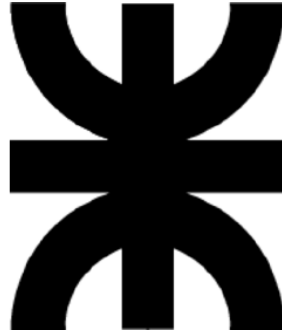


***UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA***



PROYECTO FINAL DE GRADO

***“DISEÑO MECÁNICO DE BANCO DE PRUEBAS SOBRE CHASIS
CON ANÁLISIS DE SUSPENSIÓN”***

INGENIERÍA MECÁNICA

Año 2021

Dalmasso Visconti Bruno Agustín

Legajo: 11358

RESUMEN

En el presente proyecto final de grado de la carrera Ingeniería Mecánica, denominado “DISEÑO MECÁNICO DE BANCO DE PRUEBAS SOBRE CHASIS CON ANÁLISIS DE SUSPENSIÓN”, se realizará el diseño y cálculo de un equipo que tiene como objetivo principal evaluar el desempeño del motor y suspensión de vehículos de serie, prototipos y de competición.

Para el desarrollo del proyecto se estudiarán los diferentes factores que influyen directa e indirectamente en el equipo, para diseñar y calcular cada componente de acuerdo a las sollicitaciones que afectan al mismo.

El objetivo es lograr un diseño simple y resistente, con un adecuado diseño de sus partes que permitan lograr el correcto funcionamiento de todos sus sistemas.

ABSTRACT

In this final degree project of the Mechanical Engineering course of study, called “MECHANICAL DESIGN OF A CHASSIS DYNAMOMETER WITH ANALYSIS OF SUSPENSION”, it will be performed the design and calculation of an equipment that has as a main objective to evaluate the engine performance and the suspension of standard appearance vehicles, prototypes, and racing vehicles.

For the project development, the several factors that directly or indirectly influence the equipment will be studied, for designing and calculating each component according to the requests that affect it.

The purpose of this project is to get a simple and resistant model with a suitable pieces' design that allow the proper performance of all systems.

ABREVIACIONES

ECU = “Engine Control Unit”. (Unidad de Control del Motor).

SUV = “Sport Utility Vehicle”. (Vehículo Utilitario Deportivo).

Rpm = Revoluciones por minuto.

VON = Tensiones de Von Mises.

URES = Desplazamientos Resultantes.

Min. = Mínimo.

Máx. = Máximo.

AISI = “American Iron and Steel Institute”. (Instituto Americano del Hierro y el Acero).

DIN = “Deutsches Institut für Normung”. (Instituto Alemán de Normalización).

SAE = “Society of Automotive Engineers”. (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

INOX. = Acero Inoxidable.

Sh. A = Dureza Shore A.

Hip. = Hipótesis.

GMAW = “Gas Metal Arc Welding”. (Soldadura por Arco Metálico con Gas).

MIG = “Metal Inert Gas”. (Gas Inerte de Metal).

MAG = “Metal Active Gas”. (Gas Activo de Metal).

CIRSOC = Centro de Investigación de los Reglamentos Nacionales de Seguridad para las Obras Civiles.

AWS = “American Welding Society”. (Sociedad Americana de Soldadura).

EuSAMA = “European Shock Absorber Manufacturer Association”. (Asociación Europea de Fabricantes de Amortiguadores).

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN

1.1 - DESCRIPCIÓN	7
1.2 - ANTECEDENTES HISTÓRICOS	10
1.3 - TIPOS DE BANCOS DE PRUEBAS	13
1.4 - TIPOS DE FRENOS DINAMOMÉTRICOS	19
1.5 - CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	25

CAPÍTULO 2 – DESARROLLO BANCO DE RODILLOS

2.1 – CONJUNTO DE RODILLOS	27
2.1.1 – ANÁLISIS DE ESFUERZOS	30
2.1.1.1 – ESFUERZOS INERCIALES SOBRE RODILLOS	32
2.1.1.2 – FLEXIÓN SOBRE RODILLOS	35
2.1.1.3 – TORSIÓN SOBRE RODILLOS	37
2.1.2 – VERIFICACIÓN A FATIGA CON ESFUERZOS COMBINADOS	39
2.1.3 - SUPERFICIE DE RODILLOS	43
2.1.4 - BALANCEO	43
2.2 – PRE DIMENSIONAMIENTO EJES	44
2.3 – CÁLCULO DE CHAVETAS	51
2.4 – DISEÑO Y CÁLCULO TAPAS DE RODILLOS	53
2.4.1 - SOLDADURAS TAPA RODILLO	58
2.5 – SELECCIÓN ACOPLER INTERMEDIO	64
2.6 – SELECCIÓN ACOPLAMIENTO ELASTICO A TORSIÓN	66
2.7 – SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	68
2.8 – SELECCIÓN ANILLOS DE RETENCIÓN	69
2.9 – VERIFICACIÓN EJES	70
2.10 – VERIFICACIÓN RODAMIENTOS	75
2.11 - CONEXIÓN FRENO DINAMOMÉTRICO	79
2.11.1 - VERIFICACIÓN TORNILLOS	80
2.11.2 - VERIFICACIÓN EJE N° 3	83

2.12 – BASTIDOR BANCO DE RODILLOS	85
---	----

CAPÍTULO 3 – DESARROLLO BANCO DE SUSPENSIÓN

3.1 – FUNCIONAMIENTO	96
3.2 – ANÁLISIS MOVIMIENTO BIELA EXCÉNTRICO	97
3.3 – DISEÑO Y CÁLCULO DE PLATAFORMAS	100
3.3.1 – ESTADOS DE CARGA	101
3.3.2 - SUJECIONES	104
3.3.3 – CÁLCULO PLATAFORMA	104
3.4 – SELECCIÓN CELDA DE CARGA	108
3.5 - MOVIMIENTO PLATAFORMA	110
3.6 - VERIFICACIÓN PLATAFORMA	117
3.6.1 - VERIFICACIÓN ESFUERZOS MÁXIMOS	117
3.6.2 - ESTUDIO DE FRECUENCIA	118
3.6.3 - CÁLCULO RODAMIENTOS DE APOYO	119
3.7 – BULONES DE CONEXIÓN CELDA DE CARGA	122
3.8 – TORQUE NECESARIO Y FUERZAS SOBRE BIELA	128
3.9 – SELECCIÓN MOTOR / CÁLCULO VOLANTE DE INERCIA	131
3.10 – SUBCONJUNTO BIELA	134
3.10.1 – EXCÉNTRICO	135
3.10.2 – RODAMIENTO SUPERIOR	136
3.10.3 – RODAMIENTO INFERIOR	138
3.10.4 – BIELA	139
3.11 – CONECTOR CELDA DE CARGA	143
3.12 – PASADOR BIELA	147
3.13 – BASTIDOR BANCO DE SUSPENSIÓN	152

CAPÍTULO 4 – BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA	160
--------------------	-----

CAPÍTULO 5 – ANEXOS

5.1 - DIMENSIONES DE VEHÍCULOS DE SERIE	162
---	-----

5.2 - SISTEMA DE CODIFICACIÓN	166
5.3 - LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA	168
5.4 - PLANIMETRÍA	170

CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN

1.1- DESCRIPCIÓN

Los bancos de pruebas de rodillos permiten ensayar los vehículos sin la necesidad de desmontar el motor o cualquier otro sistema del mismo, mide la potencia desarrollada sobre la rueda del automóvil y el comportamiento del motor en conjunto con la transmisión y el resto de los sistemas del vehículo. Este equipo permite realizar ensayos en un taller o sala de medición controlando todos los parámetros del vehículo y analizando su desarrollo global, con el objetivo de conocer todas las variables de funcionamiento, para lograr la mejor combinación de ellas y obtener el óptimo desarrollo de sus componentes.

La principal ventaja frente a otros bancos de pruebas como el usual banco de motores, es que no se necesita subdividir los componentes del vehículo, lo que permite medir el comportamiento de todas sus partes trabajando en conjunto.

Con esta máquina de ensayos, se pueden estudiar las siguientes características:

- Curvas de Potencia.
- Curvas de torque.
- Consumos.
- Niveles de emisión sonora.
- Emisiones de partículas.
- Cambios de performance por ajustes en servicio.
- Reprogramaciones de ECU.
- Control de calidad al final de línea de producción.
- Pruebas de acumulación de kilómetros.

- Pruebas en cámaras climáticas y túneles de viento.
- Respuestas ante la variación de carga.

Vale aclarar, que las curvas de Torque y Potencia obtenidas, dan valores entregados “a la rueda” del vehículo, es decir, los que realmente aprovecha el vehículo para su trabajo, considerando todas las pérdidas mecánicas de los conjuntos que intervienen en su funcionamiento.

Las ventajas para el diseñador de componentes y los ingenieros de poder analizar tales aspectos del funcionamiento de los vehículos, se basan en que estos ensayos evitan pruebas en rutas o caminos públicos con el riesgo que eso significa, ya que, en algunos casos se busca que el motor desarrolle toda su potencia o para el estudio de vehículos de competición o prototipos donde la circulación está prohibida. Esto permite medir el rendimiento y el desempeño general de un vehículo completo, desempeñándose de forma dinámica mientras se encuentra en un lugar estático.



Fig. 1.1 – Ensayo en Dinamómetro

El dinamómetro de rodillos consta de una estructura encima de la cual se sube el vehículo completo y se eslinga el mismo para mantenerlo fijo en la posición determinada, la rueda se vincula con un mecanismo de rodillos de un diámetro apropiado que son acelerados directamente por las ruedas del vehículo bajo ensayo, los rodillos están soportados por ejes con rodamientos que

mediante un árbol de transmisión se vinculan a un freno dinamométrico que mide el par del motor. También cuenta con instalaciones eléctricas, dispositivos electrónicos de control y adquisición de datos y otras instalaciones auxiliares como la refrigeración, la medida de gases de escape, presiones de combustión, etc.

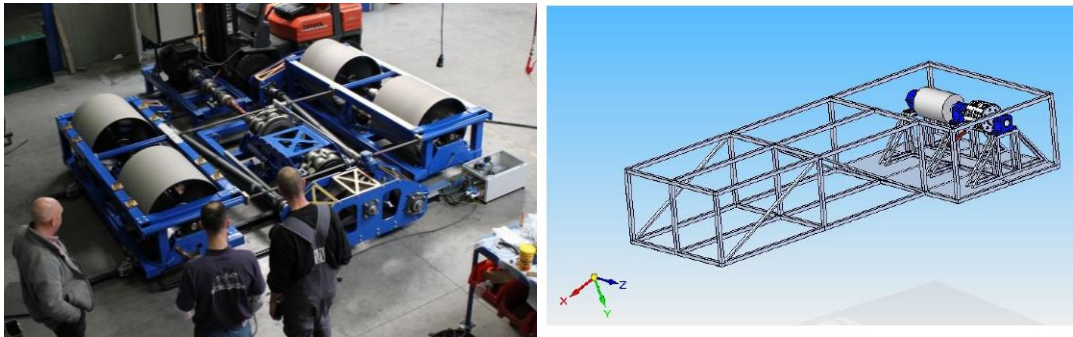


Fig. 1.2 – Estructuras bancos de prueba

Además, se incorpora a la estructura del dinamómetro un banco de suspensión integrado que permite analizar el estado de la suspensión de los vehículos midiendo la suspensión de cada rueda individualmente, esto permite un análisis de desempeño tanto de la mecánica como de la suspensión de los vehículos a ensayar, permitiendo mejorar parámetros de la suspensión y evaluarlos en un banco de ensayos donde se obtienen datos precisos.

La suspensión es un parámetro fundamental en el confort y la seguridad de un vehículo, permite, en conjunto con las ruedas, mantener las masas suspendidas en contacto permanente con la superficie. Los sistemas de suspensión tienen una serie de elementos que se deterioran o degradan con el tiempo, necesitando controlarse y mantenerse para el correcto funcionamiento del mismo. Por lo tanto, es necesario realizar revisiones periódicas de prevención y mantenimiento de dichos elementos, con el objetivo de corroborar el buen estado de los mismos.

El banco de suspensión cuenta con un motor eléctrico que excita una serie de plataformas donde se apoya el vehículo, esta excitación es transformada en una oscilación que simula las condiciones de marcha o paso por un terreno irregular, y permite, mediante la medida del peso, determinar el grado de adherencia al terreno como así también el rendimiento del sistema de suspensión, junto con la amplitud de trabajo de la misma.



Fig. 1.3 – Ensayo Suspensión

1.2- ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Desde el nacimiento del automóvil se tuvo la necesidad de controlar y perfeccionar los sistemas del vehículo, para poder gestionar y estudiar los sistemas del motor, sistemas de transmisión y sistemas generales de la totalidad del mismo. El interés de conocer o modificar ciertos parámetros durante el funcionamiento del automóvil llevó a los ingenieros y técnicos a realizar pruebas dinámicas típicas de la época, efectivas, pero poco seguras.

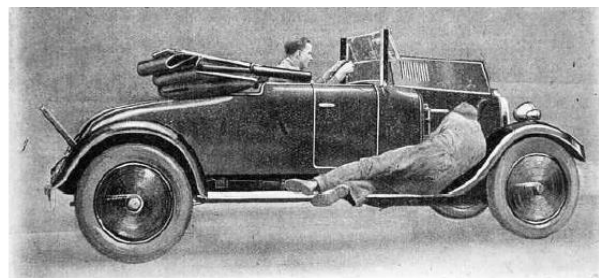


Fig. 1.4 – Estudio en funcionamiento de fallas

Estas actividades se realizaban para determinar o corregir ciertos parámetros de funcionamiento que solo eran afectados por factores dados en la marcha normal del vehículo, es decir, no se podían ver o solucionar en un estudio estático, ya que se necesitaba un funcionamiento normal o bajo carga, que muestre las condiciones reales de desempeño del automóvil.

Dada la inexistencia de equipos de diagnóstico o dispositivos de medición, la persona analista se colocaba en el vehículo marchando por una ruta o calle en condiciones normales para poder observar y corregir ciertos parámetros del funcionamiento. (*Ver Fig. 1.4*). Esta práctica generó la idea de tener un sistema de ensayo que simulara las condiciones de funcionamiento, y permitiera al vehículo funcionar dinámicamente mientras se encuentra en un lugar estático, lo que permite operar y estudiar sus sistemas sin el riesgo de las prácticas anteriores.

La idea de hacer funcionar un vehículo a plena marcha mientras estaba en reposo fue concebida por ingenieros de locomotoras de ferrocarril antes de ser adoptada por la industria automotriz.

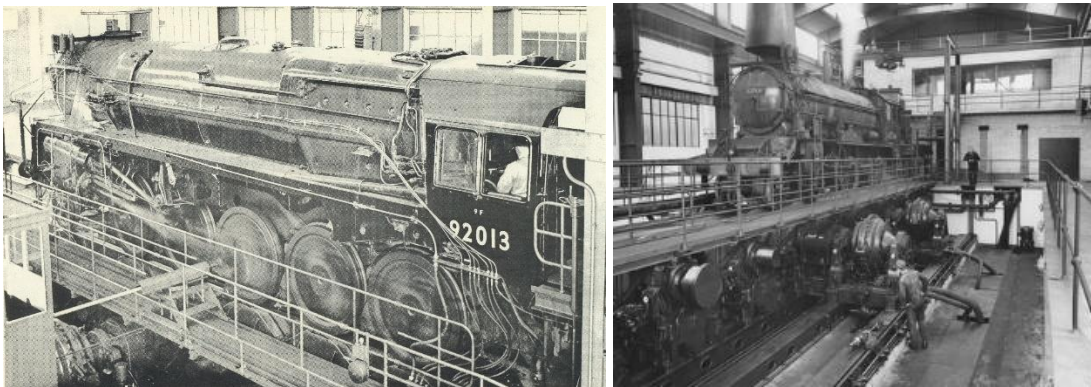


Fig. 1.5 – Estación de Prueba de Locomotoras

Los objetivos de estas pruebas eran analizar parámetros como:

- Rendimiento y eficiencia del equipo.
- Evaluación dinámica y calibración de componentes actuando.

- Afectación en la variación de parámetros funcionales.

Estos estudios llevaron a la concepción de los primeros bancos de pruebas de automóviles.

Antes de la década del 70' la mayoría de las máquinas eran caminos de rodadura relativamente primitivos, caracterizados por tener rodillos de pequeño diámetro que simulaban inadecuadamente las condiciones de contacto del neumático y la resistencia al rodamiento experimentado por el vehículo en la carretera, estos equipos estaban equipados con un volante fijo que simulaba la inercia del automóvil.



Fig. 1.6 – Dinamómetro de Rodillos (Año 1924)

El principal impulso en el desarrollo de estos equipos a nivel mundial, vino con la rápida evolución de las normas de emisiones, junto con la necesidad de uso en el área de competición automovilística, que llevaron a una rápida evolución en los equipos. Esta evolución permitió condiciones de tracción más realistas, mediciones de par y potencia con frenos de corrientes parásitas con mediciones de par de celdas de carga de alta calibración y sistemas de control más sofisticados, permitiendo lograr una simulación de carga más precisa y mayor adquisición de datos.

En los últimos años, junto al desarrollo de la electrónica y dispositivos de medición y control digital, la evolución de estos equipos permite a los ingenieros de diseño y laboratorios de prueba controlar y evaluar todos los parámetros del vehículo ensayado, logrando por una observación estática, obtener un análisis y mediciones del rendimiento del vehículo completo en funcionamiento dinámico.

1.3- TIPOS DE BANCOS DE PRUEBAS

Desde que se desarrollaron los primeros motores de combustión, la industria automotriz y los ingenieros de pruebas se han enfrentado a la necesidad de reportar características de desempeño y de regulación, y también a probar nuevos desarrollos en los mecanismos y sistemas de los vehículos.

Un banco de pruebas es una instalación que sirve para medir las prestaciones de los vehículos y sus características de funcionamiento. El banco de pruebas se emplea tanto para la obtención de datos importantes sobre la puesta a punto de prototipos, como para la determinación de ciertos datos fundamentales necesarios para la prueba de las partes fabricadas en serie. Estos equipos permiten obtener una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de medidas.

Existen distintos tipos de bancos de pruebas, los más difundidos son:

- Banco de motores:

Son utilizados en el caso de que se desee analizar exclusivamente el comportamiento del motor, éste se fija sobre un soporte apropiado y se conecta a un freno dinamométrico por medio de juntas. El freno dinamométrico se vincula directamente a la salida del cigüeñal, lo que permite medir el torque y la potencia total entregada a la salida del motor.

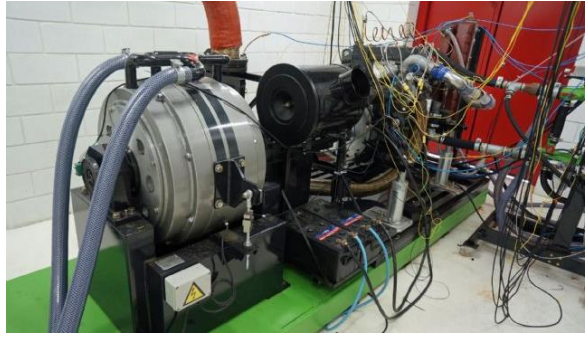


Fig. 1.7 – Banco de prueba de motores

Ventajas:

- ✓ Se mide solo el motor sin influencia de otros elementos de transmisión
- ✓ Permite ensayar el motor en condiciones muy controladas.
- ✓ Permite controlar todos los parámetros del motor y sus subsistemas (temperatura de refrigerante, temperatura de aceite, consumos, etc.)

Desventajas:

- ✗ Es necesario desmontar el motor para su ensayo.
- ✗ Requiere una infraestructura externa al vehículo (suministro de combustible, refrigerante, enfriadores, cableado de ECU, etc.)
- ✗ Solo brinda información del motor.
- ✗ Para los sistemas de ECU actuales, es una dificultad la correcta vinculación de los sensores del resto de los sistemas del vehículo.

- Banco de rodillos:

Los bancos de rodillos se utilizan cuando se pretende conocer el comportamiento del motor en conjunto con su transmisión y el resto de sistemas del vehículo, permite estudiar y conocer el rendimiento y desempeño del vehículo entero y no sólo de su motor por separado.

Un dinamómetro de chasis, o de rodillos, consiste en una estructura encima de la cual se sube el vehículo completo, esta estructura está provista de uno o más rodillos de un diámetro apropiado que son acelerados directamente por las ruedas del vehículo bajo ensayo.



Fig. 1.8 – Banco de rodillos

Ventajas:

- ✓ Rapidez para el montaje y desmontaje del vehículo.
- ✓ Mide la potencia efectiva que llega al piso.
- ✓ Permite analizar motor y transmisión al mismo tiempo.
- ✓ No es necesario desmontar ningún sistema del vehículo.

Desventajas:

- ✗ Mayor costo respecto al anterior.
- ✗ Requiere mayor espacio físico.
- ✗ Mayor dificultad para insonorizar.

Dentro de los bancos de rodillos, los mismos pueden ser de tipo inerciales o con freno dinamométrico:

Inerciales: Estos bancos proporcionan la resistencia al giro mediante volantes de inercia de dimensiones adecuadas y con la propia inercia de sus partes móviles, proporcionando la carga al motor. Son equipos de bajo costo y dan resultados muy repetitivos, pero tienen las siguientes desventajas: No permiten realizar ensayos a carga estabilizada, la carga es siempre la misma y depende de la aceleración, tienen poca exactitud de medición y requieren sensores muy precisos para obtener buenos resultados, son de elevado peso.

Con freno Dinamométrico: Estos bancos poseen un freno dinamométrico que absorbe la potencia y le generan el par resistente al motor, es quizás uno de los componentes más importantes ya que es el que permite realizar las mediciones de par y potencia del vehículo. Sin embargo, en este caso, el freno no se encuentra directamente acoplado al eje del cigüeñal del motor, como en el caso de los bancos de pruebas de motores, sino que se ubica de manera axial a uno de los rodillos del banco.



Fig. 1.9 – Rodillos con freno dinamométrico

- Dinamómetros de Cubos:

Estos dinamómetros se conectan directamente a las masas de las ruedas del vehículo a ensayar, el par y la potencia se miden directamente en el eje de tracción. Tienen la ventaja de no tener pérdidas causadas por la fricción ni el posible deslizamiento de las ruedas sobre los

rodillos. Es una construcción más versátil, ya que los frenos dinamométricos se colocan en el lugar de las ruedas del vehículo, independientemente del ancho y la altura del mismo.



Fig. 1.10 – Dinamómetro de cubos

- Banco de Amortiguadores:

Estos equipos son utilizados para evaluar parámetros específicos de los amortiguadores o resortes por separado. Se utilizan exclusivamente en la etapa de desarrollo y calibración de estas piezas para simular el funcionamiento de las mismas a diferentes cargas, velocidades, temperaturas, etc., y analizar comportamientos específicos de dichos elementos.



Fig. 1.11 – Banco de Amortiguadores

Con estas herramientas se pueden someter a los amortiguadores o resortes, a condiciones similares a las que estarán expuestos en su funcionamiento, obteniendo una amplia base de datos de su comportamiento bajo distintos parámetros, logrando la correcta calibración de sus elementos para que desarrollen su función según los objetivos esperados.

- Banco de Suspensión:

Los bancos de suspensión se basan en una estructura diseñada para soportar el peso del vehículo completo y excitar las ruedas del mismo desde su base de apoyo para determinar el estado de su sistema de suspensión.



Fig. 1.12 – Banco de Suspensión

Es un ensayo rápido y eficaz que permite determinar la efectividad del sistema de suspensión completo, sin desmontar ninguna pieza del mismo.

El ensayo se establece según medidas de adherencia de la rueda del vehículo con la superficie de apoyo bajo excitación, por lo tanto, los resultados provistos determinan la eficiencia del conjunto de la suspensión, sin dar detalles de las piezas individuales que lo componen, aunque, existe una correlación entre los resultados obtenidos y el correcto desempeño de las partes del sistema que permiten determinar el origen de las fallas.

1.4- TIPOS DE FRENOS DINAMOMÉTRICOS

Los frenos dinamométricos son los encargados de crear un par resistente que es el que proporciona la carga al motor. Cuando un vehículo está en funcionamiento normal, el motor realiza un esfuerzo por vencer las cargas que le proporcionan resistencia al avance, como la inercia del vehículo, resistencia aerodinámica, desniveles del terreno, fricción de sus partes móviles, resistencia a la rodadura de los neumáticos, etc. En cambio, cuando el motor está en funcionamiento sobre un banco de pruebas, el mismo mueve un conjunto de elementos mecánicos que ofrecen una resistencia a su propio movimiento, entonces el trabajo lo realizará para vencer la resistencia dada por estos elementos y por la acción del freno dinamométrico.

El par que genera el motor se mide acoplado al mismo un dispositivo frenante cuya carga resistente se puede variar, pudiendo obtener, si medimos el régimen de giro, la potencia correspondiente desarrollada por el mismo. Este dispositivo frenante se denomina freno dinamométrico, y consta básicamente de una parte móvil (rotor), una fija (estator) y un dispositivo de medida de fuerza.

El rotor del freno está acoplado al eje de la máquina que transmite la potencia que reciben los rodillos de las ruedas, el par motor se transmite desde el rotor al estator generalmente por medio de un fluido o de un campo magnético. Al poseer el estator un montaje basculante, que permite que gire sobre su propio eje, aquél intentaría girar en el mismo sentido que el rotor, pero un brazo unido al estator, que posee un punto de apoyo a una distancia del eje de giro, impide este movimiento, dando lugar a la aparición de una fuerza en dicho punto. Este punto de apoyo actúa sobre un dispositivo de medida de fuerza e indica el par resistente.

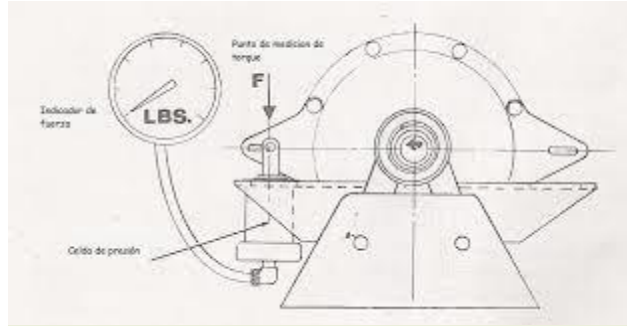


Fig. 1.13 – Esquema general freno dinamométrico

Conociendo la fuerza y el brazo de palanca, conoceremos el par del motor, y este nos permitirá calcular la potencia generada por el mismo.

$$HP = \frac{T (Kgm) * rpm}{716.20}$$

Se han desarrollado varios tipos de frenos basados en distintos principios. Los más difundidos son:

- Frenos de fricción Prony:

El freno de fricción consiste en un freno mecánico por zapata y tambor, fueron los primeros utilizados, llamados "Freno de Prony". Debido a su inestabilidad, dificultad de regulación y refrigeración, hoy es sólo un antecedente histórico.

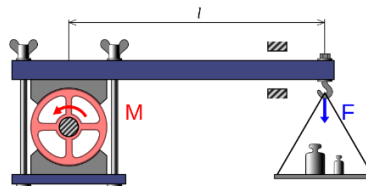


Fig. 1.14 – Freno Prony

- Frenos hidráulicos:

Se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que sirve tanto de elemento frenante como refrigerante. Tanto el rotor como el estator están provistos de una serie de alvéolos o cavidades, que tienen forma de elipsoide. (Los del estator se encuentran enfrentados a los del rotor).

Durante el funcionamiento, el agua de los alvéolos del rotor es expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga, introduciéndose en los alvéolos del estator por el perímetro externo. Estos últimos, poseen una forma tal que hace que el agua retorne a las cavidades del rotor a menor velocidad por la parte más próxima al eje de rotación. De esta forma, se genera una trayectoria del agua helicoidal, produciendo un torbellino que genera un efecto de frenado entre el rotor y el estator. La resistencia que el agua opone al giro del rotor reacciona sobre el estator produciendo un par igual al par motor.

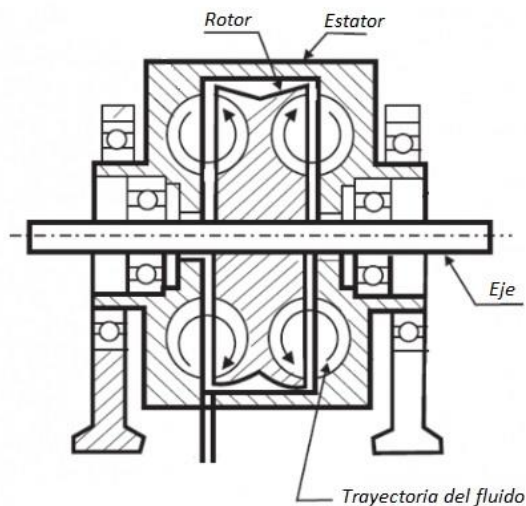


Fig. 1.15 – Freno hidráulico

El par resistente de este freno puede regularse básicamente de dos formas. La primera, consiste en utilizar unas compuertas entre el rotor y el estator que regulan la intensidad de los vórtices formados por la fuerza centrífuga. La segunda, regula la cantidad de agua que entra en el freno mediante una válvula gobernada por el control del dinamómetro. La ventaja de este tipo de construcción respecto a la primera, radica en que se puede regular mucho más rápidamente el par resistente del dinamómetro.

La potencia del motor absorbida por el freno se transforma en calor, necesitándose una alimentación continua de agua fría.

Ventajas:

- ✓ Tamaño reducido
- ✓ Baja inercia
- ✓ Permite realizar ensayos a carga estabilizada

Desventajas:

- ✗ Bajo torque de frenado a bajas rpm.
- ✗ Infraestructura costosa (bombas, tanques, torres de enfriamiento)
- ✗ Rango de trabajo reducido.
- ✗ Desgaste elevado debido a cavitación y turbulencias.
- ✗ El elemento frenante es también refrigerante, generando un compromiso entre torque de frenado y potencia disipada.

- Frenos eléctricos:

Para determinar la potencia efectiva se pueden utilizar generadores de corriente eléctrica. Así por ejemplo si se acopla una dinamo conectada a una resistencia eléctrica, la potencia del motor se utilizará en accionarla, y esta potencia se puede determinar midiendo con un voltímetro y un amperímetro la potencia eléctrica suministrada por la dinamo. En este método debe tenerse en cuenta, que existirán pérdidas por rozamiento, por efecto del aire y pérdidas eléctricas dependientes de la carga en el generador, por lo que la medida no es muy precisa. Esto hace que sea mucho más común medir la potencia del motor indirectamente a través del par motor.

- De corriente continua:

Igual que en los frenos hidráulicos, el estator posee un montaje basculante y está unido a un sistema de medida de fuerza. El par motor se transmite del rotor (inducido) al estator (inductor en anillo) por medio del campo magnético.

La regulación de la carga, cuando las variaciones no son demasiado grandes, puede ser hecha variando la excitación de la dinamo con un reóstato. Haciendo crecer la reacción electromagnética entre el rotor y el estator, efecto que trasmite el par del rotor al estator, aumenta la carga resistente y viceversa. La corriente producida puede ser disipada en forma de calor en unas resistencias eléctricas

- De corriente alterna:

Las características de los dinamómetros de corriente alterna son muy similares a los dinamómetros de corriente continua, pero presentan menos inercia a altas velocidades y su

mantenimiento es más barato. En ocasiones pueden presentar fallos en los cojinetes y otras partes móviles debido a la alta diferencia de potencial producida entre el rotor y el estator.

- De corrientes parásitas de Foucault:

Los dinamómetros de corrientes parásitas hacen uso de los principios de la inducción electromagnética para disipar el par del motor o vehículo. Consisten en un rotor de alta permeabilidad magnética que rota con una fina holgura entre las dos placas del estator.

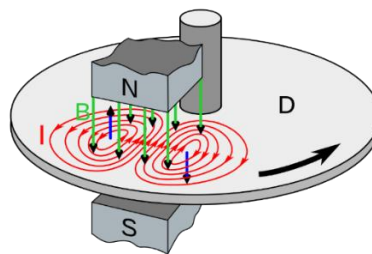


Fig. 1.16 – Corrientes parásitas por inducción magnética

El estator posee un bobinado eléctrico de tal forma que cuando el rotor gira, se genera un campo magnético en dirección axial. Se producen entonces corrientes parásitas de Foucault que se oponen al movimiento y tienden a frenar el rotor transformando la energía en calor en los bobinados del estator. Por este motivo, este tipo de freno necesita una refrigeración adecuada, por aire o por agua.

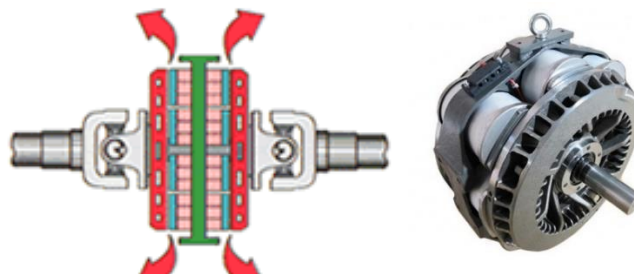


Fig. 1.17 – Disipación de calor freno por corrientes parásitas

La resistencia del dinamómetro se controla modificando la corriente eléctrica que alimenta las bobinas del estator. Los dinamómetros de corrientes de Foucault están muy extendidos y son simples y robustos, son ampliamente utilizados en estas aplicaciones debido a su simplicidad y precisión a la hora de regular el par resistente y su bajo mantenimiento.

Ventajas:

- ✓ Alto torque de frenado aún a bajas rpm.
- ✓ Alta precisión en el control aún en rangos muy distintos de torque y rpm.
- ✓ El control del freno es independiente de la refrigeración.
- ✓ Permite realizar pruebas a carga constante, variable, por ciclos o desvincularlo.
- ✓ Permite un control automático y preciso.
- ✓ Alta durabilidad.
- ✓ Mantenimiento simple y poco frecuente.
- ✓ Con valores bajos de corriente se pueden frenar grandes potencias.

Desventajas:

- ✗ Mayor costo que los anteriores.
- ✗ Mayor inercia.
- ✗ Si son refrigerados por agua necesitan instalación de refrigeración.

1.5 - CARACTERISTICAS DE DISEÑO

El diseño completo del banco de pruebas sobre chasis con análisis de suspensión, obtenido a lo largo del desarrollo de este proyecto, se presenta en la siguiente figura.

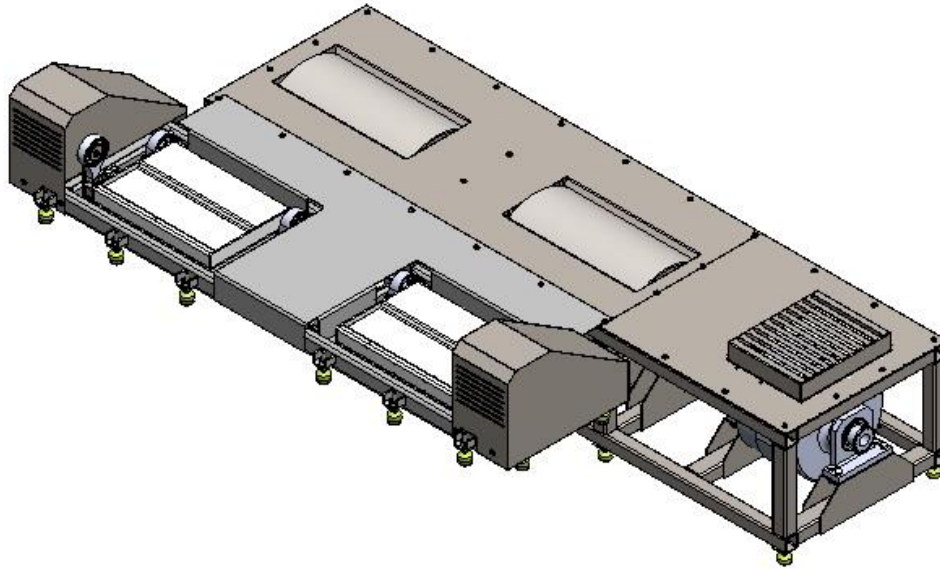


Fig. 1.18 – Banco de pruebas sobre chasis con análisis de suspensión

Las características técnicas que definen al equipo son resumidas en la siguiente tabla, las cuales serán desarrolladas y fundamentadas en detalle en los capítulos siguientes.

<i>CARACTERISTICA</i>	<i>VALOR</i>
<i>TRACCIÓN</i>	<i>SIMPLE: DELANTERA O TRASERA</i>
<i>ANCHO MÁXIMO ADMISIBLE</i>	<i>2200 mm</i>
<i>PESO MÁXIMO ADMISIBLE</i>	<i>2500 Kg</i>
<i>POTENCIA MÁXIMA</i>	<i>500 CV</i>
<i>MÁXIMAS RPM RODILLO</i>	<i>2800 rpm</i>
<i>TORQUE MÁXIMO</i>	<i>140 Kg.m</i>

Tabla N° 1.1 - Características técnicas Banco de Pruebas

CAPÍTULO 2 – DESARROLLO BANCO DE RODILLOS**2.1- CONJUNTO DE RODILLOS**

Los rodillos del banco de prueba son el vínculo entre el auto y el banco de pruebas propiamente dicho, sobre ellos se apoyan y traccionan las ruedas del vehículo. Esta pieza recibe toda la potencia entregada por la rueda del vehículo y la transmite directamente al eje que se comunica con el freno dinamométrico. Estos rodillos están formados por un cilindro de dimensiones adecuadas que se vincula al eje del dinamómetro.

Para establecer las dimensiones del rodillo, primero se realizó un estudio de las dimensiones estándar de vehículos de serie de dimensiones pequeñas, medianas y deportivos. Dejando de lado vehículos de tracción integral, SUV, furgones y pick ups. Debido a que el objetivo del banco de ensayos son los autos de serie de tracción simple (delantera o trasera) de los segmentos pequeños y medianos, sedanes y deportivos.

Los datos de dicho estudio se pueden observar en la “*Tabla A1*” disponible en el anexo. Estos datos, obtenidos del análisis de dimensiones de más de 140 modelos de autos diferentes, permiten determinar tres valores fundamentales de ancho de vehículos:

<i>Ancho Máximo</i>	<i>2037 mm</i>
<i>Ancho Mínimo</i>	<i>1547 mm</i>
<i>Ancho Promedio</i>	<i>1802 mm</i>

Tabla N° 2.1 – Ancho de vehículos de serie

Con estos datos como respaldo se establece un ancho de rodillos igual a 2200 mm para abarcar las dimensiones de vehículos estándar y sus tipos de ancho de rueda, y además tomar cierta

longitud de seguridad destinada a los pequeños desplazamientos laterales que puede sufrir el vehículo durante las pruebas, lo que permite evitar accidentes por desalineación y descalce axial.

Al ser un elemento cilíndrico el que permite el giro de las ruedas, este debe asegurar una adecuada condición de rodadura del neumático, para simular de manera correcta la rodadura real del mismo en una superficie plana. La resistencia a la rodadura, que opondrá el cilindro, es una fuerza que se opone al giro de los neumáticos cuando estos quieren rodar en la superficie, esto se ve reflejado en ciclos de deformación y recuperación elástica en el neumático. Esta resistencia se reduce para condiciones de rodadura sobre superficies planas.



Fig. 2.1 - Rodadura en superficie plana

Los efectos de la rodadura de un elemento elástico como el neumático del vehículo, sobre el rodillo del banco, que puede considerarse como indeformable con respecto al anterior, se puede relacionar con la siguiente ecuación:

$$F_{rc} = F_{rsp} \times \left(1 + \frac{r}{R}\right)^{0.5}$$

Dónde: - F_{rc} = Fuerza de resistencia a la rodadura en superficie cilíndrica.

- F_{rsp} = Fuerza de resistencia a la rodadura en superficie plana.

- r = Radio del elemento que rueda (Neumático).

- R = Radio de superficie cilíndrica (Rodillo).

Es decir, que este fenómeno aumentará a medida que aumente la relación entre radios de la rueda del vehículo y las dimensiones del rodillo del banco de pruebas. Por lo tanto, el rodillo deberá ser lo más grande posible siempre que el espacio y la inercia lo permitan con el objetivo de disminuir los esfuerzos provocados al neumático.

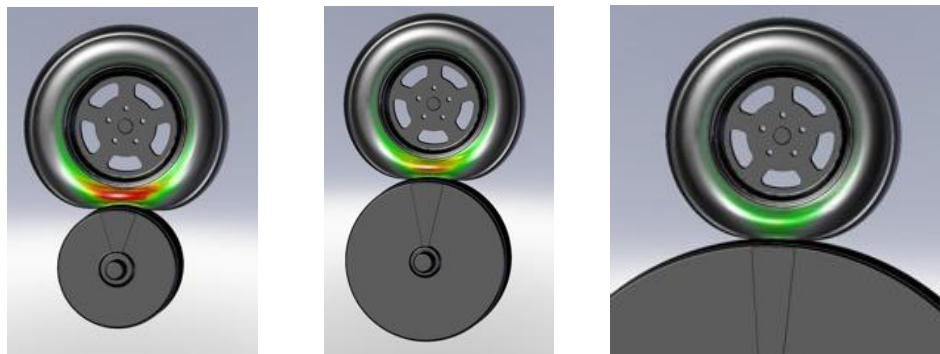


Fig. 2.2 - Relación del diámetro con el esfuerzo

Se pueden utilizar dos rodillos de menor diámetro por rueda en lugar de uno de mayor diámetro, lo que sería beneficioso en cuanto al espacio que ocupa, sin embargo, esta aplicación se descarta por tener el inconveniente de que el par del vehículo se reparte entre los rodillos haciendo necesario un sistema de transmisión entre estos, teniendo así mayores pérdidas mecánicas en el equipo.



Fig. 2.3 – Esfuerzo rodillos dobles

Además, la aplicación de dos rodillos tiene el inconveniente de que, a medida que se incrementa la velocidad, el vehículo tiende a montarse en uno de los rodillos, implicando un riesgo y mayores pérdidas mecánicas por deformación del neumático y daños en el mismo.

Se adopta el uso de un solo rodillo de diámetro igual a 610 mm, el cual se construirá con un tubo comercial “TENARIS” de 610 mm de Diámetro exterior. Para proponer este diámetro se consultaron catálogos comerciales “TENARIS – Tubos sin costura laminado en caliente para aplicaciones mecánicas”.

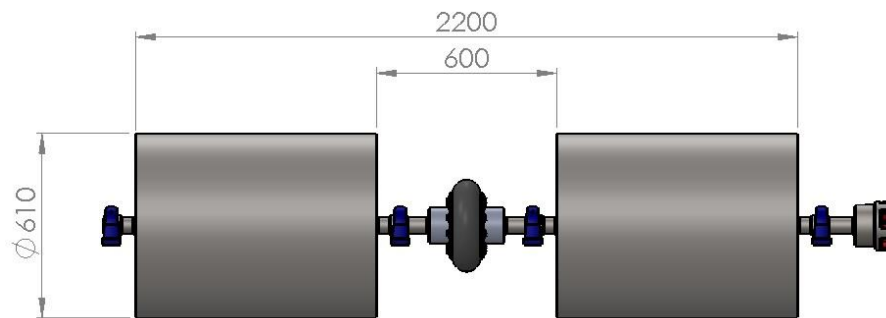


Fig. 2.4 – Diseño Rodillo

El rodillo estará partido en su longitud media, sacando una parte de este en la zona de trocha mínima, con el objetivo de disminuir la masa y por lo tanto la inercia del mismo. Estas partes quedaran unidas por el eje de la máquina para que ambos elementos transmitan el mismo torque y potencia al freno dinamométrico.

2.1.1 – ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Las fuerzas actuantes sobre el rodillo corresponden a la acción de:

- Las fuerzas inerciales, que producen esfuerzos inerciales propiamente dichos.
- El peso del vehículo, que genera un esfuerzo de flexión.

- El torque producido por el freno dinamométrico, que ocasiona esfuerzos de torsión.

Para corroborar que los esfuerzos desarrollados sean soportados adecuadamente, se selecciona un espesor y material dado de un tubo comercial, para luego proceder a la verificación del mismo. La selección de estas variables se realiza consultando el catálogo “TENARIS – Tubos sin costura laminado en caliente para aplicaciones mecánicas”.

- Se toma un espesor de 10 mm de pared correspondiente al mínimo espesor dado para ese diámetro de tubo.
- En base a la siguiente tabla de materiales:

MECHANICAL PROPERTIES: engineering steels										
GRADE	DELIVERY CONDITION*	TENSILE PROPERTIES							IMPACT TEST**	
		Rp0.2 (MPa) min			Rm (MPa) min			A long. min	Charpy KV long	
		wt ≤16	16 <wt ≤40	40 <wt ≤65	wt ≤16	16 <wt ≤40	40 <wt ≤65		T °C	J min
E235	G	235	225	215	360	360	360	25	-	-
E355	G	355	345	335	490	490	490	22	-	-
E355K2	N	355	345	335	490	490	470	20	-20	40
E470	G	470	430	-	650	600	-	17	-	-
E420J2	N	420	400	390	600	560	530	19	-20	27
E590K2	B	590	540	480	700	650	570	16	-20	40
E730K2	B	730	670	620	790	750	700	15	-20	40

Fig. 2.5 – Propiedades de aceros para tubos TENARIS

Se selecciona el material **E235**, cuyas propiedades mecánicas son:

$$\text{Tensión de fluencia} = S_y = 235 \text{ MPa} = 2396 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 360 \text{ MPa} = 3671 \text{ Kg/cm}^2$$

Debido a las dimensiones establecidas del rodillo, fundamentadas anteriormente, el esfuerzo más crítico al que estará sometido corresponde al provocado por las fuerzas inerciales originadas durante el movimiento. Los esfuerzos de flexión y torsión, son de valores pequeños, pero, así

mismo se tienen en cuenta para realizar un análisis más preciso del componente y ser utilizados en el cálculo de componentes posteriores. A continuación, se desarrolla en detalle el cálculo de los esfuerzos antes mencionados:

2.1.1.1 – ESFUERZOS INERCIALES SOBRE RODILLOS

Las fuerzas inerciales surgen por el giro del rodillo alrededor de su eje de simetría, las mismas toman valores considerables cuando las velocidades son altas. A causa de estas fuerzas inerciales se generan dos tensiones, una tensión en dirección radial, la cual se anula en los bordes y es máxima en una posición $r = \sqrt{r_e * r_i}$. Y una tensión tangencial que es máxima en el borde interior del disco, y siempre es de mayor valor que la radial. Ambas tensiones son constantes a lo largo del disco.

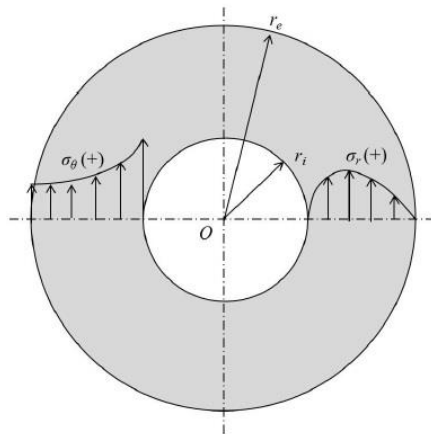


Fig. 2.6 – Tensiones inerciales

Para el cálculo de estos esfuerzos se toma una velocidad de giro del rodillo de 2800 rpm, que corresponde a la velocidad de absorción de máxima potencia del freno dinamométrico.

$$Velocidad\ angular = \omega = 2800\ rpm = 293.21\ rad/s$$

Si a esta velocidad angular, la relacionamos con la velocidad lineal que desarrollaría el vehículo si no estuviera sobre los rodillos, tenemos:

$$\text{Velocidad lineal} = v = \omega * r$$

Utilizando los radios mínimos y máximos obtenidos por la “Tabla A1”, queda:

- Para ruedas de 13” = 0.3302 m

$$\text{Velocidad lineal} = v_1 = \omega * r = 293.21 * 0.3302$$

$$v_1 = 96.82 \frac{m}{s} = 348.55 \frac{Km}{h}$$

- Para ruedas de 20” = 0.508 m

$$\text{Velocidad lineal} = v_2 = \omega * r = 293.21 * 0.508$$

$$v_2 = 148.95 \frac{m}{s} = 536.22 \frac{Km}{h}$$

Lo que da velocidades lineales que son difícilmente alcanzables por los vehículos estudiados, pero se utilizarán para el cálculo de los esfuerzos inerciales con el objetivo de tener un margen de seguridad.

La teoría de disco giratorio de resistencia de materiales plantea las ecuaciones para calcular los esfuerzos radial y tangencial antes mencionados, representados en la “Fig. 2.6”. Estas ecuaciones son:

$$\text{Tensión radial} = S_r = \frac{3 + \mu}{1 - \mu^2} * \frac{E * N}{8} * \left(r_e^2 + r_i^2 - r^2 - \frac{r_e^2 * r_i^2}{r^2} \right)$$

$$\text{Tensión tangencial} = S_\theta = \frac{3 + \mu}{1 - \mu^2} * \frac{E * N}{8} * \left(r_e^2 + r_i^2 - \left(\frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \right) r^2 + \frac{r_e^2 * r_i^2}{r^2} \right)$$

Donde:

$$N = \frac{1 - \mu^2}{E} * \delta * \omega^2 = \text{Agrupación de constantes}$$

Los datos de entrada para el cálculo son:

$$\text{Coef. de Poisson} = \mu = 0.3$$

$$\text{Módulo Elástico} = E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$\text{Densidad} = \delta = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad angular} = \omega = 293.21 \text{ rad/s}$$

$$\text{Radio interior} = r_i = 0.295 \text{ m}$$

$$\text{Radio exterior} = r_e = 0.305 \text{ m}$$

Por lo tanto “N”, valdrá:

$$N = \frac{1 - 0.3^2}{2 * 10^{11}} * 7850 * 293.21^2$$

$$N = 0.00307 \text{ 1/m}^2$$

Resolviendo, la máxima tensión tangencial se dará en $r = r_i = 0.295 \text{ m}$. Y será:

$$S\theta \text{ máx} = \frac{3 + 0.3}{1 - 0.3^2} * \frac{2 * 10^{11} * 0.00307}{8} * \left(0.305^2 + 0.295^2 - \left(\frac{1 + 3 * 0.3}{3 + 0.3} \right) 0.295^2 + \frac{0.305^2 * 0.295^2}{0.295^2} \right)$$

$$S\theta \text{ máx} = 62\,057\,857.14 \text{ Pa} = 632.81 \text{ Kg/cm}^2$$

La máxima tensión radial se dará en:

$$r = \sqrt{r_i * r_e} = \sqrt{0.295 * 0.305} = 0.3 \text{ m}$$

Y valdrá:

$$Sr \text{ max} = \frac{3 + 0.3}{1 - 0.3^2} * \frac{2 * 10^{11} * 0.00307}{8} * \left(0.305^2 + 0.295^2 - 0.3^2 - \frac{0.305^2 * 0.295^2}{0.3^2} \right)$$

$$Sr \text{ máx} = 27 \ 830.48 \text{ Pa} = 0.283 \text{ Kg/cm}^2$$

2.1.1.2- FLEXIÓN SOBRE RODILLOS

El peso del vehículo apoyado sobre la superficie de los rodillos, produce un esfuerzo de flexión en el mismo. Para analizar esta sollicitación se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

De los datos de la “Tabla A1” se tiene:

$$Peso \text{ Máximo} = 2070 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, se establece un peso máximo admisible de 2500 Kg.

$$Peso \text{ Máximo adm} = 2500 \text{ Kg}$$

La distribución de este peso en las ruedas del vehículo dependerá de la ubicación del motor y del sistema de tracción que posea, lo que se denomina “configuración automotriz”.

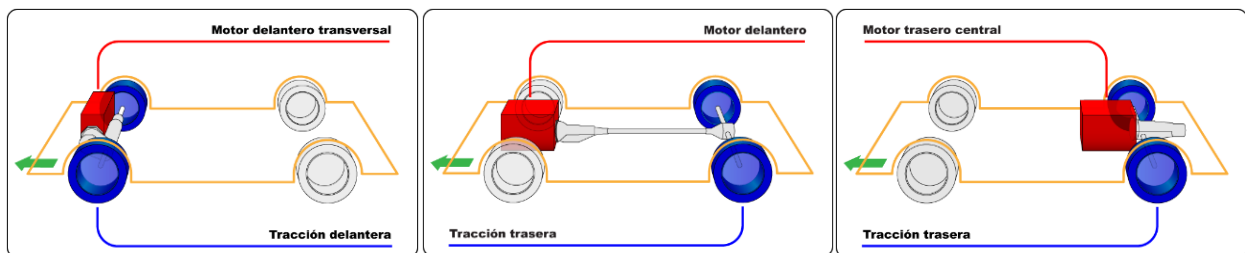


Fig. 2.7 – Configuración automotriz

La distribución de pesos según la configuración automotriz es:

- 55-45% = Motor delantero y tracción trasera
- 50-50% = Motor central delantero y tracción trasera
- 45-55% = Motor trasero y tracción trasera
- 50-50% = Motor central trasero y tracción trasera
- 60-40% = Motor delantero y tracción delantera

Considerando que el eje que produce la tracción es el que apoyará las ruedas sobre los rodillos transfiriendo el peso. La distribución más desfavorable ocurre para el caso que el vehículo ubica su tren motriz y tracción en la parte delantera, por lo tanto:

$$\text{Peso máximo tren motriz} = 0.6 * 2500 \text{ Kg} = 1500 \text{ Kg}$$

A este valor, lo dividimos en dos, determinando el peso máximo por rueda:

$$\text{Peso máximo por rueda} = 750 \text{ Kg}$$

Considerando que la aplicación de carga más desfavorable para el rodillo será cuando la misma está ubicada en la distancia media de los apoyos del mismo, el diagrama de cuerpo libre para el estudio de flexión será:

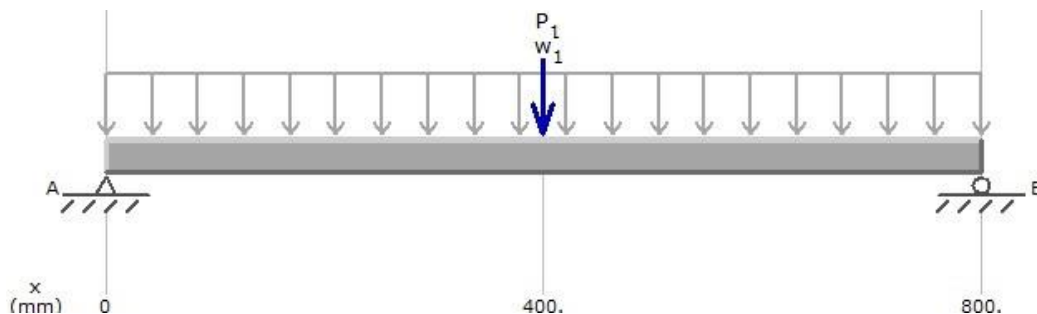


Fig. 2.8 – Diagrama de cuerpo libre rodillo

Donde:

$$\text{Peso máximo por rueda} = P_1 = 750 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso propio rodillo} = w_1 = \frac{119.129 \text{ Kg}}{80 \text{ cm}} = 1.4891 \text{ Kg/cm}$$

Las reacciones de vínculo son:

$$R_A = R_B = \frac{(w_1 * 80) + P_1}{2} = \frac{119.129 + 750}{2}$$

$$\mathbf{R_A = R_B = 434.56 \text{ Kg}}$$

El momento flector máximo está ubicado en $x = 40 \text{ cm}$ y su valor es:

$$Mf \text{ máx} = R_A * (x) - w_1 * x * (x - 20)$$

$$Mf \text{ máx} = 434.56 * (40) - 1.4891 * 40 * (40 - 20)$$

$$\mathbf{Mf \text{ máx} = 16 191.28 \text{ Kgcm}}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de flexión será:

$$S \text{ flexión} = \frac{Mf}{W} = \frac{Mf}{\frac{\pi}{32} * \left(\frac{De^4 - Di^4}{De}\right)} = \frac{16191.28}{2781.85}$$

$$\mathbf{S \text{ flexión} = 5.82 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

2.1.1.3 – TORSIÓN SOBRE RODILLOS

El esfuerzo de torsión es producido por el par de frenado que opone el freno dinamométrico al giro libre de los rodillos. Cuando el vehículo acelera, transfiriendo el torque de las ruedas a los rodillos sobre los que apoyan, los mismos giran libremente hasta el momento en que se acciona el

freno, en ese instante se producirá un torque opuesto al movimiento, que tiende a frenar los rodillos, siendo esta fuerza la que proporciona la carga al vehículo o resistencia al avance.

Para calcular este esfuerzo, seleccionamos a priori un freno dinamométrico de corrientes parásitas, se contempla el uso de este tipo de freno teniendo en cuenta las ventajas nombradas en el apartado “1.4 – TIPOS DE FRENOS DINAMOMÉTRICOS”. Las características técnicas de este componente se pueden ver en la siguiente ficha técnica dada por el fabricante “MWD”:

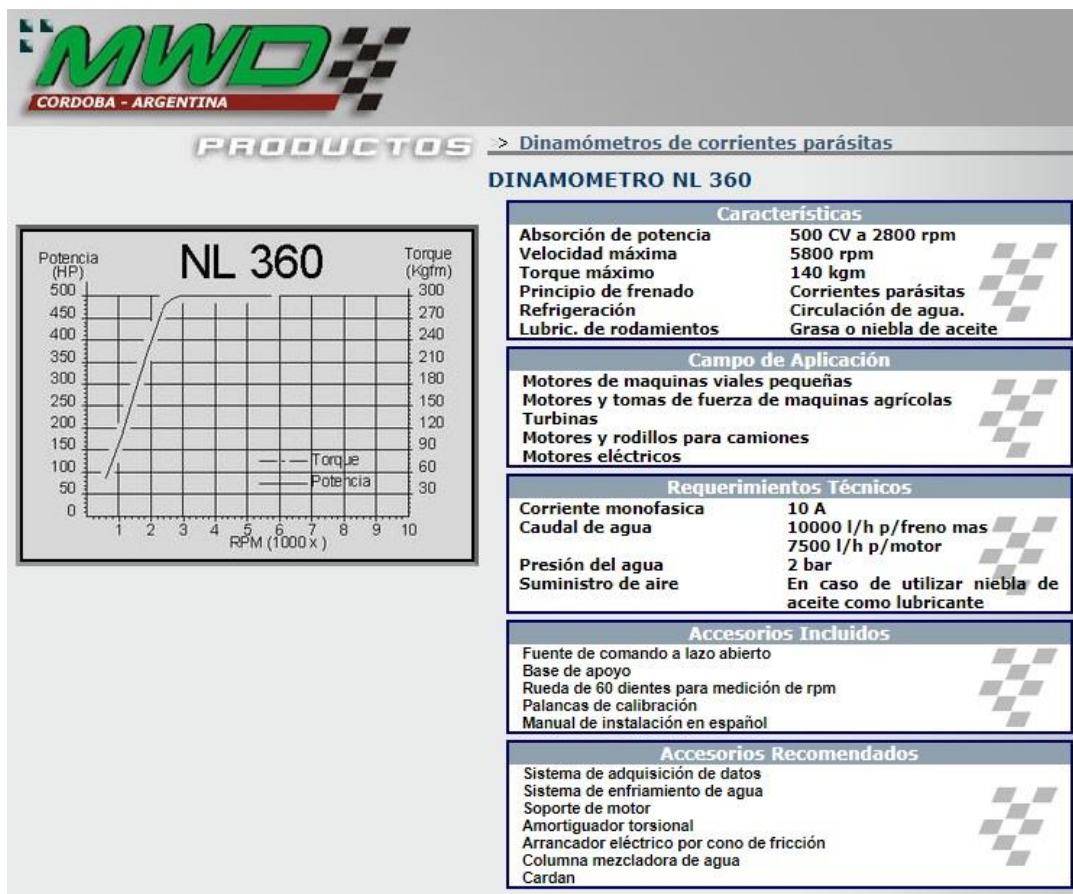


Fig. 2.9 – Ficha técnica dinamómetro de corrientes parásitas

Como se observa en la ficha técnica (Fig. 2.9), el torque máximo que es capaz de frenar el dinamómetro de corrientes parásitas es:

$$T \text{ máx} = 140 \text{ Kgm} = 14\,000 \text{ Kgcm}$$

Considerando que dicho torque es transmitido a los rodillos mediante el conjunto de ejes que conectan al freno, para este caso se asume que todo el torque es absorbido por los rodillos. Por lo tanto, el esfuerzo de corte por torsión para la sección anular del rodillo será:

$$\text{Esfuerzo de corte por torsión} = Ss = \frac{T}{2 * \pi * r_m^2 * e}$$

Donde:

$$\text{Radio medio} = r_m = \frac{De}{4} + \frac{Di}{4} = \frac{61}{4} + \frac{59}{4} = 30 \text{ cm}$$

La ecuación del esfuerzo de torsión queda:

$$Ss = \frac{14\,000}{2 * \pi * 30^2 * 1}$$

$$Ss = 2.48 \text{ Kg/cm}^2$$

2.1.2 – VERIFICACIÓN A FATIGA CON ESFUERZOS COMBINADOS

Conociendo los esfuerzos a los que están sometidos los rodillos, se combinan todos ellos para determinar si los mismos superan las tensiones admisibles y con qué margen de seguridad lo hacen. Para la verificación del rodillo mediante la teoría de fatiga por esfuerzos combinados se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- La ecuación que define la relación entre los esfuerzos es:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} + \frac{Sas}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

- El torque aplicado puede variar de 0 a 14000 Kg.cm ya que, cuando el vehículo hace girar los rodillos, estos giran libremente sin más resistencia que la inercia del rodillo y el rozamiento de los rodamientos utilizados en los vínculos. Por lo tanto, es la acción del freno dinamométrico lo que produce el torque, y este puede variar de 0 a 14000 Kg.cm como valor máximo admisible.

