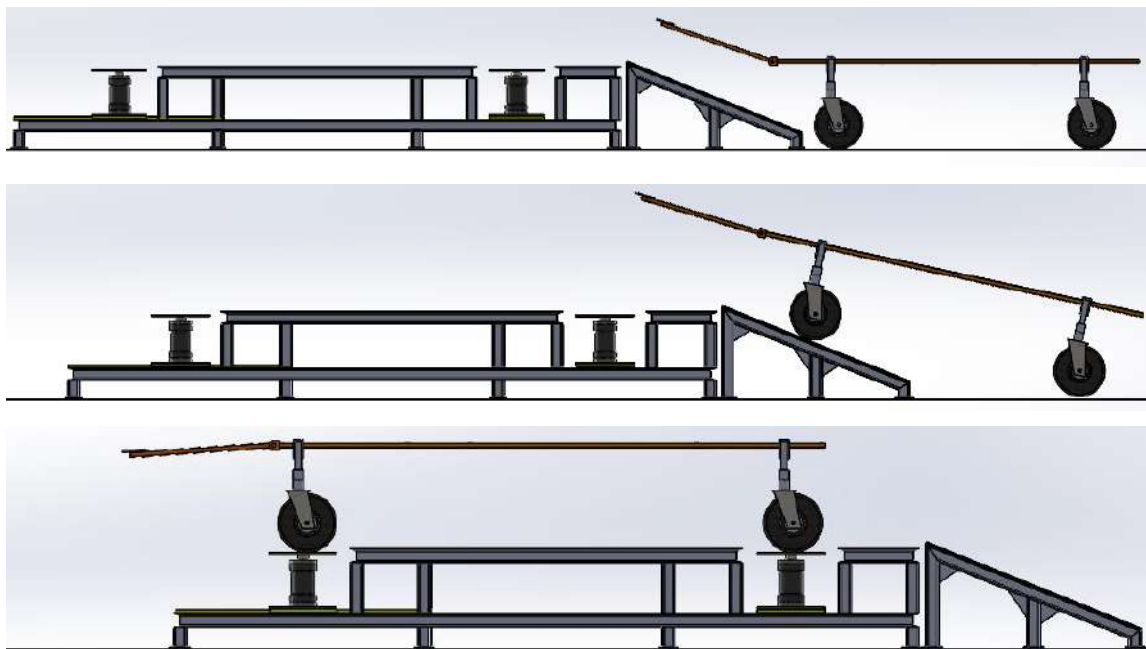
En la **Tabla 2-1** se analizan ventajas y desventajas de cada opción:

Tabla 2-1: Análisis de ventajas y desventajas de la disposición del banco

Estructura		
Opción	Ventajas	Desventajas
Apoyada	Obra civil menor. Acceso fácil a todos los componentes al estar a la altura accesible.	Necesidad de rampas para acceso. Mayor altura del edificio donde se emplazará el banco. Necesidad de implemento de carga.
Embutida	Menor altura del edificio donde se emplazará el banco. Mejor aspecto estético al estar oculto el equipo.	Obra civil de mayor porte. Necesidad de contemplar acceso para los elementos del banco.

La opción elegida será la de la estructura apoyada sobre el piso, evitando la construcción de la fosa, ya que, si bien no se contemplan cuestiones de costos en este proyecto, se tienen en consideración. Además, esta opción es la que permite priorizar cuestiones de mantenibilidad desde el diseño, punto que se tendrá en cuenta a lo largo del desarrollo del proyecto.

En lo que respecta al **montaje**, esta opción implica la necesidad de una rampa y algún sistema que pueda posicionar a la sembradora sobre el banco, como ser un sistema de malacate:



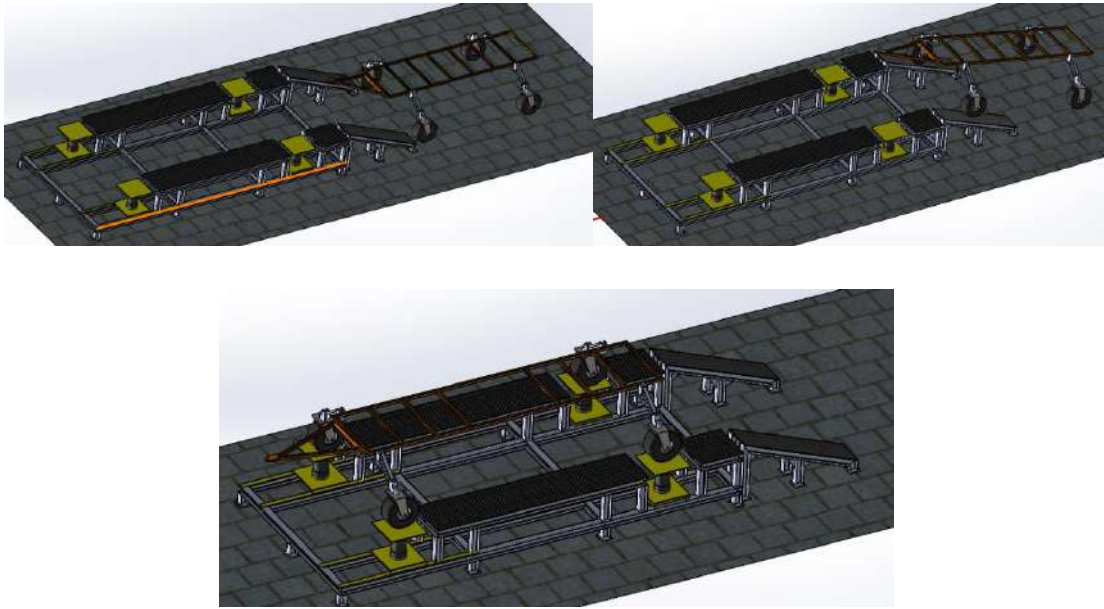


Figura 2-4: Secuencia de montaje mediante una rampa

Sistema de análisis de tiro

Este sistema será encargado de simular la acción de la fuerza ejercida por el implemento traccionador sobre la máquina sembradora mediante la barra de tiro.

Su principal función será:

- 1) Traccionar a la máquina mediante la barra de tiro
- 2) Variar el ángulo de aplicación de esta fuerza de tracción, simulando las distintas alturas de los enganches de los tractores, como así también la variabilidad de posiciones de la misma a causa de los desniveles propios de los terrenos.

Para esto se plantea una estructura la cual será soporte de dos subsistemas:

Subsistema tracción:

Será el encargado de ejercer una fuerza sobre la máquina simulando el traccionar de la barra de tiro por el implemento. Estará compuesto por un actuador encargado de realizar dicha fuerza, tal como se muestra en la **Figura 2-5**.

Deberá ser lo suficientemente versátil para adaptarse a distintas longitudes de las barras de tiro, como así también, lo suficientemente robusto como para no dañar la estructura durante el ensayo.

Subsistema variación de ángulo

Para variar al ángulo de aplicación de la fuerza se debe poder subir y bajar el cilindro nombrado anteriormente.

Para esto se plantean distintas posibilidades como ser un tornillo de potencia, actuadores, etc. tal como se muestra en la **Figura 2-5**:

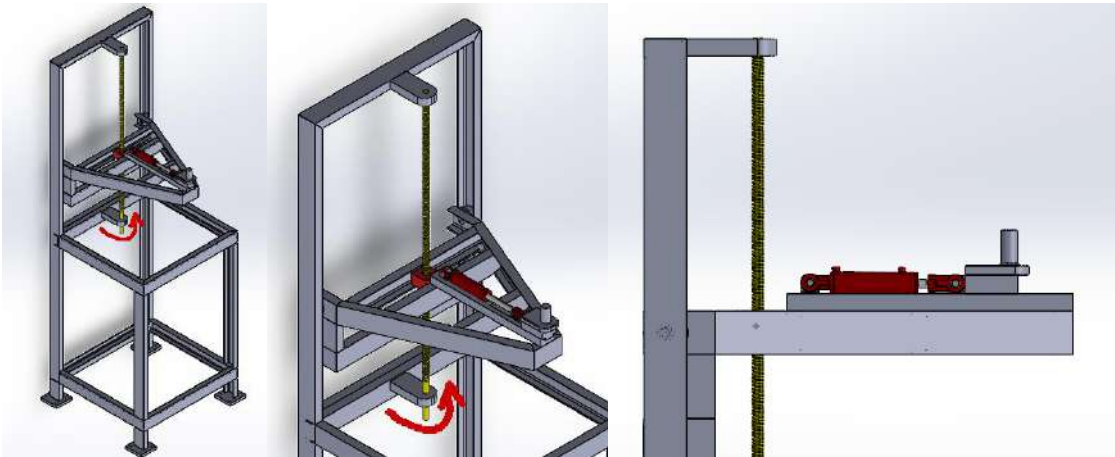


Figura 2-5: Sistema de análisis de tiro

La estructura soporte de ambos subsistemas debe ser lo suficientemente resistente para soportar los esfuerzos realizados.

Sistema generador de vibración

Es el sistema principal del banco y el encargado de proporcionar las vibraciones correspondientes a la máquina.

Sus funciones principales son:

- 1) Imponer el movimiento representativo de los defectos de los suelos rurales en la máquina sembradora.
- 2) Soportar a la máquina durante el ensayo.

- 3) Poder ejecutar el ensayo en cualquier modelo de máquina sembradora del mercado actual, del tipo analizado.

La forma de como parametrizar un defecto, en cuanto a altura o profundidad como así también la frecuencia con la cual aparecerán cada uno de estos se analiza en el capítulo siguiente. A los fines prácticos, a las formas de estos defectos a los cuales está sometida la máquina se le llamará “función suelo”.

Se proponen los siguientes modelos preliminares:

A) Cinta sobre cada rodado:

Este diseño consta de una cinta símil transportadora la cual giraría alrededor de dos poleas motorizadas, las cuales le impondrían el movimiento.

La banda o correa tendría un perfil en donde se impondría la función suelo, tal como se ve en la **Figura 2-6**. Este conjunto de cinta y polea se ubicaría debajo de cada rodado:

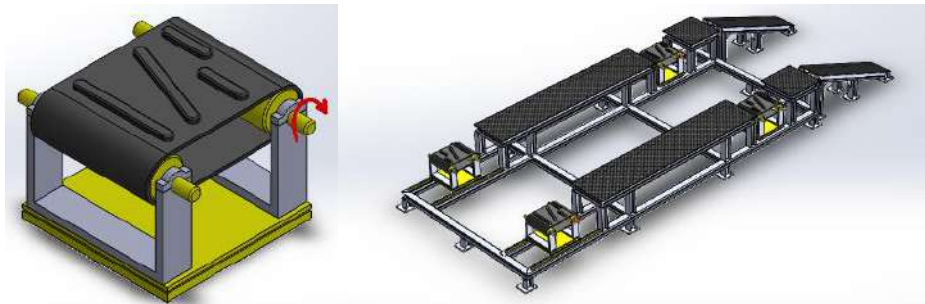


Figura 2-6: Sistema de cinta

Este diseño tiene la ventaja de que la función suelo se impone de una manera realista ya que la rueda choca con un defecto, tal como sucede en la realidad.

Como contra, se deberían tener gran cantidad de bandas con distintos perfiles para poder abarcar un espectro amplio de la función suelo. También, este sistema debería incorporar un soporte adicional para evitar movimientos transversales durante el ensayo de tiro.

B) Leva sobre cada rodado

Esta opción implica el diseño de una leva cuyo perfil represente la función suelo. Esta estaría animada por un motorreductor de velocidad variable. Habría una por rodado y serían independientes una de otras:

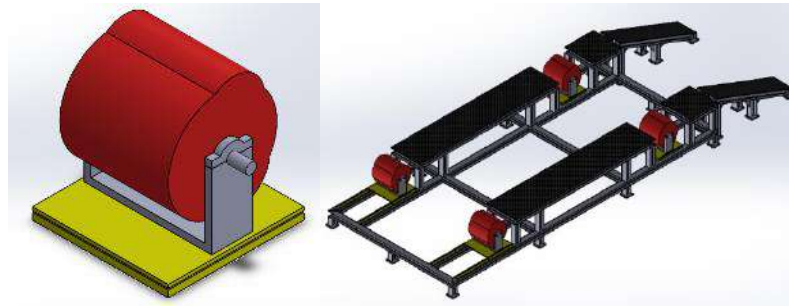


Figura 2-7: Sistema de leva

Este diseño es más robusto que el anterior y permite girar al rodado de la máquina y encontrarse de frente a los obstáculos representativos de la función suelo.

Como desventaja, nuevamente se necesitarían muchos tipos de levas para poder abarcar gran parte del espectro de posibilidades de la función suelo y, al igual que el anterior, se necesitaría un implemento adicional para soportar el ensayo de tiro.

C) Rodillo y actuador lineal

En esta opción se considera un actuador responsable de imponer la función suelo y un rodillo utilizado como soporte para evitar el traslado de la máquina durante el ensayo a causa del sistema de tracción, tal como se muestra en la **Figura 2-8**. Cada sistema se ubicaría debajo de cada rodado.

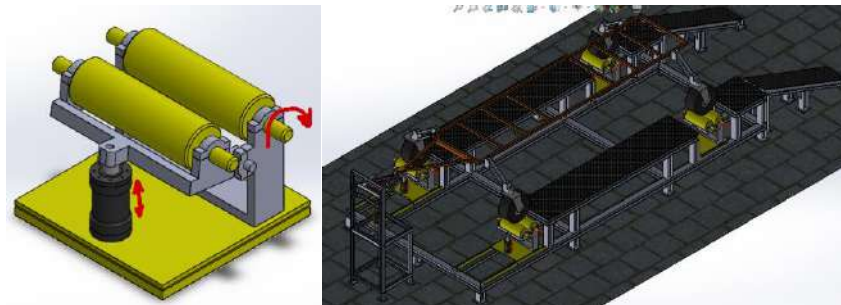


Figura 2-8: Sistema de rodillo y actuador lineal

La principal desventaja es el tipo de contacto que realiza el rodillo sobre la rueda.

D) Sistema de actuadores lineales

Esta opción trata de un actuador lineal debajo de cada rodado. Este actuador impondría la función suelo mediante su accionamiento por servoválvulas pudiendo abarcar un gran espectro de la función suelo.

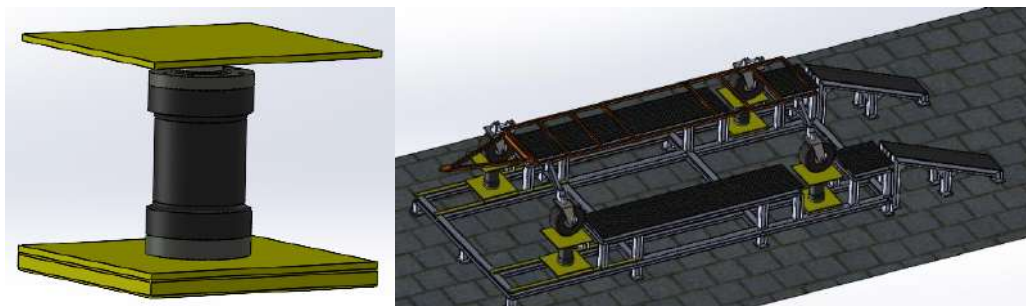


Figura 2-9: Sistema de actuadores estáticos

Para evitar que la máquina sea movida de lugar mientras se ejecuta el ensayo de tracción a través de la barra de tiro, se diseñará una especie de cama que permita un agarre completo del rodado.

La principal ventaja de esta opción, además de permitir realizar los movimientos representativos a las frecuencias dadas por la función suelo es que no tiene ningún elemento móvil rotante.

Cada opción establecida tiene ventajas y desventajas, por lo tanto, en la

Tabla 2-2 se realiza una matriz de decisiones para seleccionar aquella que más se adecua a los objetivos buscados para ser desarrollada en detalle.

Tabla 2-2: Matriz de decisiones

Matriz de decisiones				
Criterio	Cinta sobre cada rodado	Leva	Rodillos y actuador	Sistema de actuadores
Posibilidad de regulación/simulación de diversos escenarios	1	1	4	4
Capacidad de carga	2	3	3	4
Necesidad de un implemento de sujeción extra	1	1	2	4
Variabilidad con una sola forma/geometría	1	1	4	4
Total	5	6	13	16

El criterio establecido es el siguiente:

- 4: Muy bueno / se asegura condición sin problemas.
- 3: Bueno / podría haber efectos no contemplados.
- 2: Regular / limitaciones o se desconoce desempeño.

- 1: No se logra / imposibilidad.

Mediante este análisis, se establece como sistema generador de vibración al sistema de actuadores lineales. El mismo será explicado en detalle en el Capítulo 4.

Este trabajo se limita a las condiciones de desarrollo de lo mostrado anteriormente y no contempla ciertas cuestiones como ser:

- Cálculo y dimensionamiento de la totalidad del sistema hidráulico.
- Análisis y diseño de la función perturbación ni el diseño del sistema de control para su implementación.

Capítulo 3 – Obtención de datos

Se muestra a continuación la obtención de los distintos datos necesarios para el diseño del banco.

Análisis de amplitudes y frecuencias para el actuador principal

La obtención de la función suelo se realiza mediante el siguiente análisis.

Para obtener las **aceleraciones** que sufre el bastidor de la sembradora provocadas por los impactos y vibraciones como así también las **frecuencias** de las mismas se analiza el diagrama PSD que se muestra en la **Figura 3-1**.

Para obtener dicha información se analiza parte del estudio Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal (INTI, 2020), en el cual se colocaron acelerómetros sobre el bastidor de una sembradora la cual se trasladó por caminos rurales a ciertas velocidades en un tiempo determinado:

Figura 4. Comparación de los gráficos PSD para cada pasada. Tensión del resorte 2.

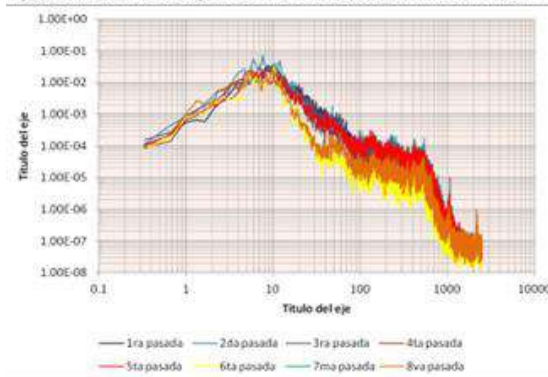


Figura 6. Gráfico PSD para tren de siembra arriba

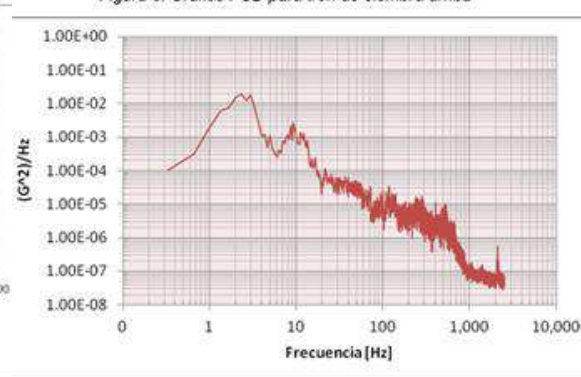


Figura 3-1: Diagrama PSD obtenido del Informe Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal

De este diagrama se observa en las abscisas el rango de frecuencias medidos y en ordenadas las aceleraciones cuadráticas medias obtenidas ($1G = 9,8 \text{ m/s}^2$).

Para obtener los valores buscados se replica el gráfico correspondiente con el software Matlab, tal como se ve en la **Figura 3-2** y se obtienen los siguientes valores.

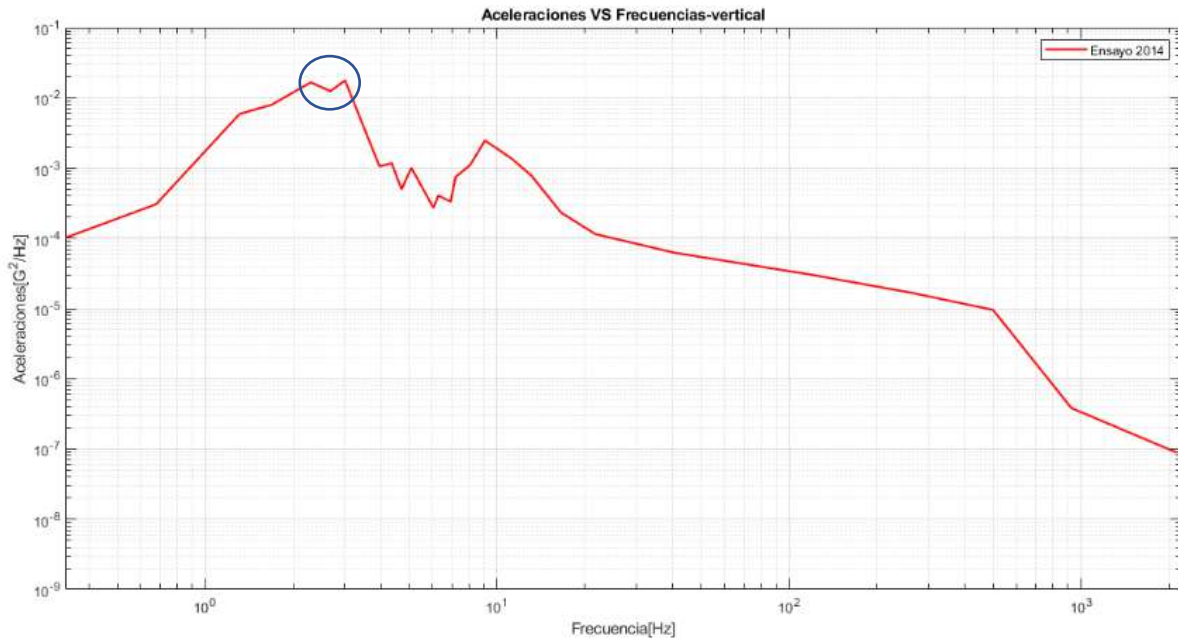


Figura 3-2: Replica del diagrama PSD para obtener puntos representativos.

El punto de máxima aceleración es el que se marca en el gráfico anterior. En este punto la frecuencia y la aceleración cuadrática media son:

$$f_{max} = 3,02 \text{ [Hz]}$$

$$a_{max}^2 = 0,018 \left[\frac{G^2}{Hz} \right]$$

Pasando este valor a la unidad correspondiente:

$$a_{max} = \sqrt{a_{max}^2 * f_{max}} = \sqrt{0,018 \left[\frac{G^2}{Hz} \right] * 3.02 \text{ [Hz]} * \left[\frac{9.8 \frac{m}{s^2}}{G} \right]} = 2.26 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Para calcular el desplazamiento máximo que está asociada a esta aceleración en el intervalo de tiempo analizado se realiza el siguiente análisis cinemático:

$$t = \frac{1}{f} = \frac{1}{3.02} = 0.33 \text{ [s]}$$

$$v = a_{max} * t = 2.26 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 0.33 \text{ [s]} = 0.75 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$x = \frac{1}{2} * a * t^2 + v * t = \frac{1}{2} * 2.26 \left[\frac{m}{s^2} \right] * (0.33[s])^2 + 0.75 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.33[s] = \mathbf{0.37 [m]}$$

Por lo tanto, de este ensayo se obtiene que el máximo desplazamiento vertical que sufre el punto estudiado es de: $x = \mathbf{370 [mm]}$.

Si bien en el diagrama se observa que las mayores aceleraciones (y desplazamientos) se dan a bajas frecuencias, entre 2 y 3 Hz, el rango de frecuencias medido muestra valores significativos hasta los 30 Hz aproximadamente. Por lo tanto, se buscará poder realizar movimientos en un rango similar a este.

Resumen de lo datos obtenidos:

- **Máximo desplazamiento: 370 mm**
- **Máxima frecuencia: 3.02 Hz**
- **Rango de frecuencia: 0 a 30 Hz**

Entre los distintos tipos de tecnologías se decide por replicar estas frecuencias mediante válvulas electrohidráulicas y al desplazamiento mediante cilindros hidráulicos.

Estas válvulas permitirán representar la frecuencia a la que la sembradora pasa por los defectos de los caminos mientras que el desplazamiento vertical del cilindro representará el efecto que recibe el chasis de estos.

Validación de amplitudes

Para validar este desplazamiento se realizaron mediciones en campo en donde se tomaron gran cantidad de medidas de profundidades de pozos y defectos, encontrando gran variabilidad en las mismas, pero en promedio, valores aproximados a lo obtenido anteriormente:

Tabla 3-1: Valores obtenidos de las mediciones a campo de defectos rurales

Mediciones					
Nro	Valor [mm]	Nro	Valor [mm]	Nro	Valor [mm]
1	450	11	470	21	460
2	480	12	320	22	280
3	300	13	520	23	500
4	410	14	360	24	330
5	380	15	480	25	450
6	420	16	510	26	390
7	370	17	290	27	530
8	430	18	410	28	270
9	390	19	520	29	490
10	350	20	330	30	350
Promedio			408		

En la **Figura 3-3** se muestran imágenes de las mediciones de los defectos encontrados:



Figura 3-3: Mediciones de defectos en caminos rurales

Relevamiento para obtener la versatilidad del banco

Como se mencionó en el Capítulo 2 , uno de los objetivos es conseguir un banco completamente versátil, esto quiere decir que, sobre el mismo, puedan posicionarse sembradoras de distintas formas y tamaños.

Para lograr esto, se realizó un relevamiento de una gran cantidad de marcas y modelos de distintas sembradoras del tipo tiro de punta que hay actualmente en el mercado y se analizaron los datos relevantes para el diseño.

En el siguiente link⁴ se puede observar el relevamiento realizado junto con las elecciones establecidas.

En este relevamiento se buscaron aquellas sembradoras cuyas dimensiones sean críticas obteniendo lo siguiente:

Tabla 3-2: Marcas y modelos tomados como referencia

Característica	Marca	Modelo	Ancho de transporte [m]	Largo total [m]	Despeje [m]	Peso con carga [Kg]
Largo máximo	SUPER WALTER	W630	3,4	10,85	0,48	5100
Largo mínimo:	AGROMETAL	MX MAX	4,05	7	0,6	0
Ancho máximo:	CRUCIANELLI	PIONERA	4,05	-	0,6	11350
Ancho mínimo:	TANZI	6750 CAJON LINEAL	2,4	-	0,25	-
Despeje mínimo:	TANZI	6750 CAJON LINEAL	2,4	-	0,25	-
Peso máximo	CRUCIANELLI	PIONERA	4,05	-	0,6	14756,06

⁴ Link para dirigirse al relevamiento: https://docs.google.com/spreadsheets/d/1b7R--BMgWH_1F5LeFNA2QMVoPoVLAV1V/edit#gid=583149206

A partir de este relevamiento y a los fines de obtener las variables máximas y mínimas necesarias para que el diseño del banco permita adaptarse a cualquier modelo de máquina que se encuentre en el mercado, se establecen a continuación gran parte de los datos necesarios para el dimensionamiento del banco:

Tabla 3-3: Datos para el dimensionamiento del banco

DATOS				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Comentarios
Peso sembradora	q	15000	Kg	Dato extraído del relevamiento. Se considera tolvas de semilla cargadas.
Factor_s	k	1,5	-	Por sobrecarga, seguridad de carga.
Peso corregido	q'	22500	Kg	Peso corregido por factor de sobrecarga.
Frecuencia mínima	f_min	1	Hz	Dato extraído de diagrama PSD.
Frecuencia máxima	f_max	30	Hz	Dato extraído de diagrama PSD.
Largo entre rodados mínimo	d_min	7000	mm	Dato extraído del relevamiento.
Largo entre rodados máximo	d_max	10850	mm	Dato extraído del relevamiento.
Diferencia máxima entre largo de rodados	Δd	3850	mm	
Ancho entre rodados mínimo	b_min	2400	mm	Dato extraído del relevamiento.
Ancho entre rodados máximo	b_max	4050	mm	Dato extraído del relevamiento.
Diferencia máxima entre anchos de rodados	Δb	1650	mm	
Cantidad de ruedas	z	4	unidades	Corresponde a puntos de apoyo
Carga en puntos de apoyo	q1	5625	Kg	
Ancho de rodado	a	750	mm	Dato extraído del relevamiento

Análisis de la fuerza ejercida sobre la barra de tiro

Se obtiene a continuación la fuerza que realiza el tractor sobre la sembradora mediante la barra de tiro.

Para esto se utiliza 3 criterios:

- **Criterio dinámico, F1:**

Se toman los siguientes datos recomendados por el fabricante:

- Potencia del tractor: 200 HP
- Velocidad máxima: 25 km/h

Siendo la potencia igual a la multiplicación de la fuerza y la velocidad, la fuerza F1 se calcula entonces como:

$$N [W] = F[N] * v \left[\frac{m}{s} \right] \rightarrow F1 = \frac{N}{v} = \frac{200 [HP]}{25 \left[\frac{km}{h} \right]}$$

$$F1 = 2192,33 [kgf]$$

- **Criterio estático, F2:**

Se calcula la fuerza necesaria para vencer el rozamiento que la sembradora tiene con el terreno.

Para esto se considera:

- Peso de la sembradora: 22500 kg
- Coeficiente de roce estático: 0,55

Este se obtiene como el promedio del intervalo establecido por **Tabla 3-4**:

Tabla 3-4: Coeficientes de rozamiento para distintas superficies (Causa directa, s.f.)

POSIBLES VALORES DE LOS FACTORES DE ROZAMIENTO DEL PAVIMENTO PARA NEUMÁTICOS DE GOMA								
Descripción de la superficie		SECA				HÚMEDA		
Velocidad:	Menos de 50 km/h.		Más de 50 km/h.		Menos de 50 km/h.		Más de 50 km/h.	
	De	a	De	a	De	a	De	a
Cemento								
Nuevo, liso		0.80	1.20	0.70	1.00	0.50	0.80	0.40 0.75
Usado		0.60	0.80	0.60	0.75	0.45	0.70	0.45 0.65
Pulimentado por el tráfico		0.55	0.75	0.50	0.65	0.45	0.65	0.45 0.60
Grava								
Apisonada, con riego asfáltico		0.55	0.85	0.50	0.80	0.40	0.80	0.40 0.60
Suelta		0.40	0.70	0.40	0.70	0.45	0.75	0.45 0.75
Escorias								
Compactadas		0.50	0.70	0.50	0.70	0.65	0.75	0.65 0.75

La fuerza se calcula entonces como la multiplicación del coeficiente mencionado y la normal sobre el terreno, siendo esta la masa de la sembradora afectada por el factor de sobrecarga k, repartida entre las 4 ruedas:

$$F2 = u * Norm = 0.55 * \frac{22500 \text{ [kg]}}{4} * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F2 = 3093,75 \text{ [kgf]}$$

▪ **Criterio ASAE, F3:**

Se calcula mediante las normas ASAE D497.7 la cual relaciona la demanda de tiro con el tipo de suelo. La fórmula establecida para la fuerza de tiro, D es:

$$D = F_i(A + B * v + C * v^2) * W * T$$

- Los parámetros **A**, **B** y **C** son parámetros específicos de la máquina, se obtienen de la **Tabla 3-5**.
- La velocidad “**v**”, es la velocidad de labor, se considera 10 km/h.
- El factor **Fi** es un factor que depende del tipo de suelo:
 - F1 corresponde a un suelo fino.
 - F2 a un suelo medio
 - F3 a un suelo con textura gruesa.
- El número de herramientas se representa con “**W**” y es 40 para este caso, según relevamiento.

- El valor “T” para herramientas de siembra es 1.

Tabla 3-5: *Parámetros de fuerzas de arrastre y rango esperado en las fuerzas de arrastre estimadas por los parámetros del modelo para implementos de labranza y siembra (American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2015)*

Implement	SI Units				English Units				Soil Parameters			Range ±%
	Width Units	Machine Parameters			Width Units	Machine Parameters						
		A	B	C		A	B	C	F ₁	F ₂	F ₃	
MAJOR TILLAGE TOOLS												
Row crop planter, no-till Seed, fertilizer, herbicides 1 fluted coulter/row	rows	1,820	0.0	0.0	rows	410	0.0	0.0	1.0	0.96	0.92	25

La fuerza de tiro para cada uno de los suelos:

$$D1 = 1 \left(410 + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right] + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right]^2 \right) * 40 * 1 = 72800 [N]$$

$$D2 = 0.96 \left(410 + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right] + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right]^2 \right) * 40 * 1 = 69888 [N]$$

$$D3 = 0.92 \left(410 + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right] + 0 * 2.7 \left[\frac{m}{s} \right]^2 \right) * 40 * 1 = 66976 [N]$$

Siendo el mayor valor obtenido:

$$D1 = F3 = 72800 [N] = 7428.6 [kgf]$$

Las fuerzas que realiza el tractor obtenidas son entonces:

Ítem	Método	Fuerza
F1	Dinámico	2189,9 Kgf
F2	Estático	1871,1 Kgf
F3	Norma ASAE	7428.6 Kgf

Dado que la mayor fuerza obtenida es F3=7428.6 Kgf, se toma este valor como definitivo para el dimensionamiento.

Capítulo 4 – Cálculos e ingeniería de detalle

En el siguiente capítulo se muestran los procedimientos realizados para el cálculo, dimensionamiento y elección de los componentes necesarios para el diseño y desarrollo del banco centrándose especialmente en los 3 sistemas seleccionados.

Sistema generador de vibración

Este sistema es un conjunto integrado por 3 subsistemas de cilindro, cama y posicionador, tal como se observa en la **Figura 4-1**. El banco está compuesto por 4 de estos sistemas.

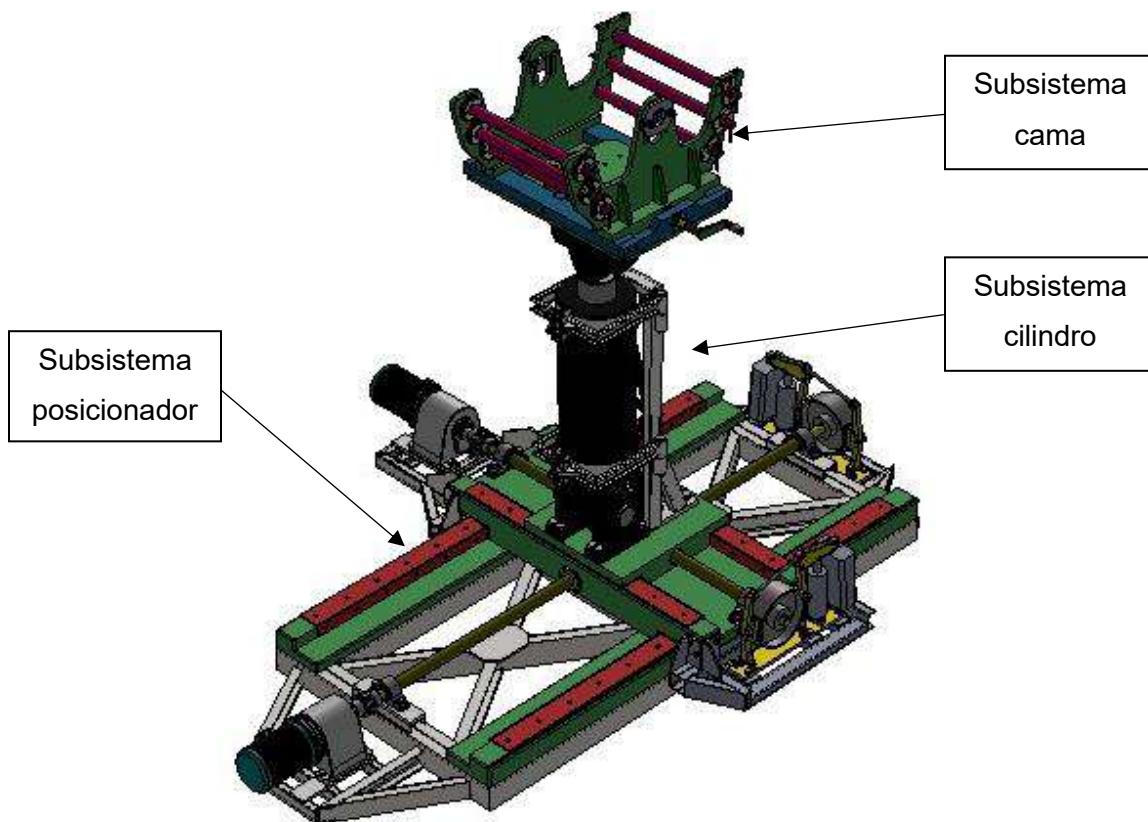


Figura 4-1: Sistema generador de vibración junto con cada subsistema

Se procede a continuación a detallar cada subsistema.

Subsistema cilindro

Este subsistema es el encargado de imponer las vibraciones sobre la sembradora correspondientes a los efectos que provocaría el suelo sobre la misma.

Este subsistema es fundamental ya que a partir del mismo se realiza el dimensionamiento del banco.

Las características que debe tener el cilindro y los parámetros a considerar para su dimensionamiento y posterior elección son:

Carga a desplazar

Según relevamiento, la máquina sembradora del tipo tiro de punta más pesada en el mercado (considerando la tolva cargada de semillas), es el modelo “Pionera” de la marca “Crucianelli” siendo este de aproximadamente 15000 kg.

Por criterio de diseño se considera un factor de seguridad de carga igual a 1,5. Por lo tanto, el peso total de la carga a desplazar es:

$$Carga = 15000 [kg] * 1,5 = 22500 [kg]$$

El mismo se distribuye entre los cuatro cilindros, por lo tanto, la carga que debe mover cada uno de ellos es:

$$Carga\ a\ desplazar = \frac{22500 [kg]}{4} = 5625 [kg]$$

Carrera y tiempo de avance

Como se demostró anteriormente, el desplazamiento y el tiempo necesario para replicar las aceleraciones obtenidas en el diagrama PSD son de:

$$Carrera = C = 370 [mm]$$

$$Tiempo\ de\ acción = T = 0.334 [s]$$

Presión y rendimiento

Para realizar el dimensionamiento de todos los componentes hidráulicos se parte de una **presión preliminar**, la cual, luego de investigar sobre presiones de equipos hidráulicos similares, se establece igual a:

$$P = 200 \text{ [bar]} = 2 * 10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

El **rendimiento hidráulico** suele situarse entre 0,8 y 0,9, se toma:

$$\eta = 0.85$$

Fuerza total

La fuerza total que deberá realizar el cilindro será igual a la carga a desplazar, afectada por el rendimiento hidráulico, multiplicada por la aceleración la cual es la que se alcanza al recorrer una amplitud igual a la mitad de la carrera del cilindro en el tiempo de acción calculado anteriormente:

- $\text{Amplitud} = Am = \frac{C}{2} = \frac{370 \text{ [mm]}}{2} = 185 \text{ [mm]} = 0.185 \text{ [m]}$

- $\text{Aceleración} = a = \frac{Am}{T^2} = \frac{0.185 \text{ [m]}}{(334 \text{ [s]})^2} = 166.5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$

$$\text{Fuerza total} = F = \frac{m * a}{\eta} = \frac{5625 \text{ [kg]} * 166.5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]}{0.85}$$

$$F = 1101838,235 \text{ [N]}$$

Diámetro del cilindro

Habiendo calculado la fuerza a desplazar y considerando la presión elegida, el diámetro del cilindro se obtiene analíticamente a partir del área necesaria para poder ejercer dicha presión con la fuerza calculada:

$$\text{Área del cilindro} = A = \frac{F}{P} = \frac{1101838,235 \text{ [N]}}{2 * 10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} = 0,053 \text{ [m}^2\text{]}$$

Por lo tanto, el diámetro del cilindro D, es:

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{A * \frac{4}{\pi}} = \sqrt{0,053 [m^2] * \frac{4}{\pi}}$$

$$\text{Diámetro del cilindro} = D = 0.26 [m] = 10.25 [pulg]$$

Elección del cilindro hidráulico

Luego de investigar distintas marcas de actuadores hidráulicos se elige la marca “Moog” dado que la misma ofrece paquetes de cilindros adaptados con servoválvulas con las prestaciones buscadas, como el modelo que se presenta a continuación el cual es un servoactuador electrohidráulico de prueba estructural:

Modelo seleccionado: **CO86A38**.

Información técnica en el Anexo B: Selección de componentes normalizados **Figura B-1**.

Verificación por pandeo

Para asegurar que el cilindro es capaz de soportar la carga conservando su estabilidad se realiza el cálculo por pandeo mediante la expresión de Euler, la cual dice que la expresión de la fuerza por pandeo es:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \quad (1)$$

En donde:

- F_p es la fuerza en $[N]$ en la que se produce el pandeo.
- E es el módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en este caso se trata de un acero al carbono por lo tanto $E = 2,1 * 10^{11} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
- I es el momento de inercia en $[m^2]$ el cual, en secciones transversales circulares es $I = \frac{\pi * D^4}{64}$ (2) siendo D el diámetro del vástago en $[m]$.
- L_p es la longitud crítica. Esta depende del tipo de fijación del cilindro y sale por Tabla 4-1, del libro Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos, (Almandoz Berrondo, 2007), tal como se indica en la **Figura A-1** del Anexo A: Selección de parámetros por tablas. En este caso $L_p = 2 * L = 2 * 0.37[m] = 0.74 [m]$

Para que la fuerza F que realice el vástago no produzca el pandeo, la misma debe ser menor a F_p . Se considera que la misma debe ser igual a: $F = \frac{F_p}{3.5}$, por lo tanto, la fuerza con la cual se produce el pandeo es:

$$F_p = F * 3.5 = 1101838,235 \text{ [N]} * 3.5 = 3856433,824 \text{ [N]}$$

Despejando (1):

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{F_p * L_p^2}{\pi^2 * E} = \frac{3856433,824 \text{ [N]} * (0.74[m])^2}{\pi^2 * 2,1 * 10^{11} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} = 1,02 * 10^{-6} \text{ [N]}$$

Despejando (2):

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{I * 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{1,02 * 10^{-6}[\text{N}] * 64}{\pi}}$$

$$D = 0,0675 \text{ [m]} = 67.5 \text{ [mm]}$$

Se observa que el diámetro del vástago elegido es casi 4 veces mayor al diámetro calculado, por lo tanto, el **cilindro elegido verifica al pandeo**.

Por cuestiones de seguridad adicional, se diseña un soporte para mejorar su sujeción y asegurar un correcto posicionamiento del cilindro durante el ensayo.

Subsistema cama

La cama es la parte del banco en donde se posiciona cada rueda de la sembradora. Se ubica por encima de cada cilindro y tiene la función principal de ser soporte para la máquina. La misma debe ser capaz de soportar la fuerza que ejerce el sistema de lanza de tiro el cual representa la fuerza ejercida por el implemento traccionador de la máquina sobre la barra de tiro. En la **Figura 4-2** se observa este subsistema.

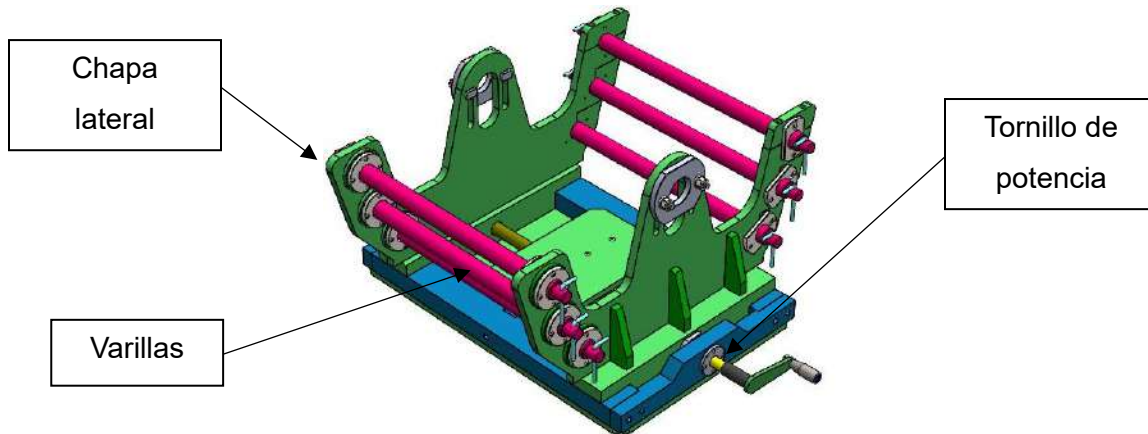


Figura 4-2: Subsistema cama

Esta fuerza es la correspondiente a la generada por la barra de tiro multiplicada por un factor de seguridad por impacto y distribuidas entre cada cama y a su vez, entre cada varilla.

Cada cama estará compuesta por 3 varillas traseras las cuales son removibles permitiendo el montaje de la sembradora y 3 varillas delanteras las cuales cumplen la función de soportar y detener a los neumáticos mientras la máquina es traccionada durante el ensayo. Se selecciona acero SAE 1045-Templado y Revenido como material de las mismas.

La carga sobre cada barra será entonces:

$$F = F_{tiro} * \frac{k}{3 * 4} = 7428.6 * \frac{2}{12} = 1238,10 \text{ kgf}$$

Diámetro de la varilla

Todas las varillas tendrán las mismas dimensiones. Para calcular su diámetro se procede de dos maneras, según cómo se interprete la distribución de las fuerzas sobre las mismas:

Carga concentrada:

Se considera a la fuerza aplicada sobre la mitad del largo de la varilla.

- Cálculo por Corte | Carga concentrada:

La reacción sobre cada punto de apoyo es:

$$R = \frac{F}{2} = \frac{1238,10 \text{ [kgf]}}{2} = 619,05 \text{ [kgf]} = 6066,69 \text{ [N]}$$

Considerando esta fuerza, un factor de seguridad adicional, FOS=2.5 y la tensión de corte sobre esa sección, $\tau = 247,8 \text{ MPa}$ (estimada como el 40% de la tensión de fluencia del material, σ_f), el área se calcula como:

$$A = \frac{R * FOS}{\tau} = \frac{126066,69 \text{ [N]} * 2.5}{247800000 \text{ [Pa]}} = 0,00006 \text{ [m}^2\text{]}$$

Al tratarse de una varilla circular, se despeja el diámetro directamente:

$$D = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \frac{0,00006 \text{ [m}^2\text{]} * 4}{\pi} = 0,0088 \text{ [m]}$$

Se calcula el momento resistente al corte, considerando este diámetro:

$$W_c = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 0,0088 \text{ [m]}^3}{32} = 6,75 * 10^{-8}$$

- Cálculo por Flexión | Carga concentrada:

El momento flector máximo es:

$$M_{fc} = R * \frac{l}{2} = 6066,69 \text{ [N]} * \frac{0,75 \text{ [m]}}{2} = 2275,01 \text{ [Nm]}$$

Considerando la fluencia del material seleccionado, σ_f y el FOS establecido, se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \frac{M_f * FOS}{W_{fc}} \rightarrow W_{fc} = \frac{M_{fc} * FOS}{\sigma_f} = \frac{2275,01 \text{ [Nm]} * 2.5}{413000000 \text{ [Pa]}} \\ &= 1,38 * 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \end{aligned}$$

Siendo W_f el momento resistente, al tratarse de una sección circular, se despeja el diámetro de la siguiente manera:

$$W_{fc} = \frac{\pi * D^3}{32} \rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{W_{fc} * 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{1,38 * 10^{-5} [m^3] * 32}{\pi}}$$

$$D = 0,0520 [m]$$

Carga repartida

Se considera a la fuerza distribuida sobre todo el largo de la varilla.