Dado que los esfuerzos de corte por torsión son:

$$Ss \text{ mín} = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Ss \text{ máx} = 2.48 \text{ Kg/cm}^2$$

Los esfuerzos medios y alternos serán:

$$Sms = \frac{Ss \text{ máx} + Ss \text{ mín}}{2} = \frac{2.48 + 0}{2} = 1.24 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Sas = \frac{Ss \text{ máx} - Ss \text{ mín}}{2} = \frac{2.48 - 0}{2} = 1.24 \text{ Kg/cm}^2$$

- El esfuerzo de flexión es variable debido al giro del rodillo, ya que si se analiza una fibra en particular del material, sometida a flexión rotativa, vemos que en un instante la misma está sometida a un esfuerzo de tracción y 180° después estará sometida a compresión, por tal motivo se considera el esfuerzo de flexión como alterno.

Los esfuerzos de flexión son:

$$S \text{ mín} = -5.82 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S \text{ máx} = 5.82 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, los esfuerzos medios y alternos serán:

$$Sm = \frac{S \text{ máx} + S \text{ mín}}{2} = \frac{5.82 + (-5.82)}{2} = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Sa = \frac{S \text{ máx} - S \text{ mín}}{2} = \frac{5.82 - (-5.82)}{2} = 5.82 \text{ Kg/cm}^2$$

- Como esfuerzo medio se considerará el esfuerzo inercial tangencial, considerando despreciable la componente radial por su bajo valor.

$$S_m = 632.81 \text{ Kg/cm}^2$$

- Las propiedades mecánicas del material seleccionado son:

Tensión de Fluencia:

$$S_y = 2396 \text{ Kg/cm}^2$$

Tensión de Fluencia al corte:

$$S_{ys} = 0.6 * S_y = 0.6 * 2396$$

$$S_{ys} = 1437.6 \text{ Kg/cm}^2$$

Tensión de fatiga:

$$S_n = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * S_u$$

Donde:

$k_1 =$ Coeficiente de esfuerzo

$k_2 =$ Coeficiente de tamaño

$k_3 =$ Coeficiente de acabado superficial

Para esfuerzos de flexión:

$$k_1 = 1$$

Para determinar el coeficiente de tamaño se hace equivalente el área de la sección anular a una sección circular maciza.

$$A (\text{rodillo}) = \frac{\pi * D_e^2}{4} - \frac{\pi * D_i^2}{4} = \frac{\pi * 61^2}{4} - \frac{\pi * 59^2}{4} = 188.49 \text{ cm}^2$$

$$A (\text{sec. circular equivalente}) = \frac{\pi * D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{188.49 * 4}{\pi}} = 15.45 \text{ cm}$$

Dado que el diámetro equivalente es mayor a 12.7 mm.

$$k_2 = 0.85$$

Para determinar k_3 se utiliza la “Figura AF 5 - Diseño de elementos de máquinas – FAIRES”. Para este caso, tenemos:

$$k_3 = 0.75$$

Por lo tanto, la tensión de fatiga será:

$$Sn = 1 * 0.85 * 0.75 * 0.5 * 3671$$

$$Sn = 1170 \text{ Kg/cm}^2$$

Y la tensión de fatiga al corte:

$$Sns = 0.6 * Sn = 0.6 * 1170$$

$$Sns = 702 \text{ Kg/cm}^2$$

Remplazando todos los valores en la ecuación principal tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{632.81}{2396} + \frac{5.82}{1170} \right)^2 + \left(\frac{1.24}{1437.6} + \frac{1.24}{702} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Despejando “N” queda:

$$N = 3.7 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

En conclusión, se puede determinar que el diseño de los rodillos resiste adecuadamente las sollicitaciones de carga originadas en el equipo. El valor del coeficiente de seguridad corresponde a la determinación del diámetro del rodillo fundamentada en base a los efectos de rodadura del neumático.

2.1.3 - SUPERFICIE DE RODILLOS

Las superficies de los rodillos deben estar diseñadas para prevenir el deslizamiento de las ruedas del vehículo. El deslizamiento o patinamiento del neumático es un enemigo potencial a la hora de obtener resultados fiables durante la realización de las pruebas. Por ello, las prácticas más utilizadas son, el mecanizado de las superficies, tratamientos superficiales con carburo de tungsteno de grano fino, polvo de vidrio o recubrimientos de esmeril en papel de lija para aumentar los coeficientes de fricción.

Para prevenir el deslizamiento de la rueda con el rodillo, la superficie del mismo será moleteada, este proceso, denominado moleteado por deformación, es un proceso de deformación en frío sin arranque de viruta. Es de fácil aplicación y permite aumentar el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el rodillo, dejando a su vez, un esfuerzo residual de compresión en la superficie del mismo, que incrementa su resistencia a la fatiga.

El perfil del moleteado será del tipo *RGV* definido en base a la “*Norma DIN 82*”.

2.1.4 - BALANCEO

Una de las principales fuentes de vibración en máquinas rotativas es el desbalanceo, lo que se relaciona con la actuación de fuerzas no deseadas. El desbalanceo produce un aumento en la amplitud de las vibraciones, al existir una diferencia entre el centro de gravedad y el centro de rotación del conjunto que gira. Este fenómeno disminuye considerablemente la vida útil de los componentes que intervienen en su funcionamiento.

Las fuerzas causadas por el desbalance son proporcionales al cuadrado de la velocidad de rotación, por lo tanto, todo el conjunto de los rodillos se deberá balancear dinámica y estáticamente, a fin de evitar la aparición de fuerzas indeseadas.

2.2- PRE DIMENSIONAMIENTO EJES

Los ejes de la máquina son los encargados de recibir la potencia, y las solicitaciones que le transmiten los rodillos, para luego transmitirla al freno dinamométrico. Además de funcionar como nexo entre los rodillos y el freno, son los encargados de soportar y vincular todas las demás piezas como, rodamientos, acoples y amortiguador torsional.

Para realizar el pre dimensionamiento del eje se establecen las ubicaciones aproximadas de los rodamientos que serán los vínculos de apoyo de todo el sistema. Con esto se propone una longitud aproximada que luego será ajustada con precisión.

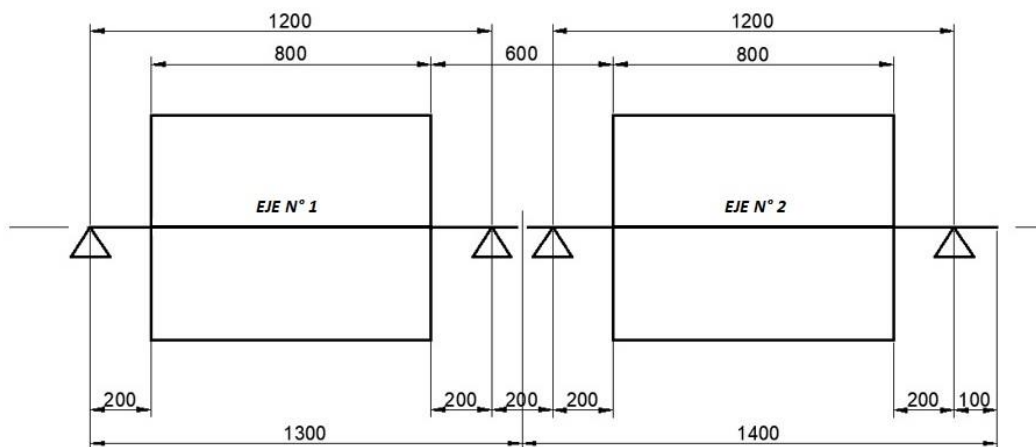


Fig. 2.10 – Ubicación de apoyos pre dimensionamiento ejes

Como se puede ver en la figura, se tendrán dos ejes, los cuales se vinculan al centro de los rodillos, y son soportados por los rodamientos de apoyo. Estos ejes están conectados entre sí por un acople flexible tipo “GUMMI” que permite transmitir el movimiento entre los rodillos. El extremo derecho del “EJE N° 2” permite conectar al conjunto de rodillos con un amortiguador torsional que será el vínculo entre este sistema y el freno dinamométrico.

Las fuerzas a las que estará sometido cada eje son correspondientes a las reacciones de vínculo de los rodillos, estas reacciones actuarán como acciones en el eje, además del torque generado por la acción del freno dinamométrico.

El estado de carga más desfavorable para los ejes, ocurre cuando el vehículo pisa sobre uno de los extremos del rodillo.

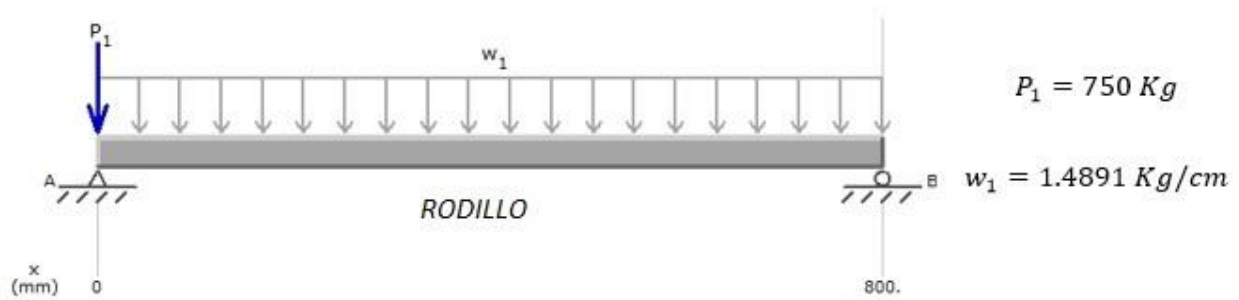


Fig. 2.11 – Vehículo apoyando sobre el extremo del rodillo

Para este caso, las reacciones de vínculo son:

$$\sum M_A = (w_1 * 80) * 40 - R_B * 80 = 0$$

$$R_B = \frac{(w_1 * 80) * 40}{80} = \frac{(1.4891 * 80) * 40}{80}$$

$$R_B = 59.56 \text{ Kg}$$

$$\sum F_Y = R_A + R_B - P_1 - (w_1 * 80) = 0$$

$$R_A = -R_B + P_1 + (w_1 * 80) = -59.56 + 750 + 119.129$$

$$R_A = 809.56 \text{ Kg}$$

Dado que la carga máxima sobre cada eje, dependerá de donde se ubique el vehículo sobre los rodillos, para el dimensionamiento de los mismos se considera el caso más desfavorable de cada uno de ellos. Por lo tanto, el caso del Eje N° 1, será:

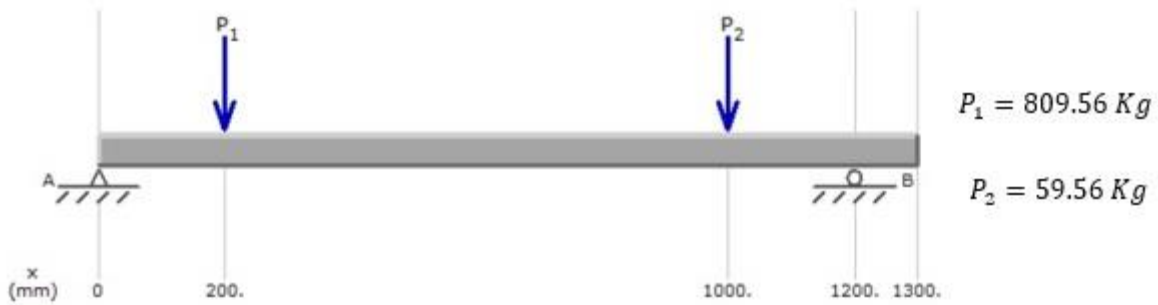


Fig. 2.12 – Estado de carga máxima ejes

Las reacciones de vínculo son:

$$\sum M_A = P_1 * 20 + P_2 * 100 - R_B * 120 = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 * 20 + P_2 * 100}{120} = \frac{809.56 * 20 + 59.56 * 100}{120}$$

$$\mathbf{R_B = 184.56 \text{ Kg}}$$

$$\sum F_Y = R_A + R_B - P_1 - P_2 = 0$$

$$R_A = -R_B + P_1 + P_2 = -184.56 + 809.56 + 59.56$$

$$\mathbf{R_A = 684.56 \text{ Kg}}$$

El momento flector máximo se ubicará en el punto de aplicación de la carga máxima y será:

$$\mathbf{Mf \text{ máx} = R_a * x = 684.56 * 20 = 13 \text{ 691.2 \text{ Kgcm}}}$$

Su distribución puede verse en el siguiente diagrama de momento flector:

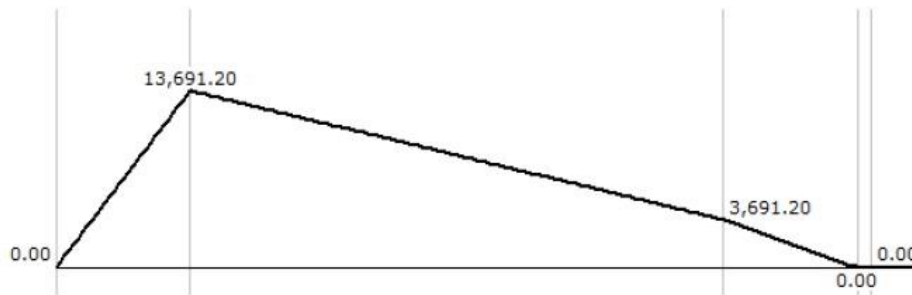


Fig. 2.13 - Diagrama momento flector Eje N° 1

Debido a que los dos ejes tienen la misma distancia al punto de apoyo y que la carga máxima es la misma, los análisis de esfuerzos y diagramas correspondientes serán iguales. Por lo tanto, las sollicitaciones máximas a las que están sometidos los ejes son:

$$Mf \text{ máx} = 13\ 691.2 \text{ Kgcm}$$

$$T \text{ máx} = 14\ 000 \text{ Kgcm}$$

Para el pre dimensionamiento de su sección se utiliza la ecuación de fatiga por esfuerzos combinados, de la cual se despejará el valor del diámetro, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} + \frac{Sas}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

- El esfuerzo de flexión será alterno debido al giro del eje.
- El esfuerzo medio de flexión será nulo.
- El torque es variable de 0 a $T \text{ máx}$.
- Se supone un coeficiente de seguridad $N=2$

Se selecciona un material determinado, donde sus propiedades mecánicas, dadas en la “Tabla AT

7 - *Diseño de elementos de máquinas – FAIRES*”, son:

ACERO SAE 1045

$$\text{Tensión de rotura} = Su = 6749 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de fluencia} = Sy = 4148 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de fluencia al corte} = Sys = 0.6 Sy = 2488.8 \text{ Kg/cm}^2$$

Para la Tensión de fatiga se tiene que:

$$Sn = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * Su$$

Donde:

$k_1 =$ Coeficiente de esfuerzo

$k_2 =$ Coeficiente de tamaño

$k_3 =$ Coeficiente de acabado superficial

Para esfuerzos de flexión:

$$k_1 = 1$$

Para determinar el coeficiente de tamaño se realiza un cálculo aproximado de la sección.

$$\frac{Sy}{2} = \frac{Mf}{W} \rightarrow \frac{4148}{2} = \frac{13691.2}{W} \rightarrow W = 6.6 \text{ cm}^3$$

Donde, para una sección redonda:

$$W = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{W * 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6.6 * 32}{\pi}} = 4 \text{ cm}$$

Dado que el diámetro equivalente es mayor a 12.7 mm.

$$k_2 = 0.85$$

Para determinar “ k_3 ” se utiliza la “Figura AF 5 - Diseño de elementos de máquinas – FAIRES”, considerando que el eje tendrá una terminación superficial mecanizada, tenemos:

$$k_3 = 0.85$$

Por lo tanto, la tensión de fatiga será:

$$S_n = 1 * 0.85 * 0.85 * 0.5 * 6749$$

$$S_n = 2438.07 \text{ Kg/cm}^2$$

Y la tensión de fatiga al corte:

$$S_{ns} = 0.6 * S_n = 0.6 * 2438.07$$

$$S_{ns} = 1462.84 \text{ Kg/cm}^2$$

Los esfuerzos de flexión medios y alternos, serán:

$$S_m = 0$$

$$S_a = \frac{Mf}{W} = \frac{Mf}{\frac{\pi * D^3}{32}} = \frac{Mf * 32}{\pi * D^3} = \frac{13\ 691.2 * 32}{\pi * D^3}$$

$$S_a = \frac{139\ 457.4}{D^3}$$

Y para el esfuerzo de torsión:

$$S_s \text{ máx} = \frac{T}{W'} = \frac{T}{\frac{\pi * D^3}{16}} = \frac{T * 16}{\pi * D^3} = \frac{14\ 000 * 16}{\pi * D^3}$$

$$Ss \text{ máx} = \frac{71\,301.41}{D^3}$$

$$Ss \text{ mín} = 0$$

Entonces, los esfuerzos medios y alterno al corte son:

$$Sms = \frac{Ss \text{ máx} + Ss \text{ mín}}{2} \rightarrow Sms = \frac{35\,650.71}{D^3}$$

$$Sas = \frac{Ss \text{ máx} - Ss \text{ mín}}{2} \rightarrow Sas = \frac{35\,650.71}{D^3}$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación principal y resolviendo, tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} + \frac{Sas}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{2} = \left[\left(\frac{139\,457.4}{D^3} \right)^2 + \left(\frac{35\,650.71}{2488.8} + \frac{35\,650.71}{1462.84} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{2} = \left[\left(\frac{57.2}{D^3} \right)^2 + \left(\frac{14.32}{D^3} + \frac{24.37}{D^3} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\frac{4768.75}{D^6} \right]^{1/2} = \frac{69.05}{D^3}$$

Despejando el diámetro:

$$D = \sqrt[3]{\frac{69.05}{0.5}} \rightarrow D = 5.2 \text{ cm} = \mathbf{52 \text{ mm}}$$

Se adopta el diámetro más próximo según las medidas de diámetros normales para arboles de la

“Norma DIN 114”. Por lo tanto:

$$\mathbf{Diámetro Ejes = 55 \text{ mm}}$$

2.3- CÁLCULO DE CHAVETAS

Para poder transmitir el par de giro del eje a los demás elementos, se emplea el uso de chavetas. La chaveta es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra.

Conociendo el diámetro del eje, se pueden determinar las dimensiones de la sección transversal de la chaveta, haciendo uso de las tablas de la “*Norma DIN 6885/1*”. Para el diámetro de eje pre dimensionado la misma será:

$$\text{Chaveta} = 16 \times 10$$

La cota longitudinal de la chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente.

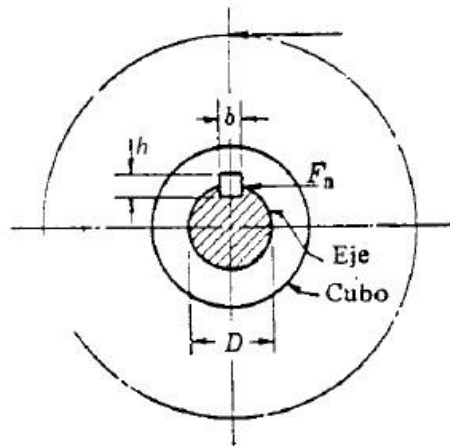


Fig. 2.14 – Carga sobre chaveta

Analizando la carga sobre la chaveta, se puede observar que la misma está sometida a un esfuerzo de corte por cizalladura y un esfuerzo de compresión. Por lo tanto, para el cálculo, se

realizan dos determinaciones teniendo en cuenta el valor de estos esfuerzos, adoptando el mayor valor de longitud dado.

- Cálculo a Cizalladura:

Para este caso, el torque que puede transmitir el elemento es igual a:

$$\text{Torque} = T = \frac{Ss * b * L * D}{2}$$

Donde, el esfuerzo de corte es:

$$Ss = \frac{0.6 Sy}{N}$$

El material de la chaveta según catálogos de fabricantes comerciales de estos elementos puede ser: *ACERO SAE 1045* o *ACERO INOX SAE 316*. Para esta aplicación se hará uso de chavetas de *ACERO SAE 1045*. Las propiedades mecánicas de este material fueron definidas en “2.2- *PRE DIMENSIONAMIENTO EJES*”:

Considerando un coeficiente de seguridad para cargas de choque ligeras, tenemos:

$$Ss = \frac{0.6 * 4148}{2} = 1244.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Despejando la longitud “*L*” de la ecuación principal y resolviendo, queda:

$$L = \frac{T * 2}{Ss * b * D} = \frac{14\ 000 * 2}{1244.4 * 1.6 * 5.5}$$

$$L = 2.55 \text{ cm} = 25.5 \text{ mm}$$

- Cálculo a Compresión:

Considerando el esfuerzo de compresión, el torque que puede transmitir la chaveta, es:

$$\text{Torque} = T = \frac{Sc * h * L * D}{4}$$

Donde, el esfuerzo de compresión será:

$$Sc = \frac{Sy}{N}$$

En este caso se utiliza la tensión de fluencia del material más débil del conjunto eje, cubo y chaveta. Suponiendo que se fabrican los tres elementos con *ACERO SAE 1045*, tenemos:

$$Sc = \frac{4148}{2} = 2074 \text{ Kg/cm}^2$$

Despejando la longitud de la ecuación principal y resolviendo, queda:

$$L = \frac{T * 4}{Sc * h * D}$$

$$L = \frac{14\ 000 * 4}{2074 * 1 * 5.5}$$

$$\mathbf{L = 4.9\ cm = 49\ mm}$$

Dado que el cálculo a compresión demanda mayor longitud de chaveta para soportar el esfuerzo, se adopta la medida normalizada o comercial más próxima a este valor.

Las dimensiones finales de la chaveta, en milímetros, serán:

CHAVETA: 16 x 10 x 50

2.4- DISEÑO Y CÁLCULO TAPAS DE RODILLOS

Esta pieza, permite la vinculación entre los rodillos y el eje de la máquina, está formada por dos piezas soldadas que consisten en un cubo que conecta en el eje y una tapa que comunica el cubo con los rodillos.

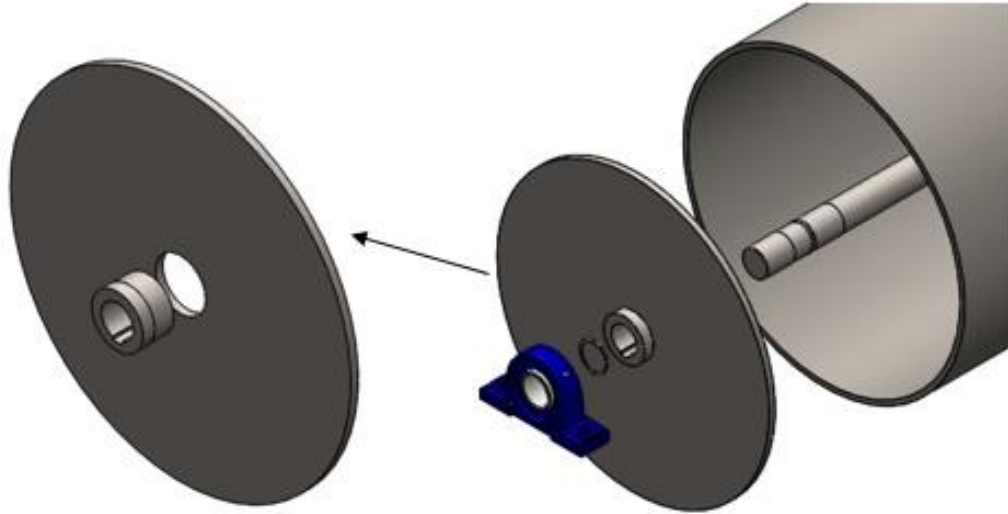


Fig. 2.15 – Diseño subconjunto tapa rodillos

En primer lugar, conociendo las dimensiones del eje y la chaveta, se realizó el diseño del cubo, este elemento conecta directamente sobre el eje y transmite el torque del rodillo por medio de una chaveta de dimensiones adecuadas.

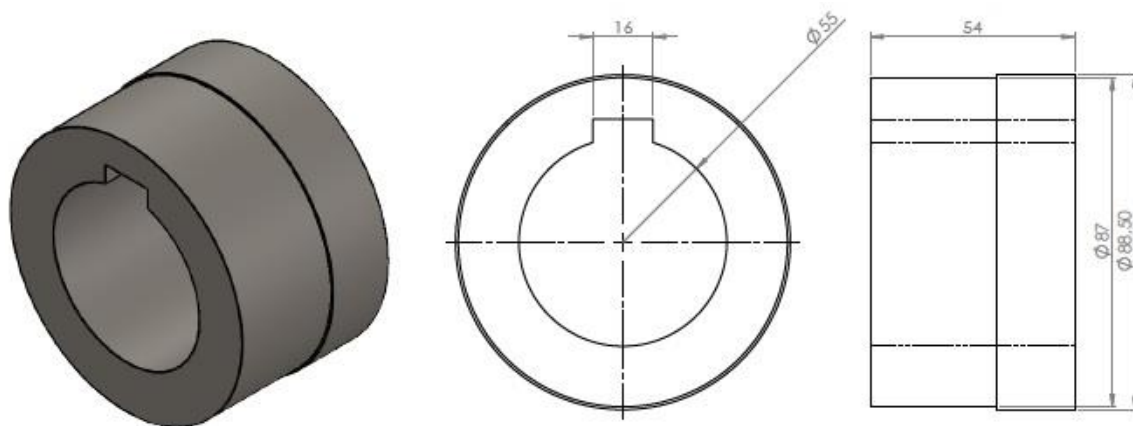


Fig. 2.16 – Diseño cubo tapa rodillos

Sobre este elemento se suelda la tapa, que es la encargada de vincular el cubo con los rodillos. La misma se fabrica con chapa calibre 12.7 mm y posee un centro que permite conectarse con el cubo, para soldarlo en la posición adecuada.

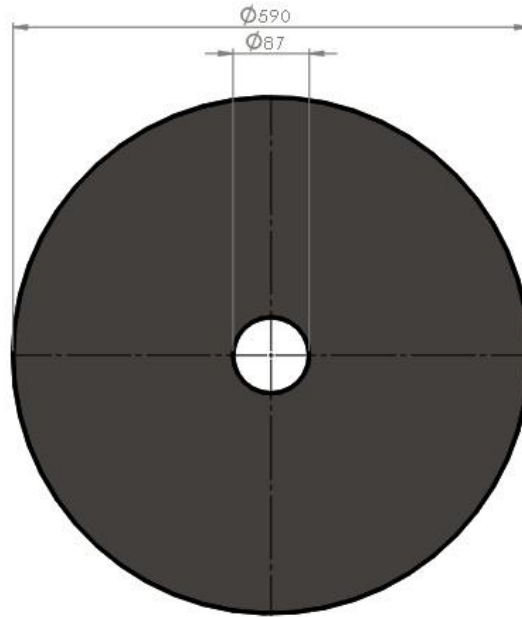


Fig. 2.17 – Diseño tapa rodillos

Para determinar los esfuerzos a los que está sometido este subconjunto, se realiza el cálculo de ambas piezas ensambladas, mediante una simulación estática en “SolidWorks”. Para llevar a cabo esto, una vez diseñado el componente, se determina el material:

ACERO F-24

$$\text{Tensión de rotura} = Su = 3670 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de fluencia} = Sy = 2400 \text{ Kg/cm}^2$$

Las cargas a las que está sometida esta pieza son:

- Torque transmitido por los rodillos.
- Peso del vehículo.
- Fuerzas inerciales ocasionadas por la velocidad de rotación.

Las mismas son detalladas en la siguiente tabla:




Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga
Torsión		Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: -14000 kgf.cm
Centrifuga		Centrifuga, Ref: Cara< 1 > Velocidad angular: 293.21 rad/s
Fuerza		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 750 kgf

Tabla N° 2.2 – Detalles de carga tapa rodillos

Luego de establecer las cargas, se procede a realizar el mallado de la pieza y resolver el problema mediante el método de elementos finitos, los resultados obtenidos del estudio de tensiones son:

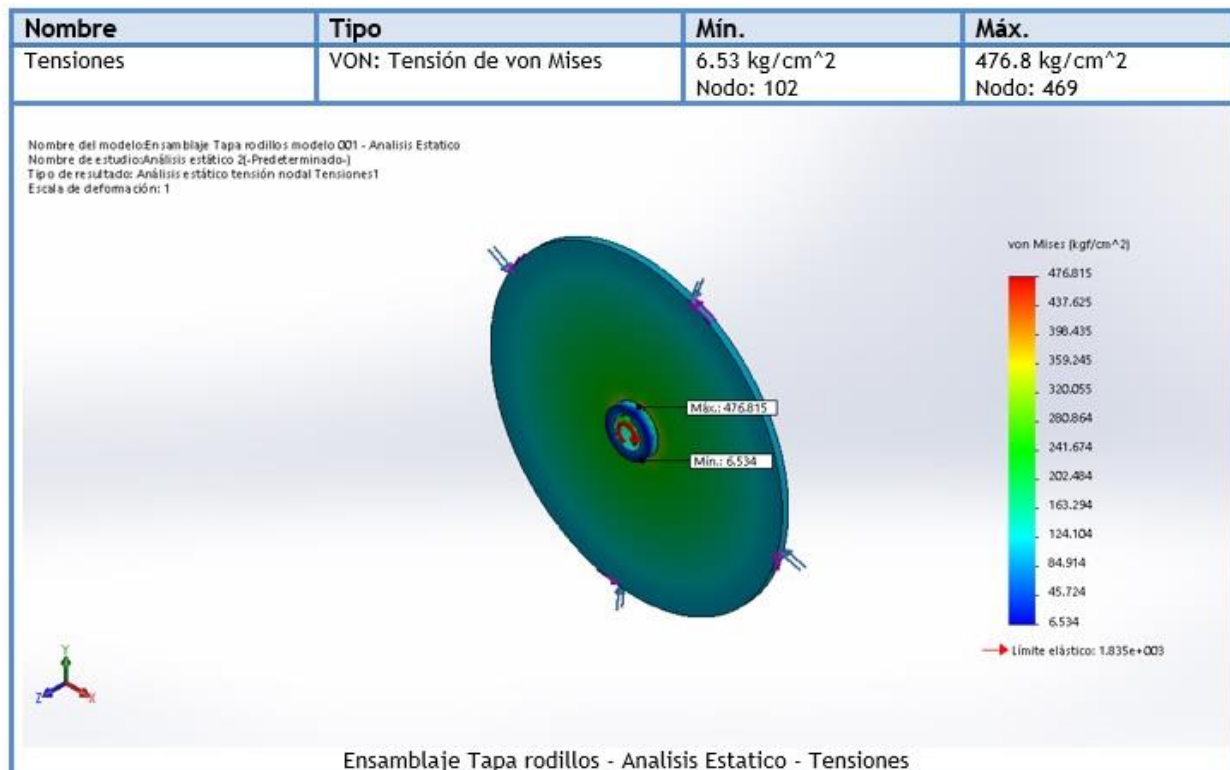


Fig. 2.18 – Tensiones subconjunto tapa rodillos SolidWorks

La tensión máxima a la que está sometida la pieza, está ubicada en el centro de la tapa del rodillo, donde conecta con el cubo. Su valor es:

$$S_{\text{máx}} = 476.8 \text{ Kg/cm}^2$$

Conociendo las propiedades mecánicas del material y dado que la tensión de fluencia es mayor a la tensión máxima generada por el estado de carga, puede calcularse el coeficiente de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{S_{\text{máx}}} = \frac{2400}{476.8}$$

$$N = 5$$

Dado que el valor del coeficiente de seguridad “N” es mayor a la unidad, se puede determinar que las tapas de los rodillos resisten mecánicamente las sollicitaciones de carga generados en el equipo. Los desplazamientos resultantes serán:

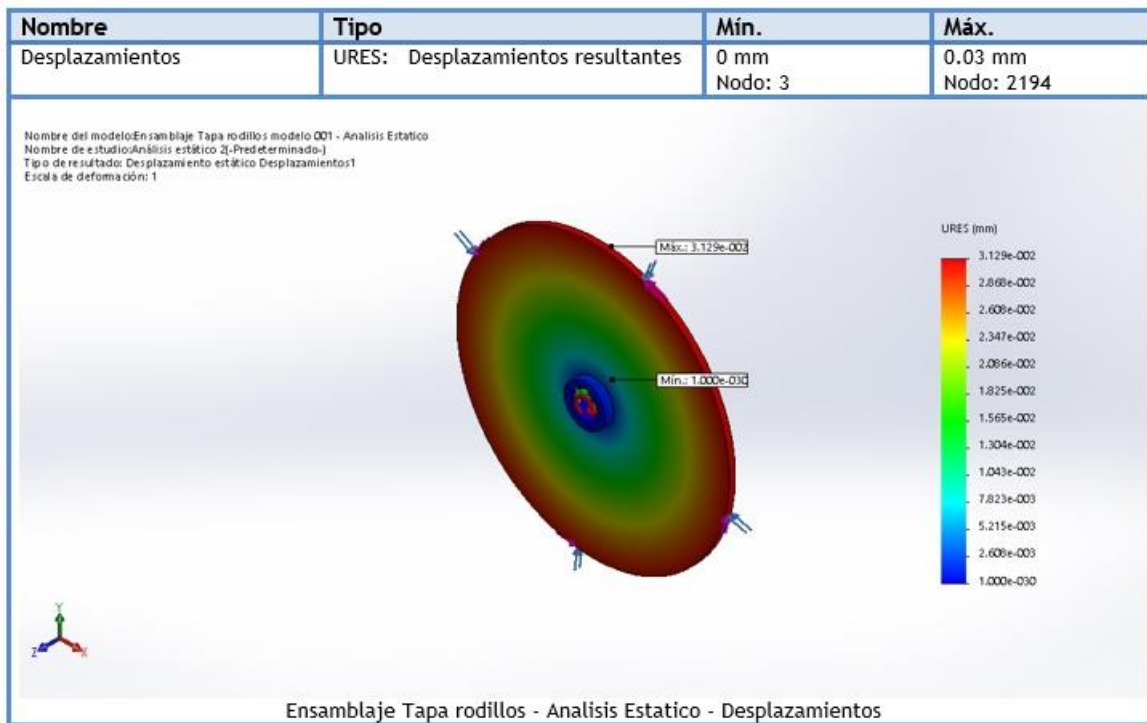


Fig. 2.19 – Deformaciones subconjunto tapa rodillos SolidWorks

2.4.1 - SOLDADURAS TAPA RODILLO

Para mantener unidas las piezas de este subconjunto y permitir la transmisión de fuerzas, se utilizan cordones de soldadura, los mismos se realizan mediante el proceso GMAW también conocido como soldadura MIG/MAG. Estas piezas se sueldan entre sí, para mantenerlas unidas en la posición requerida por el diseño y evitar un movimiento relativo entre ellas al momento de transmitir el torque desde el eje a los rodillos.

Debido a la transmisión de potencia que produce esta pieza, durante el funcionamiento del equipo, se producen dos fuerzas en la circunferencia donde se ubican los cordones de soldadura.

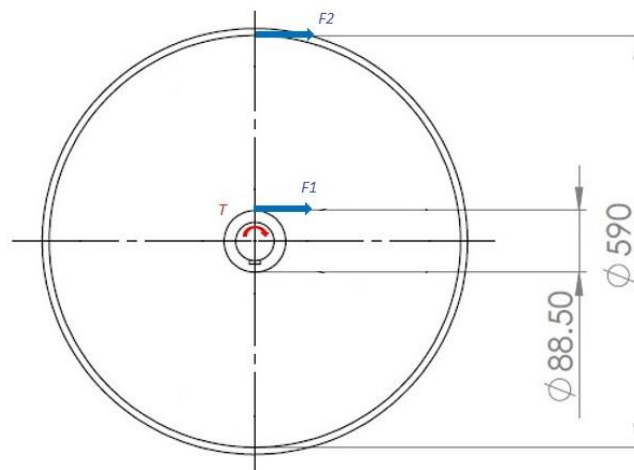


Fig. 2.20 - Diagrama cuerpo libre soldaduras tapa rodillo.

Estas fuerzas son proporcionales al torque transmitido, y serán determinadas por la siguiente ecuación:

$$\text{Torque} = T = F * x$$

Despejando la fuerza, la ecuación queda:

$$F = \frac{T}{x}$$

$$F_1 = \frac{T}{x_1} = \frac{14\,000\text{ Kgcm}}{8.85/2\text{ cm}} = 3218.4\text{ Kg}$$

$$F_2 = \frac{T}{x_2} = \frac{14\,000\text{ Kgcm}}{59/2\text{ cm}} = 474.6\text{ Kg}$$

Las uniones soldadas serán realizadas haciendo uso de un electrodo continuo “ACINDAR AWS ER 70 S-6”, cuyas características técnicas son determinadas en los catálogos del fabricante. Su resistencia mecánica es:

$$\text{Resistencia electrodo} = F_{xx} = 420\text{ N/mm}^2 = 4282.81\text{ Kg/cm}^2$$

Para el cálculo de este tipo de uniones se siguen los lineamientos establecidos por “Norma CIRSOC 301 EL - 304”. La misma utiliza la siguiente nomenclatura para las soldaduras de filete:

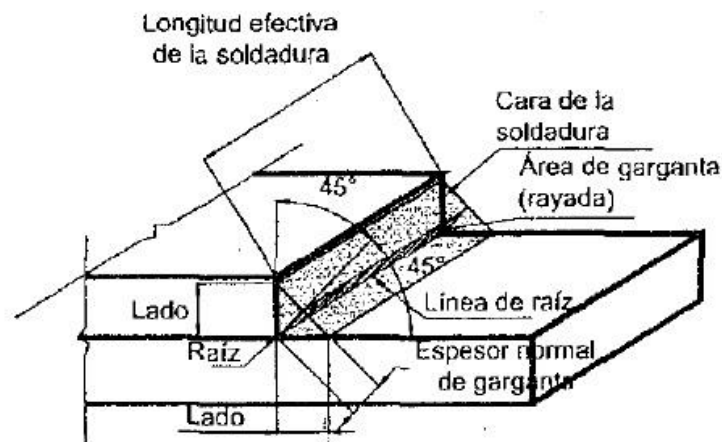


Fig. 2.21 - Nomenclatura soldaduras de filete S/CIRSOC 301-EL

- CÁLCULO SOLDADURA N° 1:

Este cordón de soldadura une el cubo de la tapa con la tapa propiamente dicha, está ubicado donde actúa “ F_1 ” (Fig. 2.20).

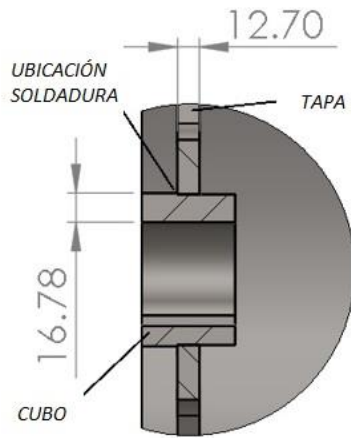


Fig. 2.22 - Ubicación soldadura N° 1

El lado mínimo de la soldadura de filete “d”, se determina en base al espesor del material más grueso a unir y la norma lo da por tablas. Además, se considera que el tamaño máximo que puede tener el filete ejecutado en una sola pasada es 8 mm.

Tamaño Mínimo de Soldaduras de Filete (b)

Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Tamaño Mínimo de la Soldadura de Filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

(a) Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.
 (b) Ver la Sección J.2.2(b) para el lado máximo del cordón de filete.

Fig. 2.23 - Lado mínimo de soldaduras de filete

Por lo tanto, para unir estas piezas, se debe cumplir que:

$$6 \text{ mm} < d < 8 \text{ mm}$$

De modo que se establece que el lado del filete de soldadura será:

$$d = 6 \text{ mm} = 0.6 \text{ cm}$$

La resistencia de diseño del cordón de soldadura se calcula considerando que el filete falla por corte según un plano aproximado a 45° a través de la garganta, independientemente de la dirección de la fuerza. Esta resistencia se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Resistencia de diseño} = R_d = \varphi * F_w * A_w$$

Donde:

- φ = Factor de resistencia.
- F_w = Resistencia nominal del electrodo.
- A_w = Área efectiva de la soldadura.

Los valores del factor de resistencia y la resistencia nominal del electrodo para cada tipo de soldadura se encuentran tabulados, y para este caso, son:

$$\varphi = 0.6$$

$$F_w = 0.6 * F_{xx}$$

$$A_w = 0.707 * d * l$$

Tomando ($l = 1$) en el área efectiva, se obtiene la resistencia de diseño por unidad de longitud. Y reemplazando en la ecuación principal, se tiene que:

$$\text{Resistencia de diseño unitaria} = R_d' = 0.6 * (0.6 * 4282.81) * (0.707 * 0.6 * 1)$$

$$R_d' = 654 \text{ Kg/cm}$$

Considerando que la soldadura se realiza todo alrededor del cubo de un solo lado, la longitud del perímetro, y por lo tanto del cordón de soldadura será:

$$\text{Longitud de soldadura} = l = \pi * D_1 = \pi * 8.7 = 27.33 \text{ cm}$$

Por lo tanto:

$$\text{Resistencia de diseño} = Rd = Rd' * l = 654 * 27.33$$

$$\mathbf{Rd = 17\ 874.8\ Kg}$$

Teniendo la resistencia de diseño y la fuerza actuante sobre la unión soldada, se puede determinar el coeficiente de seguridad de la unión.

$$N = \frac{Rd}{F_1} = \frac{17\ 874.8}{3218.4}$$

$$\mathbf{N = 5.5}$$

- CÁLCULO SOLDADURA N° 2:

Esta unión soldada une la tapa con la superficie interna del rodillo y está ubicada donde actúa “ F_2 ” (Fig. 2.20).

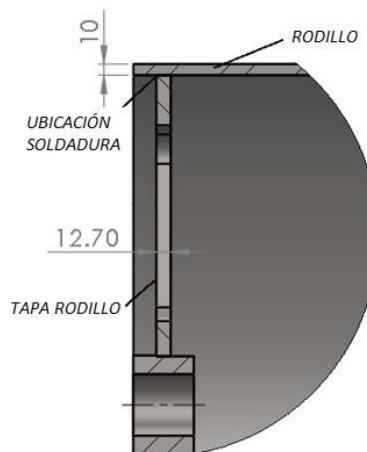


Fig. 2.24 - Ubicación soldadura N° 2

El lado mínimo de la soldadura de filete “ d ” se determina por la tabla de la “Fig. 2.23” y valdrá:

$$5 \text{ mm} < d < 8 \text{ mm}$$

$$d = 6 \text{ mm}$$

Debido a que este valor es igual al definido en el caso anterior, la resistencia de diseño por unidad de longitud será la misma:

$$Rd' = 654 \text{ Kg}$$

Para realizar esta unión, se adoptará el método de soldaduras con filetes intermitentes, la longitud efectiva de cada segmento de filete establecidos por la “Norma CIRSOC 301 EL - 304” deberá ser:

$$le > 4 * d > 4 * 0.6 > 2.4 \text{ cm}$$

$$\text{O} \quad le > 4 \text{ cm}$$

En base a esto, se fija una longitud de cada filete igual a:

$$le = 40 \text{ mm}$$

La separación máxima entre ellos, también está establecido por la norma, y es:

$$\text{separación máx} = 250 \text{ mm} = 25 \text{ cm}$$

Debido a que el perímetro donde se ubica la soldadura es igual a:

$$l = \pi * D_2 = \pi * 59 = 185.35 \text{ cm}$$

Realizando 7 cordones de soldadura de 4 cm de longitud cada uno, tenemos:

$$\text{separación} = \frac{185.35 - (7 * 4)}{7 \text{ espacios}} = 22.47 \text{ cm} = 224.78 \text{ mm}$$

Y, por lo tanto, la longitud efectiva de la unión soldada será:

$$l_e = 4 \text{ cm} * 7 = 28 \text{ cm}$$

Y su resistencia de diseño:

$$R_d = 654 * 28 = 18\,312 \text{ Kg}$$

Entonces, el margen de seguridad de esta unión es:

$$N = \frac{R_d}{F_2} = \frac{18\,312}{474.6}$$

$$N = 38.6$$

2.5- SELECCIÓN ACOUPLE INTERMEDIO

Para conectar los dos conjuntos de rodillos del equipo, se utiliza un acoplamiento elástico intermedio. Este acoplamiento cumple la función de conectar el “EJE N° 1” con el “EJE N° 2”, definidos en la “Fig. 2.10”, permitiendo comunicar así los dos rodillos y transmitir la potencia generada al freno dinamométrico. El acoplamiento utilizado será del tipo “GUMMI Línea A”.



Fig. 2.25 – Acoplamiento elástico GUMMI Línea A

Estos acoplamientos elásticos, además de conectar ambos ejes y transmitir la potencia generada, presentan las siguientes características:

- Permiten absorber desalineaciones, reduciendo los esfuerzos y aumentando la vida útil de los componentes.
- Amortigua vibraciones y posibles choques generados.
- Son de simple instalación.
- Presentan excelentes condiciones de simetría, seguridad y balanceo.
- Ninguno de sus componentes necesita lubricación o mantenimiento.

Para la selección de este componente, se consultaron los catálogos técnicos dados por el fabricante “GUMMI”, para determinar el modelo solo es necesario conocer el torque máximo que debe ser transmitido por el elemento.

$$\text{Torque máx} = 14\ 000\ Kgcm = 1372.93\ Nm$$

Considerando este valor se procede a seleccionar el modelo del acoplamiento, el mismo será:

ACOPLAMIENTO ELÁSTICO GUMMI A-80

Ahora, según los datos proporcionados por el fabricante, se debe verificar el diámetro de los ejes en función del máximo y mínimo admisible por el acople.

$$\varnothing\ máx = 75\ mm \quad \varnothing\ mín = 30\ mm$$

$$\varnothing\ eje = 55\ mm$$

Por lo tanto, se verifica que:

$$\varnothing\ mín < \varnothing\ eje < \varnothing\ máx$$

Además, como el torque nominal del acople seleccionado es mayor que el torque máximo solicitado por el elemento, se puede calcular el factor de servicio:

$$\text{Factor de servicio} = fs = \frac{T \text{ nominal}}{T \text{ máx}} = \frac{1550}{1372.93}$$

$$fs = 1.13$$

En los manuales técnicos del producto, el fabricante establece que, debido a la velocidad de rotación del elemento y sus dimensiones, los cubos del acoplamiento deben ser encastrados con centros para alta velocidad balanceados dinámicamente. Por lo tanto, el código del producto, será:

GUMMI A 80 – CE/CE – AV

Modelo (A 80) - Tipo de cubos (CE = Encastrado) - Configuración (AV = Alta velocidad)

2.6- SELECCIÓN ACOPLAMIENTO ELÁSTICO A TORSIÓN

El acoplamiento elástico a torsión o amortiguador torsional, es utilizado como conexión entre el eje del equipo y el freno dinamométrico, con el objetivo de disminuir las cargas de impacto que se podrían generar en el arranque y parada del freno, y absorber las vibraciones que se pueden producir durante la marcha normal del equipo.

Este acoplamiento será del tipo “*ROTEX ESTÁNDAR*” también conocido como acoplamiento elástico de estrella.

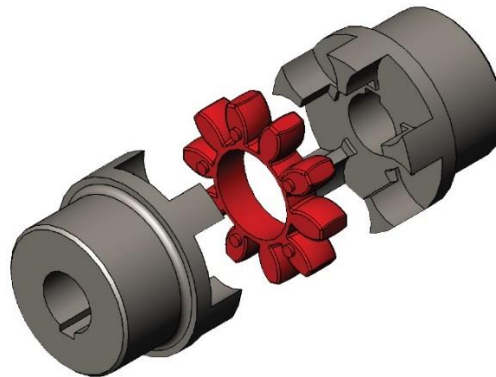


Fig. 2.26 – Acoplamiento elástico a torsión ROTEX

Los acoplamientos “*ROTEX*” se caracterizan por medidas de construcciones pequeñas, bajo peso y bajo momento de inercia con elevada transmisión de par de fuerzas. Estos acoplamientos son elásticos a la torsión y transmiten el par de forma continua. Las vibraciones y choques que podrían ser producidas en su funcionamiento son amortiguadas y eliminadas. Están compuestos por dos semi coronas con tetones cóncavos en su interior, situados alrededor de las mismas, donde se introduce un elastómero dentado. Los tetones de dicho elastómero son de forma abombada, con lo que se consigue evitar que se genere presión en los bordes en caso de una incorrecta alineación de los ejes.

Estos elementos también permiten compensar las posibles desalineaciones de tipo axial, radial y angular de los ejes a unir. Además, gracias a su estrella de elastómero, se logra aislar eléctricamente al freno del equipo, con el resto de las partes.

Para la selección de este componente, se consultaron los catálogos técnicos dados por el fabricante “*KTR – Group*”, para determinar el modelo, es necesario conocer el torque que debe ser transmitido por el elemento.

$$\text{Torque máx} = 14\ 000\ Kgcm = 1372.93\ Nm$$

El modelo seleccionado es:

ACOPLAMIENTO ELÁSTICO ROTEX ESTÁNDAR N° 75 ESTRELLA 98 Sha

A continuación, se deberá verificar el diámetro de los ejes en función del máximo y mínimo permitido por el acople, para corroborar que la dimensión del eje sea adecuada al momento de mecanizar el cubo. Para esto, debe cumplirse que:

$$\emptyset \text{ mín} < \emptyset \text{ eje} < \emptyset \text{ máx}$$

$$0 < 55 \text{ mm} < 95 \text{ mm} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Además, como el torque nominal del acople seleccionado es mayor que el torque máximo solicitado por el elemento, podemos calcular el factor de servicio:

$$\text{Factor de servicio} = fs = \frac{T \text{ nominal}}{T \text{ máx}} = \frac{1920}{1372.93}$$

$$fs = 1.4$$

2.7- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Como apoyo de vínculo para los ejes se utilizan unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie.



Fig. 2.27 – Unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie

Estas unidades de rodamientos constan de:

- Un rodamiento de inserción que se basa en un rodamiento rígido de bolas sellado, con un aro exterior convexo y en la mayoría de los casos un aro interior prolongado con un dispositivo de fijación determinado, que permite un montaje rápido y sencillo sobre el eje. La superficie exterior es de forma esférica, que les permite soportar una pequeña desalineación inicial mediante la inclinación en el soporte. (*Fig. 2.28 A*)

- Un soporte que tiene un agujero esférico cóncavo que permite un pequeño giro del rodamiento con respecto al soporte, sin afectar el funcionamiento del mismo. Además, cuenta con una base con agujeros que permite vincularlo a la estructura donde se desea montar. (Fig. 2.28 B)



Fig. 2.28 – Despiece rodamientos de bolas con soporte de pie

Para la selección de este rodamiento se consultaron los catálogos del fabricante “SKF”, conociendo el diámetro del eje podemos determinar el modelo de la unidad.

$$\varnothing \text{ eje} = 55 \text{ mm}$$

El modelo de la unidad es:

SKF UCP 211/H

La verificación del mismo a las solicitaciones de carga a las que está sometido el rodamiento, se realizará una vez conocidas las reacciones de vínculo finales.

2.8 - SELECCIÓN ANILLOS DE RETENCIÓN

Con el objetivo de evitar el movimiento axial de las piezas sobre el eje, se colocan anillos de retención de tipo “SEEGER”. Para la selección de esta pieza se consultan catálogos comerciales de medidas normalizadas según “Norma DIN 471”.

2.9 - VERIFICACIÓN EJES

Teniendo como base la medida pre dimensionada del eje, y conociendo las características dimensionales de los elementos que están vinculados al mismo, se determina el diseño final de los ejes de la máquina.

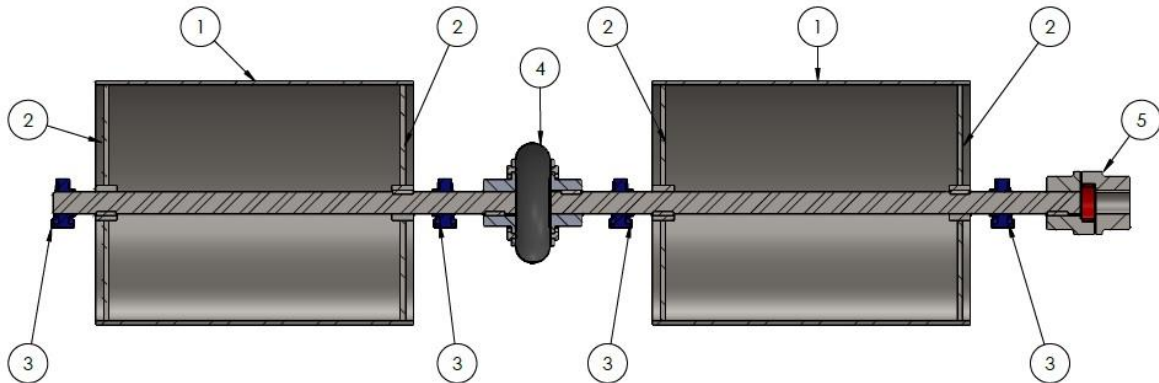


Fig. 2.29 – Componentes conjunto dinamómetro

Además de los ejes, los elementos que intervienen en este subconjunto son:

1. Rodillos
2. Subconjunto Tapa rodillos
3. Rodamientos *SKF UCP 211/H*
4. Acoplamiento elástico *GUMMI A-80*
5. Acoplamiento elástico *ROTEX N° 75*

Conociendo las dimensiones de estos componentes y teniendo como cota fija las dimensiones de los rodillos, se definen sus ubicaciones dentro del conjunto. En base a esto, y contemplando los despejes necesarios para el montaje y desmontaje de las piezas, se determinan las dimensiones finales de los ejes.

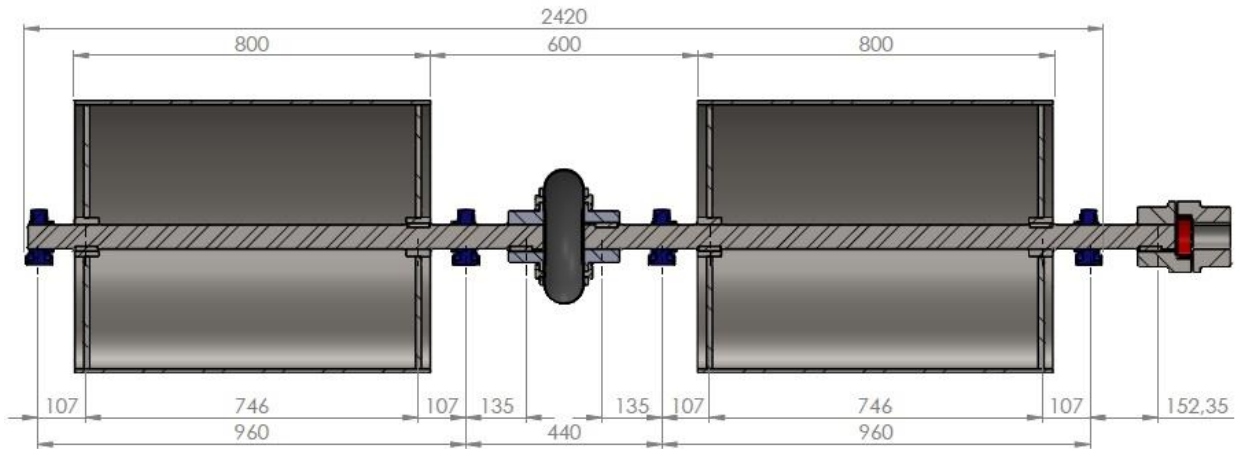


Fig. 2.30 – Ubicación componentes conjunto dinamómetro

Debido a que la distancia de los rodamientos de apoyo, con respecto a la tapa de los rodillos, es la misma para los dos ejes, y la carga correspondiente al peso de los acoples es despreciable con respecto a la anterior, se realizará una sola verificación, válida para los dos casos.

Para esta verificación se considera el caso más desfavorable, correspondiente a la acción que produce la reacción de vínculo máxima de los rodillos, desarrollada en “2.2 - *PRE DIMENSIONAMIENTO EJES*”, generada cuando el vehículo pisa sobre un extremo del mismo.

Para este caso, se tendrá:



Fig. 2.31 – Diagrama cuerpo libre ejes

Donde:

$$P_1 = R_A \text{ máx. rodillo} + \text{Peso tapa rodillo} = 809.56 + 28.13 = 837.7 \text{ Kg}$$

$$P_2 = R_B \text{ máx. rodillo} + \text{Peso tapa rodillo} = 59.56 + 28.13 = 87.7 \text{ Kg}$$

Las reacciones de vínculo son:

$$\sum M_A = P_1 * 10.7 + P_2 * 85.3 - R_B * 96 = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 * 10.7 + P_2 * 85.3}{96} = \frac{837.7 * 10.7 + 87.7 * 85.3}{96}$$

$$R_B = 171.3 \text{ Kg}$$

$$\sum F_Y = R_A + R_B - P_1 - P_2 = 0$$

$$R_A = -R_B + P_1 + P_2 = -171.3 + 837.7 + 87.7$$

$$R_A = 754.1 \text{ Kg}$$

El momento flector máximo se ubicará en el punto de aplicación de la carga máxima y será:

$$Mf \text{ máx} = R_A * x = 754.1 * 10.7 = 8068.87 \text{ Kgcm}$$

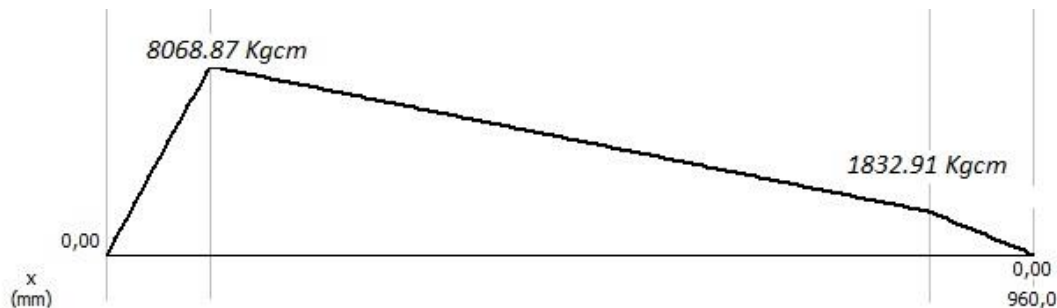


Fig. 2.32 - Diagrama momento flector

Además de la acción de esta carga, se considera también, el esfuerzo de torsión producido por la acción del freno dinamométrico, determinado en “2.1.1.3 – TORSIÓN SOBRE RODILLOS “. Por lo tanto, las sollicitaciones máximas a las que estarán sometidos los ejes son:

$$Mf \text{ máx} = 8\ 068.87 \text{ Kgcm}$$

$$T \text{ máx} = 14\ 000 \text{ Kgcm}$$

Conociendo las sollicitaciones máximas, se procede a verificar que las secciones más críticas del eje, verifiquen según la teoría de fatiga por esfuerzos combinados con concentradores de tensión, cuya ecuación característica es:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sm}{Sy} + Kf * \frac{Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} + Kfs * \frac{Sas}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Teniendo en cuenta el diseño de los ejes, las secciones más críticas serán aquellas que poseen concentradores de tensiones que generan un incremento en el valor de los esfuerzos. Debido a que, donde conecta el cubo de la tapa, el eje tiene un alojamiento para un anillo de retención “SEEGER”, se determina el coeficiente de concentración de tensiones que genera esta sección haciendo uso de “Apéndice - Diseño de elementos de máquinas – FAIRES”.

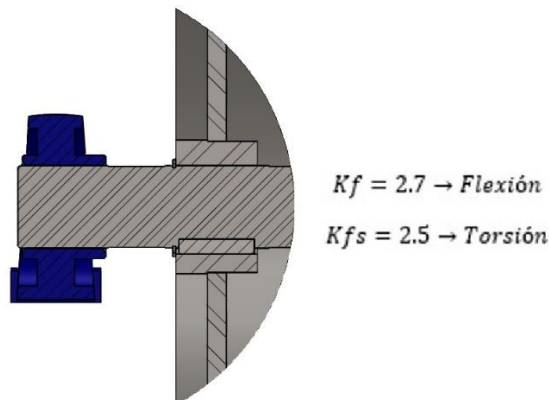


Fig. 2.33 - Concentrador de tensiones

Las características del material utilizado “ACERO SAE 1045” y sus propiedades mecánicas, ya fueron definidas en “2.2 - PRE DIMENSIONAMIENTO EJES”.

Analizando los esfuerzos, se tiene que el esfuerzo de flexión será alterno debido al giro del eje:

$$S_m = 0$$

$$S_a = \frac{Mf}{W} = \frac{Mf}{\frac{\pi * D^3}{32}} = \frac{8068.87}{16.33}$$

$$S_a = 494.1 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de torsión se considera constante a lo largo del eje, por lo tanto:

$$S_s \text{ máx} = \frac{T}{W'} = \frac{T}{\frac{\pi * D^3}{16}} = \frac{14000}{32.66}$$

$$S_s \text{ máx} = 428.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_s \text{ mín} = 0$$

Entonces, los esfuerzos medios y alterno al corte serán:

$$S_{ms} = \frac{S_s \text{ máx} + S_s \text{ mín}}{2} \rightarrow S_{ms} = 214.3 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{as} = \frac{S_s \text{ máx} - S_s \text{ mín}}{2} \rightarrow S_{as} = 214.3 \text{ Kg/cm}^2$$

Remplazando los valores en la ecuación principal y resolviendo, tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_m}{S_y} + K_f * \frac{S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + K_{fs} * \frac{S_{as}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(2.7 * \frac{494.1}{2438.07} \right)^2 + \left(\frac{214.3}{2488.8} + 2.5 * \frac{214.3}{1462.84} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$N = 1.4 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

En conclusión, se puede determinar que el diseño de los ejes verifica satisfactoriamente las sollicitaciones de carga máxima que podrían generarse en el equipo.

2.10 - VERIFICACIÓN RODAMIENTOS

Conociendo las reacciones de vínculo finales analizadas en el cálculo del eje, se procede a verificar que las unidades de rodamientos seleccionadas resistan las cargas a las que serán sometidas. Esta verificación se realiza siguiendo los lineamientos del manual “*SKF – Selección del tipo y tamaño del rodamiento*”.