Esta fuerza, w , será igual a la fuerza aplicada sobre cada varilla entre la longitud de estas:

$$w = \frac{F}{l} = \frac{238,10 [kgf]}{0,75 [m]} = 1650,80 \left[\frac{kgf}{m} \right] = 16177,84 \left[\frac{N}{m} \right]$$

- Cálculo por Corte | Carga repartida:

Se procede de la misma manera que en el cálculo anterior.

La reacción sobre cada punto de apoyo es:

$$R = \frac{w * l}{2} = \frac{1650,80 \left[\frac{N}{m} \right] * 0,75 [m]}{2} = 619,05 [kgf] = 6066,69 [N]$$

Considerando esta fuerza, el factor de seguridad, FOS y la tensión de corte sobre esa sección, el área se calcula como:

$$A = \frac{R * FOS}{\tau} = \frac{126066,69 [N] * 2,5}{247800000 [Pa]} = 0,00006 [m^2]$$

Al tratarse de una varilla circular, se despeja el diámetro directamente:

$$D = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \frac{0,00006 [m^2] * 4}{\pi} = 0,0088 [m]$$

Se calcula el momento resistente al corte, considerando este diámetro:

$$W_{cR} = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 0,0088 [m]^3}{32} = 6,75 * 10^{-8}$$

- Cálculo por Flexión | Carga repartida:

El momento flector máximo es:

$$M_{f_R} = w * \frac{l^2}{8} = 16177,84 \left[\frac{N}{m} \right] * \frac{(0.75[m])^2}{8} = 1137,50 \text{ [Nm]}$$

Al igual que en el cálculo anterior, considerando la fluencia del material seleccionado, σ_f y el FOS establecido, se tiene:

$$\sigma_f = \frac{M_{f_R} * FOS}{W_{f_R}} \rightarrow W_{f_R} = \frac{M_{f_R} * FOS}{\sigma_f} = \frac{1137,50 \text{ [Nm]} * 2.5}{413000000 \text{ [Pa]}}$$

$$= 6,89 * 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$$

Siendo W_f el momento resistente, al tratarse de una sección circular, se despeja el diámetro de la siguiente manera:

$$W_{f_R} = \frac{\pi * D^3}{32} \rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{W_{f_R} * 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6,89 * 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]} * 32}{\pi}}$$

$$D = 0,0412 \text{ [m]}$$

Dado que la peor condición de carga se da considerando a la carga concentrada sometiendo a la varilla a flexión, se toma este diámetro para el diseño de la misma:

Diámetro mínimo de la varilla, $d = 52 \text{ [mm]}$

Espesor de la chapa lateral

La chapa lateral es la parte de la cama que sujeta la rueda de la sembradora. La misma está afectada por la reacción de la fuerza ejercida sobre las varillas, por lo tanto, su espesor mínimo debe ser tal que soporte dicha fuerza.

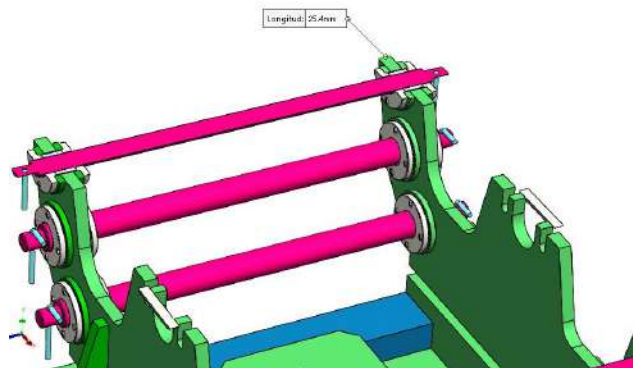


Figura 4-3: Espesor de chapa calculado

El material elegido para estas es acero SAE 1020, cuya tensión de fluencia, σ_f , es de 240 Mpa y el ancho predefinido es de 150 mm.

Considerando la tensión admisible de corte como el 40% de la tensión de fluencia sobre el FOS ya mencionado y siendo esta igual a la reacción Q sobre el área afectada A (calculada como el espesor predefinido menos el área correspondiente al espacio generado por el diámetro de la varilla calculada anteriormente) se tiene:

$$\tau_{adm} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{t * b - t * d} = \frac{Q}{t * (b - d)}$$

Despejando el espesor t:

$$t = \frac{Q}{\tau_{adm} * (b - d)} = \frac{6066,69 \text{ [N]}}{5,76 * 10^7 \text{ [Pa]} * (150000 - 52000) \text{ [m]}} = 0,00107 \text{ [m]} \\ = \mathbf{1,0743 \text{ [mm]}}$$

Si bien el espesor requerido para soportar la carga en cuestión debe ser mayor a 2 mm, se considera también que sobre esta chapa se integrarán los bujes de deslizamiento más ciertos suplementos por lo que se decide elegir un espesor comercial considerablemente mayor.

Espesor de la chapa lateral, $t = 25.4 \text{ [mm]}$

Tornillo de potencia

Para que la cama sea lo más versátil posible se diseña de manera tal que todos los tipos de rodados del mercado puedan posicionarse sobre la misma, para esto se consideran los rodados mínimos y máximos relevados. Las posiciones intermedias se alcanzan gracias al tornillo cuya finalidad es acercar u alejar ambas chapas laterales, en forma simultánea, cambiando su movimiento angular a movimiento lineal.

En la **Figura 4-4** se observa la cama en sus dimensiones máximas y mínimas:

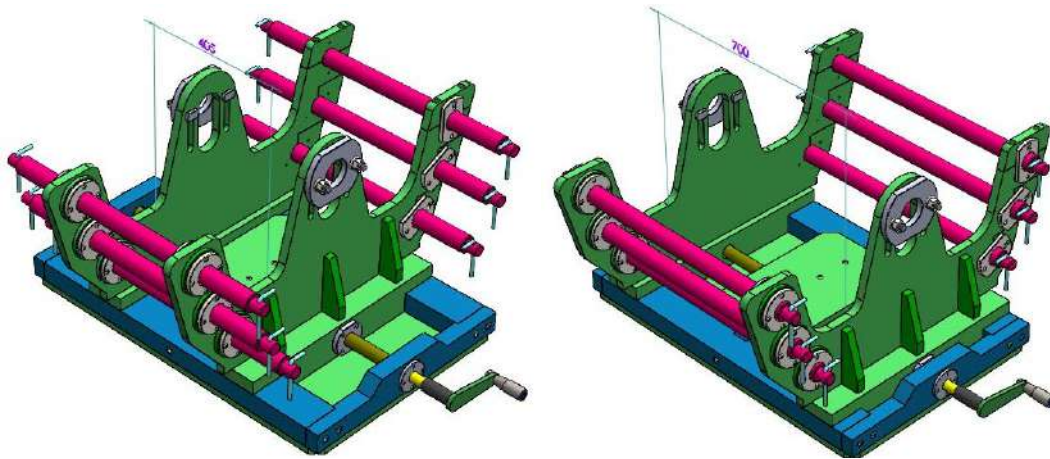


Figura 4-4: Variabilidad de agarre gracias al tornillo de potencia

Dado que se sabrá de antemano el tamaño del rodado, por lo tanto, la distancia respectiva de la cama, se realizan los cálculos del tornillo suponiendo que el alejamiento u acercamiento de las paredes laterales se realizará sin carga, es decir, sin el peso de la máquina.

Por lo tanto, la fuerza a realizar debe ser aquella que supere al peso de la totalidad de los componentes de la cama. Por cuestiones de criterio de diseño se considera un factor que duplique este peso.

La fuerza de cierre por lado es entonces:

$$F_C = P_t * f = 144.5 \text{ kgf} * 2 = 289 \text{ [kgf]}$$

Se procede a continuación a obtener el diámetro del tornillo y detallar el proceso utilizado ya que será el mismo para los demás tornillos de potencia utilizados.

El material elegido es un acero SAE 1045 cuya tensión de fluencia, σ_f es 413 Mpa y, estableciendo un FOS igual a 4 (conservador), obtenemos las tensiones admisibles en tensión y en corte de la siguiente manera:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{FOS} = \frac{413 \text{ [Mpa]}}{4} = 103,25 \text{ [Mpa]}$$

$$\tau_{adm} = 40 \% \text{ de } \sigma_{adm} = 0.6 * 103,25 \text{ [Mpa]} = 61,95 \text{ [Mpa]}$$

Se calcula entonces las áreas necesarias para soportar estas tensiones:

- Área para la carga a tracción, A_t :

$$A_t = \frac{F_c}{\sigma_{adm}} = \frac{289 \text{ [kgf]}}{103,25 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 0,000027 \text{ [m}^2\text{]} = \mathbf{0,04 \text{ [pulg]}}$$

- Área para la carga al corte, A_s :

$$A_s = \frac{F_c}{\tau_{adm}} = \frac{289 \text{ [kgf]}}{61,95 * 10^6 \text{ [Pa]}} = 0,000046 \text{ [m}^2\text{]} = \mathbf{0,07 \text{ [pulg]}}$$

Considerando estos valores, se buscan los diámetros preferidos para roscas Acme, según Tabla 17-1 del libro Diseño de Elementos de Máquinas (Mott, 2006) obteniendo las características de la rosca mostradas en la **Figura 4-5**.

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg, n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ²
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180

Figura 4-5: Selección de diámetros para rosca ACME. (Mott, 2006)

Se define también:

- Coefficiente de fricción para pares roscados, $f_p=0.15$. Para acero seco (**Figura A-2** del Anexo A: Selección de parámetros por tablas)
- Largo de avance, l : 0.1 [pulg]. Al tratarse de una rosca simple, es igual al paso.
- Semiángulo ángulo de filete, α : 14,5°. Ángulo según rosca Acme.
- Alto filete, b : 0,0703 [pulg]. Diferencia entre el diámetro mayor y menor obtenido de tabla de la **Figura 4-5** mencionada anteriormente.
- Ángulo de avance de la rosca, λ : 4,23°. Siendo $\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi * d_m} \right)$

- Diámetro del collarín, dc: 1,25 pulg. Se selecciona un cojinete de este diámetro para soportar efecto de la componente axial de la carga.
- Coeficiente de fricción del collarín, fc: 0.17. Selección en **Figura A-3** del Anexo A: Selección de parámetros por tablas.

Ya establecidos todos los parámetros del tornillo, rosca y collarín se procede a calcular los torques necesarios para mover el tornillo y los esfuerzos que generan sobre el mismo.

Torque necesario para mover el tornillo, Tr1:

$$Tr_1 = \frac{F_c * d_m}{2} * \left(\frac{l + \pi * f_p * d_m \sec \alpha}{\pi * d_m - f_p * l * \sec \alpha} \right)$$

$$Tr_1 = \frac{2832,20 [N] * 10,9372 [mm]}{2} * \left(\frac{2,54 [mm] + \pi * 0.15 * 10,9372 [mm] * \sec 14,5^\circ}{\pi * 10,9372 [mm] - 0.15 * 2,54 [mm] * \sec 14,5^\circ} \right)$$

$$Tr_1 = 3585,66 [Nmm]$$

Toque necesario para el collarín, Tr2:

$$Tr_2 = \frac{F_c * d_c * f_c}{2} = \frac{2832,20 [N] * 31.75 [mm] * 0.17}{2}$$

$$Tr_2 = 7643,40 [Nmm]$$

Torque necesario total, Tr:

$$Tr = Tr_1 + Tr_2 = Tr_1 = 3585,66 [Nmm] + 7643,40 [Nmm]$$

$$Tr = 11229,06 [Nmm]$$

Se procede a continuación a calcular los esfuerzos nominales sobre el tornillo.

Tensión de corte en el cuerpo del tornillo, τ :

$$\tau = \frac{16 * T_r}{\pi * d_r^3} = \frac{16 * 11229,06 [Nmm]}{\pi * (9.13 [mm])^3}$$

$$\tau = 75,18 [MPa]$$

Tensión de tracción en el cuerpo tornillo, σ :

$$\sigma = -\frac{F_c}{A} = -\frac{4 * F_c}{\pi * d_r^2} = -\frac{4 * 2832,20 [N]}{\pi * (9.13 [mm])^2}$$

$$\sigma = -43,27 [MPa]$$

Tensión en el apoyo de la rosca, σ_B :

$$\sigma_B = -\frac{2 * 0.38 * F_c}{\pi * d_m * n_t * p} = -\frac{2 * 0.38 * 2832,20 [N]}{\pi * 10,9372 [mm] * 1 * 2,54 [mm]}$$

Siendo n_t el número de roscas en contacto. Se considera igual a 1 para obtener el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca.

$$\sigma_B = -24,66 [MPa]$$

Tensión de flexión en la raíz de la rosca, σ_b :

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * F_c}{\pi * d_r * n_t * p} = \frac{6 * 0.38 * 2832,20 [N]}{\pi * 9.13 [mm] * 1 * 2,54 [mm]}$$

$$\sigma_b = 88,65 [MPa]$$

Tensión principal, σ' :

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} * [(\sigma_b)^2 + (-\sigma)^2 + (\sigma - \sigma_b)^2 + 6 * (\tau^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} * [88.65^2 + (-43,27)^2 + (-43,27 - 88,65)^2 + 6 * 75.18^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 174,70 [MPa]$$

Como se puede observar, las tensiones principales generadas en el área elegida son mayores que la tensión admisible del material seleccionado:

$$\sigma' = 174,70 [MPa] > \sigma_{adm} = 103,25 [Mpa]$$

Por lo tanto, se procede a elegir el área inmediatamente superior de la Tabla 17-1 del libro Diseño de Elementos de Máquinas (Mott, 2006) (ver **Figura A-4**, del Anexo A: Selección de parámetros por tablas) y se realiza el mismo procedimiento y se itera hasta encontrar

un diámetro tal que las tensiones principales no superen a la tensión admisible del material.

Luego de varias iteraciones se encuentran valores aceptables eligiendo los parámetros, mostrados en la **Tabla 4-1**:

Tabla 4-1: Definición de parámetros para el cálculo del tornillo de potencia

CÁLCULO TORNILLO POTENCIA - DEFINICIÓN DE DATOS				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Coeficiente de fricción	f_p	0,15		<i>Tabla por materiales - 8.6 - Shigley</i>
Fuerza axial de cierre	F_c	289	Kg	
		2832,2	N	
Paso	p	0,25	"	<i>Según tabla 17,1 - Mott</i>
		6,35	mm	
Diámetro mayor nominal	d	1,5	"	<i>Según tabla 17,1 - Mott</i>
		38,1	mm	
Largo de avance	l	0,25	"	<i>Igual al paso en rosca simple</i>
		6,35	mm	
Semiángulo ángulo de filete	α	14,5	°	<i>Según rosca Acme</i>
Diámetro mínimo de paso	d_m	1,3429	"	<i>Según tabla 17,1 - MOT</i>
		34,1097	mm	
Alto filete	b	0,1518	"	<i>Diferencia de diámetros obtenidos por tabla</i>
		3,8545	mm	
Ángulo de avance de la rosca	λ	3,39	°	<i>$l/(\pi \cdot d_m) = \tan \lambda$ Fórmula 8-3 - Shigley</i>
Diámetro raíz (Diámetro menor)	d_r	1,1965	"	<i>Según tabla 17,1 - Mott</i>
		30,39	mm	
Diámetro collarín	d_c	2,16	"	<i>Diámetro rodamiento a seleccionar</i>
		54,86	mm	
Coeficiente de fricción collarín	f_c	0,17		<i>Tabla 8.6 - Shigley</i>

Se realiza el mismo procedimiento mostrado anteriormente obteniendo los siguientes valores directamente desde la hoja de cálculo utilizada, en la **Tabla 4-2**:

Tabla 4-2: Torques y tensiones

CÁLCULO TORNILLO POTENCIA - ANÁLISIS DE TORQUES Y VERIFICACIÓN DE TENSIONES				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Torque necesario rosca	Tr1	10441,97	Nmm	$Tr1=(1/2)*F_c*dm*((l+\pi*fp*dm*seca)/(\pi*dm-fp*l*seca))$
Torque necesario collarín	Tr2	13207,79	Nmm	$Tc=F_c*fc*dc/2$
Torque necesario total	Tr	23649,76	Nmm	$Tr=Tr1+Tr2$
		23,65	Nm	
Tensión de corte cuerpo tornillo	τ	4290990,96	N/m2	$\tau=16*Tr/\pi*dr^3$
		4,29	Mpa	
Eficiencia	e	12,1	%	$F_c*l/2*\pi*Tr$
Tensión tracción cuerpo tornillo	σ	-3904282,17	N/m2	$-4*F_c/\pi dr^2$
		-3,9	Mpa	
Tensión en apoyo-rosca	σ_B	-3163271,89	N/m2	$-2*0,38*F_c/\pi*dm*nt*p, nt=1$
		-3,16	Mpa	
Tensión de flexión en raíz rosca	σ_b	10650959,86	N/m2	$6*0,38*F_c/\pi*dr*p*nt, nt=1$
		10,65	Mpa	
Tensión principal	σ'	15,02	Mpa	<i>Ecuación 5,14 Sección 5,5 - Shigley</i>

Para el nuevo diámetro elegido las tensiones principales son mucho menores que la admisible:

$$\sigma' = 15.02 \text{ [MPa]} \ll \sigma_{adm} = 103,25 \text{ [Mpa]}$$

Por lo tanto, se consideran este diámetro del tornillo y los demás parámetros de la rosca anteriormente mostrados para el diseño y dimensionamiento del tornillo de potencia.

Subsistema posicionador

El posicionador es el mecanismo diseñado para darle versatilidad al banco permitiendo modificar sus dimensiones para que el mismo se adapte a todas las máquinas sembradoras relevadas del mercado actual.

Este sistema consta de dos bancadas de fundición. La inferior permite un movimiento longitudinal, mientras que la superior realiza movimientos transversales.

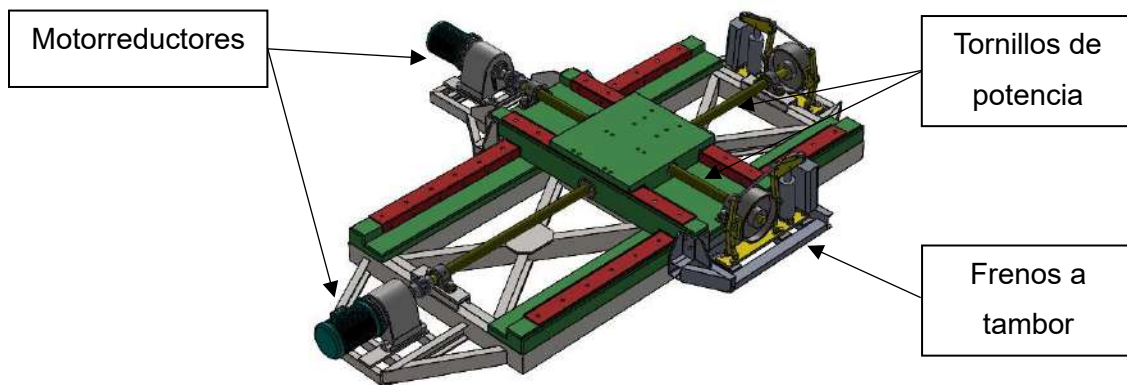


Figura 4-6: Sistema posicionador

Cada bancada desliza sobre colizas de acero SAE 1040 Templado y Revenido, impulsadas por motorreductores que hacen girar a los respectivos tornillos de potencia los cuales, a su vez, poseen un freno de tambor el cual cumple la función de, una vez alcanzada la distancia deseada, mantener fijo al dispositivo durante el tiempo de ensayo.

Las distancias que recorrerán cada una de estas bancadas se obtienen del relevamiento realizado como la diferencia entre las máquinas sembradoras de mayores dimensiones y las de menores.

Del relevamiento se obtiene que los modelos de mayores dimensiones longitudinales son

- Marca: SUPER WALTER. Modelo: W630. Largo total: 10,85 m
- Marca: AGROMETAL. Modelo: MX MAX. Largo total: 7 m

Por lo tanto, la distancia longitudinal total es:

$$\Delta d = 10850 [mm] - 7000 [mm] = 3850 [mm]$$

Dado que la variación de esta distancia está dada por los posicionadores delanteros y traseros del banco, cada uno de ellos deberá moverse una longitud igual a la mitad de la distancia longitudinal total.

Por lo tanto, el desplazamiento total longitudinal, x es:

$$x = \frac{\Delta d}{2} = \frac{3850 [mm]}{2} = 1925 [mm]$$

De igual manera, la bancada superior deberá recorrer una distancia igual a la diferencia entre las dimensiones de los modelos de máquinas sembradoras de mayor y menor longitud transversal entre ejes:

- Marca: CRUCIANELLI. Modelo: PIONERA. Largo total: 4.05 m
- Marca: TANZI. Modelo: 6750 CAJON LINEAL. Largo total: 2,4 m

Por lo tanto, la distancia transversal total es:

$$\Delta b = 4050 [mm] - 2400 [mm] = 1650 [mm]$$

Nuevamente esta distancia se alcanzará con los posicionadores izquierdos y derechos del banco por lo que el desplazamiento transversal por posicionador será igual a la mitad de la distancia transversal total.

Por lo tanto, el desplazamiento total transversal, y , es:

$$y = \frac{\Delta b}{2} = \frac{1650 [mm]}{2} = 825 [mm]$$

Tornillo de potencia

Cada posicionador posee dos tornillos de potencia. Se procede a calcular y dimensionar al tornillo inferior por tratarse del más exigido. Las características obtenidas se utilizarán para el tornillo superior.

Se procede de la misma manera que se realizó para el dimensionamiento del tornillo de potencia de la cama.

Para obtener la fuerza de desplazamiento se suman los pesos de todas las piezas que debe mover el posicionador, tal como se observa en la **Tabla 4-3**. No se considera el peso

de la máquina ya que las distancias del banco serán modificadas antes que la máquina se posicione sobre este.

Tabla 4-3: Pesos total del sistema

DATOS - CÁLCULO ACCIONAMIENTO				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Peso cama	-	500	kg	Dato de CAD
Peso cilindro Moog	-	843	kg	Dato proveedor
Peso accesorios	-	50	kg	Dato de CAD
Peso soporte cilindro	-	95	kg	Dato de CAD
Peso propio mecanismo	-	500	kg	Dato de CAD
Peso total	-	1988	kg	Suma
Factor de sobrecarga	fs	1,1	-	Sobrecarga 10%
Peso total ponderado	P	2186,8	kg	Suma total
		21430,64	N	

Se utiliza el mismo material y factor de seguridad que para el tornillo de la cama. Por lo tanto, se obtienen los siguientes valores de tensiones, mostrados en la **Tabla 4-4**.

Tabla 4-4: Cálculo de áreas

CÁLCULO TORNILLO POTENCIA - CÁLCULO DE ÁREA EN FUNCIÓN DE CARGA				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Tensión de fluencia	σ_f	413	Mpa	SAE 1045
Factor seguridad	FOS	4		
Tensión admisible en tensión	σ_{adm}	103,25	Mpa	$\sigma_{adm} = \sigma_f / FOS$
Tensión admisible en corte	τ_{adm}	61,95	Mpa	$\tau_{adm} = 40\% \text{ de } \sigma_{adm}$

Las áreas correspondientes para soportar estas tensiones se muestran en la **Tabla 4-5**:

Tabla 4-5: Áreas calculadas según las tensiones involucradas

Área necesaria - carga a tracción	At	0,000208	m2	$At = F / \sigma_{adm}$
		0,32171969	inch2	
Área necesaria - carga a corte	As	0,000346	m2	$As = F / \tau_{adm}$
		0,53619949	inch2	

Con estos valores se eligen los diámetros preferidos para roscas Acme, se eligen los parámetros de la rosca, según **Figura 4-5**, se calculan los esfuerzos y tensiones principales y se analizan los resultados.

Al igual que en el proceso anterior, se itera hasta encontrar un diámetro tal que las tensiones principales sean mucho menores que las tensiones admisibles del material seleccionado.

Se muestra a continuación los valores obtenidos y a utilizar en el diseño del tornillo:

Áreas elegidas:

Área carga a tracción	At	0,5175	inch2	Elección tabla 17,1 - Mott
Área carga a corte	As	1,493	inch2	Elección tabla 17,1 - Mott

Se muestra en la **Tabla 4-6**, los parámetros seleccionados en función de dichas áreas:

Tabla 4-6: Definición de datos para el tornillo de potencia

CÁLCULO TORNILLO POTENCIA - DEFINICIÓN DE DATOS				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Coeficiente de fricción	<i>f_p</i>	0,15		Tabla por materiales - 8.6 - Shigley
Fuerza axial de cierre	P	2186,8	Kg	
		21430,64	N	
Paso	p	0,33	"	Según tabla 17,1 - Mott
		8,382	mm	
Diámetro mayor nominal	d	2,5	"	Según tabla 17,1 - Mott
		63,5	mm	
Largo de avance	l	0,33	"	Igual al paso en rosca simple
		8,382	mm	
Semiángulo ángulo de filete	α	14,5	°	Según rosca Acme
Diámetro mínimo de paso	dm	2,335	"	Según tabla 17,1 - MOT
		59,309	mm	
Alto filete	b	0,1575	"	Diferencia de diámetros obtenidos por tabla
		4	mm	
Ángulo de avance de la rosca	λ	2,58	°	$l/(\pi \cdot dm) = \tan \lambda$ Fórmula 8-3 - Shigley
Diámetro raíz (Diámetro menor)	dr	2,19		Según tabla 17,1 - Mott
		55,5		
Diámetro collarín	dc	3	"	Diámetro rodamiento a seleccionar
		76,2	mm	
Coeficiente de fricción collarín	f_c	0,15		Tabla 8.6 - Shigley

Y el correspondiente cálculo de esfuerzos y análisis de tensiones en la **Tabla 4-7**:

Tabla 4-7: Cálculo de torques y verificación de tensiones

CÁLCULO TORNILLO POTENCIA - ANÁLISIS DE TORQUES Y VERIFICACIÓN DE TENSIONES				
Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Observaciones
Torque necesario rosca	Tr1	127944,56	Nmm	$Tr1=(1/2)*F_c*dm*((1+\pi*fp*dm*seca)/(\pi*dm-fp*I*seca))$
Torque necesario collarín	Tr2	122476,11	Nmm	$Tc=F_c*fc*dc/2$
Torque necesario total	Tr	250420,66	Nmm	$Tr=Tr1+Tr2$
		250,42	Nm	
Tensión de corte cuerpo tornillo	τ	7460386,4	N/m2	$\tau=16*Tr/\pi*dr^3$
		7,46	Mpa	
Eficiencia	e	11,4	%	$F_c*I/2*\pi*Tr$
Tensión tracción cuerpo tornillo	σ	-8858481,72	N/m2	$-4*F_c/\pi*dr^2$
		-8,86	Mpa	
Tensión en apoyo-rosca	σ_B	10428710,28	N/m2	$-2*0,38*F_c/\pi*dm*nt*p, nt=1$
		-10,43	Mpa	
Tensión de flexión en raíz rosca	σ_b	33433317,73	N/m2	$6*0,38*F_c/\pi*dr*p*nt, nt=1$
		33,43	Mpa	
Tensión principal	σ'	40,74	Mpa	Ecuación 5,14 Sección 5,5 - Shigley

Cálculos y selección del motorreductor

El elemento impulsor del tornillo de potencia para obtener movimiento lineal del posicionador será un motorreductor eléctrico.

Para su elección se definen ciertos parámetros de diseño y se siguen las recomendaciones que figuran en el catálogo del fabricante, eligiendo para este caso, la marca “Lentax”.

Parámetros elegidos y calculados:

- Carga máxima y el torque necesario. Calculados anteriormente.
- Velocidad lineal de movimiento, **v**. Se establece en **0.015 m/s**.
- Horas de trabajo diarias y total de arranques por hora.
- Montaje en posición horizontal. Unión entre motorreductor y eje del tornillo mediante acople rígido.
- Equipo con freno de seguridad auto bloqueante.
- La potencia de cálculo, N_a , está dada por el torque necesario y la velocidad angular la cual se obtiene mediante la velocidad lineal establecida entre el paso del tornillo:

$$N_a = Tr * v * \frac{1000}{p} * 2 * \pi = 250,42 \text{ [Nm]} * 0,015 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] * \frac{1000 \text{ [mm]}}{8,382 \text{ [mm]}} * 2 * \pi$$

$$N_a = 2,82 \text{ [KW]}$$

- La potencia de entrada, N_e , es la potencia de cálculo obtenida anteriormente afectada por el rendimiento teórico, e, del motorreductor, el cual depende del diseño y construcción de la caja modular del engrane y es definido por el fabricante como: e = 98.5 %.

$$N_e = \frac{N_a}{e} = \frac{2,82 \text{ [KW]}}{0.985} = 2.86 \text{ [KW]}$$

- La velocidad de salida, ω , del motorreductor está dada por la velocidad de movimiento lineal, v, requerida entre el paso del tornillo, p:

$$\omega = \frac{v}{p} * 1000 \text{ [mm]} * \frac{60 \text{ [s]}}{1 \text{ [min]}} = \frac{0,015 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}{8,382 \text{ [mm]}} * 1000 \text{ [mm]} * \frac{60 \text{ [s]}}{1 \text{ [min]}}$$

$$\omega = 107,37 \text{ [RPM]}$$

- La potencia de mando, N_m , se obtiene como la potencia de entrada, $N_e = 3.83$ HP, afectada por el factor de servicio, f_s , el cual se obtiene de la **Figura B-2** del

Anexo B: Selección de componentes normalizados, propuesta por el fabricante y considerando un uso de 8 horas de trabajo diarias:

$$Nm = Ne * fs = 3.83 \text{ [HP]} * 1.50$$

$$Nm = 5.75 \text{ [HP]}$$

Establecidos y calculados estos parámetros, se elige del catálogo mencionado, el modelo con la potencia de mando próxima superior a la calculada, siendo esta de 7.50 HP y con la velocidad de salida próxima superior a la obtenida anteriormente, siendo esta de 108 RPM.

Se verifica que la potencia de mando seleccionada es mayor a la potencia de entrada, por lo tanto, el modelo seleccionado es el correspondiente.

Selección del motorreductor

El modelo seleccionado es: **C3T2 – 7,50 – FRD – 108 – B3.**

Siendo:

- **C3T2:** Modelo de la caja reductora
- **7,5:** Caballos de fuerza del motor.
- **FRD:** Freno auto bloqueante del equipo.
- **108:** Velocidad de salida en RPM.
- **B3:** Montaje horizontal.

Las características técnicas necesarias para el diseño se especifican en las **Figura B-3, Figura B-4, Figura B-5 y Figura B-6** del Anexo B: Selección de componentes normalizados.

Selección del freno hidráulico

Obtenido el torque transmitido por el motorreductor, el freno debe ser capaz de soportar y absorber un 30% más del mismo, por lo tanto, el torque del freno es:

$$Tr_{freno} = Tr_{motr} * 1.3 = 483 \text{ [Nm]} * 1.3 = 628 \text{ [Nm]}$$

Con esto, se selecciona del catálogo de la marca Stromag un freno cuyo torque sea superior al calculado anteriormente, siendo este el modelo de freno: **SDB 315 TS 800/6.**

Las características técnicas se especifican en la **Figura B-7** del Anexo B: Selección de componentes normalizados.

Sistema estructura

Este sistema comprende la parte de la estructura esqueleto del banco y la parte de montaje de la maquina sobre el mismo.

Subsistema estructura

Está formada por perfilaría estándar HEB200 y HEB100 de material A572 GR50. Es soporte de todos los componentes del banco como así también de la sembradora a ensayar. Posee una rampa para permitir el montaje de la máquina como así también dos tapas extraíbles las cuales se utilizan para que las ruedas delanteras de la máquina puedan pasar por encima.

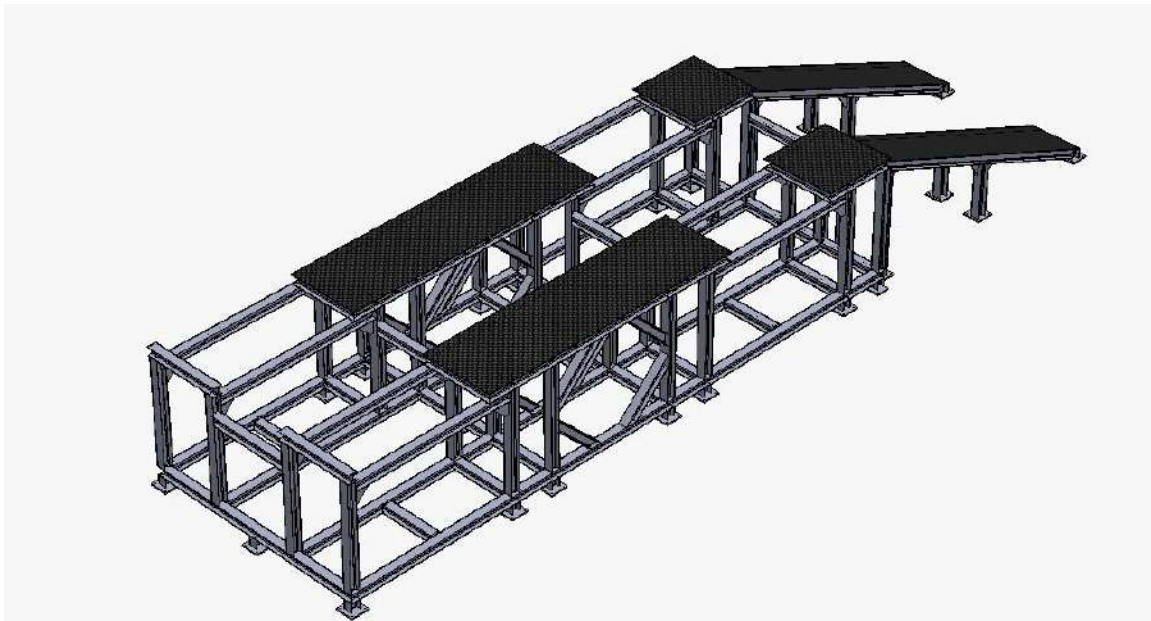


Figura 4-7: Subsistema estructura

Como se comentó la estructura debe ser capaz de soportar el peso de la máquina y el de los demás componentes, como así también los esfuerzos realizados por el propio ensayo del banco. A continuación, se analizan ambas situaciones.

Simulaciones

Se realizan dos tipos de estudios:

Estudio estático

El mismo muestra cómo se comporta la estructura con el estado de carga descrito anteriormente.

En la **Figura 4-8** se muestra el estado de carga del banco:

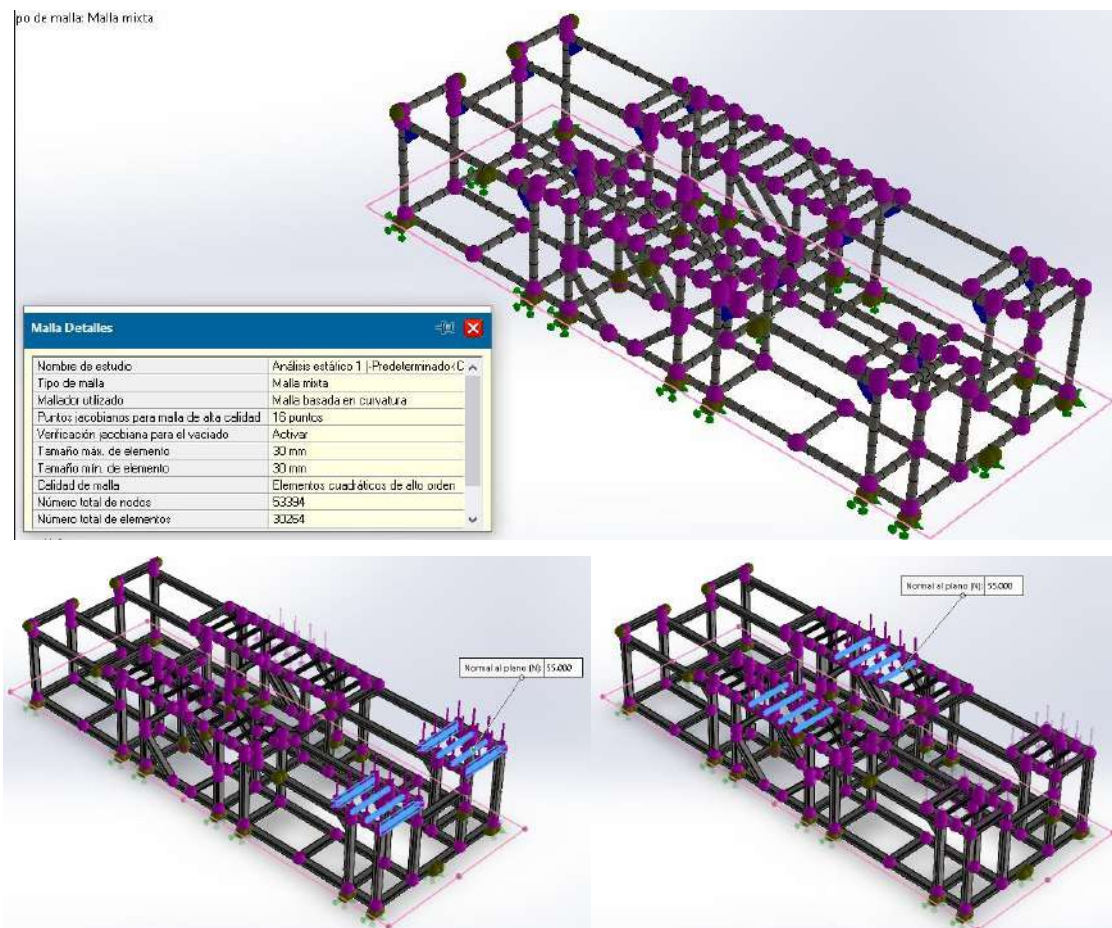


Figura 4-8: Estado de carga. Estudio estático

A continuación, se muestra el estudio de tensiones generadas en la estructura:

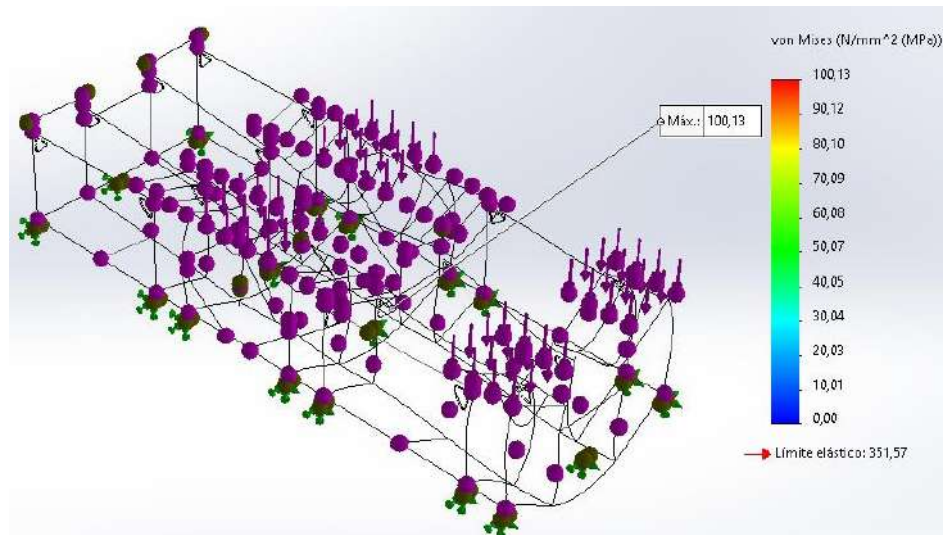


Figura 4-9: Tensiones Von Mises

En la **Figura 4-10** se muestra las deformaciones resultantes:

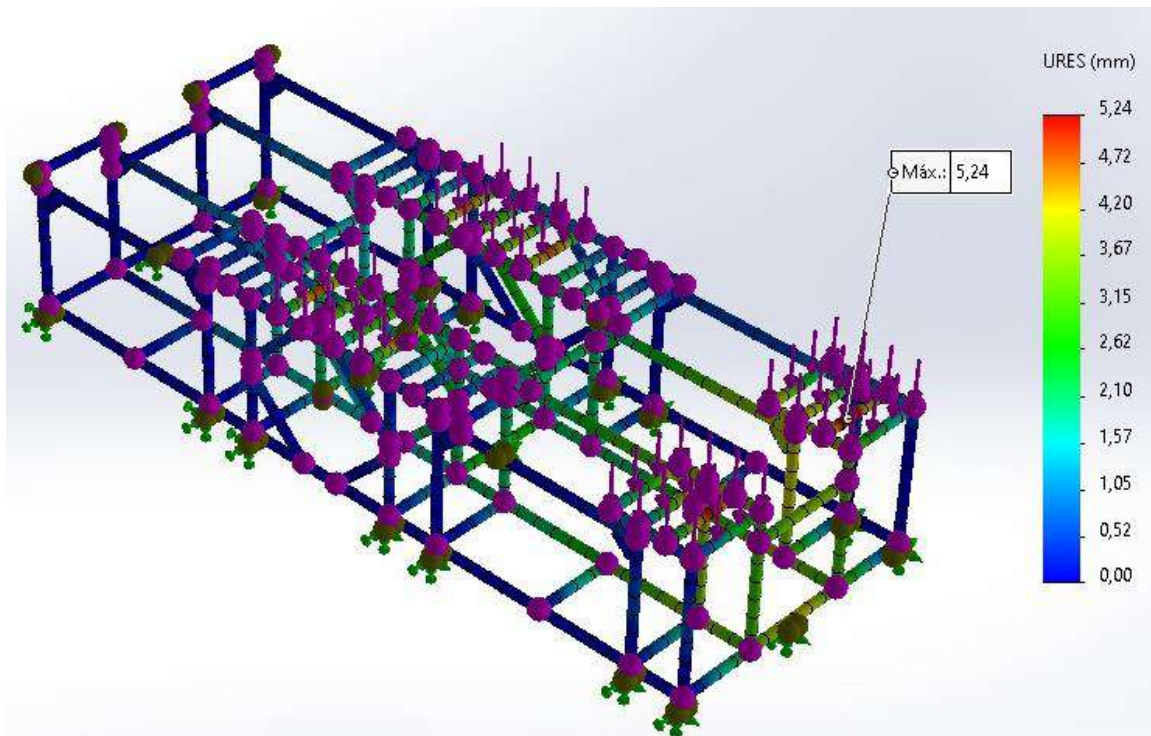


Figura 4-10: Deformaciones resultantes

En la **Figura 4-11** se muestra el campo de factores de seguridad:

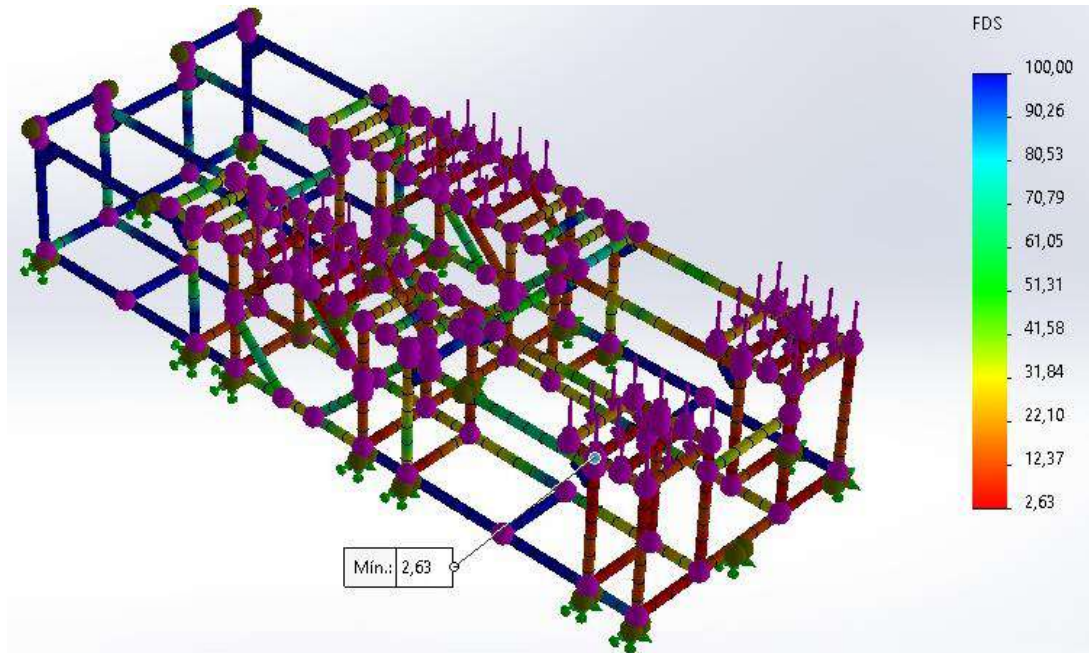


Figura 4-11: Campo de factores de seguridad

Se observa que el mínimo FOS es de 2,63 el cual es mayor al 2,5 utilizado en el diseño mecánico.

En la figura **Figura 4-12** se observa la tensión axial:

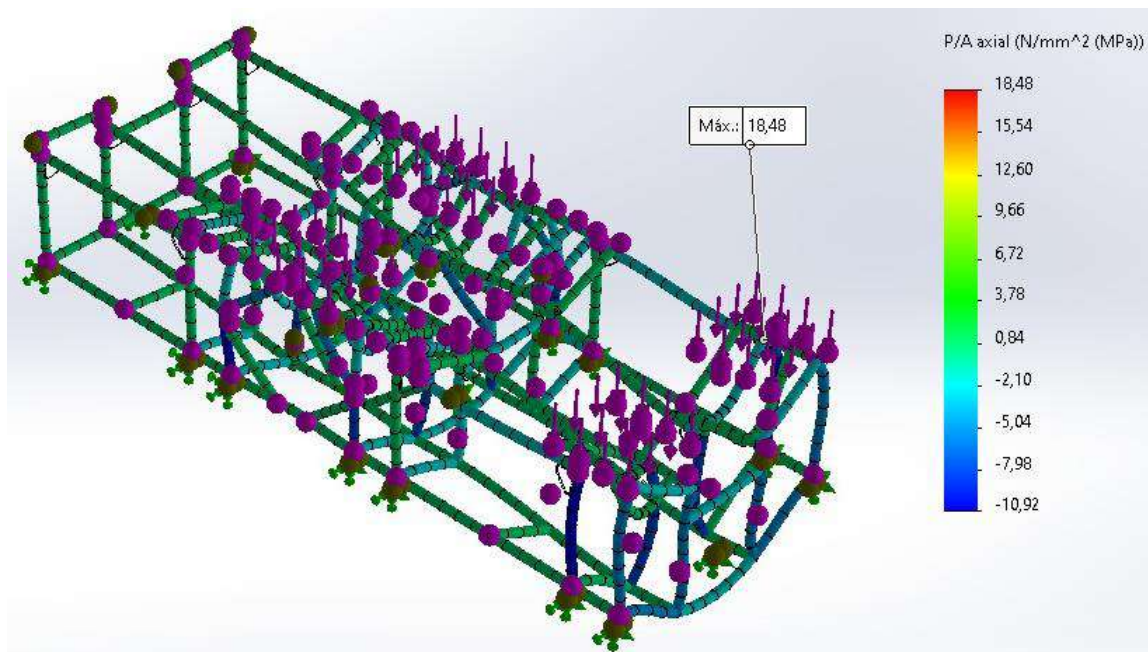


Figura 4-12: Tensión axial

En la figura **Figura 4-13** se observa el diagrama de tensión axial y la flexión:

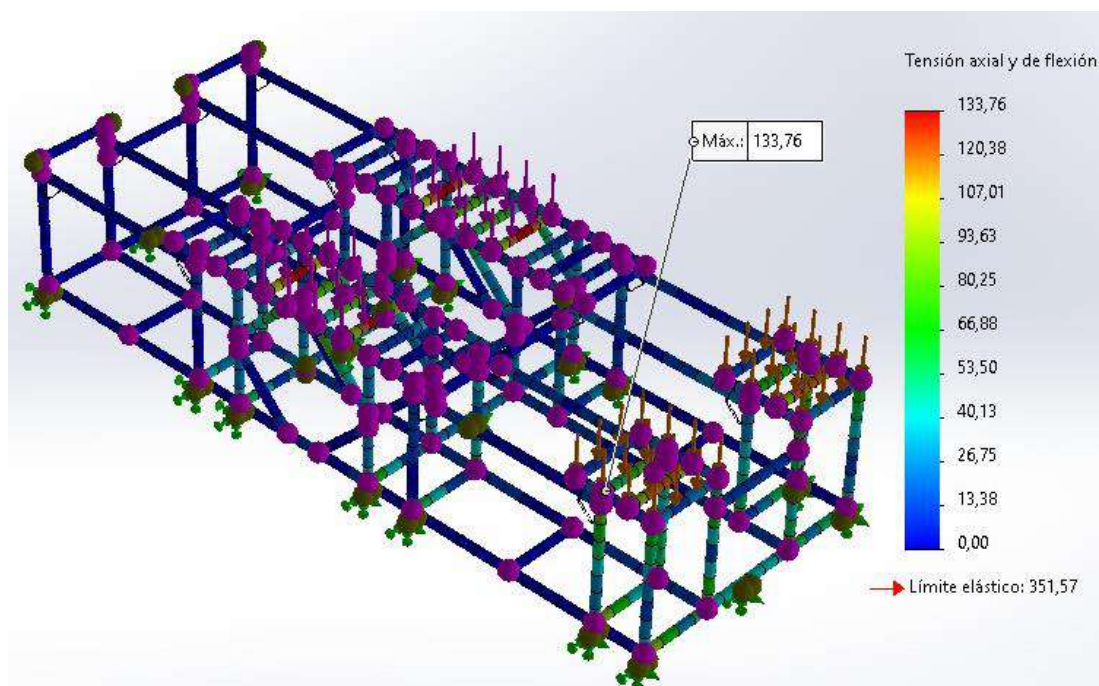


Figura 4-13: Tensión axial y flexión

Estudio dinámico

En este estudio se analiza el comportamiento de la estructura sometida a los esfuerzos vibracionales provocados por el mismo ensayo.