El modelo de la unidad, seleccionado en “2.7- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS”, es:

SKF UCP 211/H

Los datos necesarios para el cálculo, extraídos del catálogo del fabricante, son:

$$\text{Capacidad de carga dinámica} = C = 43.6 \text{ KN} = 43\ 600 \text{ N} = 4\ 444.44 \text{ Kg}$$

$$\text{Capacidad de carga estática} = C_0 = 29 \text{ KN} = 29\ 000 \text{ N} = 2956.16 \text{ Kg}$$

$$\text{Velocidad límite con tolerancia de eje h6} = 3000 \text{ rpm}$$

La carga radial máxima a la que está sometida la unidad surge del análisis de esfuerzos sobre el eje, la misma se da en el punto de reacción “B” “*Fig. 2.31*”, y su valor es:

$$Fr \text{ máx} = 754.1 \text{ Kg}$$

$$Fa = 0 \text{ Kg}$$

- Capacidad de carga estática:

Primero, se verifica que el rodamiento resista las cargas estáticas actuantes en el mismo.

$$Carga\ estática\ equivalente \rightarrow P_o = X_o * F_{ro} + Y_o * F_{ao}$$

Donde:

$$F_{ro} = Carga\ radial\ estática$$

$$F_{ao} = Carga\ axial\ estática$$

Los valores de los coeficientes “ X_o ” e “ Y_o ” se obtienen de “Tabla 5 - SKF – Selección del tipo y tamaño del rodamiento” y para el caso de rodamientos rígidos de bolas valen:

$$X_o = 0.6 \quad Y_o = 0.5$$

Por lo tanto, la carga estática equivalente será:

$$P_o = 0.6 * 754.1 + 0.5 * 0$$

$$P_o = 452.5\ Kg$$

La relación entre la capacidad básica de carga estática “ C_o ” y la carga estática equivalente es igual al factor de seguridad:

$$Factor\ de\ seguridad = S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

Conociendo ambos valores, el factor de seguridad es:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{2956.16}{452.5}$$

$$S_o = 6.5 \rightarrow VERIFICA\ ESTÁTICAMENTE$$

En general, la carga del rodamiento parado que luego debe estar en disposición de girar normalmente, puede alcanzar la capacidad básica de carga estática sin que el funcionamiento del rodamiento se vea afectado.

- Carga dinámica equivalente:

La carga dinámica equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = X * Fr + Y * Fa$$

Los coeficientes “X” e “Y” se indican en la “*Tabla 1 - SKF – Selección del tipo y tamaño del rodamiento*”. Aunque se establece que, para el caso de una carga puramente radial ($Fa = 0$) la ecuación se reduce a:

$$P = Fr = 754.1 Kg$$

- Duración de los rodamientos:

Se entiende por duración al número de revoluciones que puede efectuar un rodamiento antes de que aparezcan signos de fatiga en alguno de sus aros o de sus cuerpos rodantes. El desgaste del material es la única causa de averías en los rodamientos que no puede eliminarse. Una disposición defectuosa, falta de cuidado, lubricación insuficiente o inadecuada, ajustes inexactos, etc., pueden inutilizar el rodamiento en un tiempo imposible de calcular, pero en general estas causas de averías se evitan adoptando disposiciones de montaje y tareas de mantenimiento adecuadas.

Entre la capacidad básica de carga, la carga equivalente y la duración del rodamiento existe la siguiente relación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Esta ecuación se denomina fórmula de duración, donde:

- L = Duración nominal expresada en millones de revolución.
- C = Capacidad básica de carga dinámica del rodamiento.
- P = Carga dinámica equivalente.
- p = Coeficiente experimental ($p=3$ para rodamientos de bolas).

Remplazando los valores, la duración de los rodamientos será:

$$L = \left(\frac{4444.44}{754.1}\right)^p$$

$$L = 204.7 \text{ millones de revolución}$$

- Duración en horas de funcionamiento:

La duración de los rodamientos expresada en horas de funcionamiento constituye un dato útil para establecer el periodo de recambios o revisión de estas unidades. La misma se calcula haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$\text{Duración en millones de revolución} = L = \frac{60 * n * Lh}{1\ 000\ 000}$$

Despejando “Lh”, se obtiene la duración en horas:

$$Lh = \frac{L * 1\ 000\ 000}{60 * n} = \frac{204.7 * 1\ 000\ 000}{60 * 2800}$$

$$Lh = 1218 \text{ Hs}$$

2.11 - CONEXIÓN FRENO DINAMOMÉTRICO

Como se mencionó anteriormente, el freno dinamométrico utilizado en este equipo, es un freno de corrientes parásitas “MWD” modelo “NL-360”. Conociendo sus dimensiones y características constructivas, se procede a establecer la ubicación del mismo en el conjunto general y realizar el diseño de la pieza que lo comunica con el eje de la máquina.

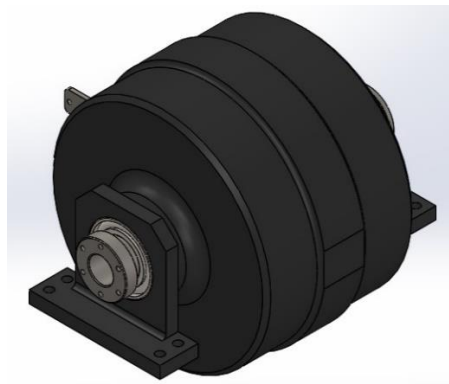


Fig. 2.34 – Freno dinamométrico MWD NL 360

Para comunicar el freno con el resto del equipo, se diseñó un eje que conecta, por un lado, con el acoplamiento elástico “ROTEX” del “EJE N° 2 - Fig. 2.30” y por el otro, a una brida que será atornillada a la brida base que posee el rotor del freno dinamométrico. En primer lugar, conociendo las dimensiones del acoplamiento elástico a torsión, y la distancia a la que estará ubicada la brida base del rotor, se realizó el diseño del eje y de la brida del eje.

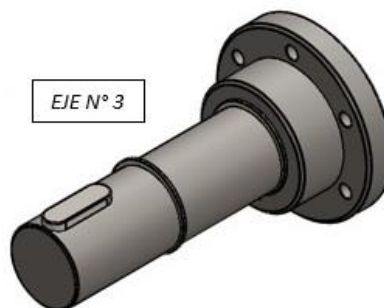


Fig. 2.35 – Sub conjunto conexión freno dinamométrico

Esta pieza permite conectar el “EJE N° 2” directamente con el freno dinamométrico, y transmitir la potencia de frenado a todo el sistema. La unión del acoplamiento elástico y de la brida al eje, es sostenido axialmente por anillos de retención del tipo “*SEEGER*” normalizado según “*Norma DIN 471*”, y el uso de chavetas que permiten la transmisión de momentos torsores sin movimientos relativos entre ambos.

2.11.1 - VERIFICACIÓN TORNILLOS

Las bridas se conectan entre sí mediante 6 tornillos comerciales tipo Allen de las siguientes características:

TORNILLOS ALLEN 3/8” x 2” UNF Grado 10.9

Estos tornillos están sometidos a un esfuerzo cortante por la transmisión de potencia. La transmisión de torque genera fuerzas de corte por cizalladura en los tornillos, además de la tracción originada por el apriete adecuado del mismo. Analizando las fuerzas a las que están sometidos, tenemos:

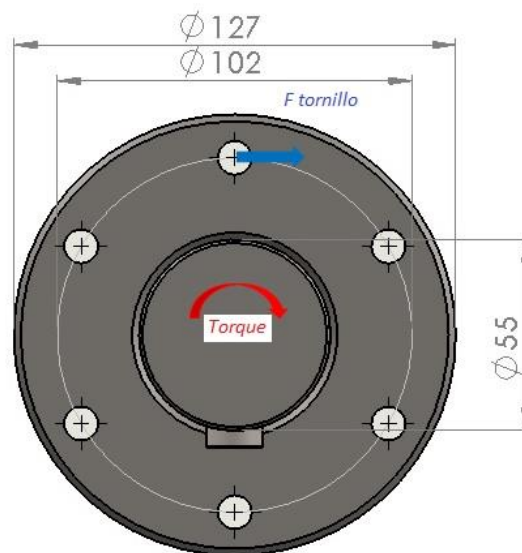


Fig. 2.36 – Fuerza sobre tornillos

Debido a que el torque máximo transmitido es:

$$T \text{ máx} = 14\ 000 \text{ Kgcm}$$

Y:

$$\text{Torque} = T = F * d \rightarrow F = T/d$$

Por lo tanto, la fuerza cortante a la que están sometidos los tornillos será:

$$Fs \text{ tornillo} = \frac{F}{6} = \frac{T}{d * 6} = \frac{14\ 000}{5.1 * 6}$$

$$\mathbf{Fs \text{ tornillo} = 458 \text{ Kg}}$$

Las características del tornillo dadas en “*Tabla AT 14 - Diseño de elementos de máquinas - FAIRES*” son:

$$\emptyset \text{ menor} = 0.8227 \text{ cm}$$

$$\text{Área de esfuerzo} = As = 0.5664 \text{ cm}^2$$

Y sus propiedades mecánicas correspondientes al grado 10.9:

$$\text{Tensión de rotura} = Su = 9997 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de fluencia} = Sy = 8997 \text{ Kg/cm}^2$$

Conociendo sus propiedades mecánicas y de sección, se calculará la tracción inicial de apriete que permita verificar las sollicitaciones del mismo, analizando según la teoría de fatiga con esfuerzos combinados. La relación de los esfuerzos se da por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Sm}{Sy} + Kf * \frac{Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} + Kfs * \frac{Sas}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Consideraciones:

- El esfuerzo de tracción será constante y debido a la tracción inicial originada por el par de apriete “ S_i ”.
- No existe esfuerzo alterno de tracción. ($S_a = 0$)
- El esfuerzo cortante es variable de 0 a MÁX. Por lo tanto:

$$S_{\text{mín}} = 0$$

$$S_{\text{máx}} = \frac{F}{A_s} = \frac{458}{0.5664} = 808.61 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{\text{máx}} = 808.61 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces:

$$S_{ms} = S_{as} = 404.305 \text{ Kg/cm}^2$$

- Según “Tabla AT 12 - Diseño de elementos de máquinas - FAIRES” los valores de concentrador de tensión para roscas Whitworth talladas es:

$$K_f = 1.8$$

- La tensión de fatiga será:

$$S_n = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * S_u = 0.8 * 1 * 0.8 * 0.5 * 9997$$

$$S_n = 3199.04 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la ecuación principal se reduce a:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_i}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{0.6 * S_y} + K_f * \frac{S_{as}}{0.6 * S_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Considerando $N = 1.5$ queda:

$$\frac{1}{1.5} = \left[\left(\frac{S_i}{8997} \right)^2 + \left(\frac{404.305}{0.6 * 8997} + 1.8 * \frac{404.305}{0.6 * 3199.04} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Resolviendo y despejando se llega a:

$$\text{Tensión inicial de apriete} = S_i = 4391.85 \text{ Kg/cm}^2$$

Con este valor de tensión inicial de apriete, podemos determinar el torque de apriete de los tornillos.

$$F_i = S_i * A_s = 4391.85 * 0.5664 = 2487.54 \text{ Kg}$$

$$\text{Torque de apriete} = T = C * D * F_i = 0.2 * 0.9525 * 2487.54$$

$$T = 473.86 \text{ Kgcm} = 46.5 \text{ Nm}$$

En conclusión, a los tornillos se los deberá ajustar con un par de apriete igual a ($T = 46.5 \text{ Nm}$), sin lubricar la rosca del mismo. Con estas especificaciones, los tornillos resisten las sollicitaciones de carga del equipo con un coeficiente de seguridad de ($N = 1.5$).

2.11.2 - VERIFICACIÓN EJE N° 3

A continuación, se verificará que las secciones del eje resistan los esfuerzos máximos a los que esta solicitado. Teniendo en cuenta el diseño del mismo, se analizará la sección más crítica.

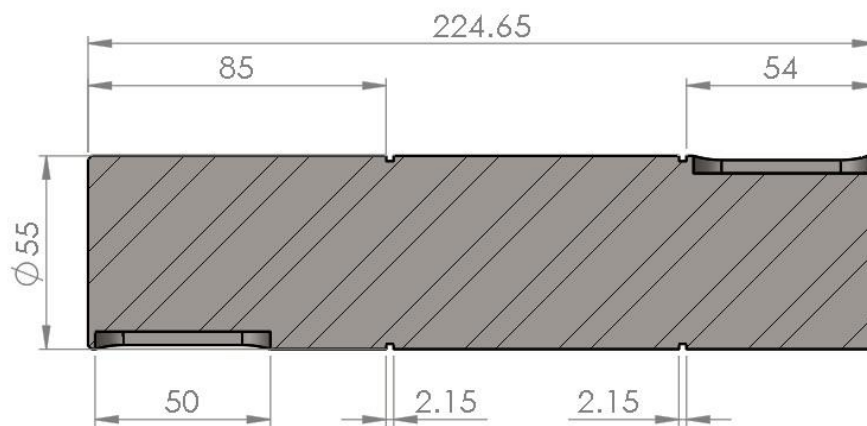


Fig. 2.37 – Diseño Eje 5

La sección más crítica es aquella donde se encuentran las ranuras para anillos “*SEEGGER*”, en las cuales existe una alta concentración de tensiones, cuyos valores fueron determinados haciendo uso de “*Apéndice - Diseño de elementos de máquinas – FAIRES*”.

$$K_f = 2.7 \rightarrow \text{Flexión}$$

$$K_{fs} = 2.5 \rightarrow \text{Torsión}$$

Considerando despreciables los esfuerzos de flexión sobre el eje, solo se tendrán en cuenta los esfuerzos variables de torsión, realizando un análisis de fatiga por torsión variable.

Como se analizó en el apartado “*2.9 - VERIFICACIÓN EJES*”, el torque es variable de 0 a Máx. Y debido a que las propiedades de sección son iguales a los ejes antes calculados. Los esfuerzos medios y alternos de corte serán:

$$S_{ms} = S_{as} = 214.3 \text{ Kg/cm}^2$$

El material seleccionado es “*ACERO SAE 1045*”, sus propiedades mecánicas fueron definidas anteriormente en “*2.2 - PRE DIMENSIONAMIENTO EJES*”.

La ecuación que relaciona estos esfuerzos es:

$$\frac{1}{N} = \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + K_{fs} * \frac{S_{as}}{S_{ns}} \right)$$

Remplazando los valores y resolviendo tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left(\frac{214.3}{2488.8} + 2.5 * \frac{214.3}{1462.84} \right) \rightarrow N = 2.2 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

En conclusión, se puede afirmar que el diseño del eje verifica la sollicitación de carga máxima que se produce en el mismo.

2.12 – BASTIDOR BANCO DE RODILLOS

El bastidor del banco de rodillos es una estructura resistente encargada de soportar y vincular los diversos elementos que constituyen la máquina de ensayos. Cumplirá la función de sostener todas las partes del ensamble y resistir los esfuerzos transmitidos por los mismos.

Para el diseño de la estructura se tienen en cuenta las dimensiones de los elementos calculados anteriormente, junto a su ubicación dentro del ensamble.

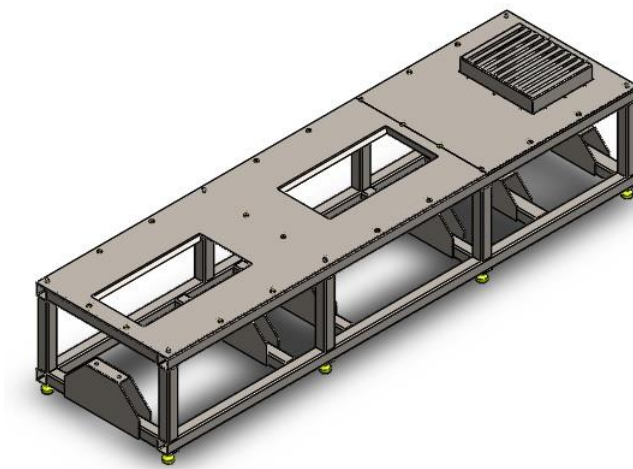


Fig. 2.38 – Bastidor Banco de Rodillos

En primer lugar, conociendo las dimensiones de las unidades de rodamientos que soportan a los ejes, se diseñaron los soportes que permiten vincularlos a la estructura del bastidor. Los mismos están formados por tubos de acero de sección cuadrada $80 \times 80 \times 4.75$ y chapa calibre 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ ”), unidos entre sí por un cordón de soldadura.

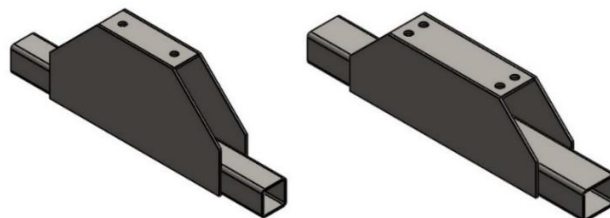


Fig. 2.39 – Soporte unidades de rodamiento y freno dinamométrico

Para los soportes del freno dinamométrico se consideran las dimensiones de los apoyos, dados por el fabricante. Este soporte, permite conectar al freno dinamométrico con el bastidor del equipo, será construido con tubos de acero de sección rectangular $80 \times 100 \times 4.75$ y chapa calibre 6.35 mm ($1/4''$), de modo que su altura permita que el conjunto de rodillos quede concéntrico con el eje del freno. Ambos soportes estarán ubicados sobre los largueros inferiores del bastidor según las medidas establecidas en “2.9 – VERIFICACIÓN EJES” y la distancia requerida entre los apoyos del freno.

Además, sobre los largueros inferiores, se colocarán 8 pilares que permiten sostener la parte superior de la estructura, los mismos serán construidos con tubos de acero de sección cuadrada $80 \times 80 \times 4.75$, teniendo soldado en su límite superior, una tapa de chapa calibre 9.52 mm ($3/8''$) con una perforación roscada, por donde pasara un tornillo $M12$ que fijará la parte superior de la estructura.

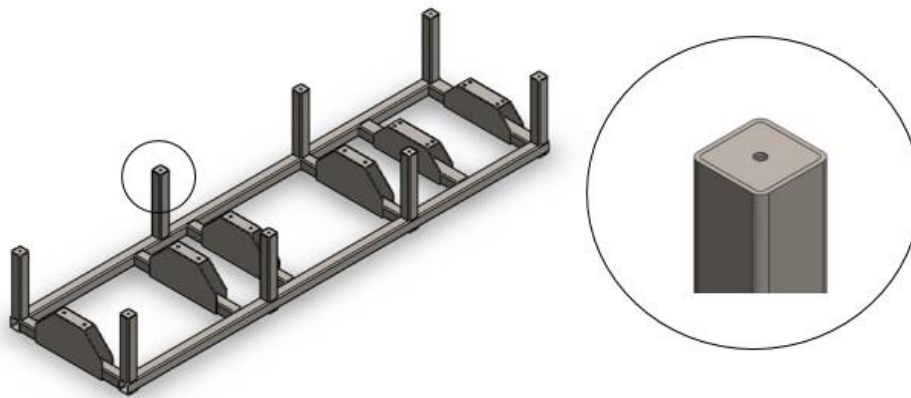


Fig. 2.40 – Parte inferior Bastidor

Sobre uno de los largueros inferiores, y entre los soportes del freno dinamométrico, se colocará una pestaña con una perforación, que sirve para sujetar la celda de carga utilizada en el freno dinamométrico.

La parte superior será construida como un sub ensamblaje, debido a que, para la colocación del conjunto de rodillos y futuro mantenimiento de las piezas que forman al mismo, es necesario el desmontaje de esta parte de la estructura.

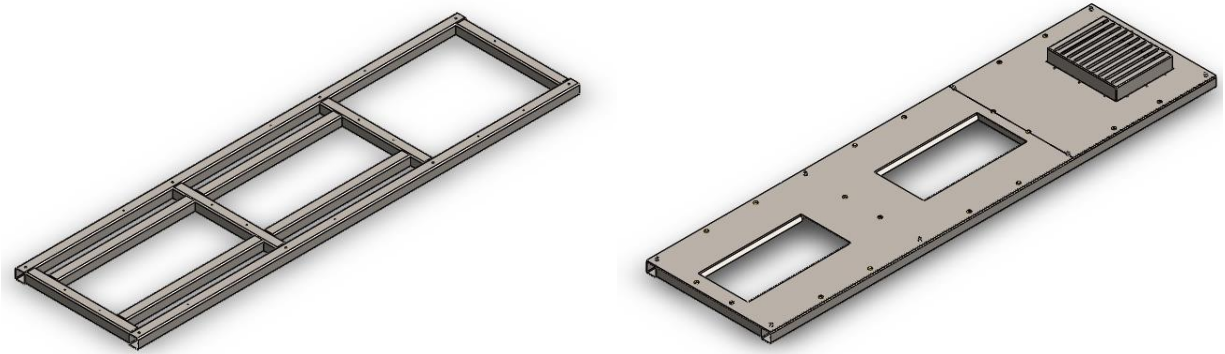


Fig. 2.41 – Sub ensamblaje parte superior

La sub estructura superior estará construida con perfiles $80 \times 80 \times 4.75$ con perforaciones que permitirán fijar las tapas superiores a todo el conjunto. A su vez, se la vinculará a la parte inferior del bastidor, mediante 8 tornillos comerciales tipo “ALLEN C/CILÍNDRICA M12 x 110 S/DIN 912”

Las tapas superiores serán construidas de chapa de acero al carbono calibre 4.75 mm (3/16”), las cuales se montarán como dos piezas separadas. Una de ellas, estará sobre los rodillos y permitirá el tránsito de los vehículos. Además de cubrir todo el conjunto, cuenta con un pliegue que permitirá comunicar el nivel de los rodillos con el de la tapa. La otra parte de la tapa superior posee una rejilla de ventilación elevada que permite evacuar el calor generado por el freno dinamométrico.

En dirección a los pilares, y sobre la parte inferior de los largueros, se colocarán bases con tuercas soldadas que servirán para instalar patas niveladoras anti vibración, esto permitirá apoyar

toda la estructura sobre la superficie donde se desee colocar el equipo, nivelándolo adecuadamente y evitando transmisión de vibraciones al piso. Los soportes de nivelación anti vibración seleccionados son:

AVLM 5/8" x 11 "Uso Pesado"

Los mismos estarán ubicados como indica la siguiente figura:

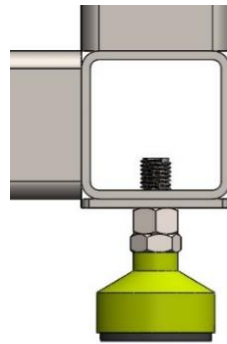


Fig. 2.42 – Soportes de nivelación

Una vez determinado el diseño del conjunto del bastidor, se procede a verificar que el mismo resista las solicitaciones máximas de carga a las que puede verse sometido. Para esto, primero se determinan las características del material empleado, para luego evaluar los estados de carga más críticos presentes en la estructura.

El material seleccionado es:

ACERO SAE 1010

Sus propiedades mecánicas son:

$$\text{Tensión de rotura} = Su = 3263 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de fluencia} = Sy = 1835.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Los cálculos de los estados de carga son realizados mediante estudios estáticos utilizando el método de cálculo por elementos finitos en “*SolidWorks*”. Analizando los datos arrojados por el software, se comparan los estados de tensión y deformación de los elementos y se modifican características constructivas del diseño, hasta encontrar, una solución satisfactoria.

Los estados de carga más críticos analizados son:

- ESTADO DE FUNCIONAMIENTO

Este estado de carga sobre la estructura del bastidor, surge por la acción de las fuerzas de reacción originadas sobre los apoyos de los ejes. Las fuerzas actuantes sobre la estructura del bastidor serán correspondientes a los valores de dichas reacciones, además de las fuerzas originadas sobre los apoyos del freno dinamométrico, la acción de la celda de carga y la acción de la fuerza de gravedad.

Las fuerzas de reacción generadas en los apoyos de vinculo, fueron desarrolladas en el apartado “2.9- VERIFICACIÓN EJES”. Además, las fuerzas generadas por la acción del freno dinamométrico sobre los apoyos serán:

$$F_t = \text{Peso Freno} + \text{Fuerza producida por torque}$$

El peso del conjunto del freno dinamométrico es un dato brindado por el fabricante en la correspondiente ficha técnica, por otro lado, la fuerza producida por la acción de la celda de carga del freno será:

$$\text{Torque} = T = F * d \rightarrow F = T/d$$

Donde:

T = Torque máximo transmitido.

d = Brazo de palanca desde la celda al eje del freno.

$$F = \frac{14\,000\text{ Kg}\cdot\text{cm}}{40\text{ cm}} \rightarrow F = 350\text{ Kg}$$

Por lo tanto, se tiene:

$$Ft = \text{Peso Freno} + \text{Fuerza producida por torque}$$

$$Ft = 750 + 350 = 1100\text{ Kg}$$

Y la fuerza máxima actuante sobre cada uno de los apoyos del freno será:

$$F = \frac{Ft}{2}$$

$$F = 550\text{ Kg}$$

En conclusión, las fuerzas máximas a la que estará sometida la estructura, en este caso, serán:

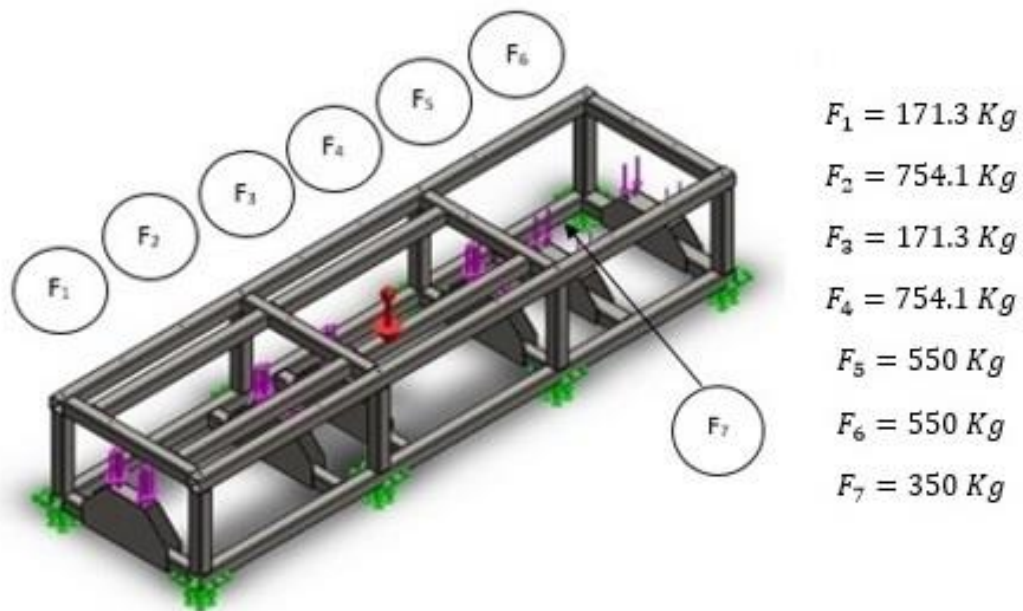


Fig. 2.43 – Fuerzas sobre bastidor

Una vez realizado el diseño, determinado el material y aplicadas las cargas, se procede a realizar el cálculo de esfuerzos. Los resultados obtenidos del estudio de tensiones son:

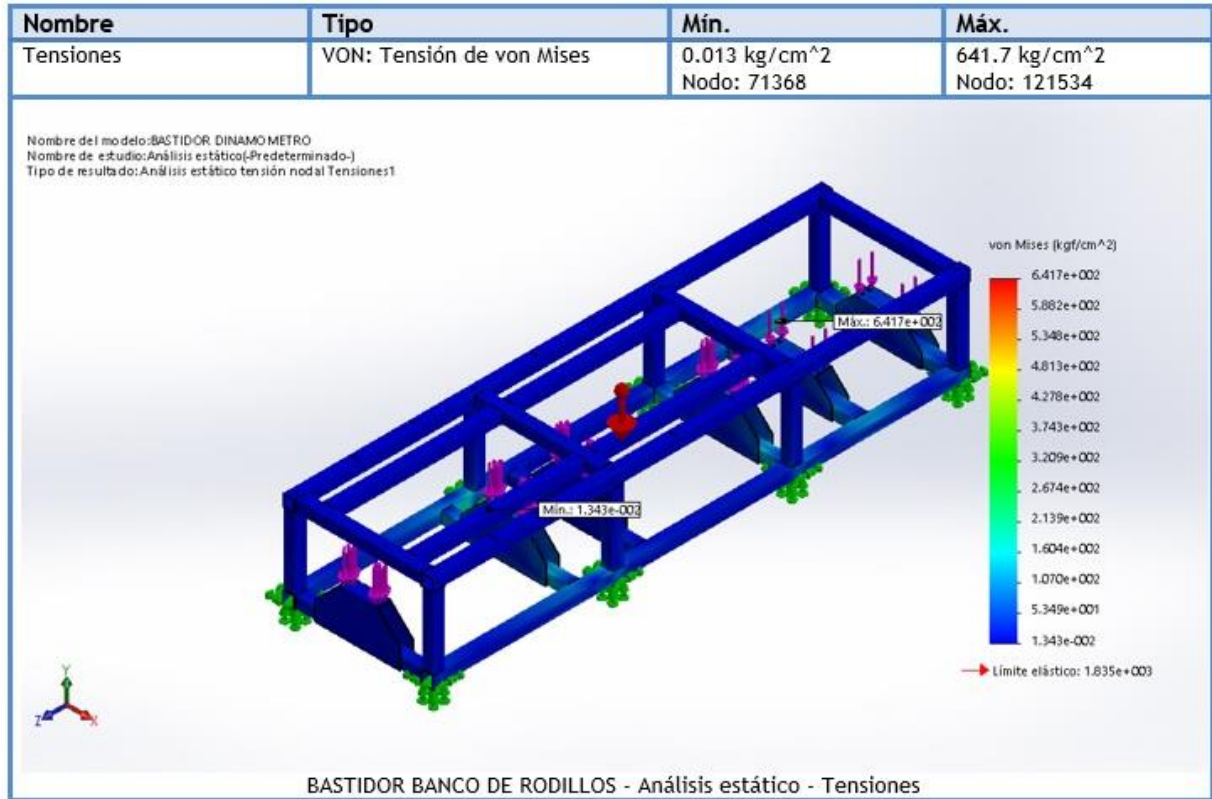


Fig. 2.44 – Tensiones bastidor estado de funcionamiento

La tensión máxima a la que se encuentra sometida la estructura está ubicada sobre el perfil donde actúa el soporte de la celda de carga del freno dinamométrico y su valor es:

$$S_{\text{máx}} = 641.7 \text{ Kg/cm}^2$$

Conociendo las propiedades mecánicas del material, se determina el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{S_{\text{máx}}} = \frac{1835.5}{641.7}$$

$$N = 2.8 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

- AUTO SUBIENDO

El segundo estado de carga crítico a verificar, surge por la acción del peso del vehículo al momento de ingresar a la estructura, justo antes de colocarse sobre los rodillos del equipo.

Las fuerzas actuantes en este caso, serán correspondientes a las fuerzas generadas por el peso propio de los componentes del conjunto de rodillos y freno, además de la acción del peso del vehículo actuando sobre la parte superior de la estructura.

Para determinar las fuerzas generadas por el conjunto de rodillos, sobre los apoyos del bastidor, se calculan las reacciones de dicho conjunto, que luego actuarán como acciones sobre los apoyos del bastidor. Primero, se determina el peso del conjunto de rodillos junto a todas sus partes mediante la herramienta de propiedades físicas de “*SolidWorks*”. Luego, se calculan las reacciones sobre los rodamientos de apoyo, haciendo uso del mismo software.

Las fuerzas sobre los apoyos, ubicadas como indica la “*Fig. 2.43*”, son:

$$F_1 = 98.25 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 110.7 \text{ Kg}$$

$$F_3 = 112.2 \text{ Kg}$$

$$F_4 = 99.75 \text{ Kg}$$

Para los apoyos del freno dinamométrico, se considera el peso propio del mismo sin la acción del torque de frenado, ya que, al momento de subir el vehículo, el mismo no ejercerá fuerza sobre los rodillos. Por lo tanto:

$$F_5 = \frac{\text{Peso freno}}{2} + \text{Peso Rotex} + \text{Peso Eje acop.} = 375 + 19.1 + 6.5 = 400.6 \text{ Kg}$$

$$F_6 = \frac{\text{Peso freno}}{2} = 375 \text{ Kg}$$

La acción del peso del vehículo sobre la parte superior del bastidor, corresponde a la carga máxima admisible por rueda (750 Kg), aplicada sobre la superficie de pisada normal del neumático (r=103 mm), desarrollado posteriormente en “3.3 – DISEÑO Y CÁLCULO DE PLATAFORMAS”. La ubicación de la misma sobre la estructura del bastidor dependerá de la trocha del vehículo a ensayar, por lo tanto, para este estudio, será ubicada a la distancia media entre los pilares, representando la situación más desfavorable.

Una vez determinadas las cargas, se procede a realizar el cálculo de esfuerzos. Los resultados obtenidos del estudio son:

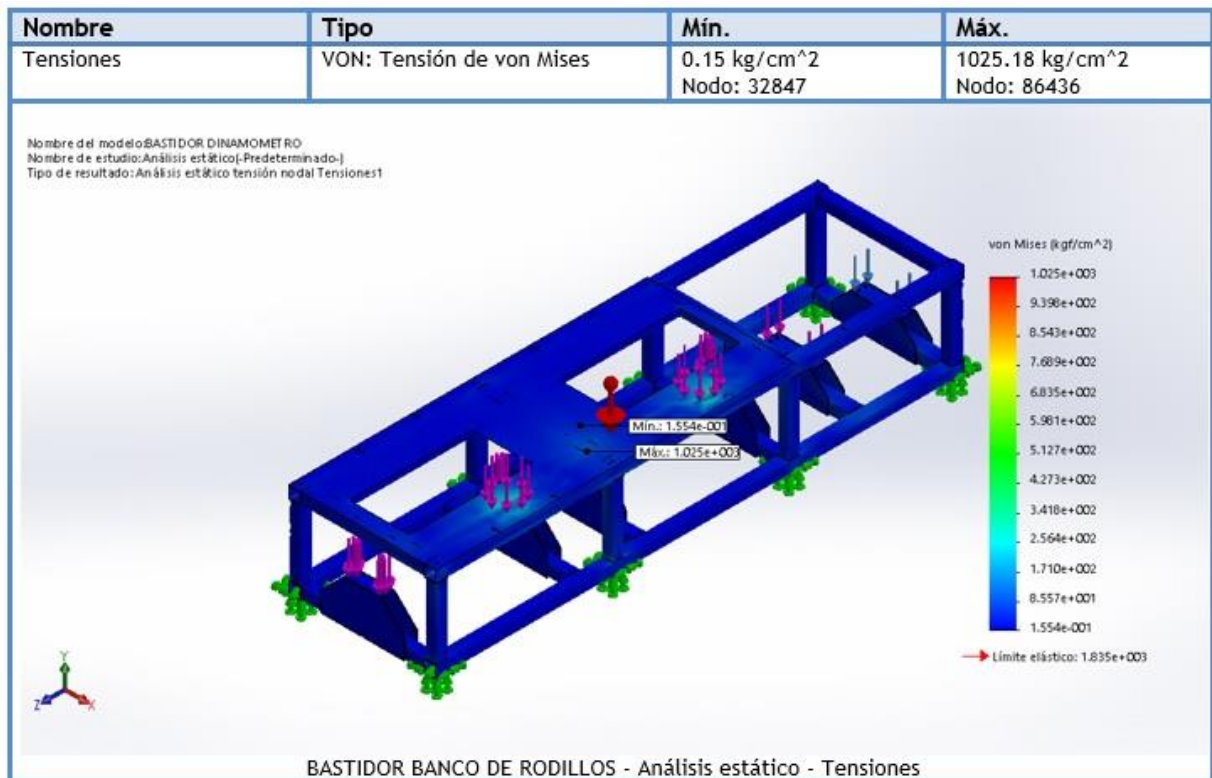


Fig. 2.45 – Tensiones bastidor auto subiendo

La tensión máxima a la que se encuentra sometida la estructura está ubicada en la unión de los perfiles de la parte superior. Conociendo las propiedades mecánicas del material, el coeficiente de seguridad será:

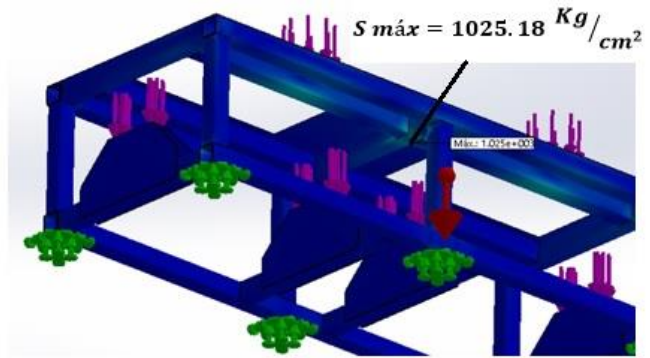


Fig. 2.46 – Ubicación tensión máxima

$$N = \frac{Sy}{S \text{ máx}} = \frac{1835.5}{1025.18}$$

$N = 1.8 \rightarrow \text{VERIFICA}$

Las deformaciones originadas en este estado de carga, son las máximas desarrolladas por el uso normal del equipo de ensayos, las mismas serán:

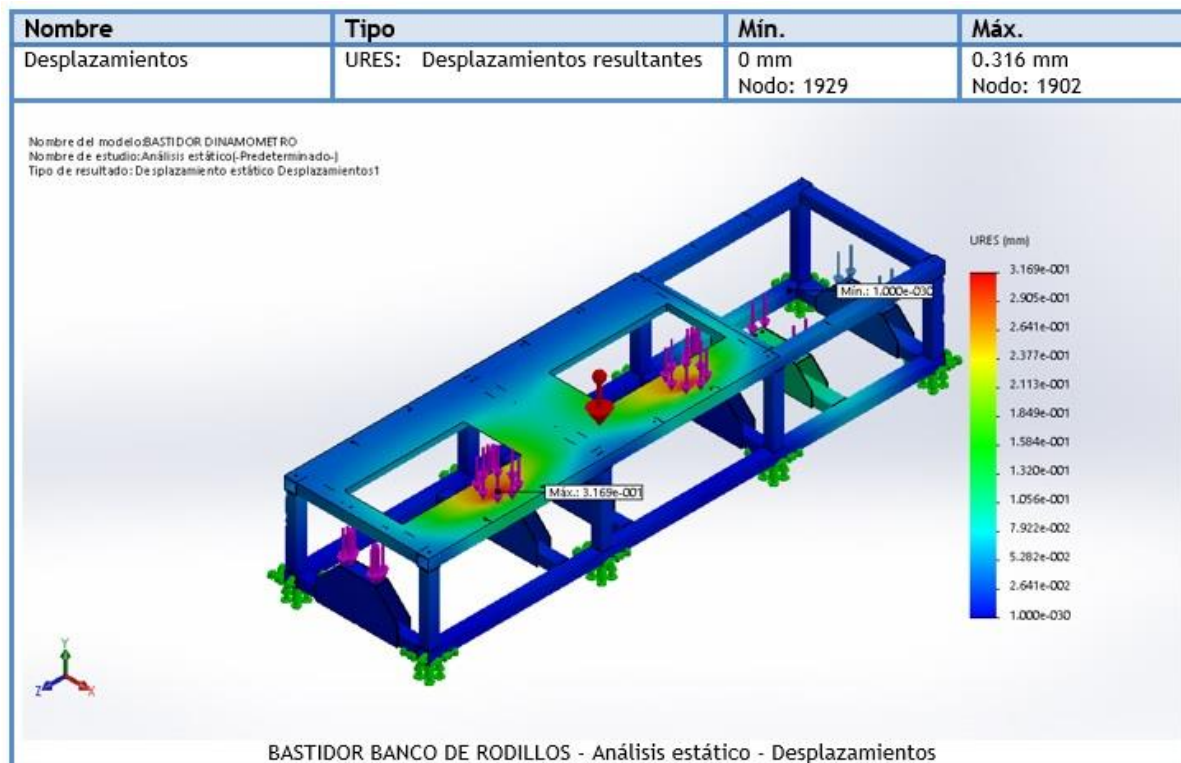


Fig. 2.47 – Desplazamientos bastidor auto subiendo

En conclusión, se puede afirmar, que la estructura del bastidor resiste mecánicamente los esfuerzos más críticos, desarrollados por el uso del equipo.

Una vez comprobado que la estructura resiste mecánicamente los esfuerzos, se procede a verificar la selección de los soportes de nivelación anti vibración utilizados como soporte base. Para esto, se determinan a priori las reacciones de vínculo finales de los estados de carga, para luego verificar que la fuerza máxima de reacción no supere la resistencia máxima de dichos componentes.

Las reacciones de vínculo de los apoyos de la estructura son extraídas de los informes de análisis de datos del estudio en “*SolidWorks*”. Analizando estos datos, se puede determinar que el máximo valor de reacción corresponde para cuando el vehículo está subiendo al bastidor, para este caso, el valor de la reacción máxima es:

$$R \text{ máx} = 8750.38 \text{ N} = 892 \text{ Kg}$$

La resistencia de los soportes seleccionadas es un dato extraído del catálogo del fabricante, la fuerza máxima admisible de dichos elementos es:

$$F \text{ adm} = 1995.12 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, el coeficiente de servicio de las patas niveladoras será:

$$N = \frac{F \text{ adm}}{R \text{ máx}} = \frac{1995.12}{892}$$

$$N = 2.2 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

CAPÍTULO 3 – DESARROLLO BANCO DE SUSPENSIÓN

3.1 – FUNCIONAMIENTO

El banco de suspensión simula el paso del vehículo por un terreno irregular o una superficie ondulada, sometiéndolo a una oscilación vertical. Esta acción se consigue mediante un movimiento excéntrico giratorio, que excita las plataformas donde asientan las ruedas del vehículo. Dicho movimiento tiene una amplitud de 3 mm y se realiza en una gama de frecuencias de 0 a 25 Hz, valores recomendados por la EuSAMA (Asociación Europea de Fabricantes de Amortiguadores).

Las plataformas sobre las que se apoya el vehículo, poseen un sistema de censado de fuerza que permite conocer el peso estático y el peso dinámico que gravita sobre las ruedas, cuando se realiza el ensayo, permitiendo determinar así la adherencia a la superficie. La adherencia de las ruedas, se mide como un valor expresado en porcentaje, que relaciona el peso estático considerado como un valor 100%, con el peso o carga dinámica que ejercen las ruedas sobre las plataformas del banco. Dicha adherencia se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$A (\%) = \frac{\text{Peso Dinámico}}{\text{Peso Estático}} * 100$$

El sistema de suspensión de un vehículo limita la tendencia de la rueda a saltar o rebotar, de tal manera que el valor de adherencia cuantifica la capacidad del mismo de mantenerse en contacto con la superficie. El valor 100% corresponde a un sistema de suspensión que mantiene el peso del vehículo siempre en la superficie de apoyo, mientras que un valor de adhesión 0 % corresponde a que la rueda no ejerce fuerza de apoyo sobre el suelo. La interpretación de los valores intermedios se da en la siguiente tabla:

<i>Medida de Adhesión</i>	<i>Interpretación según EuSAMA</i>
<i>61 % a 100 %</i>	<i>Excelente contacto dinámico</i>
<i>41 % a 60 %</i>	<i>Buen contacto dinámico</i>
<i>21 % a 40 %</i>	<i>Aceptable contacto dinámico</i>
<i>1 % a 20 %</i>	<i>Deficiente contacto dinámico</i>
<i>0 %</i>	<i>Ningún contacto dinámico</i>

Tabla N° 3.1 – Interpretación valores de adhesión

Se considera que el sistema de suspensión está en buenas condiciones si todas las ruedas superan el 45 % de adhesión, y además, la diferencia entre dos ruedas del mismo eje no supera el 15 %.

3.2 – ANÁLISIS MOVIMIENTO BIELA EXCÉNTRICO

El movimiento oscilatorio de las plataformas del banco de suspensión es originado por un mecanismo excéntrico que transforma el movimiento circular en un movimiento rectilíneo alternativo. El movimiento es generado por un motor eléctrico que realiza el trabajo necesario para mover todos los elementos, y mediante un sistema biela-excéntrico se transforma ese movimiento de rotación en un movimiento oscilatorio en las plataformas.

A continuación, se realiza un análisis dinámico del movimiento, con el objetivo de conocer los valores de desplazamiento, velocidad y aceleración que son transmitidos a la plataforma. La norma EuSAMA establece que la amplitud de la oscilación es de 3 mm y la frecuencia de excitación varía de 0 a 25 Hz, por lo tanto, el movimiento circular tendrá los siguientes valores de rotación:

Frecuencia Mínima → 0 Hz = 0 rpm

Frecuencia Máxima \rightarrow **25 Hz = 1500 rpm**

Durante el desarrollo del ensayo, la frecuencia de excitación partirá del valor 0 Hz, aumentando progresivamente hasta su máximo, y luego disminuyendo a 0 Hz nuevamente.

El diagrama de cuerpo libre del sistema mecánico biela-excéntrico es:

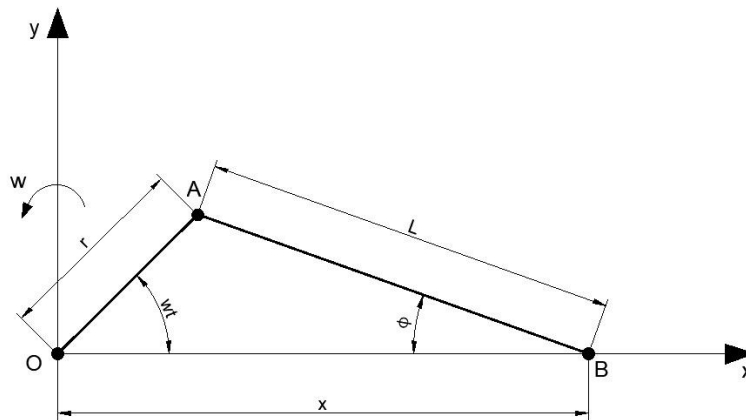


Fig. 3.1 – Diagrama sistema biela-manivela

Donde:

ωt = *Ángulo del Excéntrico*

φ = *Ángulo Biela*

ω = *Velocidad angular*

r = *Longitud Excéntrico*

L = *Longitud Biela*

En este caso, se utilizará la longitud de excéntrico recomendado por la norma, y se establece la longitud de biela:

$$r = 3 \text{ mm}$$

$$L = 150 \text{ mm}$$

La posición de la plataforma “B” con respecto al origen es:

$$x = r * \cos(\omega t) + L * \cos(\varphi)$$

Derivando sucesivamente la expresión anterior se obtiene la velocidad y aceleración de la plataforma:

$$\dot{x} = -r * \omega * \left[\text{sen}(\omega t) + \frac{r}{2L} * \text{sen}(2\omega t) \right]$$

$$\ddot{x} = -r * \dot{\omega} * \left[\text{sen}(\omega t) + \frac{r}{2L} * \text{sen}(2\omega t) \right] - r * \omega^2 * \left[\cos(\omega t) + \frac{r}{L} * \cos(2\omega t) \right]$$

La relación entre estas funciones para un valor arbitrario de “w”, se puede ver en la siguiente figura:

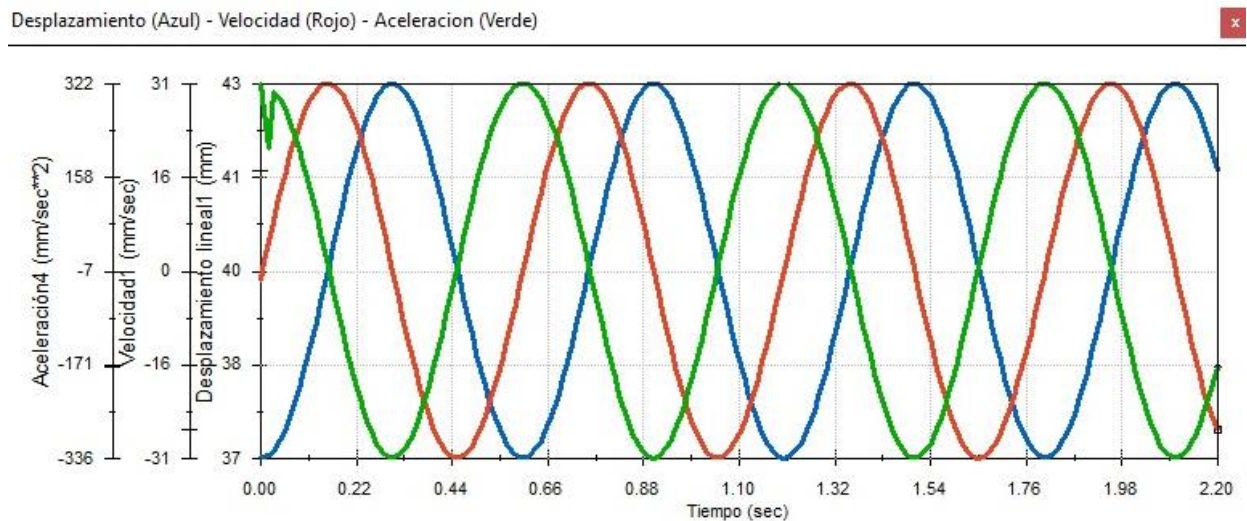


Fig. 3.2 – Relación desplazamiento, velocidad y aceleración

De aquí se puede observar que la aceleración máxima se presenta cuando la velocidad es nula, y esto ocurre en los puntos extremos de desplazamiento.

Los valores de aceleración dependerán de la velocidad angular del movimiento, y estos, de la frecuencia. Por lo tanto, si se grafica el desarrollo de las aceleraciones a lo largo del ensayo tomando una frecuencia inicial de 0 Hz, llegando hasta 25 Hz y luego a 0 Hz nuevamente, con un incremento de 2.5 Hz por ciclo, tenemos:

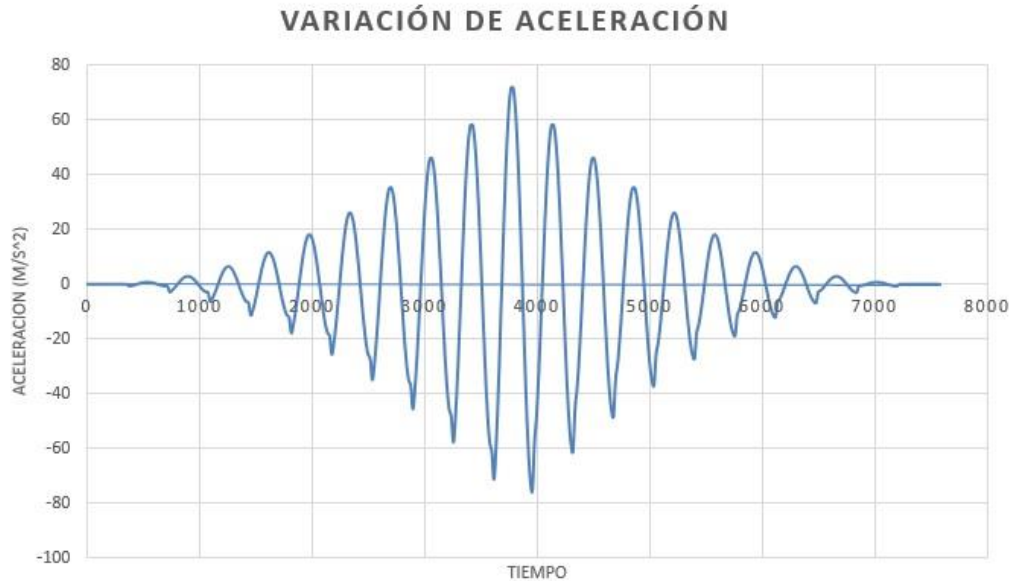


Fig. 3.3 – Variación de aceleración

El valor máximo de aceleración se dará para la máxima frecuencia y su valor es:

$$\ddot{x}_{MÁX} = 75.5 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{Aceleración máxima de la plataforma}$$

3.3 – DISEÑO Y CÁLCULO DE PLATAFORMAS

Las plataformas del banco de suspensión son la base que soporta al vehículo a ensayar y las que permiten transmitir el movimiento oscilatorio al sistema de suspensión. Teniendo en cuenta las dimensiones estudiadas en la “Tabla A1” del anexo, y los modelos comerciales de equipos similares, se realiza el diseño preliminar de la plataforma y sus partes. En el mismo, se establecen dimensiones generales y ubicación de las piezas que la componen.

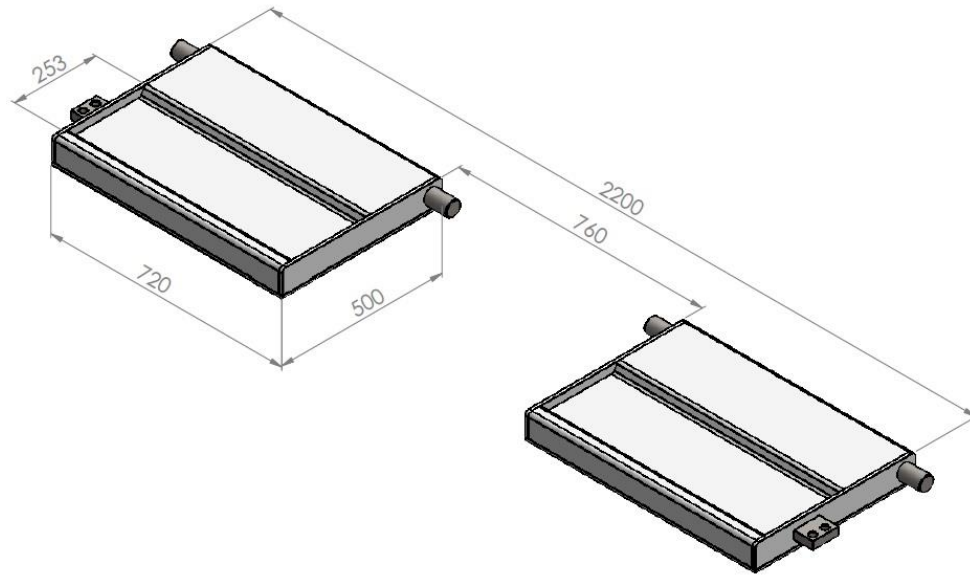


Fig. 3.4 – Diseño preliminar plataforma

3.3.1 – ESTADOS DE CARGA

A continuación, se analizan los posibles estados de carga que pueden desarrollarse durante el funcionamiento del equipo:

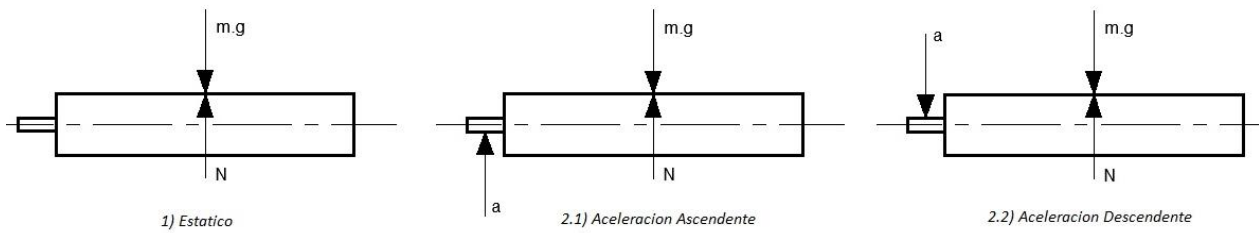


Fig. 3.5 – Carga sobre plataforma

1) ESTÁTICO: Cuando el vehículo descansa sobre la plataforma sin aceleración.

$$\Sigma \vec{F} = m * \vec{a}$$

$$N = m * g$$

2) DINÁMICO: Cuando la plataforma es acelerada.

2.1) ACELERACIÓN ASCENDENTE:

$$\Sigma \bar{F} = m * \bar{a}$$

$$N - m * g = m * a$$

$$N = m * (a + g)$$

2.2) ACELERACIÓN DESCENDENTE:

$$\Sigma \bar{F} = m * \bar{a}$$

$$-N + m * g = m * a$$

$$N = m * (g - a)$$

Considerando que la fuerza normal “N” es la fuerza que ejerce la superficie sobre la rueda, la acción de la rueda sobre la superficie puede considerarse igual, pero de sentido opuesto, por lo tanto, para el cálculo de la estructura de la plataforma, la situación más desfavorable ocurre cuando la misma es acelerada verticalmente hacia arriba, ya que, debido a la acción de la aceleración la masa del vehículo hará más fuerza sobre la superficie de la plataforma.

Esta carga estará distribuida en la superficie de pisada normal del neumático. Cuando el neumático apoya sobre una superficie plana, la huella que deja tiene una forma elipsoidal de dimensiones inferiores al ancho de la rueda. Las dimensiones de esta huella varían mucho con la presión del neumático, y para estimarla, se calcula el radio de un círculo equivalente a la misma.



$$r = \sqrt{\frac{Q}{P_o * \pi}}$$

r = radio del círculo equivalente.

Q = Carga que transmite la rueda.

P_o = Presión de inflado

Fig. 3.6 – Huella de contacto de neumático

Para nuestro caso, tenemos que:

$$P_o = 32 \frac{lb}{plg^2} = 0.22 \text{ N/mm}^2$$

$$Q = 750 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 7357.5 \text{ N}$$

Por lo tanto, la superficie de pisada es:

$$r = \sqrt{\frac{7357.5}{0.22 * \pi}}$$

$$r = 103 \text{ mm}$$

A su vez, la zona de la plataforma donde se ubicará la carga dependerá de la trocha del vehículo analizado, por lo tanto, considerando los valores de anchos máximo y mínimo vistos con anterioridad en la “Tabla N° 2.1 – Ancho de vehículos de serie”, se establecen 3 hipótesis de ubicación de carga:

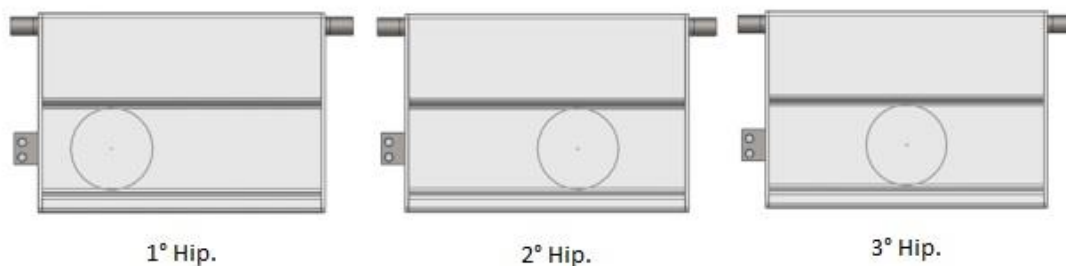


Fig. 3.7 – Hipótesis de carga sobre plataforma

- 1° Hipótesis de Carga: Correspondiente al valor de ancho máximo.
- 2° Hipótesis de Carga: Correspondiente al valor de ancho mínimo.
- 3° Hipótesis de Carga: Correspondiente al valor medio de pisada de la plataforma.

3.3.2 - SUJECIONES

Las plataformas están sujetas por dos unidades de rodamientos que sostienen los extremos del eje, permitiendo el giro necesario para la oscilación. Además, son sostenidas por los bulones que la comunican con la celda de carga encargada de censar el peso transmitido por el vehículo.

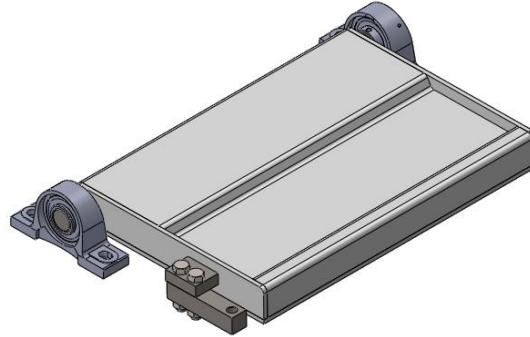


Fig. 3.8 – Sujeciones plataforma

3.3.3 – CÁLCULO PLATAFORMA

Una vez conocido el diseño preliminar, estados de carga y sujeciones, se procede a calcular los esfuerzos y deformaciones a los que estará sometida la plataforma. El caso más desfavorable de carga que podría darse en el equipo, ocurre cuando sobre el mismo se ensaye un vehículo cuyo peso sea igual al peso máximo admisible (2500 Kg), que considerando la distribución de pesos más desfavorable signifiquen 750 Kg sobre la plataforma, pisando en la zona de ancho mínimo que establece la segunda hipótesis de ubicación de carga, y acelerados verticalmente hacia arriba con una aceleración máxima de 75.5 m/s^2 .

Debido a que la fuerza que ejerce la rueda del vehículo sobre la plataforma es proporcional a la aceleración de la misma, se tomará el valor de aceleración máximo correspondiente a la aceleración desarrollada en el punto “B” (extremo de la biela), a pesar de que, debido a las

sujeciones correspondientes y la geometría del movimiento, la aceleración en el punto donde pisa el neumático puede ser menor.

La carga máxima que podría ejercer la rueda sobre la plataforma es:

$$F = m * (a + g)$$

$$F = 750 \text{ Kg} * (75.5 + 9.81) \text{ m/s}^2$$

$$F = 63\,982.5 \text{ N}$$

Conociendo el valor de la carga máxima, se calculan los esfuerzos y deformaciones a los que está sometida la plataforma, y aplicando un método iterativo, se realizan variaciones en el diseño, secciones y materiales hasta encontrar un estado de tensiones satisfactorio.

Los cálculos son realizados mediante estudios estáticos utilizando el método de cálculo por elementos finitos en “SolidWorks”. Analizando los datos arrojados por el software, se comparan los estados de tensión y deformación de los elementos y se modifican características constructivas del diseño, logrando obtener así, el diseño final de la plataforma.