Se muestran a continuación las 5 primeras frecuencias fundamentales:

Nº de modo	Frecuencia(Rad/seg)	Frecuencia(Hertz)	Período(Segundos)
1	0,00055718	8,8677e-05	11.277
2	0,00086761	0,00013808	7.242
3	0,0023758	0,00037811	2.644,7
4	0,0034219	0,00054462	1.836,1
5	0,0043239	0,00068818	1.453,1

Figura 4-14: Tabla de frecuencias fundamentales

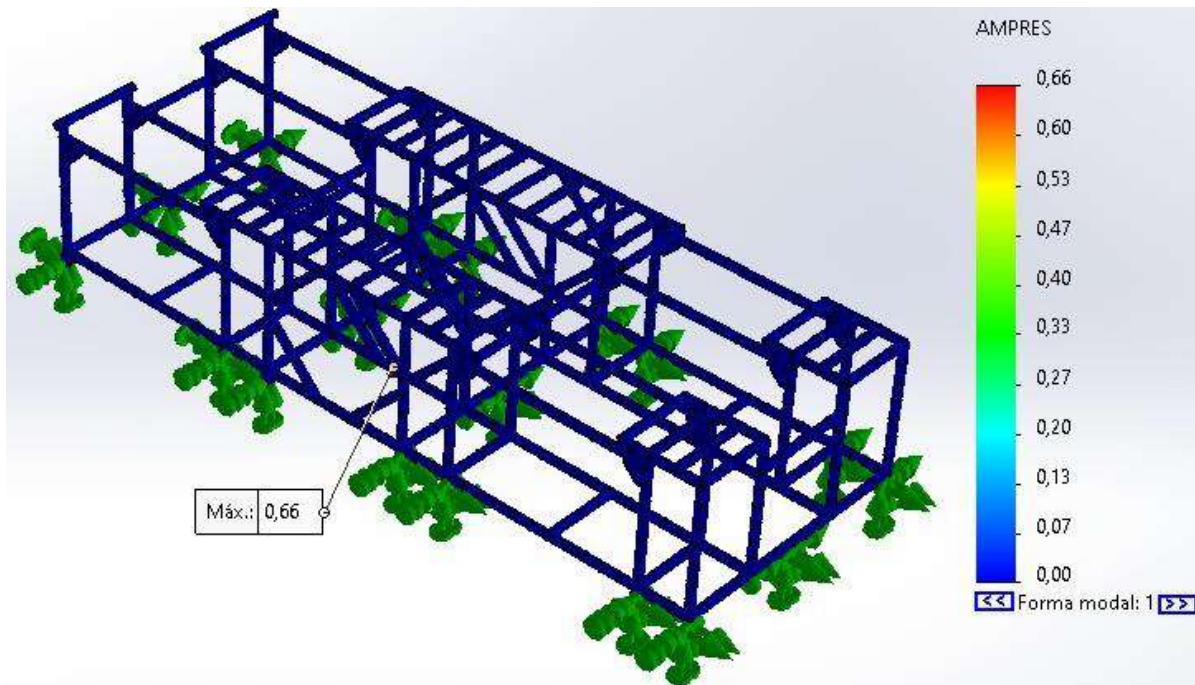


Figura 4-15: Primer frecuencia fundamental con su correspondiente deformación

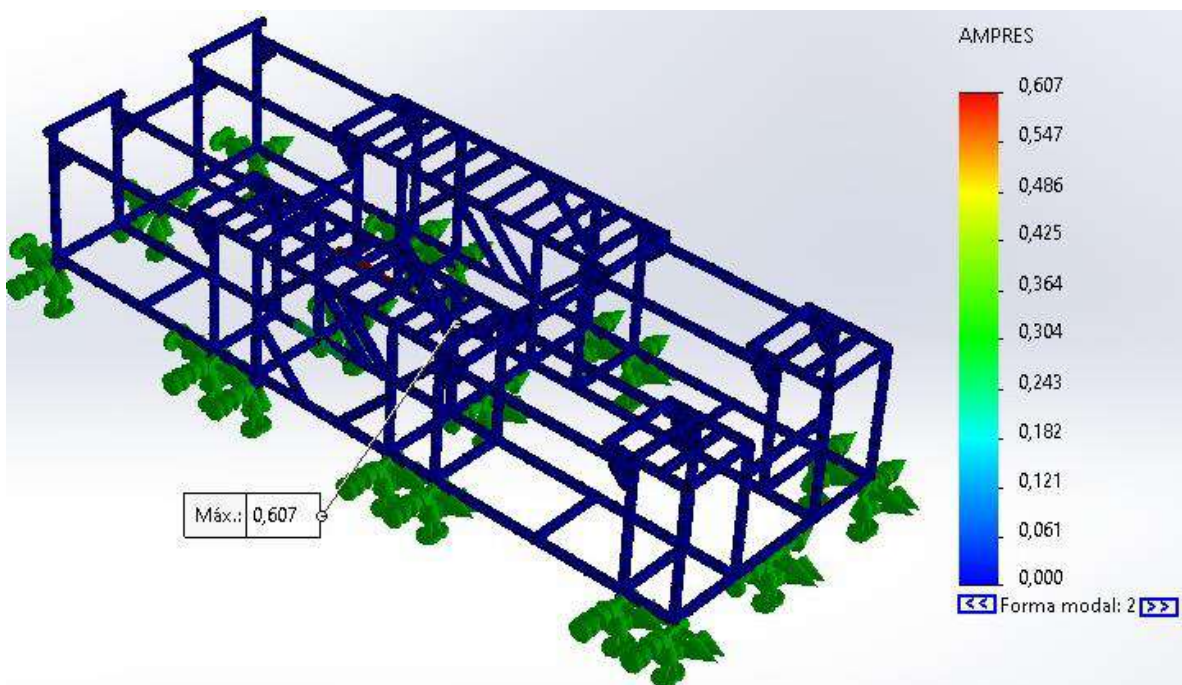


Figura 4-16: Segunda frecuencia fundamental con su correspondiente deformación

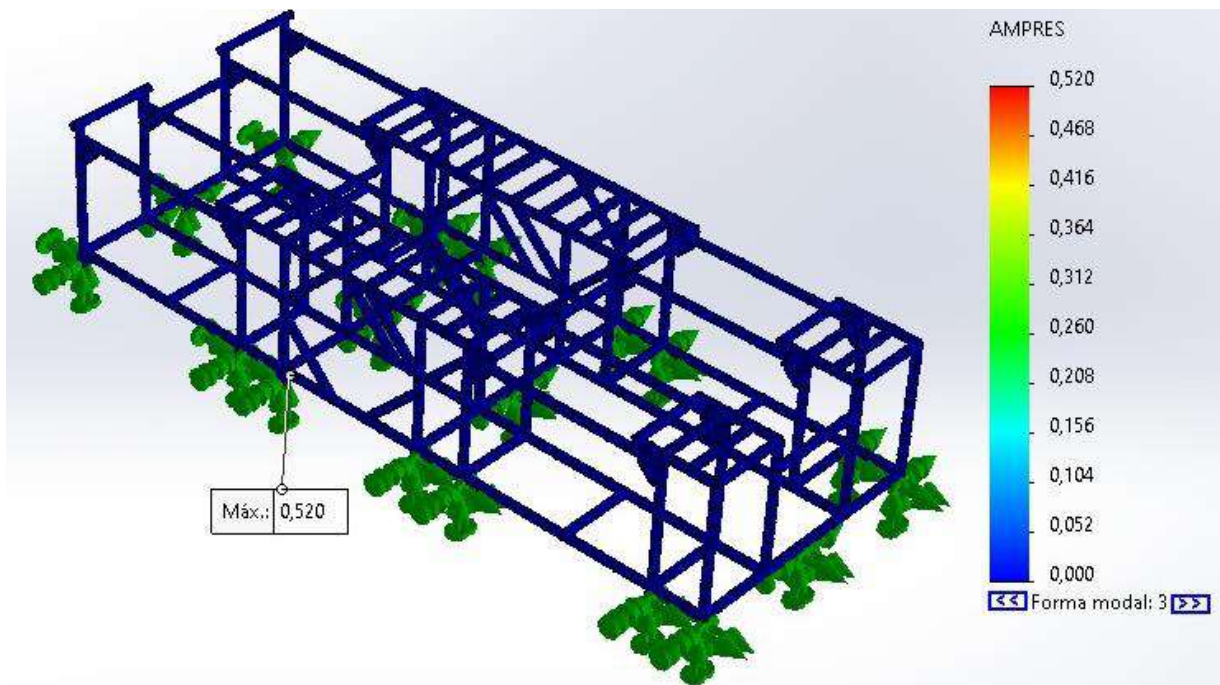


Figura 4-17: Tercer frecuencia fundamental con su correspondiente deformación

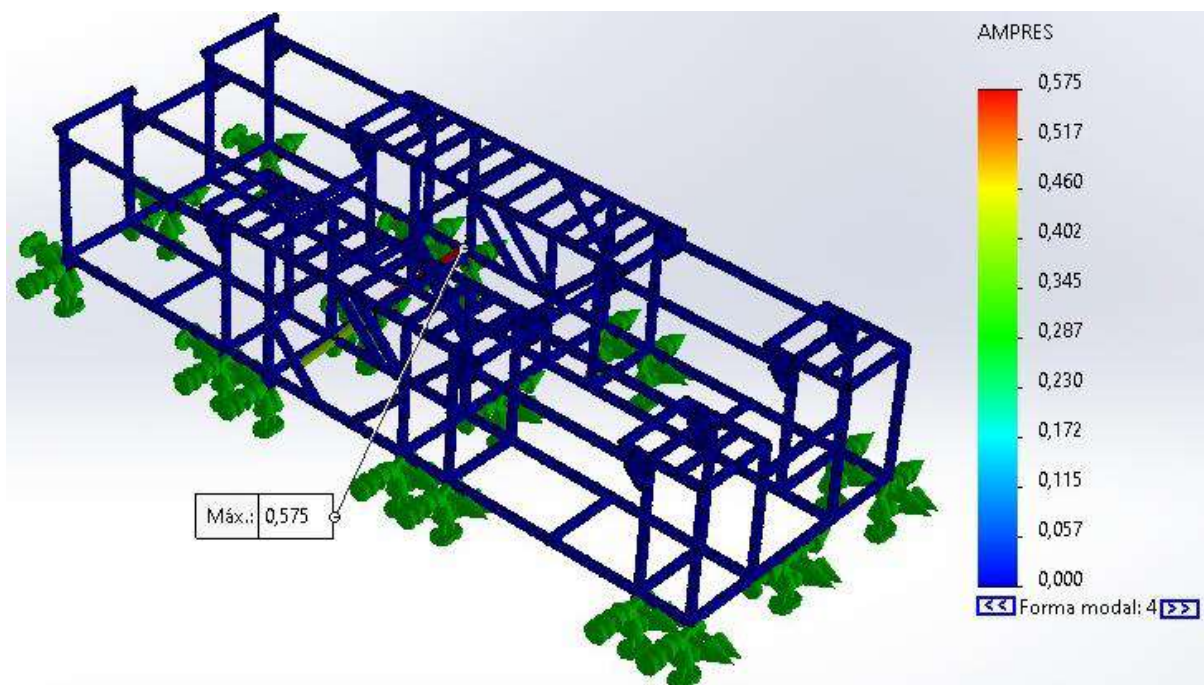


Figura 4-18: Cuarta frecuencia fundamental con su correspondiente deformación

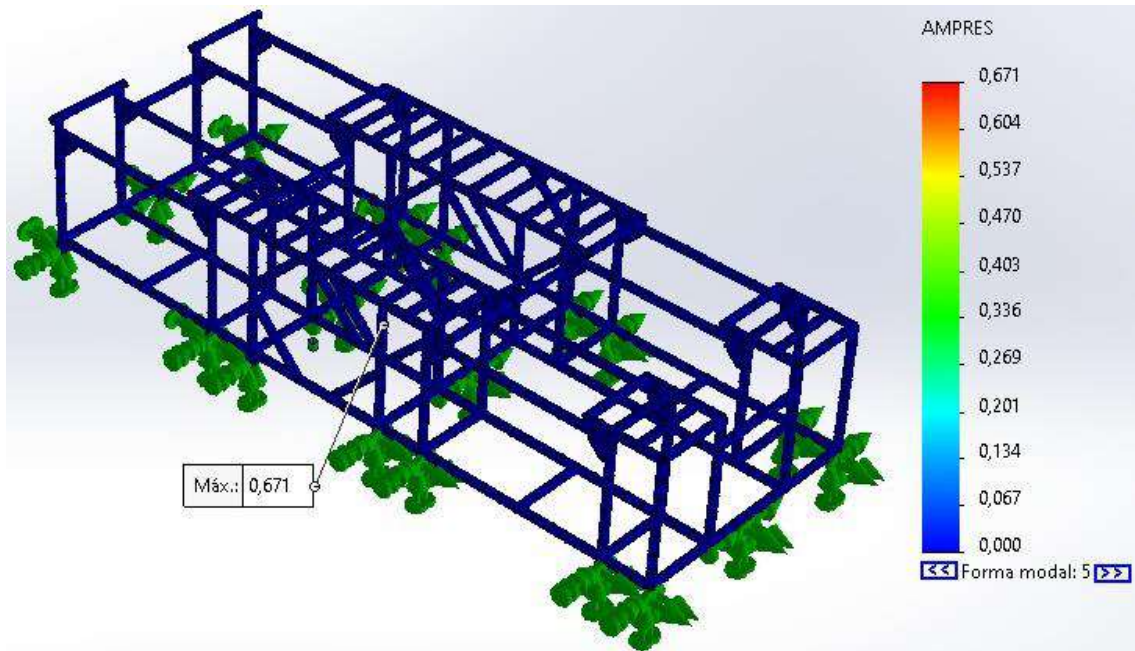


Figura 4-19: Quinta frecuencia fundamental con su correspondiente deformación

Se observa que las primeras 5 frecuencias resonantes están alejadas del intervalo de trabajo del banco.

Se observa también que se validan las secciones utilizadas.

Subsistema malacate

Este subsistema comprende tanto al malacate que se utiliza para subir la máquina sobre el banco como a su estructura soporte, tal como se ve en la Figura 4-20.

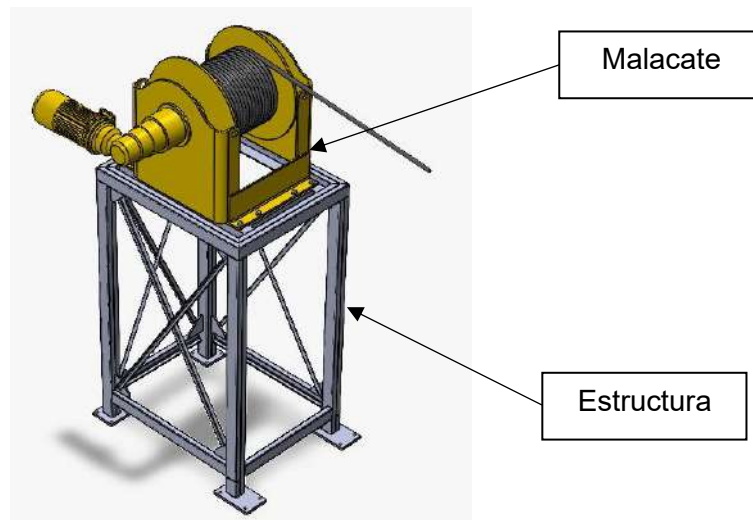


Figura 4-20: Subsistema malacate.

La estructura soporte es de perfilería UPN 140 y ángulo 125x12 y ángulo 50x6. Su función principal es la de soportar al malacate como así también la de resistir los esfuerzos provocados por el mismo.

Este se utilizará para colocar la maquina sembradora sobre el banco. El procedimiento de montaje será colocar a la sembradora frente al banco y sujetar el gancho del malacate a la lanza de tiro de la máquina.

El malacate será accionado mediante un motor eléctrico.

Se procede a continuación a calcular las características necesarias para su dimensionamiento y posterior elección.

Dimensionamiento del malacate

La **carga total a desplazar** se calculó anteriormente siendo esta igual al peso de la máquina más pesada del mercado actual (con carga) afectada por un factor de sobredimensionamiento, $Q = 22500 \text{ [Kg]}$.

La **velocidad** se define según el criterio de que sea lo suficientemente baja para lograr un montaje correcto y seguro, $v = 0.1 \left[\frac{m}{s} \right]$.

El **coeficiente de rozamiento** estático entre el caucho del neumático y el acero del banco se define en $f = 0.45$, valor estimado a partir de distintas tablas de coeficientes de rozamiento consultadas.

El primer tramo que la máquina debe recorrer sobre el banco es la rampa, la cual se definió con un **ángulo** de $\theta = 22.5^\circ$.

Por último, se establece una **aceleración** inicial lo suficientemente baja para lograr un montaje seguro, $a = 1 \left[\frac{m}{s^2} \right]$

Para calcular la fuerza máxima que debe realizar el malacate se considera que la misma debe vencer la rodadura, subir la máquina sobre la rampa y ubicarla en su lugar correspondiente, tirando sobre el tramo recto final.

Fuerza necesaria para vencer la rodadura:

Se considera del diagrama de cuerpo libre dos fuerzas actuantes sobre la masa del rodado, establecida como un cuarto del peso total de la máquina:

$$m = \frac{Q}{4} = \frac{22500 \text{ [Kg]}}{4} = 5625 \text{ [Kg]}$$

Esta masa es acelerada a causa de la fuerza de tensión a calcular, T' y frenada por la fuerza de roce f_r . Por lo tanto, la sumatorio de fuerzas sobre el eje x es:

$$(1) \sum F_x = T' - f_r = m * a = 5625 \text{ [Kg]} * 1 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 5625 \text{ [N]}$$

Considerando la distancia desde la lanza al centro de la rueda, $d = 1.5 \text{ [m]}$ y la aceleración angular dada por $\alpha = \frac{a}{R} = \frac{1 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{0.874 \text{ [m]}} = 1,144 \left[\frac{\text{rad}}{s} \right]$ siendo R el radio de la rueda, se calcula la sumatoria de momentos en el centro de masa como:

$$\sum M_{CM} = T' * d + f_r * R = \frac{1}{2} * m * R^2 * \alpha = \frac{1}{2} * 5625 \text{ [Kg]} * (0.874 \text{ [m]})^2 * 1,144 \left[\frac{\text{rad}}{s} \right]$$

$$(2) \sum M_{CM} = 2458,125 \text{ [Nm]}$$

Despejando en (1):

$$f_r = T' - 5625 [N]$$

Reemplazando en (2):

$$\sum M_{CM} = T' * d + (T' - 5625 [N]) * R = T' * d + T' * R - 5625 [N] * R$$

$$\sum M_{CM} = T' * (d + R) - 5625 [N] * R$$

$$T' = \frac{\sum M_{CM} + 5625 [N] * R}{(d + R)} = \frac{2458,125 [Nm] + 5625 [N] * 0,874 [m]}{1,5 [m] + 0,874 [m]}$$

$$T' = 3106,3 [N]$$

Reemplazando en (1):

$$f_r = 3106,3 [N] - 5625 [N] = -2518,7 [N]$$

Por lo tanto, fuerza necesaria total a realizar para vencer la fuerza de rodadura es la tensión T' calculada anteriormente aplicada a las 4 ruedas:

$$F_T = T' * 4 = 3106,3 [N] * 4 = \mathbf{12425,3 [N] = 1267,8 [Kgf]}$$

Fuerza necesaria para subir la máquina sobre la rampa.

Partiendo de un diagrama de cuerpo libre sobre un plano inclinado y referenciando al sistema de coordenadas sobre el mismo, se calculan las componentes de la fuerza generada por el peso y las necesarias para poner en movimiento a la máquina:

$$\sum F_y = N - P_y = 0 \rightarrow P_y = N = Q * \cos \theta = 22500 [Kg] * \cos 22.5^\circ * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$N = \mathbf{203,715 [KN]}$$

$$\sum F_x = f_r + P_x - T_i = 0 \rightarrow T_i = f_r + P_x = N * f + Q * \sin \theta$$

$$T_i = 207202 [N] * 0.45 + 22500 [Kg] * \sin 22.5^\circ * 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$T_i = \mathbf{176,054 [KN] = 17964,657 [Kgf]}$$

Fuerza necesaria para trasladar la máquina sobre tramo recto.

En este tramo la fuerza necesaria para mover la máquina es aquella que venza la fuerza de rozamiento dada por la normal que genera el peso de la maquina por el coeficiente de rozamiento entre la superficie de metal y el caucho del neumático:

$$\sum F_x = T_p - fr = 0 \rightarrow T_p = fr = N * f = 220500 [N] * 0.45$$

$$T_p = 99,225 [N] = 10125 [Kgf]$$

Fuerza necesaria total

La mayor fuerza que debe realizar el malacate es la correspondiente al tramo de subida sobre la rampa. Por lo tanto, se dimensionará el malacate en base a esta fuerza.

Selección del malacate

La potencia necesaria está dada por la mayor fuerza que debe realizar el malacate, calculada anteriormente y la velocidad establecida:

$$Na = T_i * v = 168,66 [KN] * 4 * 0.1 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Na = 16,87 [KW] = 22,6[HP]$$

Con esto se selecciona del catálogo de la marca Ingersoll Rand, el modelo: **EP45600-18-30.**

La información técnica utilizada para su dimensionamiento se muestra en Anexo B: Selección de componentes normalizados **Figura B-8 y Figura B-9.**

Sistema lanza de tiro

Este sistema está compuesto por una estructura que es soporte de los dos subsistemas siguientes, encargados de ejercer las fuerzas y movimientos pertenecientes al enganche de la barra de tiro del tractor con la sembradora tal como se ve en la **Figura 4-21**:

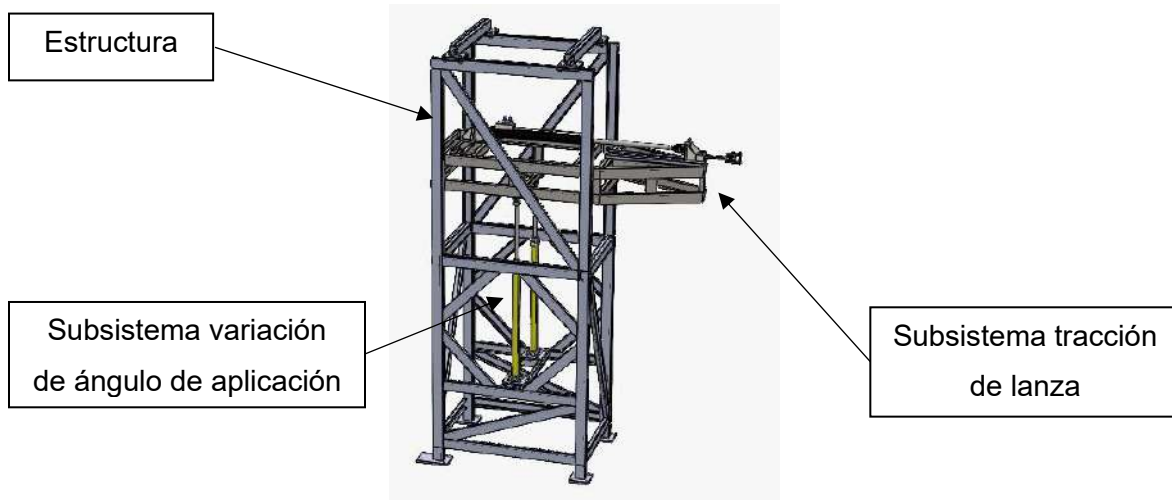


Figura 4-21: Sistema lanza de tiro

Subsistema tracción de lanza

Está compuesto por el actuador encargado de ejercer la fuerza de tracción correspondiente a la ejercida por el tractor sobre la barra de tiro.

Este actuador se posiciona sobre una estructura la cual permite un movimiento ascendente y descendente, permitiendo variar el ángulo de aplicación de la fuerza.

Dimensionamiento del cilindro hidráulico

La **presión** establecida en el circuito hidráulico es de $P = 200 \text{ [bar]} = 2 * 10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$.

El **rendimiento hidráulico** establecido es de $\eta = 0.85$.

La **carrera útil** necesaria para realizar el ensayo es mínima, sin embargo, para obtener mayor versatilidad del banco y afrontar las distintas dimensiones de las barras de tiro encontradas en el mercado, se selecciona un cilindro de carrera $C = 1 \text{ [m]}$.

La **fuerza necesaria** para simular la tracción que ejerce el tractor sobre la barra de tiro de la sembradora se calculó anteriormente, siendo esta igual a $F = 72800 [N] = 7429 [Kgf]$.

Para calcular el diámetro del cilindro, se considera la presión del sistema hidráulico y la fuerza realizada:

$$\text{Área del cilindro} = A = \frac{F}{P} = \frac{72800 [N]}{2 * 10^7 \left[\frac{N}{m^2} \right]} = 0,004 [m^2]$$

Por lo tanto, el diámetro del cilindro D, es:

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{A * \frac{4}{\pi}} = \sqrt{0,004 [m^2] * \frac{4}{\pi}}$$

$$\text{Diámetro del cilindro} = D = 0,068[m] = [pulg]$$

Verificación por pandeo

Eligiendo los siguientes diámetros:

- Diámetro del **cilindro**: 3 [pulg] = 76,2 [mm]
- Diámetro del **vástago**: 1,5 [pulg] = 38,1[mm]

Se procede a verificar por pandeo mediante la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \quad (1)$$

En donde:

- F_p es la fuerza en [N] en la que se produce el pandeo.
- E es el módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en este caso se trata de un acero al carbono por lo tanto $E = 2,1 * 10^{11} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
- I es el momento de inercia en $[m^2]$ el cual, en secciones transversales circulares es $I = \frac{\pi * D^4}{64}$ (2) siendo D el diámetro del vástago en [m].
- L_p es la longitud crítica. Esta depende del tipo de fijación del cilindro, tal como se muestra en la **Figura A-1**. En este caso $L_p = 2 * C = 2 * 1 [m] = 2 [m]$

Para que la fuerza F que realice el vástago no produzca el pandeo, la misma debe ser menor a F_p . Se considera que la misma debe ser igual a: $F = \frac{F_p}{3.5}$, por lo tanto, la fuerza con la cual se produce el pandeo es: $F_p = F * 3.5 = 72800 \text{ [N]} * 3.5 = 254800 \text{ [N]}$.

Despejando (1):

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{F_p * L_p^2}{\pi^2 * E} = \frac{254800 \text{ [N]} * (2[m])^2}{\pi^2 * 2,1 * 10^{11} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} = 4,92 * 10^{-7} \text{ [N]}$$

Despejando (2):

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{I * 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{4,92 * 10^{-7} [\text{N}] * 64}{\pi}}$$

$$D = 0,056 \text{ [m]} = 56.26 \text{ [mm]}$$

Como se puede observar el menor diámetro de vástago para verificar pandeo es mayor al diámetro seleccionado, por lo tanto, no se verifica para el diámetro seleccionado.

Selección del actuador

Dado que con los diámetros previamente elegidos no se pudo verificar por pandeo, se procede a seleccionar un cilindro hidráulico de diámetro de camisa mayor de 3 pulgadas y diámetro de vástago mayor a 2,22 pulgadas.

Se selecciona de la marca “Moog” el modelo **CO8634A**, cuyas características técnicas se muestran en el la **Figura B-10** del Anexo B: Selección de componentes normalizados.

Subsistema variación de ángulo de aplicación

El banco permitirá, durante el ensayo de tracción de la barra de tiro, variar el ángulo de aplicación de dicha fuerza. De esta manera se obtiene un ensayo más versátil simulando distintos agarres de la máquina con tractores de diferentes alturas como así también simulando los desniveles propios de caminos rurales.

Esta variación de ángulo de aplicación se consigue variando la altura del actuador de tracción, mediante dos nuevos actuadores, los cuales se ubican en la estructura del actuador de tracción.

Para su dimensionamiento se realizan los mismos pasos mostrados anteriormente.

Dimensionamiento del cilindro hidráulico

Se establece una **presión** de trabajo igual a $P = 80 \text{ [bar]} = 2 * 10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$.

El **rendimiento hidráulico** establecido es de $\eta = 0.85$.

La **carrera útil** necesaria está directamente relacionada con el ángulo a obtener. Debido a la gran variedad de regulaciones posibles, dadas por las distintas alturas de los implementos, las variaciones en los desniveles de los terrenos como así también de las distintas longitudes de lanza de los distintos modelos de sembradoras que se ofrecen en el mercado, se establece una carrera lo más larga posible para poder conseguir regulaciones de altura que contemplen lo mencionado anteriormente. Se establece entonces, un cilindro de carrera $C = 1,5 \text{ [m]}$.

La **fuerza** que debe realizar el cilindro debe ser superior al peso de los componentes que se deben movilizar, siendo estos el actuador traccionador de lanza junto con su estructura de fijación. Estos pesos se obtienen del CAD realizado, siendo igual a $F = 9800 \text{ [N]} = 1000 \text{ [Kgf]}$.

Para calcular el diámetro del cilindro, se considera la presión del sistema hidráulico y la fuerza realizada:

$$\text{Área del cilindro} = A = \frac{F}{P} = \frac{9800 \text{ [N]}}{2 * 10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]} = 0,0012 \text{ [m}^2\text{]}$$

Por lo tanto, el diámetro del cilindro D , es:

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{A * \frac{4}{\pi}} = \sqrt{0,0012 \text{ [m}^2\text{]} * \frac{4}{\pi}}$$

$$\text{Diámetro del cilindro} = D = 0,039[m] = 1.55 [\text{pulg}]$$

Verificación por pandeo

Eligiendo los siguientes diámetros:

- Diámetro del **cilindro**: 2 [pulg] = 50,8 [mm]
- Diámetro del **vástago**: 1 [pulg] = 25,4 [mm]

Se procede a verificar por pandeo mediante la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \quad (1)$$

En donde:

- F_p es la fuerza en [N] en la que se produce el pandeo.
- E es el módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en este caso se trata de un acero al carbono por lo tanto $E = 2,1 * 10^{11} \left[\frac{N}{m^2} \right]$
- I es el momento de inercia en [m^2] el cual, en secciones transversales circulares es $I = \frac{\pi * D^4}{64}$ (2) siendo D el diámetro del vástago en [m].
- L_p es la longitud crítica. Esta depende del tipo de fijación del cilindro tal como se muestra en la **Figura A-1**. En este caso $L_p = \frac{1}{\sqrt{2}} * C = \frac{1}{\sqrt{2}} * 1,5 [m] = 1,06 [m]$

Para que la fuerza F que realice el vástago no produzca el pandeo, la misma debe ser menor a F_p . Se considera que la misma debe ser igual a: $F = \frac{F_p}{3.5}$, por lo tanto, la fuerza con la cual se produce el pandeo es:

$$F_p = F * 3.5 = 9800 [N] * 3.5 = 34300 [N].$$

Despejando (1):

$$F_p = \frac{\pi^2 * E * I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{F_p * L_p^2}{\pi^2 * E} = \frac{34300 [N] * (1,06[m])^2}{\pi^2 * 2,1 * 10^{11} \left[\frac{N}{m^2} \right]} = 1.86 * 10^{-8} [N]$$

Despejando (2):

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{I * 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{1.86 * 10^{-8}[N] * 64}{\pi}}$$

$$D = 0,024[m] = 24.82 [mm]$$

Si bien el diámetro del vástago del cilindro seleccionado es apenas mayor que el mínimo admisible por pandeo, se decide seleccionar un diámetro de vástago superior para contemplar posibles sobreesfuerzos provocados por el cilindro traccionador al momento de ensayo.

Se selecciona de la marca “Parker” el modelo **HB-NFPA Style MF6**, de 3,25 pulgadas de diámetro de vástago. Las características técnicas para su dimensionamiento se muestran en la **Figura B-10** del Anexo B: Selección de componentes normalizados.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En este proyecto se pone en manifiesto una problemática que atañe a las máquinas sembradoras del tipo tiro de punta que actualmente hay en el mercado.

Gracias al trabajo de investigación y relevamientos realizados, se muestra que las empresas fabricantes de este tipo de sembradoras no consideran en sus diseños la posibilidad de incorporar un sistema de amortiguamiento con el cual podrían reducir significativamente los esfuerzos sufridos por los defectos encontrados en los caminos rurales por donde transitan.

La posibilidad de poder ensayar una maquina sembradora sobre este banco de pruebas permitiría observar el comportamiento de las mismas ante los distintos defectos que se encuentran en los caminos, sin tener que llevar la máquina a campo.

El banco permite ensayar máquinas en las peores condiciones, como ser, máquinas con tolvas llenas, altas velocidades de transporte y defectos de grandes dimensiones.

La tecnología electrohidráulica seleccionada, permite ensayar una gran variedad de amplitudes, las cuales representan las profundidades o alturas de los defectos, y un gran espectro de frecuencias, lo que representa la velocidad de la maquina en su transporte.

Gracias al relevamiento realizado se pudo diseñar un banco completamente versátil permitiendo ensayar cualquier máquina actual ya que puede adaptarse a todas las dimensiones de estas.

Finalmente, este proyecto muestra cómo se atacó un problema mediante la investigación de antecedentes, análisis y validaciones como así también cómo se contempló el cálculo y desarrollo para una segura toma de decisiones para el diseño.

Fue desafiante pero muy gratificante poder atacar una problemática y llegar a una posible solución. Esto nos permitió utilizar distintos conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, como así también reforzar y aprender otros. Destacamos la importancia de la perseverancia, trabajo en equipo, proactividad para poder llevar adelante este proyecto como así también, los próximos proyectos tanto profesionales como personales.

Recomendaciones

Consideramos que la problemática analizada tiene potencial para mucho trabajo por delante.

En principio, se podría trabajar sobre las posibles soluciones planteadas en el Capítulo 1.

Por otro lado, por cuestiones académicas este proyecto no contempla el diseño completo del circuito hidráulico ni el diseño e implementación del circuito de control para la imposición de los defectos. El estudio y desarrollo de estas partes permitiría obtener el banco de pruebas prácticamente completo y, considerando otras cuestiones no contempladas, como ser los costos asociados, se podría pensar en el desarrollo de un prototipo a escala.

Por último, se podría aprovechar el estudio de investigación realizado para el planteo de un sistema de amortiguación adaptable, el cual pueda utilizarse cuando la sembradora está en modo transporte pero que no influya cuando la máquina está en modo trabajo.

Bibliografía

Agrometal. (2022). Obtenido de *Agrometal:* chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.agrometal.com/folleto/s/2017/apx.pdf

Almandoz Berrondo, J. M. (2007). *SISTEMAS NEUMÁTICOS Y OLEOHIDRÁULICOS.* SAN SEBASTIÁN.

American Society of Agricultural and Biological Engineers. (2015). *ASAE D497.7 MAR2011 (R2015).*

Ascanelli S.A. (2022). *Ascanelli S.A.* Obtenido de *Ascanelli S.A.:* https://ascanellisa.com.ar/sembradoras/

Bertini, I. E. (2022). *Ingeniero Enrique Bertini.* Obtenido de Ingeniero Enrique Bertini: http://www.bertini.com.ar/es/

Causa directa. (s.f.). *Causa directa.* Obtenido de https://causadirecta.com/especial/calculo-de-velocidades/tablas/tabla-de-factores-de-rozamiento-del-pavimento-para-neumaticos-de-goma

Crucianelli. (2022). *Crucianelli.* Obtenido de Crucianelli: https://crucianelli.com/#

Fabimag. (2022). *Fabimag.* Obtenido de Fabimag: http://fabimag.com.ar/sembradoras/

FERCAM. (2022). *fercam.* Obtenido de fercam: https://fercam.com.ar/tools/f440

FERCAM. (2022). *Manual de Respuestas.*

Indecar. (2022). *Indecar.* Obtenido de Indecar: https://www.indecar-agro.com.ar/productos/sembradoras/

Ingersoll Rand . (2014). *Winch and Hois Solutions.*

INTI. (2020). *Relevamiento de espectro de vibración en sembradora Agrometal SOT 710079566.* Rosario.

LENTAX. (2016). *Catálogo Lentax - Línea Coaxial.*

Mario Bragachini, F. S. (2018). *Dossier de Sembradoras*. Manfredi.

MOOG. (2018). *Moog*. Obtenido de
https://drive.google.com/file/d/1mC6cX1t3Nr3Il4u4vrzOu5FL4NPOEA_i/view

Mott, R. L. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*.

Parker. (2011). Heavy Duty Hydraulic Cylinders.

PLA. (s.f.). *PLA by John Deere [Fotografía]*. Obtenido de PLA:
<https://www.pla.com.ar/sembradoras/>

Shigley, R. G. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw Hill.

Stromag. (2021). SIME Brakes Industrial Braking Systems. <https://www.stromag.com/>.

Anexo A: Selección de parámetros por tablas

Selección de longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada:

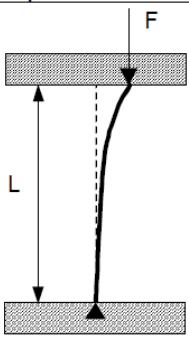
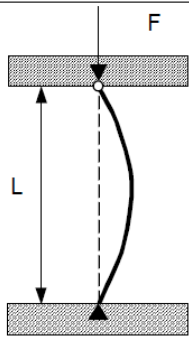
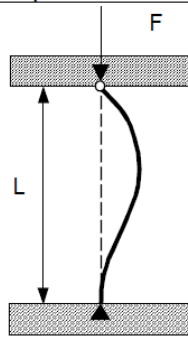
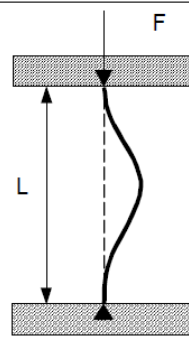
Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica				
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Figura A-1: Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada, Tabla 4 -1 del libro *Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos* (Almandoz Berrondo, 2007)

Coeficientes de fricción par para roscados

Tabla 8-5

Coeficientes de fricción
 f de pares roscados

Fuente: H. A. Rothbart,
*Mechanical Design and
Systems Handbook*, 2a. ed.,
McGraw-Hill, Nueva York,
1985.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Figura A-2: Selección del coeficiente de fricción para pares roscados. Tabla 8-5 del libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Shigley, 2012)

Coeficiente de fricción para collarín de empuje

Tabla 8-6

Coeficientes de fricción
de collarín de empuje

Fuente: H. A. Rothbart,
*Mechanical Design and
Systems Handbook*, 2a. ed.,
McGraw-Hill, Nueva York,
1985.

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Figura A-3: Selección del coeficiente de fricción para el collarín de empuje. Tabla 8-6 del Libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* (Shigley, 2012)

Diámetros según ACME

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg. n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ^a
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 1/8	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 1/4	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 3/8	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110
1 1/2	4	0.2500	1.1965	1.3429	1.266	2.341
1 5/8	4	0.2500	1.4456	1.5916	1.811	2.803

Figura A-4: Selección de parámetros para roscas. Tabla 17-1 del libro *Diseño de Elementos de Máquinas* (Mott, 2006)

Anexo B: Selección de componentes normalizados

Selección de cilindro hidráulico principal

Número de modelo	Estilo de construcción	Fuerza nominal		Diámetro de varilla mm (pulg.)	Diámetro interior del cilindro mm (pulg.)	Área efectiva		Carrera de trabajo mm (pulg.)
		Tensión kN (kips)	Compresión kN (kips)			Tensión kN (kips)	Compresión kN (kips)	
CO86A38	Estilo de columna	1.137 (255,6)	1.663 (373,9)	180 (7,1)	320 (12,6)	54.978 (85,22)	80.425 (124,66)	300, 500, 750, 1000 (12, 20, 30, 40)

Figura B-1: Elección de cilindro hidráulico principal marca Moog (MOOG, 2018)

Selección del motorreductor

Factor de servicio para cálculo y elección del motorreductor:

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR f_s f_s FACTOR hs. de Servicio Service hrs.			APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
	8	16	24	
Montacargas	1.5	1.6	1.6	Hoists
Elevadores de personas	1.8	2.0	2.0	Passenger lifts
Elevadores inclinados	1.65	1.8	1.8	Inclined hoists
Elevadores de cangilones (rocas)	1.65	1.8	1.8	Bucket elevators (piece goods)
Elevadores de cangilones (granos)	1.5	1.6	1.6	Bucket elevators (bulk material)
Transportadores a cadena (redlers)	1.5	1.6	1.6	Chain conveyors
Transportadores de cangilones	1.5	1.6	1.6	Bucket conveyors
Transportadores circulares	1.5	1.6	1.6	Circular conveyors
Roscas transportadoras	1.15	1.4	1.5	Screw conveyors
Bandas transportadoras (granel)	1.15	1.4	1.5	Belt conveyors (bulk material)
Transportadores de banda (articulados)	1.3	1.5	1.7	Apron conveyors
Transportadores de cinta de acero	1.5	1.6	1.6	Steel belt conveyors
Bandas transportadoras (bultos grandes)	1.3	1.5	1.7	Belt conveyors (piece goods)
Transportadores de placas	1.5	1.6	1.6	Band pocket conveyors
Tornos de elevación	1.5	1.6	1.6	Ballast elevators

*Figura B-2: Selección del factor de servicio para cálculo y elección del motorreductor.
Extraído del catálogo Lentax (LENTAX, 2016)*

Selección de motorreductores

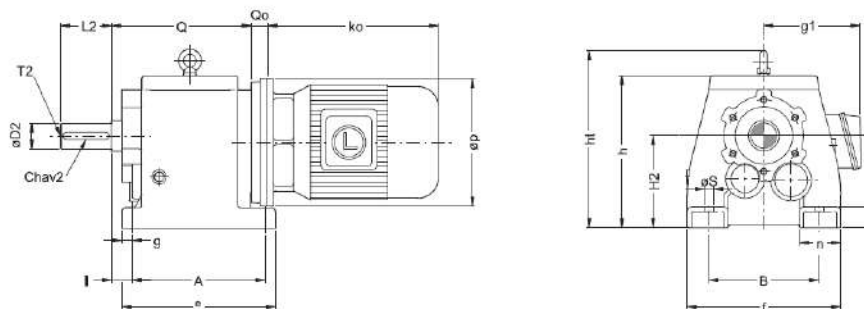


Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Útil	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
5,50 kW 7,50 HP		17,0	84,76	C4T3	7,50	0,95	2988	1465	3000	1200	177	pag 57 pag 76
		20,0	72,69	C4T3	7,50	1,15	2545	1465	3000	1200	177	pag 57 pag 76
		23,0	62,96	C4T3	7,50	1,25	2205	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		24,0	60,58	C4T3	7,50	1,35	2121	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		27,0	54,94	C4T3	7,50	1,40	1924	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		30,0	48,23	C4T3	7,50	1,55	1689	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		34,0	42,52	C4T3	7,50	1,75	1489	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		39,0	37,61	C4T3	7,50	1,90	1317	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		41,0	35,43	C4T3	7,50	2,45	1241	1465	2860	1144	177	pag 57 pag 76
		47,0	31,34	C4T3	7,50	2,75	1097	1465	2560	1024	177	pag 57 pag 76
		40,0	36,38	C4T2	7,50	1,85	1294	1465	2860	1144	167	pag 57 pag 75
		49,0	29,68	C4T2	7,50	2,25	1056	1465	2560	1024	167	pag 57 pag 75
		59,0	24,82	C4T2	7,50	2,65	883	1465	2560	1024	167	pag 57 pag 75
		69,0	21,12	C4T2	7,50	3,00	751	1465	2220	888	167	pag 57 pag 75
		80,0	18,21	C4T2	7,50	3,35	648	1465	2220	888	167	pag 57 pag 75
		92,0	15,87	C4T2	7,50	3,75	564	1465	1740	696	167	pag 57 pag 75
		34,0	43,57	C3T3	7,50	0,95	1526	1465	1880	752	122	pag 57 pag 76
		39,0	37,32	C3T3	7,50	1,10	1307	1465	1880	752	122	pag 57 pag 76
		46,0	32,17	C3T3	7,50	1,30	1127	1465	1680	672	122	pag 57 pag 76
		41,0	35,49	C3T2	7,50	1,30	1262	1465	1880	752	117	pag 57 pag 75
		53,0	27,82	C3T2	7,50	1,55	989	1465	1680	672	117	pag 57 pag 75
		65,0	22,57	C3T2	7,50	1,85	803	1465	1460	584	117	pag 57 pag 75
		78,0	18,75	C3T2	7,50	2,15	667	1465	1460	584	117	pag 57 pag 75
		92,0	15,85	C3T2	7,50	2,45	564	1465	1150	460	117	pag 57 pag 75
	108,0	13,57	C3T2	7,50	2,75	483	1465	1150	460	117	pag 57 pag 75	
	125,0	11,73	C3T2	7,50	3,10	417	1465	1150	460	117	pag 57 pag 75	
	143,0	10,22	C3T2	7,50	3,45	363	1465	1050	420	117	pag 57 pag 75	

Figura B-3: Selección de modelo de motorreductor según potencia calculada. (LENTAX, 2016)

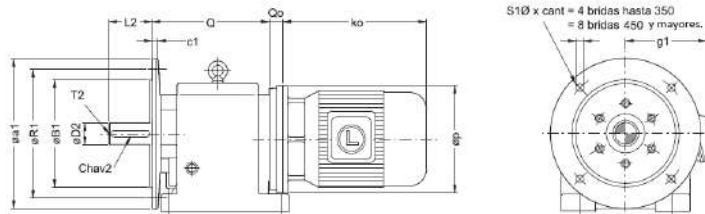
Características direccionales del motorreductor

TABLA DE MEDIDAS - SERIE "C"
OVERALL DIMENSIONS - TYPE "C"



Modelo		D2ø	L2	chav 2	T2	H2	A	B	Sø	I	Q0					
Model				keway 2							IEC 71	IEC 80-90	IEC 100-112	IEC 132	IEC 160-200	IEC 225-280
C00T	mm	25	50	8x7	M10	90	130	110	9	25	20	35	----	----	----	----
	inch	1.000	2	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	3.543	5 1/8	4 11/32	3/8"	1	25/32	1 3/8	----	----	----	----
C0T	mm	30	60	8x7	M10	115	165	135	14	30	20	35	----	----	----	----
	inch	1.188	2 3/8	1/4 x 1/8	UNC 3/8"	4.528	6 1/2	5 5/16	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	----	----	----	----
C1T	mm	35	70	10x8	M12	130	195	150	14	30	20	35	42	64	----	----
	inch	1.375	2 3/4	5/16 x 5/32	UNC 1/2"	5.118	7 11/16	5 29/32	9/16	1 3/16	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C2T	mm	40	80	12x8	M16	140	205	170	18	35	20	35	42	64	----	----
	inch	1.625	3 1/8	3/8 x 3/16	UNC 5/8"	5.512	8 1/16	6 11/16	23/32	1 3/8	25/32	1 3/8	1 21/32	2 17/32	----	----
C3T	mm	50	100	14x9	M16	180	260	215	18	40	----	32	32	52	82	----
	inch	2.000	4	1/2 x 1/4	UNC 5/8"	7.087	10 1/4	8 15/32	23/32	1 9/16	----	1 1/4	1 1/4	2 1/16	3 7/32	----
C4T	mm	60	120	18x11	M20	225	310	250	22	40	----	32	32	52	82	----
	inch	2.375	4 3/4	5/8 x 5/16	UNC 3/4"	8.858	12 7/32	9 27/32	7/8	1 9/16	----	1 1/4	1 1/4	2 1/16	3 7/32	----

Modelo	Q	B1n	R1n	S1n	a1n	c	c1	e	f	g	h	ht	n	Peso kg Weight lb	aceite lb oil fl.oz	
Model																
C00T	mm	151	110	130	9	160	20	10	155	150	11.5	155	165	40	12	0.65
	inch	5 15/16	4 3/31	5 1/8	3/8	6 5/16	13/16	3/8	6 1/10	5 7/8	7/16	6 1/8	6 1/2	1 5/8	26	22
C0T	mm	186	130	165	11	200	25	12	195	195	15	190	200	57.5	21	0.8
	inch	7 5/16	5 1/16	6 1/2	7/16	7 7/8	1	1/2	7 3/4	7 3/4	5/8	7 1/2	7 7/8	2 1/4	46	20
C1T	mm	210.5	180	215	14	250	30	12	230	215	18.5	218	270	62.5	31	1.1
	inch	8 9/32	7 0/8	8 15/32	9/16	9 7/8	1 3/16	1/2	9 1/10	8 1/2	3/4	8 5/8	10 5/8	2 1/2	68	38
C2T	mm	232	230	265	14	300	30	14	245	240	19	240	290	65	44	1.9
	inch	9 1/8	9 0/55	10 7/16	9/16	11 7/8	1 3/16	9/16	9 5/10	9 1/2	3/4	9 1/2	11 1/2	2 5/8	97	66
C3T	mm	273	250	300	18	350	40	18	300	300	20	300	370	80	75	3.1
	inch	10 3/4	9 8/43	11 13/16	11/16	13 13/16	1 9/16	11/16	11 7/8	11 7/8	3/4	1 7/8	14 1/2	3 1/16	165	107
C4T	mm	335	350	400	18	450	50	18	350	350	25	375	440	95	130	6.0
	inch	13 3/16	13 7/80	15 3/4	11/16	17 3/4	2	11/16	14 1/8	13 13/16	7/8	14 3/4	17 3/8	3 3/4	287	207
C45T	mm	392	350	400	18	450	60	18	430	400	27	426	496	110	208	10.0
	inch	15 7/16	13 7/80	15 3/4	11/16	17 3/4	2 3/8	11/16	16 15/16	15 3/4	1 1/8	16 3/4	19 1/2	4 3/8	459	345
C5T	mm	457	450	500	18	550	70	24	490	450	32	490	560	110	320	15
	inch	18	17 7/17	19 11/16	11/16	21 5/8	2 3/4	15/16	19 5/16	17 3/4	1 1/4	19 5/16	22 1/8	4 3/8	705	517
C6T	mm	522	450	500	18	550	80	28	590	530	36	565	635	150	532	24
	inch	20 9/16	17 7/17	19 11/16	11/16	21 5/8	3 1/8	1 1/8	23 1/4	20 7/8	1 7/16	22 1/4	25	5 7/8	1173	826

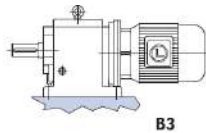


NOTA 1: Las dimensiones son aproximadas pudiendo modificarse sin previo aviso.
 NOTE 1: Dimensions are for reference only, unless certified.
 NOTA 2: Las capacidades de lubricante son para posición B3.
 NOTE 2: Oil capacity valid only for mounting position B3.

NOTA 3: Para dimensiones ko, P y g1 ver pag. 77 ó catálogo de motores (IEC).
 NOTE 3: To determine ko, P and g1 see page 77, or electrical motors catalogue (IEC).
 NOTA 4: Los pesos no incluyen peso del motor.
 NOTE 4: Motor weight is not included.

Figura B-4: Características dimensionales consideradas para el diseño del motorreductor utilizado. (LENTAX, 2016)

Tipo de montaje



B3

Figura B-5: Tipo de montaje elegido: B3. (LENTAX, 2016)

Medidas del motor eléctrico

Tamaño Motor IEC.							Motor Standard Standard Motor			Motor con Freno Brake Motor			Motor con Antigiro Motor with Backstop		
IEC Motor Size		Dø	L	Pø	g1	døø	kø	Lc	Peso kg Weight lb	kø	Lc	Peso kg Weight lb	kø	Lc	Peso kg Weight lb
71	mm	14	30	160	136	138	218	70	10	275	125	12	218	70	10
	inch	0.551	1.181	6 5/16	5 3/8	5 7/16	8 9/16	2 3/4	22	10 13/16	4 15/16	26	8 9/16	2 3/4	22
80	mm	19	40	200	145	158	236	75	14	288	125	16	236	75	14
	inch	0.748	1.575	7 7/8	5 11/16	6 1/4	9 5/16	2 15/16	31	11 5/16	4 15/16	35	9 5/16	2 15/16	31
90 S	mm	24	50	200	155	178	254	80	17.5	314	140	20.5	254	80	17.5
	inch	0.945	1.969	7 7/8	6 1/8	7	10	3 1/8	39	12 3/8	5 1/2	45	10	3 1/8	39
90 L	mm	24	50	200	155	178	279	80	20.5	339	140	23.5	279	80	20.5
	inch	0.945	1.969	7 7/8	6 1/8	7	11	3 1/8	45	13 3/8	5 1/2	52	11	3 1/8	45
100 L	mm	28	60	250	165	198	316	90	30	390	165	35	316	90	30
	inch	1.102	2.362	9 13/16	6 1/2	7 13/16	12 7/16	3 9/16	66	15 3/8	6 1/2	77	12 7/16	3 9/16	66
112 M	mm	28	60	250	190	223	333	100	44.5	413	180	53.5	333	100	44.5
	inch	1.102	2.362	9 13/16	7 1/2	8 3/4	13 1/8	3 15/16	98	16 1/4	7 1/16	118	13 1/8	3 15/16	98

Figura B-6: Características dimensionales consideradas para el diseño del motor eléctrico utilizado. (LENTAX, 2016)

Selección del freno hidráulico

DRUM BRAKE - SDB BRAKES

Revision number: T10110-01-H

Revision date: 18.10.2021

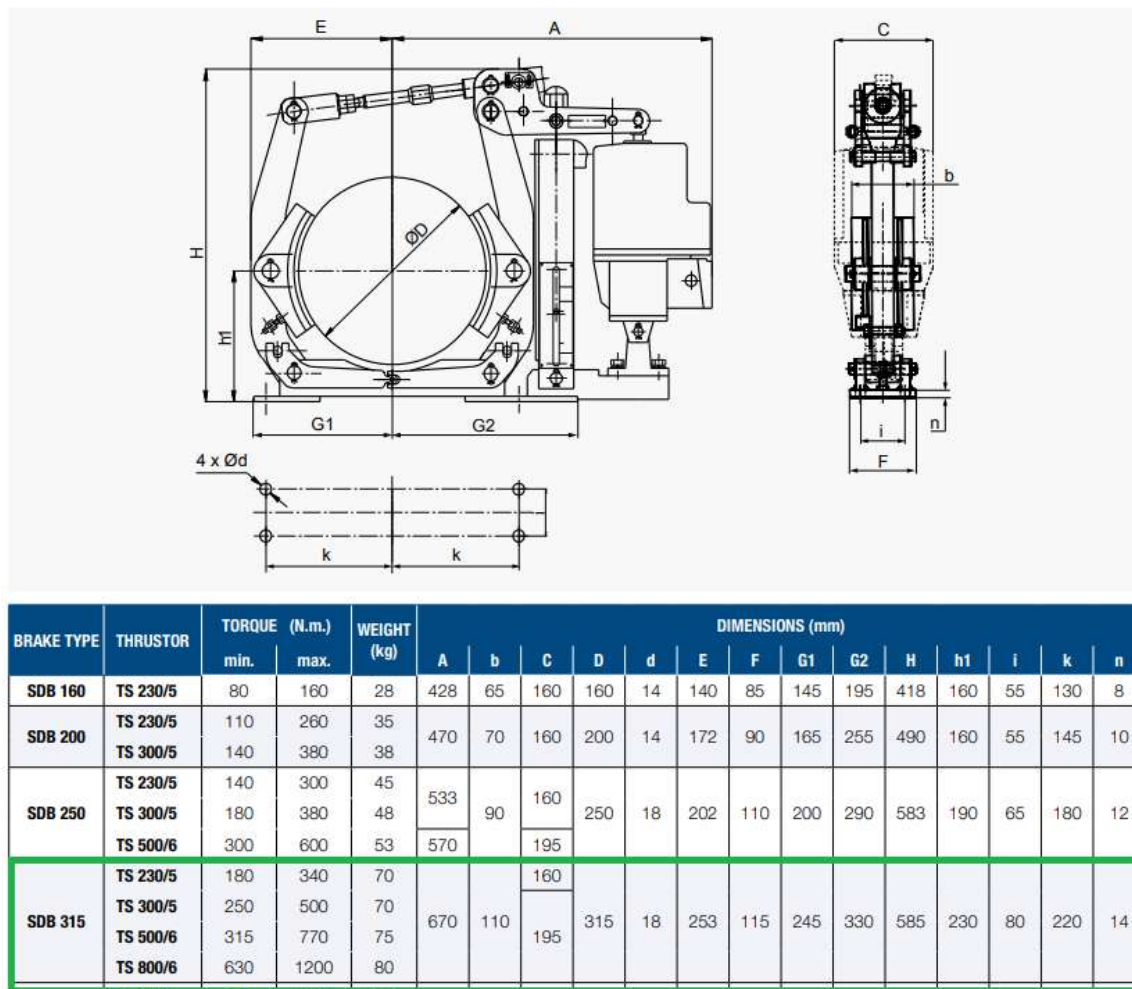


Figura B-7: Selección y características técnicas del freno hidráulico. Catálogo Stromag (Stromag, 2021)

Selección del malacate

Line Speed Specifications (Metric)

Frame	Pulling model		Lifting model		Std drum length mm	hp	Line pull, layer (kg)			Std line speed, layer (mpm)			Wire rope size (mm)	Drum capacity, layer (m)			
	15:1 Std ratio	18:1 Std ratio	15:1 Std ratio	18:1 Std ratio			1st	mid	full	1st	mid	full		1st	mid	<2 layers ⁽¹⁾	full ⁽²⁾
3	EP5300-17-18	EL5300-17-18	457	3	2409	1818	1455	5	7	9	13	26	118	234	325		
3	EP6700-20-17		457	5	3045	2227	1909	6	9	10	14	23	107	176	256		
3		EL6000-23-18	457	5	2727	2227	1909	7	9	10	14	26	84	154	234		
4	EP8200-23-24	EP8200-23-24	610	7.5	3727	2818	2273	7	9	11	16	34	157	312	433		
4	EP11700-13-27		610	5	5318	3864	3273	4	5	6	20	28	135	223	326		
4		EL8200-23-24	610	7.5	4182	3500	3227	7	9	9	20	37	120	167	272		
5	EP15900-19-24		610	10	7227	5409	4636	6	8	9	22	31	147	241	349		
5		EL14100-22-24	610	10	6409	5318	4591	7	8	9	22	36	117	213	323		
5	EP20600-19-24		610	15	9364	7455	6182	6	7	9	26	27	93	173	266		
5		EL16400-20-24	610	15	7455	6773	6182	6	7	7	26	35	73	115	209		
6	EP26000-17-24		610	20	11818	8591	7273	5	7	9	28	28	132	219	320		
6		EL21300-21-24	610	20	9682	8045	7409	6	8	8	28	34	113	156	313		
7	EP31900-20-24		610	20	14500	11818	10000	6	7	9	32	31	103	186	344		
7		EL27000-22-24	610	20	12273	10318	9545	7	9	9	32	37	120	167	272		
7	EP38400-20-24		610	25	17455	14000	11682	6	8	9	36	28	95	176	289		
7		EL32600-18-23	610	20	14818	13409	12273	6	6	7	36	33	70	110	201		
8	EP45600-18-30		762	30	20727	16909	14318	5	7	8	40	39	129	237	382		
8		EL42400-20-30	762	30	19273	15955	13521	6	7	9	40	42	138	252	383		

Drum Lengths

Frame	Pulling	Lifting	Available Drum Length in. (mm)					
			18 (457)	24 (610)	30 (762)	36 (914)	42 (1067)	48 (1219)
3	EP5300-18	EL5300-18	Std	—	Opt	—	Opt	—
3	EP6700-23	EL6700-25	Std	—	Opt	—	Opt	—
4	EP8200-19	EL8200-19	—	Std	—	Opt	—	Opt
4	EP11700-14	EL9200-18	—	Std	—	Opt	—	Opt
5	EP15900-21	EL14100-23	—	Std	—	Opt	—	Opt
5	EP20600-21	EL16400-26	—	Std	—	Opt	—	Opt
6	EP26000-18	EL21300-23	—	Std	—	Opt	—	Opt
7	EP31900-21	EL27000-24	—	Std	—	Opt	—	Opt
7	EP38400-25	EL32600-25	—	Std	—	Opt	—	Opt
8	EP45600-21	EL42400-23	—	—	Std	—	Opt	—

Dimensions (Standard Winch Model)

Pulling

Frame	Model	"A" Std Drum		B		C		E		N		P		R		S		T	
		in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm
3	EP5300-17-	18	457	25.89	658	7.50	190	14.12	359	28.25	718	8.62	219	4.19	106	7.76	197	23.93	608
3	EP6700-20-	18	457	25.89	658	7.50	190	14.12	359	28.25	718	8.62	219	4.19	106	10.83	275	34.93	887
4	EP8200-23-	24	610	32.35	822	9.75	248	17.88	454	35.75	908	10.75	273	5.86	149	7.76	197	23.93	608
4	EP11700-13-	24	610	32.35	822	9.75	248	17.88	454	35.75	908	10.75	273	5.86	149	7.76	197	23.93	608
5	EP15900-19-	24	610	34.64	879	7.63	193	19.25	488	38.50	977	14.00	356	7.00	178	10.83	275	33.80	858
5	EP20600-19-	24	610	34.64	879	7.63	193	19.25	488	38.50	977	14.00	356	7.00	178	10.83	275	34.93	887
6	EP26000-17-	24	610	36.51	927	6.62	168	20.25	514	40.50	1028	16.00	406	9.00	229	13.03	331	40.72	1034
7	EP31900-20-	24	610	36.65	931	8.12	206	20.82	529	41.65	1058	20.00	508	9.00	229	13.03	331	40.72	1034
7	EP38400-20-	24	610	36.65	931	8.12	206	20.82	529	41.65	1058	20.00	508	9.00	229	13.03	331	43.56	1106
8	EP45600-18-	30	762	42.50	1080	9.50	241	24.75	629	49.50	1257	24.00	610	10.50	267	13.03	331	43.56	1106

Frame 8

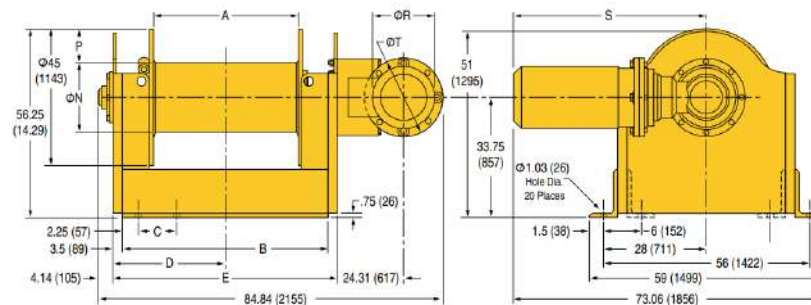


Figura B-8: Selección y características técnicas del malacate. Obtenido del catálogo Ingersoll Rand (Ingersoll Rand , 2014)

Selección del actuador del subsistema tracción de lanza

Model Number	Construction Style	Nominal Force		Rod Dia	Bore Dia	Effective Area		Working Stroke
		Tension	Compression			Tension	Compression	
		kN (kip)	kN (kip)	mm (in)	mm (in)	mm ² (in ²)	mm ² (in ²)	mm (in)
CO86A31		14 (3.1)	40 (9.0)	40 (1.6)	50 (2.0)	710 (1.1)	1963 (3.04)	300,500,750,1000 (12,20,30,40)
CO86A34	Style	98 (22)	162 (36.4)	63 (2.5)	100 (4.0)	4737 (7.34)	7854 (12.17)	300,500,750,1000 (12,20,30,40)
CO86A33	Tie Rod	63 (14.2)	104 (23.4)	50 (2.0)	80 (3.1)	3063 (4.75)	5027 (7.79)	300,500,750,1000 (12,20,30,40)

Model Number	Nominal Force kN (kip)	A		B		C		D	
		FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)	FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)	FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)	FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)
CO86A31	14/40 (3.1/9.0)	691 (27.2)	691 (27.2)	631 (24.8)	631 (24.8)	455 (17.9)	455 (17.9)	571 (22.5)	571 (22.5)
CO86A32	31/64 (6.9/14.4)	725 (28.5)	725 (28.5)	665 (26.2)	665 (26.2)	489 (19.3)	489 (19.3)	605 (23.8)	605 (23.8)
CO86A33	63/104 (14.1/23.4)	925 (36.4)	925 (36.4)	840 (33.1)	840 (33.1)	573 (22.6)	573 (22.6)	755 (29.7)	755 (29.7)
CO86A34	98/162 (22.0/36.4)	952 (37.5)	952 (37.5)	867 (34.1)	867 (34.1)	599 (23.6)	599 (23.6)	782 (30.8)	782 (30.8)

Model Number	Nominal Force kN (kip)	E		F		G		H mm (in)	T mm (in)
		FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)	FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)	FULLY RETRACTED n=1 mm (in)	FULLY EXTENDED n=2 mm (in)		
CO86A31	14/40 (3.1/9.0)	395 (15.6)	395 (15.6)	601 (23.7)	601 (23.7)	481 (18.9)	481 (18.9)	25 (1.0)	M27X2 T40
CO86A32	31/64 (6.9/14.4)	429 (16.9)	429 (16.9)	635 (25.0)	635 (25.0)	515 (20.3)	515 (20.3)	25 (1.0)	M27X2 T40
CO86A33	63/104 (14.1/23.4)	488 (19.2)	488 (19.2)	800 (31.5)	800 (31.5)	630 (24.8)	630 (24.8)	40 (1.6)	M27X2 T60
CO86A34	98/162 (22.0/36.4)	514 (20.2)	514 (20.2)	826 (32.5)	826 (32.5)	656 (25.8)	656 (25.8)	40 (1.6)	M27X2 T50

Model Number	Nominal Force kN (kip)	J mm (in)	K mm (in)	L mm (in)	M mm (in)	N mm (in)	P mm (in)	α	β
CO86A31	14/40 (3.1/9.0)	63.5 (2.5)	85.5 (3.4)	63.5 (2.5)	86 (3.4)	11 (0.4)	60 (2.4)	7°	80°
CO86A32	31/64 (6.9/14.4)	63.5 (2.5)	85.5 (3.4)	63.5 (2.5)	86 (3.4)	11 (0.4)	60 (2.4)	7°	80°
CO86A33	63/104 (14.1/23.4)	114.3 (4.5)	149.3 (5.9)	114.3 (4.5)	143 (5.6)	17 (0.7)	85 (3.3)	17°	90°
CO86A34	98/162 (22.0/36.4)	114.3 (4.5)	149.3 (5.9)	114.3 (4.5)	143 (5.6)	17 (0.7)	85 (3.3)	17°	90°

Figura B-9: Selección y características técnicas del malacate. Obtenido del catálogo Moog. (MOOG, 2018)

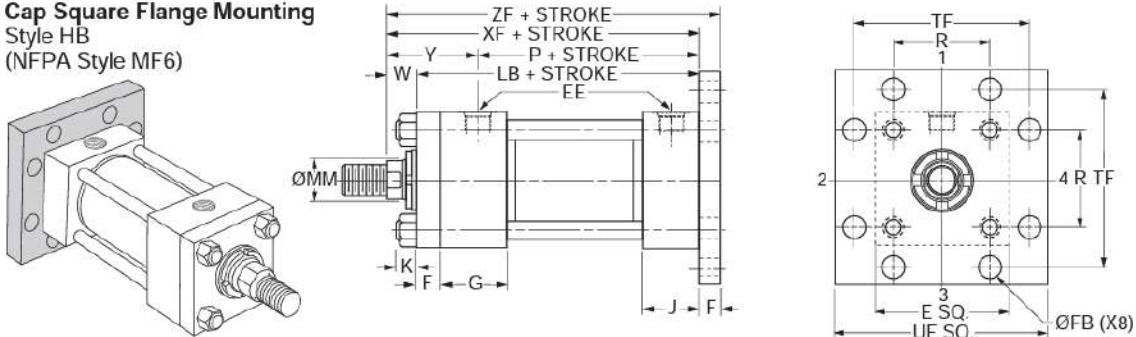
Selección del actuador del subsistema variación de ángulo

Catalog HY08-1114-3/NA

Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Mounting Information – 1.50" to 6.00" Bore Series 2H

Cap Square Flange Mounting Style HB (NFPA Style MF6)



Style HB – Dimensional and Mounting Data

Bore Ø	E	EE		F	FB Ø	G	J	K	R	TF	UF	Add Stroke	
		NPTF ¹	SAE ²									LB	P
1.50	2.50	1/2	10	0.38	0.44	1.75	1.50	0.38	1.63	3.44	4.25	5.00	2.88
2.00	3.00	1/2	10	0.63	0.56	1.75	1.50	0.44	2.05	4.13	5.13	5.25	2.88
2.50	3.50	1/2	10	0.63	0.56	1.75	1.50	0.44	2.55	4.63	5.63	5.38	3.00
3.25	4.50	3/4	12	0.75	0.69	2.00	1.75	0.56	3.25	5.88	7.13	6.25	3.50
4.00	5.00	3/4	12	0.88	0.69	2.00	1.75	0.56	3.82	6.38	7.63	6.63	3.75

Style HB – Dimensional and Mounting Data

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	W	Y	Add Stroke	
					XF	ZF
1.50	1 (std.)	0.625	0.63	2.00	5.63	6.00
	2	1.000	1.00	2.38	6.00	6.38
3.25	1 (std.)	1.375	0.88	2.75	7.13	7.88
	2	2.000	1.25	3.13	7.50	8.25
	3	1.750	1.13	3.00	7.38	8.13
	1 (std.)	1.750	1.00	3.00	7.63	8.50

Series 2H & 3H Accessory Part Numbers & Load Capacity Chart A

Thread Size	Rod Clevis		Mounting Plate or Eye Bracket		Pivot Pin	
	Part Number	Load Capacity (Lbs.)	Part Number	Load Capacity (Lbs.)	Part Number	Shear Capacity (Lbs.)
5/16-24	0512210000 ¹	2600	0740770000	1700	—	—
7/8-14	0509430000	18800	0853610000	20400	0683700000	34300
1-14	0509440000	19500	0853610000	20400	0683700000	34300
1-14	1332850000	19500	0853610000	20400	0683700000	34300

Mounting Plates

Mounting Plates for Style BB (clevis mounted) cylinders are offered. To select proper part number for your application, refer to Chart B at right.

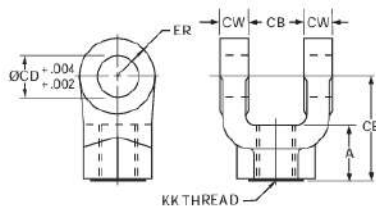
Chart B

Mtg. Plate Part No.	Series 2H Bore Ø	Series 3H Bore Ø
0691950000	1.50	-
0691960000	2.00, 2.50	-
0853610000	3.25	-
0691980000	4.00	-
0853620000	5.00	-

¹ Includes pivot pin.

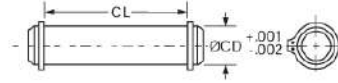
² Cylinder accessory dimensions conform to NFPA recommended standard NFPA/T3.6.8 R1-1984, NFPA recommended standard fluid power systems – cylinder – dimensions for accessories for cataloged square head industrial cylinders.

Rod Clevis Dimensions



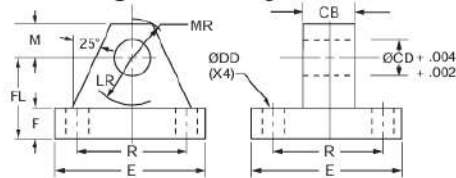
Part Number	A	CB	Ø CD	CE	CW	ER	KK
0512210000	0.81	0.34	0.313	2.25	0.20	0.30	5/16-24
0509400000	0.75	0.77	0.500	1.50	0.49	0.50	7/16-20
0509410000	0.75	0.77	0.500	1.50	0.49	0.50	1/2-20
0509420000	1.13	1.27	0.750	2.13	0.62	0.75	3/4-16
1332840000	1.13	1.27	0.750	2.38	0.62	0.75	3/4-16
0509430000	1.63	1.52	1.000	2.94	0.74	1.00	7/8-14
0509440000	1.63	1.52	1.000	2.94	0.74	1.00	1-14

Pivot Pin Dimensions



Part Number	Ø CD	CL
0683680000	0.500	1.88
0683690000	0.750	2.63
0683700000	1.000	3.13
0683710000	1.375	4.13
0683720000	1.750	5.19
0683730000	2.000	5.19
0683740000	2.500	6.19

Mounting Plate or Eye Bracket Dimensions



When used to mate with the Rod Clevis, select by thread size in table on opposite page.

Part Number	CB	Ø CD	Ø DD	E	F	FL	LR	M	MR	R
0740770000	0.31	0.313	0.27	2.25	0.38	1.00	0.63	0.38	0.50	1.75
0691950000	0.75	0.500	0.41	2.50	0.38	1.13	0.75	0.50	0.56	1.63
0691960000	1.25	0.750	0.53	3.50	0.63	1.88	1.25	0.75	0.88	2.55
0853610000	1.50	1.000	0.66	4.50	0.88	2.38	1.50	1.00	1.25	3.25
0691980000	2.00	1.375	0.66	5.00	0.88	3.00	2.13	1.38	1.63	3.82

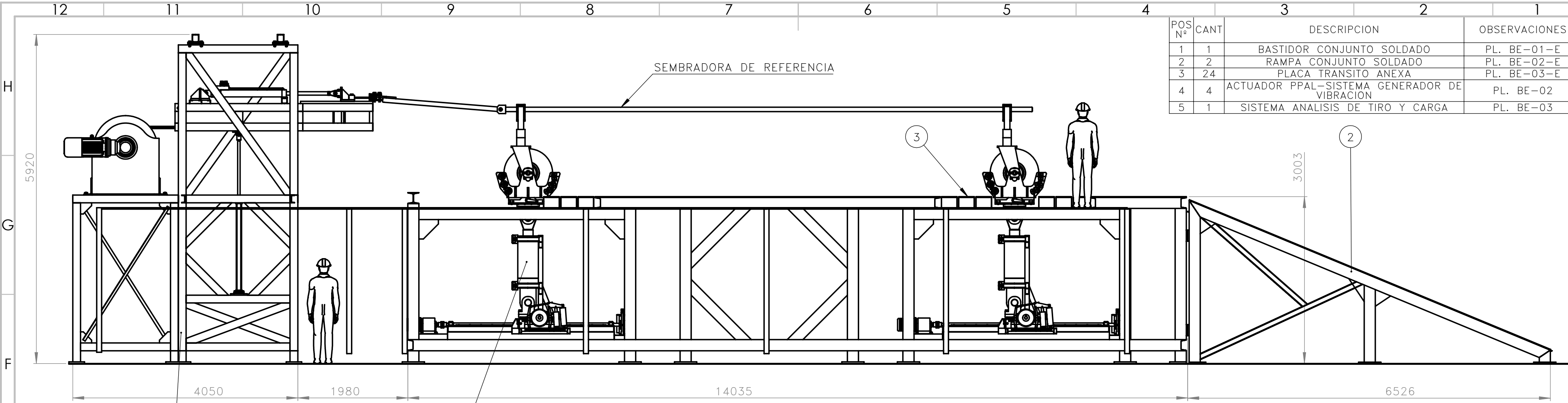
Figura B-10: Selección y características técnicas del actuador para variación del ángulo. Obtenido del catálogo marca Parker. (Parker, 2011)

Anexo C: Planos

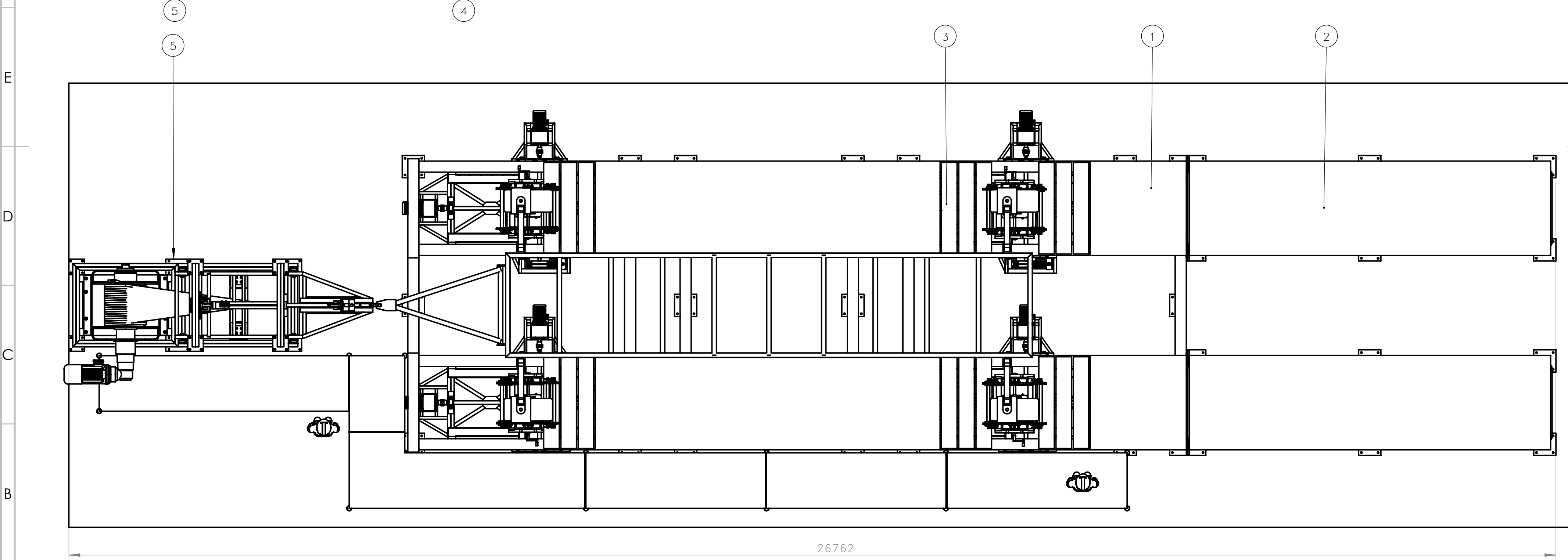
Se adjuntan a continuación todos los planos realizados junto con la correspondiente tabla donde se identifica cada uno.

4		3		2		1				
CONJUNTO		SUBCONJUNTO		PIEZA		TITULO		PESO APROX (KG)		
F	BE-00						CONJUNTO COMPLETO			
	BE-00-00						CONJUNTO COMPLETO EQUIPOS			
			BE-01-E				BASTIDOR CONJUNTO SOLDADO		21450	
			BE-02-E				RAMPA CONJUNTO SOLDADO		3380	
			BE-03-E				PLACA TRANSITO ANEXA		140	
E	BE-02						ACTUADOR PPAL-SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION		8080	
	BE-02-M						ACTUADOR PPAL-SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION-MONTAJE		8080	
			BE-02-A				CAMA CONTENCION RODADO		530	
					BE-02-A-00		GUIA CAMA-FRENTE		19.5	
					BE-02-A-01		GUIA CAMA-COLIZA		50	
D					BE-02-A-02		GUIA CAMA-SOPORTE MEDIO		15.5	
					BE-02-A-03		GUIA CAMA-PLACA FONDO		143	
					BE-02-A-04		PLACA APOYO RUEDA		32	
					BE-02-A-05		LATERAL MOVIL-CONJ SOLDADO		117	
					BE-02-A-06		LATERAL MOVIL-PATIN		50	
C					BE-02-A-07		LATERAL MOVIL-CHAPA		56	
					BE-02-A-08		CIERRES CAMA		5	
					BE-02-A-09		BUJE		0.6	
					BE-02-A-10		BARRA CONTENCION		22.5	
					BE-02-A-11		TORNILLO ACME R1 1/2"		10	
B					BE-02-A-12		TUERCA ACME DIAM 1 1/2"		2	
					BE-02-A-13		TAPA RODAMIENTO TORNILLO		0.4	
					BE-02-A-14		TAPA BUJE EJE		0.85	
					BE-02-A-15		ARANDELA CIERRE EJE		3.5	
					BE-02-A-16		CIERRE BARRAS TRASERAS		0.7	
A			BE-02-B				SISTEMA POSICIONADOR		3465	
					BE-02-B-00		BASTIDOR		673	
					BE-02-B-01		GUIAS LONGITUDINALES		1170	
					BE-02-B-02		DESLIZADOR LONGITUDINAL		1220	
					BE-02-B-03		TUERCA ACME DIAM 2 1/2"		3.2	
					BE-02-B-04		TORNILLO ACME R2 1/2"-LONG		77.2	
					BE-02-B-05		BE-02-B-05TORNILLO ACME R2 1/2"-TRANSV.		47.6	
					BE-02-B-06		DESLIZADOR TRANSVERZAL		370	
					BE-02-B-07		SOPORTE MOTOREDUCTOR		79	
					BE-02-B-08		COLIZA A-LONGITUDINAL		25	
					BE-02-B-09		COLIZA B-LONGITUDINAL		14	
					BE-02-B-10		COLIZA C LONGITUDINAL		4.3	
					BE-02-B-11		COLIZA D LONGITUDINAL		4.5	
					BE-02-B-12		COLIZA 1-TRANSVERSAL		13.1	
					BE-02-B-13		COLIZA 2-TRANSVERSAL		8.3	
					BE-02-B-14		COLIZA 3-TRANSVERSAL		5.2	
					BE-02-B-15		COLIZA 4-TRANSVERSAL		3.9	
					BE-02-B-16		CHAPA SUPLEMENTO RODAMIENTO		1.2	
		</								

	4		3		2		1
	CONJUNTO	SUBCONJUNTO	PIEZA		TITULO		PESO APROX (KG)
			BE-02-B-17		SOPORTE FRENO		55
F			BE-02-B-18		SOPORTE ACTUADOR		110
	BE-03				SISTEMA ANALISIS DE TIRO Y CARGA		1105
E							
D							
C							
B							
A					TITULO		
					INDICE PLANOS		
	DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N°		REV
		22/11/23	BAYONA		BE-IND-H2		00
	APROBO		BAETTI				
			SISMONDI				
	4		3		2		1



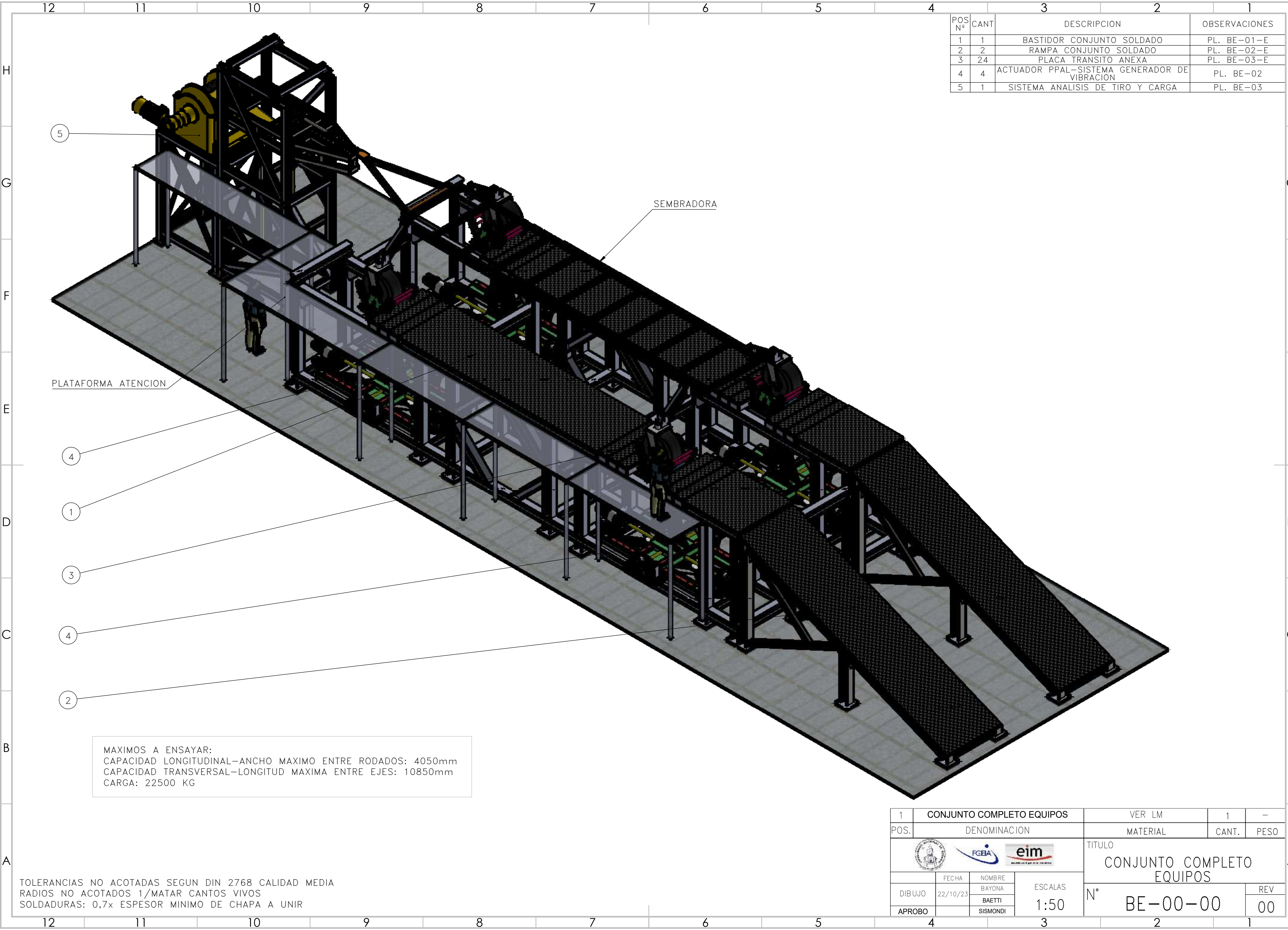
POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	BASTIDOR CONJUNTO SOLDADO	PL. BE-01-E
2	2	RAMPA CONJUNTO SOLDADO	PL. BE-02-E
3	24	PLACA TRANSITO ANEXA	PL. BE-03-E
4	4	ACTUADOR PPAL-SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION	PL. BE-02
5	1	SISTEMA ANALISIS DE TIRO Y CARGA	PL. BE-03



MAXIMOS A ENSAYAR:
CAPACIDAD LONGITUDINAL-ANCHO MAXIMO ENTRE RODADOS: 4050mm
CAPACIDAD TRANSVERSAL-LONGITUD MAXIMA ENTRE EJES: 10850mm
CARGA: 22500 KG

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1/MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR

—	BANCO DE ENSAYO			VER LM	—	—
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				BANCO ENSAYO CONJUNTO COMPLETO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N°	BE—00	REV
	22/10/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	BASTIDOR CONJUNTO SOLDADO	PL. BE-01-E
2	2	RAMPA CONJUNTO SOLDADO	PL. BE-02-E
3	24	PLACA TRANSITO ANEXA	PL. BE-03-E
4	4	ACTUADOR PPAL-SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION	PL. BE-02
5	1	SISTEMA ANALISIS DE TIRO Y CARGA	PL. BE-03

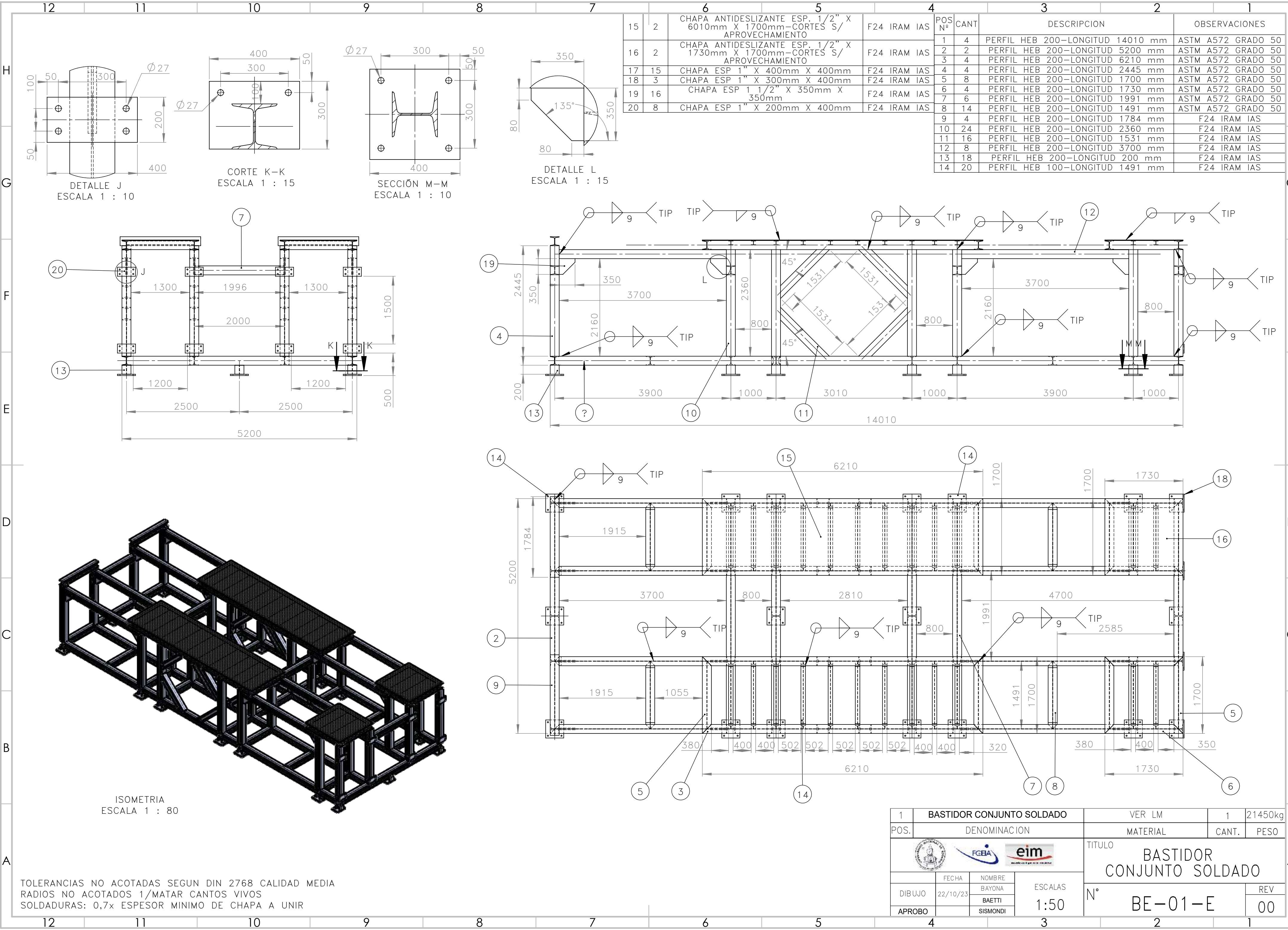
PLATAFORMA ATENCION

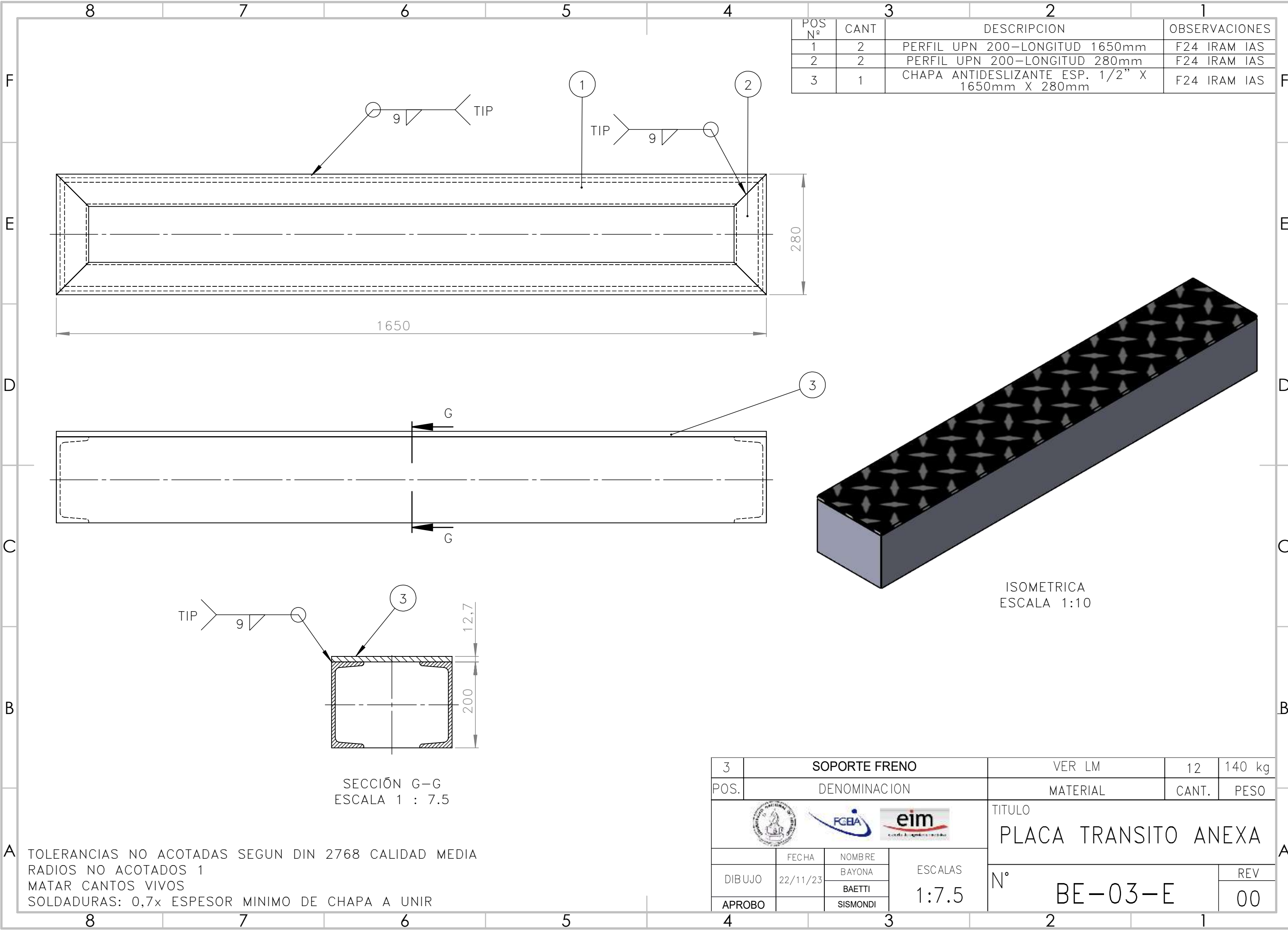
SEBRADORA

MAXIMOS A ENSAYAR:
CAPACIDAD LONGITUDINAL-ANCHO MAXIMO ENTRE RODADOS: 4050mm
CAPACIDAD TRANSVERSAL-LONGITUD MAXIMA ENTRE EJES: 10850mm
CARGA: 22500 KG