A continuación, se detalla el diseño final con las piezas que lo componen:

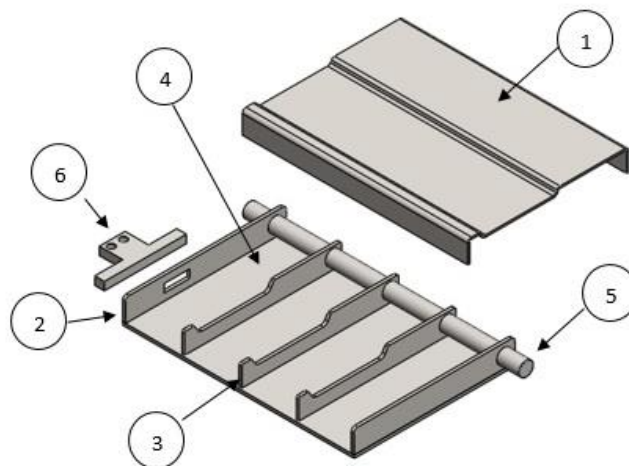


Fig. 3.9 – Vista explosionada Diseño Final Plataformas

La plataforma está compuesta por una chapa base (1) sobre la que apoya la rueda del vehículo, la misma tiene una parte plegada más baja con el objetivo de que la rueda se ubique siempre en esa zona y a su vez se eviten movimientos longitudinales de la misma. En el punto medio de este rebaje, y sobre uno de los laterales (2), se posiciona el soporte de celda de carga (6) encargado de transmitir el movimiento generado por el excéntrico. En la parte inferior de la base de apoyo (1), y entre los laterales (2), se encuentran tres refuerzos laterales (3) que incrementan la resistencia de la estructura y limitan las deformaciones de (1). La tapa inferior (4) mantiene unidas todas las piezas del conjunto y le aporta una rigidez mayor. Por último, el eje pasante (5) está soldado sobre los laterales (2) y es el vínculo entre la plataforma y las unidades de rodamientos.

Todas las piezas son unidas al subconjunto que forma la plataforma mediante procesos de soldadura.

Cabe aclarar, que el diseño y cálculo de la plataforma derecha es equivalente a la plataforma del lado izquierdo, solo que su ensamblaje se realiza espejado a la misma. Por lo tanto, todos los diseños, cálculos y consideraciones realizados, son válidos para el lado opuesto, al igual que todos los componentes que conforman el banco de suspensión.

Los materiales utilizados y características generales de dichas piezas son detallados en la siguiente tabla:

<i>N°</i>	<i>NOMBRE</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>CARACTERÍSTICAS</i>
<i>1</i>	<i>BASE APOYO</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa Calibre 3/8 ''</i>
<i>2</i>	<i>LATERALES</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa Calibre 3/8 ''</i>
<i>3</i>	<i>REFUERZOS LATERALES</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa Calibre 3/8 ''</i>
<i>4</i>	<i>TAPA INFERIOR</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa Calibre 3/8 ''</i>

5	EJE	SAE 1045	Redondo Ø 45
6	SOPORTE CELDA DE CARGA	SAE 1045	Chapa calibre 1''

Tabla N° 3.2 – Piezas sub conjunto plataformas

Las propiedades mecánicas de los materiales, extraídas de los catálogos del fabricante son:

- **SID MLC 380** (Chapas de alta resistencia TERNIUM SIDERAR)

$$\text{Tensión de fluencia} = S_y = 4639.71 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 5404.5 \text{ Kg/cm}^2$$

- **SAE 1045**

$$\text{Tensión de fluencia} = S_y = 4148 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 6749 \text{ Kg/cm}^2$$

De esta manera, se obtiene el resultado del estudio de tensiones del diseño de la plataforma:

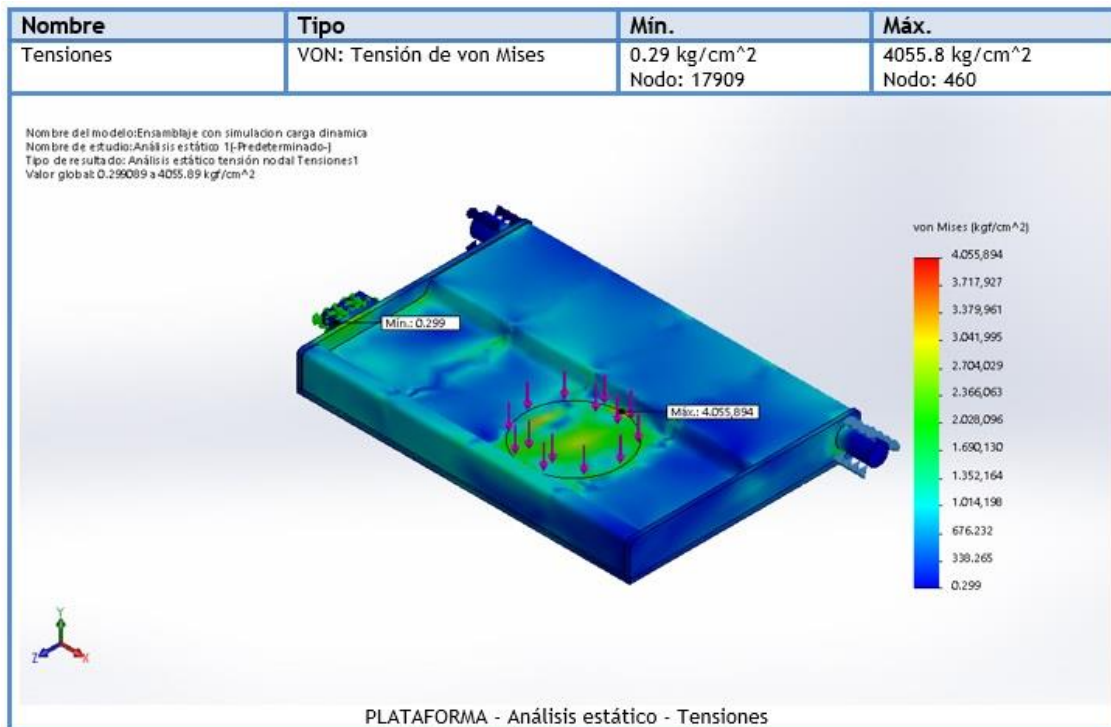


Fig. 3.10 – Tensiones máximas plataforma

Conociendo la ubicación de la máxima tensión y las propiedades mecánicas del material podemos calcular el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{S_{m\acute{a}x}} = \frac{4639.71}{4055.8}$$

$$N = 1.15$$

Por lo tanto, se puede determinar, que el diseño de la estructura de la plataforma resiste mecánicamente las sollicitaciones de carga máximas que podrían originarse en el equipo.

3.4 – SELECCIÓN CELDA DE CARGA

Para censar el peso del vehículo y calcular los valores de adhesión correspondientes al sistema de suspensión, se utilizan celdas de carga de flexión. Esta pieza, además, funciona de vínculo entre la plataforma y el extremo del sistema biela excéntrico, transmitiendo el movimiento generado por el mismo a la superficie de la plataforma.

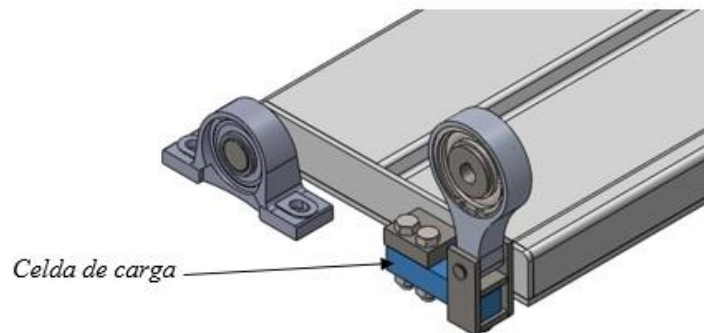


Fig. 3.11 – Ubicación celda de carga

Se utilizan celdas de carga tipo viga, o celda de carga a flexión, debido a que la señal de las mismas depende del momento flector transmitido, mide en ambos sentidos de carga, y además son de gran capacidad y robustez.

Para la selección de este componente se calcula la carga máxima a la que puede ser solicitada considerando la transmisión de fuerzas. Esta carga corresponde a la acción que genera la reacción dinámica máxima que se da en el soporte de la plataforma, cuando esta es acelerada verticalmente hacia arriba en la posición de la 1° Hipótesis de ubicación de carga.

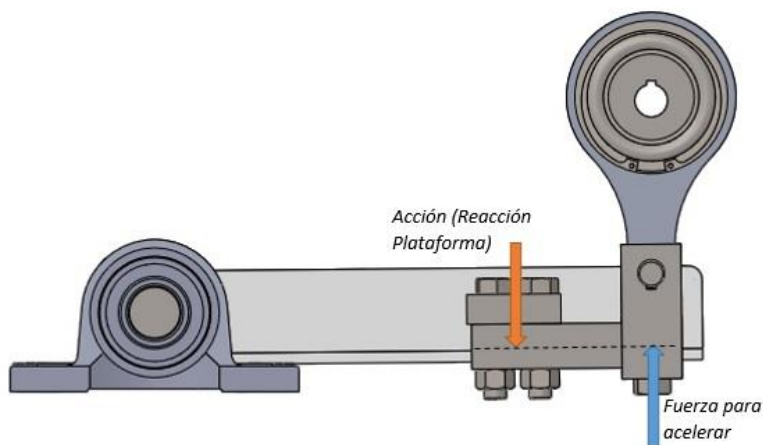


Fig. 3.12 – Fuerzas sobre celda de carga

La magnitud de la reacción del soporte de la plataforma se determina mediante el informe de datos de análisis en “SolidWorks” correspondiente al estudio de carga máxima ubicada en la 1° Hipótesis de carga.

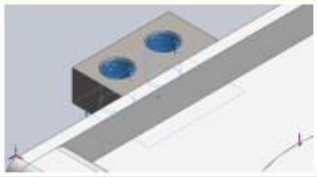
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-4		Entidades: 3 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-3052.8	56957.4	2924.7	57114.1
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	1e-033

Fig. 3.13 – Reacción máxima soporte plataforma

La fuerza de reacción máxima es:

$$R \text{ máx} = 56\,957.4 \text{ N} = 5806 \text{ Kg}$$

Conociendo este valor se selecciona una celda de carga con las siguientes características:

<i>MARCA</i>	<i>BYM</i>
<i>MODELO</i>	<i>CVS</i>
<i>CAPACIDAD NOMINAL</i>	<i>5000 Kg</i>
<i>SOBRECARGA ADM (%CN)</i>	<i>150 %</i>
<i>MATERIAL</i>	<i>ACERO</i>

Tabla N° 3.3 – Características celda de carga

3.5 - MOVIMIENTO PLATAFORMA

Una vez dimensionada la plataforma y seleccionada la celda de carga, conociendo las dimensiones de la misma dadas por el fabricante, podemos calcular el movimiento real que se genera en la plataforma determinando con precisión los puntos de actuación de las fuerzas.

Debido a las conexiones de los componentes y las sujeciones de la plataforma, el movimiento alternativo del sistema biela excéntrico genera un movimiento circular alternativo en la plataforma. Considerando las características de este movimiento, el desplazamiento y aceleración del extremo de la biela no serán iguales a los generados en la línea de acción donde pisa la rueda del vehículo, ya que estos valores dependerán de su distancia al centro de rotación.

Según las recomendaciones de la norma EuSAMA, la amplitud del movimiento en el sistema de suspensión debe ser de 3 mm, por ende, para que el recorrido del sistema de suspensión sea el recomendado, la medida del excéntrico que genera el movimiento en la biela debe ser:

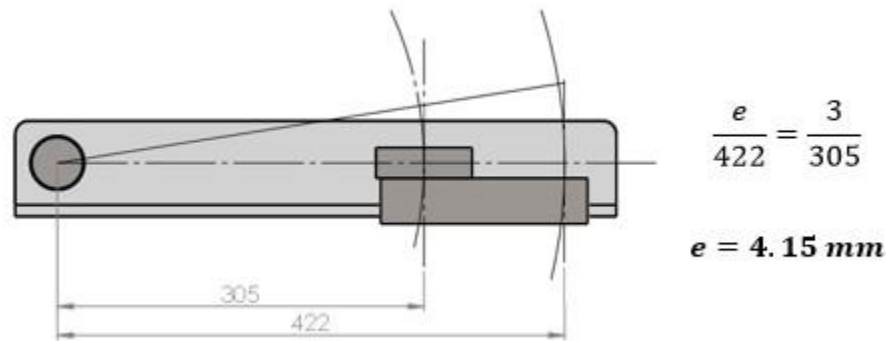


Fig. 3.14 – Movimiento plataforma

Cambiando las dimensiones del excéntrico, se procede a calcular las aceleraciones máximas que se generan en el extremo de la biela, de manera análoga al punto “3.2 - ANÁLISIS MOVIMIENTO BIELA EXCÉNTRICO”. La aceleración máxima en el extremo de la biela será:

$$\bar{a}_{m\acute{a}x} = 105.23 \text{ m/s}^2 \rightarrow \text{Aceleración extremo Biela}$$

El movimiento circular transmitido a la plataforma tendrá una aceleración angular, que dependerá del valor de aceleración tangencial que le transmite la biela.

$$\text{Aceleración tangencial} = \bar{a} = \dot{\omega} * r$$

Con esta relación podemos calcular la aceleración máxima generada en la recta de acción donde apoya la rueda del vehículo, ya que la misma dependerá de la distancia al centro de rotación.

$$\text{Aceleración punto de apoyo rueda} = \frac{\bar{a}_b}{422} = \frac{\bar{a}_p}{305} \rightarrow \bar{a}_p = \frac{\bar{a}_b}{422} * 305$$

$$\text{Aceleración máxima punto de apoyo rueda} = \bar{a}_p = 76.05 \text{ m/s}^2$$

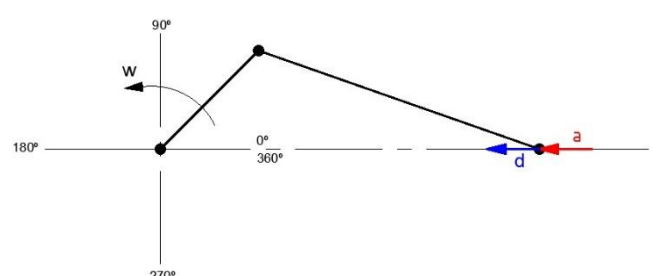
Analizando las aceleraciones desarrolladas por la plataforma debido al movimiento del excéntrico, calculadas en el apartado “3.2 - ANÁLISIS MOVIMIENTO BIELA EXCÉNTRICO”, se

puede observar que las mismas varían de forma sinusoidal en un ciclo de revolución, en donde la amplitud dependerá de la frecuencia del movimiento.



Fig. 3.15 – Ciclo de aceleración máxima

El signo de dichos valores corresponde al sentido del vector aceleración, por lo tanto, analizando el sentido de los vectores aceleración y desplazamiento se pueden determinar cuatro etapas de aceleración en un ciclo.

	<p>En la primera etapa del ciclo (0°-90°) el sentido del vector aceleración, coincide con el sentido del vector desplazamiento, por lo tanto, la plataforma es acelerada.</p>
---	--

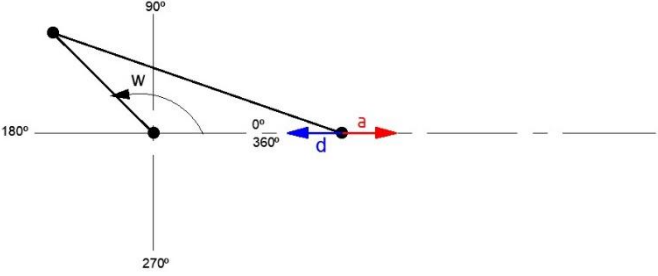
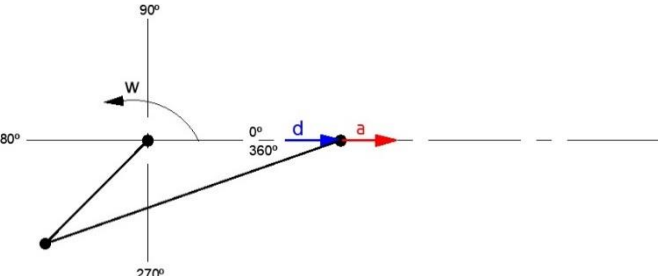
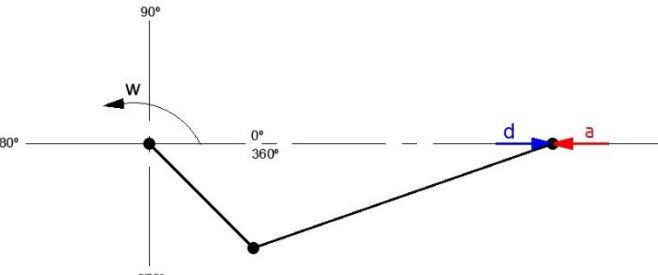
	<p>En la segunda etapa del ciclo (90°-180°) el sentido del vector aceleración, es opuesto al sentido del vector desplazamiento, por lo tanto, la plataforma está siendo desacelerada.</p>
	<p>En la tercer etapa del ciclo (180°-270°) el sentido del vector aceleración, coincide con el sentido del vector desplazamiento, por lo tanto, la plataforma está siendo acelerada.</p>
	<p>En la cuarta etapa del ciclo (270°-360°) el sentido del vector aceleración, es opuesto al sentido del vector desplazamiento, por lo tanto, la plataforma sufre una desaceleración.</p>

Tabla N° 3.4 – Etapas ciclo de aceleración plataforma

Debido a que el movimiento de la plataforma depende del movimiento que le transmite el excéntrico, considerando lo analizado en estas cuatro etapas y aplicando los principios establecidos por la primera ecuación universal de la mecánica, se puede determinar la fuerza necesaria para generar el movimiento en la plataforma.

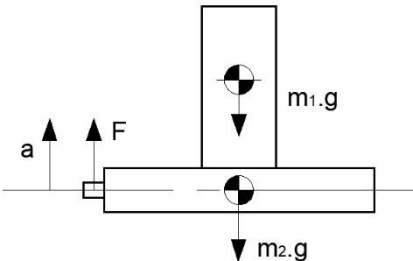
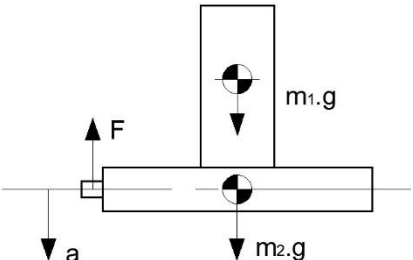
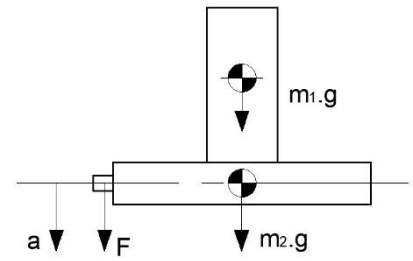
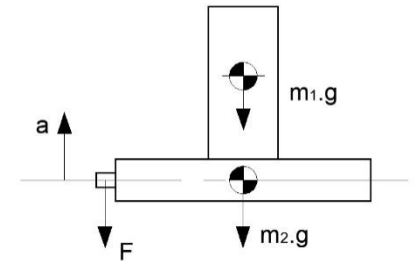
	<p>Plataforma subiendo (0°-90°)</p> $\Sigma \bar{F} = m * \overline{a_{cm}}$ $F - m_1 \cdot g - m_2 \cdot g = (m_1 + m_2) * a$ $F = (m_1 + m_2) * a + (m_1 \cdot g) + (m_2 \cdot g)$
	<p>Plataforma subiendo (90°-180°)</p> $\Sigma \bar{F} = m * \overline{a_{cm}}$ $-F + m_1 \cdot g + m_2 \cdot g = (m_1 + m_2) * a$ $F = -(m_1 + m_2) * a + (m_1 \cdot g) + (m_2 \cdot g)$
	<p>Plataforma bajando (180°-270°)</p> $\Sigma \bar{F} = m * \overline{a_{cm}}$ $F + m_1 \cdot g + m_2 \cdot g = (m_1 + m_2) * a$ $F = (m_1 + m_2) * a - (m_1 \cdot g) - (m_2 \cdot g)$
	<p>Plataforma bajando (270°-360°)</p> $\Sigma \bar{F} = m * \overline{a_{cm}}$ $-F - m_1 \cdot g - m_2 \cdot g = (m_1 + m_2) * a$ $F = -(m_1 + m_2) * a - (m_1 \cdot g) - (m_2 \cdot g)$

Tabla N° 3.5 – Ecuaciones ciclo de fuerza plataforma

Conociendo los valores de masa de la plataforma, de la parte del vehículo que apoya sobre la misma, y aplicando las ecuaciones correspondientes a las distintas etapas de los ciclos, se puede determinar la variación de la fuerza que es necesaria aplicar para producir el movimiento. En este caso, considerando un margen de seguridad adicional, se toman los valores de masa total de la plataforma y máximo admisible del peso del vehículo, a pesar de que, debido a las sujeciones,

parte de esa carga sea resistida por los soportes de los rodamientos y por ende la carga real en el punto de aplicación de la fuerza sea menor.

La masa máxima correspondiente a la parte del vehículo que apoya sobre la plataforma es:

$$m_1 = 750 \text{ Kg}$$

Para obtener la masa de la plataforma se utiliza la función de propiedades físicas de “SolidWorks”.

$$m_2 = 62.92 \text{ Kg}$$

Graficando la variación de esta fuerza aplicada en función de los incrementos de frecuencia producidos en el movimiento, tenemos:



Fig. 3.16 – Variación de fuerza según frecuencia

Para la elaboración de este gráfico, se calculan en una tabla de “Excel” aceleraciones y fuerzas sobre la recta de acción de la plataforma para un barrido de frecuencia de 0-25-0 Hz con un incremento de 2.5 Hz entre ciclos.

Debido a que los máximos valores de aceleración se dan para la máxima frecuencia, y la fuerza depende directamente de la aceleración, los máximos valores de fuerza también se darán en esos puntos. Por lo tanto, la variación de fuerza máxima se dará en un ciclo de 25 Hz de frecuencia.



Fig. 3.17 – Variación fuerza máxima sobre plataforma

La fuerza que deberá hacerse en la recta de acción de la biela, para producir el movimiento antes desarrollado, dependerá de la distancia al centro de rotación y será:

$$Fuerza\ biela = F_b * 422 = F * 305 \rightarrow \mathbf{F_b = F * 0.723}$$



Fig. 3.18 – Fuerza máxima sobre biela

3.6 - VERIFICACIÓN PLATAFORMA

3.6.1 - VERIFICACIÓN ESFUERZOS MÁXIMOS

A continuación, se procede a verificar que el diseño de la plataforma resista mecánicamente a las solicitaciones de carga finales.

La fuerza máxima desarrollada será:

$$F = m * (a + g)$$

$$F = 750 \text{ Kg} * (76.05 + 9.81) \text{ m/s}^2$$

$$F = 64\,395 \text{ N}$$

El resultado del estudio de tensiones del diseño de la plataforma es:

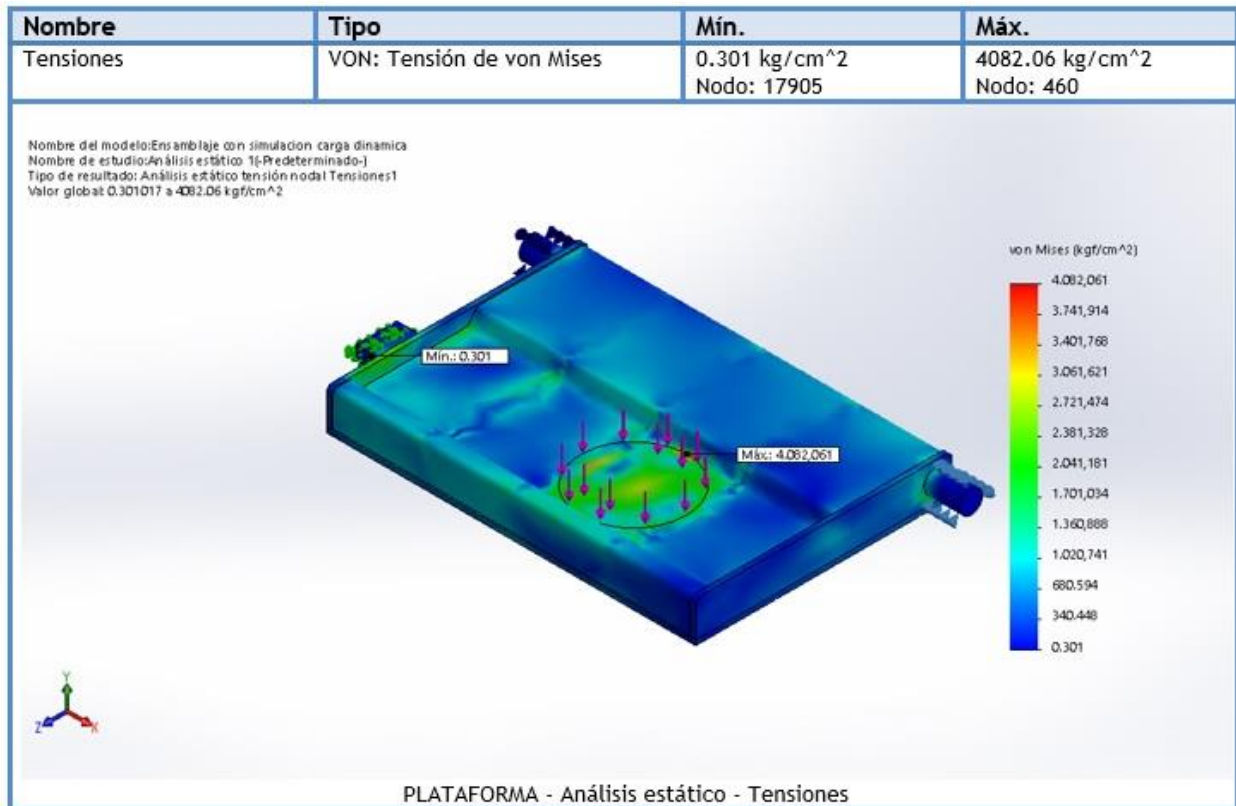


Fig. 3.19 – Tensiones máximas verificación plataforma

Conociendo la ubicación de la máxima tensión y las propiedades mecánicas del material se puede calcular el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{S_{\text{máx}}} = \frac{4639.71}{4082}$$

$$N = 1.14 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

3.6.2 - ESTUDIO DE FRECUENCIA

Cuando la frecuencia de excitación del movimiento es cercana a la frecuencia natural de la estructura, el modo de vibrar de la misma puede llegar a un punto máximo produciéndose el fenómeno de resonancia.

Para verificar que este fenómeno no ocurra se determina la frecuencia natural de la plataforma. Esto se realiza mediante un estudio de frecuencias de “SolidWorks”, el cual nos da como resultado los diferentes modos naturales de vibrar de la estructura y los valores de partición de masas de esos modos.

De esta forma, se procede a calcular los primeros 5 modos de frecuencia de la plataforma junto a los valores de partición de masa:

Modo n°.	Frecuencia(Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	152.69	0.0001465	0.63148	0.0012365
2	330.96	0.001528	0.18896	0.0079242
3	412.26	0.019693	0.0001145	0.92643
4	430.28	0.56197	7.9911e-005	0.031381
5	530.75	0.0028308	0.00054929	5.1447e-005
		Sum X = 0.58617	Sum Y = 0.82118	Sum Z = 0.96702

Tabla N° 3.6 – Partición de masa modos de frecuencia

El factor de partición de masa, es la contribución de cada modo de frecuencia en la energía cinética de la estructura, en una dirección dada. Por lo tanto, esto representa la dirección en la cual se produce la vibración del modo de frecuencia.

Analizando los valores de la tabla, se puede observar que el primer y segundo modo de frecuencias se produce en la dirección del eje “Y”, mientras que los modos 3, 4 y 5 se producen en direcciones que no coinciden con la dirección del movimiento, por lo tanto, no son considerados para el estudio.

La frecuencia resonante más baja de la estructura en la dirección de la excitación tiene un valor de 152.69 Hz, mientras que la frecuencia del movimiento varia de 0 a 25 Hz, por lo tanto, debido a que la excitación a la que está sometida la plataforma tiene una frecuencia muy alejada de la frecuencia natural, no se presenta el fenómeno de resonancia.

3.6.3 - CÁLCULO RODAMIENTOS DE APOYO

Conociendo las reacciones de vínculo máximas originadas en la plataforma que son transmitidas a los rodamientos, los cuales actúan como vínculo de las mismas, se puede verificar que las unidades de rodamientos seleccionadas resistan las cargas máximas a las que pueden ser sometidos. Para esto, primero se calculará el movimiento máximo que puede describir el rodamiento.

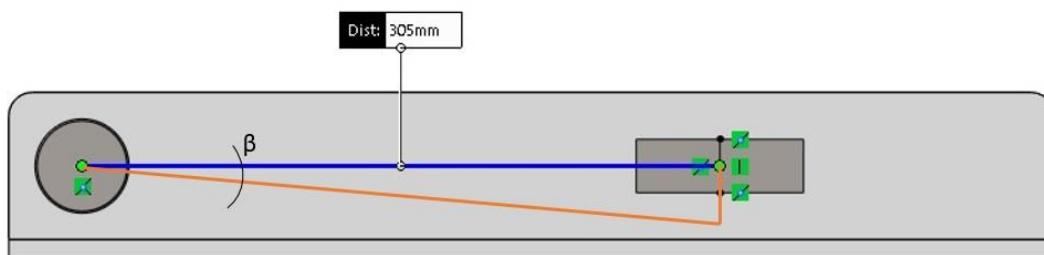


Fig. 3.20 – Movimiento máximo rodamiento – Vista lateral plataforma

$$\tan \beta = op/ad$$

$$\beta = \tan^{-1} op/ad$$

El movimiento transmitido por el excéntrico es de 3 mm, entonces:

$$\beta = \tan^{-1}(3/305)$$

$$\beta = 0^\circ 33' 48.8''$$

Por lo tanto, el ángulo máximo de giro del rodamiento será:

$$\mathbf{2\beta = 1^\circ 7' 37.5''}$$

En aquellos casos que la carga es aplicada a un rodamiento parado o que solamente efectúa pequeños movimientos, no es la fatiga del material lo que determina la capacidad de carga, sino la aparición de deformaciones permanentes en los puntos de contacto entre los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura. Por lo tanto, solo se verificará la capacidad de carga estática de los mismos.

Las unidades de rodamientos utilizadas son:

SKF UCP 309

$$\emptyset \text{ Eje} = 45 \text{ mm}$$

$$\text{Capacidad de carga dinámica} = C = 52\,700 \text{ N}$$

$$\text{Capacidad de carga estática} = Co = 32\,000 \text{ N}$$

Las cargas máximas sobre los mismos se dan para la 2° Hipótesis de carga y las mismas son extraídas del informe de datos del análisis en “*SolidWorks*”.



Referencia de modelo	Detalles del conector		Detalles de resistencia	
 Soporte de rodamiento-3	Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodamiento		No hay datos	
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-5713.9	-0	-0	-5713.9
Fuerza cortante (N)	0	-23796	1132.3	23823
Momento flector (N.m)	0	0	0	0
 Soporte de rodamiento-4	Entidades: 1 cara(s) Tipo: Rodamiento		No hay datos	
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	18802	-0	-0	-18802
Fuerza cortante (N)	0	34960	-6556.7	35570
Momento flector (N.m)	0	0	0	0

Fig. 3.21 – Fuerzas sobre rodamiento

Por lo tanto, la carga estática equivalente máxima será:

$$Carga\ estática\ equivalente = P_o = X_o * F_{ro} + Y_o * F_{ao}$$

$$P_o = 0.6 * 35570 + 0.5 * 18802$$

$$P_o = 30\ 743\ N$$

Y el factor de seguridad es:

$$Factor\ de\ seguridad = S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{32000}{30743}$$

$$S_o = 1.04 \rightarrow VERIFICA$$

Los fabricantes de rodamientos determinan que en aquellos casos donde los rodamientos no giran, sino que desarrollan solo movimientos oscilantes, se puede admitir una carga bastante superior a la capacidad básica de carga estática. Por lo tanto, las unidades de rodamientos seleccionadas resisten las sollicitaciones máximas que se pueden generar en el uso del equipo.

3.7 – BULONES DE CONEXIÓN CELDA DE CARGA

Conociendo las fuerzas máximas generadas en el extremo de la celda de carga, definidas en “Fig. 3.18 – Fuerza máxima sobre biela”, provenientes de la biela, y encargadas de realizar el movimiento en la plataforma, se procede a seleccionar y calcular los bulones que sostienen la celda de carga a la plataforma del banco de suspensión.

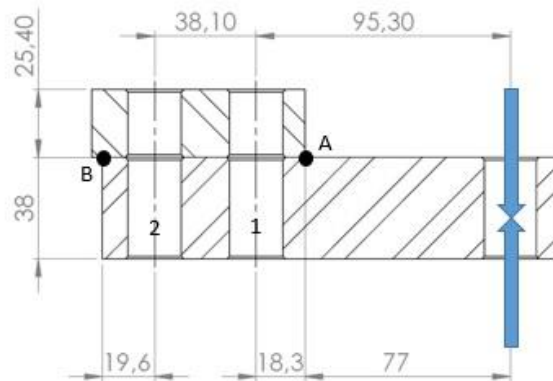


Fig. 3.22 – Diagrama de cuerpo libre bulones celda de carga

Para esta sujeción se utilizan dos bulones ubicados en “1” y “2”. Teniendo en cuenta las dimensiones de los agujeros de sujeción de la celda de carga, los bulones utilizados serán:

$\varnothing 3/4''$ UNF 16

$$\text{Área de esfuerzo} = A_s = 2.406 \text{ cm}^2$$

BULONES GRADO 8

$$\text{Tensión de fluencia} = S_y = 9497 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 10596 \text{ Kg/cm}^2$$

El largo del bulón será:

$$L = 38 + 25.4 + 16.87 \text{ (Tuerca)} = 80.27 \text{ mm}$$

$$\mathbf{L \text{ normalizado} = 3.5'' = 88.9 \text{ mm}}$$

Realizando un análisis de las fuerzas actuantes en la celda de carga, se puede observar que, a los efectos de análisis de las fuerzas en el bulón, se dan dos casos:

- CARGA POSITIVA = Plataforma subiendo.

En este caso, debido a la actuación de la fuerza, el punto pivote de la celda de carga es el "A", por lo tanto, las fuerzas que actúan en el bulón serán:

$$F(77) = F_1(18.3) + F_2(56.4) \rightarrow \text{Ec. 1}$$

Además, se cumple que:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Entonces:

$$F_2 = \frac{d_2}{d_1} * F_1$$

$$F_2 = \frac{56.4}{18.3} * F_1 = 3.08 * F_1 \rightarrow \text{Ec. 2}$$

Remplazando la "Ec. 2" en "Ec. 1" podemos calcular las fuerzas transmitidas a los bulones en función de la carga sometida a la celda.

$$\mathbf{F_1 = F * 0.4}$$

$$\mathbf{F_2 = F * 1.232}$$

➤ CARGA NEGATIVA = Plataforma bajando.

En este caso, el punto pivote de la celda de carga es el “B”, por lo tanto, las fuerzas que actúan en el bulón serán:

$$F(153) = F_1(57.7) + F_2(19.6) \rightarrow Ec. 3$$

Además, se cumple que:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

Entonces:

$$F_1 = \frac{d_1}{d_2} * F_2 \rightarrow F_1 = \frac{57.7}{19.6} * F_2 = 2.94 * F_2 \rightarrow Ec. 4$$

Remplazando la “Ec. 4” en “Ec. 3” podemos calcular las fuerzas transmitidas a los bulones en función de la carga sometida a la celda.

$$F_2 = F * 0.8$$

$$F_1 = F * 2.352$$

Conociendo estas ecuaciones y considerando la variación de fuerza máxima generada en la celda de carga “F”, se procede a calcular la variación de fuerza máxima generada sobre los bulones.



Fig. 3.23 – Variación de carga máxima bulones

Para realizar el cálculo de esfuerzos sobre los bulones se tomará una aproximación de esta variación según una función senoidal de valores máximos y mínimos coincidentes a la variación real, que, debido a la amplitud variable representará una situación más desfavorable a la real.

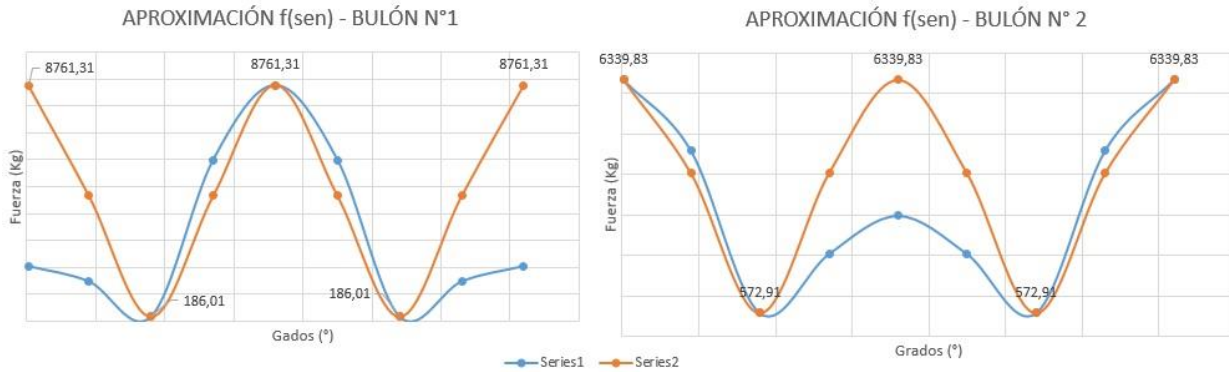


Fig. 3.24 – Variación de carga bulones

Conociendo estos datos y las características del bulón, dadas en “*Tabla AT 14 – Diseño de elementos de máquinas – FAIRES*”, se procede a calcular los esfuerzos sobre los mismos para luego verificarlos según la teoría de fatiga que establece que:

$$\frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + Kf \frac{Sa}{Sn}$$

- RIGIDECES:

Bulón:

$$Kb = \frac{A * E}{L} \therefore A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 1.905^2}{4} = 2.85 \text{ cm}^2$$

$$Kb = \frac{2.85 * 2100000}{6.34}$$

Rigidez bulón = **$Kb = 944\ 006.31 \text{ Kg/cm}$**

Junta:

$$Kc = \frac{Ae * E}{L} \therefore Ae = \frac{\pi * De^2}{4} - \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$De = A + \frac{h}{2} = 2.85 + \frac{6.34}{2} = 6.02 \text{ cm}$$

$$Ae = \frac{\pi * 6.02^2}{4} - \frac{\pi * 1.905^2}{4} = 25.61 \text{ cm}^2$$

$$Kc = \frac{25.61 * 2100000}{6.34}$$

$$\text{Rigidez junta} = Kc = \mathbf{8\ 482\ 807.57\ Kg/cm}$$

- FUERZA INICIAL DE APRIETE MÍNIMA

$$Fi = Q * Fe * \left(\frac{Kc}{Kc + Kb} \right)$$

$$Fi = 1.6 * 8761.31 * \left(\frac{8482807.57}{8482807.57 + 944006.31} \right)$$

$$Fi = \mathbf{12\ 616.28\ Kg}$$

- TORQUE DE APRIETE

$$T = C * D * Fi$$

$$T = 0.2 * 1.905 * 12616.28$$

$$T = \mathbf{4806.8\ Kgcm = 48\ Kgm}$$

- FUERZA EXTERNA SOBRE BULÓN

$$\Delta Fb = Fe * \left(\frac{Kb}{Kb + Kc} \right) = Fe * 0.1$$

Bulón N° 1:

$$\Delta Fb \text{ (Mín)} = 186.01 * 0.1 = \mathbf{18.6\ Kg}$$

$$\Delta Fb \text{ (Máx)} = 8761.31 * 0.1 = \mathbf{876.13\ Kg}$$

Bulón N° 2:

$$\Delta Fb \text{ (Mín)} = 572.91 * 0.1 = \mathbf{57.29 Kg}$$

$$\Delta Fb \text{ (Máx)} = 6339.83 * 0.1 = \mathbf{633.98 Kg}$$

- TENSIÓN DE FATIGA

$$Sn = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * Su$$

$$Sn = 0.8 * 0.85 * 0.78 * 0.5 * 10596$$

$$\mathbf{Sn = 2810.06 Kg/cm^2}$$

- VERIFICACIÓN BULÓN N°1

Las fuerzas a las que está sometido el bulón son:

$$F \text{ máx} = Fi + \Delta Fb \text{ (Máx)} = 12616.28 + 876.13 = \mathbf{13\ 492.41 Kg}$$

$$F \text{ mín} = Fi + \Delta Fb \text{ (Mín)} = 12616.28 + 18.6 = \mathbf{12\ 634.88 Kg}$$

$$Fm = \frac{F \text{ máx} + F \text{ mín}}{2} = \frac{13492.41 + 12634.88}{2} = \mathbf{13\ 063.64 Kg}$$

$$Fa = \frac{F \text{ máx} - F \text{ mín}}{2} = \frac{13492.41 - 12634.88}{2} = \mathbf{428.76 Kg}$$

Y los esfuerzos que generan estas fuerzas:

$$Sm = \frac{Fm}{As} = \frac{13063.64}{2.406} = \mathbf{5429.6 Kg/cm^2}$$

$$Sa = \frac{Fa}{As} = \frac{428.76}{2.406} = \mathbf{178.2 Kg/cm^2}$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación de fatiga el coeficiente de seguridad, tenemos:

$$\frac{1}{N} = \frac{5429.6}{9497} + 1.8 * \frac{178.2}{2810.06}$$

$$\mathbf{N = 1.5}$$

El Bulón N° 1 verifica las solicitaciones de carga.

- VERIFICACIÓN BULÓN N°2

Las fuerzas a las que está sometido el bulón son:

$$F \text{ máx} = Fi + \Delta Fb \text{ (Máx)} = 12616.28 + 633.98 = \mathbf{13\ 250.26\ Kg}$$

$$F \text{ mín} = Fi + \Delta Fb \text{ (Mín)} = 12616.28 + 57.29 = \mathbf{12\ 673.57\ Kg}$$

$$Fm = \frac{F \text{ máx} + F \text{ mín}}{2} = \frac{13250.26 + 12673.57}{2} = \mathbf{12\ 961.9\ Kg}$$

$$Fa = \frac{F \text{ máx} - F \text{ mín}}{2} = \frac{13250.26 - 12673.57}{2} = \mathbf{288.35\ Kg}$$

Y los esfuerzos que generan estas fuerzas:

$$Sm = \frac{Fm}{As} = \frac{12961.9}{2.406} = \mathbf{5387.3\ Kg/cm^2}$$

$$Sa = \frac{Fa}{As} = \frac{288.35}{2.406} = \mathbf{119.8\ Kg/cm^2}$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación de fatiga el coeficiente de seguridad, tenemos:

$$\frac{1}{N} = \frac{5387.3}{9497} + 1.8 * \frac{119.8}{2810.06}$$

$$N = \mathbf{1.5}$$

El Bulón N° 2 verifica las solicitaciones de carga.

En conclusión, los bulones utilizados para fijar la celda de carga al soporte de la plataforma tendrán las siguientes características:

BULÓN Ø3/4" UNF 16 – GRADO 8 – LARGO 3.5"

3.8 – TORQUE NECESARIO Y FUERZAS SOBRE BIELA

A continuación, se procede a calcular el torque necesario en el centro de rotación del excéntrico y la fuerza normal generada en la biela, según la fuerza necesaria en el extremo de la misma para realizar el movimiento de la plataforma.

Analizando la “Fig. 3.1 – Diagrama sistema biela-manivela”, al agregar la fuerza en el punto “B” correspondiente a la fuerza máxima sobre la biela, calculada en “3.5 - MOVIMIENTO PLATAFORMA”, se tiene que:

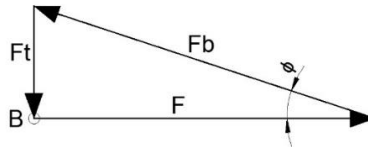


Fig. 3.25 – Reacciones extremo biela

Las reacciones debidas a esta fuerza “F” son:

- Ft = Es la reacción vertical y representa la fuerza necesaria para producir el torque que demanda la fuerza “F” en el punto “B”.
- Fb = Es la reacción normal que soporta la biela.

Ambas reacciones dependen del valor de “F” y las mismas se definen de la siguiente forma:

$$Ft = -F * \tan \varphi$$

$$Fb = \frac{F}{\cos \varphi}$$

Tomando momentos con respecto al centro de rotación del excéntrico “O”, se tiene:

$$T = Ft * x$$

Donde “x” es igual a la posición del extremo de la biela “B” con respecto al origen “O” (Fig. 3.1).

Desarrollando esta ecuación se llega a:

$$T = -F * r * \text{sen}(wt) * \left[1 + \frac{r}{l} * \cos(wt) \right]$$

Esta ecuación permite conocer el torque necesario para realizar la fuerza “F” en el punto “B”, además, se considera que cuando el valor de “T” es de signo negativo, se consume torque, y cuando es de signo positivo, el sistema entrega torque.

Por otra parte, la Fuerza normal a la biela “Fb” será:

$$Fb = F * \left[1 + \frac{r^2}{2l^2} * \sin^2(\omega t) \right]$$

Donde:

Signo (+) = Tracción

Signo (-) = Compresión

Aplicando estas ecuaciones a la variación de fuerza máxima sobre la biela, dada en “Fig. 3.18 – Fuerza máxima sobre biela”, se calcula la variación de torque máximo y la variación de fuerza normal máxima sobre la biela.

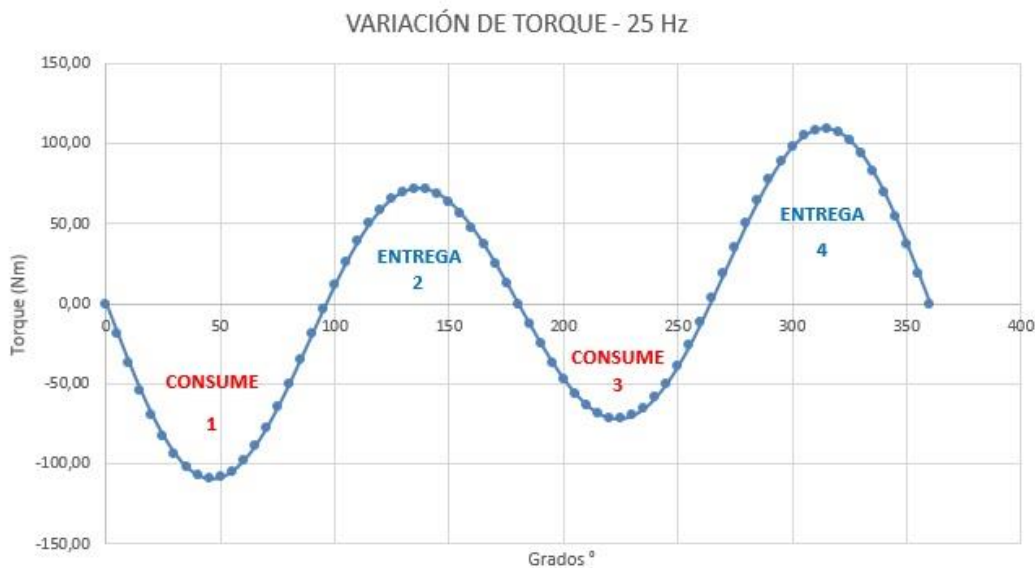


Fig. 3.26 – Variación de torque a 25 Hz.

Analizando la variación de torque que se da para un ciclo de movimiento, se puede observar que el torque entregado en un determinado periodo de tiempo es equivalente al torque que consume en un $\frac{1}{4}$ de ciclo posterior. Debido a que las áreas “1” y “4” son iguales, así como las de “2” y “3”, la energía entregada en $\frac{1}{4}$ de ciclo es consumida posteriormente en el mismo ciclo de trabajo.

Las fuerzas normales máximas generadas en la biela son:



Fig. 3.27 – Fuerzas normales máximas sobre biela

3.9 – SELECCIÓN MOTOR / CÁLCULO VOLANTE DE INERCIA

Considerando lo analizado en “Fig. 3.26 – Variación de torque a 25 Hz”, se utilizará, junto con el motor eléctrico que impulsa el mecanismo excéntrico, un volante de inercia diseñado para almacenar energía.

El volante de inercia girará solidario al eje del motor eléctrico que realiza el trabajo sobre el sistema. Como este trabajo lo realiza para generar el movimiento en la plataforma, y esta energía es variable, el volante almacenará energía cinética que luego entregará cuando los consumos de

torque sean mayores a los que puede proporcionar el motor, con esto se logrará reducir la potencia del motor eléctrico considerablemente.

En primer lugar, se seleccionó un motor eléctrico de las siguientes características:

TIPO	MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO
MODELO	WEG W22 – 50 Hz
POTENCIA	4 Kw = 5.5 HP
Nº POLOS	IV
TORQUE NOMINAL	26.5 Nm
TORQUE DE ARRANQUE	2.1 TN
TORQUE MÁXIMO	2.5 TN
RPM	1500

Tabla N° 3.7 – Características motor eléctrico

Conociendo la curva de variación de par motor, se realizó un gráfico que permita comparar la variación de torque entregado por el motor eléctrico en todo su régimen, junto con la variación de torque máximo necesario para producir el movimiento en la plataforma.

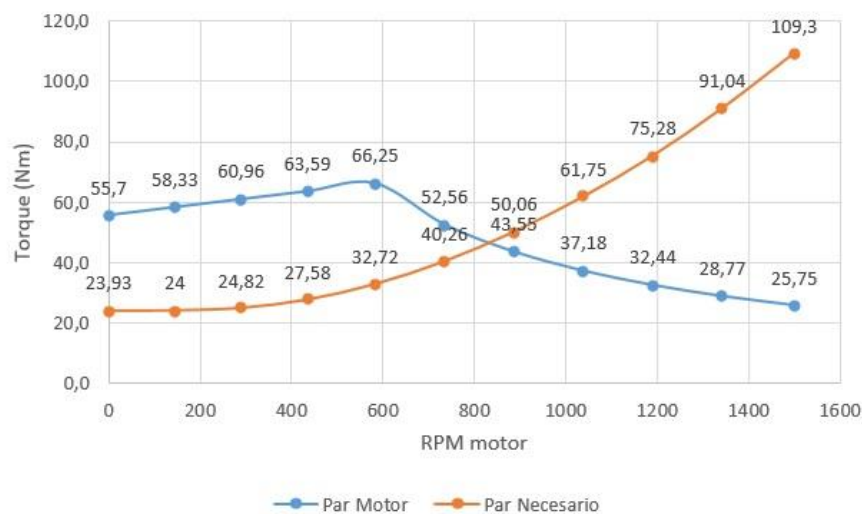


Fig. 3.28 – Par motor vs Par necesario

En esta figura se puede observar que, a partir de un régimen de aproximadamente 830 rpm, el torque necesario para realizar el movimiento es mayor al torque que puede entregar el motor, por lo tanto, a partir de ese punto empieza a ser necesaria la entrega de energía almacenada en el volante de inercia. Debido a que la energía almacenada en un disco giratorio aplicado como volante es:

$$E_c = \frac{I * \omega^2}{2}$$

El mayor valor de inercia necesario se dará para los casos de menor velocidad angular, en este caso, considerándolo a 800 rpm de velocidad angular, el valor de inercia máximo necesario será:

$$I = \frac{E_c * 2}{\omega^2} = \frac{43.42 (J) * 2}{83.75 \left(\frac{rad}{s}\right)^2} \rightarrow I = \mathbf{0.0124 \text{ Kg}m^2}$$

Dado que el momento de inercia de un disco con respecto a su eje es:

$$I = \frac{m * (R_o^2 + R_i^2)}{2}$$

Conociendo el valor de inercia necesario y las dimensiones del eje del motor se procede a dimensionar el volante de inercia:

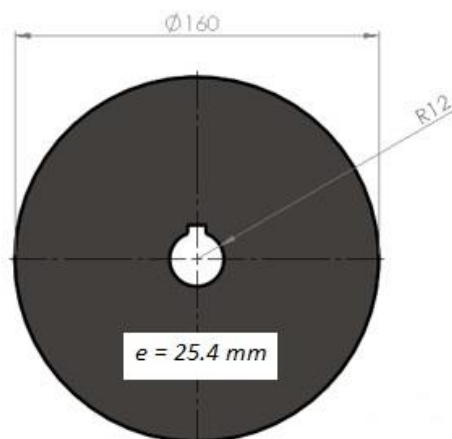


Fig. 3.29 – Diseño volante de inercia

El mismo se construirá de Acero, por lo tanto, su masa será:

$$m = \delta * v = 7850 * ((\pi * 0.08^2 * 0.0254) - (\pi * 0.012^2 * 0.0254))$$

$$m = 3.92 \text{ Kg}$$

Y su inercia:

$$I = \frac{3.92 * (0.08^2 + 0.012^2)}{2}$$

$$I = 0.0128 \text{ Kgm}^2$$

Siendo el motor eléctrico seleccionado, una pieza comercial estándar, para el uso del mismo en el equipo se realizarán ciertas modificaciones. En primer lugar, se retira de la parte posterior de este la carcasa protectora del ventilador, junto con él. Sobre este eje se colocará el volante de inercia, además, se mecaniza sobre el mismo una ranura para colocar un anillo de retención tipo “*SEEGER*”, con el objetivo de evitar movimientos axiales. Con respecto al eje principal del motor eléctrico, sobre el mismo se mecanizará una rosca (M10 x 1.5 x 20 mm), sobre su centro de rotación, donde se introducirá un tornillo tipo Allen con una arandela que impedirá que el mecanismo excéntrico desarrolle movimientos axiales con respecto al mismo.

3.10 – SUBCONJUNTO BIELA

El subconjunto del sistema biela está formado por un excéntrico que se conecta directamente al eje del motor eléctrico del equipo, y es el encargado de generar el movimiento oscilatorio. A su vez, la biela se encarga de transformar el movimiento rotacional del excéntrico en un movimiento lineal alternativo. Ambos elementos se comunican entre sí por un rodamiento superior que permite el libre giro del excéntrico dentro de la biela, y a su vez transmite los movimientos a la misma.

Además, en la parte inferior se colocan rodamientos para facilitar el movimiento en la conexión de dicho punto a las otras partes del equipo.

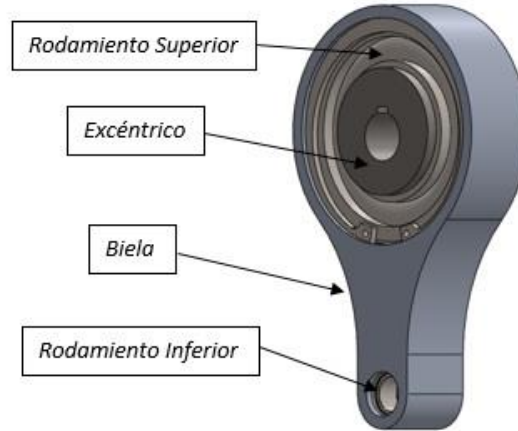


Fig. 3.30 – Subconjunto Biela

El diseño y selección de estas piezas se realizó de forma iterativa, debido a que, por la relación que presentan en el subconjunto, las dimensiones de una dependen de las dimensiones de otra. Por lo tanto, se realizaron pre dimensionamientos que luego se fueron variando según las dimensiones de las otras piezas, hasta lograr un diseño final en el que todas sus partes verifiquen los esfuerzos solicitados.

A continuación, se presentan los cálculos y diseños finales de dichos componentes del subconjunto.

3.10.1 – EXCÉNTRICO

Este componente está formado por un elemento circular que gira en torno a un eje que no coincide con su centro geométrico, generando así, debido a su ubicación en el subconjunto, un movimiento oscilatorio alternativo que es utilizado para mover las plataformas del equipo.

El diseño del excéntrico se realiza considerando las dimensiones del eje del motor eléctrico donde va montado, del rodamiento superior que lo conecta, junto con las dimensiones de los resaltes recomendados para el montaje del mismo y del anillo de retención utilizado para evitar el desplazamiento de las partes.

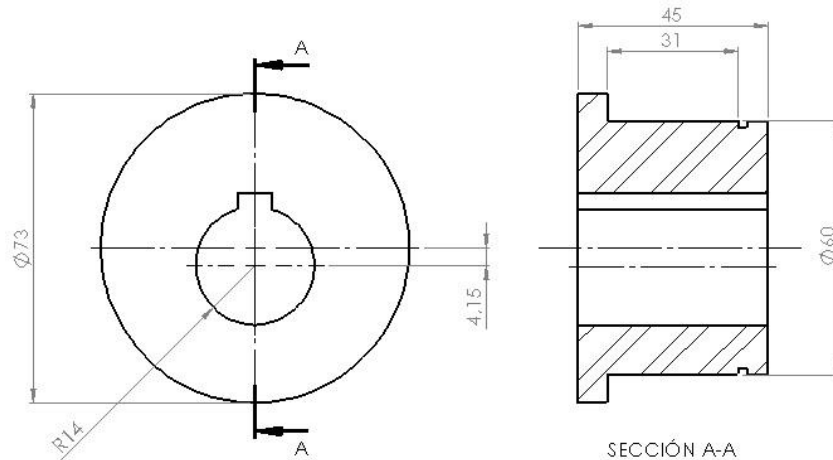


Fig. 3.31 – Diseño Excéntrico

Con el objetivo de evitar el desplazamiento axial del rodamiento sobre el excéntrico, se utiliza, de un lado, un resalte cuyas dimensiones son especificadas en los catálogos del fabricante del rodamiento y del otro extremo se coloca un anillo de retención tipo “*SEEGER*”, de medida nominal 60 mm exterior, normalizado según “*Norma DIN 471*”.

3.10.2 – RODAMIENTO SUPERIOR

Una vez establecida las dimensiones del excéntrico, y conociendo la fuerza máxima generada sobre la biela, calculada en “*3.8 – TORQUE NECESARIO Y FUERZAS SOBRE BIELA*”, se procede a seleccionar el rodamiento superior que conectará el excéntrico con la biela.

Partiendo como dato que:

$$\text{Diámetro} = \varnothing = 60 \text{ mm}$$

$$F \text{ máx} = 50\,481.9 \text{ N}$$

Para el caso de un rodamiento rígido de bolas, la capacidad de carga estática del mismo deberá ser mayor a:

$$\text{Carga estática equivalente} = P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a$$

$$P_o = 0.6 * 50481.9 \rightarrow \mathbf{P_o = 30\,289.14 \text{ N}}$$

Por lo tanto, se selecciona un rodamiento que cumpla con los requisitos dimensionales y de carga estática dados. El modelo del rodamiento seleccionado es:

SKF 6312-2Z

$$\text{Capacidad de carga estática} = C_o = 52\,000 \text{ N}$$

Conociendo la carga estática equivalente y la capacidad de carga estática del rodamiento se procede a calcular el factor de seguridad:

$$\text{Factor de seguridad} = S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{52000}{30289.14}$$

$$\mathbf{S_o = 1.72 \rightarrow VERIFICA ESTÁTICAMENTE}$$

Debido a que el valor de la carga sobre el rodamiento depende del peso del vehículo a ensayar, de la frecuencia del movimiento y por lo tanto de la velocidad de rotación del excéntrico, no se realiza una verificación dinámica del mismo ya que no se podría establecer con exactitud una duración determinada, debido a la variabilidad de los datos. Lo que sí se puede asegurar, es que el rodamiento resiste las cargas máximas que se podrían generar en el uso del equipo.

3.10.3 – RODAMIENTO INFERIOR

En la parte inferior de la biela se utilizan rodamientos con el objetivo de facilitar el movimiento relativo entre la biela y el perno pasador que comunica a esta con el sistema de conexión de la celda de carga, evitando así rozamientos elevados entre las partes.

Considerando la geometría típica de las bielas, se utilizarán rodamientos de agujas debido a su elevada capacidad de carga para pequeñas dimensiones.

Después de reiterados cálculos correspondientes al pasador, se determina que el diámetro interno del rodamiento debe ser igual a 20 mm. Y la capacidad de carga estática deberá ser mayor a la carga estática equivalente:

$$Carga\ estática\ equivalente = P_o = X_o * F_r + Y_o * F_a$$

$$P_o = 1 * 50481.9 \rightarrow \mathbf{P_o = 50\ 481.9\ N}$$

Con estos datos, se adopta el uso de dos rodamientos colocados uno al lado de otro, de las siguientes características:

RODAMIENTO DE AGUJAS - *SKF HN 2016*

$$Capacidad\ de\ carga\ estática = C_o = 36500\ N$$

Conociendo la carga estática equivalente y la capacidad de carga estática del rodamiento se procede a calcular el factor de seguridad:

$$S_o = \frac{2 * C_o}{P_o} = \frac{2 * 36500}{50481.9}$$

$$\mathbf{S_o = 1.5 \rightarrow VERIFICA\ ESTÁTICAMENTE}$$

Debido a que el movimiento correspondiente al mismo es solo oscilatorio, no se realiza una verificación dinámica.

3.10.4 – BIELA

La biela es la pieza del subconjunto que permite transformar el movimiento de rotación del excéntrico en un movimiento lineal alternativo. Para el diseño de la misma se consideraron las dimensiones de las piezas calculadas anteriormente, junto con las dimensiones de los resaltes recomendados para el montaje de los rodamientos, y de los anillos de retención utilizados para evitar el desplazamiento de las partes.