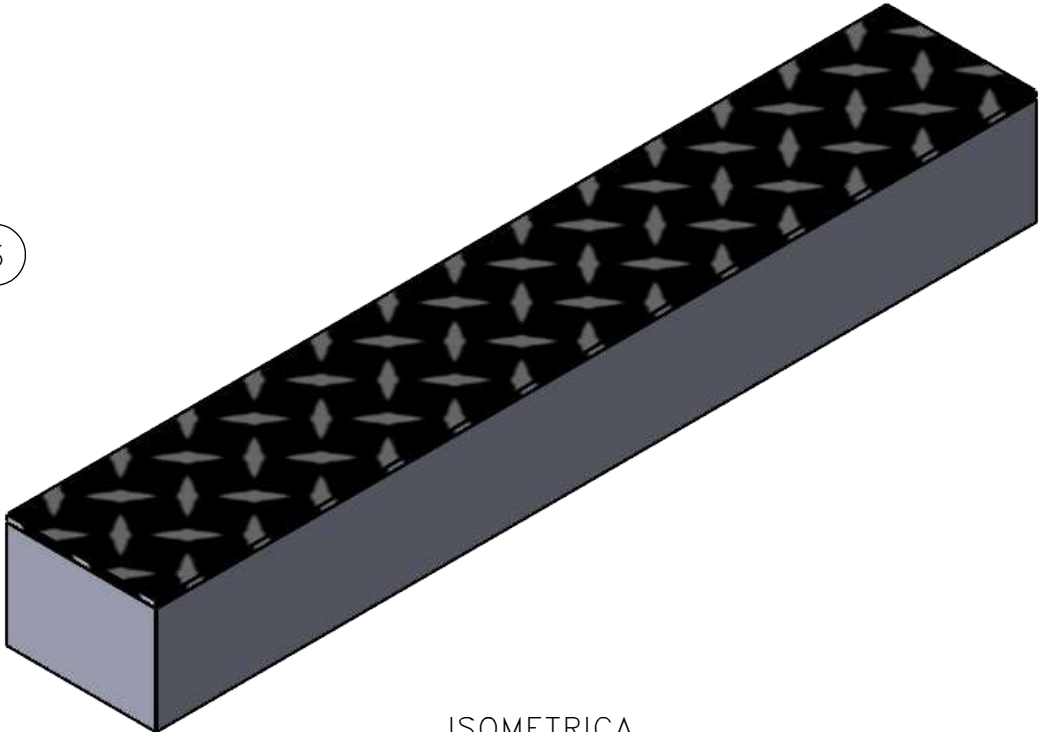
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1/MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR

1	CONJUNTO COMPLETO EQUIPOS			VER LM	1	-
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				CONJUNTO COMPLETO EQUIPOS		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:50	N° BE-00-00		REV
	22/10/23	BAYONA				
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				00





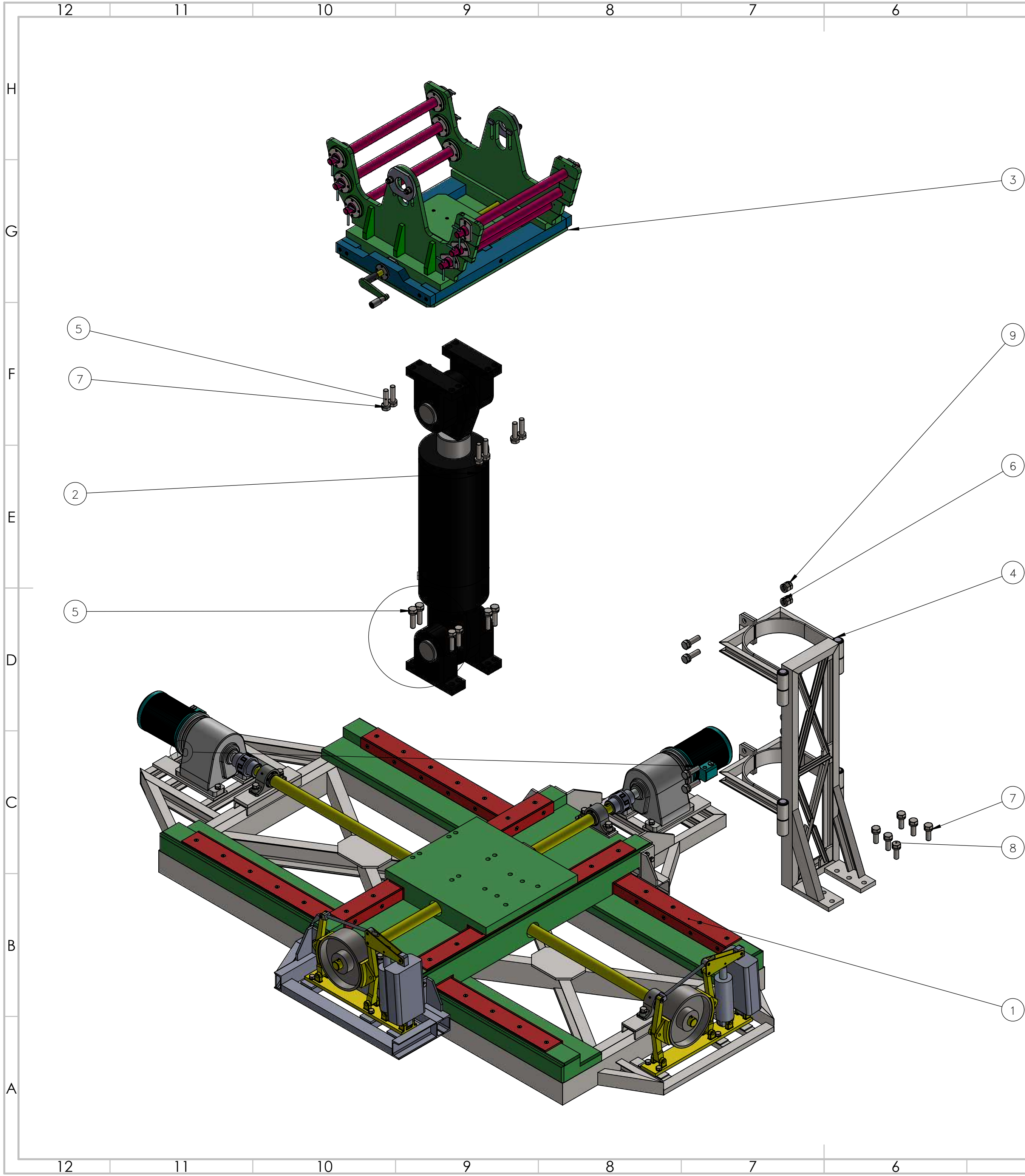
POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	2	PERFIL UPN 200-LONGITUD 1650mm	F24 IRAM IAS
2	2	PERFIL UPN 200-LONGITUD 280mm	F24 IRAM IAS
3	1	CHAPA ANTIDESLIZANTE ESP. 1/2" X 1650mm X 280mm	F24 IRAM IAS



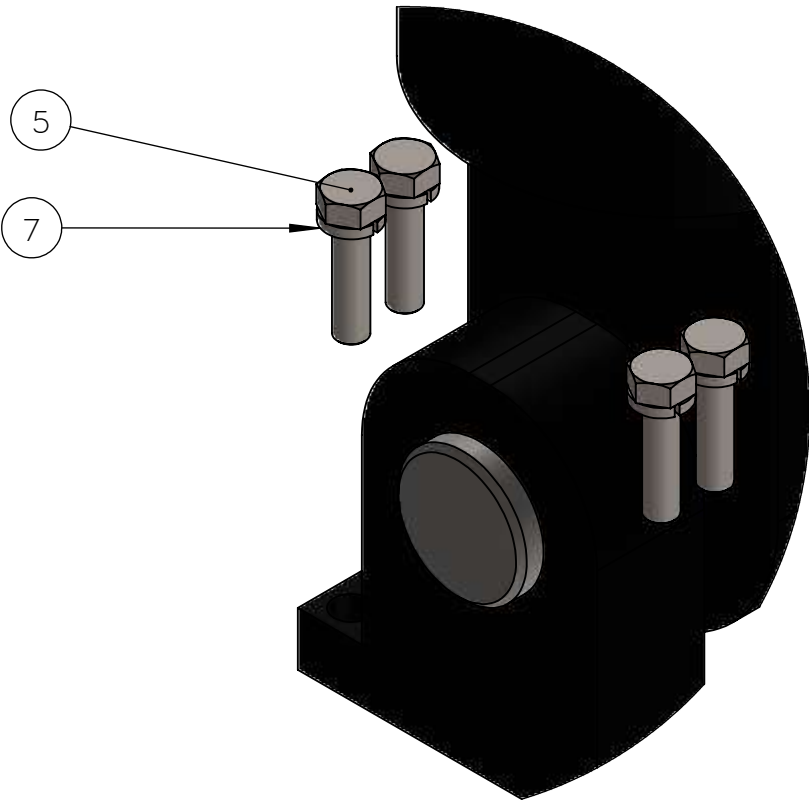
ISOMETRICA
ESCALA 1:10

3	SOPORTE FRENO			VER LM	12	140 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO PLACA TRANSITO ANEXA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:7.5	N°		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA		BE-03-E		00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR



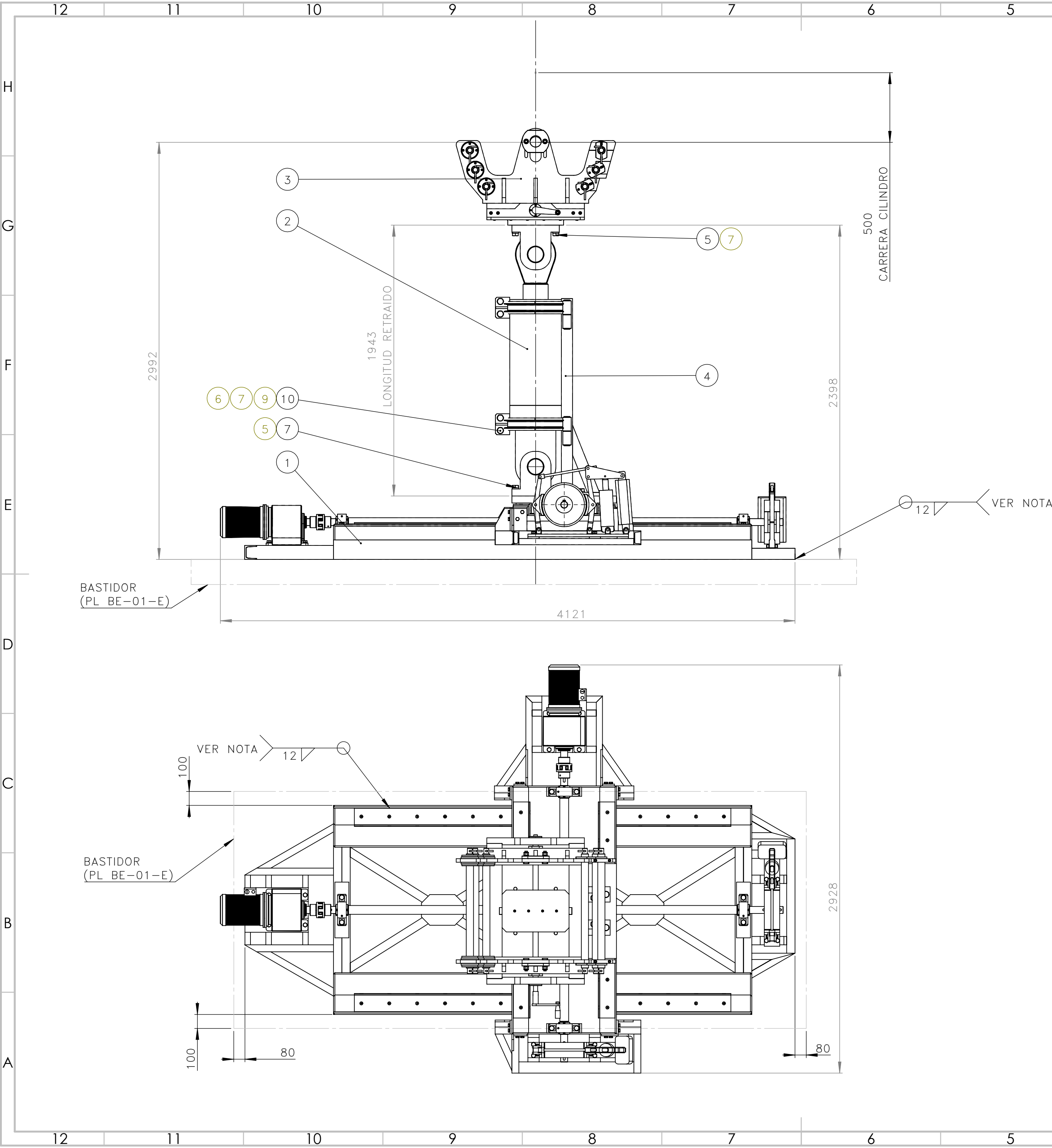
POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	SISTEMA POSICIONADOR	PL BE-02-B
2	1	CILINDRO MOOG C086A38-CARRERA 500mm	COMERCIAL
3	1	CAMA CONTENCIÓN RODADO	PL BE-02-A
4	1	SOPORTE ACTUADOR	PL BE-02-B-18
5	16	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 4" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
6	4	TUERCA HEXAGONAL Ø1" GR 8	ANSI/ASME B18.2.1
7	32	ARANDELA NORD LOCK P/ TORNILLO Ø1"	F24 IRAM IAS
8	6	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 3" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
9	4	CONTRA TUERCA HEXAGONAL Ø1" GR 8	ANSI/ASME B18.2.1
10	4	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 3,5" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1



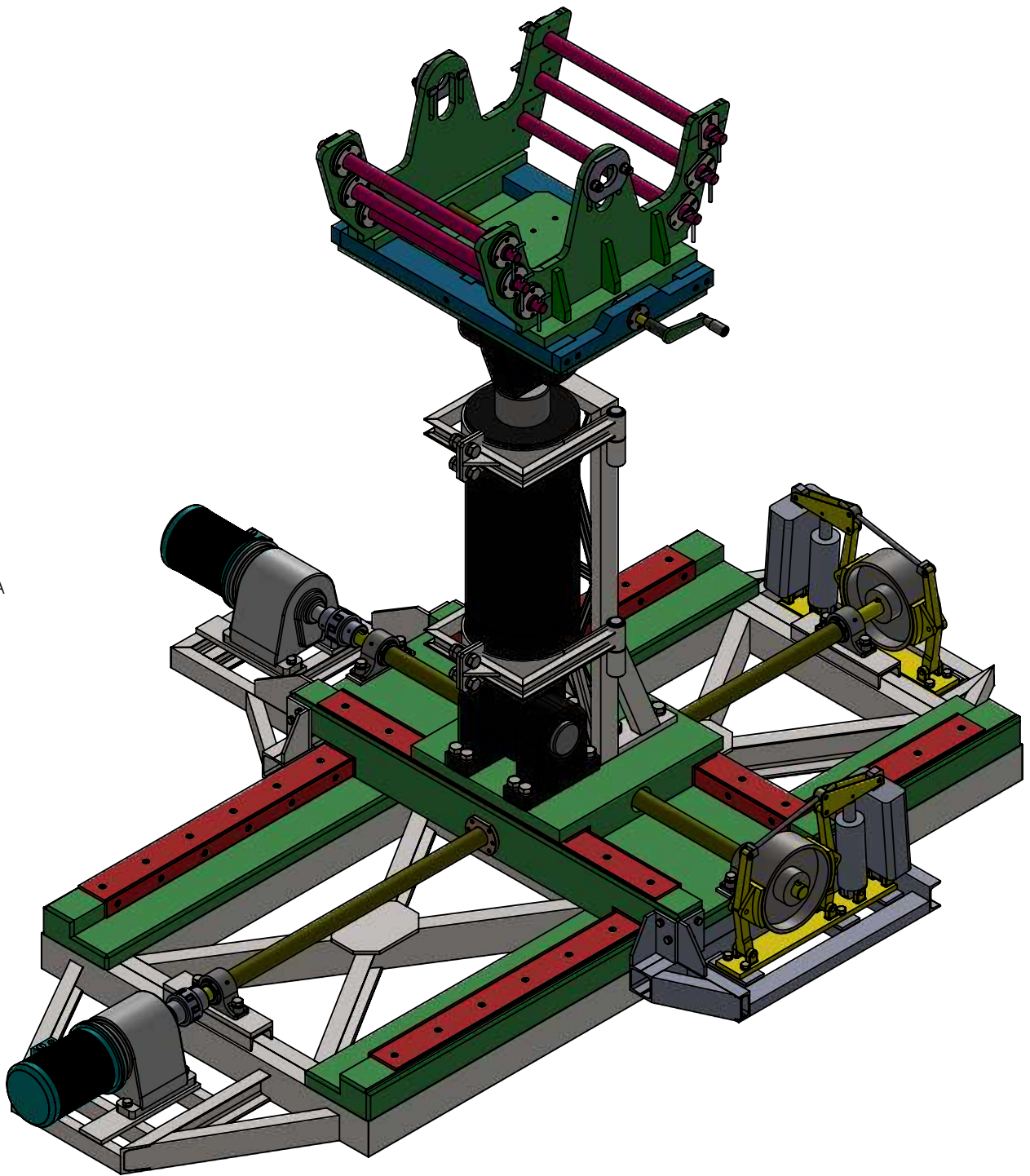
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

NOTA:
ANTES DE ENSAMBLAR ACTUADOR VINCULAR POR SOLDADURA
BANCADA DE POSICIONADOR (VER PL BE-02-B)
A ESTRUCTURA BASTIDOR DEL BANCO (VER PL BE-01-E)

4	SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION			VER LM	4	8080 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				ACTUADOR PPAL SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:50	N° BE-02		REV
	22/11/23	BAYONA				
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				00
4		3		2		1

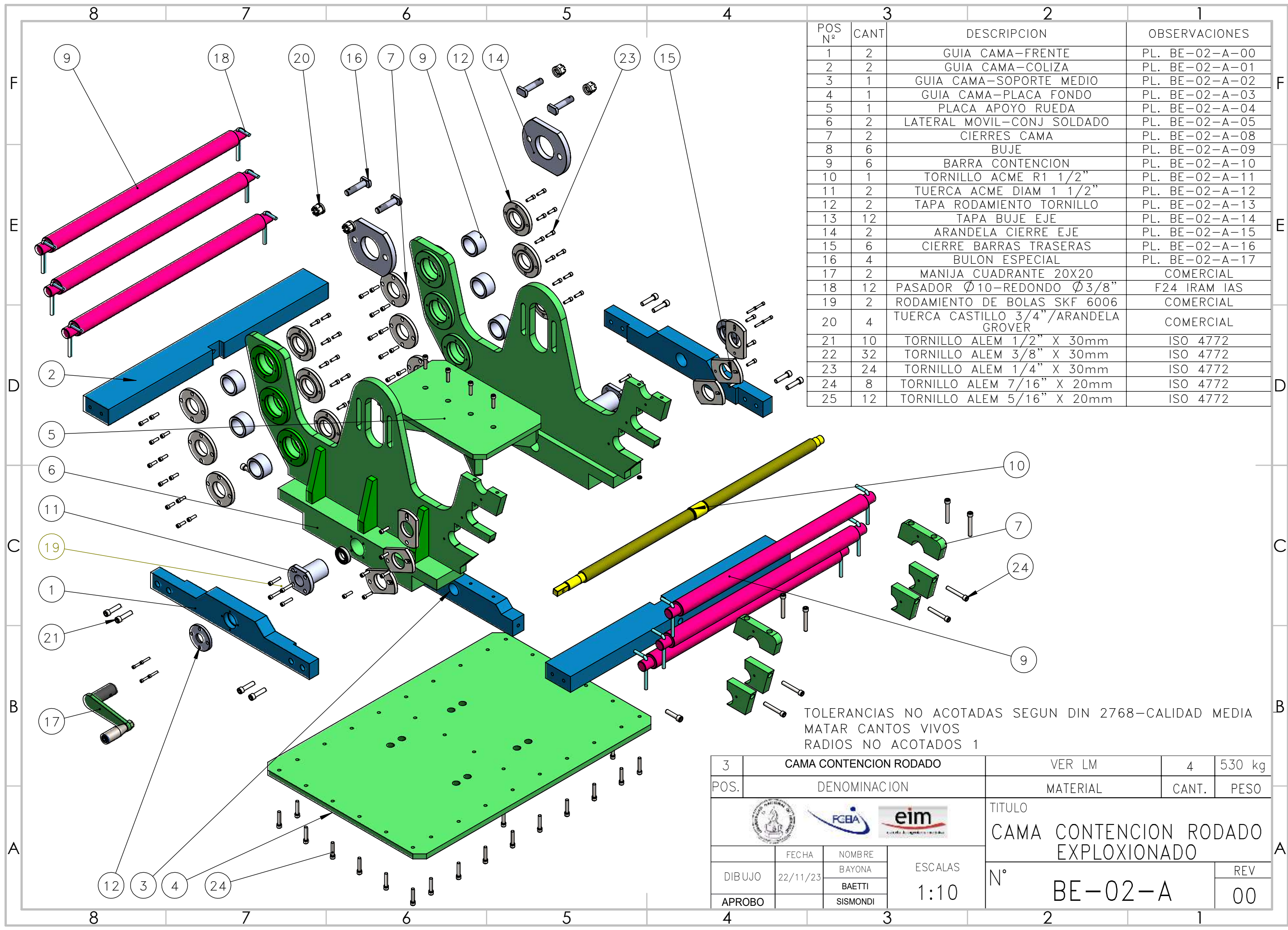


POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	SISTEMA POSICIONADOR	PL BE-02-B
2	1	CILINDRO MOOG C086A38-CARRERA 500mm	COMERCIAL
3	1	CAMA CONTENCIÓN RODADO	PL BE-02-A
4	1	SOPORTE ACTUADOR	PL BE-02-B-18
5	16	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 4" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
6	4	TUERCA HEXAGONAL Ø1" GR 8	ANSI/ASME B18.2.1
7	32	ARANDELA NORD LOCK P/ TORNILLO Ø1"	F24 IRAM IAS
8	6	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 3" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
9	4	CONTRA TUERCA HEXAGONAL Ø1" GR 8	ANSI/ASME B18.2.1
10	4	TORNILLO HEXAGONAL Ø1"X 3,5" GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1



NOTA:
ANTES DE ENSAMBLAR ACTUADOR VINCULAR POR SOLDADURA
BANCADA DE POSICIONADOR (VER PL BE-02-B)
A ESTRUCTURA BASTIDOR DEL BANCO (VER PL BE-01-E)

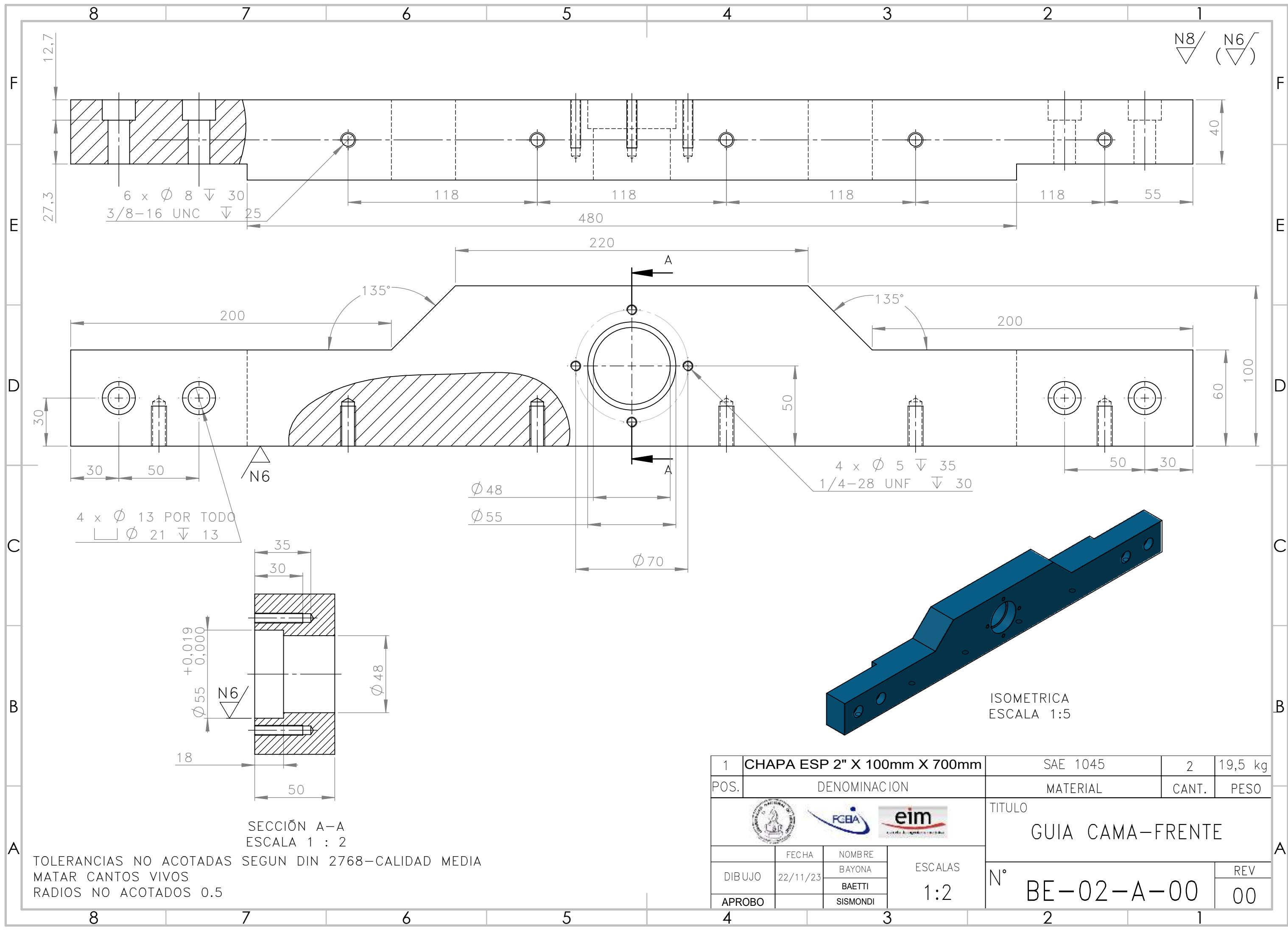
4	SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION	VER LM	4	8080 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		TITULO	ACTUADOR PPAL SISTEMA GENERADOR DE VIBRACION MONTAJE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA	1:20	00
APROBO		BAETTI		
		SISMONDI		



POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	2	GUIA CAMA-FRENTE	PL. BE-02-A-00
2	2	GUIA CAMA-COLIZA	PL. BE-02-A-01
3	1	GUIA CAMA-SOPORTE MEDIO	PL. BE-02-A-02
4	1	GUIA CAMA-PLACA FONDO	PL. BE-02-A-03
5	1	PLACA APOYO RUEDA	PL. BE-02-A-04
6	2	LATERAL MOVIL-CONJ SOLDADO	PL. BE-02-A-05
7	2	CIERRES CAMA	PL. BE-02-A-08
8	6	BUJE	PL. BE-02-A-09
9	6	BARRA CONTENCIÓN	PL. BE-02-A-10
10	1	TORNILLO ACME R1 1/2"	PL. BE-02-A-11
11	2	TUERCA ACME DIAM 1 1/2"	PL. BE-02-A-12
12	2	TAPA RODAMIENTO TORNILLO	PL. BE-02-A-13
13	12	TAPA BUJE EJE	PL. BE-02-A-14
14	2	ARANDELA CIERRE EJE	PL. BE-02-A-15
15	6	CIERRE BARRAS TRASERAS	PL. BE-02-A-16
16	4	BULON ESPECIAL	PL. BE-02-A-17
17	2	MANIJA CUADRANTE 20X20	COMERCIAL
18	12	PASADOR Ø10-REDONDO Ø3/8"	F24 IRAM IAS
19	2	RODAMIENTO DE BOLAS SKF 6006	COMERCIAL
20	4	TUERCA CASTILLO 3/4"/ARANDELA GROVER	COMERCIAL
21	10	TORNILLO ALEM 1/2" X 30mm	ISO 4772
22	32	TORNILLO ALEM 3/8" X 30mm	ISO 4772
23	24	TORNILLO ALEM 1/4" X 30mm	ISO 4772
24	8	TORNILLO ALEM 7/16" X 20mm	ISO 4772
25	12	TORNILLO ALEM 5/16" X 20mm	ISO 4772

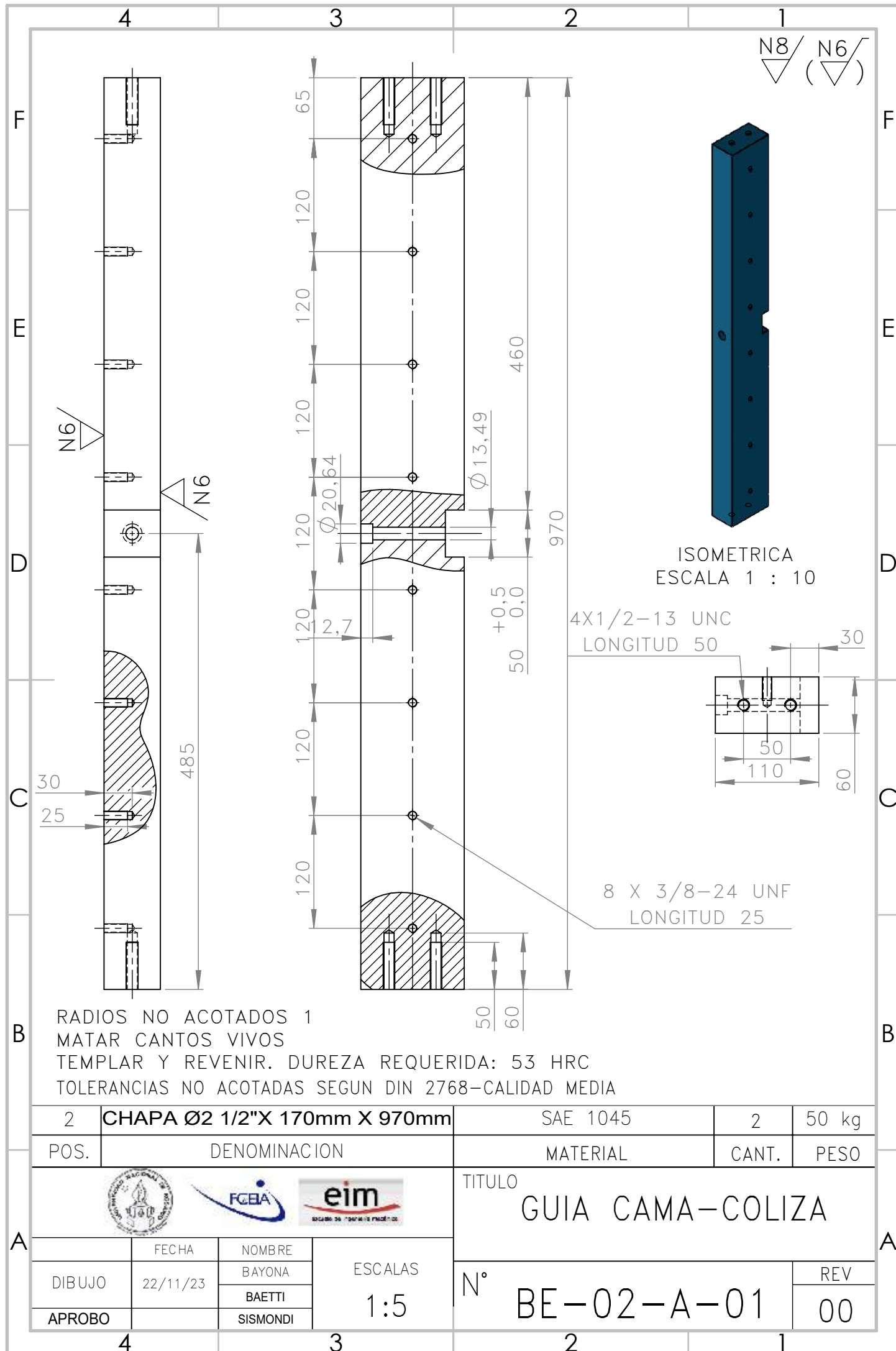
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA
MATAR CANTOS VIVOS
RADIOS NO ACOTADOS 1

3	CAMA CONTENCIÓN RODADO			VER LM	4	530 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				CAMA CONTENCIÓN RODADO EXPLOSIONADO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	N° BE-02-A		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



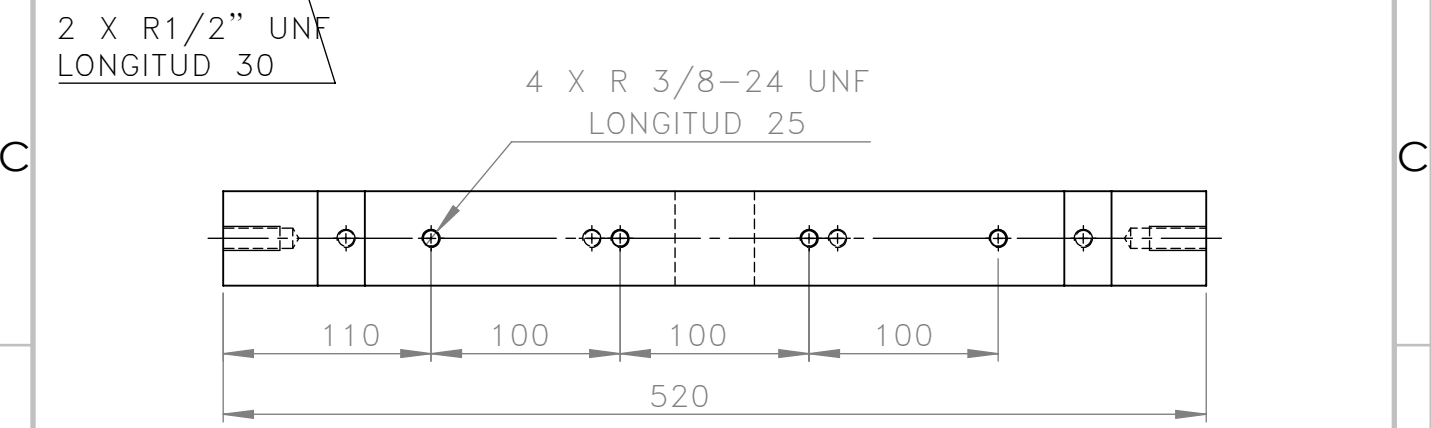
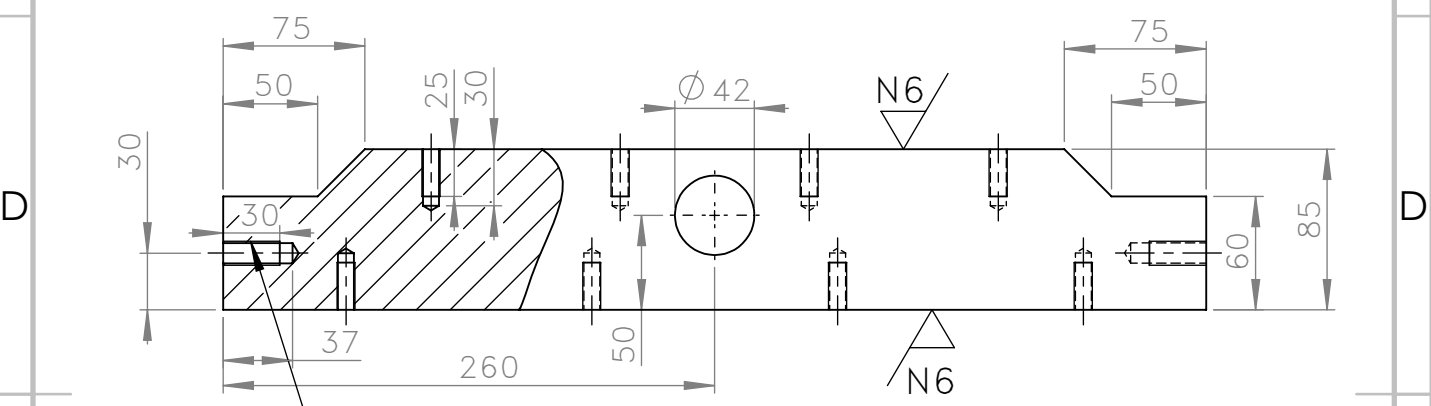
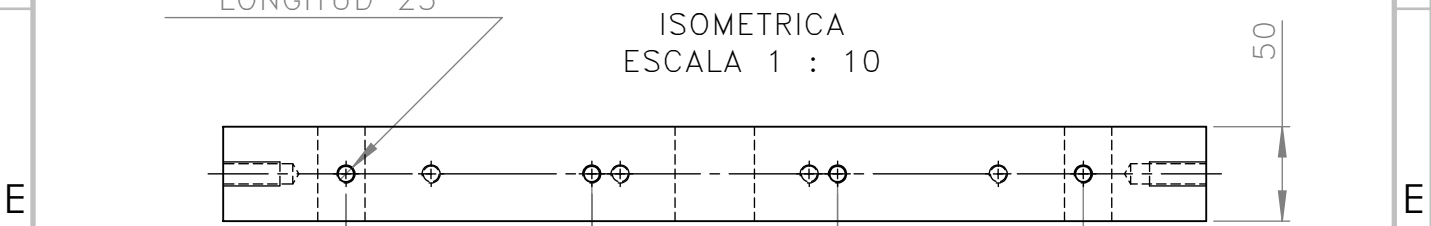
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA
MATAR CANTOS VIVOS
RADIOS NO ACOTADOS 0.5

1	CHAPA ESP 2" X 100mm X 700mm			SAE 1045	2	19,5 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				GUIA CAMA-FRENTE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	N° BE-02-A-00		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				


4
3
2
1
F
E
D
C
B
A

F

F

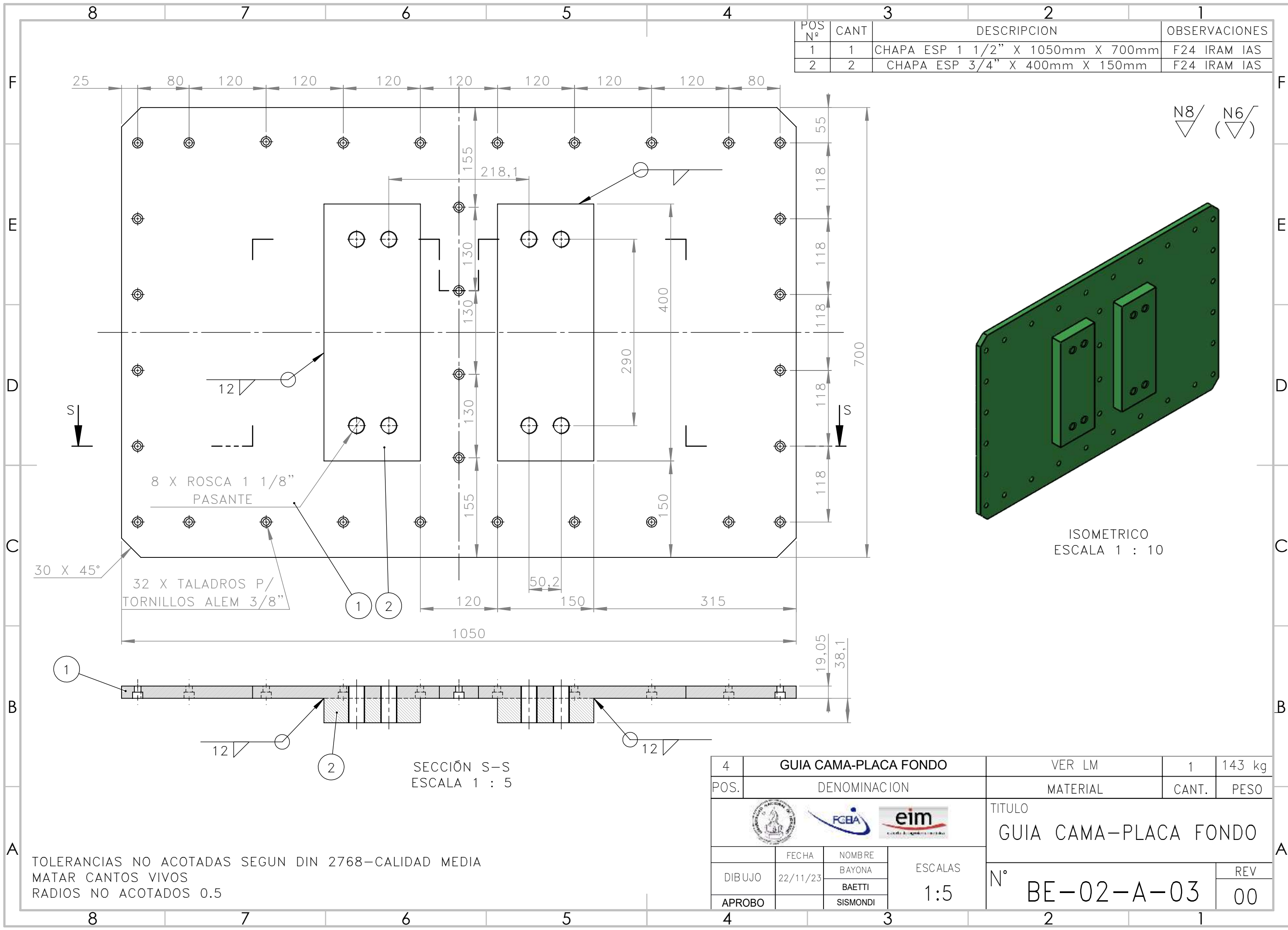


B

B

RADIOS NO ACOTADOS 1
 MATAR CANTOS VIVOS
 TEMPLAR Y REVENIR. DUREZA REQUERIDA: 53 HRC
 TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

3	CHAPA Ø2" X 85mm X 520mm			SAE 1045	1	15,5 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				GUIA CAMA-SOPORTE MEDIO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:4	N° BE-02-A-02		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



4

3

2

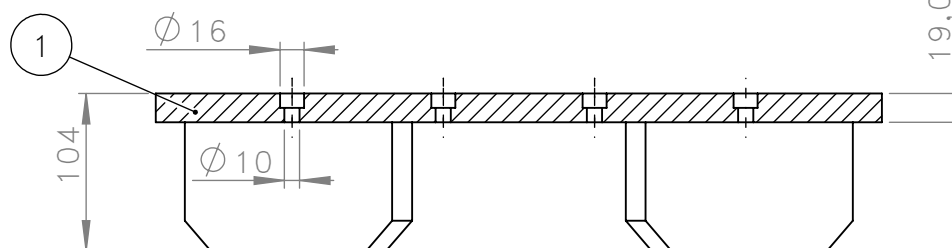
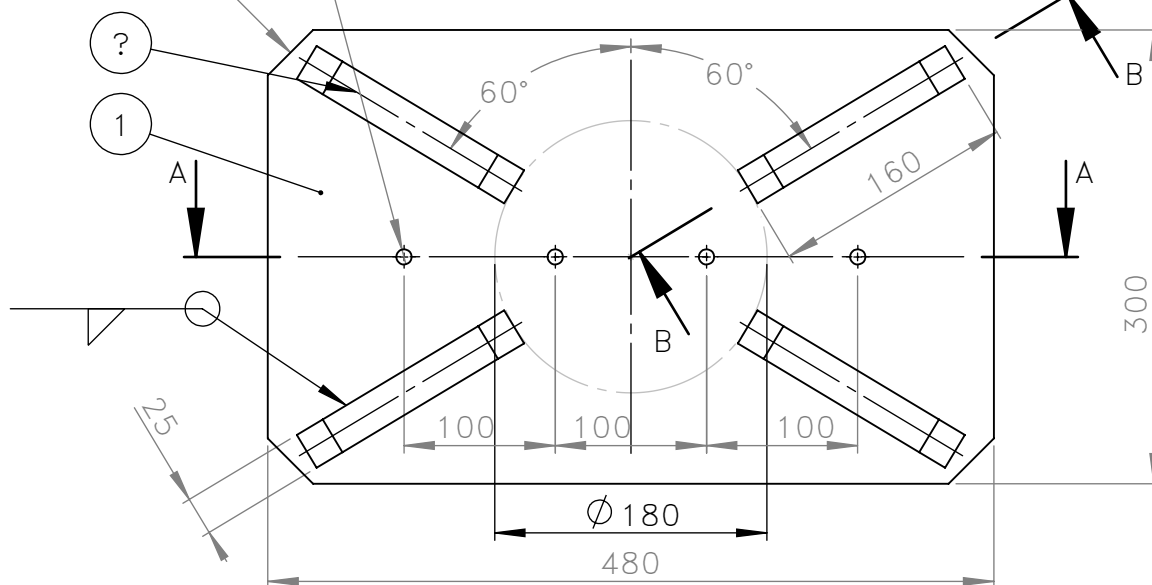
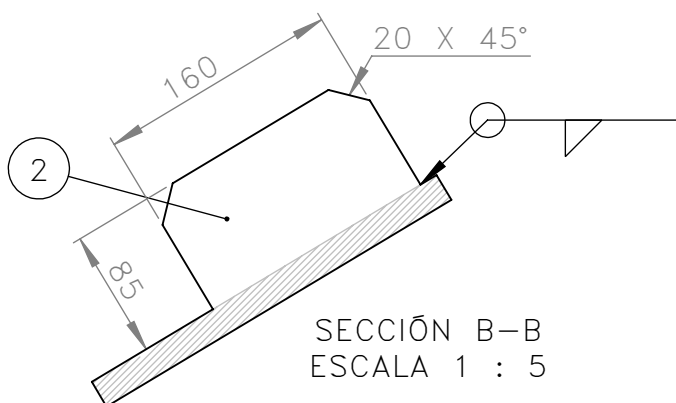
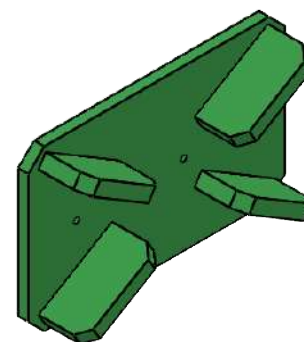
1