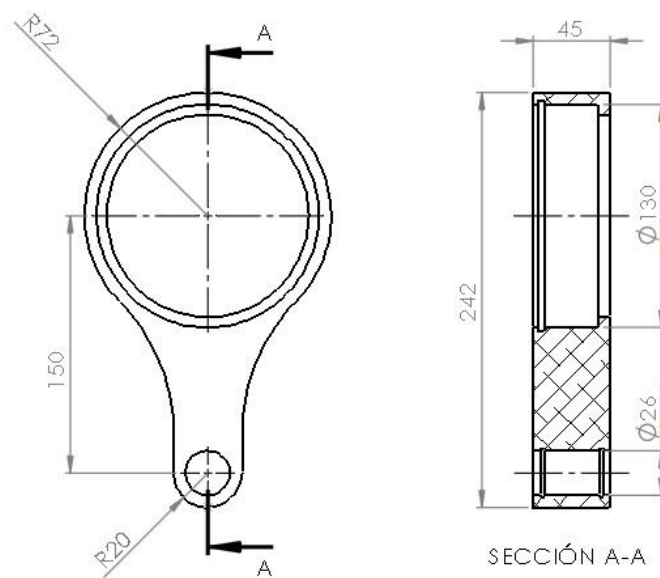


Fig. 3.32 – Diseño Biela

Para evitar el desplazamiento axial de los rodamientos, se utiliza en la parte superior un resalte cuyas dimensiones son especificadas en los catálogos del fabricante del rodamiento y un anillo de retención tipo “*SEEGER*”, de medida nominal 130 mm interior, normalizado según “*Norma DIN 471*”. En la parte inferior se utiliza, a ambos lados de los rodamientos, anillos de presión tipo “*B*”

de medida nominal 26 mm interior, normalizado según “Norma DIN 7993”. Además, con el objetivo de mantener la lubricación y estanqueidad de estos rodamientos se colocan retenes “SKF 20 x 26 x 4”.

La biela se construirá de una aleación de aluminio con el objetivo de disminuir el peso y por lo tanto la inercia de la misma. El material utilizado es:

ALEACIÓN DE ALUMINIO 7075-T6

$$Tensión\ de\ fluencia = S_y = 5062\ Kg/cm^2$$

$$Tensión\ de\ rotura = S_u = 5765\ Kg/cm^2$$

$$Módulo\ elástico = E = 731000\ Kg/cm^2$$

Las fuerzas normales máximas a las que está sometido este elemento, fueron calculadas en el apartado “3.8” y representada su variación en la “Fig. 3.27 – Fuerzas normales máximas sobre biela”, los valores extremos de las mismas son:

$$F\ máx = 50481.9\ N = 5146\ Kg$$

$$F\ mín = -36542.7\ N = -3725\ Kg$$

Por lo tanto, la fuerza media y alterna serán:

$$F_m = \frac{F\ máx + F\ mín}{2} = \frac{5146 + (-3725)}{2} = 710.5\ Kg$$

$$F_a = \frac{F\ máx - F\ mín}{2} = \frac{5146 - (-3725)}{2} = 4435.5\ Kg$$

Los esfuerzos medios y alternos para el esfuerzo normal son:

$$S_m = \frac{Fm}{A} = \frac{710.5}{A}$$

$$S_a = \frac{Fa}{A} = \frac{4435.5}{A}$$

Debido a que el elemento estará sometido a un esfuerzo normal variable, se calcula la tensión de fatiga del material:

$$S_n = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * S_u$$

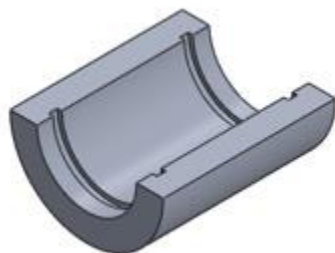
$$S_n = 0.8 * 0.85 * 0.88 * 0.5 * 5765$$

$$S_n = 1724.89 \text{ Kg/cm}^2$$

A continuación, se realiza la verificación de las secciones más críticas de la biela. La misma se basa según la teoría de fatiga, considerando para el cálculo, que la variación de los esfuerzos se da siempre para los valores máximos de carga y frecuencia, siendo esta consideración muy conservadora en cuanto a los esfuerzos que realmente podrían ocurrir durante los ensayos.

Las áreas de las secciones son calculadas utilizando cortes de sección en “SolidWorks”.

- SECCIÓN INFERIOR:



$$A = 2 * 309.83 \text{ mm}^2 = 619.66 \text{ mm}^2$$

$$A = 6.2 \text{ cm}^2$$

Fig. 3.33 – Área sección inferior biela

Remplazando en la ecuación de fatiga y despejando se puede determinar el coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{710.5}{5062} + \frac{4435.5}{1724.89} = 0.437$$

$$N = 2.3 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

- SECCIÓN SUPERIOR:



$$A = 2 * 348.7 \text{ mm}^2 = 697.4 \text{ mm}^2$$

$$A = 6.97 \text{ cm}^2$$

Fig. 3.34 – Área sección superior biela

Remplazando en la ecuación principal, tenemos:

$$\frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{710.5}{5062} + \frac{4435.5}{1724.89} = 0.389$$

$$N = 2.6 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

En conclusión, se puede determinar, que las dos secciones más críticas presentes en el diseño de la biela resisten adecuadamente los esfuerzos máximos que pueden generarse en el uso normal del equipo.

3.11 – CONECTOR CELDA DE CARGA

Para comunicar el extremo de la biela con la celda de carga del equipo, se diseña un conector que permite comunicar a ambas partes permitiendo el movimiento relativo de la biela. Esta pieza, se conecta a la parte inferior de la biela mediante un pasador, y a la celda de carga, mediante un tornillo que la sujeta aprovechando la rosca que presenta el orificio de la misma.

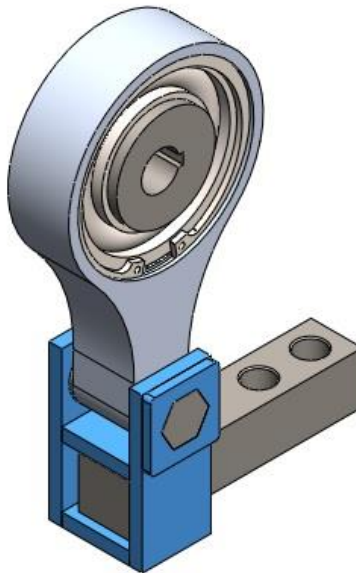


Fig. 3.35 – Conector celda de carga

El tornillo de sujeción inferior es:

TORNILLO Ø3/4" UNF 16 – GRADO 8 – LARGO 2"

Se realiza el diseño de la pieza con sus partes fabricadas en chapa, las mismas son cortadas y perforadas según las dimensiones requeridas y soldadas para formar la pieza final. El material utilizado para su fabricación será:

SID MLC 380

Sus propiedades mecánicas fueron definidas anteriormente en la página 107.

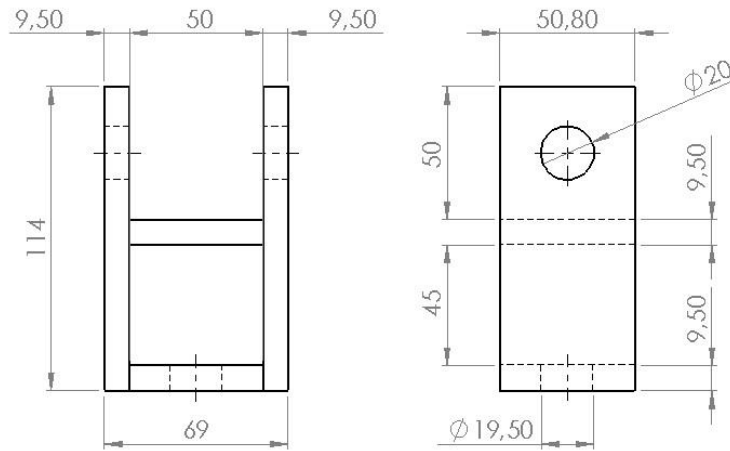


Fig. 3.36 – Diseño Conector celda de carga

Las fuerzas máximas a las que está sometido este elemento corresponden a las fueras que transmite la biela a la celda de carga, las cuales fueron calculadas anteriormente en el apartado “3.5 - MOVIMIENTO PLATAFORMA”, que, debido al movimiento de la biela, son equivalentes a los valores dados en “3.8”.

$$F \text{ máx} = 50481.9 \text{ N} = 5146 \text{ Kg}$$

$$F \text{ mín} = -36542.7 \text{ N} = -3725 \text{ Kg}$$

A continuación, se realizarán las verificaciones de esfuerzos correspondientes al estado de carga.

- VERIFICACIÓN SEGÚN ESFUERZO NORMAL VARIABLE:

La fuerza transmitida por la biela al conector de la celda de carga, genera un esfuerzo normal variable que será verificado en la sección más crítica del mismo. Conociendo los valores de las fuerzas, se procede a calcular las fuerzas medias y alternas y luego los esfuerzos correspondientes:

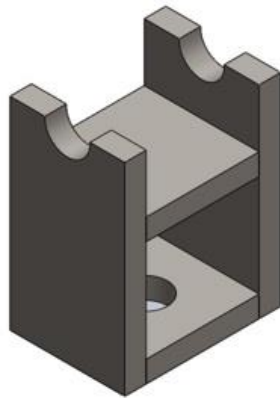
$$F_m = \frac{F \text{ máx} + F \text{ mín}}{2} = \frac{5146 + (-3725)}{2} = 710.5 \text{ Kg}$$

$$Fa = \frac{F \text{ máx} - F \text{ mín}}{2} = \frac{5146 - (-3725)}{2} = 4435.5 \text{ Kg}$$

$$Sm = \frac{Fm}{A} = \frac{710.5}{A}$$

$$Sa = \frac{Fa}{A} = \frac{4435.5}{A}$$

La sección más desfavorable corresponde a la sección superior que contiene las dos perforaciones donde se coloca el pasador.



$$A = 2 * [(50.8 - 20) * 9.5]$$

$$A = 585.2 \text{ mm}^2$$

$$A = 5.852 \text{ cm}^2$$

Fig. 3.37 – Área sección conector celda de carga

La tensión de fatiga del material será:

$$Sn = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * Su$$

$$Sn = 0.8 * 0.85 * 0.85 * 0.5 * 5404.5$$

$$Sn = 1561.9 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Remplazando estos valores en la ecuación de fatiga y despejando se determina el coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \frac{Sm}{Sy} + \frac{Sa}{Sn}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{710.5}{4639.71} + \frac{4435.5}{1561.9} = 0.511$$

$N = 1.95 \rightarrow VERIFICA$

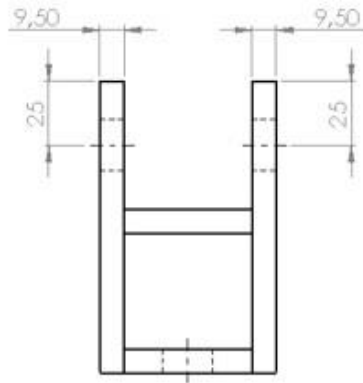
- VERIFICACIÓN CORTE DE SOPORTE POR TRACCIÓN DE BIELA:

La tracción en la biela también genera un esfuerzo de corte en la superficie de contacto de esta con el pasador, sobre los orificios del conector de la celda de carga.

El esfuerzo de corte será:

$$S_s = \frac{F}{2 * A}$$

Donde, el área resistente es:



$$A = 2 * (9.5 * 25) = 475 \text{ mm}^2$$

$$A = 4.75 \text{ cm}^2$$

Fig. 3.38 – Área de corte conector celda de carga

Por lo tanto, el coeficiente de seguridad será:

$$N = \frac{S_{ys}}{S_s} = \frac{0.6 * 4639.71}{\frac{5146}{2 * 4.75}} = \frac{2783.8}{541.68}$$

$N = 5.1 \rightarrow VERIFICA$

3.12 – PASADOR BIELA

El perno pasador de la biela permite comunicar el extremo inferior de la misma con el conector de la celda de carga, actuando además como eje para los rodamientos inferiores.

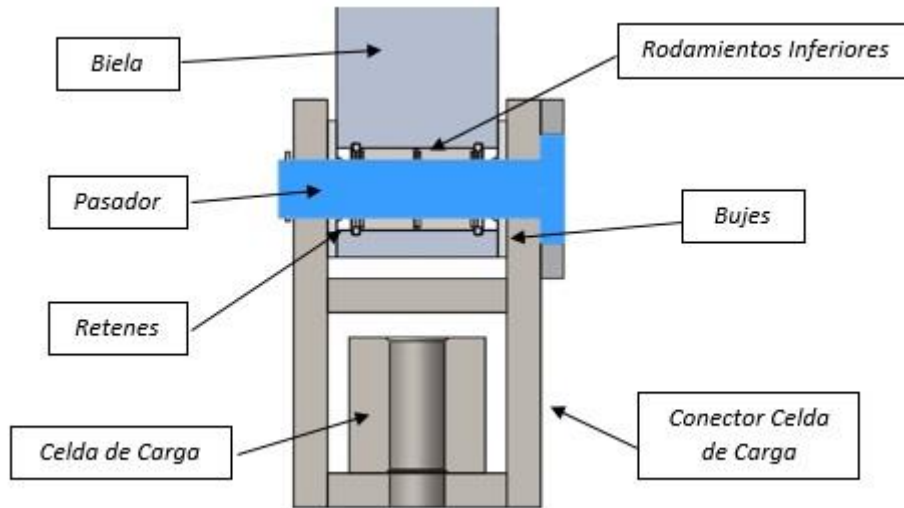


Fig. 3.39 – Vista en corte conjunto conexión celda de carga

El diseño del mismo se realizó considerando las dimensiones de los rodamientos de agujas utilizados en la parte inferior de la biela y del conector de la celda de carga. En un extremo del pasador se realiza una cabeza hexagonal de mayor diámetro que el cuerpo que funciona de tope en contacto axial con el conector de la celda de carga y evita el giro relativo entre las piezas, mientras que, del lado contrario, se coloca un anillo de retención tipo “*SEEGER*” de medida nominal 20 mm exterior, normalizado según “*Norma DIN 471*”.

Además, junto con este elemento se colocan bujes de Poliamida 6 (Grilón) a ambos lados de la biela y entre el conector de la celda de carga, con el objetivo de mantener equidistante la biela con respecto al conector, evitando generar contacto entre dichas superficies “*Fig. 3.39*”.

El material utilizado para la fabricación del pasador y sus propiedades mecánicas son:

ACERO SAE 8620 WQT 800°F - CEMENTADO (58-60 HRC)

$$\text{Tensión de fluencia} = S_y = 12\,233 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Tensión de rotura} = S_u = 13\,006 \text{ Kg/cm}^2$$

Analizando los esfuerzos a los que se encuentra sometida la pieza, se procede a realizar la verificación de la misma considerando un esfuerzo de flexión variable sobre las secciones del pasador, generado por las fuerzas transmitidas de la biela, siendo este esfuerzo el más crítico.

El diagrama de cuerpo libre de la sollicitación de carga es:

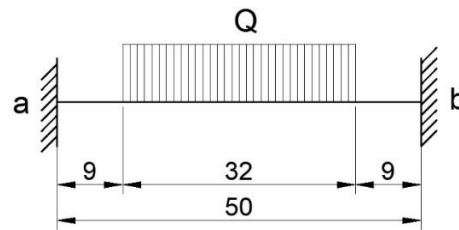


Fig. 3.40 – Diagrama cuerpo libre pasador

Donde “*Q*” es la fuerza transmitida por la biela al pasador, distribuida en la superficie de acción de la misma. Por lo tanto, debido a la variación de la fuerza máxima sobre la biela, se presentarán dos casos de carga sobre las secciones del pasador:

- 1° CASO:

En el primer caso la carga “*Q*” tiene sentido negativo (\downarrow), correspondiente al estado de compresión en la biela. Donde:

$$Q = \frac{3725}{3.2} = 1164.06 \text{ Kg/cm}$$

Las reacciones de vínculo serán:

$$Ra = Rb = \frac{Q * 3.2}{2} = \frac{3725}{2}$$

$$\mathbf{Ra = Rb = 1862.5 Kg}$$

Y los momentos resultantes en los empotramientos:

$$Ma = Mb = \frac{Q * 1.6}{12 * 5} * [(3 * 5^2) - (4 * 1.6^2)] = Q * 1.7269$$

$$\mathbf{Ma = Mb = 2010.21 Kgcm}$$

Calculando la variación de momentos flectores sobre la pieza y graficando su distribución se tiene para este caso:

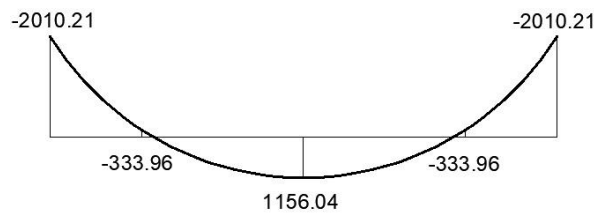


Fig. 3.41 – Diagrama momento flector 1º caso

- 2º CASO:

Ocurre cuando la carga “Q” tiene sentido positivo (↑), correspondiente al estado de tracción en la biela. Donde:

$$Q = \frac{5146}{3.2} = 1608.12 Kg/cm$$

Las reacciones de vínculo serán:

$$Ra = Rb = \frac{Q * 3.2}{2} = \frac{5146}{2}$$

$$\mathbf{Ra = Rb = 2573 Kg}$$

Y los momentos resultantes en los empotramientos:

$$M_a = M_b = \frac{Q * 1.6}{12 * 5} * [(3 * 5^2) - (4 * 1.6^2)] = Q * 1.7269$$

$$M_a = M_b = 2777.06 \text{ Kgcm}$$

Calculando la variación de momentos flectores y graficando su distribución:

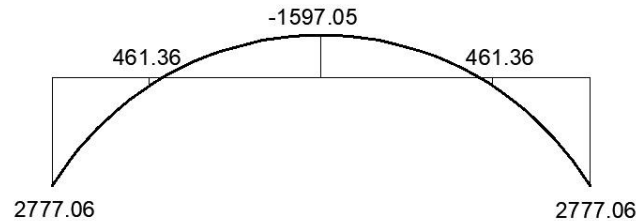


Fig. 3.42 – Diagrama momento flector 2º caso

Esta variación de momentos flectores sobre el pasador se da en un ciclo de giro del excéntrico, y corresponde a la variación máxima de carga para la máxima frecuencia (25 Hz).

Analizando las variaciones de momento flector dados en el ciclo, se puede observar que la variación más desfavorable se da en los extremos de los empotramientos. Por lo tanto, la situación más desfavorable será:

$$M_f \text{ máx} = 2777.06 \text{ Kgcm}$$

$$M_f \text{ mín} = -2010.21 \text{ Kgcm}$$

Donde los momentos medios y alternos serán:

$$M_f m = \frac{M_f \text{ máx} + M_f \text{ mín}}{2} = \frac{2777.06 + (-2010.21)}{2} = 383.43 \text{ Kgcm}$$

$$M_f a = \frac{M_f \text{ máx} - M_f \text{ mín}}{2} = \frac{2777.06 - (-2010.21)}{2} = 2393.63 \text{ Kgcm}$$

Y dado que el módulo de resistencia de la sección circular es:

$$W = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 2^3}{32} = 0.785 \text{ cm}^3$$

Los esfuerzos de flexión medios y alternos máximos serán:

$$S_m = \frac{M_f m}{W} = \frac{383.43}{0.785} = 488.45 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{M_f a}{W} = \frac{2393.63}{0.785} = 3049.2 \text{ Kg/cm}^2$$

La tensión de fatiga para este caso es:

$$S_n = k_1 * k_2 * k_3 * 0.5 * S_u$$

$$S_n = 1 * 0.85 * 0.7 * 0.5 * 13006$$

$$S_n = 3870 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Remplazando estos valores en la ecuación de fatiga y despejando, se determina el coeficiente de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{488.45}{12\ 233} + \frac{3049.2}{3870} = 0.82$$

$$N = 1.2 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

3.13 – BASTIDOR BANCO DE SUSPENSIÓN

El bastidor del banco de suspensión es la estructura encargada de soportar y vincular todos los elementos que forman parte del ensamblaje y resistir los esfuerzos mecánicos transmitidos por las partes del mismo.

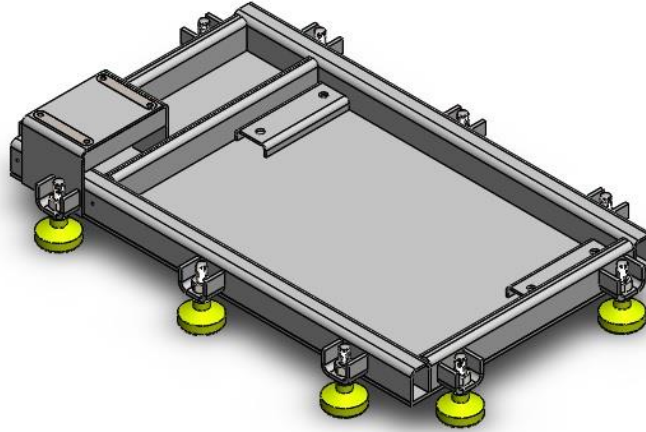


Fig. 3.43 – Bastidor Banco de Suspensión Izquierdo

Para realizar el diseño de la estructura se tuvieron en cuenta las dimensiones de todos los elementos calculados anteriormente, junto a su disposición dentro del ensamblaje. Este proceso se llevó a cabo aplicando un método iterativo, en el cual se realizan variaciones en la geometría de sus partes, secciones, ubicación de apoyos y materiales hasta encontrar un estado de tensiones y deformaciones que sea satisfactorio.

El desarrollo del proceso de diseño y cálculos de esfuerzos del bastidor, se realizó en base al subconjunto de la plataforma izquierda, siendo el subconjunto derecho igual pero ensamblado espejado al anterior. Por lo tanto, todos los diseños, cálculos y consideraciones realizados en el bastidor izquierdo, son válidos para el lado opuesto.

- DISEÑO:

A continuación, se detalla el diseño del bastidor, junto a las partes que lo componen:

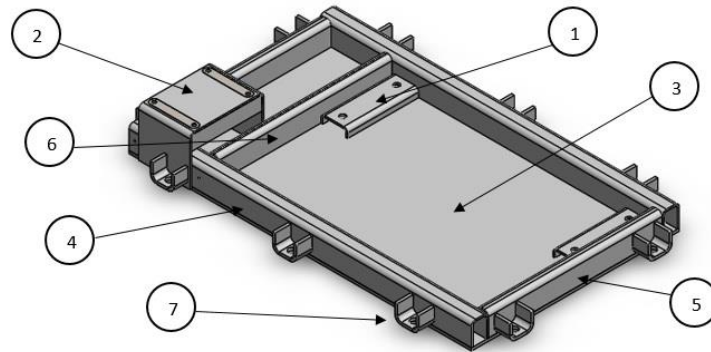


Fig. 3.44 – Partes Bastidor Banco de Suspensión

En primer lugar, teniendo en cuenta los rodamientos de apoyo seleccionados anteriormente, se diseñaron los soportes de las unidades de rodamientos (1) que se vinculan a los ejes de las plataformas. Estos soportes son diseñados con perfiles de chapa plegada teniendo en cuenta los despejes necesarios para el movimiento de la plataforma. Sobre ellos se abulonon las unidades de rodamientos, permitiendo vincular las plataformas a la estructura del bastidor.

Para sujetar el motor eléctrico, encargado de realizar el movimiento de la plataforma, se diseña un soporte de motor (2) que permite ubicar el mismo a la altura correspondiente al punto medio del recorrido de la plataforma. Este soporte es diseñado con chapa calibre 6.35 mm (1/4") y contiene en su parte inferior, tres costillas de refuerzo que permiten soportar mejor los esfuerzos desarrollados sobre el mismo.

Los soportes anteriores son comunicados entre sí por una chapa base (3) que actúa de vínculo de todas las partes que forman al bastidor. Sobre los extremos de la misma se colocan los perfiles que funcionan como largueros (4) y los perfiles laterales (5), diseñados para aportar mayor rigidez

a la estructura. Además, sobre esta base se coloca un perfil de refuerzo (6), entre el soporte del motor y uno de los soportes de las unidades de rodamientos, que permite resistir los esfuerzos generados en la parte central de la estructura.

Por último, la estructura del bastidor, cuenta con soportes para la colocación de patas niveladoras anti vibración (7), lo que permite apoyar y nivelar el equipo correctamente sobre la superficie donde se desee instalar y evitar la transmisión de vibraciones al lugar donde esté ubicado.

Todas las piezas del ensamblaje son unidas entre sí mediante procesos de soldadura. Los materiales utilizados y características generales de dichas piezas son detallados en la siguiente tabla:

<i>N°</i>	<i>NOMBRE</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>CARACTERISTICA</i>
<i>1</i>	<i>Soporte unidades de Rodamientos</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre ¼"</i>
<i>2</i>	<i>Soporte Motor</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre ¼"</i>
<i>3</i>	<i>Base</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre 3/8"</i>
<i>4</i>	<i>Largueros</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre ¼"</i>
<i>5</i>	<i>Perfiles Laterales</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre ¼"</i>
<i>6</i>	<i>Perfil Refuerzo</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre ¼"</i>
<i>7</i>	<i>Soporte Patas Niveladoras</i>	<i>SID MLC 380</i>	<i>Chapa calibre 3/8"</i>

Tabla N° 3.8 – Piezas sub conjunto Bastidor

Las propiedades mecánicas del material, extraídas del catálogo del fabricante, fueron definidas anteriormente en la página 107.

- ESTADO DE CARGA MÁXIMA:

El estado de carga más desfavorable desarrollado sobre la estructura del bastidor, corresponde a la acción de las fuerzas generadas sobre las unidades de rodamientos, desarrolladas anteriormente en la sección “3.6.3 – CÁLCULO RODAMIENTOS DE APOYO” definidas en la “Fig. 3.21 – Fuerzas sobre rodamiento”. Además de las cargas generadas sobre los soportes de las unidades de rodamientos, se debe considerar, sobre el soporte del motor, la carga correspondiente a la fuerza necesaria para realizar el movimiento de la plataforma. La fuerza máxima generada sobre esta superficie será:

$$F \text{ máx} = F \text{ conjunto motor} + F \text{ mov.}$$

$$F \text{ máx} = 38.98 + 5145.9$$

$$F \text{ máx} = \mathbf{5184.88 \text{ Kg}}$$

- VERIFICACIÓN:

Teniendo en cuenta las consideraciones echas anteriormente, se procede a verificar que la estructura del bastidor resista mecánicamente las sollicitaciones de carga máxima a la que se encuentra sometida. Este procedimiento se realiza utilizando el método de cálculo por elementos finitos en “SolidWorks”.

Los resultados obtenidos del estudio de tensiones, dan la tensión máxima a la que se encuentra sometida la estructura, la misma es:

$$S \text{ máx} = \mathbf{1576.39 \text{ Kg/cm}^2}$$

La distribución de estas tensiones se puede observar en la siguiente imagen:

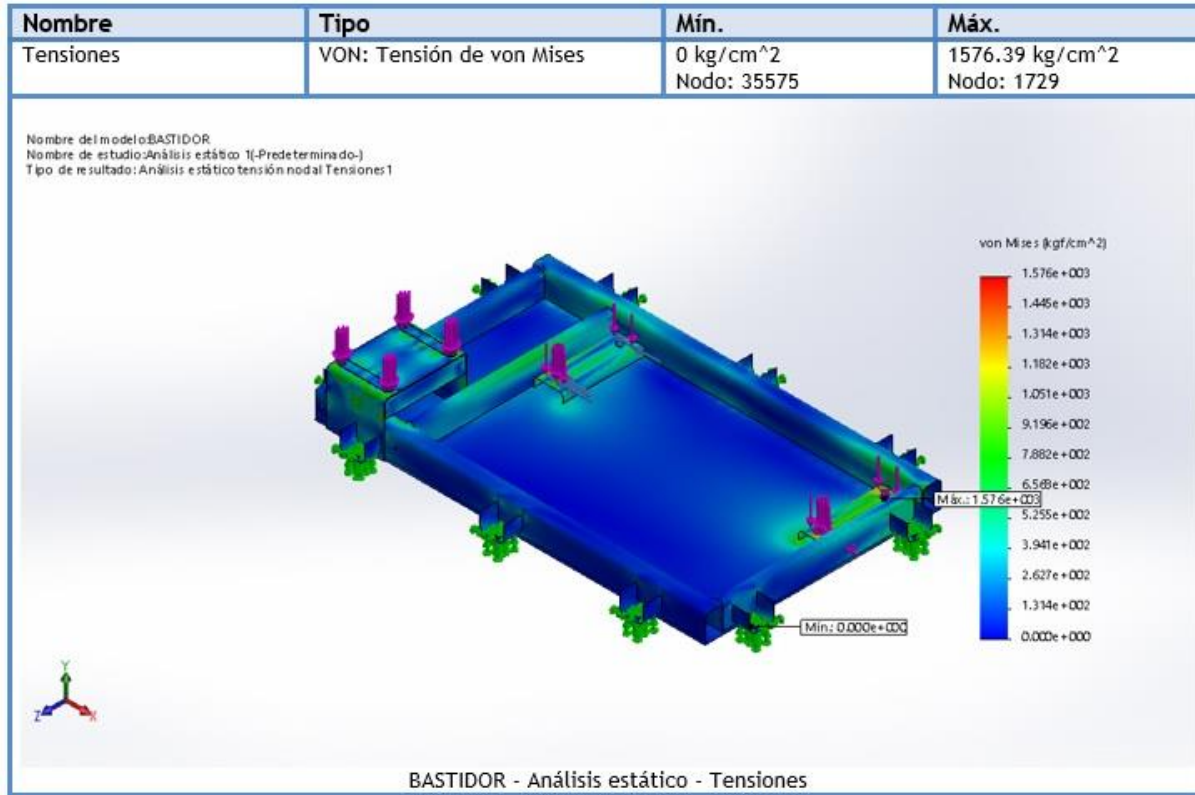


Fig. 3.45 – Tensiones Bastidor Banco de Suspensión

La tensión máxima se ubica sobre uno de los soportes de las unidades de rodamientos, conociendo el valor de dicha tensión y las propiedades mecánicas del material, se puede calcular el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{S_{m\acute{a}x}} = \frac{4639.71}{1576.39}$$

$$N = 2.94$$

Debido a que el valor del coeficiente de seguridad, es mayor a la unidad, se puede afirmar que la estructura del bastidor, resiste mecánicamente los esfuerzos máximos ocasionados.

Las deformaciones originadas por este estado de carga serán:

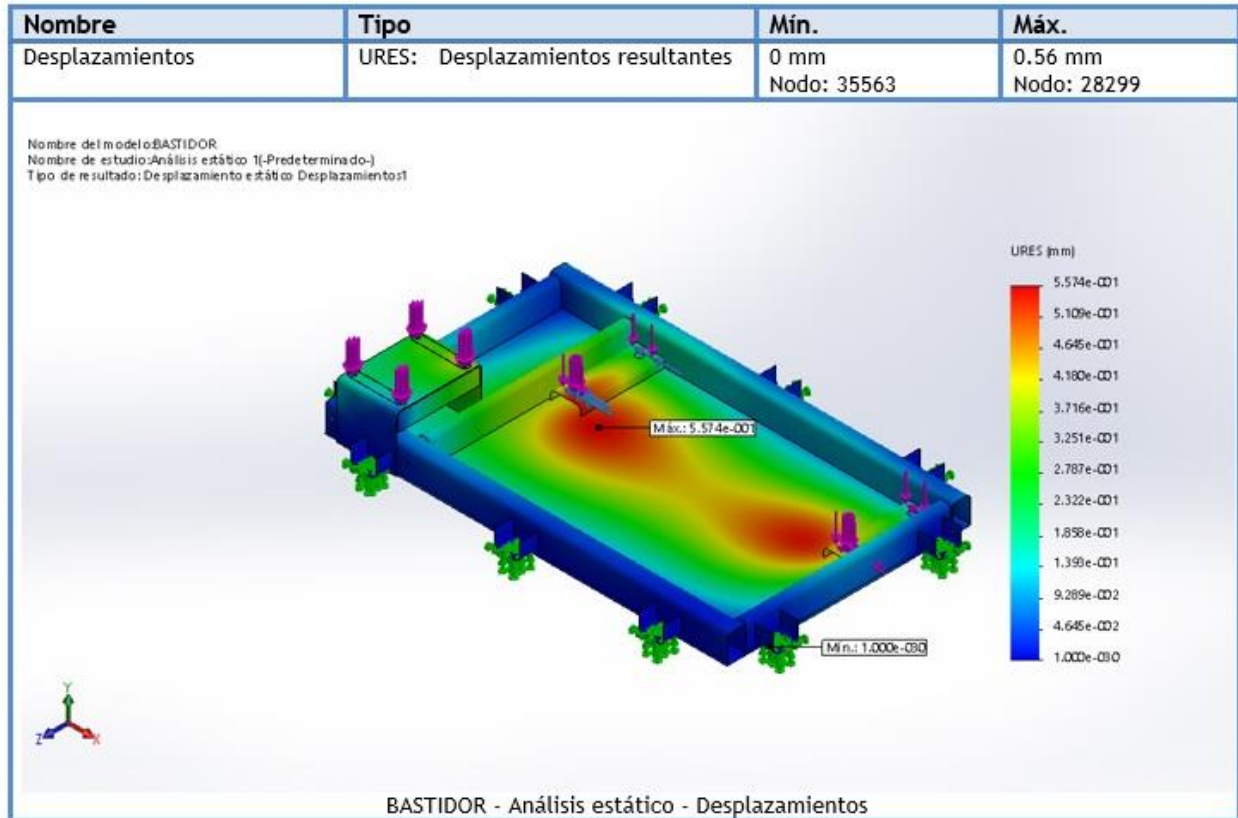


Fig. 3.46 – Deformaciones Bastidor Banco de Suspensión

Una vez verificado que la estructura resiste mecánicamente los esfuerzos más críticos desarrollados, se procede a seleccionar y verificar los soportes de nivelación anti vibración utilizados como soporte base. Para esto, se determinan las reacciones de vínculo finales del modelo, para luego verificar que la fuerza máxima de reacción no supere la resistencia máxima de dichos componentes.

Las reacciones de vínculo de los apoyos de la estructura son extraídas de los informes de análisis de datos del estudio en “SolidWorks”. Analizando estos datos, se puede determinar el máximo valor de reacción:

$$R \text{ máx} = 29\,856.5 \text{ N} = 3043.5 \text{ Kg}$$

Por ende, los soportes de nivelación anti vibración utilizados serán:

AVLM 1” x 8 “Uso Pesado”

La resistencia de estos soportes es un dato extraído del catálogo del fabricante, la fuerza máxima admisible de dichos elementos es:

$$F_{adm} = 5350.56 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, el coeficiente de servicio mínimo de las patas niveladoras será:

$$N = \frac{F_{adm}}{R_{m\acute{a}x}} = \frac{5350.56}{3043.5}$$

$$N = 1.8 \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Con el objetivo de proteger a los usuarios del equipo de todos los componentes que están en movimiento, se diseñó una carcasa de protección que va montada sobre la parte superior donde se encuentra el motor y permite además proteger al motor y todas las partes móviles próximas al mismo.

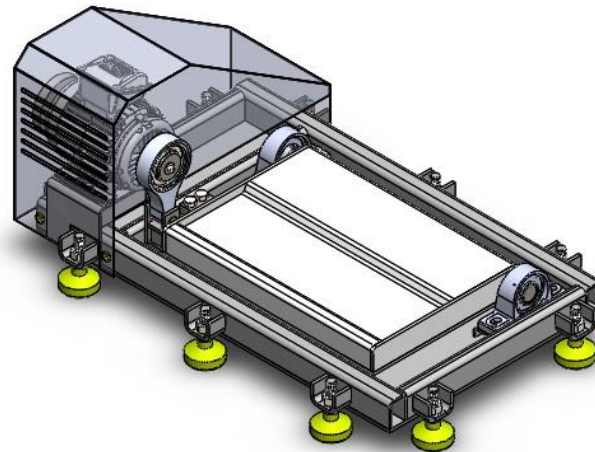


Fig. 3.47 – Banco de Suspensión Izquierdo

El mismo está formado por una parte central, construida de chapa plegada, con ranuras para la correcta refrigeración del motor eléctrico y perforaciones que permiten atornillar la carcasa a los

largueros del bastidor. Los laterales son de chapa lisa, unidos a la parte central mediante procesos de soldadura, teniendo las correspondientes aberturas por donde pasa el eje del motor eléctrico hacia el conjunto de la biela.

CAPÍTULO 4 - BIBLIOGRAFÍA

- 1) FAIRES, V.M.F, (1995), *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*, Carolina del Norte, E.U.A, Ed. Limusa Noriega.
- 2) TAIS, C.T, (2016), *APUNTE DE CLASES ESTABILIDAD 2*, Villa María, Argentina.
- 3) MARTYR, A.J.M, (2007), *ENGINE TESTING*, Oxford, Inglaterra, Ed. Elsevier.
- 4) LUQUE, P.L, (2008), *INGENIERÍA DEL AUTOMOVIL - SISTEMAS Y COMPORTAMIENTO DINÁMICO*, Madrid, España, Ed. Thomson.
- 5) CERUTTI, E.C, (2016), *APUNTE DE CLASES MEDICIONES Y ENSAYOS*, Villa María, Argentina.
- 6) SHIGLEY, J.E, (1980), *TEORIA DE MÁQUINAS Y MECANISMOS*, Michigan, E.U.A, Ed. Mc Graw Hill.
- 7) GARCIA, L.P, (2014), *DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE POTENCIA PARA LA PRUEBA DEL PROTOTIPO DE LA SHELL ECO MARATHON*, Madrid, España.
- 8) ARBELAEZ TORO, J.J, (2007), *MODELADO, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE LA ADHESIÓN EN LA EVALUACIÓN EN SUSPENSIONES DE VEHÍCULOS LIVIANOS BAJO LA NORMA EUSAMA*, Pereira, Colombia.
- 9) TENARIS, Catálogo, *TUBOS SIN COSTURA LAMINADO EN CALIENTE PARA APLICACIONES MECÁNICAS*.
- 10) SKF, Catálogo, *UNIDADES DE RODAMIENTOS DE BOLAS CON SOPORTE DE PIE*.
- 11) SKF, Manual, *SELECCIÓN DEL TIPO Y TAMAÑO DEL RODAMIENTO*.
- 12) GUMMI, Catálogo, *ACOPLAMIENTO ELÁSTICO LÍNEA A*.
- 13) ROTEX, KTR GROUP, Catálogo, *ACOPLAMIENTOS ELÁSTICOS A TORSIÓN*.

- 14) AVL, Catálogo, *SOPORTES DE NIVELACIÓN ANTI VIBRACIÓN*.
- 15) GALLASTEGI, Catálogo, *TORNILLERIA SEGÚN NORMA DIN*.
- 16) CIRSOC, Catálogo, *TABLAS DE PERFILES LAMINADOS Y TUBOS ESTRUCTURALES PARA APLICACIÓN DE LOS REGLAMENTOS CIRSOC 301/2005 Y CIRSOC 302/2005*.
- 17) NORMA DIN 471
- 18) NORMA DIN 6885/1
- 19) NORMA DIN 114
- 20) NORMA DIN 82
- 21) NORMA DIN 7993
- 22) NORMA SAE J1349
- 23) NORMA CIRSOC 301 EL - 304
- 24) *Frenos dinamométricos*. Sitio Web (2019): <http://www.mwdyno.com/>
- 25) *Configuración automotriz*. Sitio Web (2019): <https://es.wikipedia.org/>
- 26) *Dimensiones de Vehículos*. Sitio Web (2018): <https://www.medidasdecoches.com/>

CAPÍTULO 5 – ANEXOS

5.1 – DIMENSIONES DE VEHÍCULOS DE SERIE

Marca	Modelo	Ancho Sin Espejos (mm)	Peso (Kg)	Rodado (Pulg)
Alfa Romeo	MITO	1720	1220	17
Alfa Romeo	4C	1864	895	19
Alfa Romeo	GIULIETTA	1798	1365	16
Alfa Romeo	GIULIA	1860	1450	19
Alfa Romeo	159	1828	1555	19
Aston Martin	Vantarge Coupe	1942	1755	20
Aston Martin	DB11	1940	1770	20
Aston Martin	Rapide S	1929	2065	20
Aston Martin	Vanquish	1912	1835	20
Aston Martin	V8 Vantage	1865	1535	20
Aston Martin	DB9	1880	1890	20
Aston Martin	Cygnets	1680	1375	16
Audi	A1	1740	1140	16
Audi	A1 Sportback	1746	1290	16
Audi	A3 Sportback	1785	1380	16
Audi	A3 Cabrio	1793	1535	16
Audi	A3 Sedan	1796	1310	16
Audi	A4	1842	1505	17
Audi	A4 Avant	1842	1550	17
Audi	TT	1832	1605	17
BMW	Serie 1	1765	1395	17
BMW	Serie 2	1774	1365	16
BMW	M2	1858	1570	19
BMW	Serie 3	1811	1505	16
BMW	M3	1877	1595	18
BMW	Serie 3 Gran Turismo	1828	1645	17
BMW	Serie 4	1825	1670	17
BMW	M4	1870	1572	18
BMW	Serie 5	1868	1695	17
BMW	Serie 6	1894	1915	19
BMW	Serie 6 Gran Turismo	1902	1845	18
BMW	M6	1899	1925	19
BMW	Serie 7	1902	1900	19
BMW	Z4	1790	1480	17

<i>Chevrolet</i>	<i>Spark</i>	<i>1597</i>	<i>968</i>	<i>15</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Aveo</i>	<i>1735</i>	<i>1106</i>	<i>15</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Cruze</i>	<i>1797</i>	<i>1427</i>	<i>17</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Camaro SS</i>	<i>1894</i>	<i>1709</i>	<i>20</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Onix</i>	<i>1664</i>	<i>1089</i>	<i>15</i>
<i>Chevrolet</i>	<i>Prisma</i>	<i>1664</i>	<i>1390</i>	<i>15</i>
<i>Citroen</i>	<i>C1</i>	<i>1615</i>	<i>865</i>	<i>15</i>
<i>Citroen</i>	<i>C3</i>	<i>1749</i>	<i>1155</i>	<i>15</i>
<i>Citroen</i>	<i>C4</i>	<i>1789</i>	<i>1243</i>	<i>15</i>
<i>Citroen</i>	<i>Elysee</i>	<i>1748</i>		<i>16</i>
<i>Citroen</i>	<i>C5</i>	<i>1860</i>	<i>1685</i>	<i>18</i>
<i>DS</i>	<i>DS3</i>	<i>1715</i>	<i>1075</i>	<i>17</i>
<i>DS</i>	<i>DS4</i>	<i>1810</i>	<i>1300</i>	<i>17</i>
<i>DS</i>	<i>DS5</i>	<i>1871</i>	<i>1605</i>	<i>17</i>
<i>Ferrari</i>	<i>Portofino</i>	<i>1938</i>	<i>1799</i>	<i>20</i>
<i>Ferrari</i>	<i>488 GTB</i>	<i>1952</i>	<i>1544</i>	<i>20</i>
<i>Ferrari</i>	<i>488 Pista</i>	<i>1975</i>	<i>1460</i>	<i>20</i>
<i>Ferrari</i>	<i>812 Superfast</i>	<i>1971</i>	<i>1525</i>	<i>20</i>
<i>Ferrari</i>	<i>LaFerrari</i>	<i>1992</i>	<i>1350</i>	<i>20</i>
<i>Ferrari</i>	<i>California</i>	<i>1910</i>	<i>1810</i>	<i>19</i>
<i>Ferrari</i>	<i>F12 Berlinetta</i>	<i>1942</i>	<i>1525</i>	<i>20</i>
<i>Fiat</i>	<i>500</i>	<i>1627</i>	<i>930</i>	<i>14</i>
<i>Fiat</i>	<i>Palio</i>	<i>1670</i>	<i>1007</i>	<i>14</i>
<i>Fiat</i>	<i>Punto</i>	<i>1687</i>	<i>1166</i>	<i>15</i>
<i>Fiat</i>	<i>500L</i>	<i>1784</i>	<i>1315</i>	<i>17</i>
<i>Fiat</i>	<i>500X</i>	<i>1796</i>	<i>1320</i>	<i>17</i>
<i>Fiat</i>	<i>Mobi</i>	<i>1633</i>	<i>855</i>	<i>14</i>
<i>Fiat</i>	<i>Tipo</i>	<i>1792</i>	<i>1280</i>	<i>17</i>
<i>Fiat</i>	<i>Argo</i>	<i>1724</i>	<i>1207</i>	<i>17</i>
<i>Fiat</i>	<i>Cronos</i>	<i>1724</i>	<i>1258</i>	<i>17</i>
<i>Fiat</i>	<i>Uno</i>	<i>1636</i>	<i>895</i>	<i>14</i>
<i>Fiat</i>	<i>147</i>	<i>1547</i>	<i>800</i>	<i>13</i>
<i>Ford</i>	<i>Ka</i>	<i>1695</i>	<i>905</i>	<i>14</i>
<i>Ford</i>	<i>Fiesta</i>	<i>1735</i>	<i>1248</i>	<i>16</i>
<i>Ford</i>	<i>Focus</i>	<i>1825</i>	<i>1370</i>	<i>16</i>
<i>Ford</i>	<i>Mustang</i>	<i>1916</i>	<i>1680</i>	<i>19</i>
<i>Ford</i>	<i>Mondeo</i>	<i>1852</i>	<i>1573</i>	<i>17</i>
<i>Honda</i>	<i>Civic</i>	<i>1799</i>	<i>1284</i>	<i>17</i>
<i>Honda</i>	<i>Fit</i>	<i>1694</i>	<i>1094</i>	<i>16</i>
<i>Hyundai</i>	<i>i10</i>	<i>1660</i>	<i>961</i>	<i>14</i>

Hyundai	i20	1734	1040	16
Hyundai	Veloster	1790	1230	17
Hyundai	i30	1795	1263	16
Hyundai	i40	1815	1514	16
Hyundai	Genesis	1890	1570	18
Hyundai	Elantra	1800	1263	15
Infiniti	Q30	1805	1418	17
Infiniti	Q50	1820	1716	17
Infiniti	Q60	1850	1722	19
Infiniti	Q70	1845	1872	18
Infiniti	M	1845	1790	18
Jaguar	F-TYPE	1923	1705	18
Jaguar	XE	1850	1490	17
Jaguar	XF	1880	1891	20
Jaguar	XJ	1899	1925	20
KIA	Picanto	1595	865	14
KIA	Rio	1725	1207	15
KIA	Pro cee`d	1780	1284	18
KIA	Venga	1765	1253	15
KIA	Optima	1860	1636	17
Lexus	IS	1810	1680	16
Lexus	GS	1840	1620	17
Lexus	RC	1840	1775	18
Lexus	LC	1920	2060	20
Maserati	Gran Turismo	1915	1955	20
Mazda	2	1695	1055	15
Mazda	3	1795	1295	16
Mazda	6	1840	1456	19
Mazda	MX-5	1735	1011	17
Mercedes Benz	Clase C 250	1810	1480	18
Mercedes Benz	Clase S 500	1905	2015	18
Mercedes Benz	CLA	1777	1395	18
Mercedes Benz	SLC	1810	1595	19
Mercedes Benz	SL	1877	1785	18
Mercedes Benz	AMG-GT	1939	1645	20
MINI	3 Ptas	1727	1215	16
MINI	5 Ptas	1727	1215	15
MINI	Cabrio	1727	1280	16
Nissan	370 Z	1845	1571	18
Nissan	Sentra	1761	1322	17

PEUGEOT	208	1739	1173	15
PEUGEOT	408	1815	1484	17
PEUGEOT	308	1804	1410	17
PEUGEOT	508	1829	1615	17
Porsche	718	1801	1460	18
Porsche	911	1808	1425	20
Porsche	911 Turbo	1880	1425	20
Porsche	Panamera	1937	2070	19
Renault	Clio	1737	906	13
Renault	Megane	1814	1189	16
Renault	Fluence	2037	1257	16
Renault	Megane RS	1848	1430	18
Renault	Sandero RS	1733	1145	17
SEAT	Ibiza	1780	1089	17
SEAT	Leon	1810	1275	17
SEAT	Toledo	1703	1295	16
Suzuki	Swift	1695	945	16
Suzuki	Fun	1608	864	13
Toyota	Yaris	1695	1035	15
Toyota	Etios	1695	980	15
Toyota	GT 86	1775	1250	17
Toyota	Prius	1760	1326	15
Volkswagen	Polo	1751	1182	15
Volkswagen	Up	1645	936	14
Volkswagen	Beetle	1825	1395	17
Volkswagen	Scirocco	1820	1369	18
Volkswagen	Golf	1790	1195	17
Volkswagen	Golf GTI	1790	1276	18
Volkswagen	Passat	1832	1505	18
Volkswagen	Gol Trend	1656	983	15
Volkswagen	Vento	1778	1462	16
Volvo	V40	1802	1483	16
Volvo	S60	1865	1752	18

Tabla A1 – Dimensiones de vehículos de serie

5.2 - SISTEMA DE CODIFICACIÓN

El sistema utilizado para la categorización de los componentes se encuentra formado por un código con cinco secciones.

XX00 – 00 – 00 – 00 – 000

El primer grupo de caracteres corresponde al índice del producto, está compuesto por dos letras y dos números que hacen referencia al nombre y modelo del equipo. Para este caso se utilizará “BP25” haciendo referencia a “Banco de Pruebas con capacidad máxima de 2500 Kg”.

La segunda sección del código, utiliza dos dígitos numéricos para indicar a que conjunto pertenece el componente. Los mismos serán:

- 00 = CONJUNTO GENERAL
- 01 = CONJUNTO BANCO DE RODILLOS
- 02 = CONJUNTO BANCO DE SUSPENSIÓN IZQUIERDO
- 03 = CONJUNTO BANCO DE SUSPENSIÓN DERECHO

La tercera sección del código está formada por dos dígitos numéricos que indica un sub conjunto dentro del conjunto anterior. Mientras que el cuarto grupo de dígitos corresponde a dos números que hacen referencia a un sub ensamblaje de piezas dentro del sub conjunto.

Los últimos tres números del sistema de codificación indican el número de pieza dentro del subconjunto.

Ejemplo:


BP25 – 01 – 01 – 02 – 003

- **BP25** = Banco de Pruebas capacidad 2500 Kg
- BP25 – **01** = Conjunto Banco de Rodillos
- BP25 – 01 – **01** = Sub conjunto Bastidor

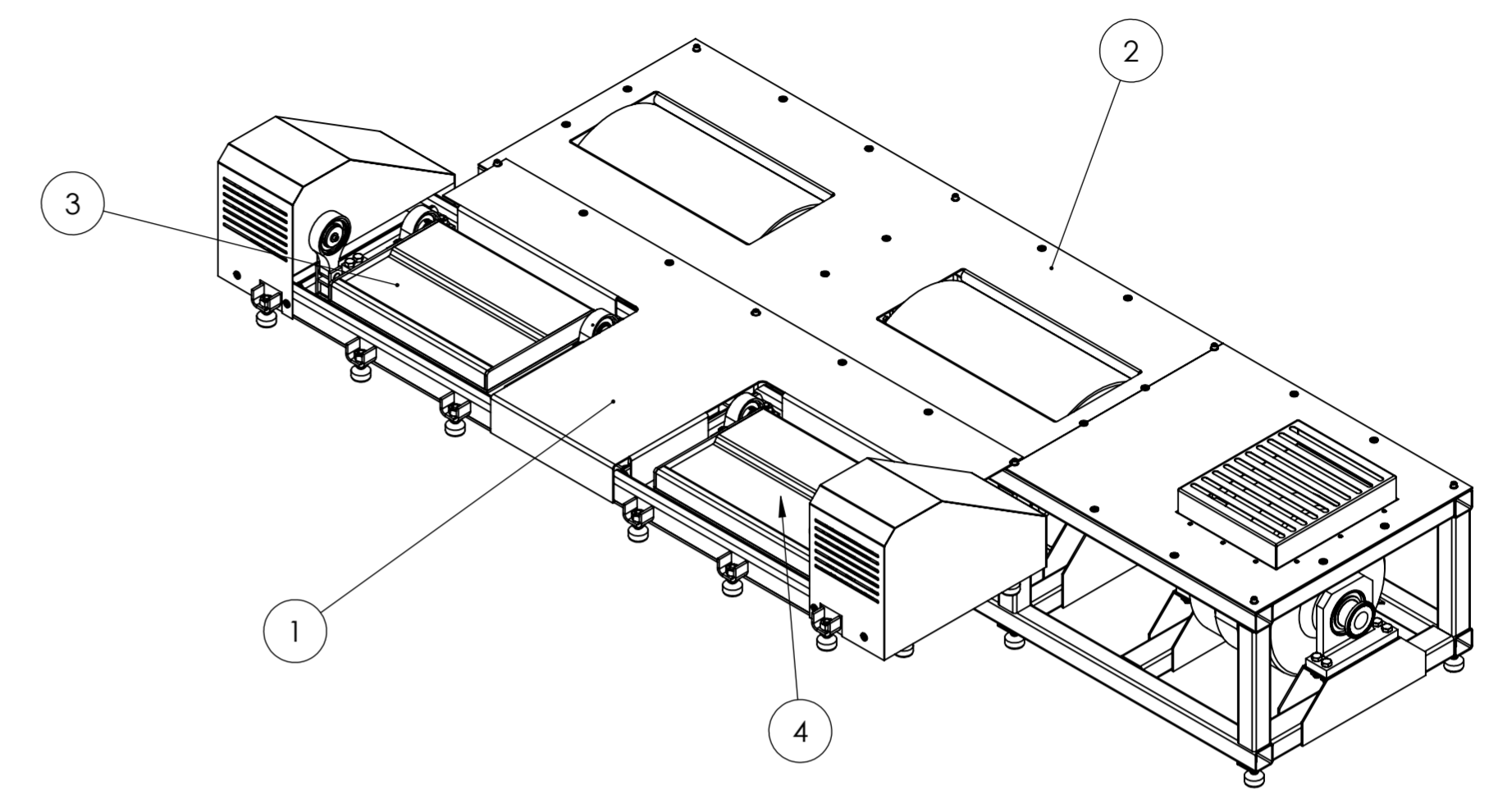
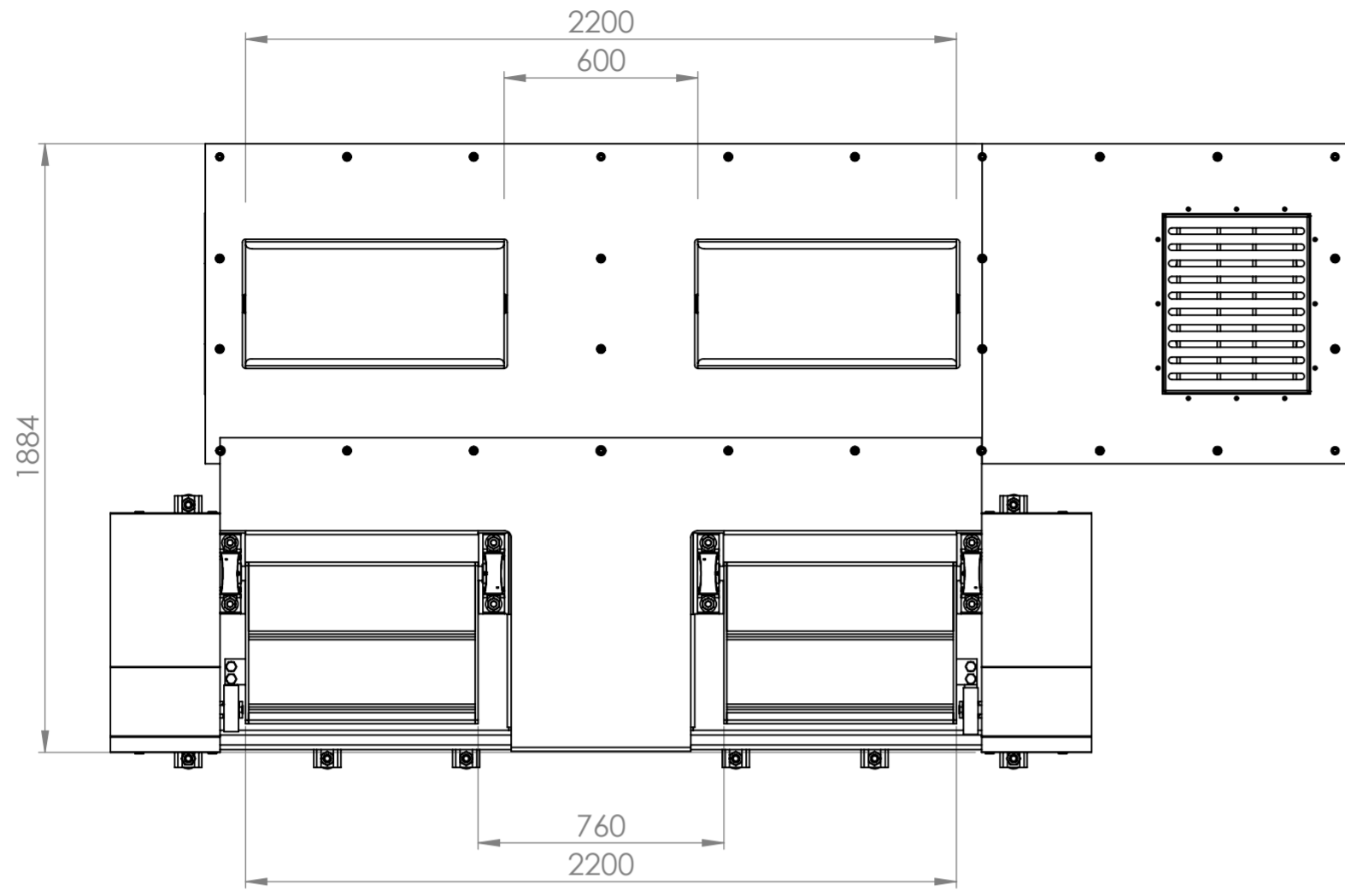
- BP25 – 01 – 01 – **02** = Sub Ensamblaje “Soporte Freno Dinamométrico”
- BP25 – 01 – 01 – 02 – **003** = Pieza 003 – Perfil S.F.D

5.3- LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA

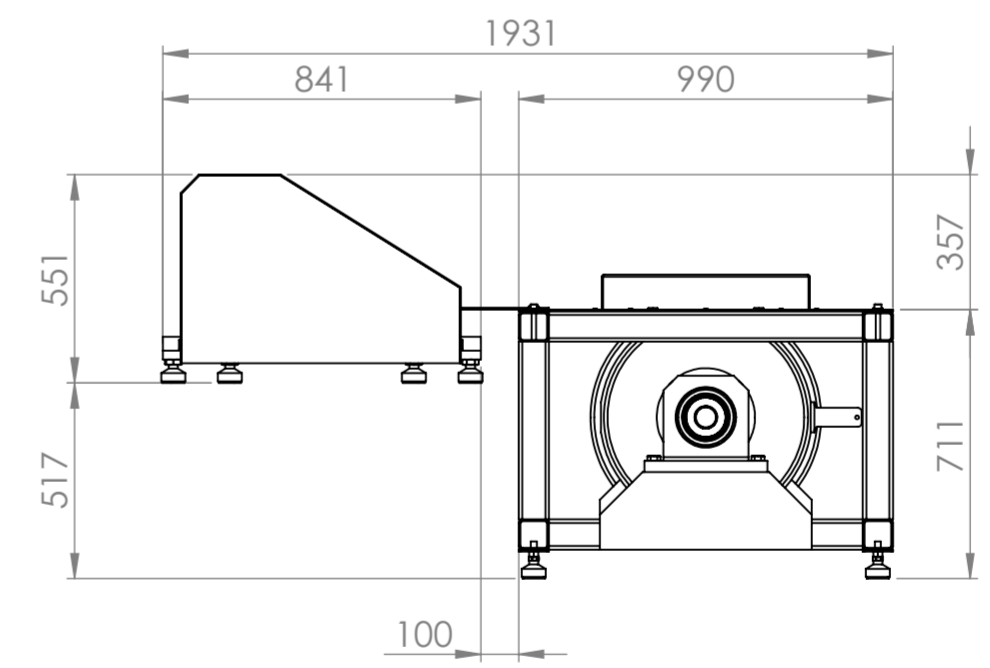
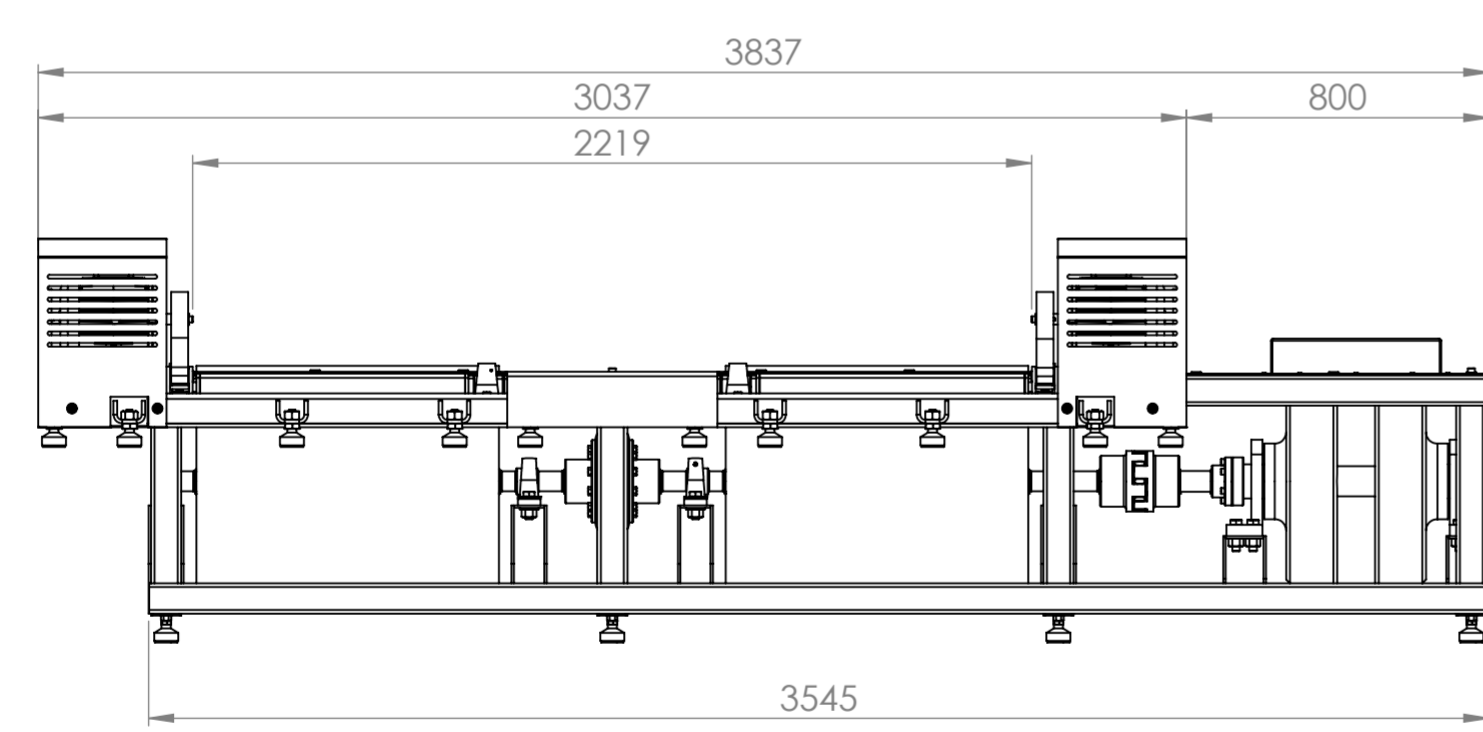
5.4 - PLANIMETRÍA