POS Nº	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	CHAPA ESPESOR 3/4"x300mmx480mm	F24 IRAM IAS
2	4	CHAPA ESPESOR 1"x85mmx160mm	F24 IRAM IAS

30 X 45°

4 x TORNILLO ALEM 3/8"

N8/

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5ISOMETRICA
ESCALA 1 : 10

RADIOS NO ACOTADOS 1

MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

5	PLACA APOYO RUEDA			VER LM	1	32 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				PLACA APOYO RUEDA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	N°		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA		BE-02-A-04		00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				

4

3

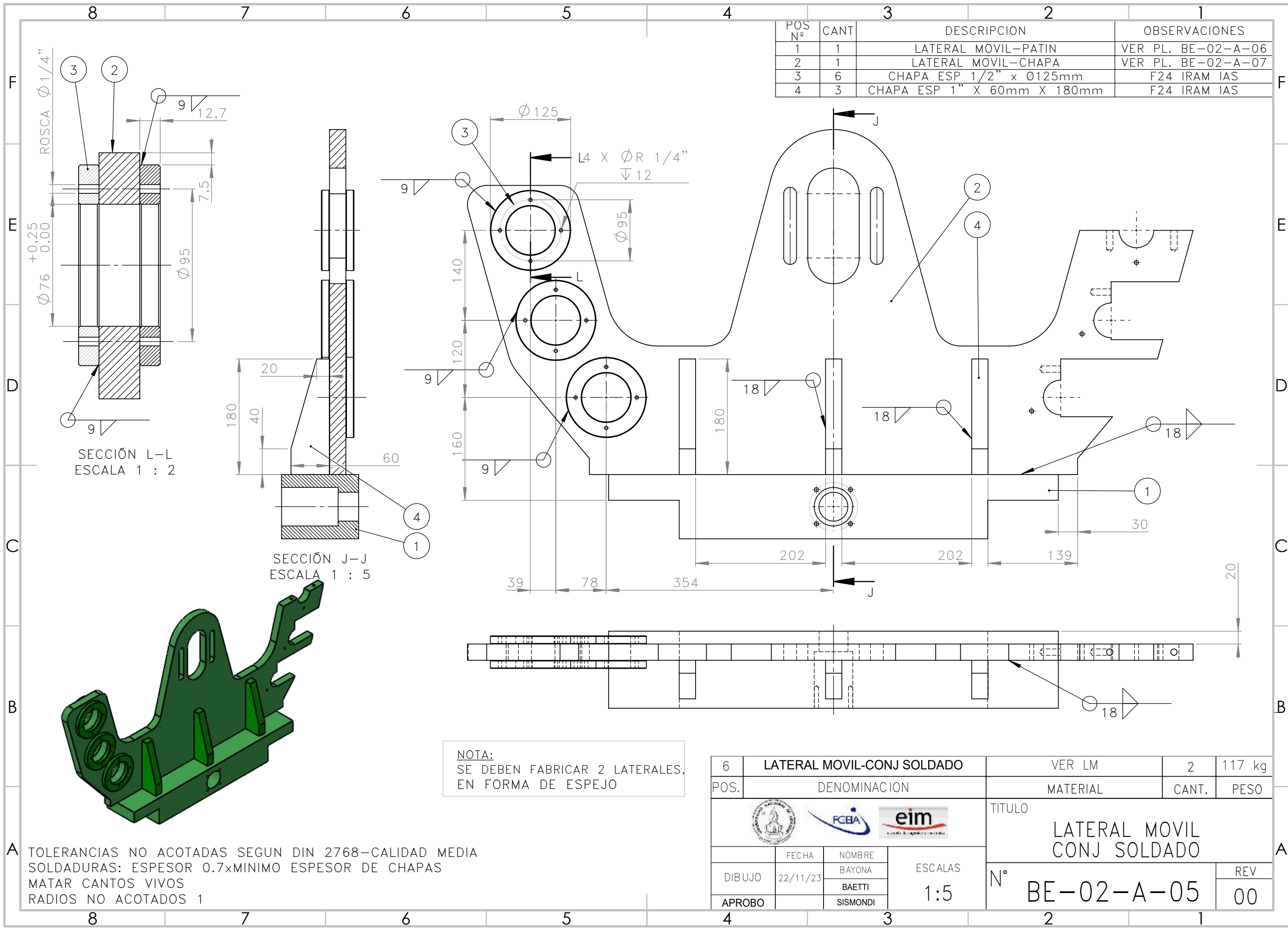
2

1

ESCALAS

1:5

BE-02-A-04



4

3

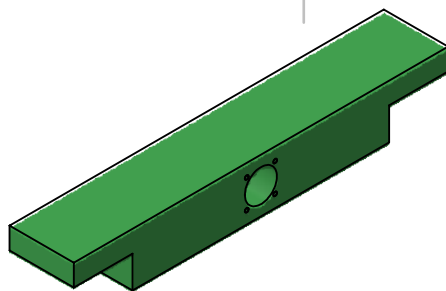
2

1

N8/
(N6/)

F

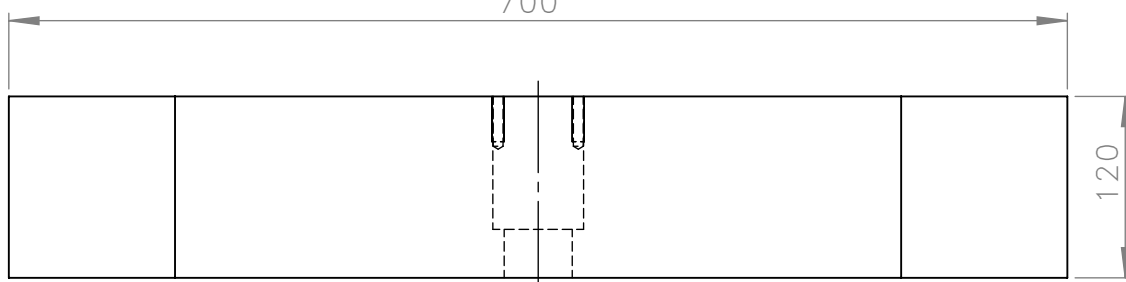
F

ISOMETRICA
ESCALA 1 : 10

700

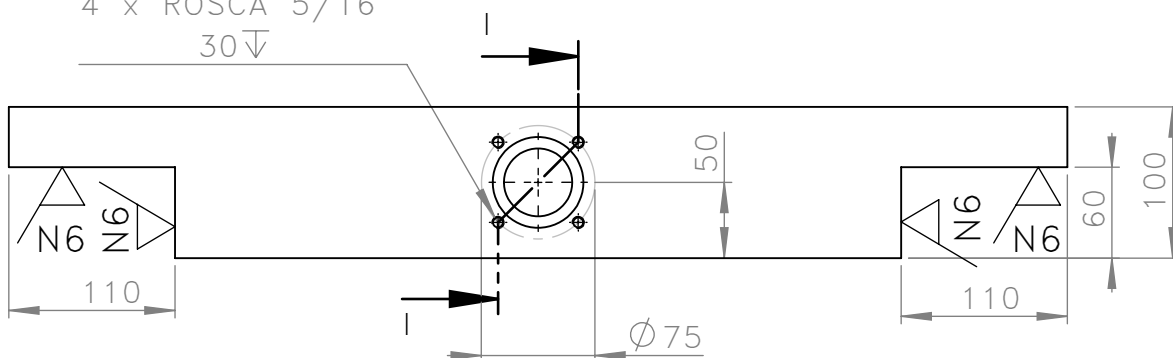
E

E

4 x ROSCA 5/16"
30

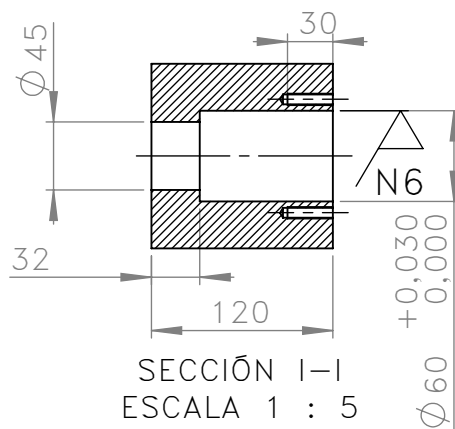
D

D



C

C

SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 5

B

B

RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

1	CHAPA ESP 4" X 120mm X 700mm	F24 IRAM IAS	2	50 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
  		TITULO		
		LATERAL MOVIL-PATIN		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	N°	
	22/10/23	BAYONA	BE-02-A-06	
APROBO		BAETTI	REV	
		SISMONDI	00	

A

A

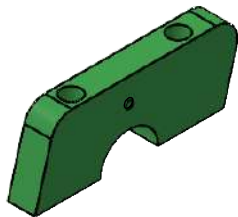
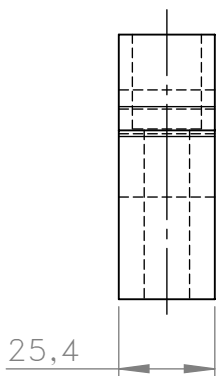
4

3

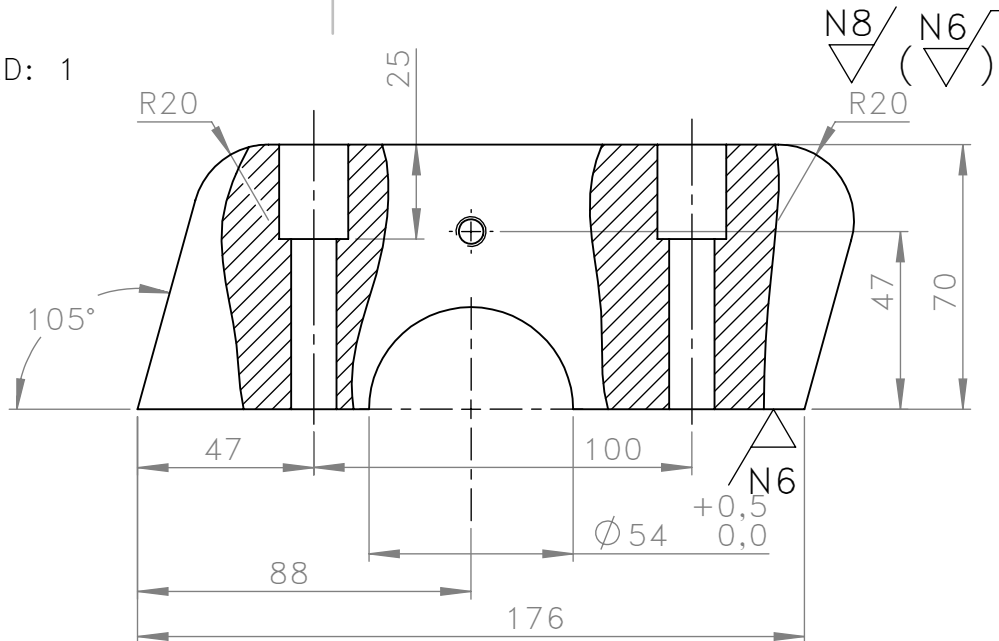
2

1

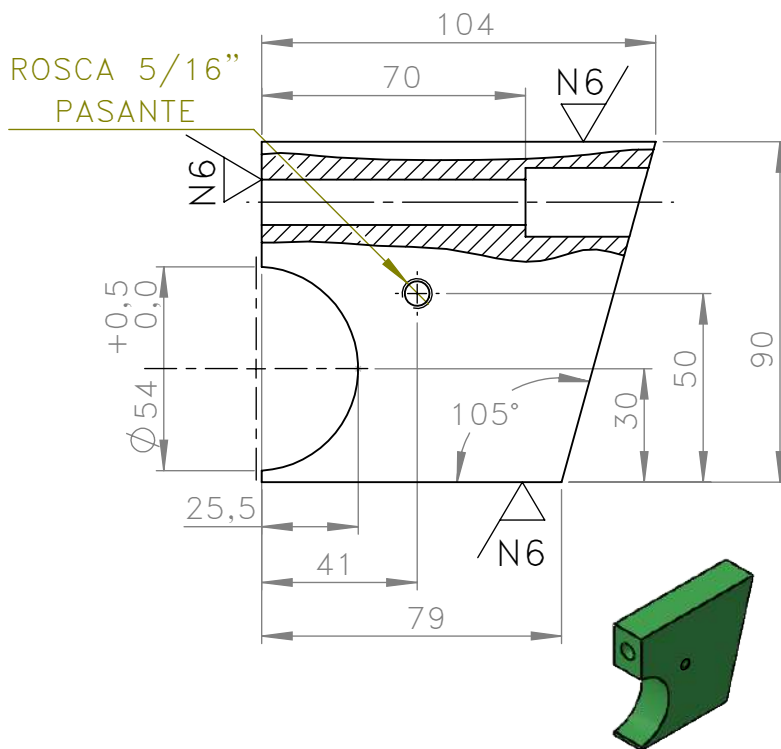
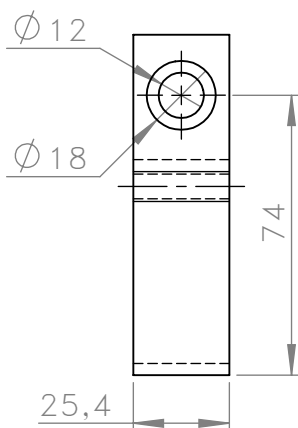
CONSTRUIR CANTIDAD: 1



ISOMETRICA
ESCALA 1:5



CONSTRUIR CANTIDAD: 2

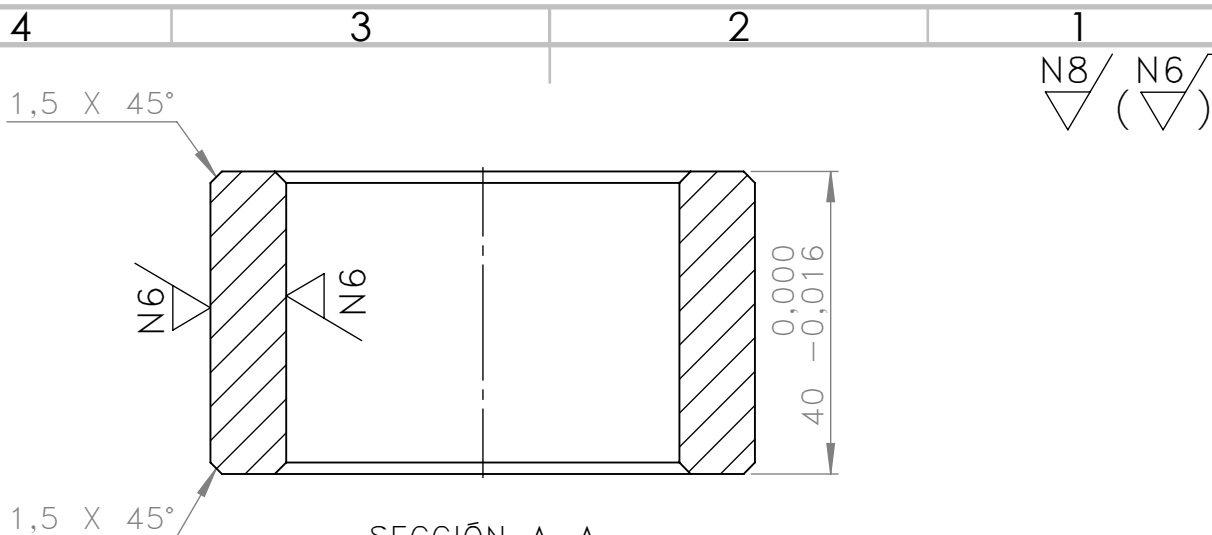


ISOMETRICA
ESCALA 1:5

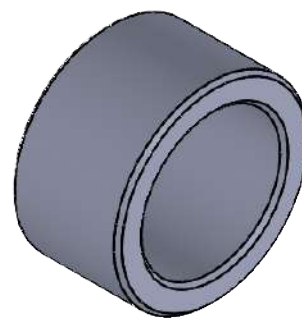
RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

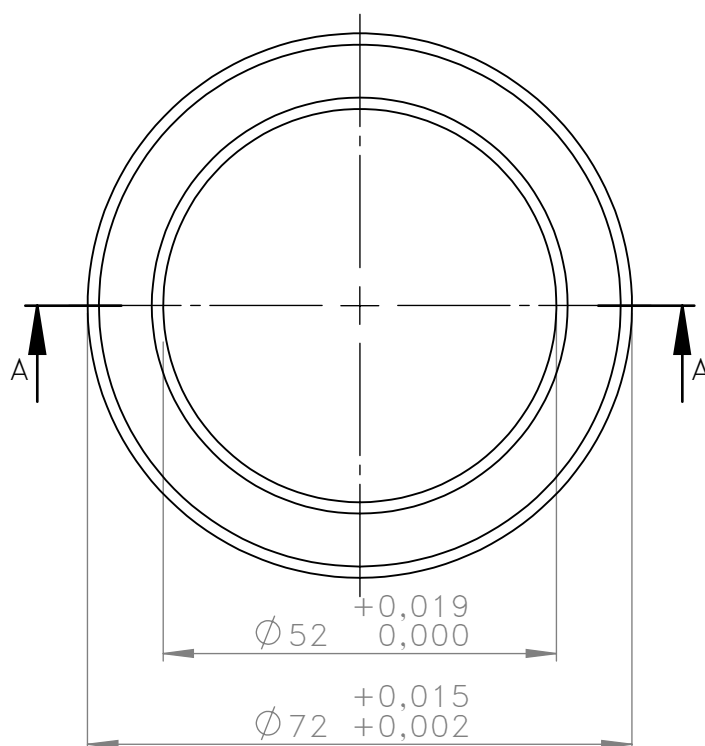
7	CHAPA ESP 1"-VER CORTE			F24 IRAM IAS	2	5 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  				TITULO CIERRES CAMA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	N° BE-02-A-08		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

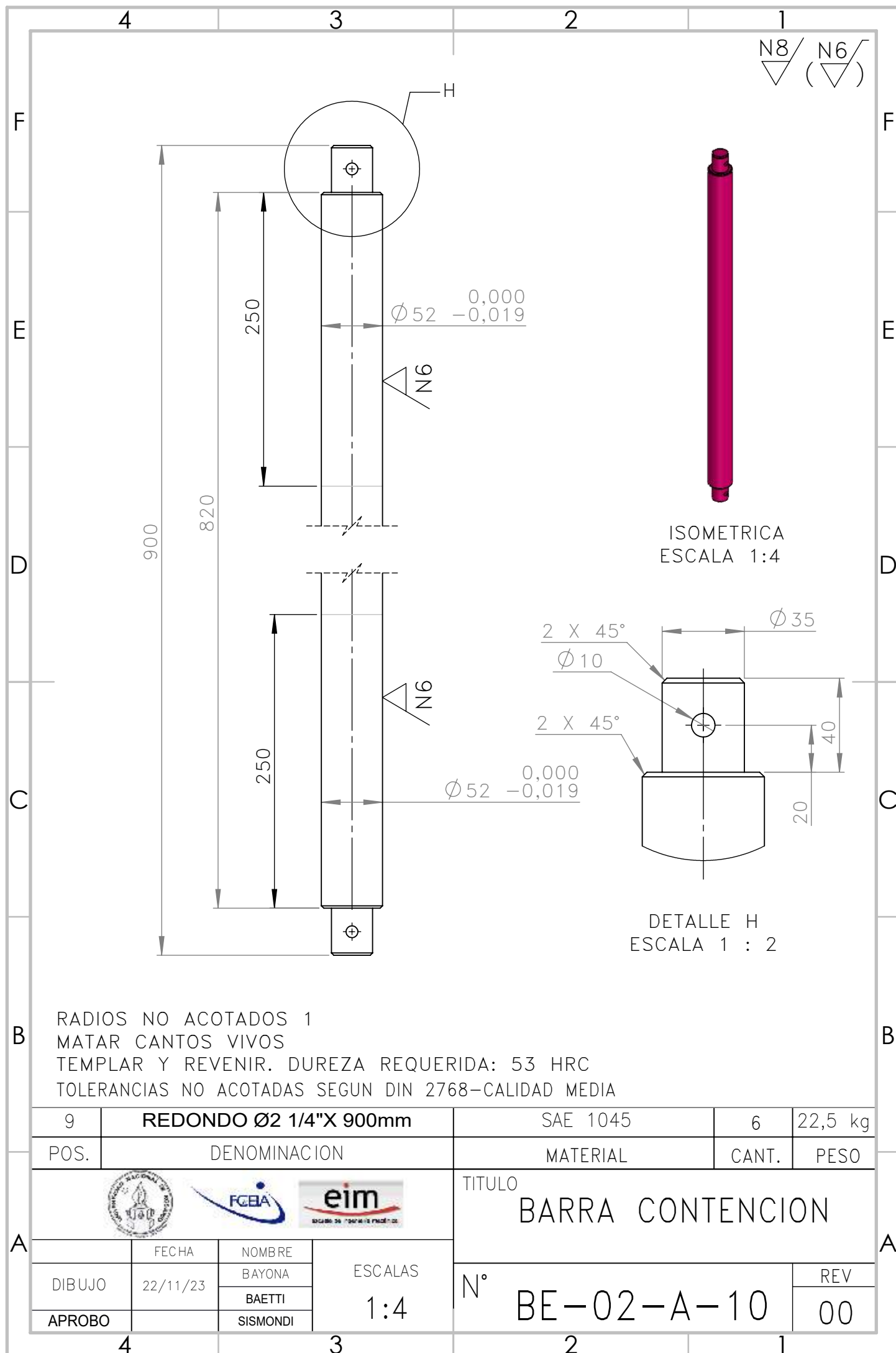


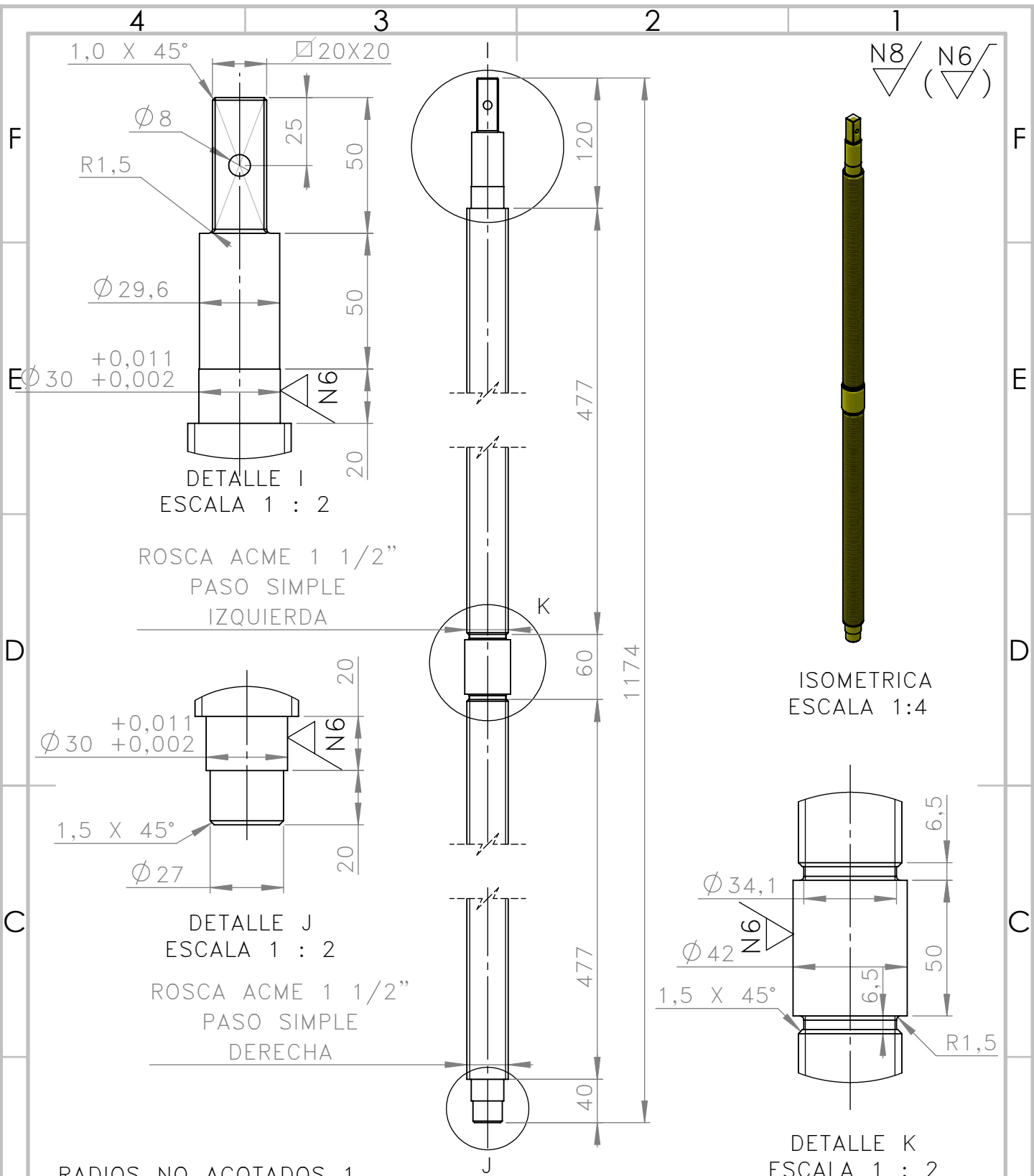
ISOMETRICA
ESCALA 1:2



RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
TEMPLAR Y REVENIR. DUREZA REQUERIDA: 53 HRC
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

8	REDONDO Ø3" X LONG 40mm			SAE 1045	6	0,6 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				BUJE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	N° BE-02-A-09		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				

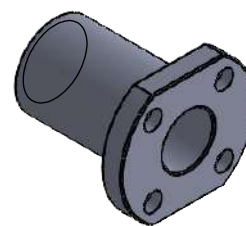
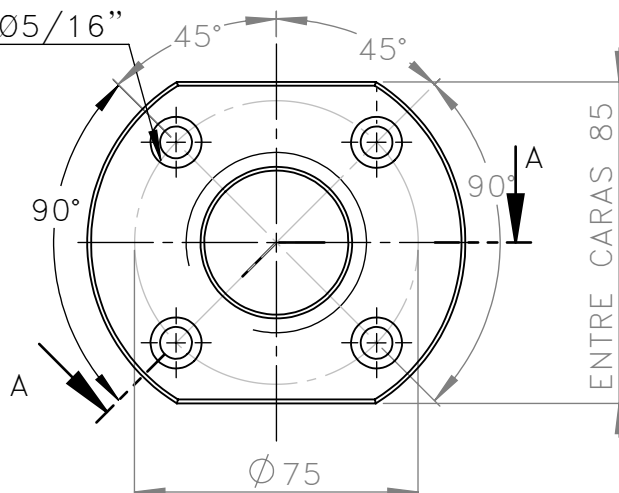




RADIOS NO ACOTADOS 1 J
MATAR CANTOS VIVOS
TEMPLAR Y REVENIR. DUREZA REQUERIDA: 53 HRC
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

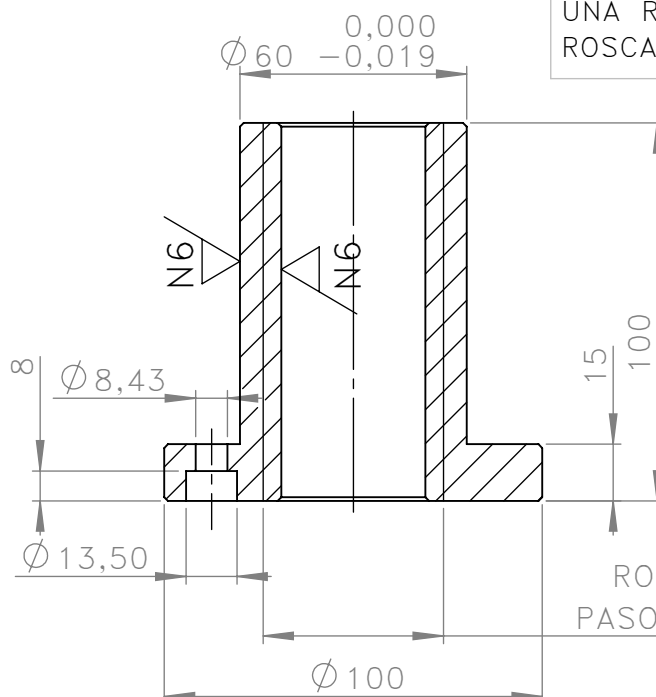
10	REDONDO Ø2 X 1200 mm			SAE 1045	1	10 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
  				TITULO TORNILLO ACME R 1 1/2"		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	N° BE-02-A-11		
DIBUJO	22/11/23	BAYONA		REV		
		BAETTI		00		
APROBO		SISMONDI				

4 X AGUJ PARA
TORNILLO ALEM Ø5/16"



ISOMETRICA
ESCALA 1:4

NOTA:
SE DEBEN FABRICAR 2 TUERCAS
UNA ROSCA DERECHA, OTRA
ROSCA IZQUIERDA



ROSCA ACME 1 1/2"
PASO SIMPLE (VER NOTA)

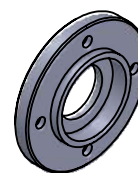
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

TEMPLAR Y REVENIR
DUREZA REQUERIDA: 53 HRC
MATAR CANTOS VIVOS-RADIOS NO ACOTADOS 0.5
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

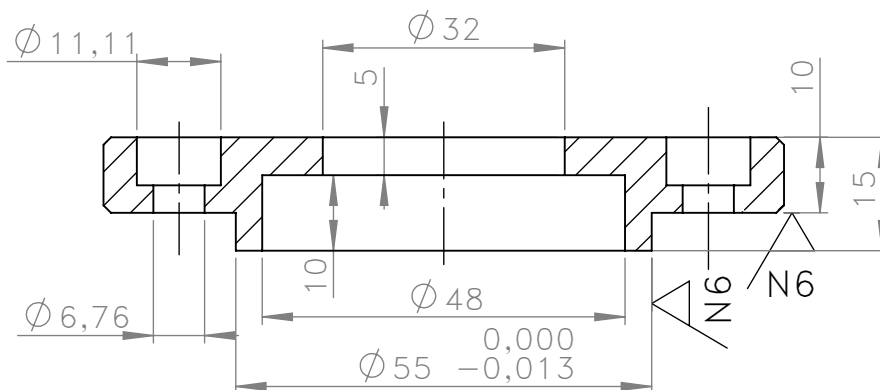
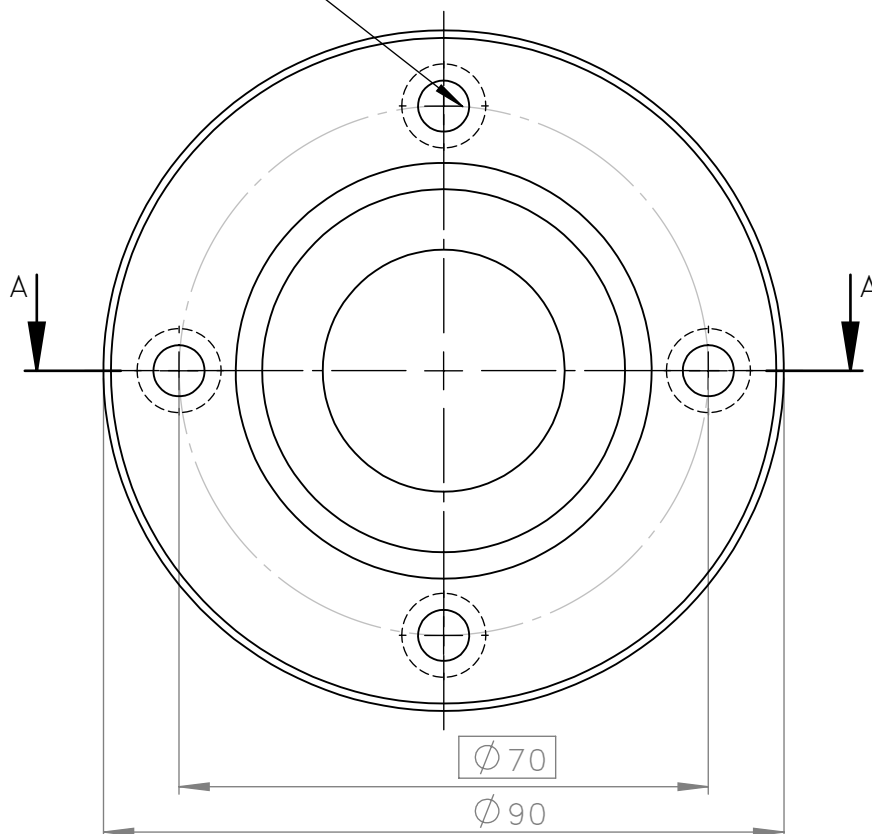
11	TUERCA ACME R 1 1/2"			SAE 1045	2	2 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				TUERCA ACME R1 1/2"		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	N° BE-02-A-12		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				

4 AGUJEROS C/90°
PARA TORNILLO ALEM 1/4"

N8/ (N6/)



ISOMETRICA
ESCALA 1:4



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

12	CHAPA ESP 5/8" X Ø90mm			SAE 1045	2	0,4 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				TAPA RODAMIENTO TORNILLO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	N° BE-02-A-13		REV
	22/11/23	BAYONA				
APROBO		BAETTI				00
		SISMONDI				

4

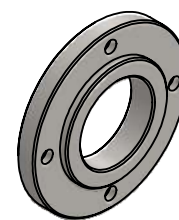
3

2

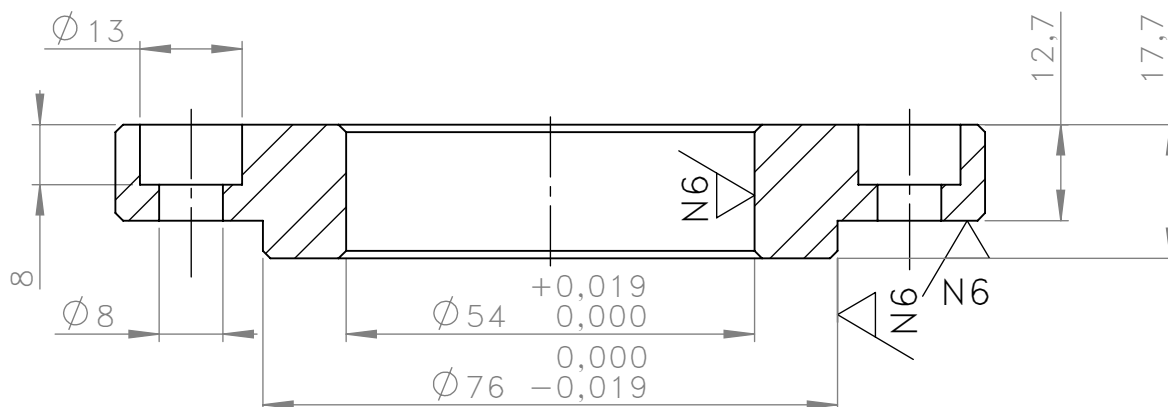
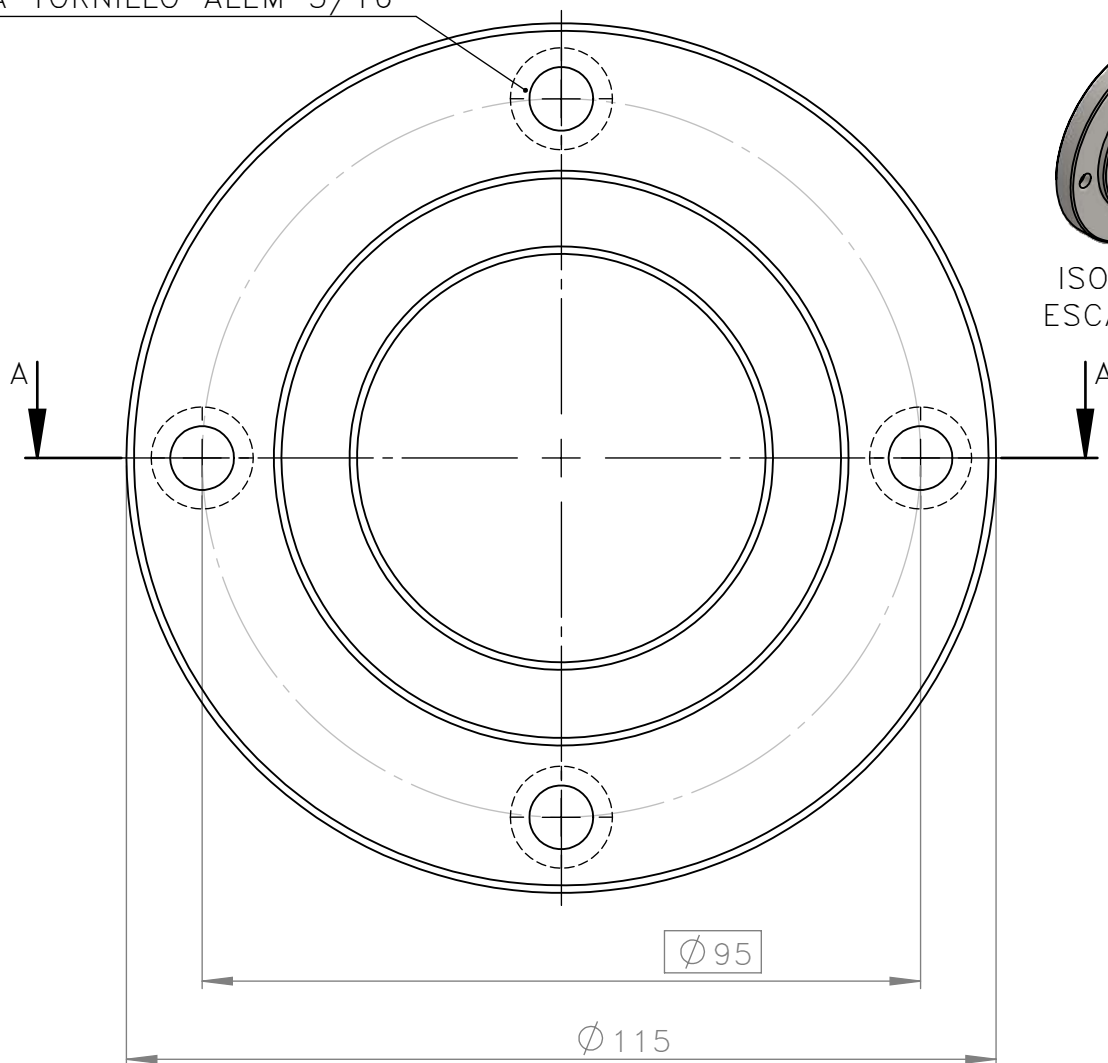
1

4 AGUJEROS C/90°
PARA TORNILLO ALEM 5/16"

N8/ (N6/)



ISOMETRICA
ESCALA 1:4



RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

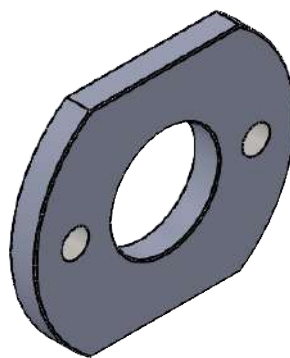
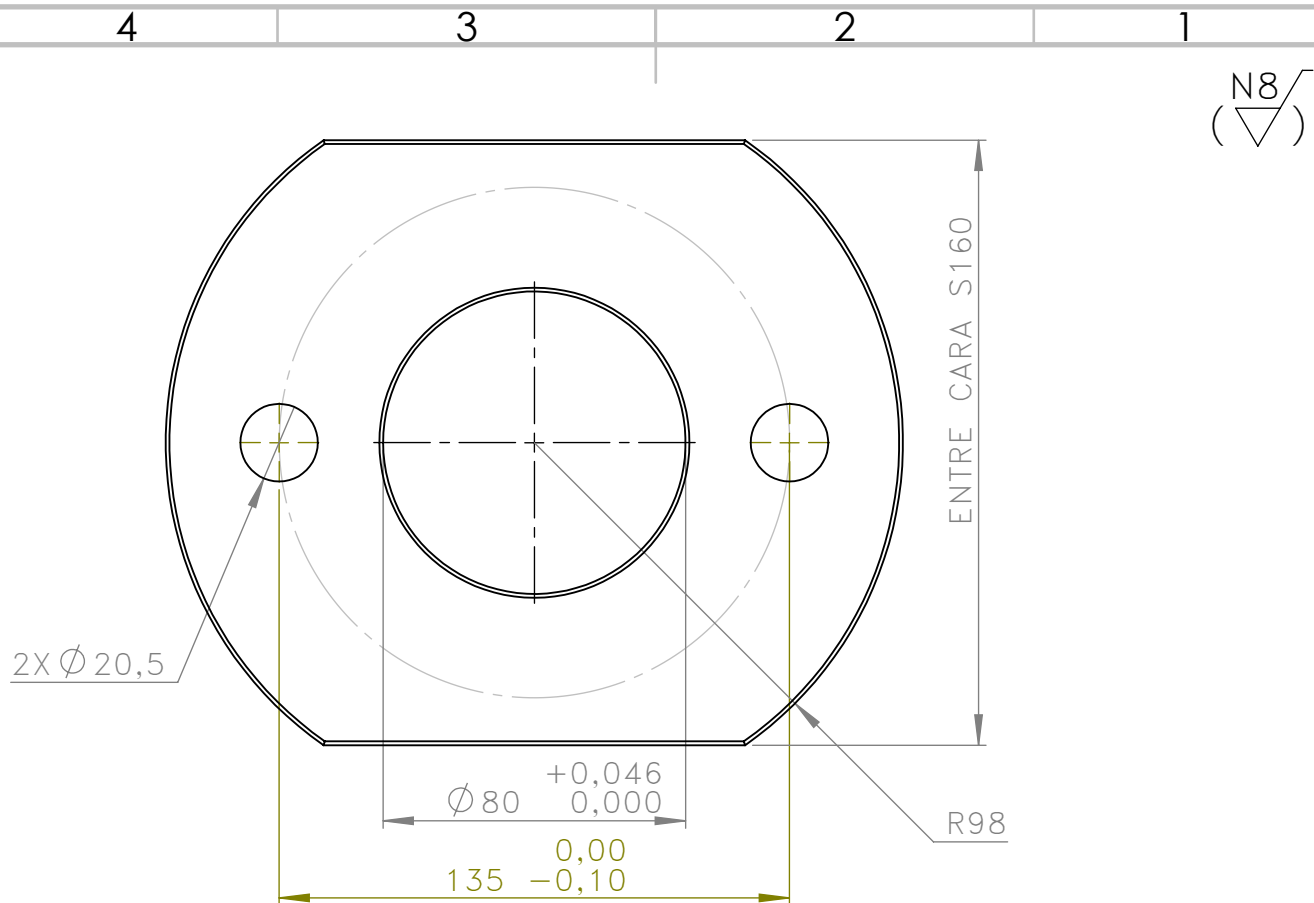
13	CHAPA ESP 3/4" X Ø115mm			SAE 1045	12	0,85 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				TAPA BUJE EJE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	N°		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				
				BE-02-A-14		00