REALIZÓ:	Dalmasso Visconti Bruno	LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA										
APROBÓ:												
FECHA:												
REVISIÓN:	01											
PRODUCTO:		BANCO DE PRUEBAS SOBRE CHASIS CON ANALISIS DE SUSPENSIÓN										
ITEM	CÓDIGO	NIVEL					DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIA PRIMA			OBSERVACIÓN
		0	1	2	3	4			5	TIPO	MATERIAL	
1	BP25-00-00-00-000	X						BANCO DE PRUEBAS SOBRE CHASIS CON ANALISIS DE SUSPENSIÓN				
2	BP25-00-00-00-001					X	TAPA CONEXIÓN CONJUNTO	1	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/16"	1108 x 2358
3	BP25-01-00-00-000		X				BANCO DE RODILLOS					
4	BP25-01-01-00-000			X			BASTIDOR BANCO DE RODILLOS					
5	BP25-01-01-00-001					X	LARGUERO INFERIOR	2	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 3542 mm
6	BP25-01-01-00-002					X	PILAR	8	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 470 mm
7	BP25-01-01-00-003					X	TAPA ROSCADA SUPERIOR	8	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 3/8"	71 x 71
8	BP25-01-01-00-004					X	TAPA SUPERIOR RODILLOS	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 3/16"	2405 x 990
9	BP25-01-01-00-005					X	PESTAÑA SOPORTE CELDA	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 3/8"	56 x 25
10	STD					X	TORNILLO ALLEN CAB. CILÍNDRICA 01	8	DIN 912	-	M12 x 110	-
11	STD					X	TORNILLO ALLEN CAB. AVELLANADA 01	28	DIN 7991	-	M8 x 20	-
12	STD					X	ARANDELA FRESADA	28	-	-	M8	-
13	STD					X	ARANDELA BISELADA 01	8	-	-	M12	-
14	STD					X	PATA NIVELADORA ANTI VIBRACIÓN 01	8	AVLM	-	5/8" x 11	USO PESADO
15	BP25-01-01-01-000			X			SOPORTE UNIDAD DE RODAMIENTO	4	-	-	-	-
16	BP25-01-01-01-001					X	BASE S.U.R	4	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 1/4"	250 x 80
17	BP25-01-01-01-002					X	LATERAL S.U.R	8	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 1/4"	560 x 287
18	BP25-01-01-01-003					X	PERFIL S.U.R	4	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 830 mm
19	BP25-01-01-02-000			X			SOPORTE FRENO DINAMOMÉTRICO	2	-	-	-	-
20	BP25-01-01-02-001					X	BASE S.F.D	2	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 1/4"	335 x 100
21	BP25-01-01-02-002					X	LATERAL S.F.D	4	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 1/4"	560 x 205
22	BP25-01-01-02-003					X	PERFIL S.F.D	2	PERFIL RECTANGULAR	SAE 1010	100 x 80 x 4,75	L = 830 mm
23	BP25-01-01-03-000			X			BASE CON TUERCA	8	-	-	-	-
24	BP25-01-01-03-001					X	BASE	8	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 3/16"	80 x 80
25	STD					X	TUERCA 01	8	DIN 934	-	5/8" x 11	-
26	BP25-01-01-04-000			X			ESTRUCTURA SUPERIOR	1	-	-	-	-
27	BP25-01-01-04-001					X	LARGUERO SUPERIOR	2	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 3542 mm
28	BP25-01-01-04-002					X	TRAVESAÑO SUPERIOR	4	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 830 mm
29	BP25-01-01-04-003					X	REFUERZO	4	PERFIL CUADRADO	SAE 1010	80 x 80 x 4,75	L = 1100 mm
30	BP25-01-01-05-000			X			TAPA FRENO	1	-	-	-	-
31	BP25-01-01-05-001					X	TAPA BASE FRENO	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 3/16"	1137 x 990
32	BP25-01-01-05-002					X	REJILLA VENTILACIÓN	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE N° 12	792 x 692
33	STD					X	REMACHE POP	12	-	ALUMINIO	Ø6 x 16	-
34	BP25-01-02-00-000		X				CONJUNTO RODILLOS					
35	BP25-01-02-00-001					X	EJE N° 1	1	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø55,6	L = 1163 mm
36	BP25-01-02-00-002					X	EJE N° 2	1	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø55,6	L = 1332 mm
37	BP25-01-02-00-003					X	EJE N° 3	1	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø55,6	L = 227 mm
38	BP25-01-02-00-004					X	CONEXIÓN FRENO	1	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø130	L = 56 mm
39	STD					X	UNIDAD DE RODAMIENTO 01	4	SKF	-	UCP 211	-
40	STD					X	ACOPLE GUMMI	1	GUMMI	-	A 80	-
41	STD					X	CHAVETA 01	9	DIN 6885/1	-	16 x 10 x 50	-
42	STD					X	ANILLO SEEGER PARA EJE 01	9	DIN 471	-	Ø55	-
43	STD					X	FRENO DINAMOMÉTRICO	1	MWD	-	NL 360	-
44	STD					X	TORNILLO ALLEN CAB. CILÍNDRICA 02	6	DIN 912	-	M10 x 1 x 50	-
45	STD					X	ACOPLE ROTEX	1	ROTEX STD	-	N° 75	98 ShA
46	BP25-01-02-01-000			X			RODILLO	2	-	-	-	-
47	BP25-01-02-01-001					X	TUBO RODILLO	2	TUBO SIN COSTURA	TENARIS E235	Ø610	L = 800 mm
48	BP25-01-02-01-002					X	TAPA RODILLO	4	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE 1/2"	Ø590
49	BP25-01-02-01-003					X	CENTRO RODILLO	4	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø88,9	L = 56 mm
50	STD					X	TORNILLO CAB. HEXAGONAL 01	16	DIN 931	-	M20 x 2,5 x 60	-
51	STD					X	TORNILLO CAB. HEXAGONAL 02	8	DIN 931	-	M20 x 2,5 x 70	-
52	STD					X	TUERCA 02	24	DIN 934	-	M20	-
53	STD					X	ARANDELA PLANA 01	16	DIN 125	-	M20	-
54	BP25-02-00-00-000		X				BANCO DE SUSPENSIÓN IZQUIERDO					
55	BP25-02-01-00-000			X			BASTIDOR IZQUIERDO B.S					
56	BP25-02-01-00-001					X	CHAPA BASE	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	1204 x 731
57	BP25-02-01-00-002					X	PERFIL FRONTAL	4	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	1204 x 198
58	BP25-02-01-00-003					X	PERFIL LATERAL	4	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	611 x 178
59	BP25-02-01-00-004					X	SOPORTE RODAMIENTOS	4	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	250 x 133
60	BP25-02-01-00-005					X	SOPORTE PATAS 01	18	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	170 x 55
61	BP25-02-01-00-006					X	SOPORTE PATAS 02	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	170 x 49
62	BP25-02-01-00-007					X	PERFIL REFUERZO	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	611 x 172
63	STD					X	PATA NIVELADORA ANTI VIBRACIÓN 02	20	AVLM	-	1" x 8	USO PESADO
64	STD					X	TUERCA 03	20	DIN 934	-	1" x 8	-
65	BP25-02-01-01-000			X			COBERTOR MOTOR LADO IZQ.	1	-	-	-	-
66	BP25-02-01-01-001					X	BASE C.M.I	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE N° 14	1494 x 340
67	BP25-02-01-01-002					X	LATERAL BIELA	2	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE N° 14	737 x 327
68	BP25-02-01-01-003					X	LATERAL VOLANTE	2	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE N° 14	737 x 497
69	BP25-02-01-02-000			X			SOPORTE MOTOR	2	-	-	-	-
70	BP25-02-01-02-001					X	BASE APOYO	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	570 x 180
71	BP25-02-01-02-002					X	COSTILLAS REFUERZO	6	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	248 x 50
72	BP25-02-02-00-000		X				SUB CONJUNTO PLATAFORMA IZQ.					
73	BP25-02-02-00-001					X	VOLANTE DE INERCIA	2	TREFILADO REDONDO	SAE 1010	Ø165,1	L = 28 mm

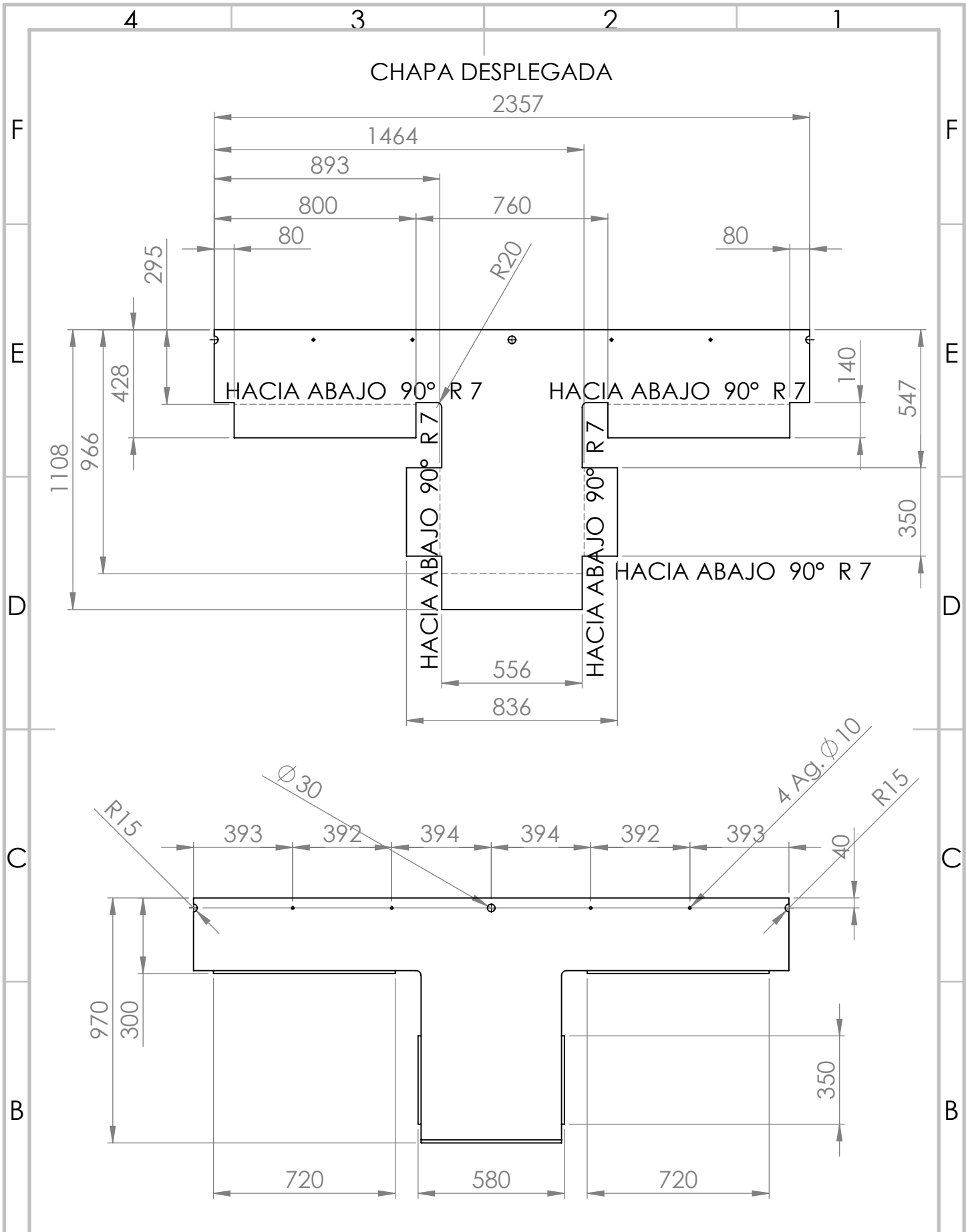
74	BP25-02-02-00-002				X	BUJE	4	REDONDO	POLIAMIDA 6	Ø40	L = 5 mm
75	BP25-02-02-00-003				X	PERNO BIELA	2	TREFILADO REDONDO	SAE 8620 WQT 800°F	Ø36,5	L = 82 mm
76	STD				X	UNIDAD DE RODAMIENTO 02	4	SKF	-	UCP 309	-
77	STD				X	CELDA DE CARGA	2	BYM	ACERO	CVS 5000	-
78	STD				X	TORNILLO CAB. HEXAGONAL 03	4	Ø3/4" UNF 16	-	L = 3,5"	GRADO 8
79	STD				X	TUERCA 04	4	DIN 934	-	3/4" x 16	-
80	BP25-02-02-01-000				X	PLATAFORMA IZQUIERDA	1	-	-	-	-
81	BP25-02-02-01-001				X	BASE APOYO PLATAFORMA	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	701 x 645
82	BP25-02-02-01-002				X	LATERAL PLATAFORMA 01	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	500 x 70
83	BP25-02-02-01-003				X	REFUERZO PLATAFORMA	6	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	488 x 64
84	BP25-02-02-01-004				X	TAPA INFERIOR PLATAFORMA	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	720 x 500
85	BP25-02-02-01-005				X	EJE PLATAFORMA	2	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø47	L = 862 mm
86	BP25-02-02-01-006				X	SOPORTE CELDA PLATAFORMA	2	CHAPA	SAE 1045	CALIBRE 1"	255 x 105
87	BP25-02-02-01-007				X	LATERAL PLATAFORMA 02	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	500 x 70
88	BP25-02-02-02-000				X	SISTEMA BIELA	2	-	-	-	-
89	BP25-02-02-02-001				X	BIELA	2	-	ALUMINIO 7075-T6	-	-
90	BP25-02-02-02-002				X	EXCÉNTRICO	2	TREFILADO REDONDO	SAE 1045	Ø74,6	L = 47 mm
91	STD				X	RODAMIENTO 01	2	SKF	-	6312-2Z	-
92	STD				X	ANILLO SEEGER PARA ALOJAMIENTO	2	DIN 471	-	Ø130	-
93	STD				X	ANILLO SEEGER PARA EJE 02	2	DIN 471	-	Ø60	-
94	STD				X	RODAMIENTO 02	4	SKF	-	HN 2016	-
95	STD				X	ANILLO DE PRESIÓN TIPO B	4	DIN 7993	-	Ø26	-
96	STD				X	RETEN	4	SKF	NBR	20 x 26 x 4	-
97	BP25-02-02-03-000				X	SOPORTE CELDA DE CARGA	2	-	-	-	-
98	BP25-02-02-03-001				X	LATERAL C.C	4	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	114 x 51
99	BP25-02-02-03-002				X	BASE C.C	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	50 x 51
100	BP25-02-02-03-003				X	REFUERZO C.C	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 3/8"	50 x 51
101	BP25-02-02-03-004				X	ENCASTRE PERNO BIELA	2	CHAPA	SID MLC 380	CALIBRE 1/4"	50 x 51
102	STD				X	MOTOR ELÉCTRICO	2	WEG	W22 - 50 Hz - 5,5 Hp - 4 POLOS	-	TRIFASICO
103	STD				X	ANILLO SEEGER PARA EJE 03	2	DIN 471	-	Ø24	-
104	STD				X	CHAVETA 02	1	DIN 6885/1	-	8 x 7 x 32	-
105	STD				X	ANILLO SEEGER PARA EJE 04	2	DIN 471	-	Ø20	-
106	STD				X	TORNILLO CAB. HEXAGONAL 04	8	DIN 931	-	M12 x 1,75 x 40	-
107	STD				X	TUERCA 05	8	DIN 934	-	M12	-
108	STD				X	TORNILLO ALLEN CAB. CILÍNDRICA 02	2	DIN 912	-	M10 x 16	-
109	STD				X	ARANDELA PLANA 03	2	DIN 125	-	M10	-
110	STD				X	TORNILLO CAB. HEXAGONAL 05	2	Ø3/4" UNF 16	-	L = 2"	GRADO 8
111	BP25-03-00-00-000				X	BANCO DE SUSPENSIÓN DERECHO					
112	BP25-03-01-00-000				X	BASTIDOR DERECHO B.S					
113	BP25-03-01-01-000				X	COBERTOR MOTOR LADO DERECHO	1	-	-	-	-
114	BP25-03-01-01-001				X	BASE C.M.D	1	CHAPA	ACERO F24	CALIBRE N° 14	1494 x 340
115	BP25-03-02-00-000				X	SUB CONJUNTO PLATAFORMA DER.					
116	BP25-03-02-01-000				X	PLATAFORMA DERECHA	1	-	-	-	-



VISTA ISOMÉTRICA



4	BP25-03-00-00-000	Banco de Suspensión Derecho	1
3	BP25-02-00-00-000	Banco de Suspensión Izquierdo	1
2	BP25-01-00-00-000	Banco de Rodillos	1
1	BP25-00-00-00-001	Tapa conexión conjunto	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
NOMBRE: Dalmasso Visconti FIRMA: FECHA: APROB.:		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS MATERIAL: PESO:	TÍTULO: BANCO DE PRUEBAS SOBRE CHASIS CON ANÁLISIS DE SUSPENSIÓN N.º DE DIBUJO: BP25-00-00-00-000 A2 REVISIÓN: 00 ESCALA: 1:20

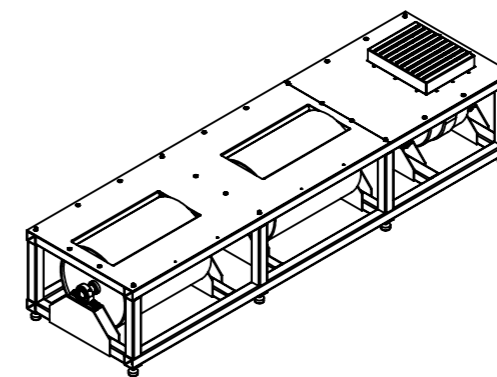
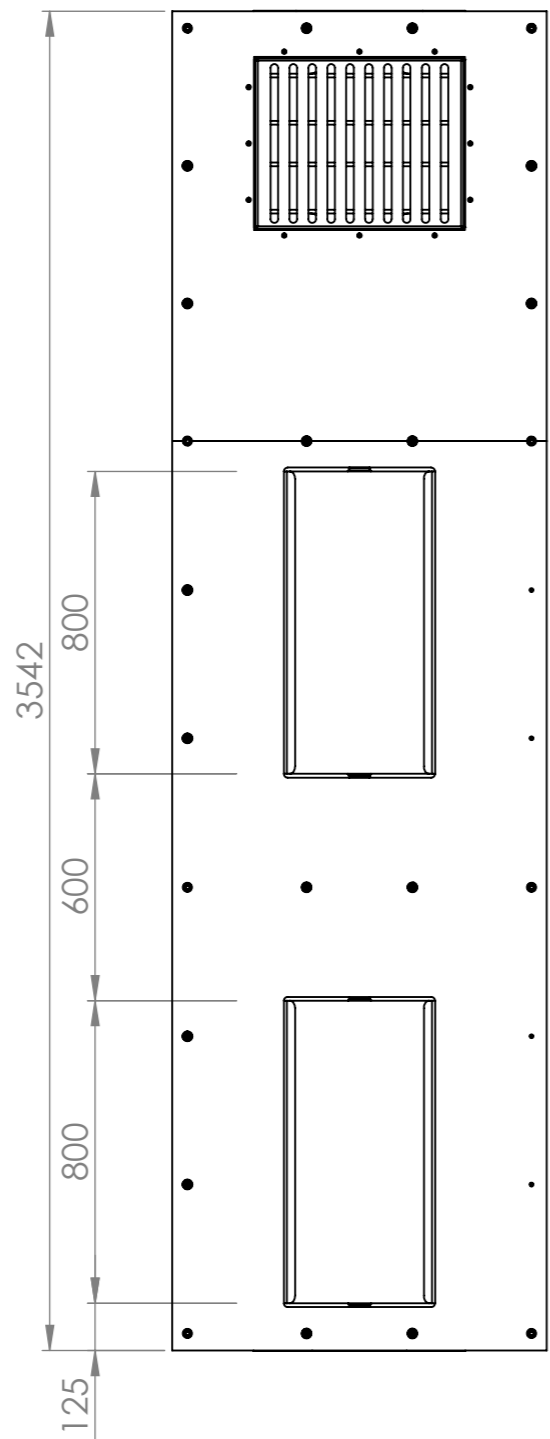
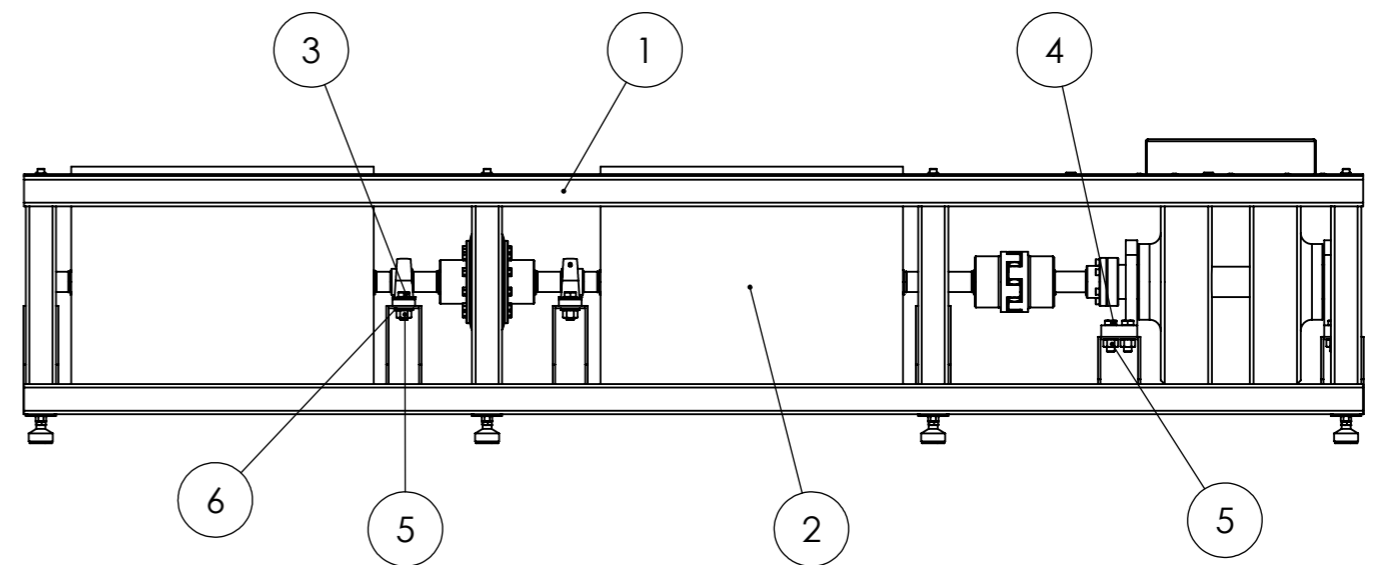
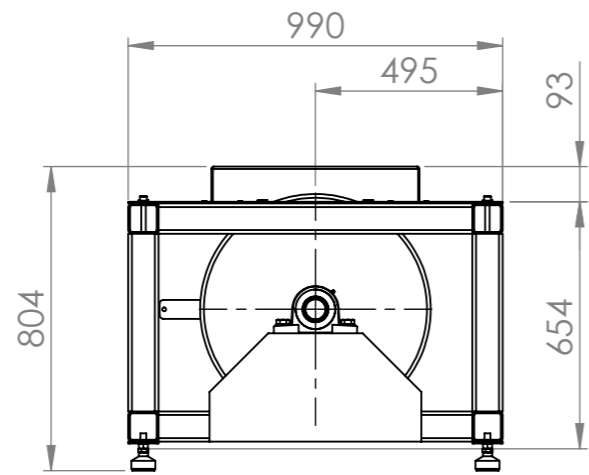


NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Dalmaso Visconti		
APROB.		




SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 LINEAL: ±1
 ANGULAR:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
 MATERIAL:
 SID MLC 380
 Chapa 4.75 mm (3/16")
 PESO:

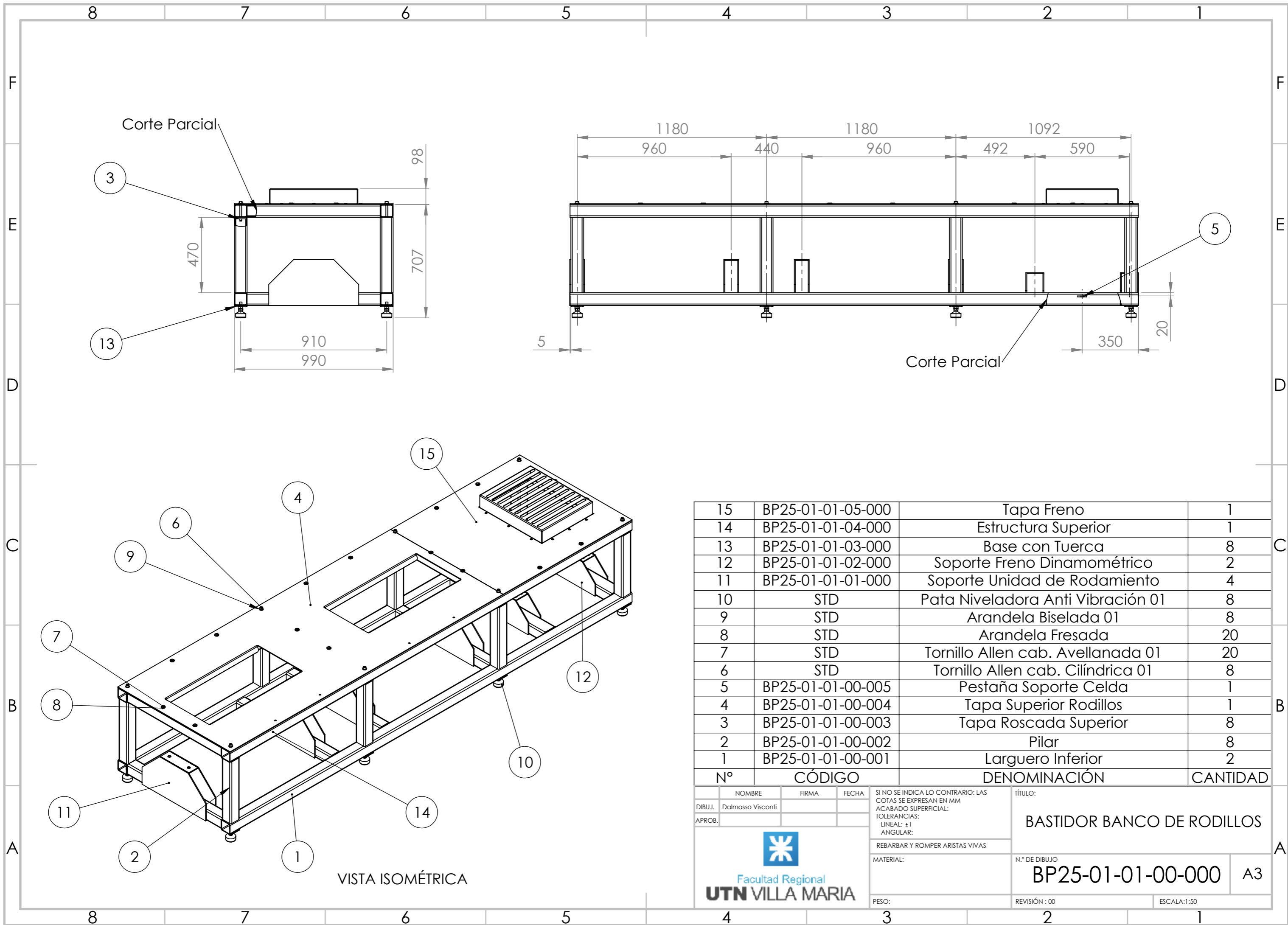
TÍTULO: TAPA CONEXIÓN CONJUNTO	N.º DE DIBUJO BP25-00-00-00-001	A4
REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:50	



VISTA ISOMÉTRICA
ESC. 1:50

6	STD	Arandela Plana 01	8
5	STD	Tuerca 02	16
4	STD	Tornillo cab. Hexagonal 02	8
3	STD	Tornillo cab. Hexagonal 01	8
2	BP25-01-02-00-000	Conjunto Rodillos	1
1	BP25-01-01-00-000	Bastidor Banco de Rodillos	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

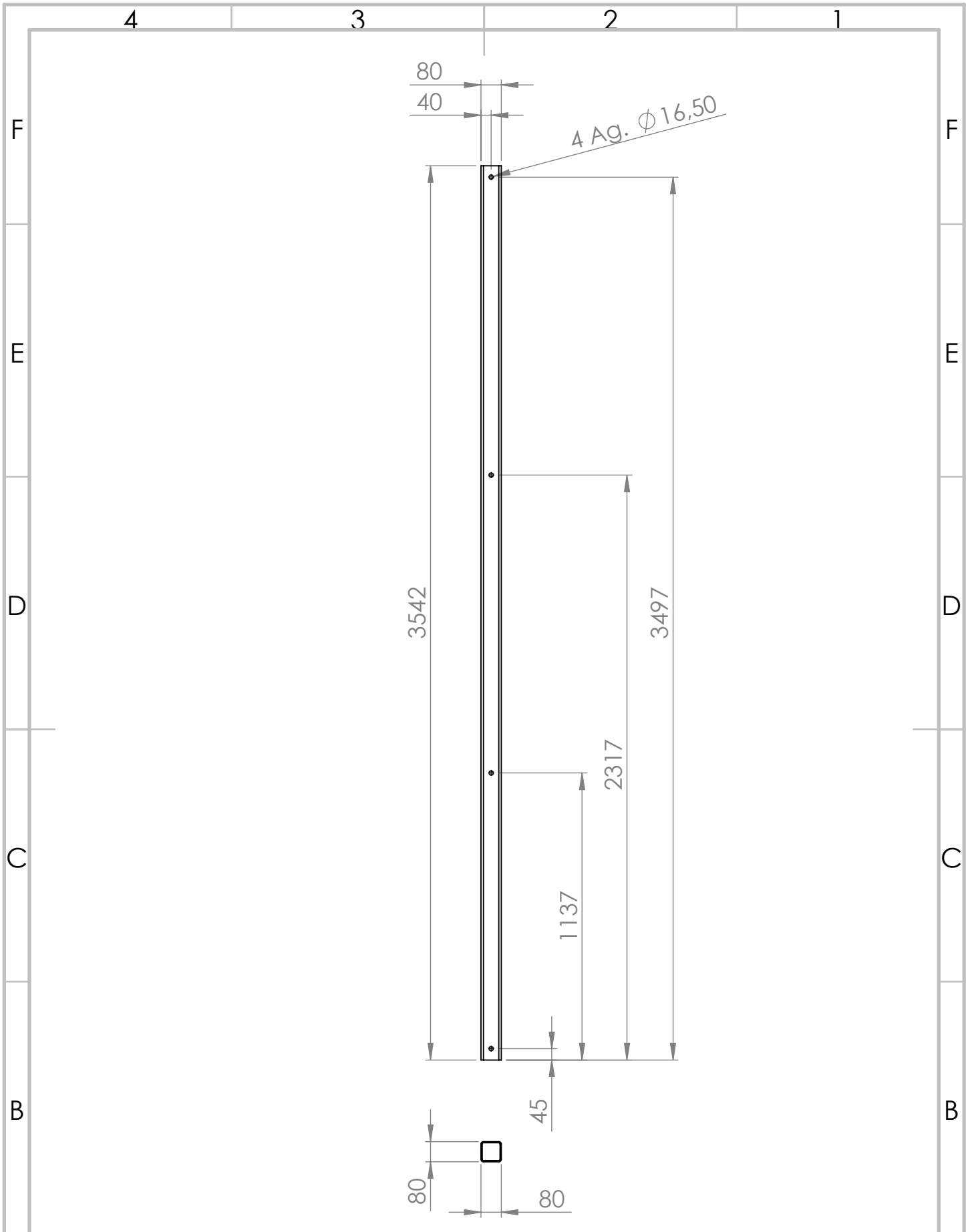
NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: ±1 LINEAL: ANGULAR: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					BANCO DE RODILLOS	
APROB.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	
					BP25-01-00-00-000	A3
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:50




15	BP25-01-01-05-000	Tapa Freno	1
14	BP25-01-01-04-000	Estructura Superior	1
13	BP25-01-01-03-000	Base con Tuerca	8
12	BP25-01-01-02-000	Soporte Freno Dinamométrico	2
11	BP25-01-01-01-000	Soporte Unidad de Rodamiento	4
10	STD	Pata Niveladora Anti Vibración 01	8
9	STD	Arandela Biselada 01	8
8	STD	Arandela Fresada	20
7	STD	Tornillo Allen cab. Avellanada 01	20
6	STD	Tornillo Allen cab. Cilíndrica 01	8
5	BP25-01-01-00-005	Pestaña Soporte Celda	1
4	BP25-01-01-00-004	Tapa Superior Rodillos	1
3	BP25-01-01-00-003	Tapa Roscada Superior	8
2	BP25-01-01-00-002	Pilar	8
1	BP25-01-01-00-001	Larguero Inferior	2
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
NOMBRE		FIRMA	FECHA
DIBUJ.		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	
APROB.		ACABADO SUPERFICIAL:	
		TOLERANCIAS:	
		LINEAL: ±1	
		ANGULAR:	
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
		MATERIAL:	
		N.º DE DIBUJO	
		BP25-01-01-00-000	
		A3	
		PESO:	
		REVISIÓN : 00	
		ESCALA: 1:50	



TÍTULO:
BASTIDOR BANCO DE RODILLOS



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		LARGUERO INFERIOR	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						LINEAL: ±1		N.º DE DIBUJO	
						ANGULAR:			
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:		SAE 1010		BP25-01-01-00-001	
						Perfil 80 x 80 x 4.75			
PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:20		A4			

4 3 2 1

F

F

E

E

D

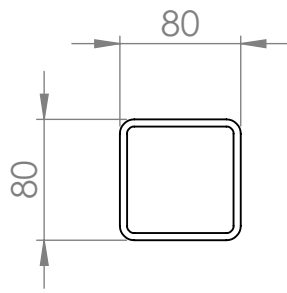
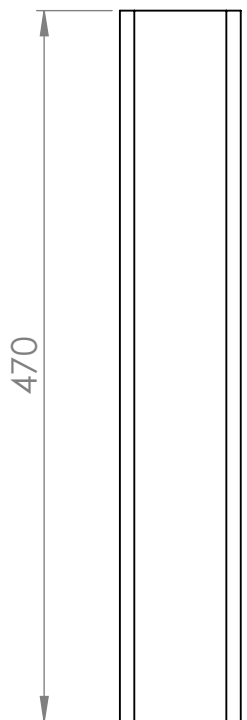
D


C

C

B

B

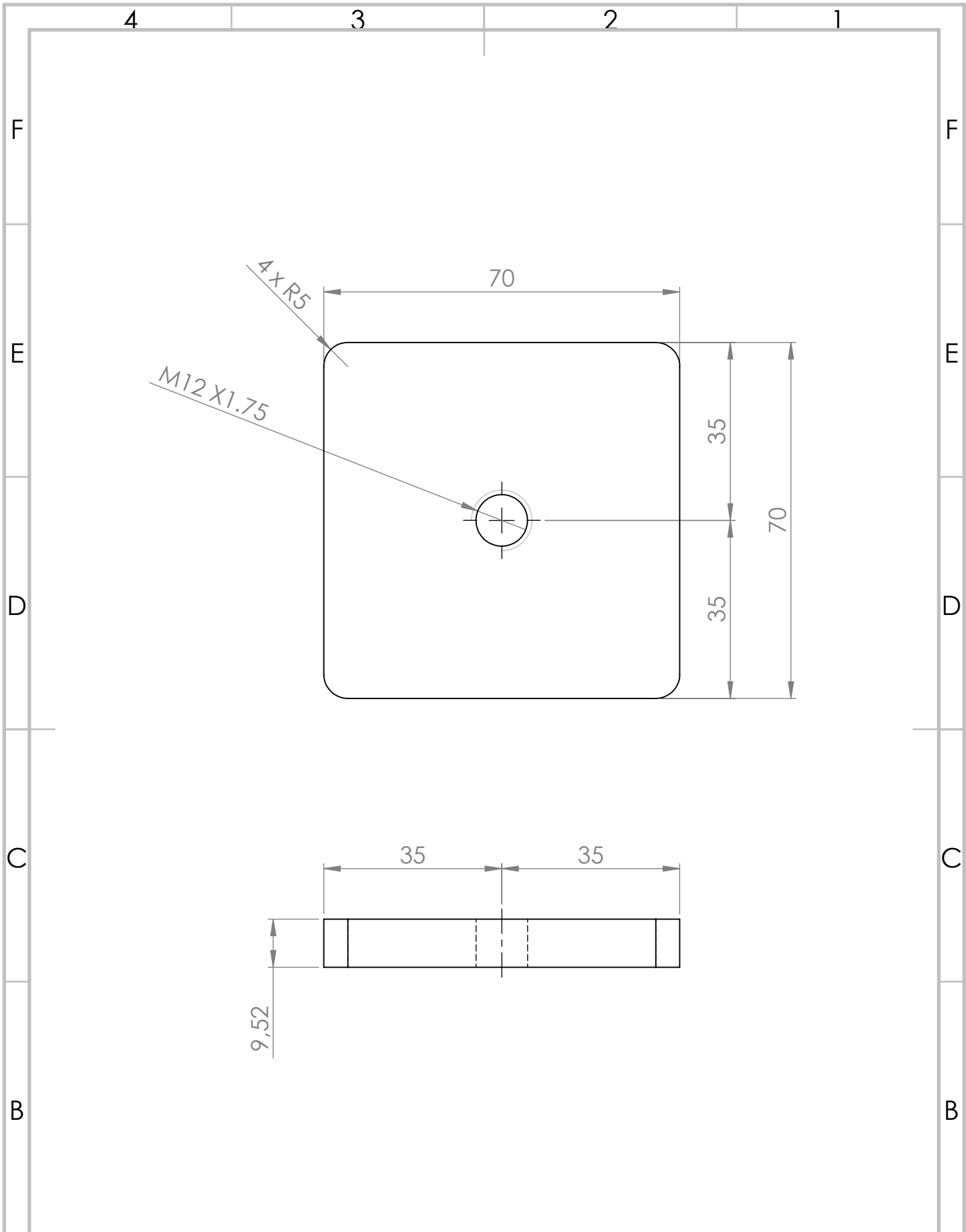


DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:		
	Dalmaso Visconti				PILAR		
APROB.	 Facultad Regional UTN VILLA MARIA			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO		
				MATERIAL:	SAE 1010 Perfil 80 x 80 x 4.75		BP25-01-01-00-002
PESO:				REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5		

4 3 2 1

A

A

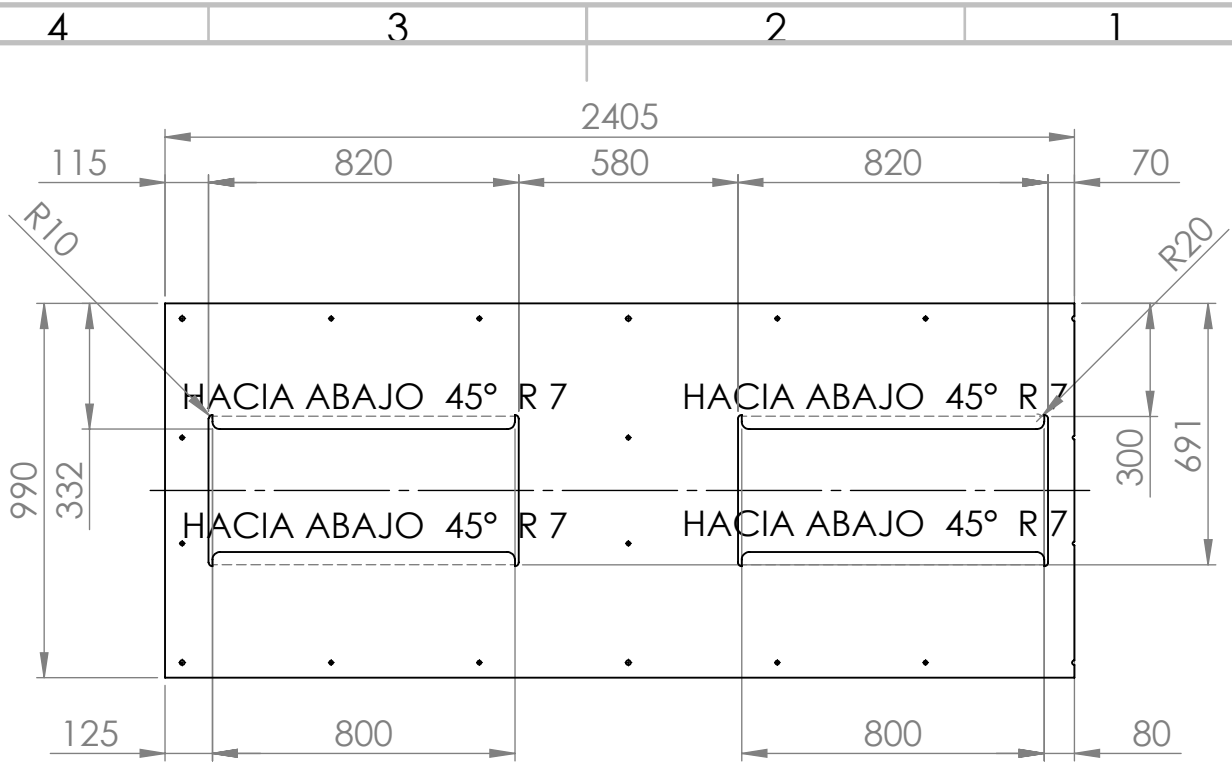


	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

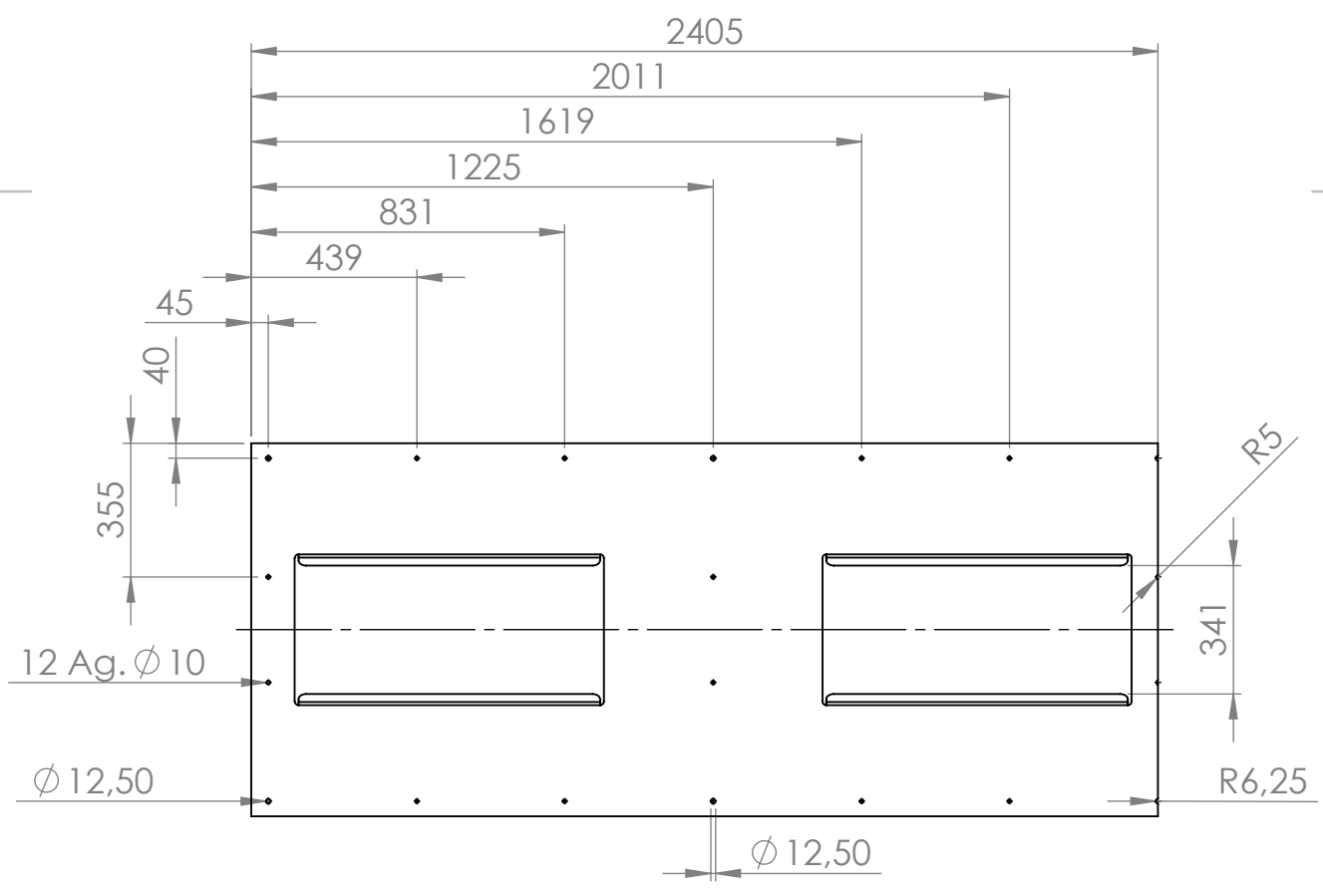



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.5
 ANGULAR:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
 MATERIAL:
 ACERO F24
 Chapa 9.52 mm (3/8")
 PESO:

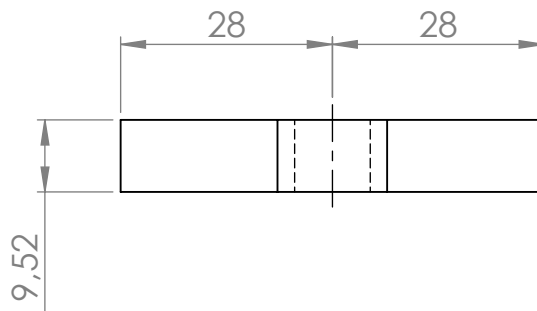
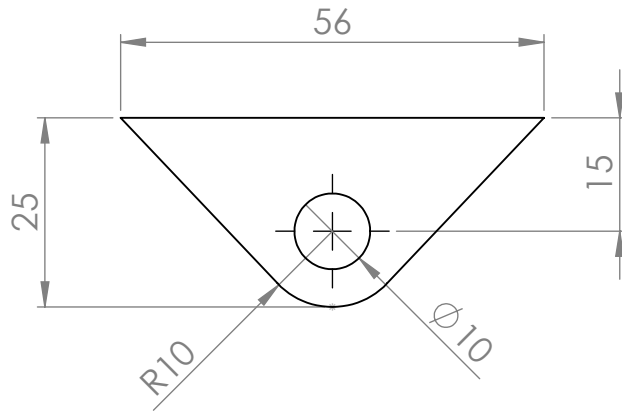
TÍTULO:
TAPA ROSCADA SUPERIOR
 N.º DE DIBUJO
BP25-01-01-00-003
 A4
 REVISIÓN : 00
 ESCALA: 1:1



CHAPA DESPLEGADA

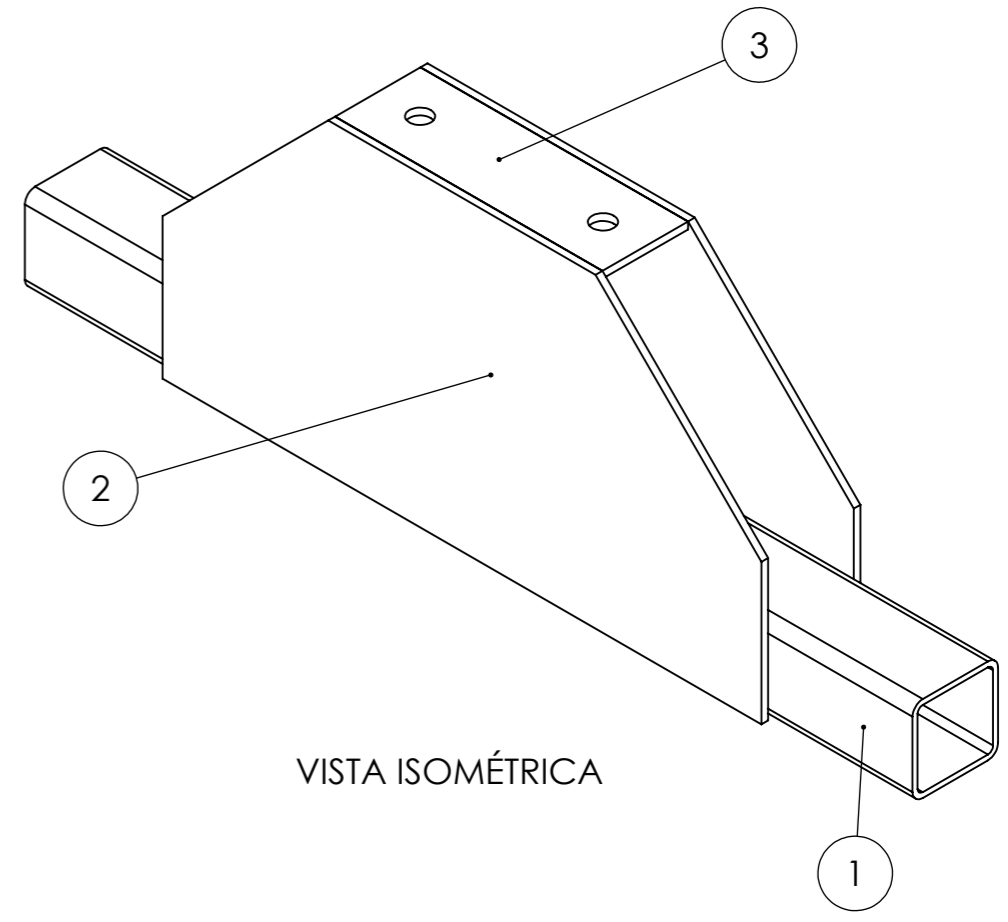
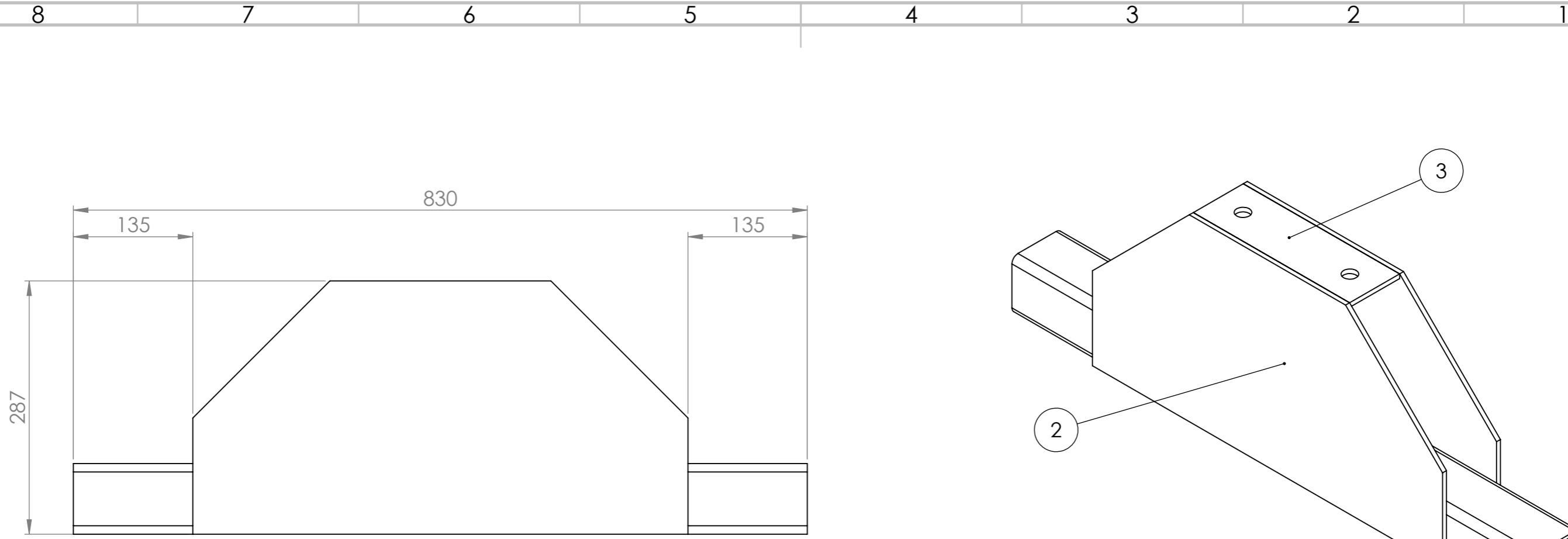


NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmasco Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		TAPA SUPERIOR RODILLOS	
APROB.						TOLERANCIAS:			
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4	
				ACERO F24		BP25-01-01-00-004			
				Chapa 4.75 mm (3/16")					
PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:50					




NOMBRE			FIRMA			FECHA			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			TÍTULO:		
DIBUJ. Dalmaso Visconti									ACABADO SUPERFICIAL:			PESTAÑA SOPORTE CELDA		
APROB.									TOLERANCIAS:					
									LINEAL: ±0.5			N.º DE DIBUJO		
									ANGULAR:					
									REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			BP25-01-01-00-005		
									MATERIAL:					
									ACERO F24			REVISIÓN : 00		
									Chapa 9.52 mm (3/8")					
									PESO:					

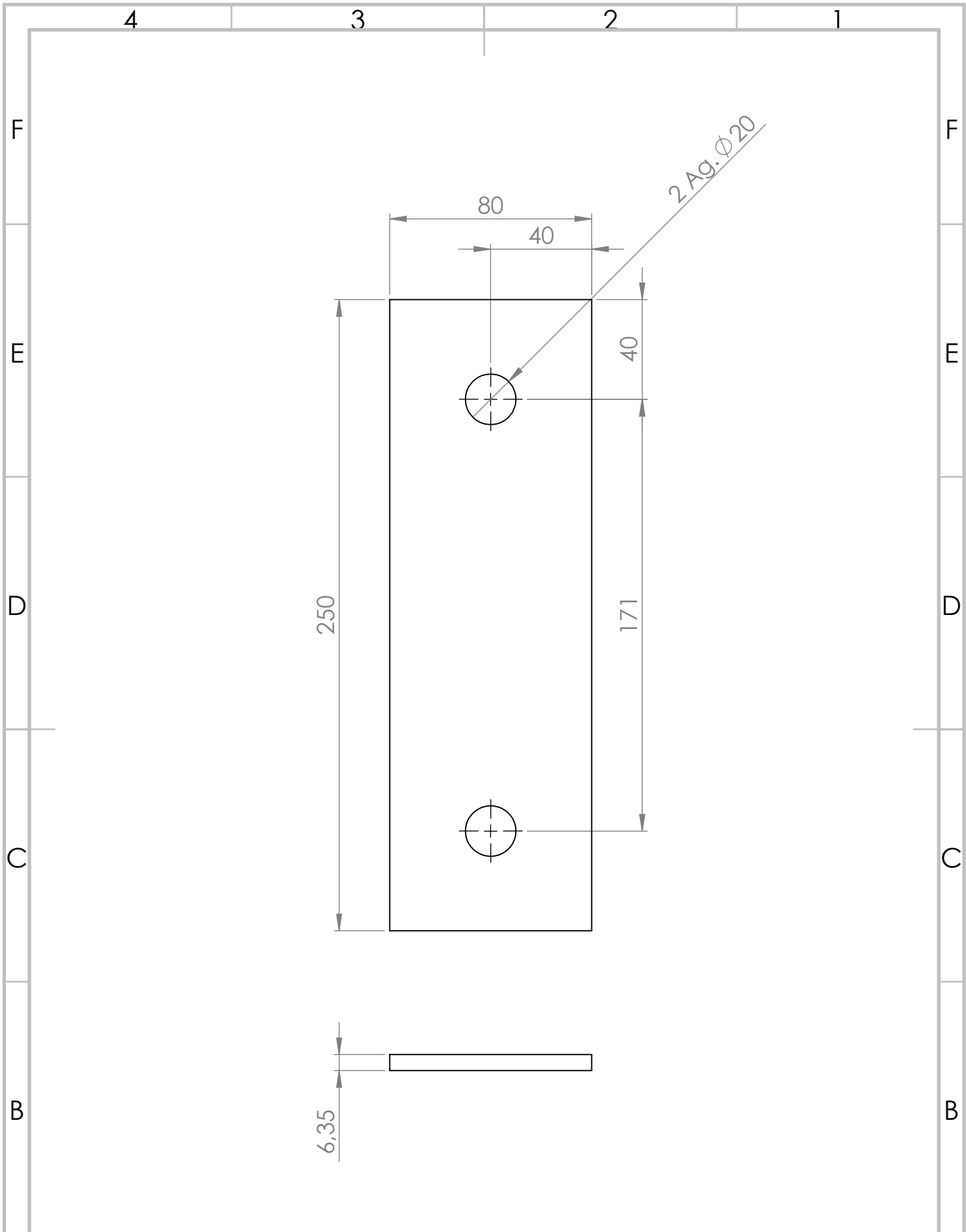




VISTA ISOMÉTRICA

N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD
3	BP25-01-01-01-001	Base S.U.R	1
2	BP25-01-01-01-002	Lateral S.U.R	2
1	BP25-01-01-01-003	Perfil S.U.R	1

NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	TÍTULO:	
DIBUJ.	Dalmaso Visconti			SOPORTE UNIDAD DE RODAMIENTO	
APROB.					
			MATERIAL:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		BASE S.U.R	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						LINEAL: ±0.5			
						ANGULAR:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
						ACERO F24		BP25-01-01-01-001	
						Chapa 6.35 mm (1/4")		A4	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:2	



4 3 2 1

F

F

E

E

D

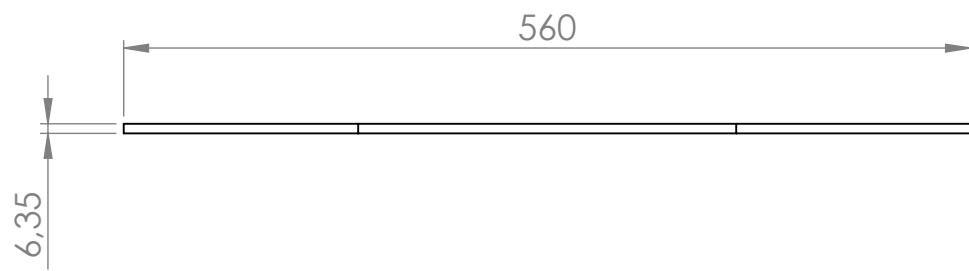
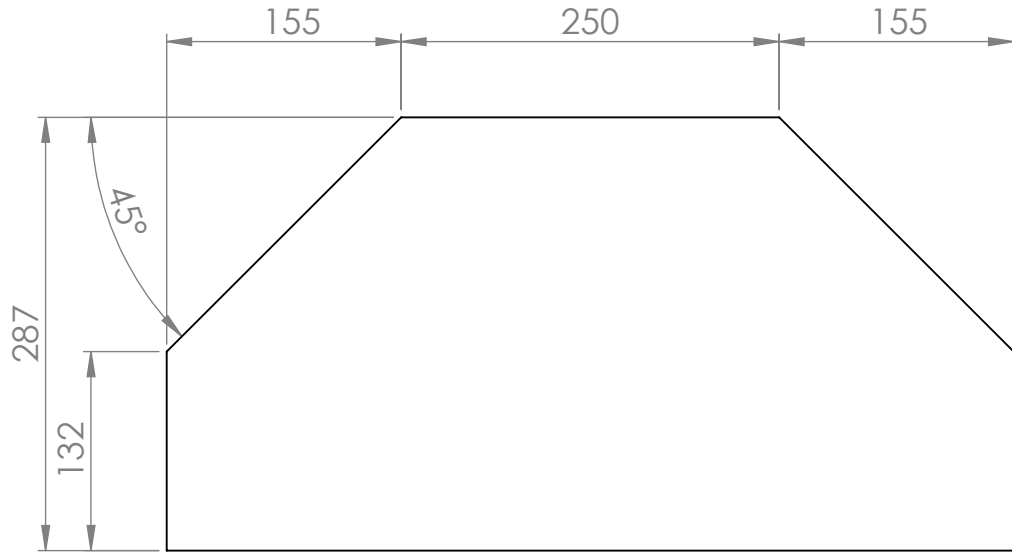
D