4

3

2

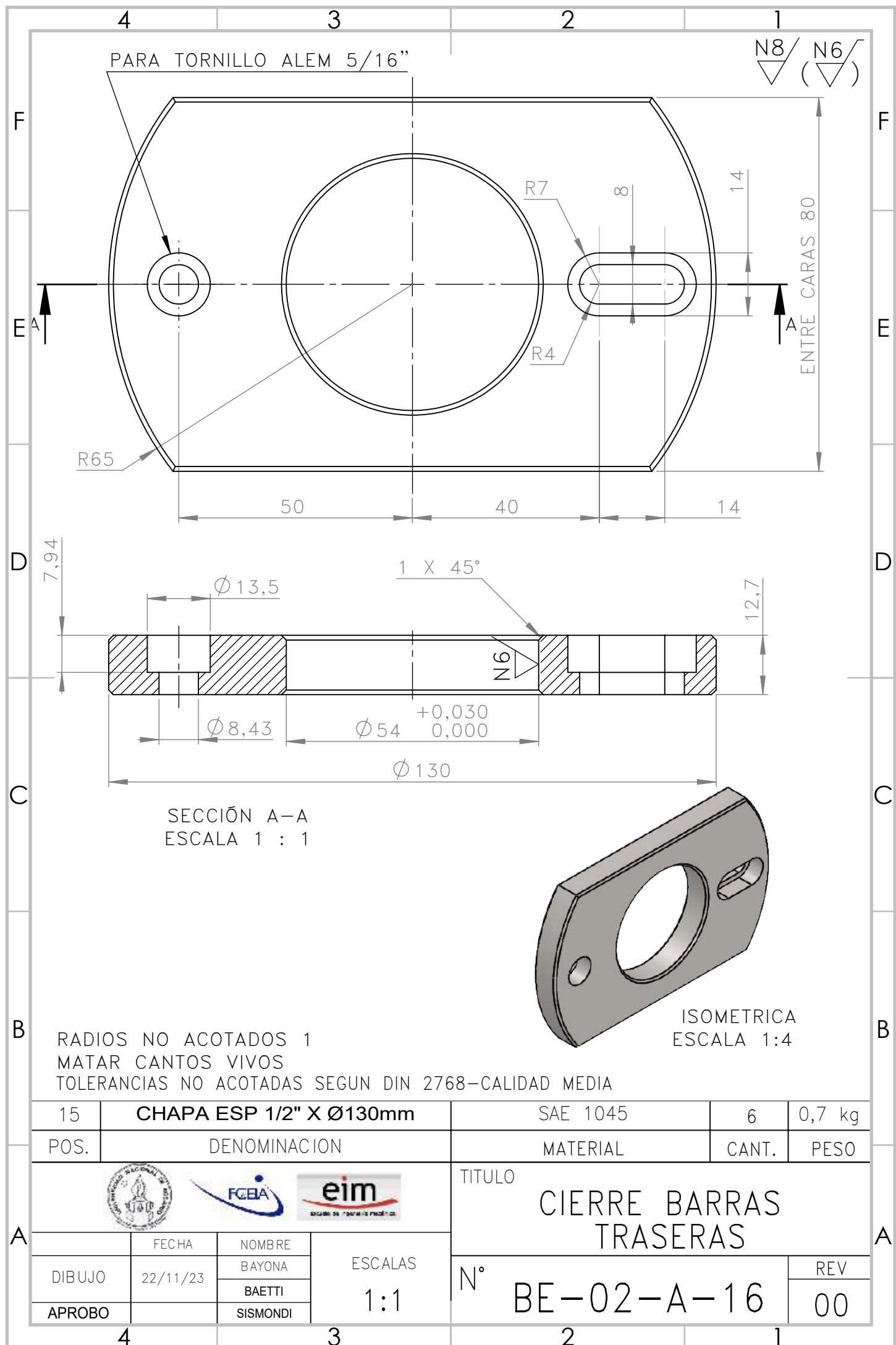
1

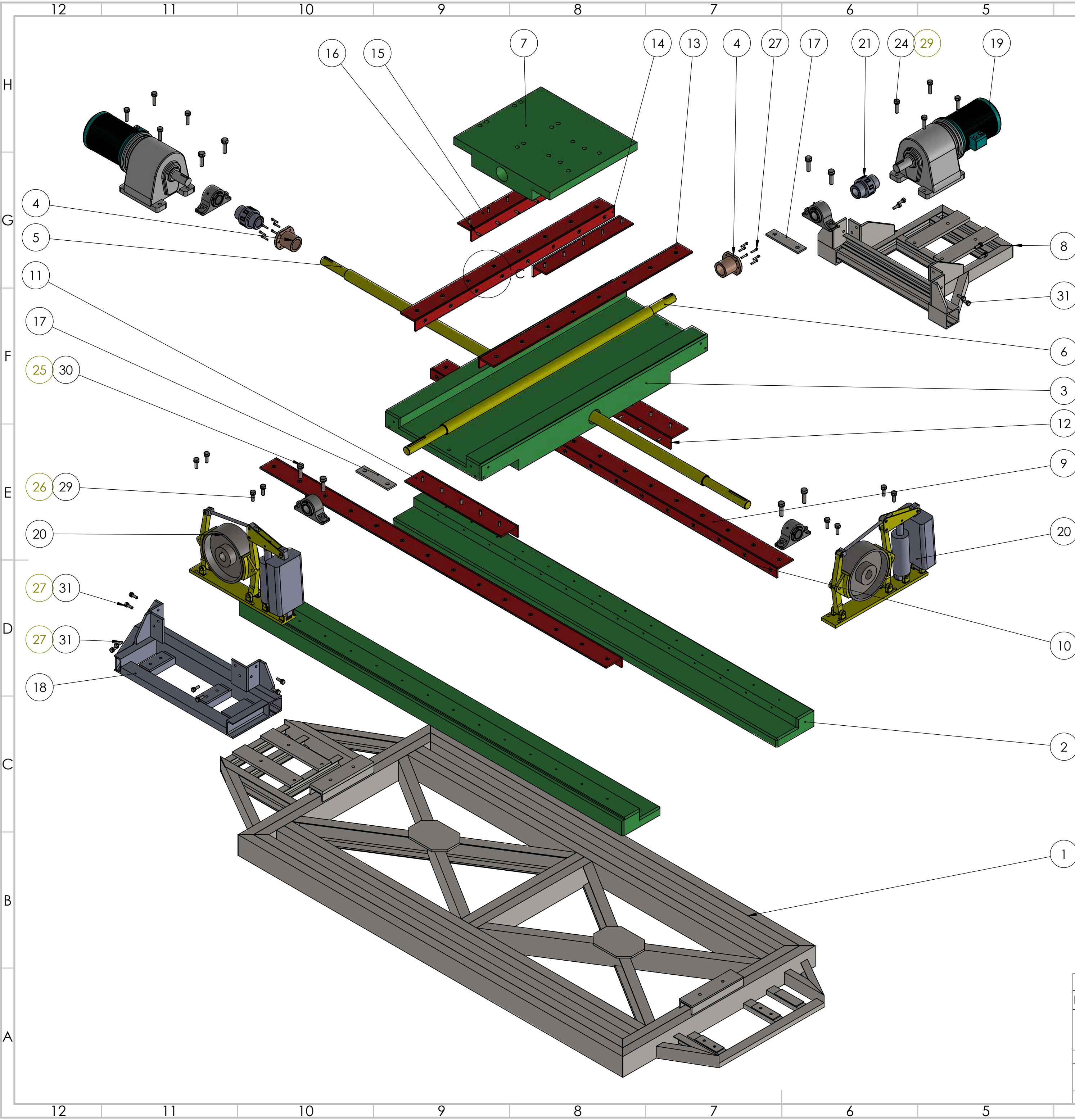


ISOMETRICA
ESCALA 1:4

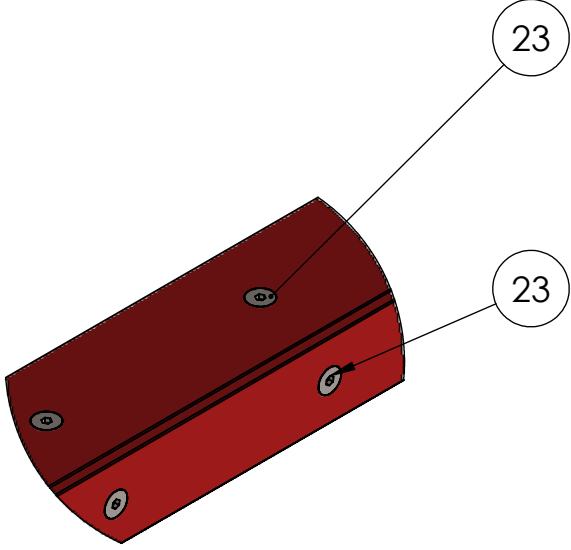
RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

14	ARANDELA CIERRE EJE			VER LM	2	3,5 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				ARANDELA CIERRE EJE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:4	N°		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA		BE-02-A-15		00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



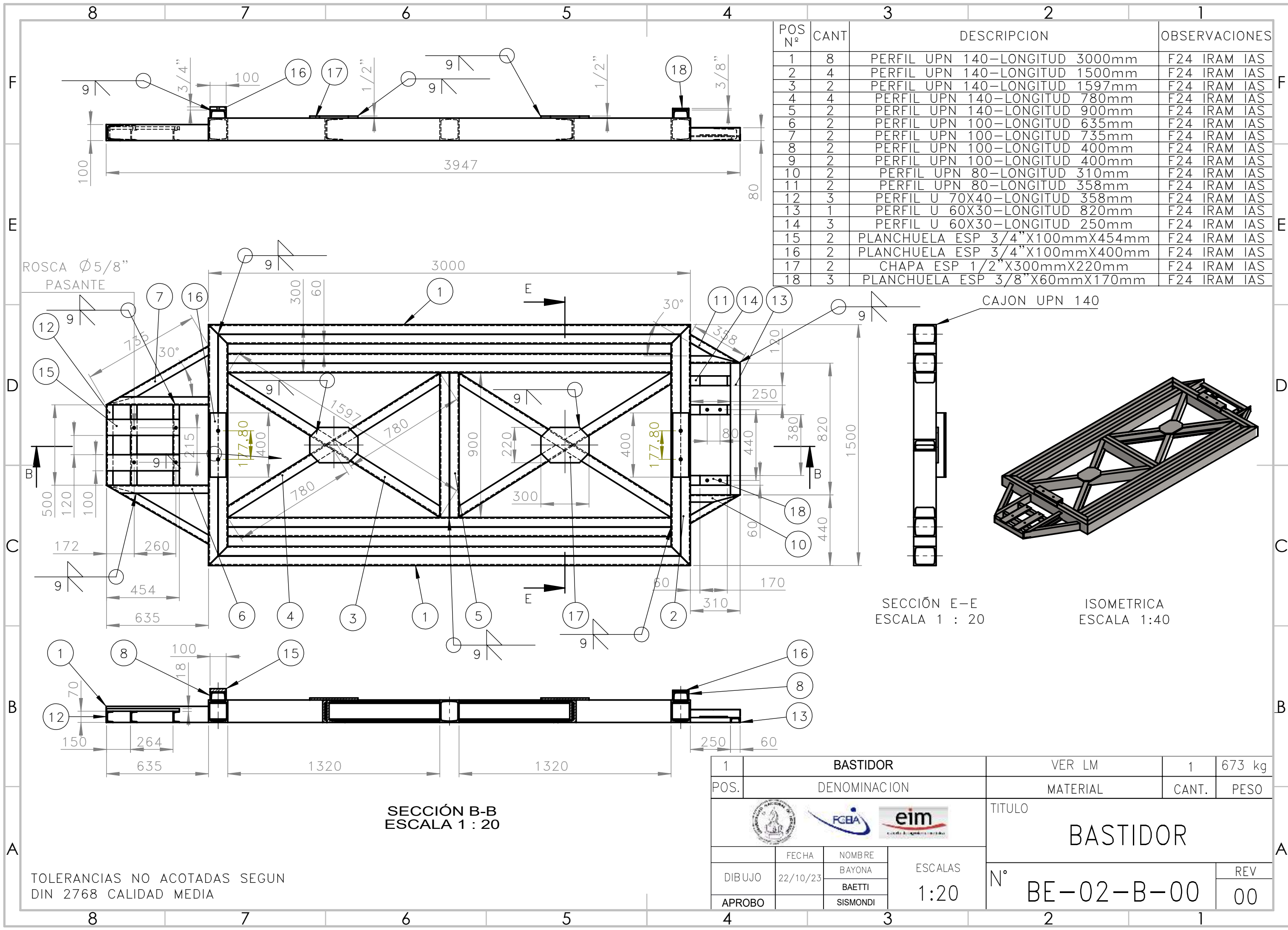


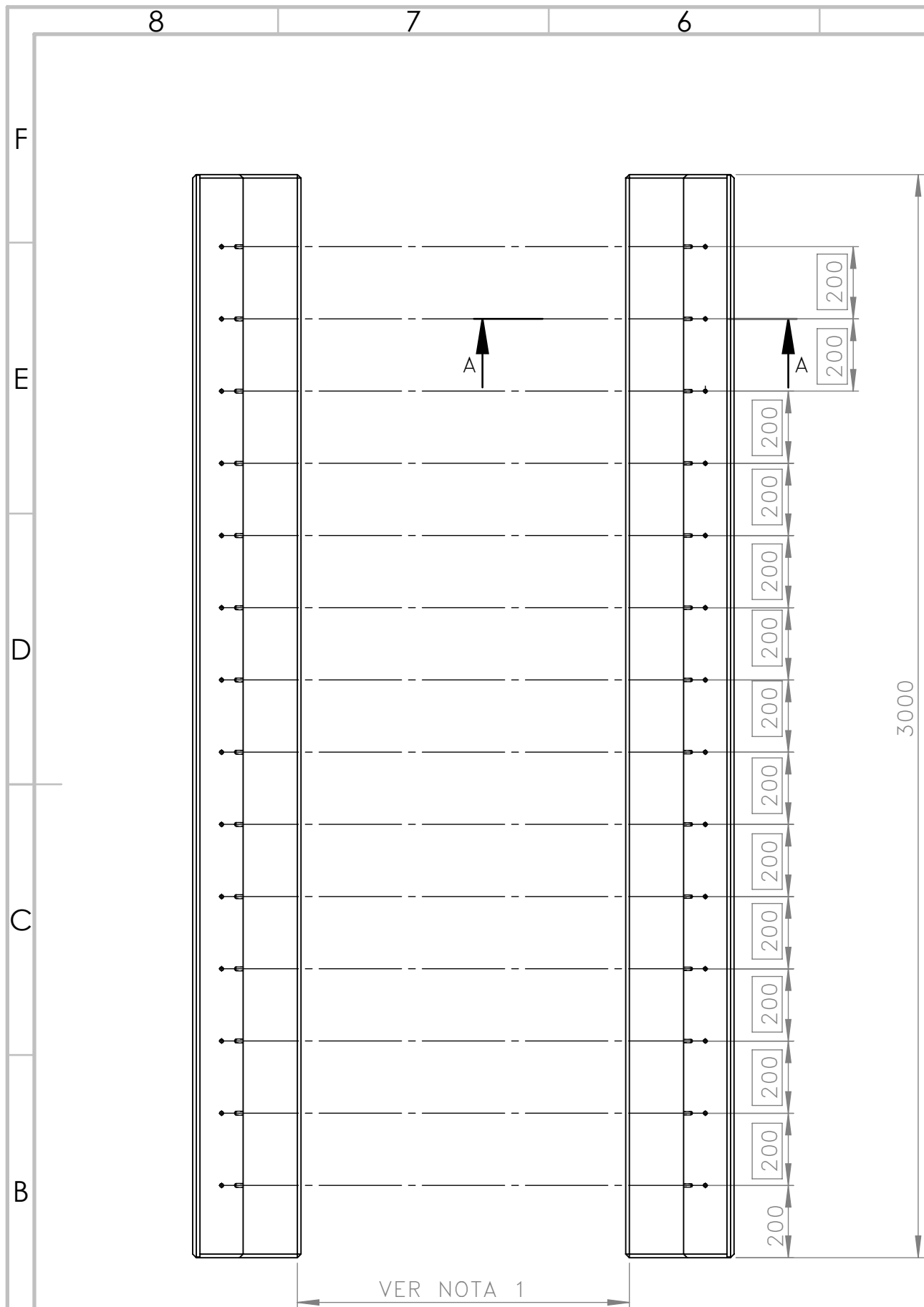
POS. N°	CANT.	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	BASTIDOR	PL BE-02-B-00
2	1	GUIAS LONGITUDINALES	PL BE-02-B-01
3	1	DESILIZADOR LONGITUDINAL	PL BE-02-B-02
4	2	TUERCA ACME Ø2 1/2"	PL BE-02-B-03
5	1	TORNILLO ACME Ø2 1/2"-LONG	PL BE-02-B-04
6	1	TORNILLO ACME Ø2 1/2"-TRANSV.	PL BE-02-B-05
7	1	DESILIZADOR TRANSVERZAL	PL BE-02-B-06
8	1	SOPORTE MOTOREDUCTOR	PL BE-02-B-07
9	2	COLIZA A-LONGITUDINAL	PL BE-02-B-08
10	2	COLIZA B-LONGITUDINAL	PL BE-02-B-09
11	2	COLIZA C LONGITUDINAL	PL BE-02-B-10
12	2	COLIZA D LONGITUDINAL	PL BE-02-B-11
13	2	COLIZA 1-TRANSVERSAL	PL BE-02-B-12
14	2	COLIZA 2-TRANSVERSAL	PL BE-02-B-13
15	2	COLIZA 3-TRANSVERSAL	PL BE-02-B-14
16	2	COLIZA 4-TRANSVERSAL	PL BE-02-B-15
17	2	CHAPA SUPLEMENTO RODAMIENTO	PL BE-02-B-16
18	1	SOPORTE FRENO	PL BE-02-B-17
19	2	MOTOREDUCTOR AXIAL-COD C3T2 750	LENTAX
20	2	FRENO DE ZAPATA-COD SDB 315 TS 800/6	STROMAG
21	2	UNIDAD RODAMIENTO-COD P2BE 50M-TRB-STH	SKF
22	2	ACOPLE ELASTICO JUEGO CERO-EJE 50MM	TECNON
23	108	TORNILLO CABEZA AVELLANADA 5/16" X 38mm	DIN 7991
24	8	TORNILLO HEXAGONAL Ø5/8"X 70MM GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
25	8	TORNILLO HEXAGONAL Ø3/4"X 76MM GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
26	8	TORNILLO HEXAGONAL Ø5/8"X 50MM GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
27	16	TORNILLO HEXAGONAL Ø1/2"X 42MM GR 8.8	ANSI/ASME B18.2.1
28	12	TORNILLO ALEM Ø5/16"X 1.5" GR 8.8	ISO 4772
29	16	ARANDELA NORD LOCK P/ TORNILLO Ø5/8"	COMERCIAL
30	8	ARANDELA NORD LOCK P/ TORNILLO Ø3/4"	COMERCIAL
31	16	ARANDELA NORD LOCK P/ TORNILLO Ø1/2"	COMERCIAL



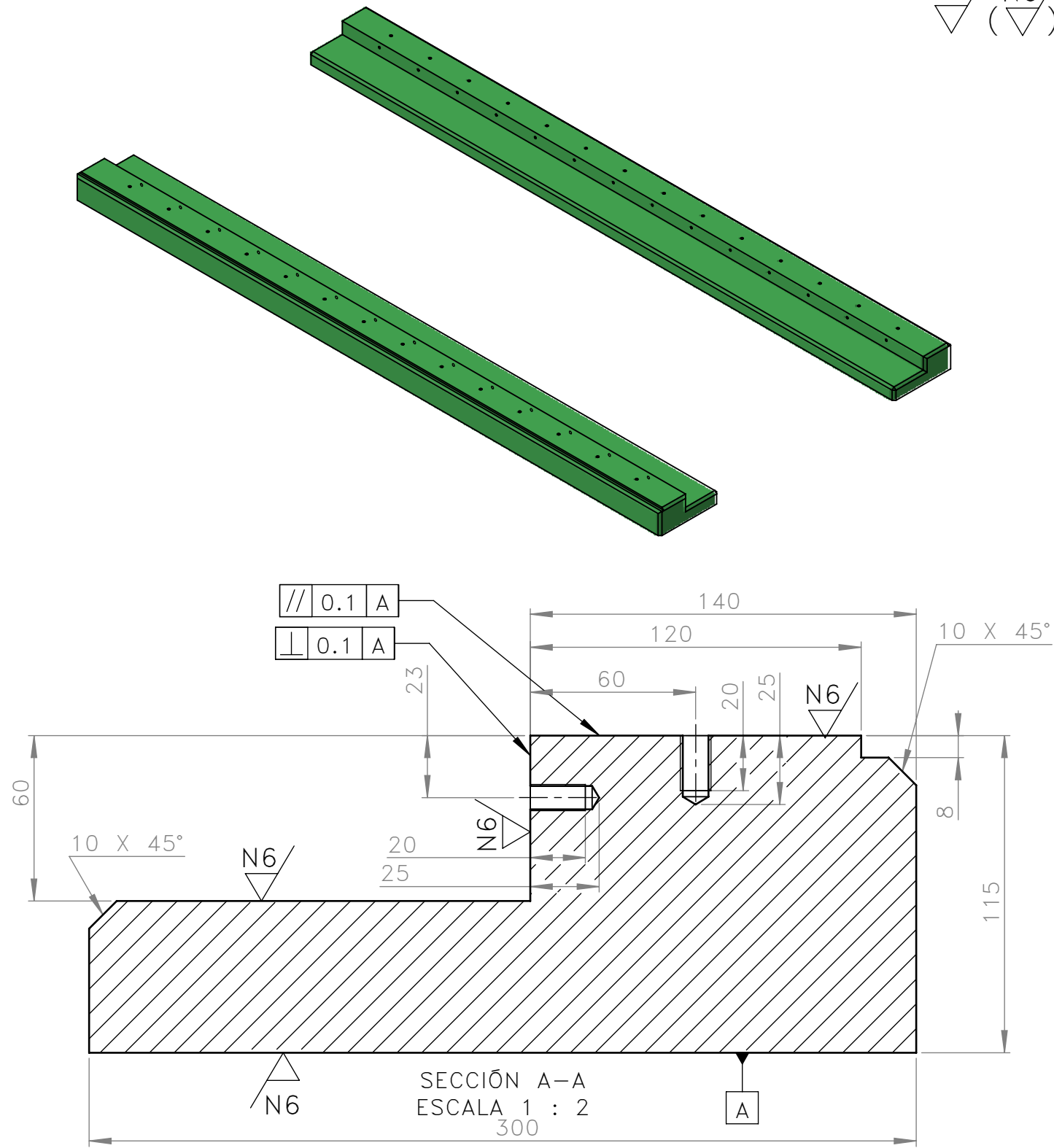
DETALLE C
ESCALA 1:5

1	SISTEMA POSICIONADOR			VER LM	4	3465 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				SISTEMA POSICIONADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N°		REV
DIBUJO	22/11/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



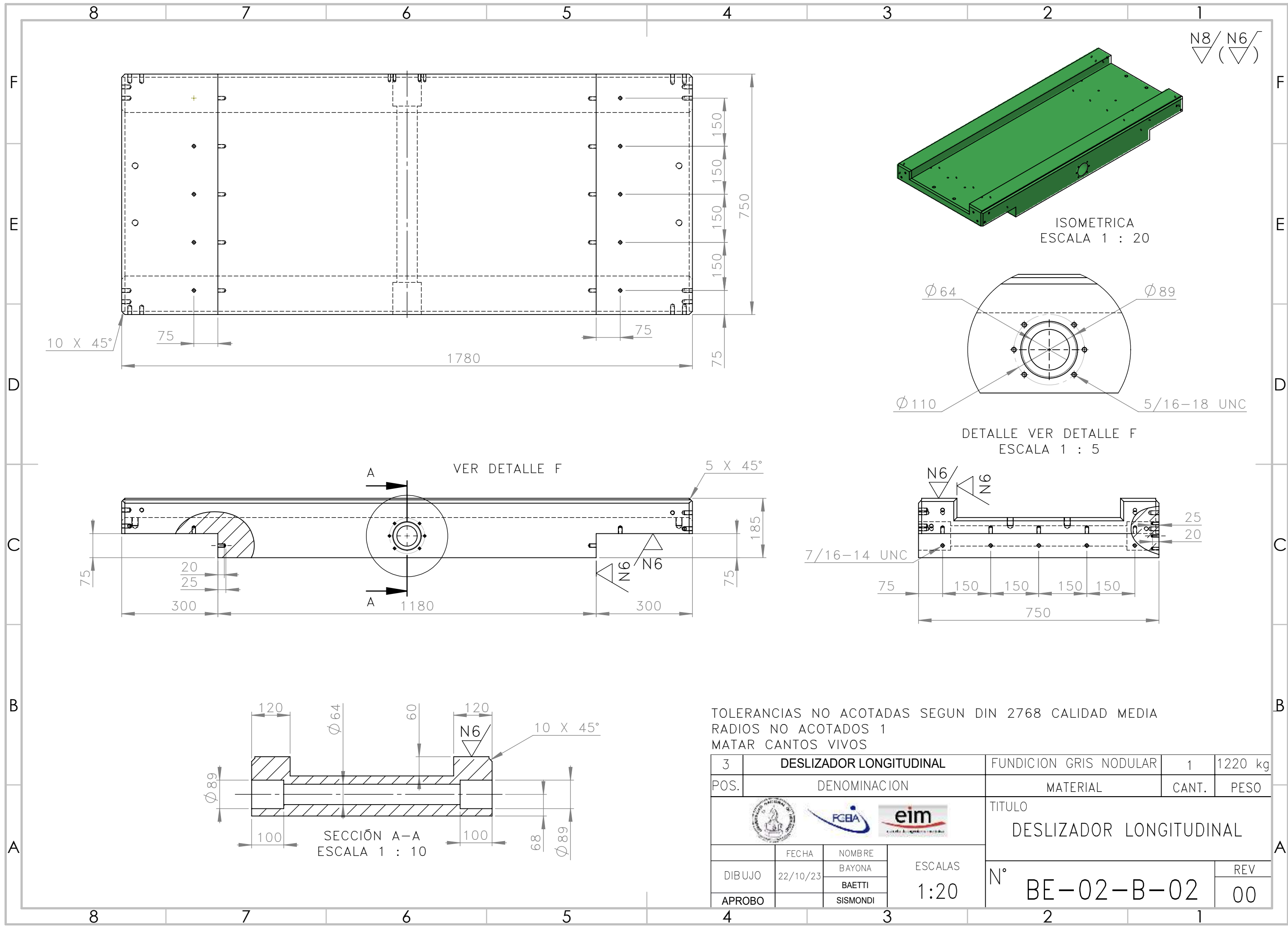


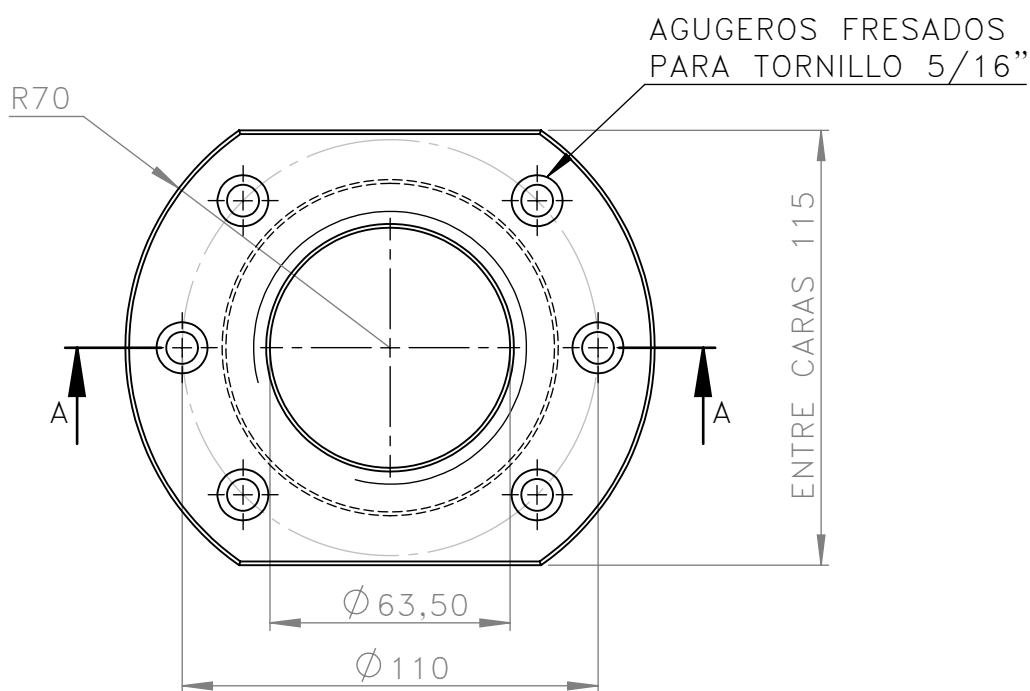
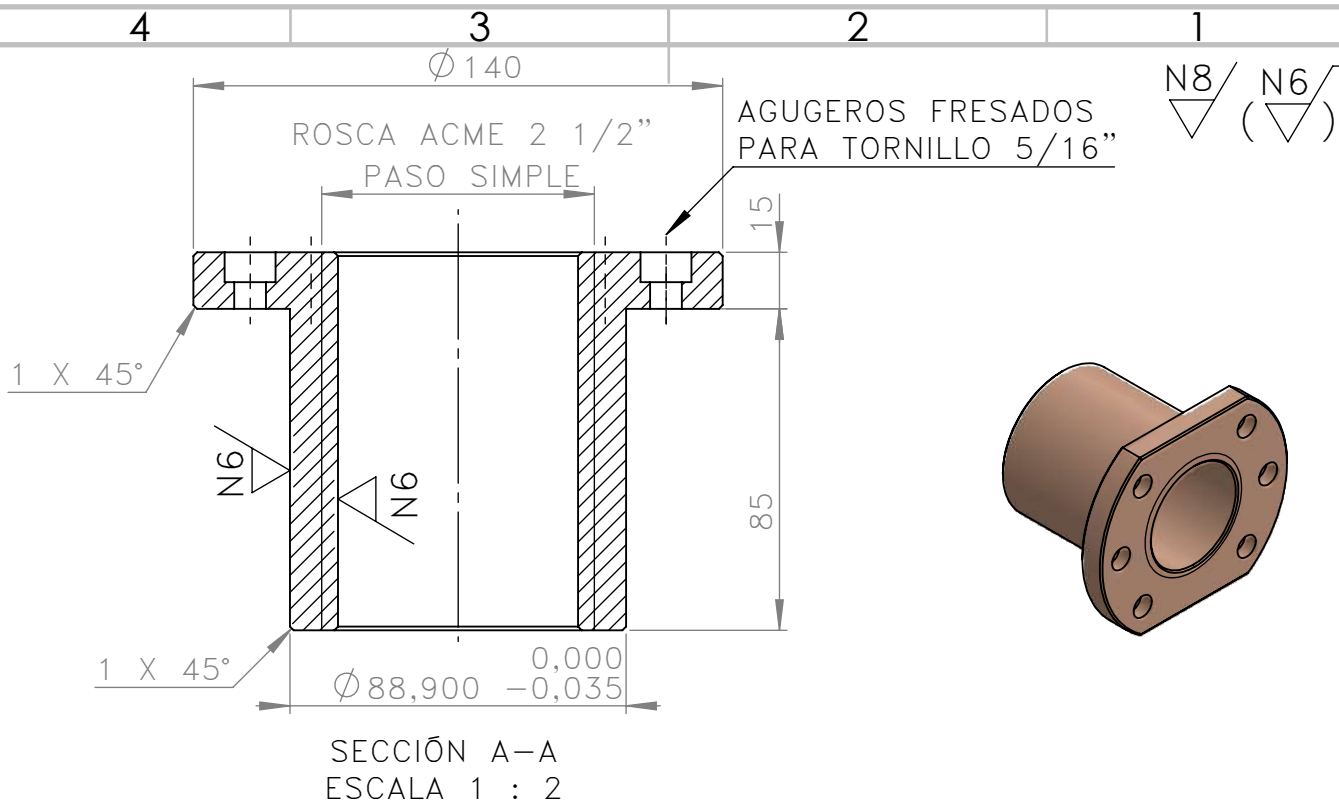
NOTA 1:
SE DEBEN FABRICAR DOS SECCIONES EN ESPEJO.
LA UBICACION SERA SEGUN PLANO CONJUNTO BE-02



TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN
2768 CALIDAD MEDIA

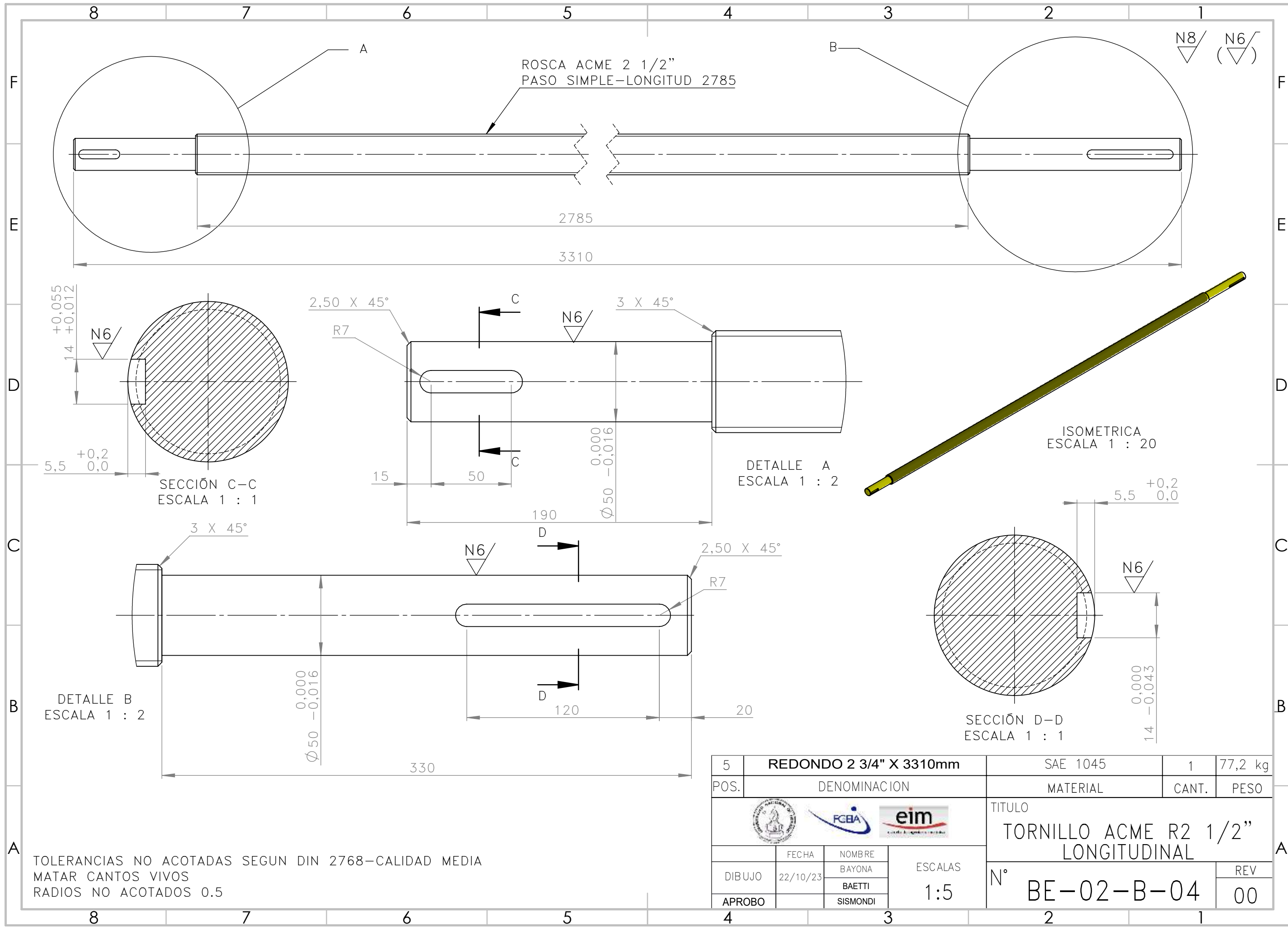
2	GUIAS LONGITTUDINALES			FUNDICION GRIS NODULAR	1	1170 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				GUIAS LONGITUDINALES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:20	N° BE-02-B-01		REV
DIBUJO	22/10/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				

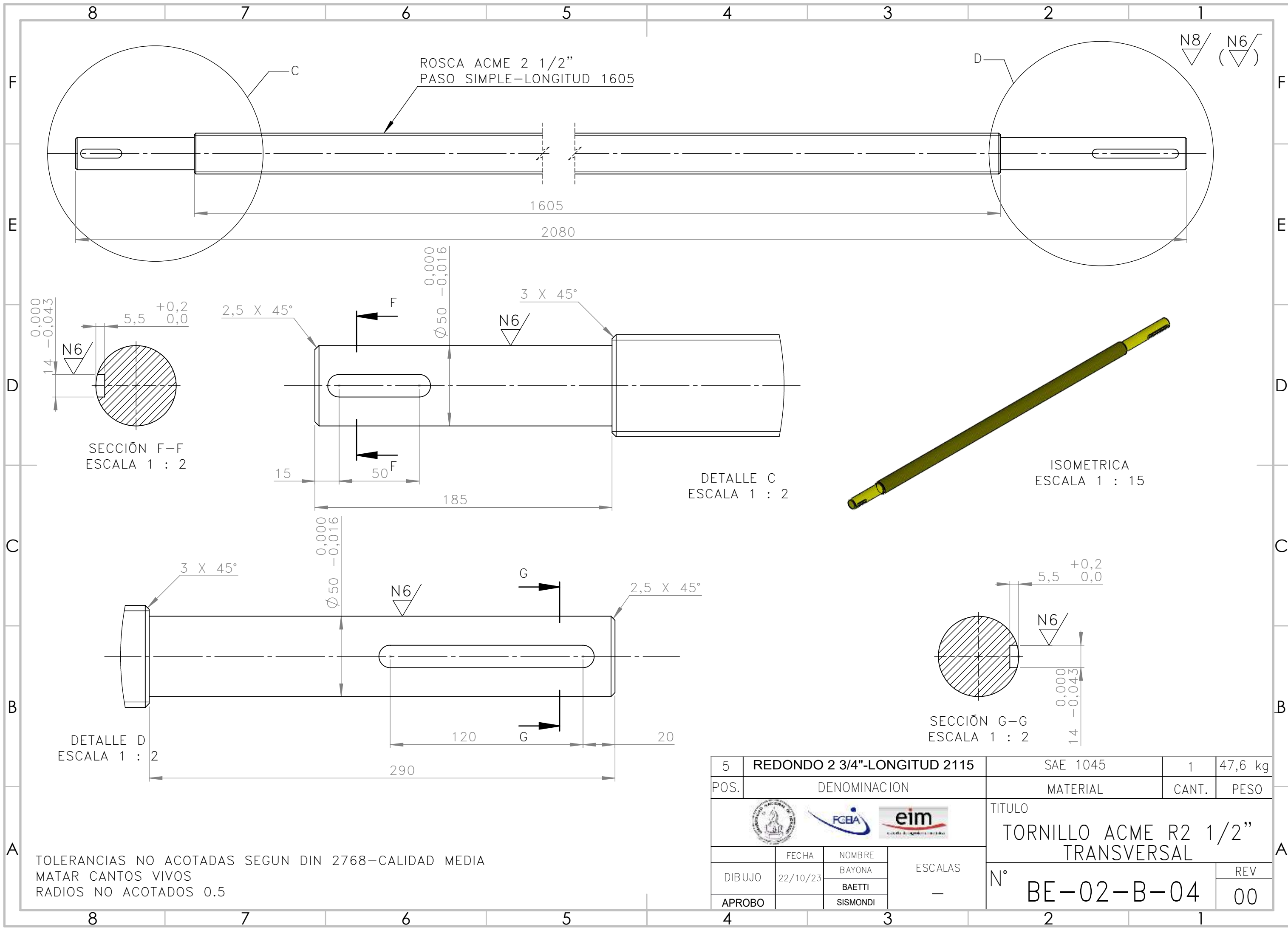


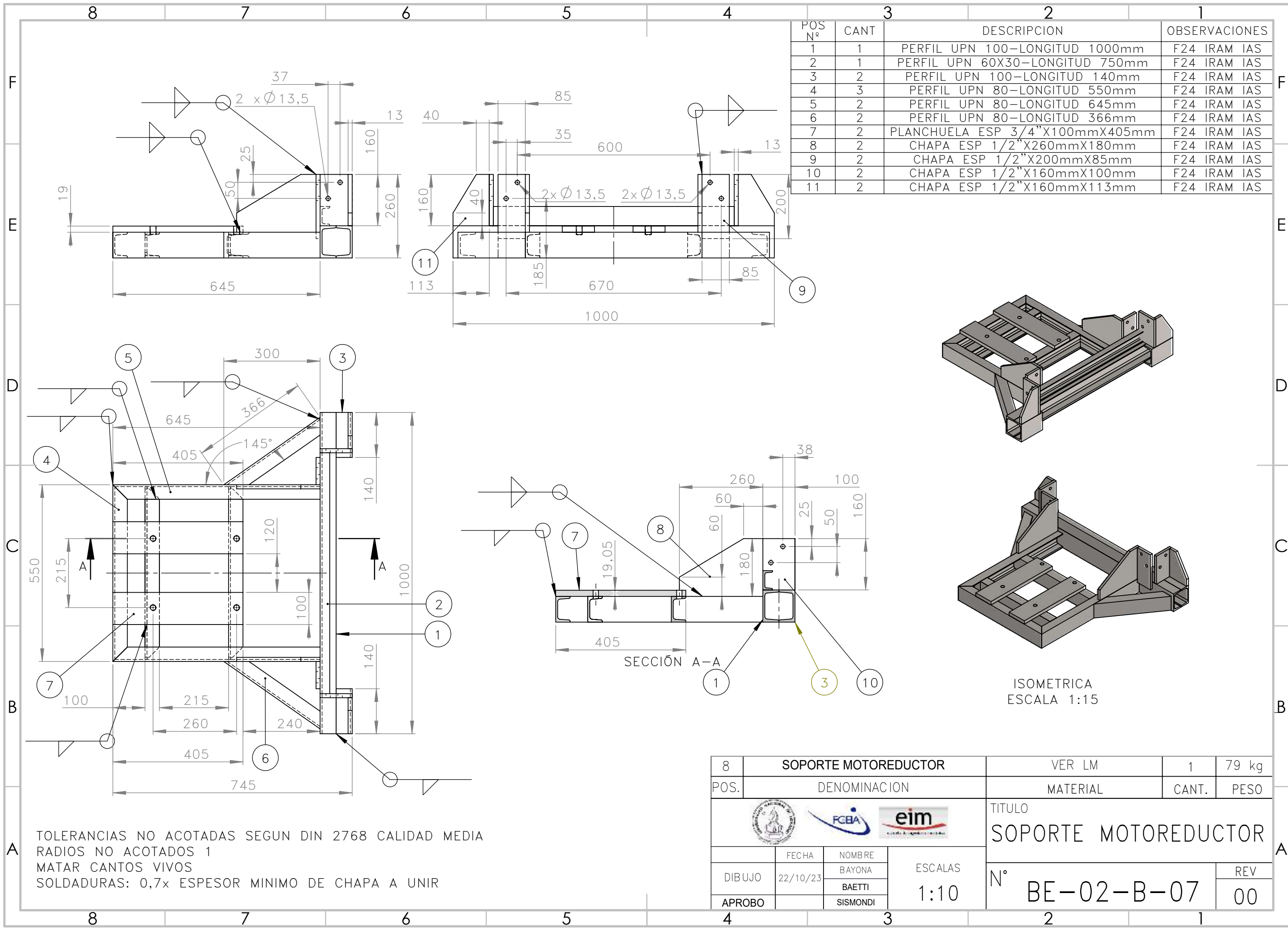


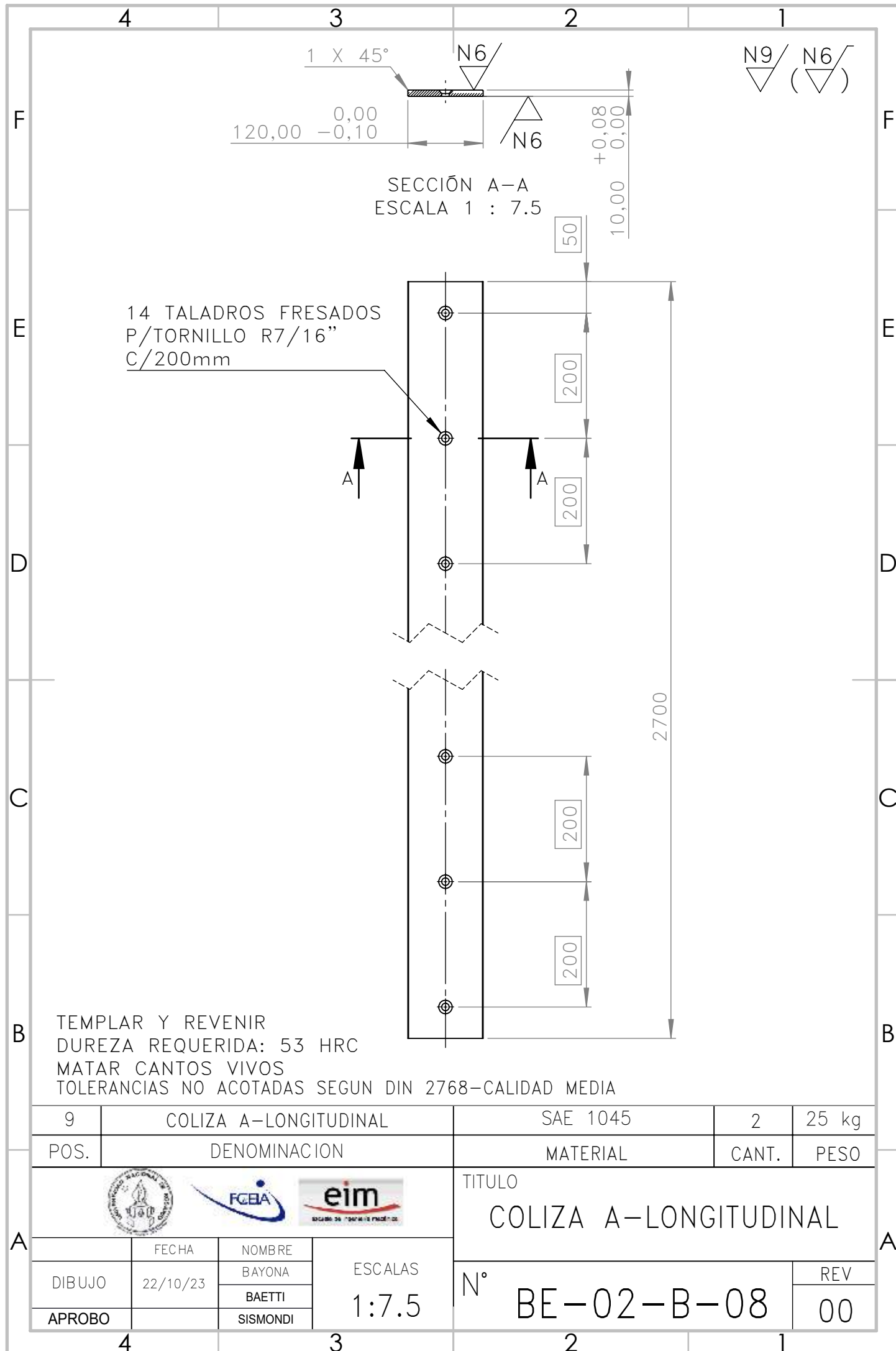
TEMPLAR Y REVENIR
 DUREZA REQUERIDA: 53 HRC
 MATAR CANTOS VIVOS-RADIOS NO ACOTADOS 0.5
 TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-CALIDAD MEDIA

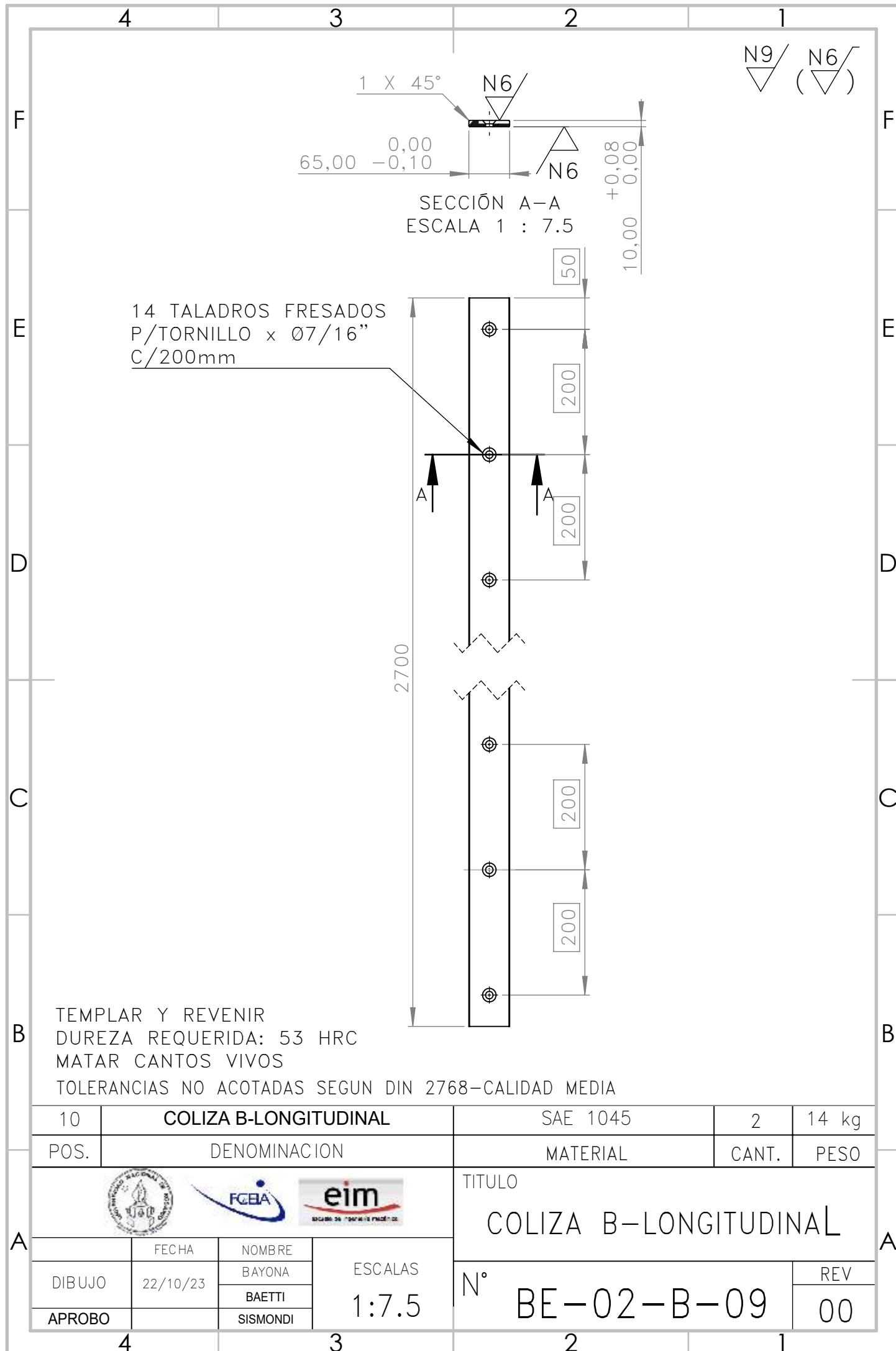
4	TUERCA ACME R2 1/2"			SAE 1045	2	3,2 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				TUERCA ACME R2 1/2"		
FECHA		NOMBRE	ESCALAS	N°		REV
DIBUJO	22/10/23	BAYONA				00
		BAETTI				
		SISMONDI				
APROBO			1:2	BE-02-B-03		