C

C

B

B



DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
	Dalmaso Visconti				LATERAL S.U.R	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	ACERO F24	BP25-01-01-01-002
					Chapa 6.35 mm (1/4")	
PESO:				REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5	

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

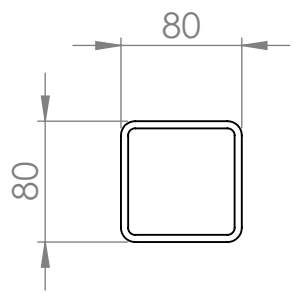
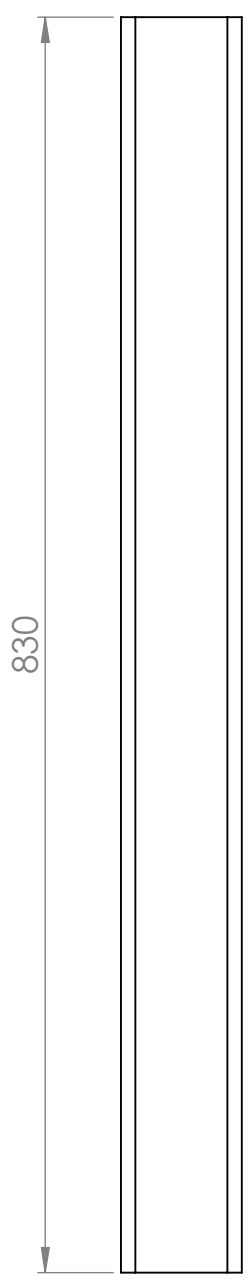
D


C

C

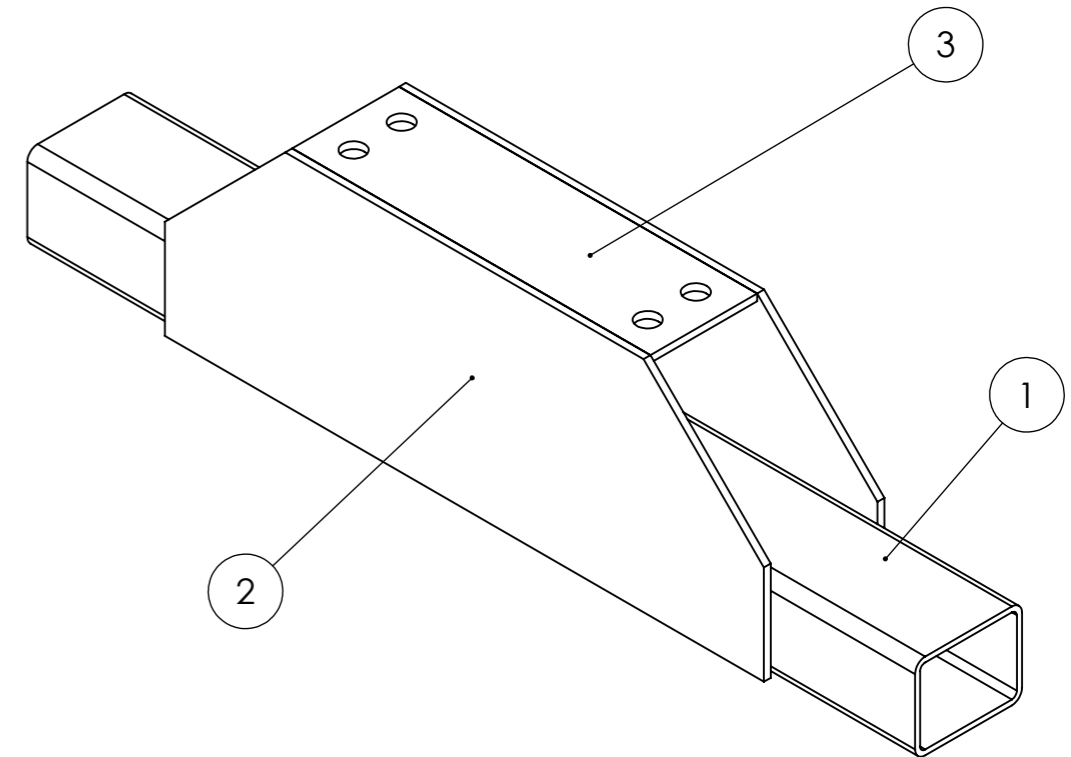
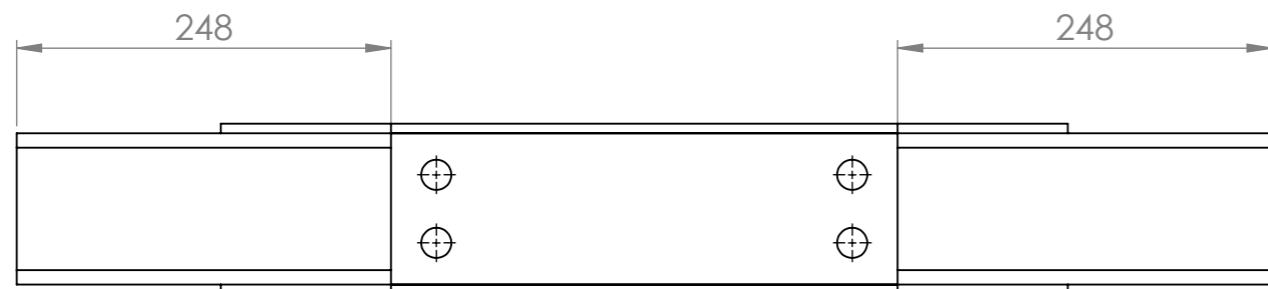
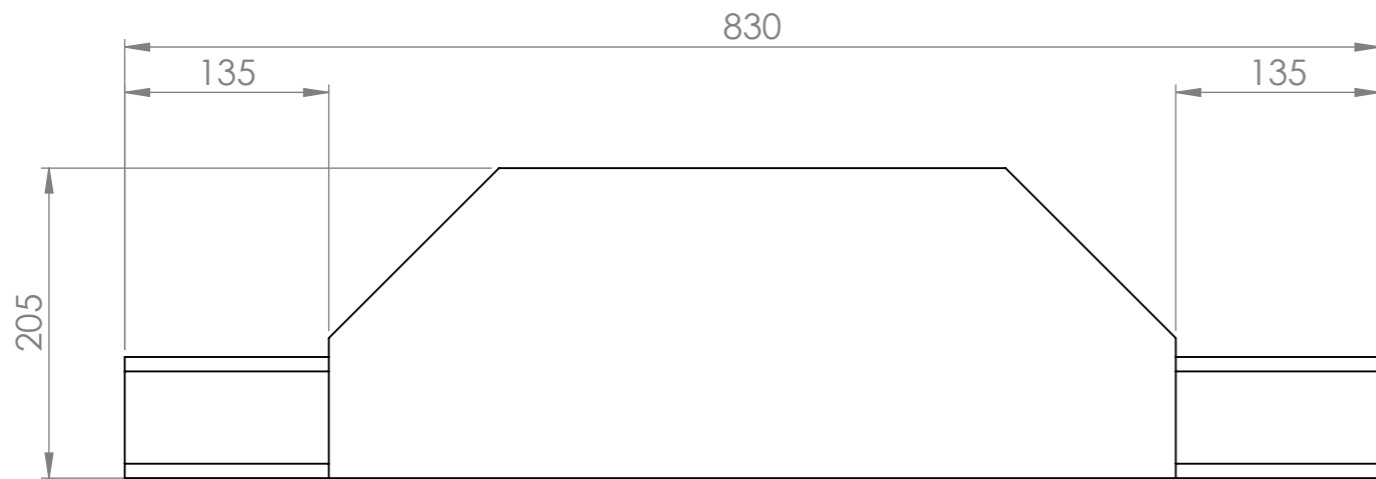
B

B




A	NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:	
	DIBUJ.	Dalmaso Visconti				PERFIL S.U.R	
 <p>Facultad Regional UTN VILLA MARIA</p>					REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
					MATERIAL:	A4	
					SAE 1010 Perfil 80 x 80 x 4.75	BP25-01-01-01-003	
					PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5

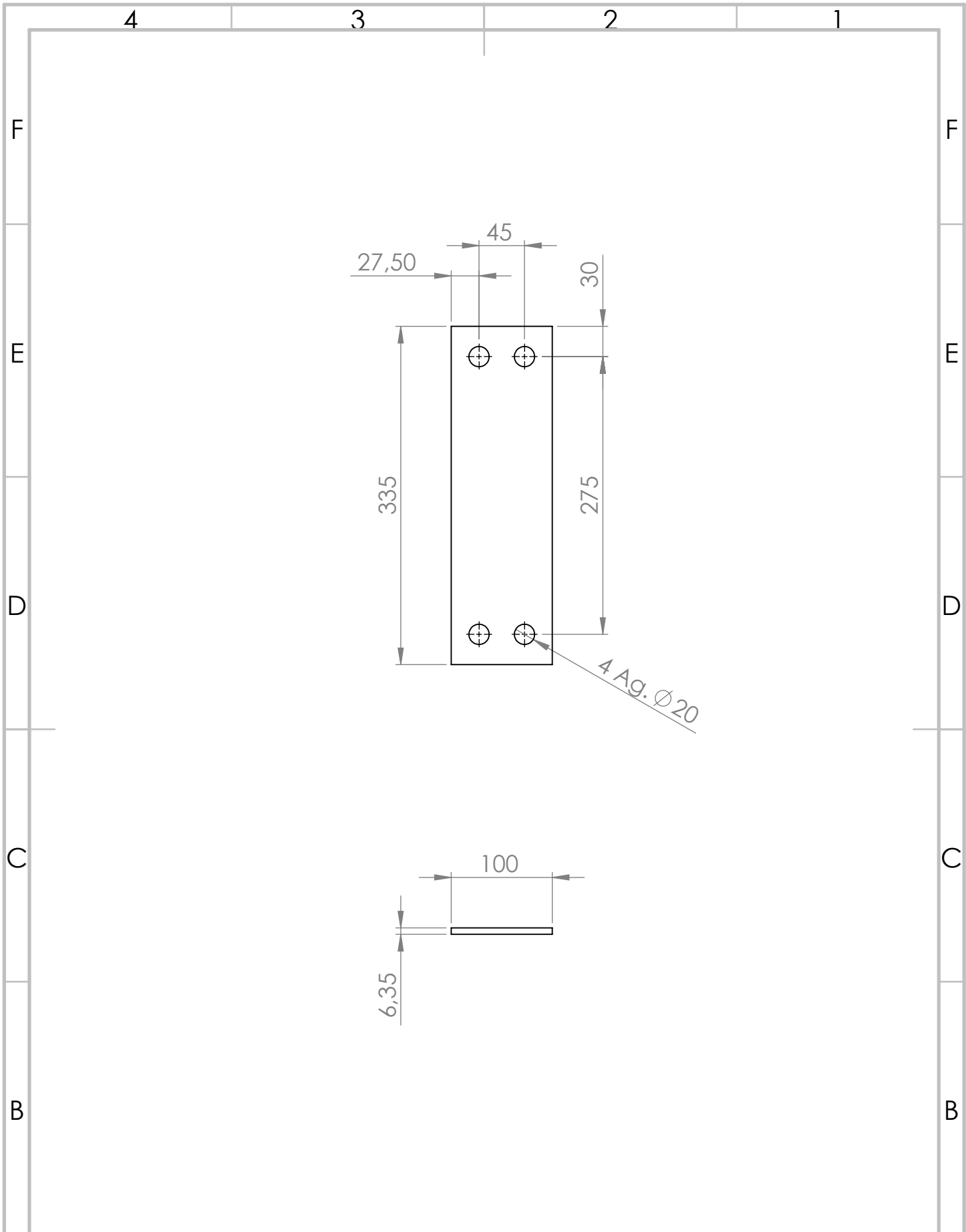
4 3 2 1



VISTA ISOMÉTRICA

3	BP25-01-01-02-001	Base S.F.D	1
2	BP25-01-01-02-002	Lateral S.F.D	2
1	BP25-01-01-02-003	Perfil S.F.D	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

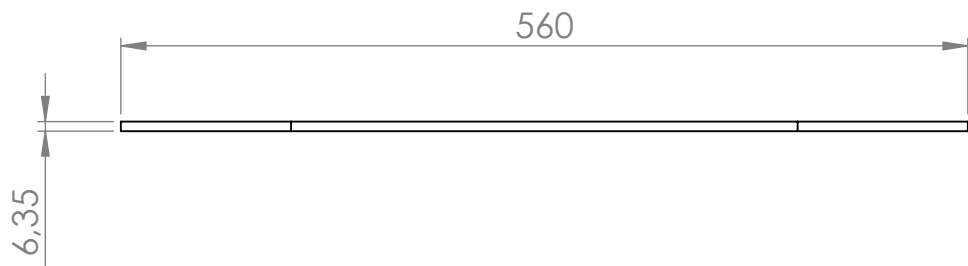
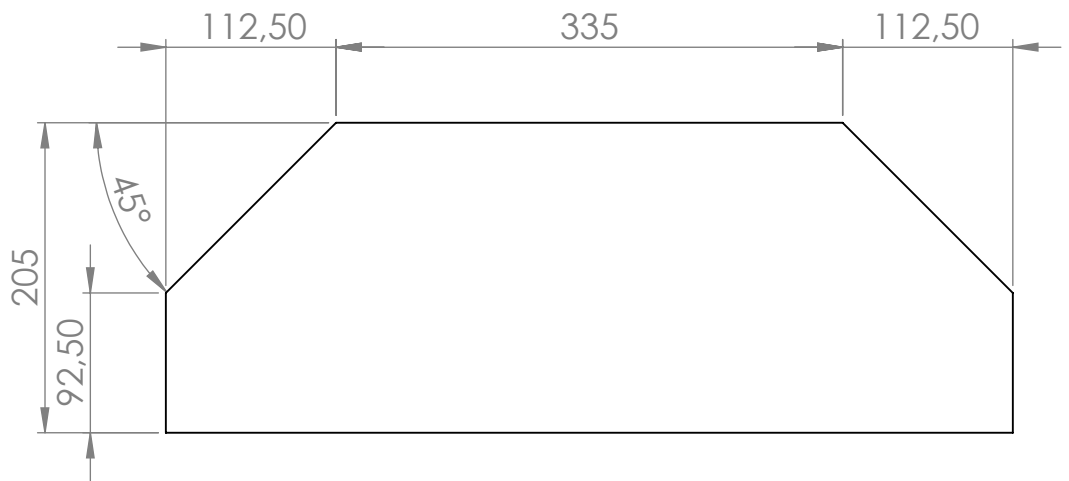
NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ.		Dalmaso Visconti			SOPORTE FRENO DINAMOMÉTRICO	
APROB.						
				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	A3
				MATERIAL:	BP25-01-01-02-000	
PESO:				REVISIÓN : 00	ESCALA:1:5	




NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		BASE S.F.D	
APROB.						MATERIAL: ACERO F24 Chapa 6.35 mm (1/4")		N.º DE DIBUJO BP25-01-01-02-001	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:5	



A4



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		LATERAL S.F.D	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						LINEAL: ± 0.5		N.º DE DIBUJO	
						ANGULAR:			
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:		BP25-01-01-02-002		A4	
				ACERO F24 Chapa 6.35 mm (1/4")		PESO:		REVISIÓN : 00	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

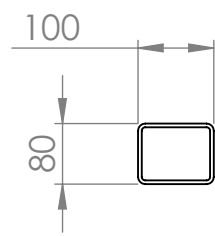
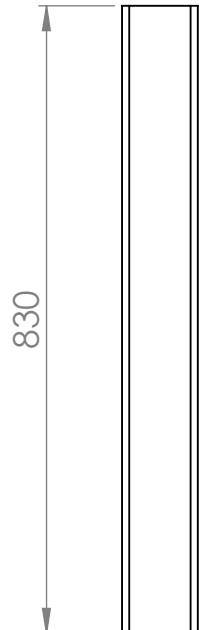
D

C

C

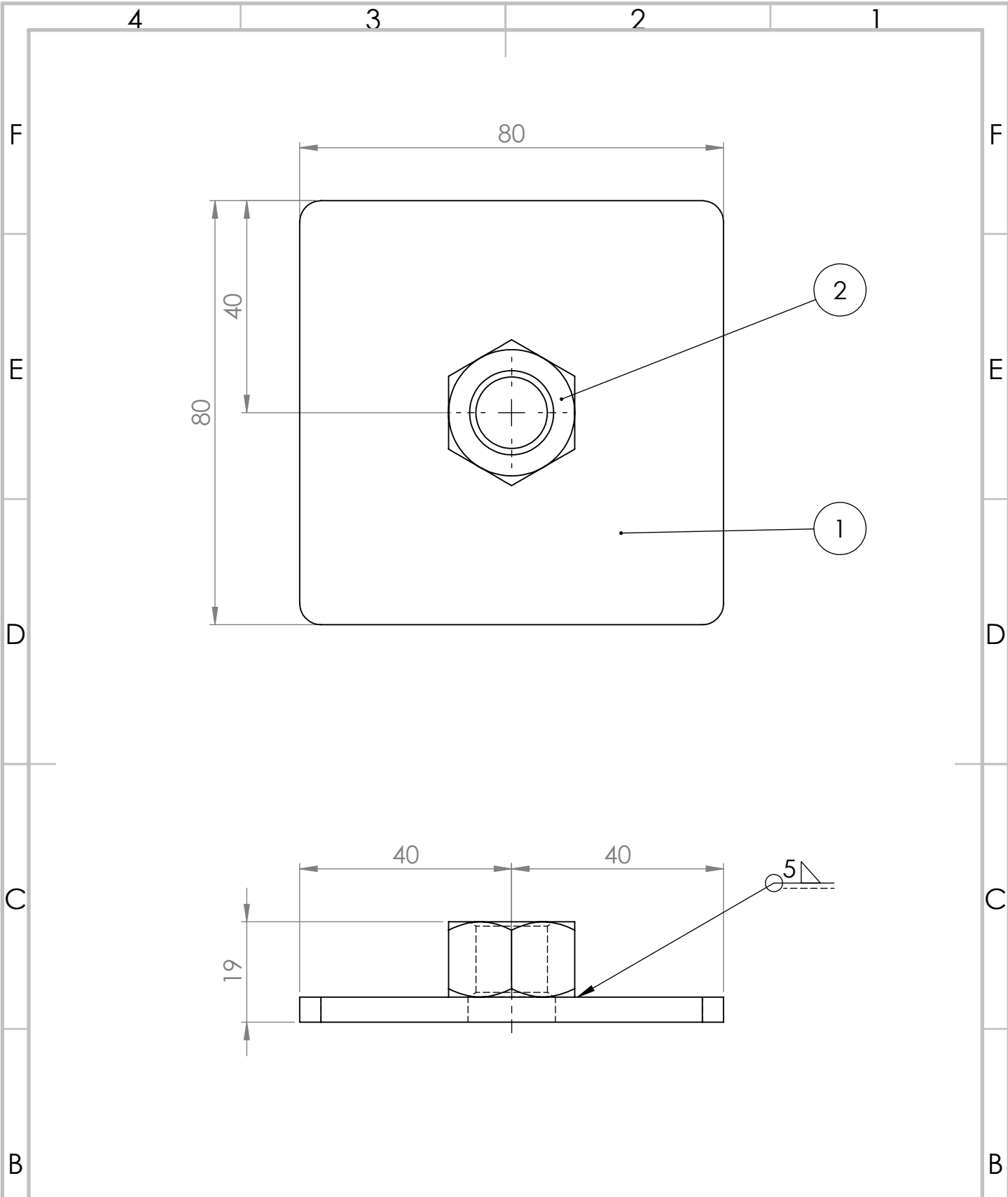
B

B




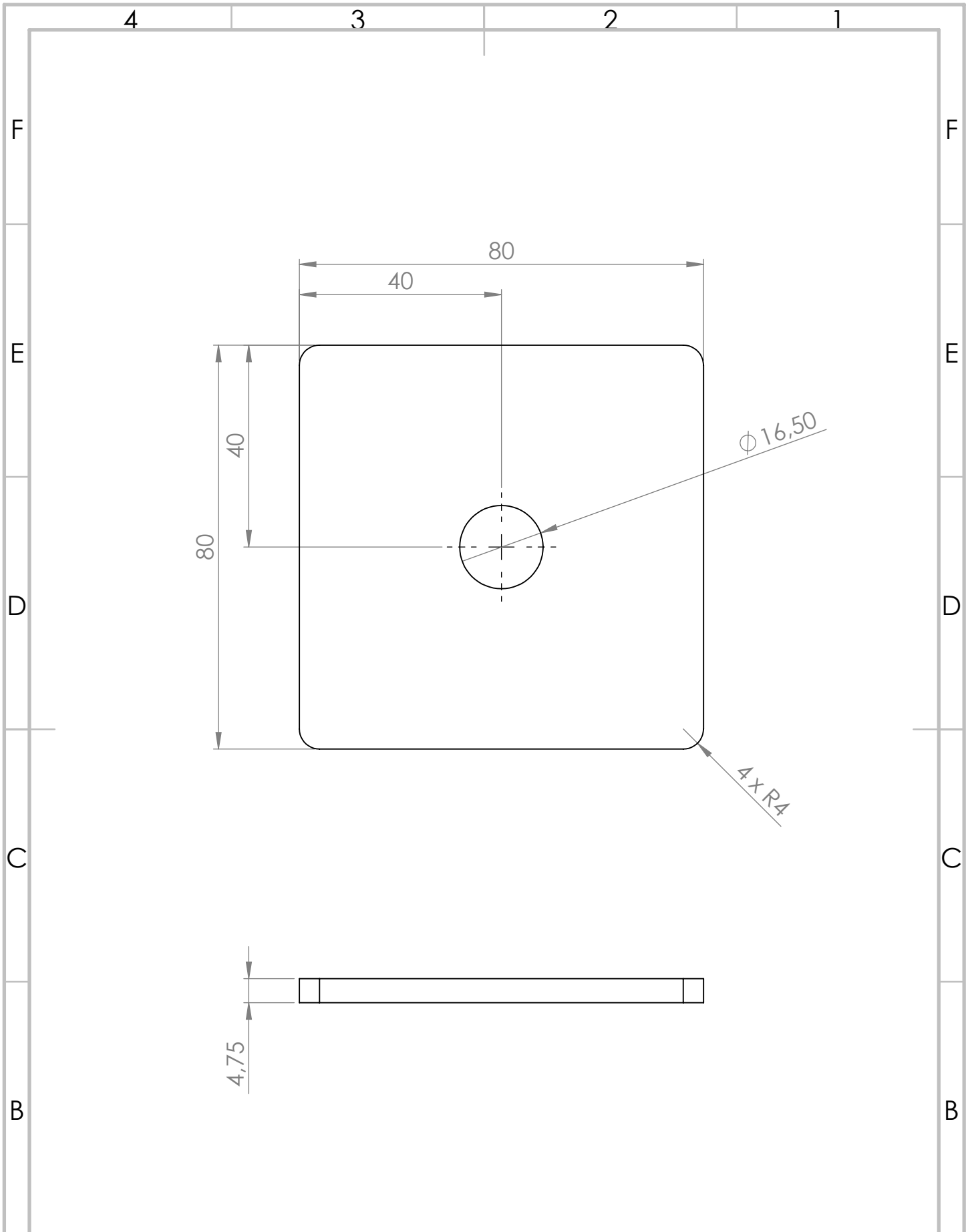
A	NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:		
	DIBUJ.	Dalmaso Visconti				PERFIL S.F.D		
	APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO		A4
					MATERIAL:	BP25-01-01-02-003		
					PESO:	SAE 1010 Perfil 100 x 80 x 4.75	REVISIÓN : 00	ESCALA:1:10

4 3 2 1



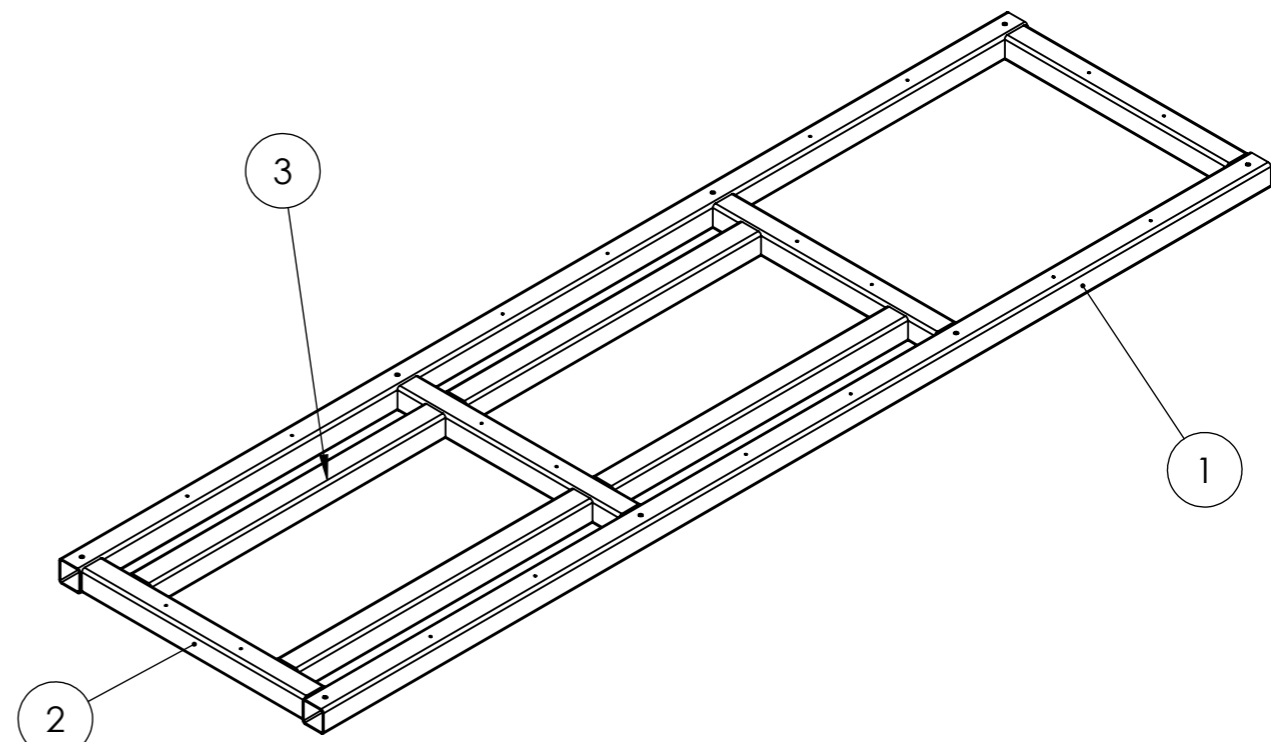
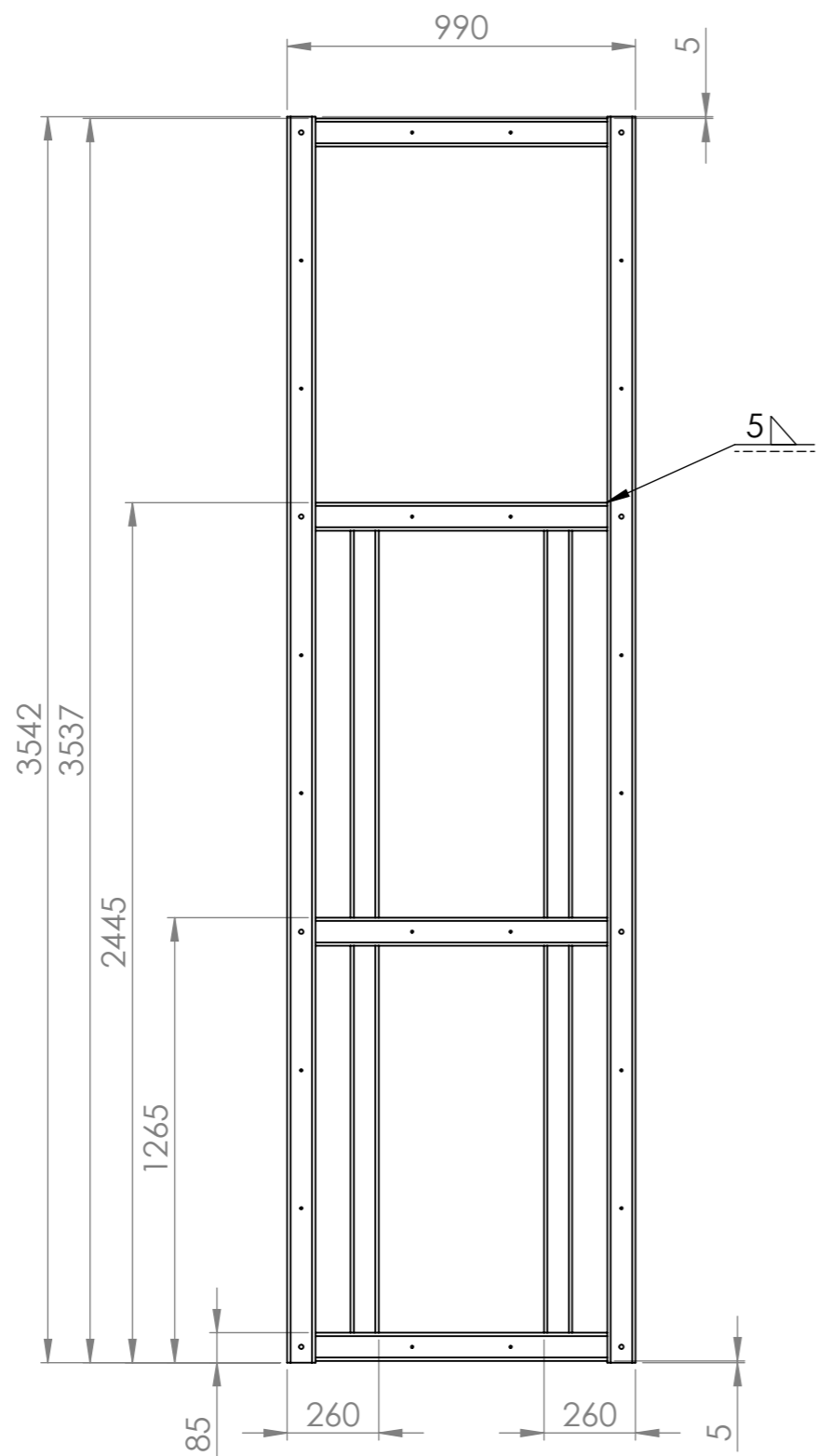
2	STD	Tuerca 01	1
1	BP25-01-01-03-001	Base	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: BASE CON TUERCA
	Dalmaso Visconti				
APROB.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO BP25-01-01-03-000
				PESO:	REVISIÓN : 00




NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		BASE	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						LINEAL: ±0.5			
						ANGULAR:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			
						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
						ACERO F24		BP25-01-01-03-001	
						Chapa 4.75 mm (3/16")		A4	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:1	

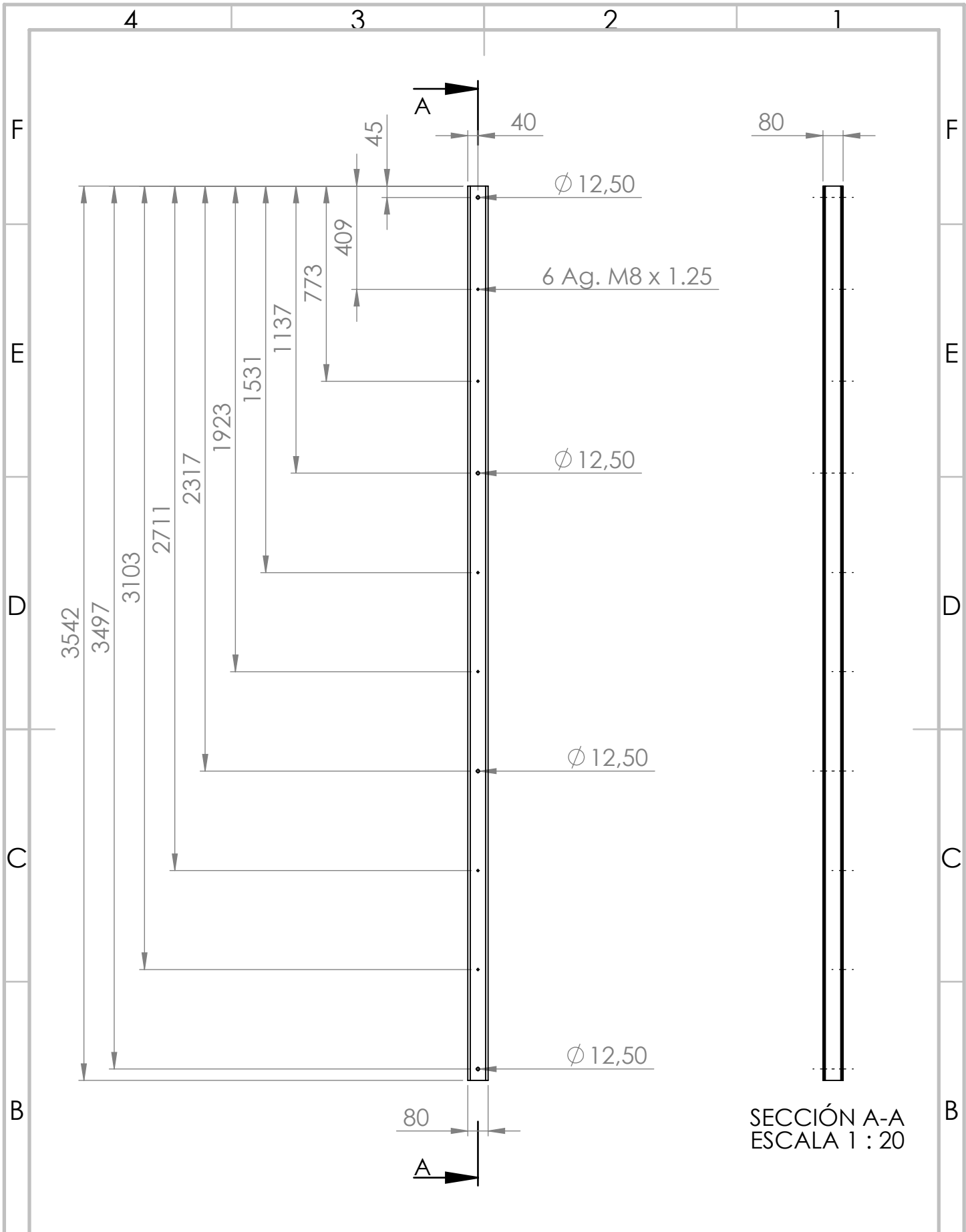




VISTA ISOMÉTRICA

3	BP25-01-01-04-003	Refuerzo	4
2	BP25-01-01-04-002	Travesaño Superior	4
1	BP25-01-01-04-001	Larguero Superior	2
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					ESTRUCTURA SUPERIOR	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-01-01-04-000	A3
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:50



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmasso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.5
 ANGULAR:

TÍTULO:
LARGUERO SUPERIOR



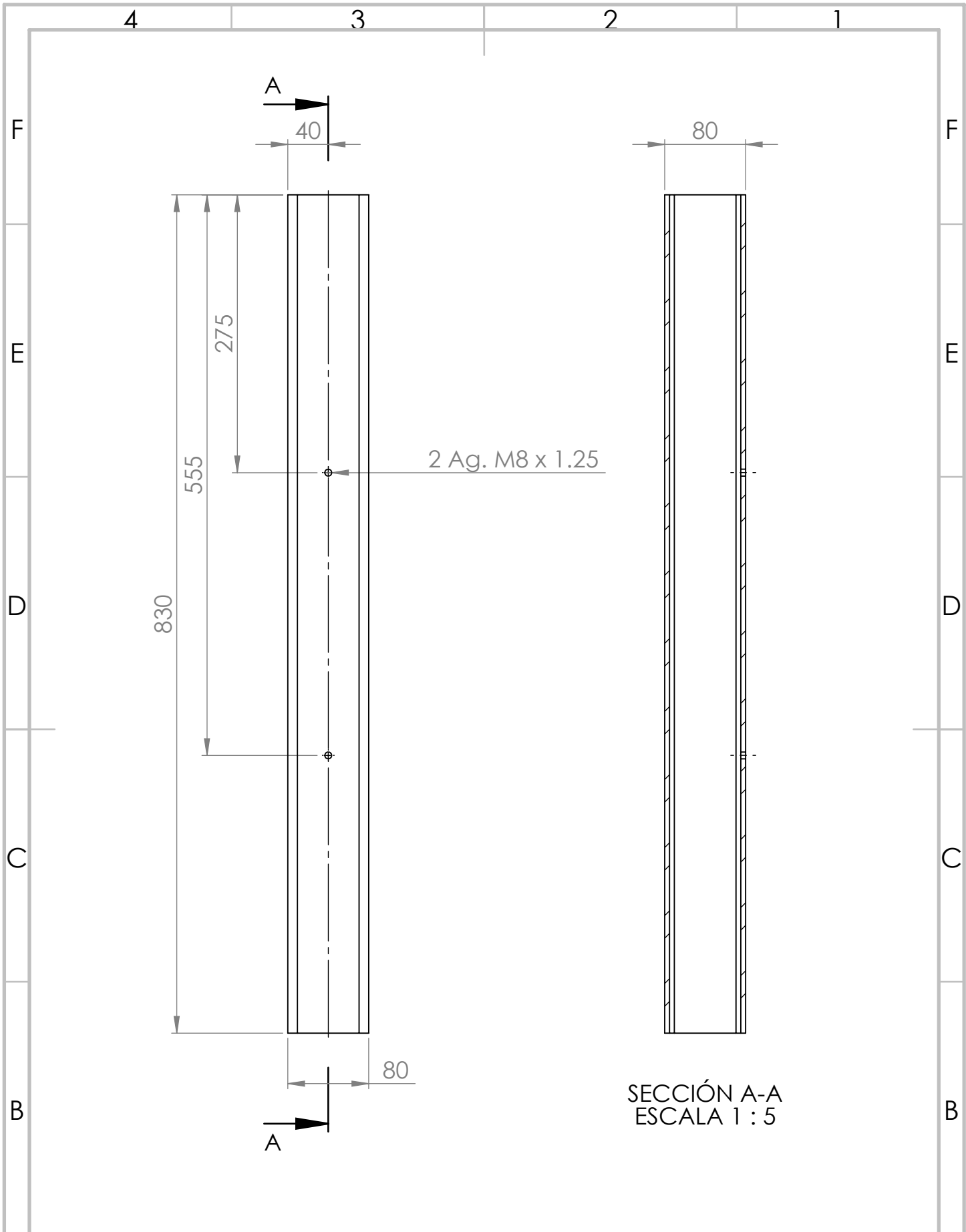
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

N.º DE DIBUJO
BP25-01-01-04-001 A4


MATERIAL:
SAE 1010
Perfil 80 x 80 x 4.75

PESO:

REVISIÓN : 00 ESCALA: 1:50



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		TRAVESAÑO SUPERIOR	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL:		BP25-01-01-04-002	
						SAE 1010 Perfil 80 x 80 x 4.75		A4	
PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA:1:10			

4

3

2

1

F

F

E

E

D

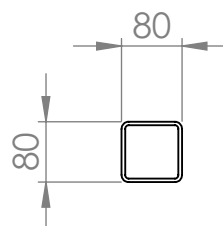
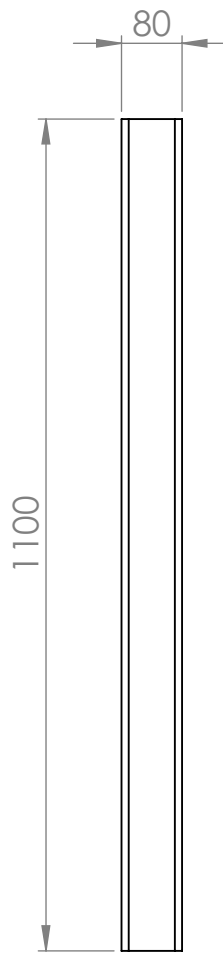
D

C

C

B

B



A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmasso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±1
 ANGULAR:

TÍTULO:
REFUERZO



REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
SAE 1010
Perfil 80 x 80 x 4.75

N.º DE DIBUJO
BP25-01-01-04-003

A4

PESO:

REVISIÓN : 00

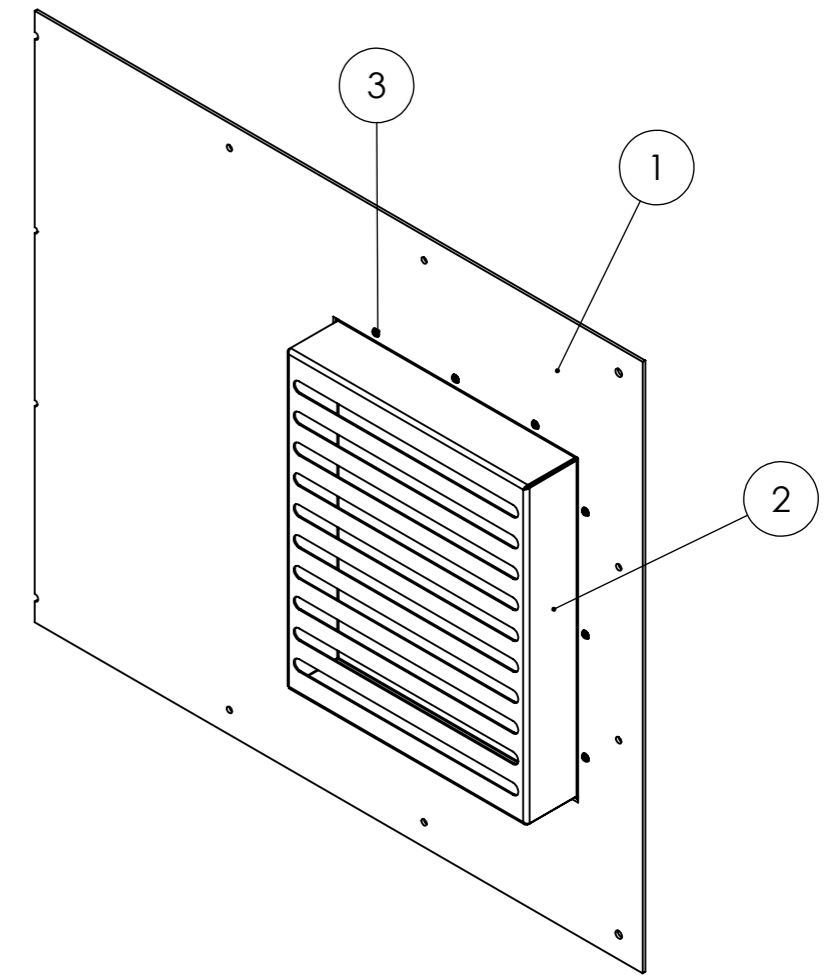
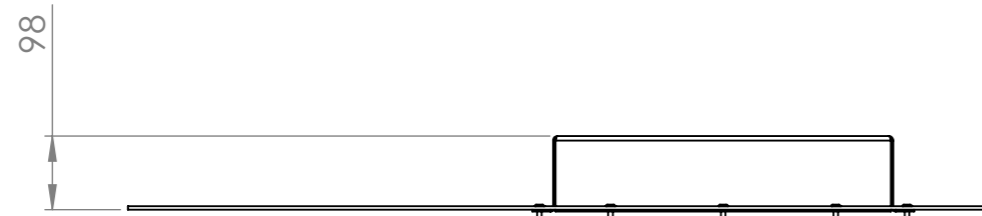
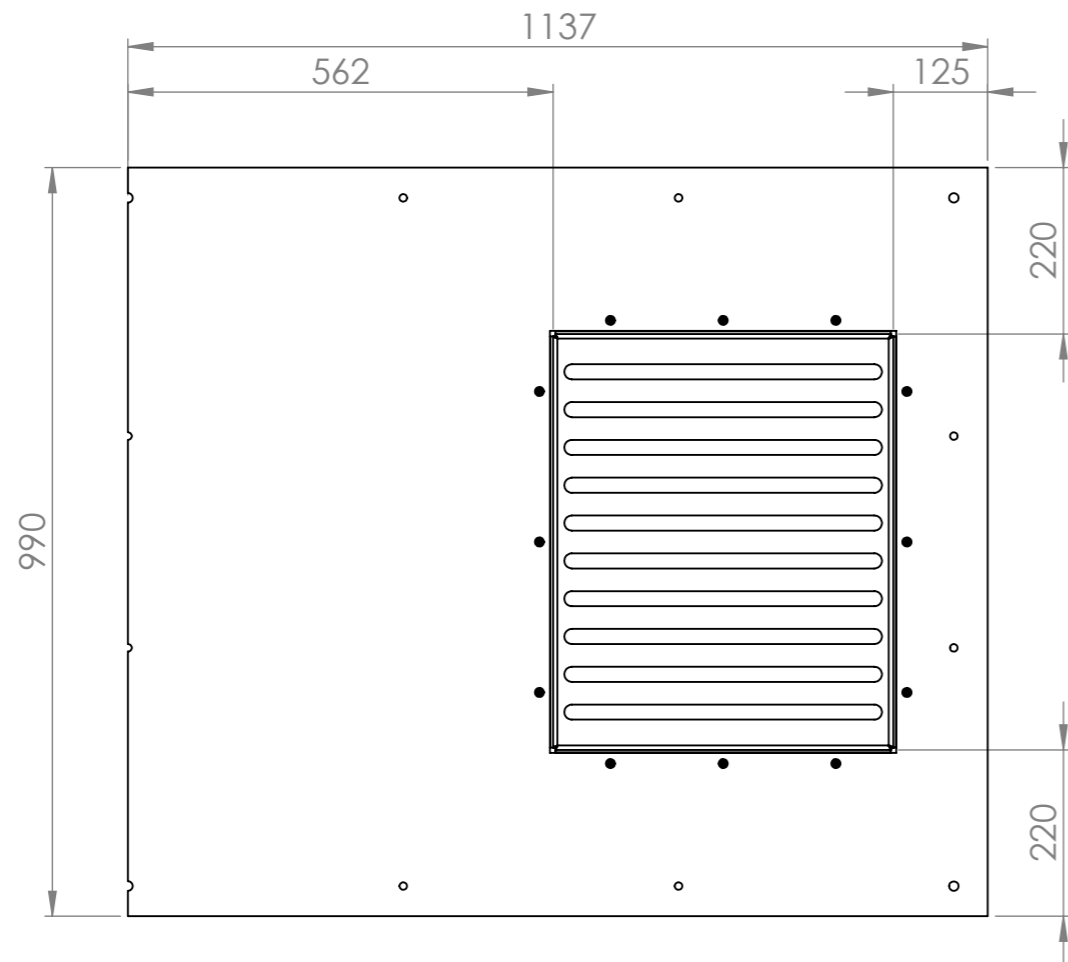
ESCALA:1:10

4

3


2

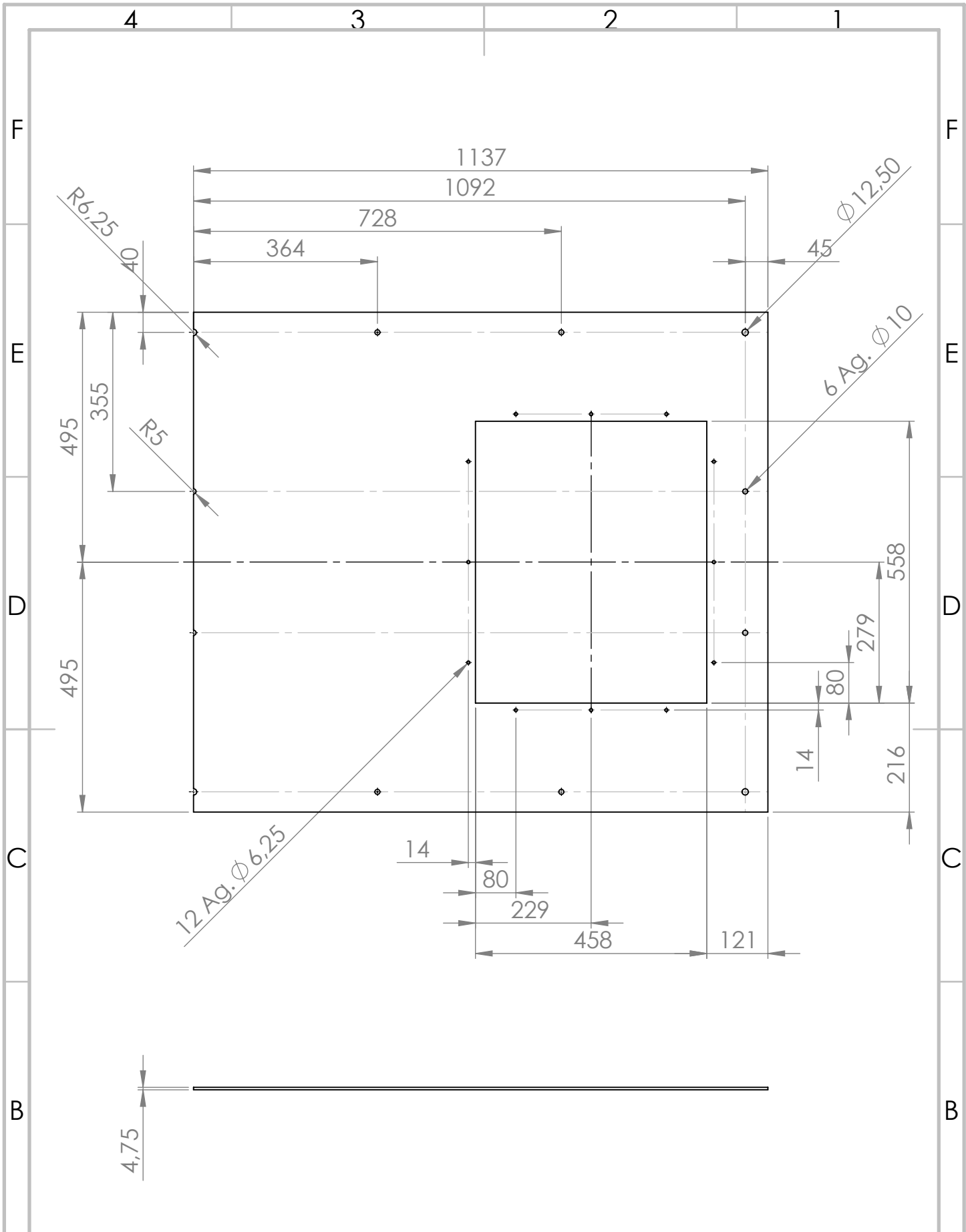
1



VISTA ISOMÉTRICA

3	STD	Remache pop	12
2	BP25-01-01-05-002	Rejilla Ventilación	1
1	BP25-01-01-05-001	Tapa Base Freno	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					TAPA FRENO	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
		MATERIAL:		BP25-01-01-05-000		A3
		PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:10



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmasso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.5
 ANGULAR:

TÍTULO:

TAPA BASE FRENO

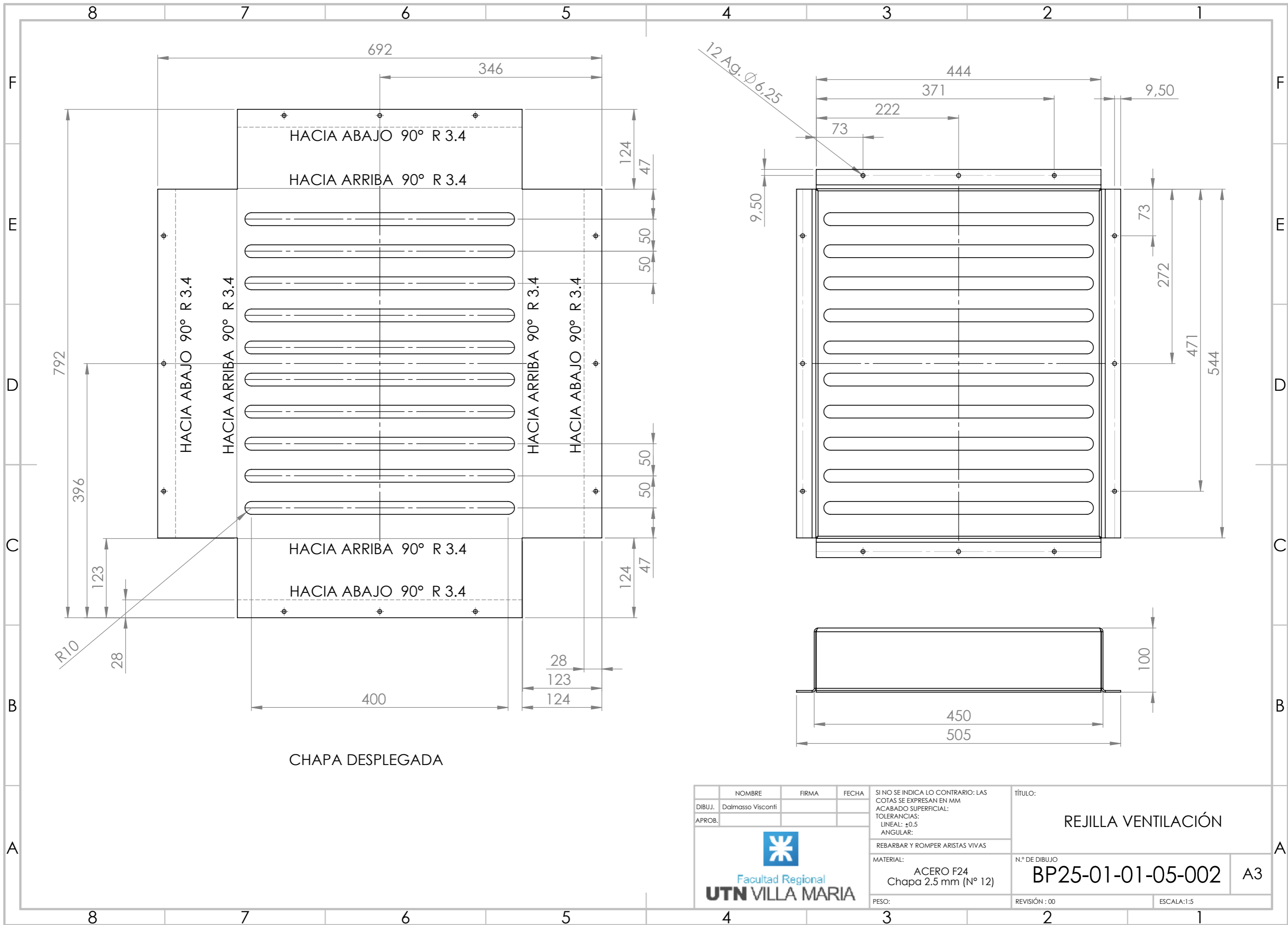


REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
 ACERO F24
 Chapa 4.75 mm (3/16")

N.º DE DIBUJO
BP25-01-01-05-001 A4

PESO: REVISIÓN : 00 ESCALA:1:10

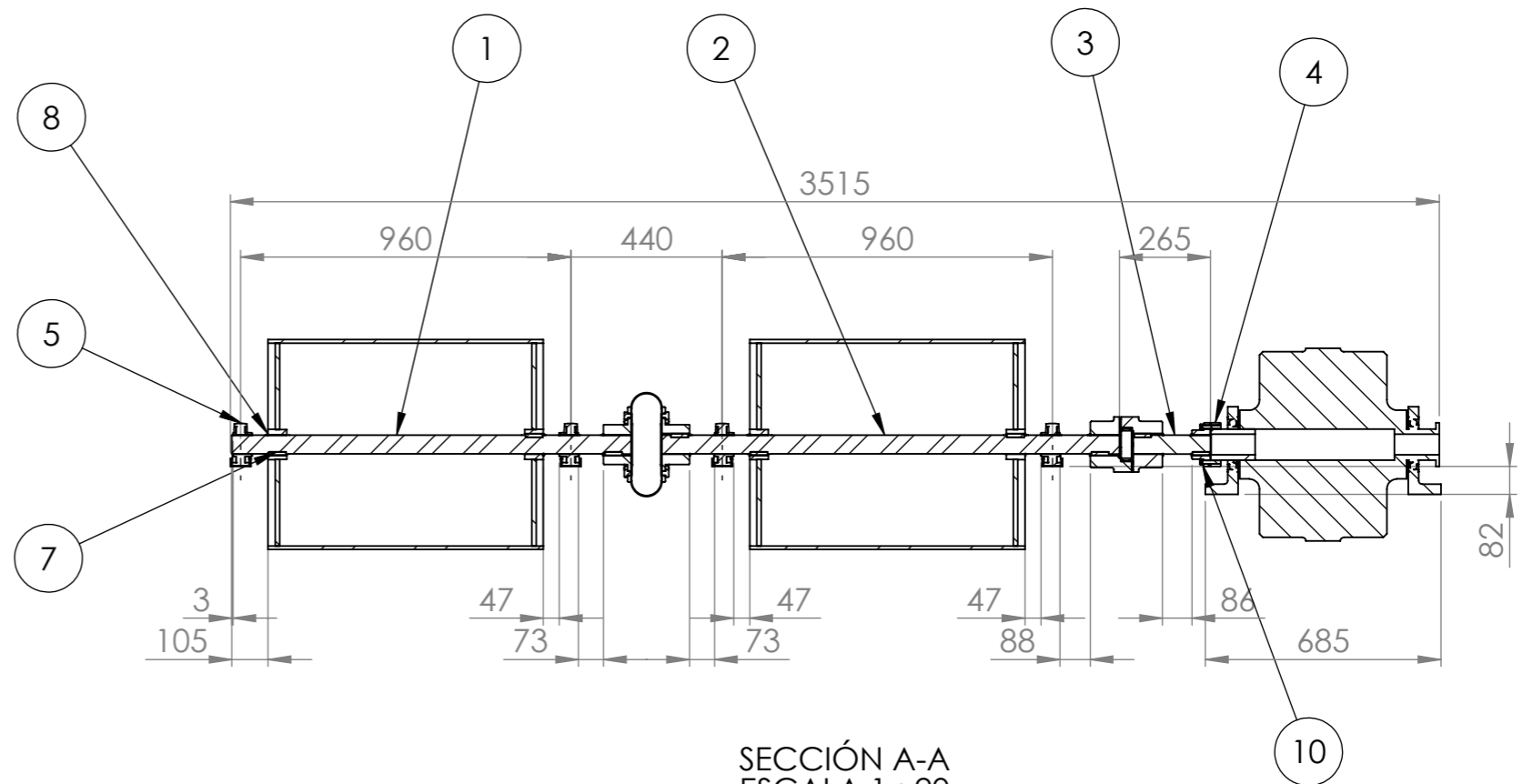
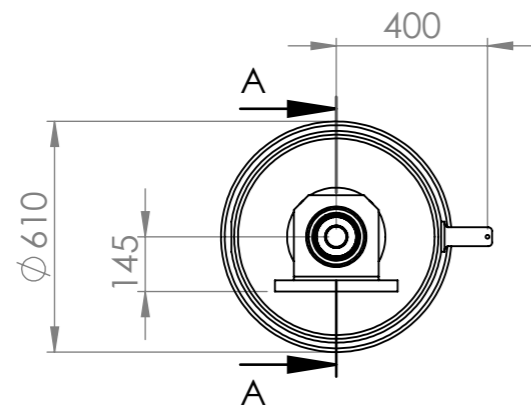


CHAPA DESPLEGADA

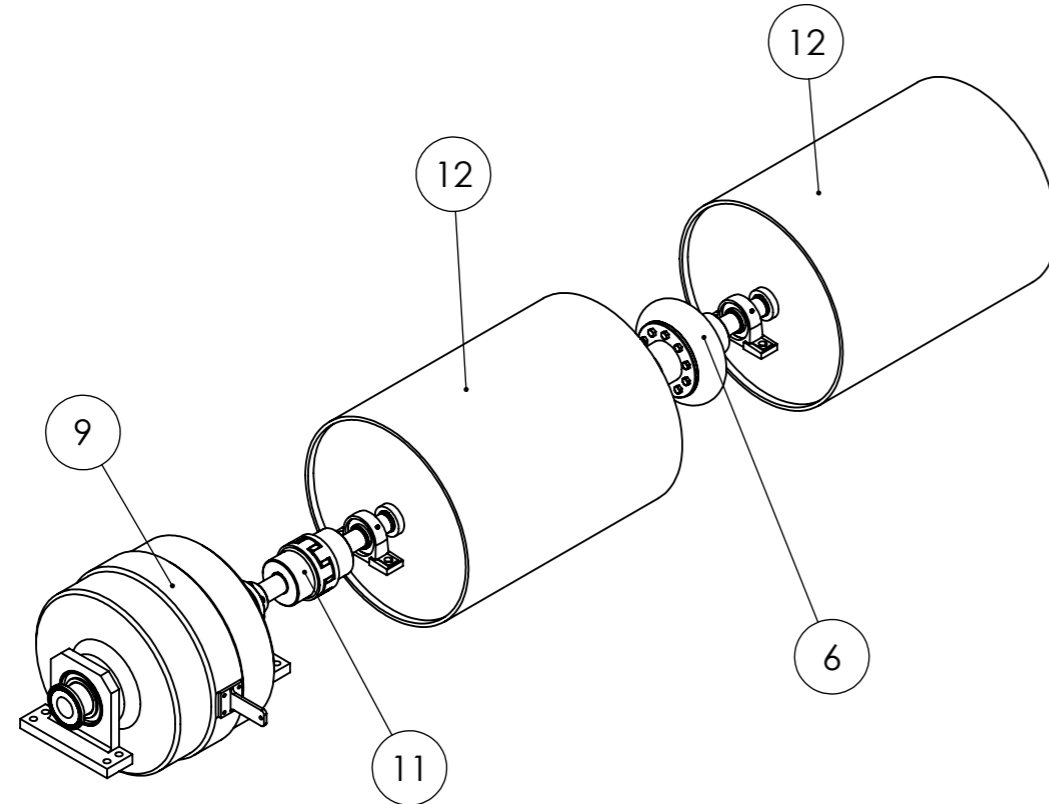
NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti								REJILLA VENTILACIÓN	
APROB.						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL: ACERO F24 Chapa 2.5 mm (Nº 12)		BP25-01-01-05-002	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA:1:5	