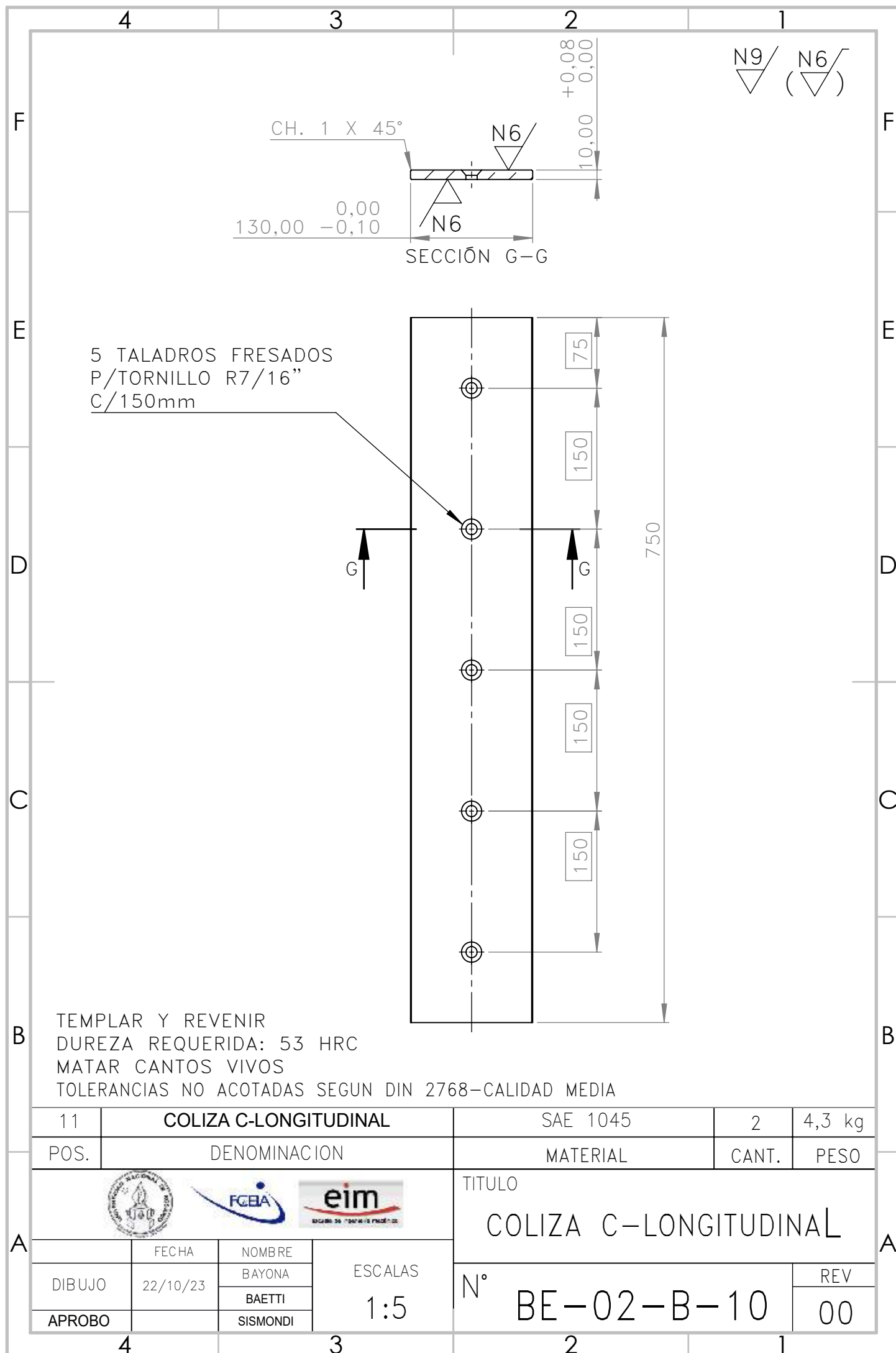


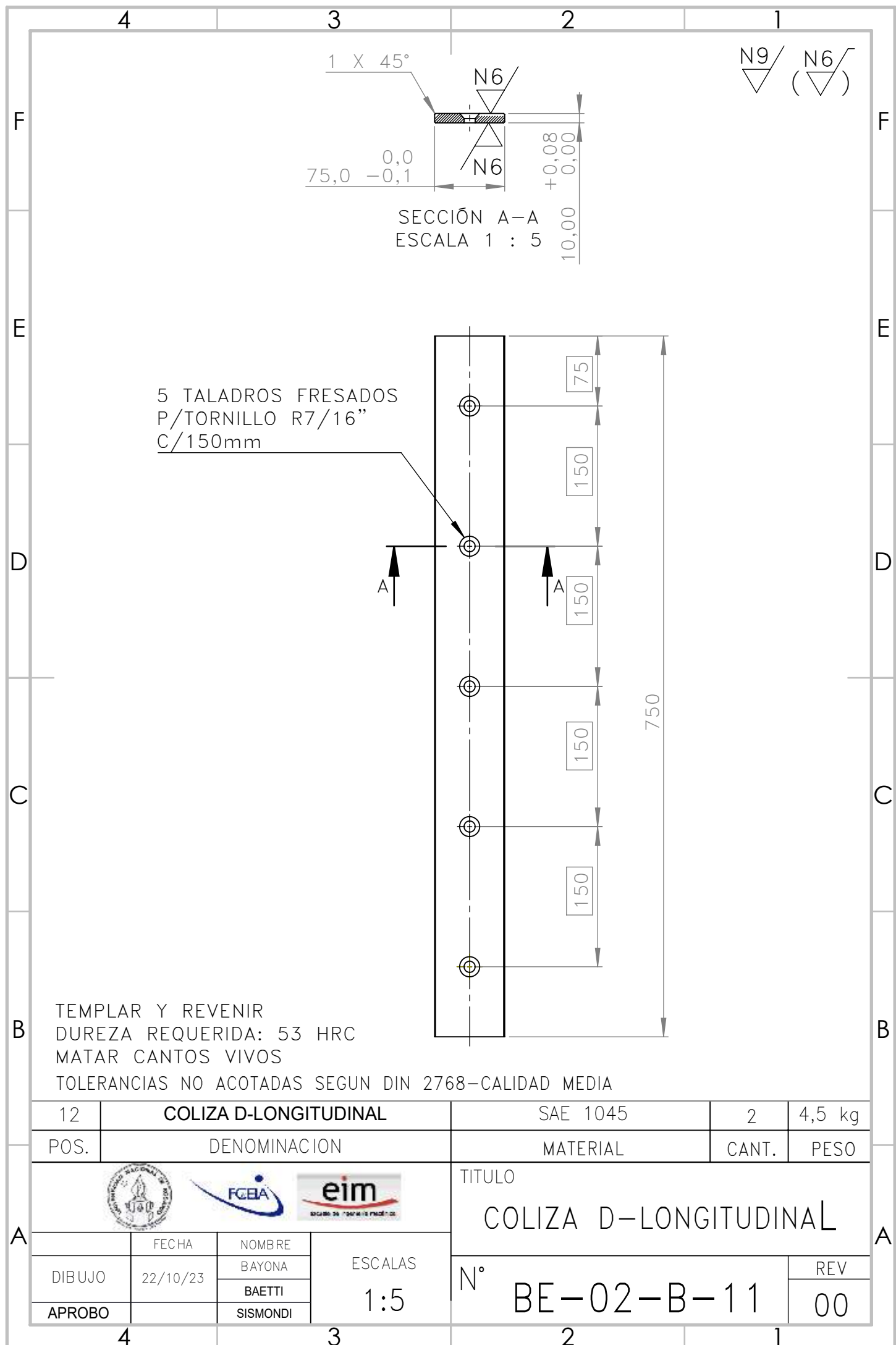


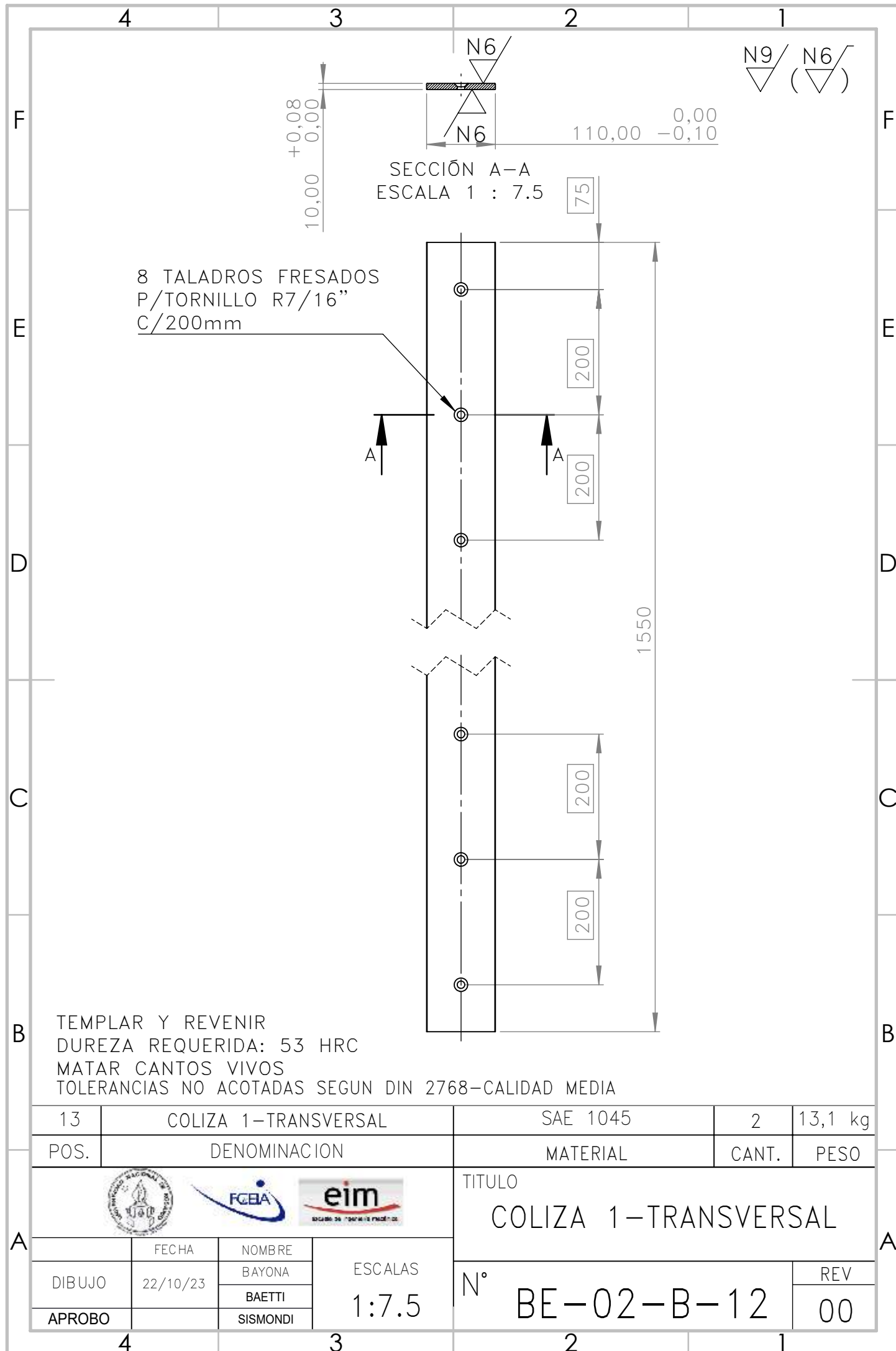


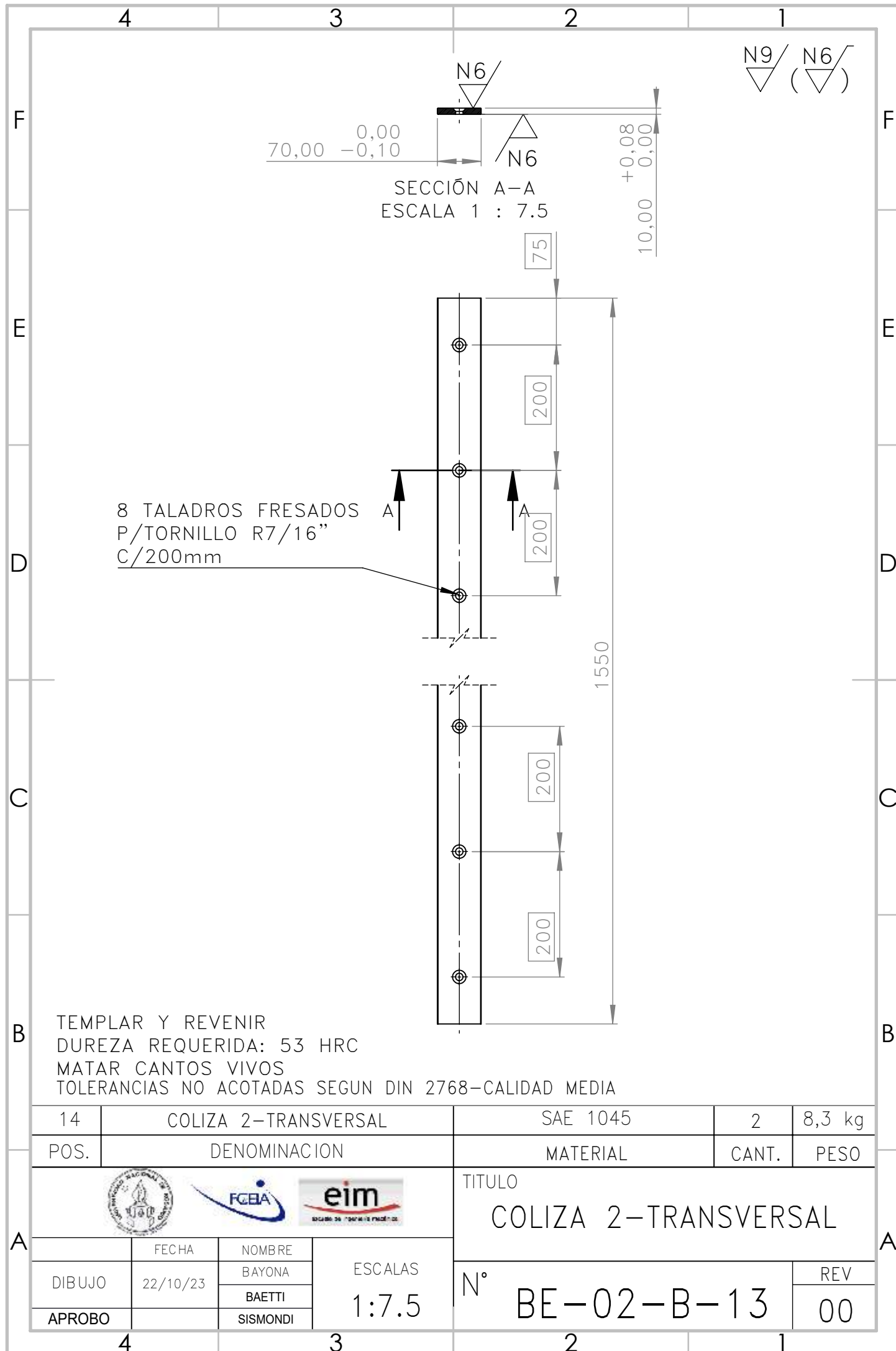


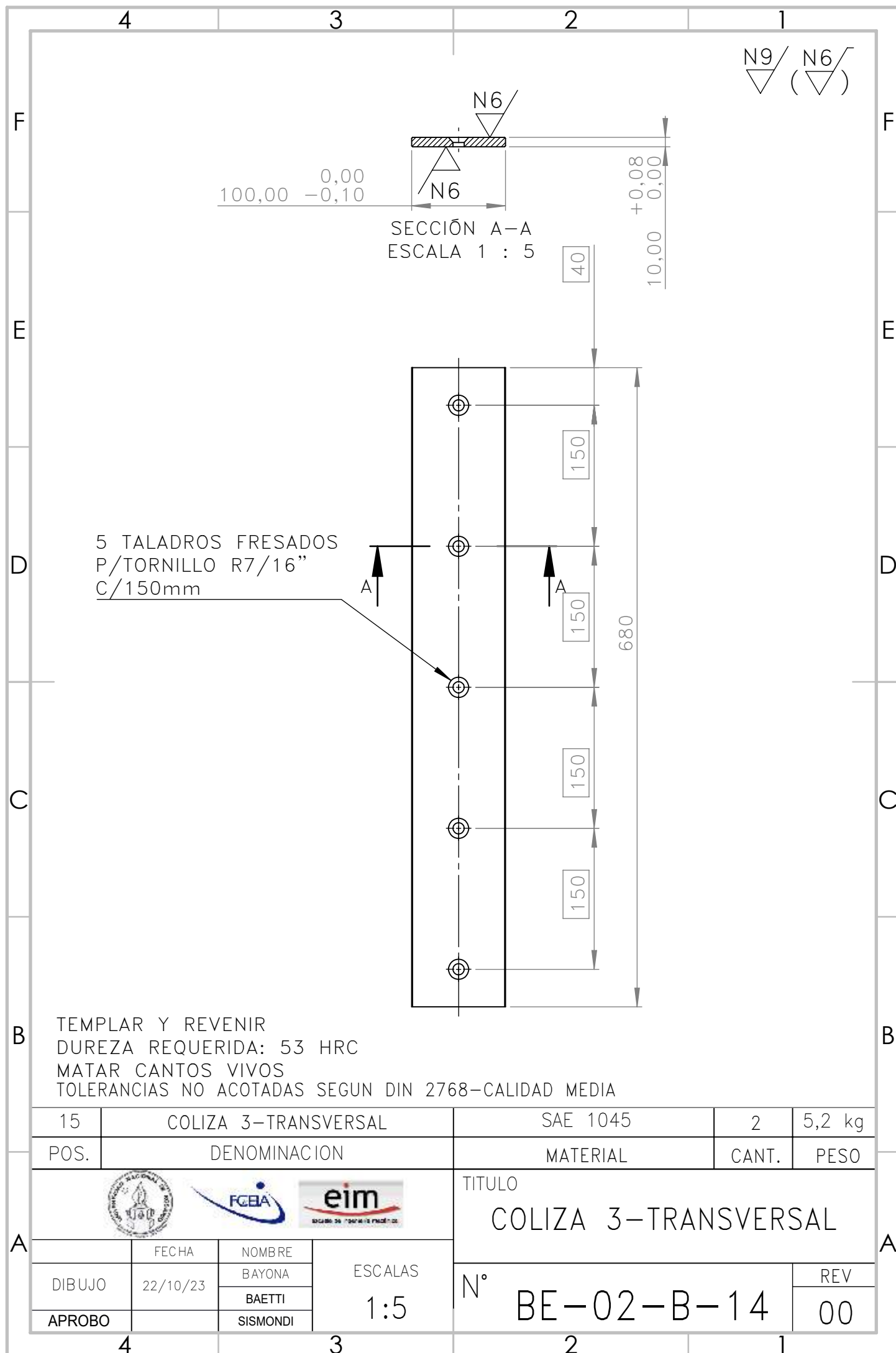


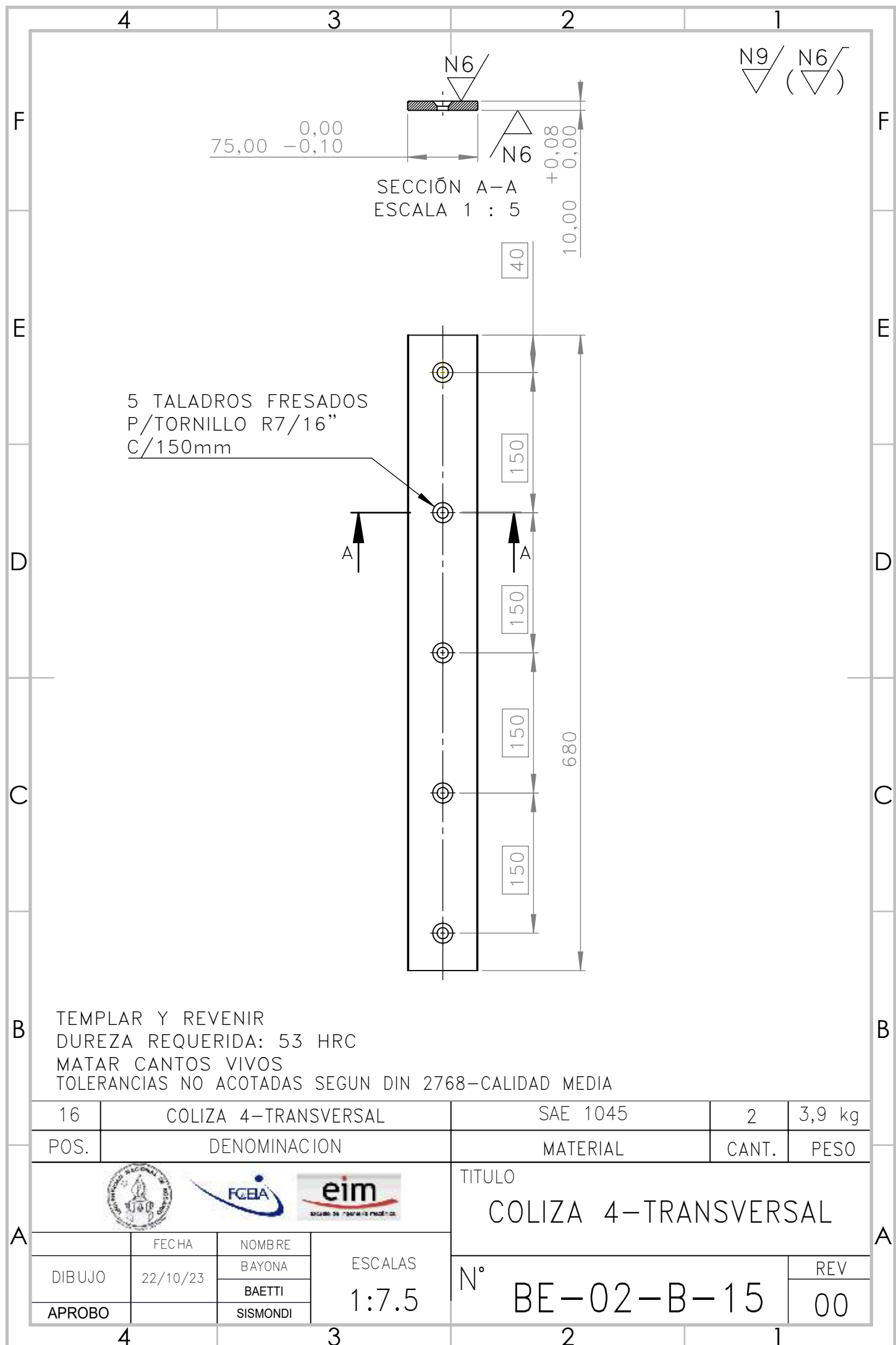


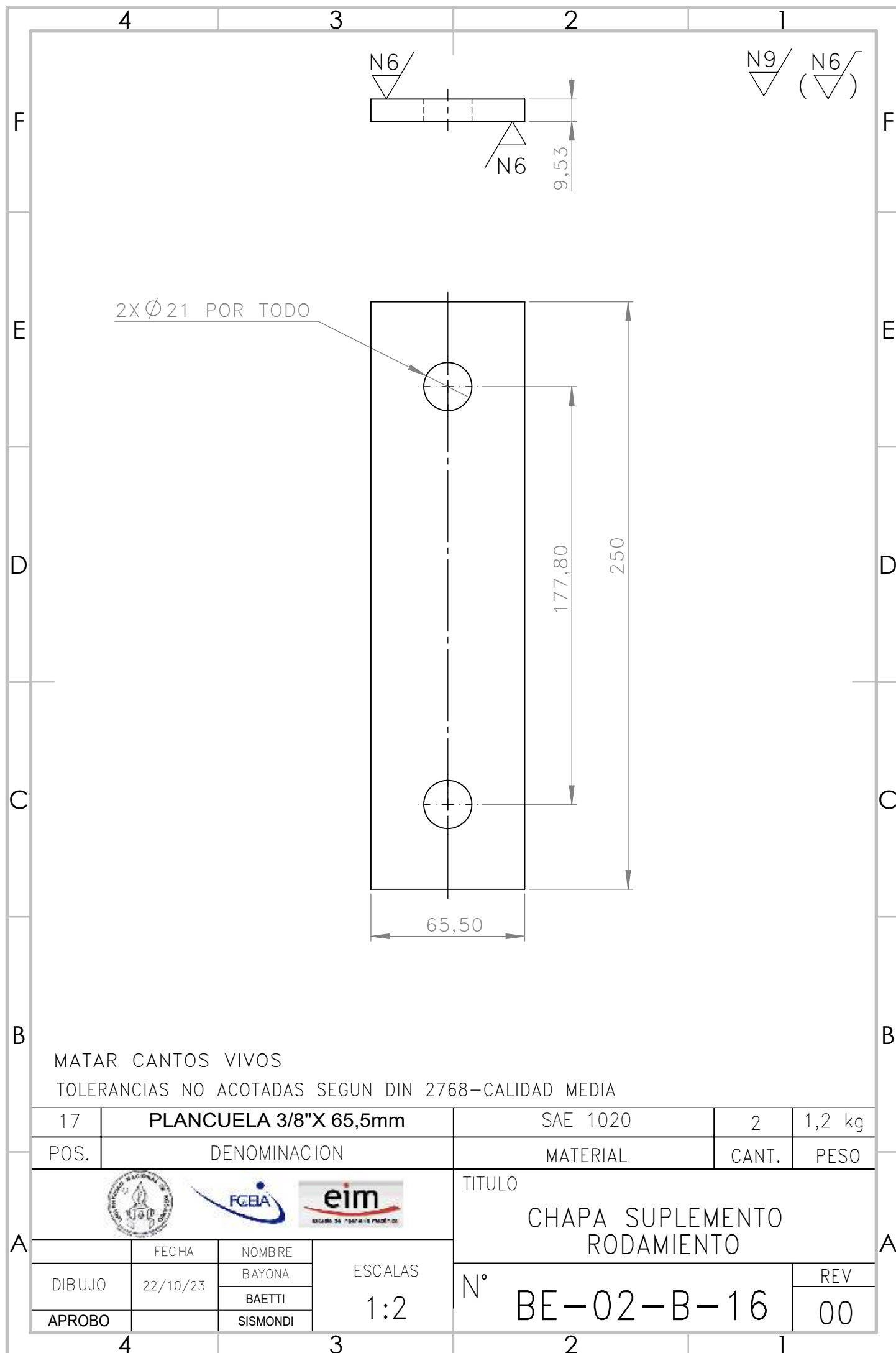


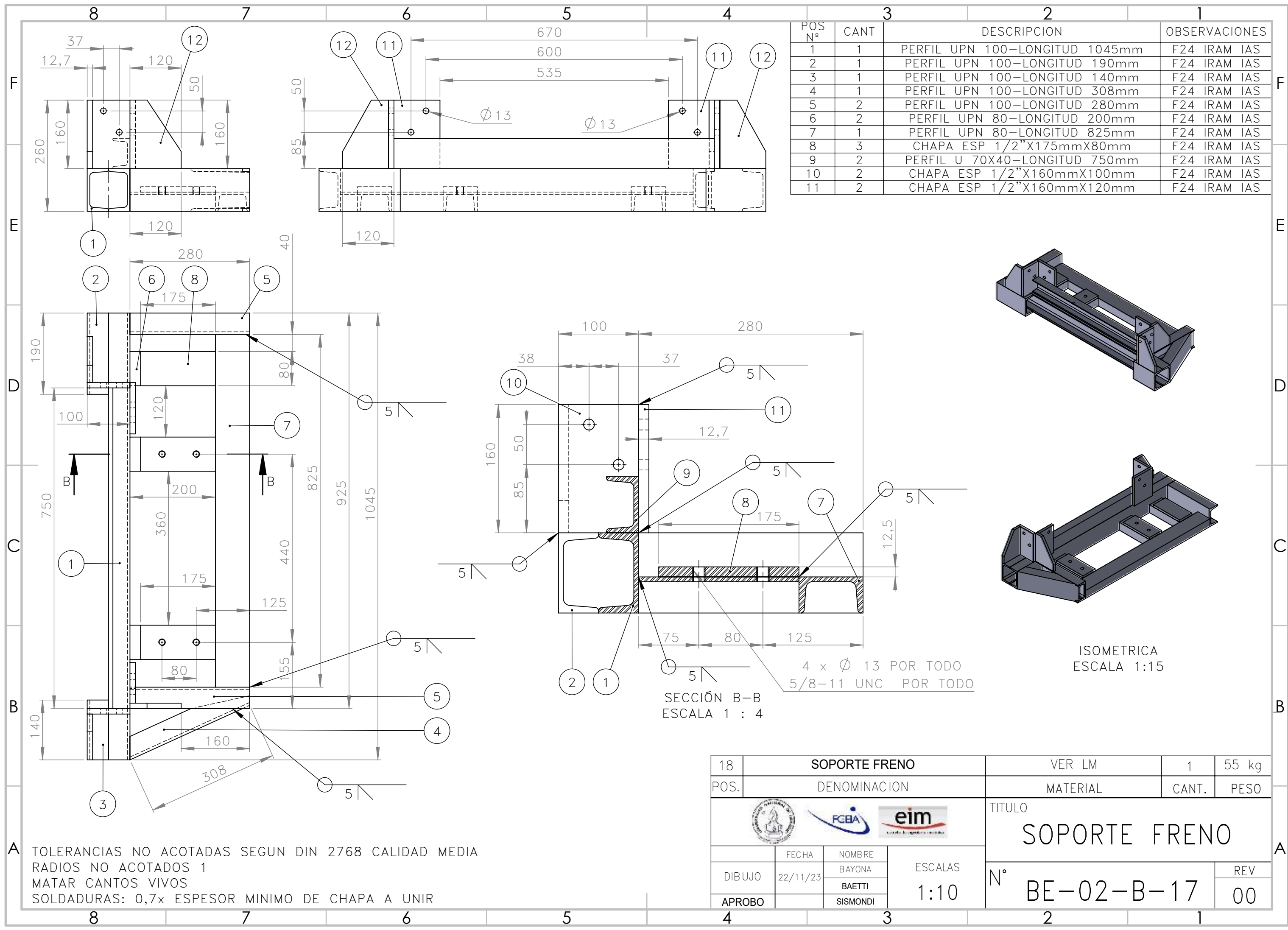




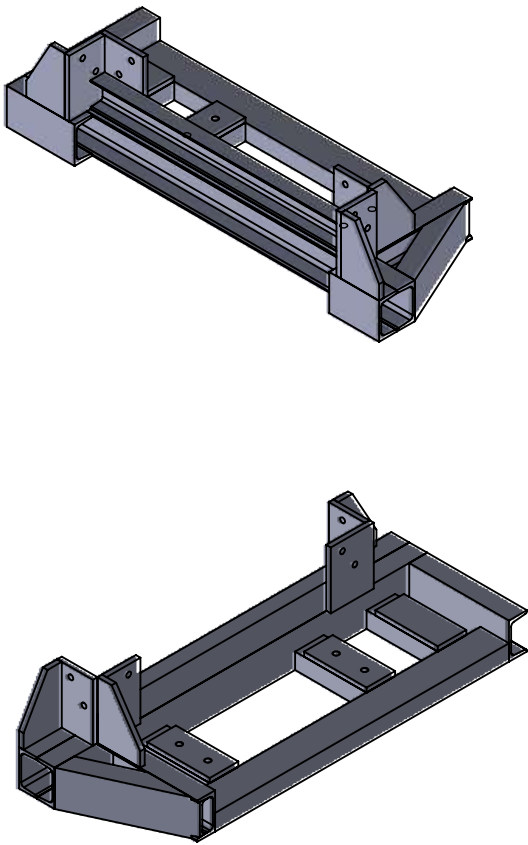








POS N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	PERFIL UPN 100-LONGITUD 1045mm	F24 IRAM IAS
2	1	PERFIL UPN 100-LONGITUD 190mm	F24 IRAM IAS
3	1	PERFIL UPN 100-LONGITUD 140mm	F24 IRAM IAS
4	1	PERFIL UPN 100-LONGITUD 308mm	F24 IRAM IAS
5	2	PERFIL UPN 100-LONGITUD 280mm	F24 IRAM IAS
6	2	PERFIL UPN 80-LONGITUD 200mm	F24 IRAM IAS
7	1	PERFIL UPN 80-LONGITUD 825mm	F24 IRAM IAS
8	3	CHAPA ESP 1/2"X175mmX80mm	F24 IRAM IAS
9	2	PERFIL U 70X40-LONGITUD 750mm	F24 IRAM IAS
10	2	CHAPA ESP 1/2"X160mmX100mm	F24 IRAM IAS
11	2	CHAPA ESP 1/2"X160mmX120mm	F24 IRAM IAS

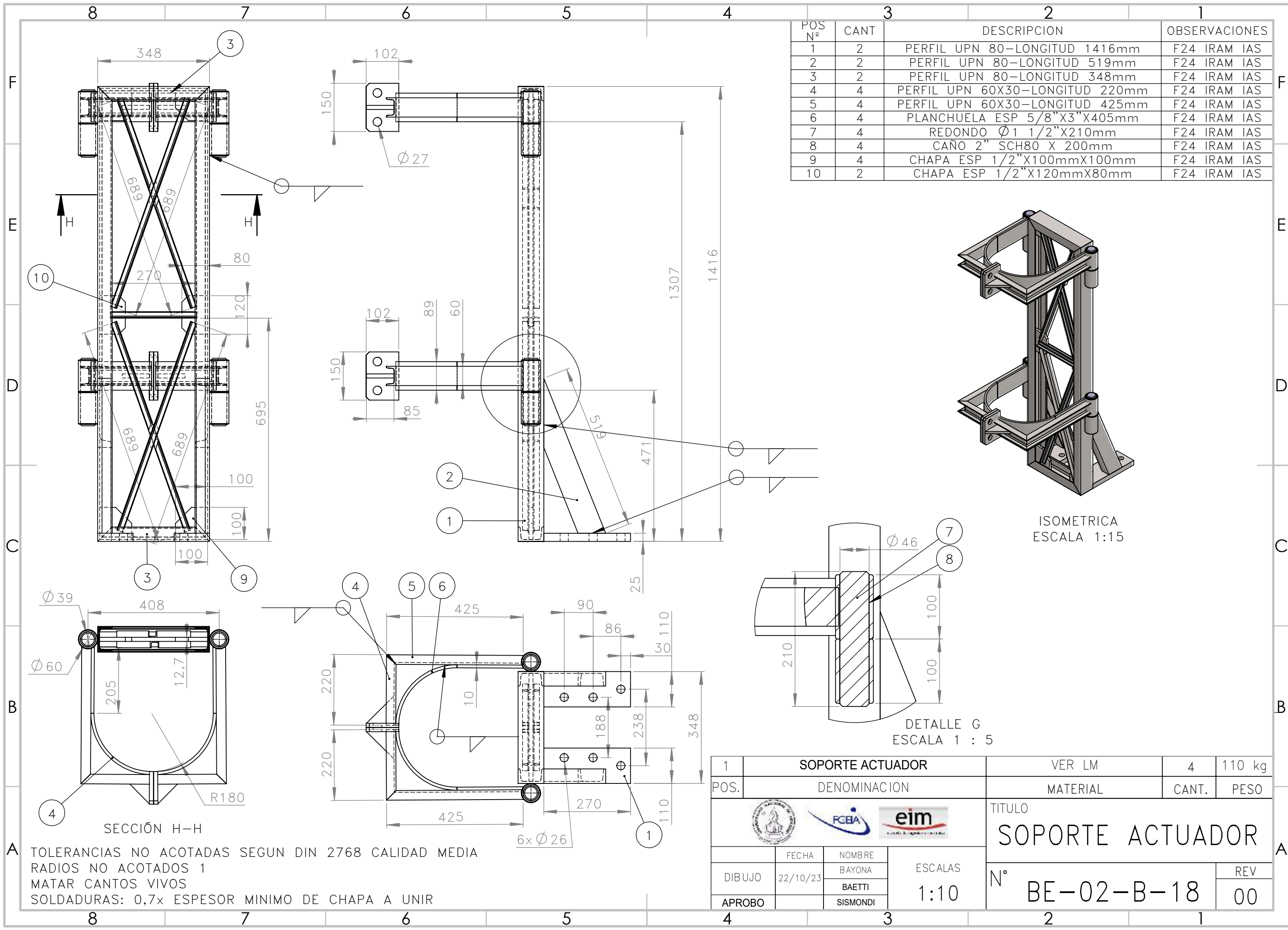


ISOMETRICA
ESCALA 1:15

SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 4

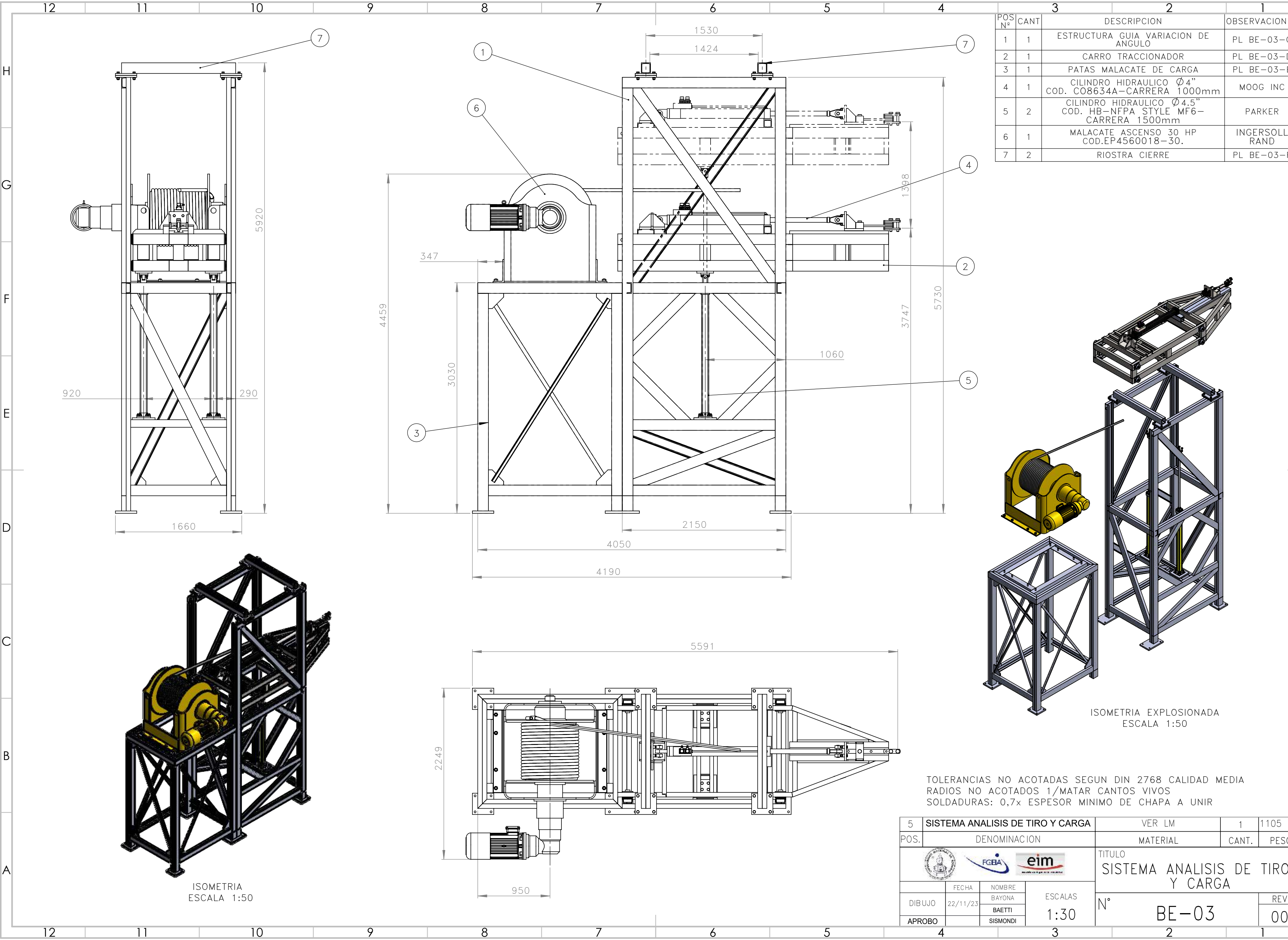
18	SOPORTE FRENO			VER LM	1	55 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				SOPORTE FRENO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	N°		REV
	22/11/23	BAYONA				
APROBO		BAETTI		1:10	BE-02-B-17	
		SISMONDI				

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR

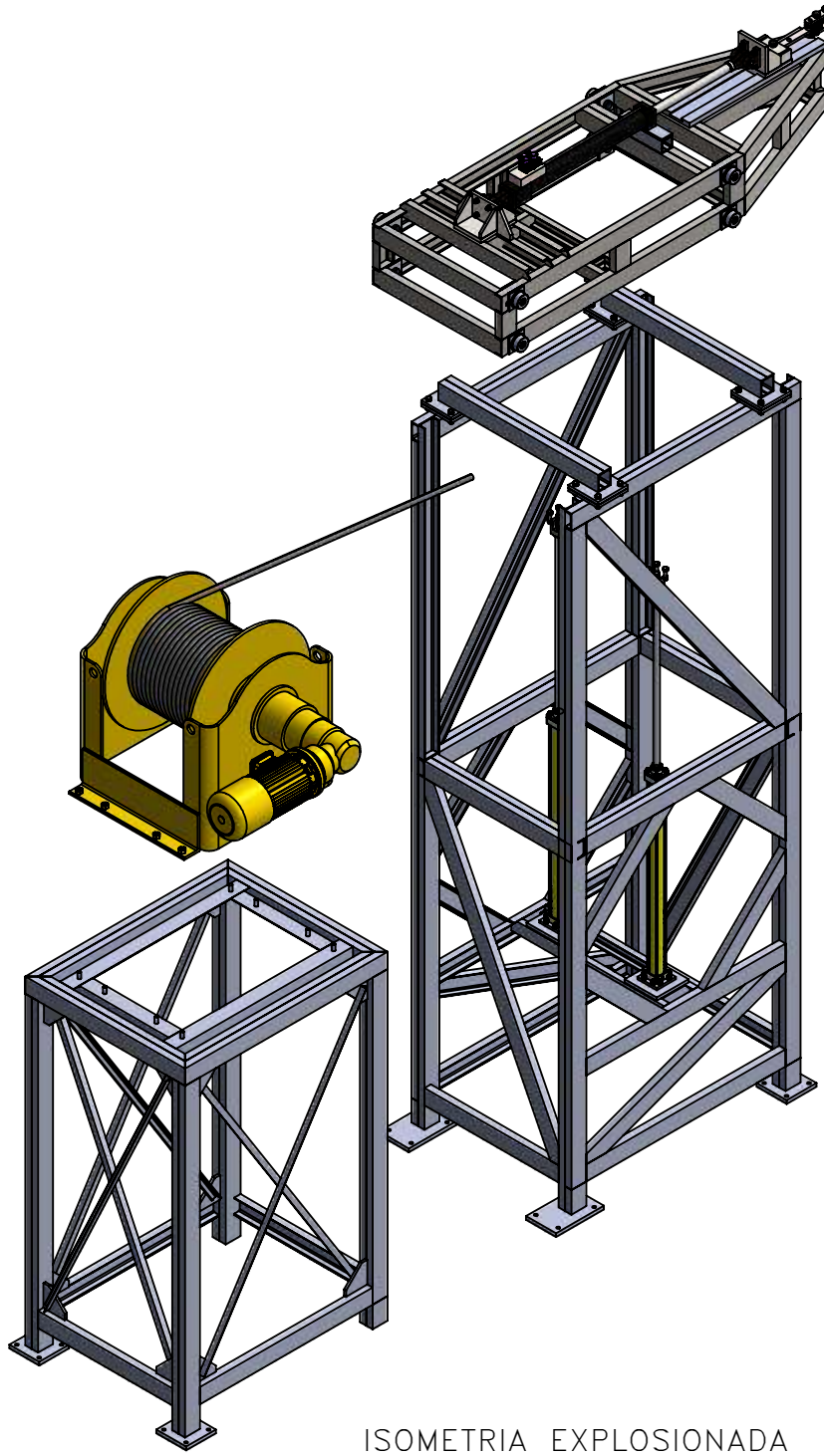


TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1
MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR

1	SOPORTE ACTUADOR			VER LM	4	110 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				SOPORTE ACTUADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:10	N° BE-02-B-18		REV
DIBUJO	22/10/23	BAYONA				00
		BAETTI				
APROBO		SISMONDI				



POS. N°	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	ESTRUCTURA GUIA VARIACION DE ANGULO	PL BE-03-C
2	1	CARRO TRACCIONADOR	PL BE-03-D
3	1	PATAS MALACATE DE CARGA	PL BE-03-E
4	1	CILINDRO HIDRAULICO Ø4" COD. CO8634A-CARRERA 1000mm	MOOG INC
5	2	CILINDRO HIDRAULICO Ø4.5" COD. HB-NFPA STYLE MF6-CARRERA 1500mm	PARKER
6	1	MALACATE ASCENSO 30 HP COD.EP4560018-30.	INGERSOLL RAND
7	2	RIOSTRA CIERRE	PL BE-03-F



ISOMETRIA EXPLOSIONADA
ESCALA 1:50

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA
RADIOS NO ACOTADOS 1/MATAR CANTOS VIVOS
SOLDADURAS: 0,7x ESPESOR MINIMO DE CHAPA A UNIR

5	SISTEMA ANALISIS DE TIRO Y CARGA			VER LM	1	1105 kg
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
				TITULO		
				SISTEMA ANALISIS DE TIRO Y CARGA		
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	N°		REV
		22/11/23	BAYONA			
APROBO			BAETTI	BE-03		00
			SISMONDI			
				ESCALAS		
				1:30		