A3




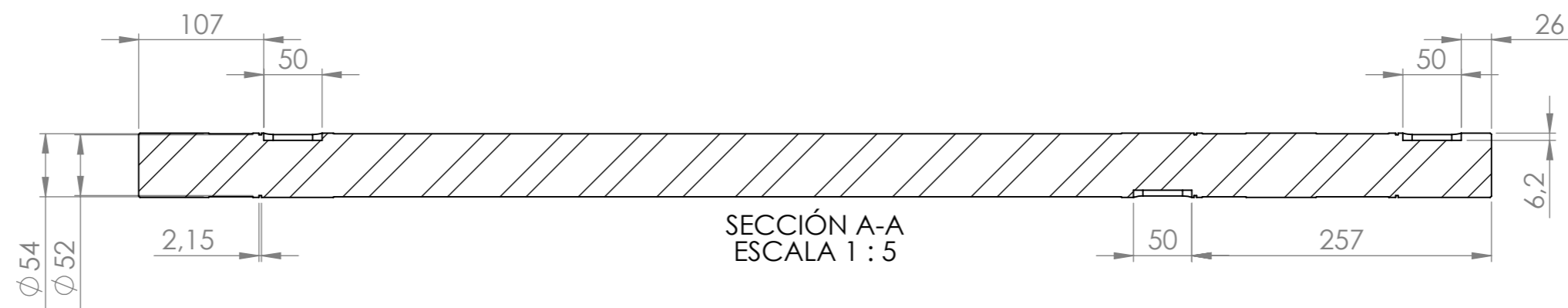
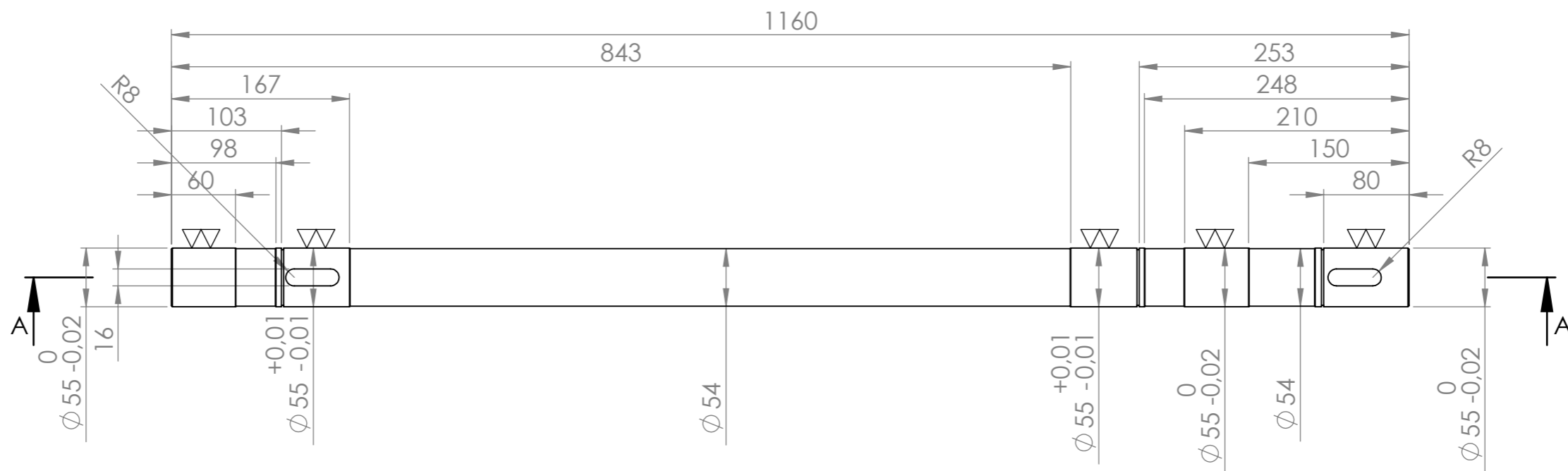
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20



VISTA ISOMÉTRICA

12	BP25-01-02-01-000	Rodillo	2
11	STD	Acople Rotex	1
10	STD	Tornillo Allen cab. Cilíndrica 02	6
9	STD	Freno Dinamométrico	1
8	STD	Anillo Seeger para Eje 01	9
7	STD	Chaveta 01	9
6	STD	Acople Gummi	1
5	STD	Unidad de Rodamiento 01	4
4	BP25-01-02-00-004	Conexion Freno	1
3	BP25-01-02-00-003	Eje n° 3	1
2	BP25-01-02-00-002	Eje n° 2	1
1	BP25-01-02-00-001	Eje n° 1	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

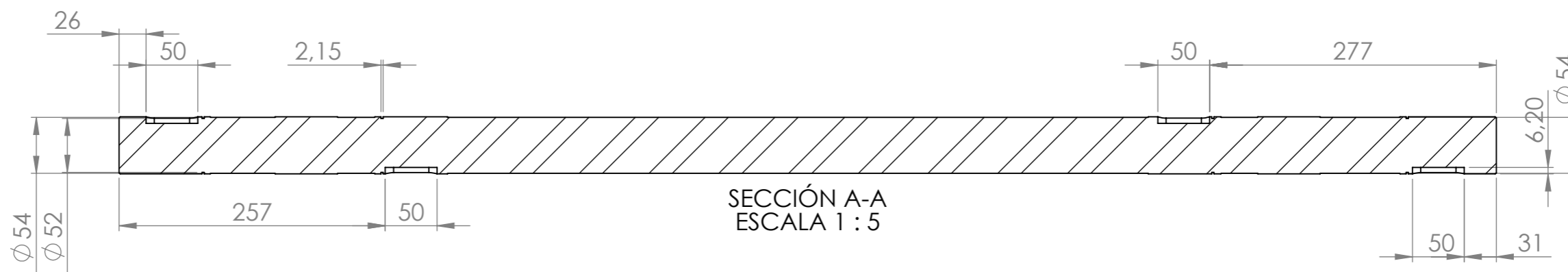
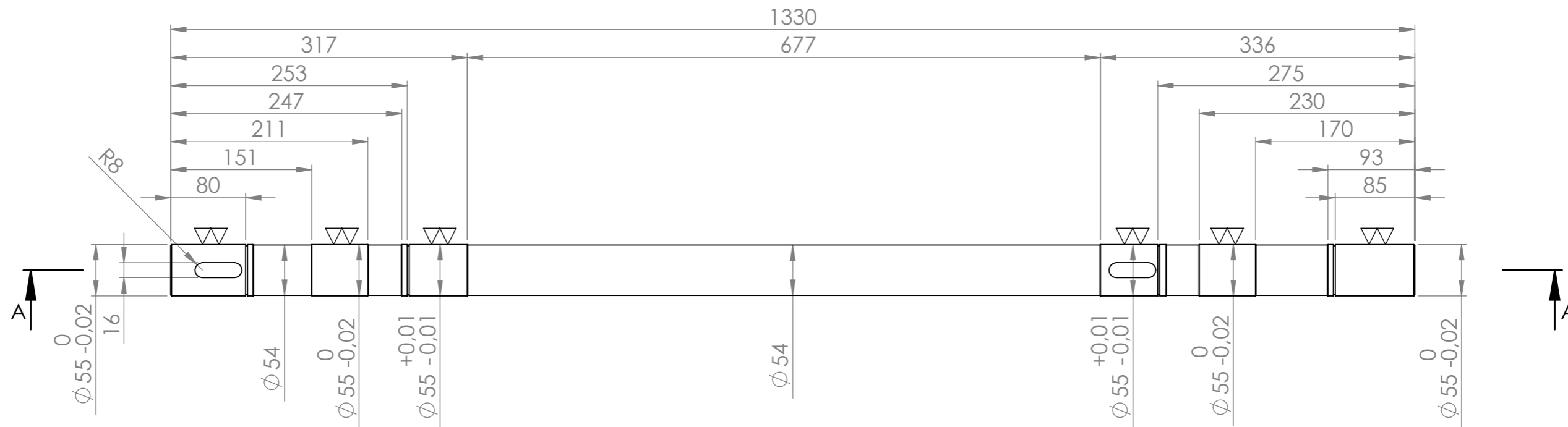
NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: CONJUNTO RODILLOS	
DIBUJ. Dalmasso Visconti				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO BP25-01-02-00-000
			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	PESO:	REVISIÓN : 00
					ESCALA: 1:50



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

NOMBRE			FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti							ACABADO SUPERFICIAL:		EJE N° 1	
APROB.							TOLERANCIAS:			
							LINEAL: ±0.25		N.º DE DIBUJO	
							ANGULAR:		BP25-01-02-00-001	
							REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		A3	
							MATERIAL:		REVISIÓN : 00	
							SAE 1045		ESCALA: 1:10	
							PESO:			



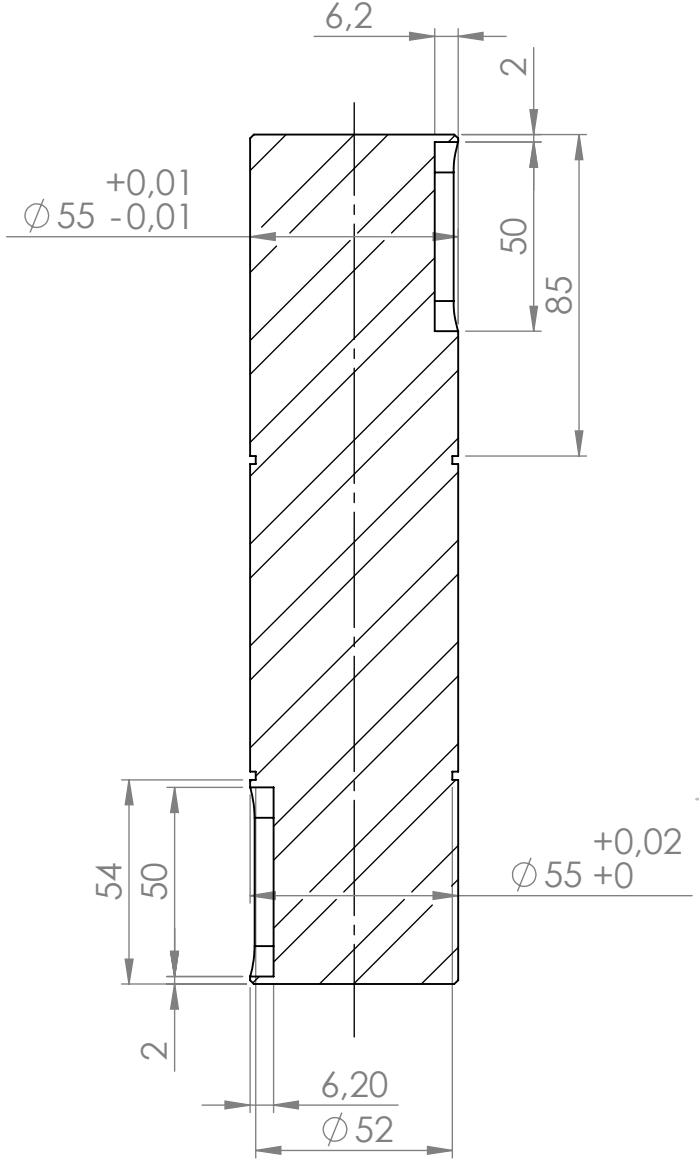
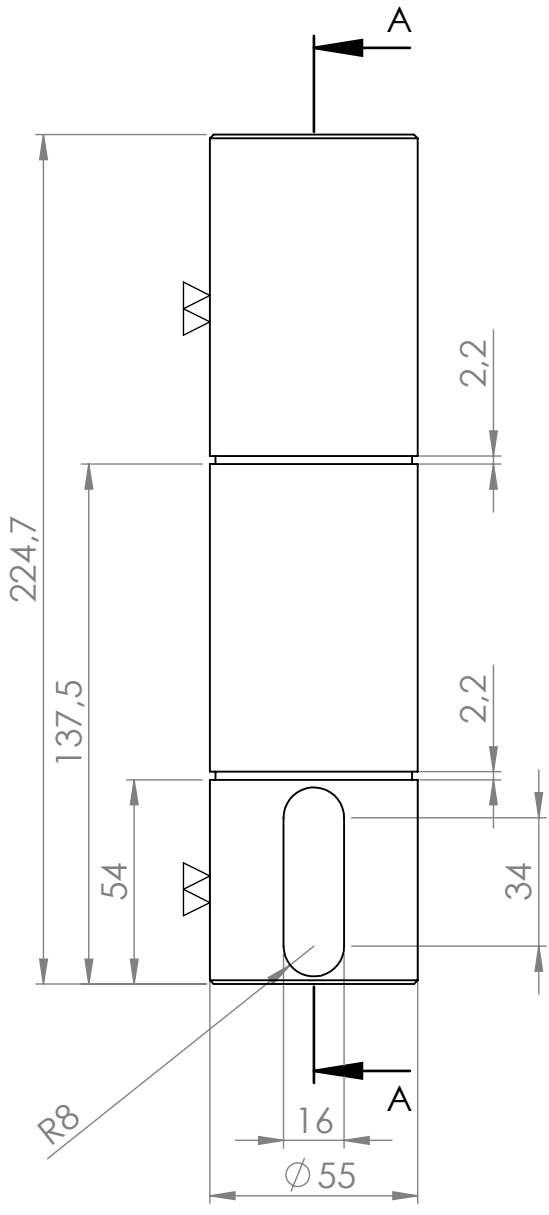


SECCIÓN A-A
ESCALA 1:5

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: $\pm 0,25$ ANGULAR:	TÍTULO:
DIBUJ.	Dalmaso Visconti			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	EJE N° 2
APROB.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
				SAE 1045	BP25-01-02-00-002
				PESO:	REVISIÓN : 00
					ESCALA: 1:10



A3

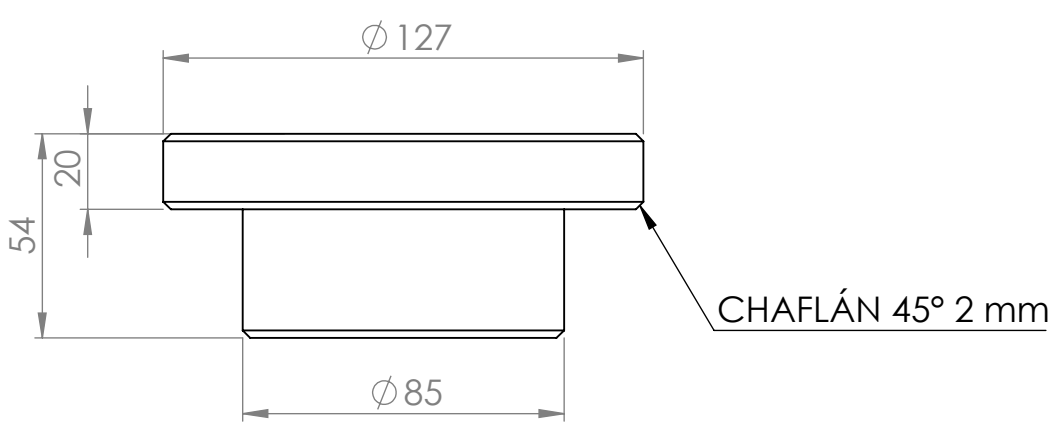
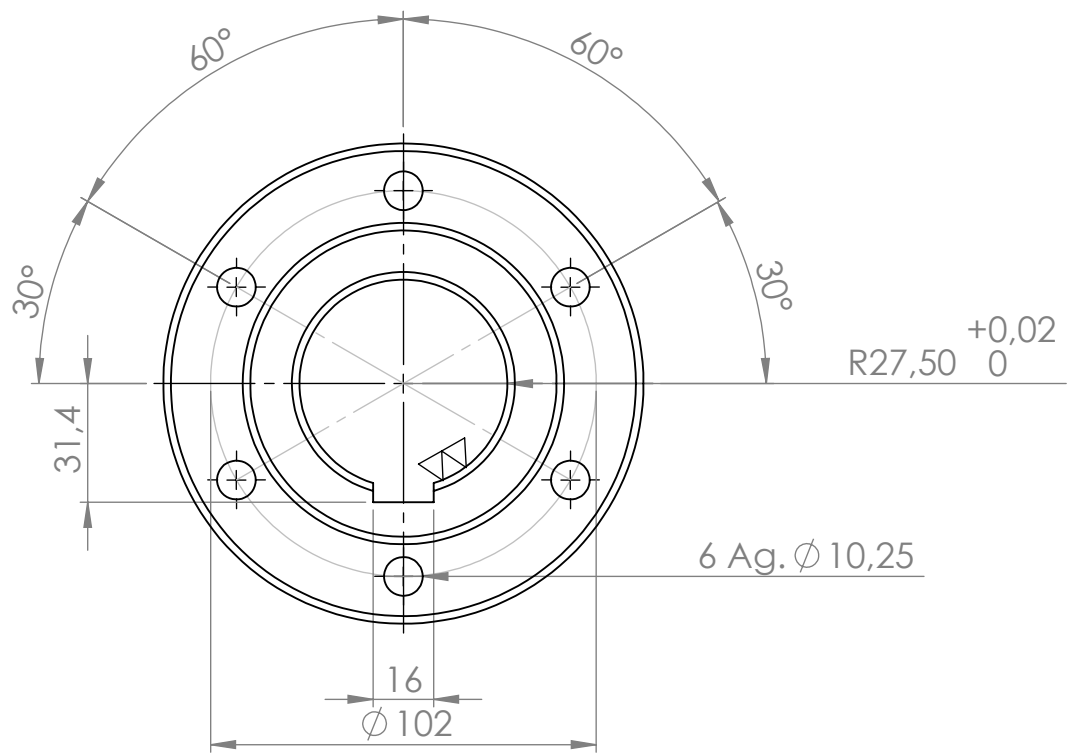



SECCIÓN A-A

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.25 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		EJE N° 3	
APROB.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
						SAE 1045		BP25-01-02-00-003	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:2	



A4



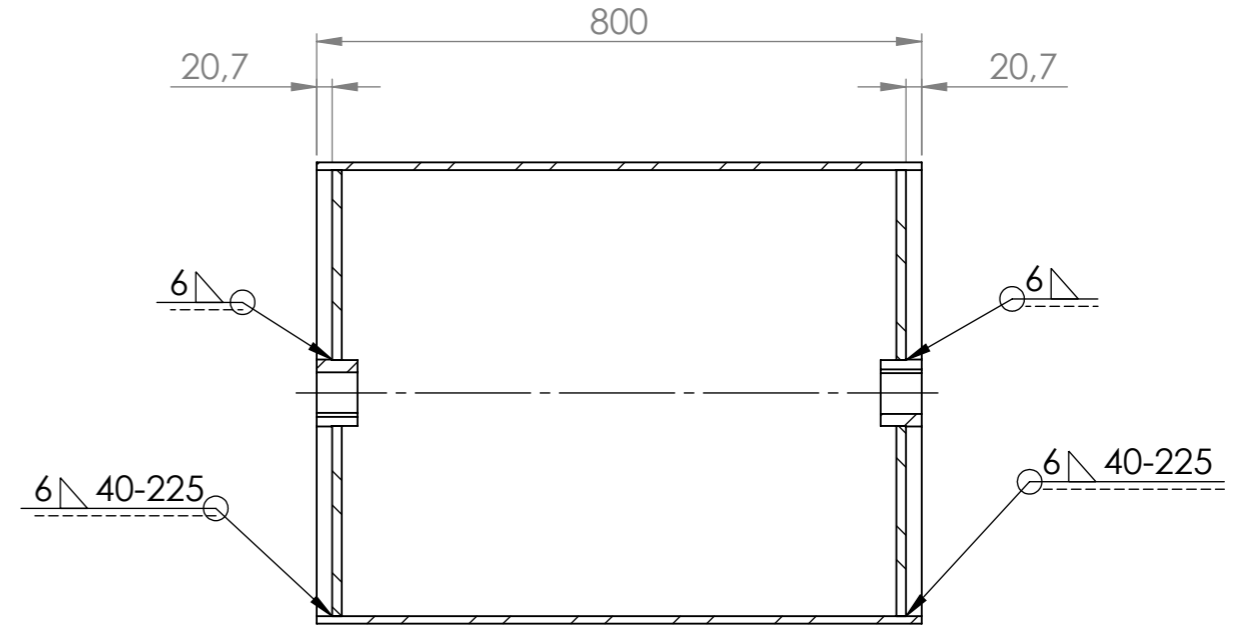
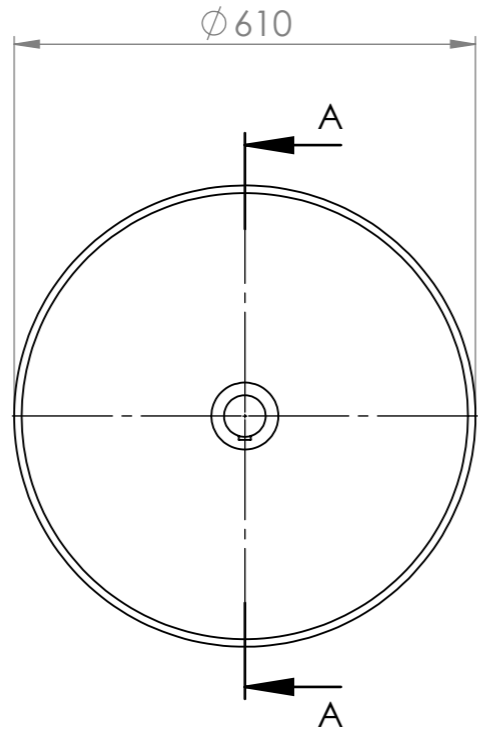
NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.25 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		CONEXIÓN FRENO	
APROB.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
						SAE 1045		BP25-01-02-00-004	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:2	

F
E
D
C
B
A

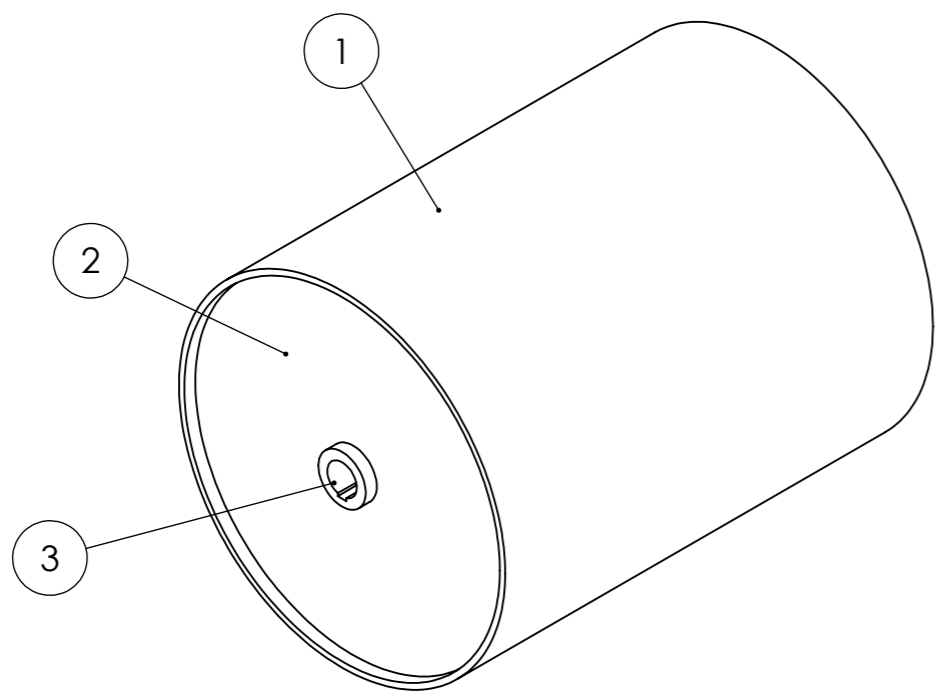
F
E
D
C
B
A

4 3 2 1

4 3 2 1




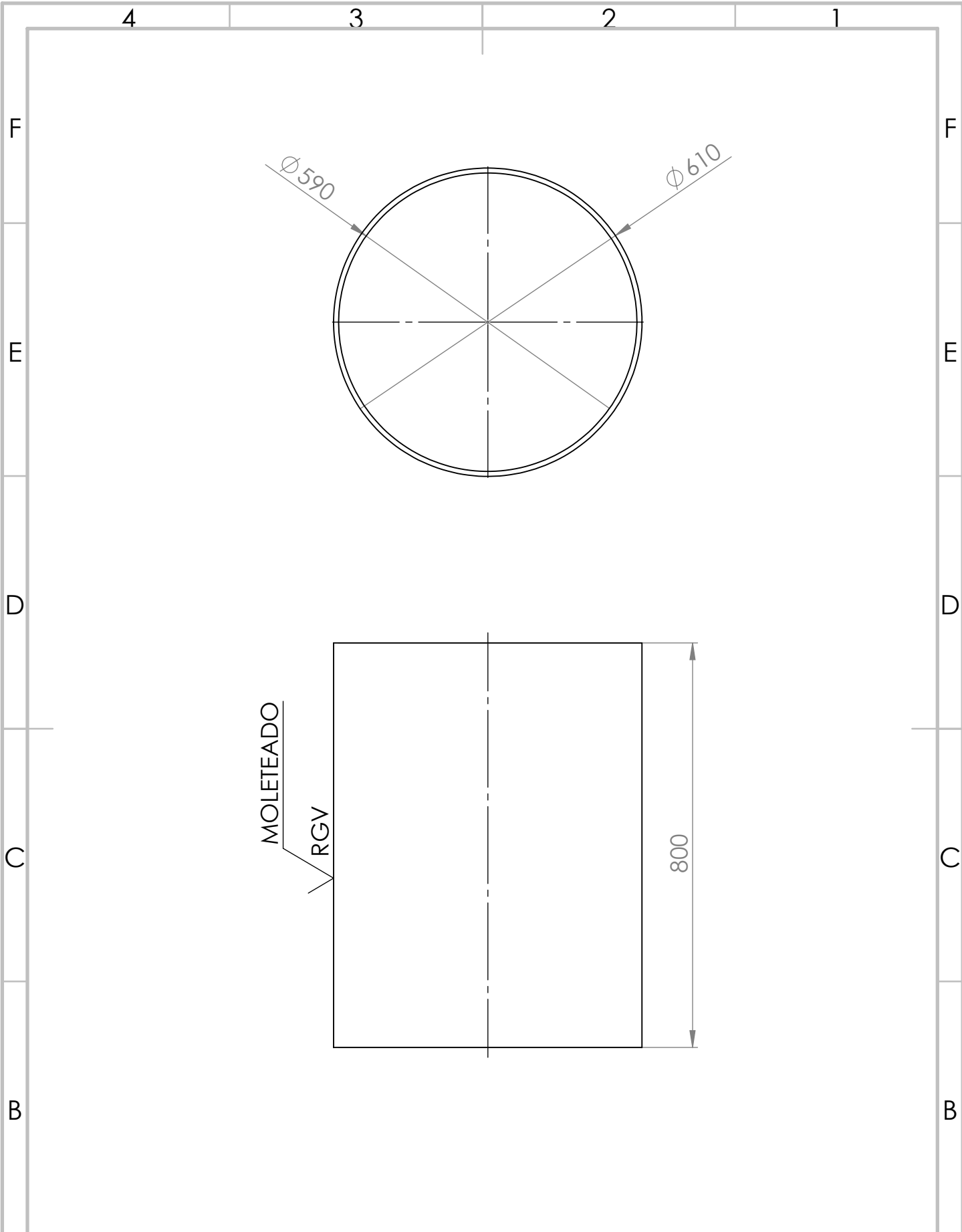
SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA

3	BP25-01-02-01-003	Centro Rodillo	2
2	BP25-01-02-01-002	Tapa Rodillo	2
1	BP25-01-02-01-001	Tubo Rodillo	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					RODILLO	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-01-02-01-000 A3	
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL: MOLETEADO RGV
 S/DIN 82
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.5

TÍTULO:
TUBO RODILLO



REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
TENARIS E235

N.º DE DIBUJO
BP25-01-02-01-001

A4

PESO:

REVISIÓN : 00

ESCALA: 1:10

4 3 2 1

F

F

E

E

D

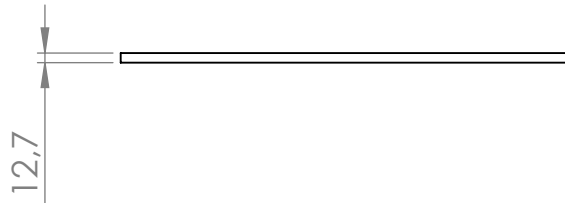
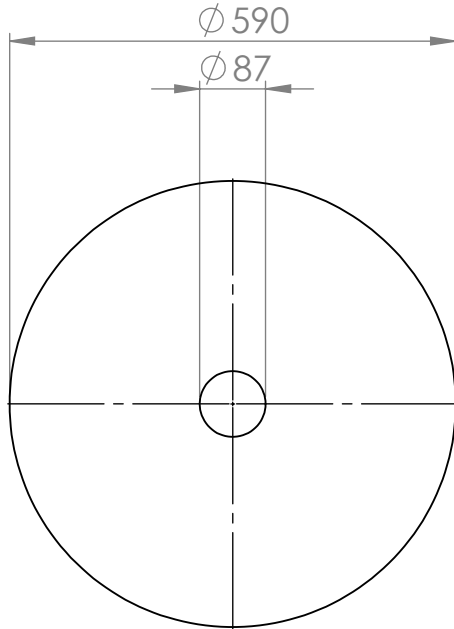
D

C

C

B

B



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:		TÍTULO: TAPA RODILLO	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
APROB.						MATERIAL: ACERO F 24 Chapa 12.7 mm (1/2")		BP25-01-02-01-002	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:10	



A4

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

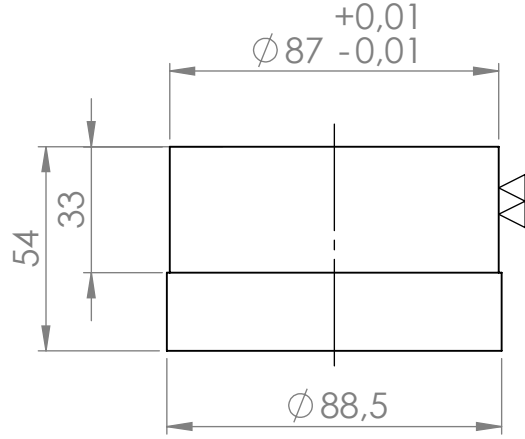
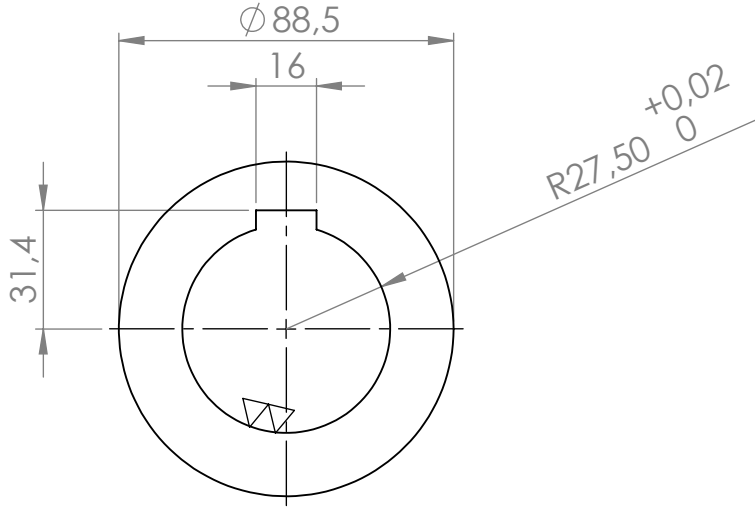
D

C

C

B

B



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.25
 ANGULAR:

TÍTULO:
CENTRO RODILLO



REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
SAE 1045

N.º DE DIBUJO
BP25-01-02-01-003

A4

PESO:

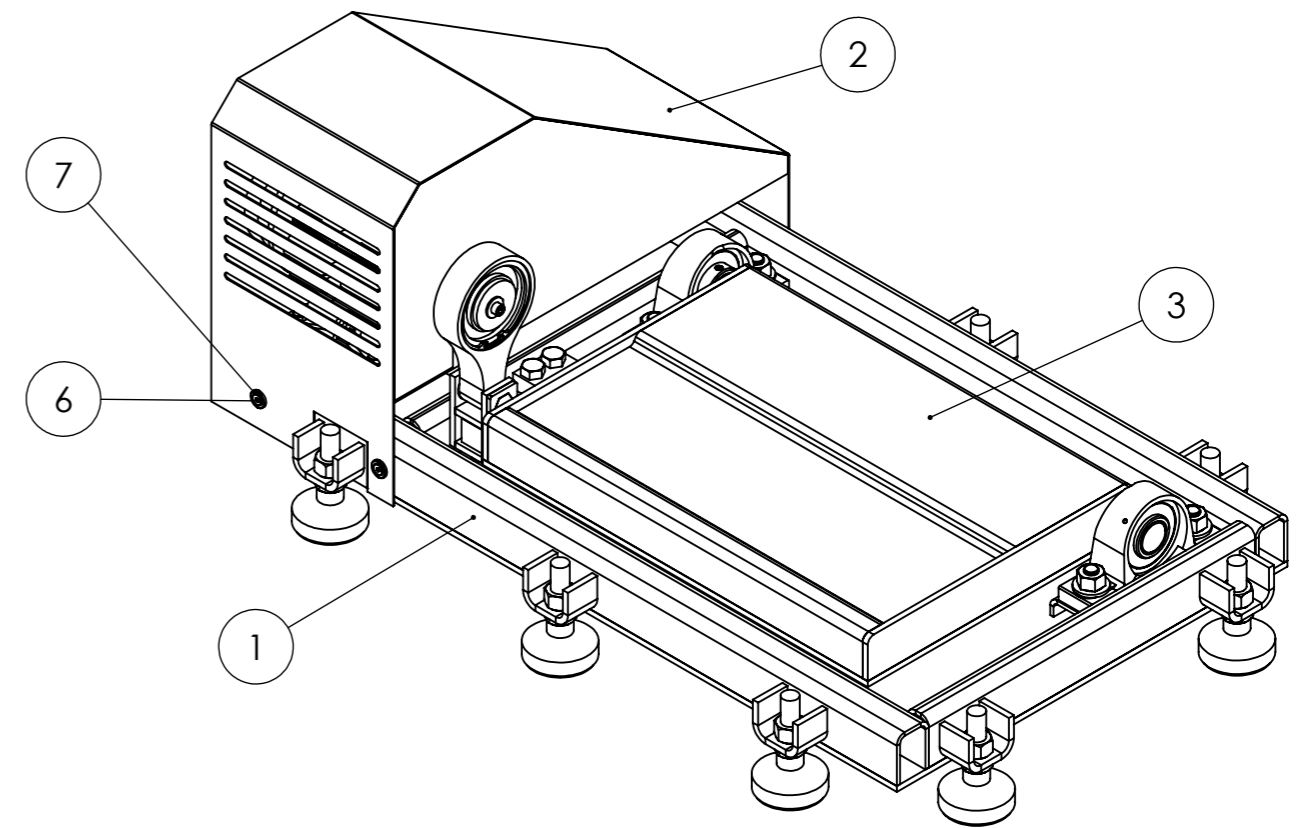
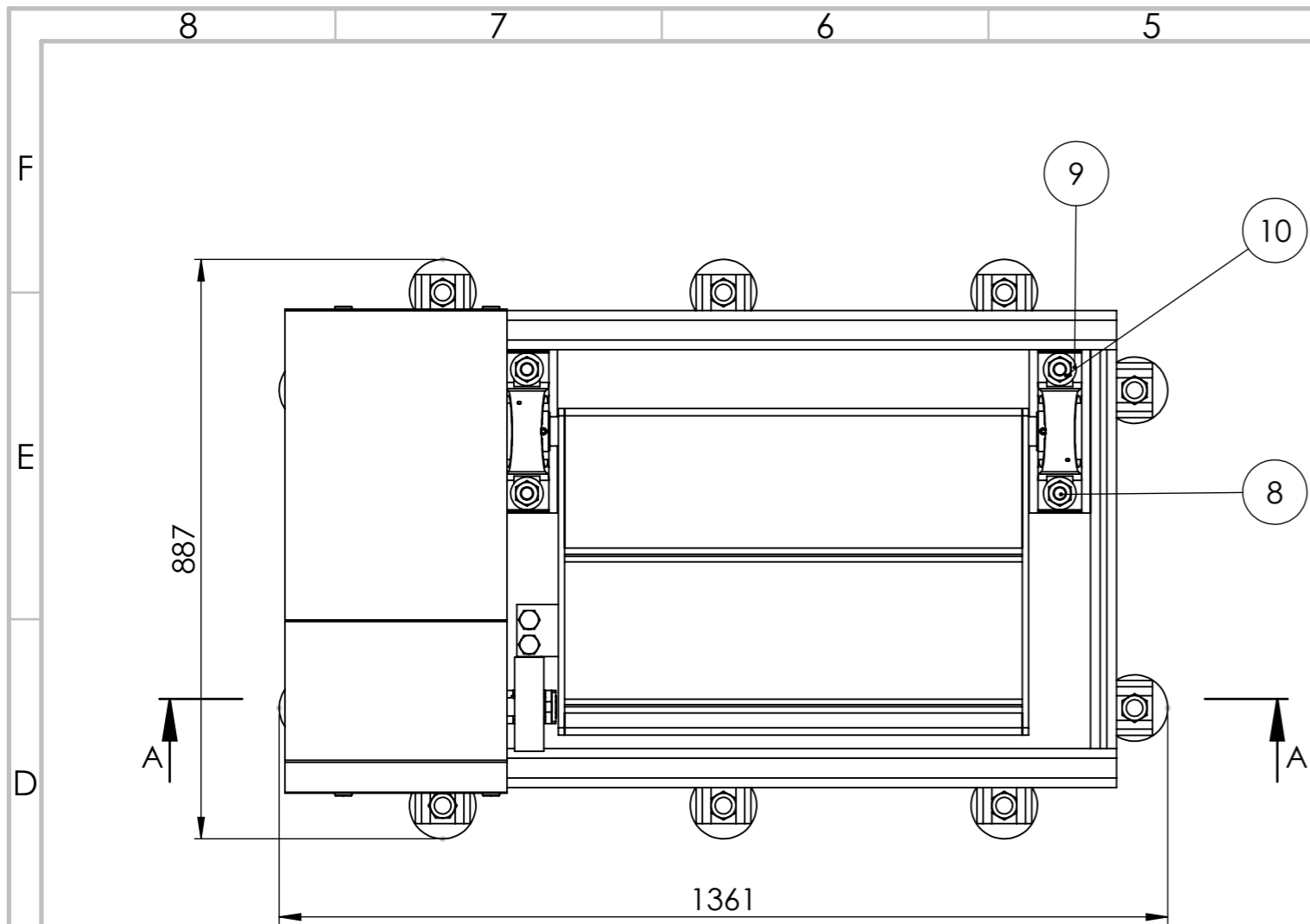
REVISIÓN : 00

ESCALA: 1:2

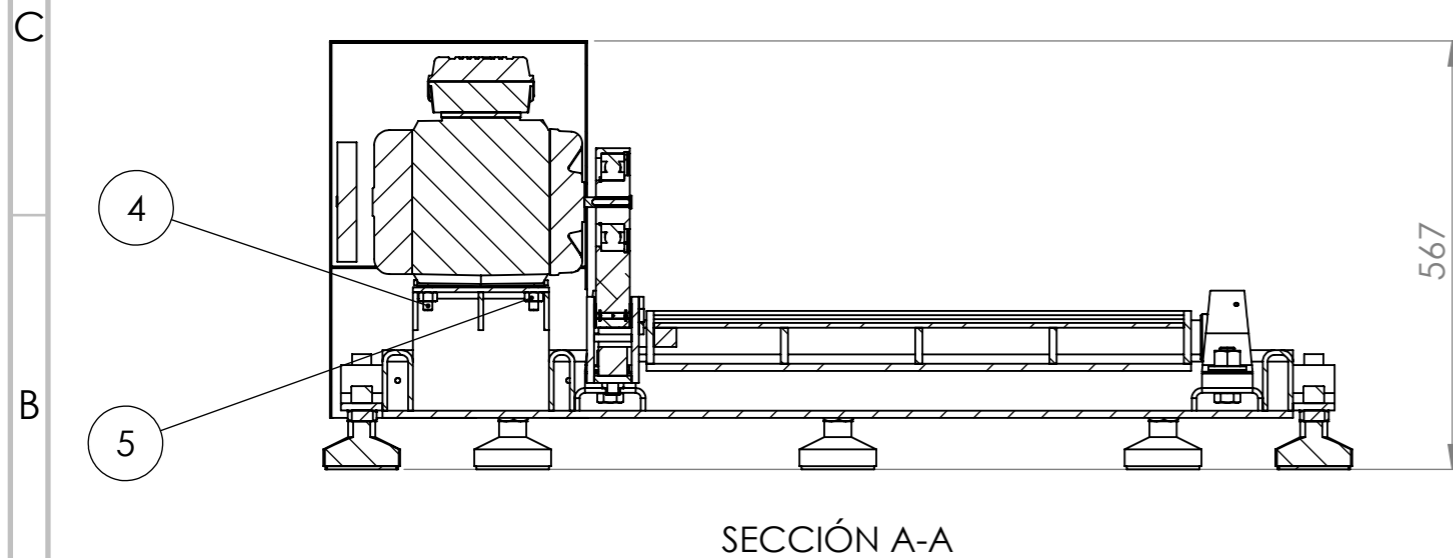
4 3 2 1

A

A



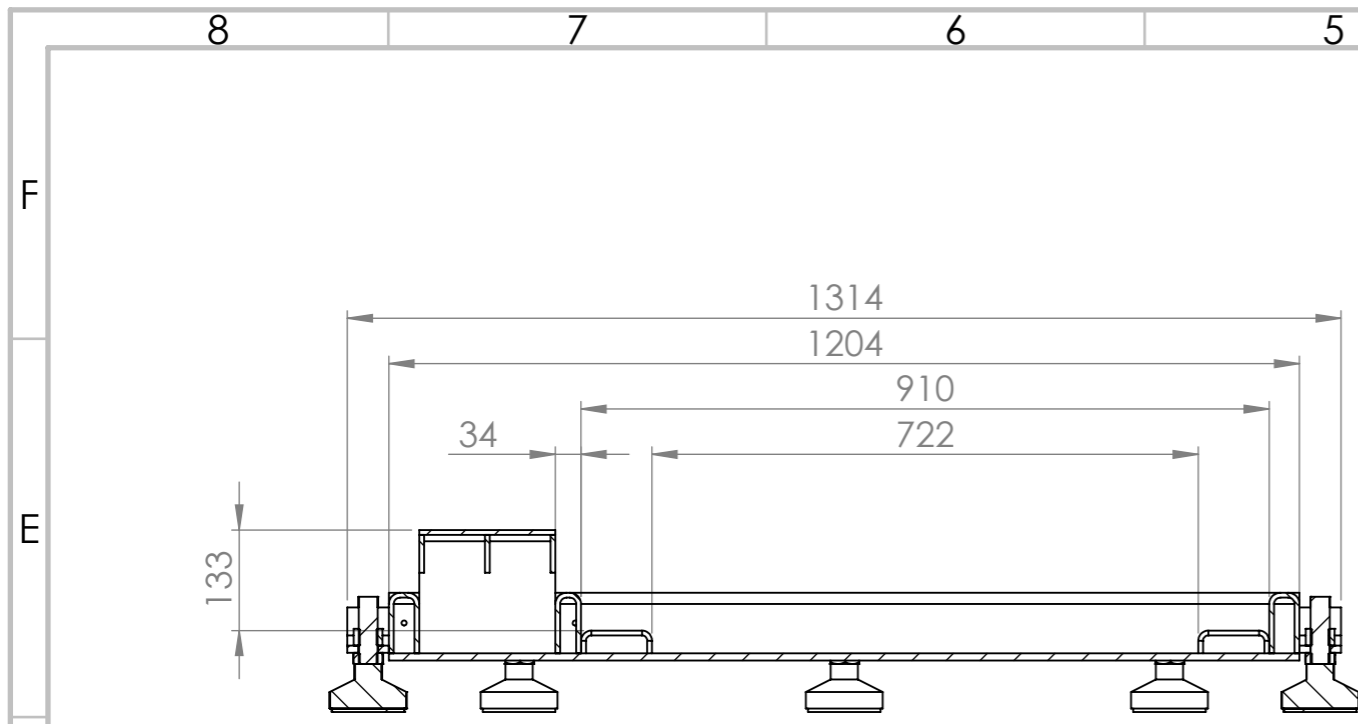
VISTA ISOMÉTRICA



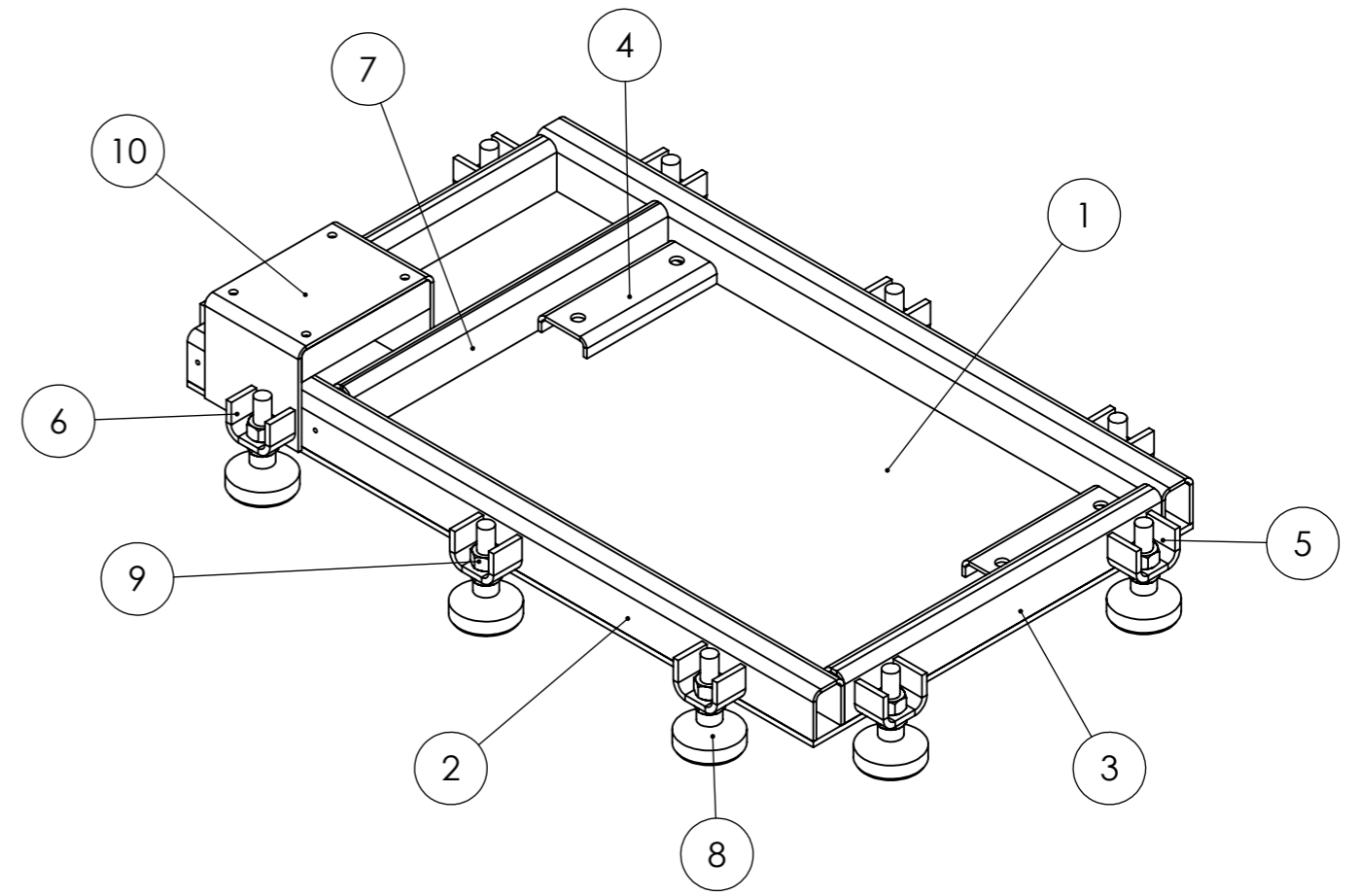
SECCIÓN A-A

10	STD	Tuerca 02	4
9	STD	Arandela Plana 01	4
8	STD	Tornillo cab. Hexagonal 01	4
7	STD	Arandela Fresada	4
6	STD	Tornillo Allen cab. Avellanada 01	4
5	STD	Tuerca 05	4
4	STD	Tornillo cab. Hexagonal 04	4
3	BP25-02-02-00-000	Sub Conjunto Plataforma Izq.	1
2	BP25-02-01-01-000	Cobertor Motor Lado Izq.	1
1	BP25-02-01-00-000	Bastidor Izquierdo B.S	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

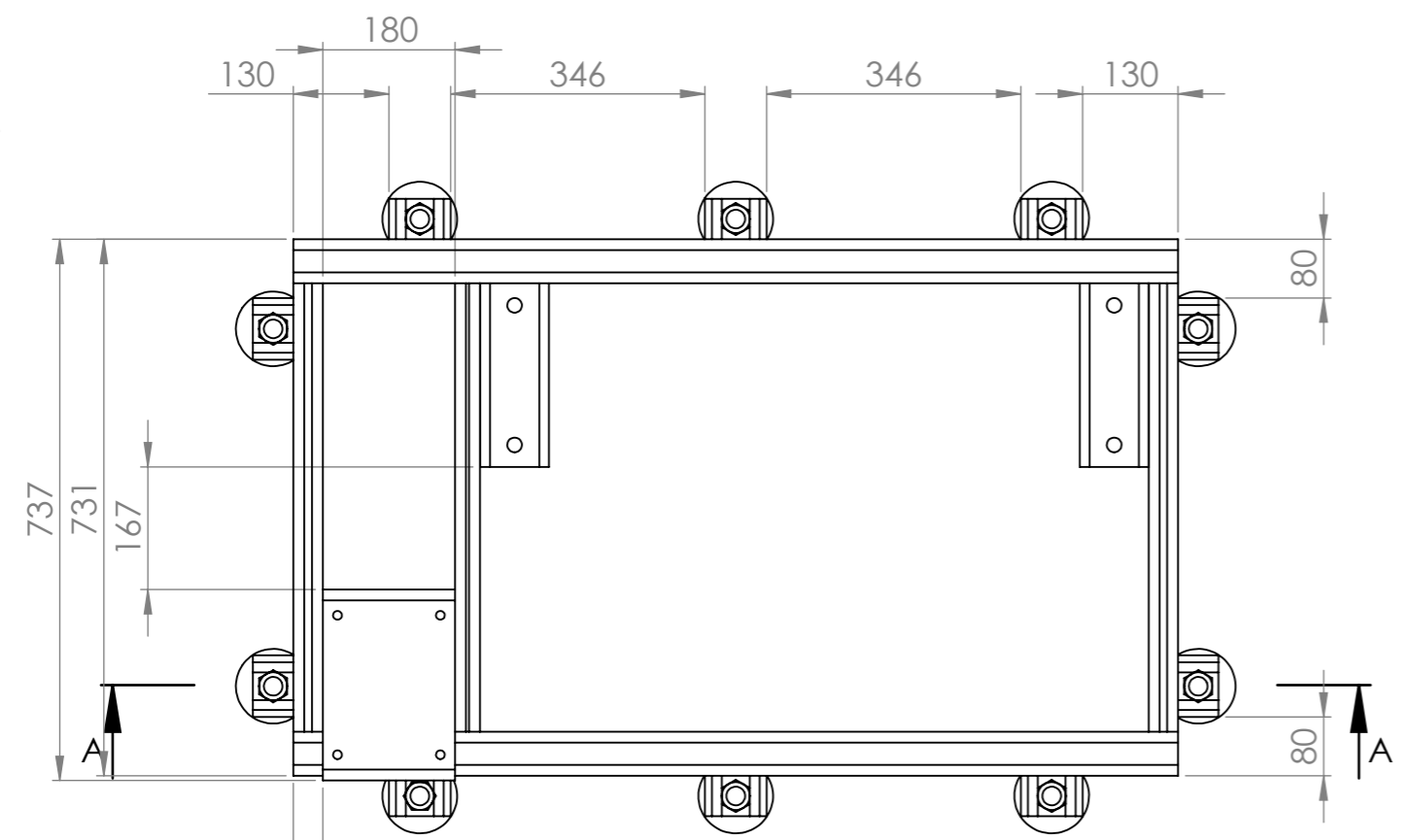
NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO:
DIBUJ. Dalmaso Visconti				BANCO DE SUSPENSIÓN IZQUIERDO
APROB.			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	BP25-02-00-00-000
			PESO:	REVISIÓN : 00
				ESCALA: 1:10



SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA



10	BP25-02-01-02-000	Soporte Motor	1
9	STD	Tuerca 03	10
8	STD	Pata Niveladora Anti Vibración 02	10
7	BP25-02-01-00-007	Perfil Refuerzo	1
6	BP25-02-01-00-006	Soporte Patas 02	1
5	BP25-02-01-00-005	Soporte Patas 01	9
4	BP25-02-01-00-004	Soporte Rodamientos	2
3	BP25-02-01-00-003	Perfil Lateral	2
2	BP25-02-01-00-002	Perfil Frontal	2
1	BP25-02-01-00-001	Chapa Base	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					BASTIDOR IZQUIERDO B.S	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-02-01-00-000	A3
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10



4 3 2 1

F

F

1204

731

E

E

D

D

C

C


9,52

B

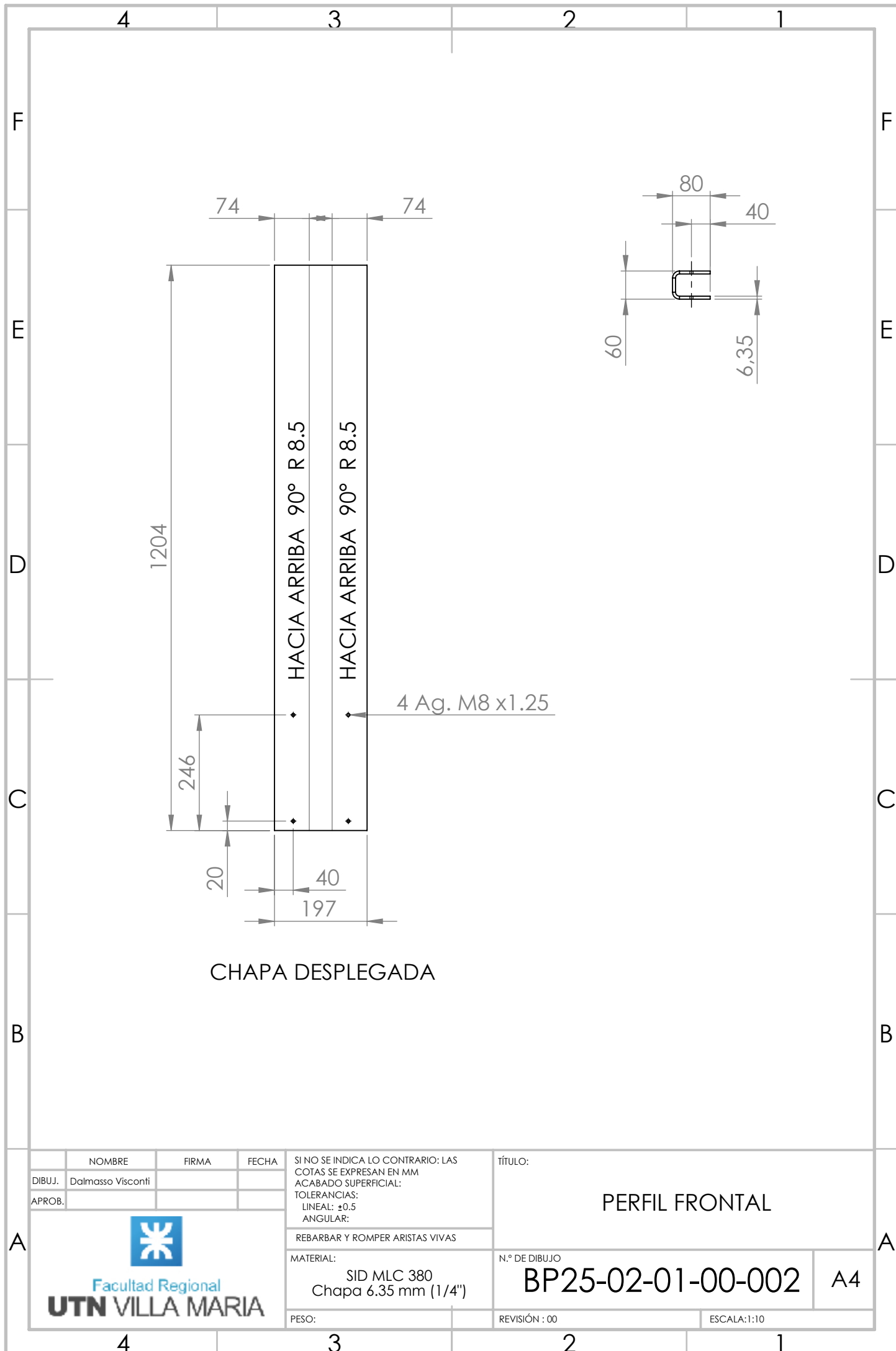
B

A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:		
DIBUJ.	Dalmaso Visconti			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	CHAPA BASE		
APROB.				MATERIAL: SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		N.º DE DIBUJO	BP25-02-01-00-001
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10	

4 3 2 1




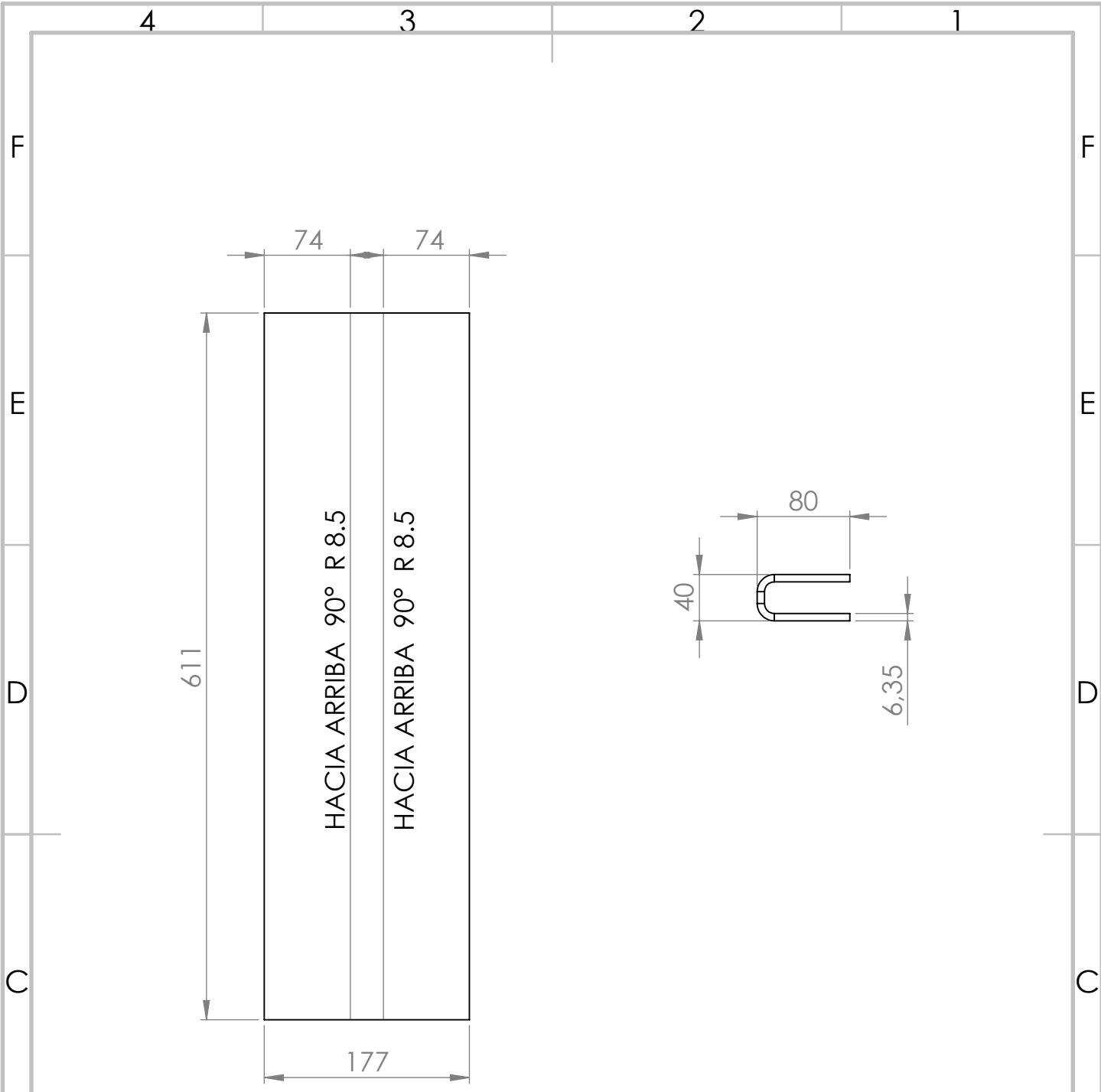
CHAPA DESPLEGADA

4 Ag. M8 x1.25

HACIA ARRIBA 90° R 8.5


HACIA ARRIBA 90° R 8.5

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		PERFIL FRONTAL	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL:		BP25-02-01-00-002	
						SID MLC 380 Chapa 6.35 mm (1/4")		A4	
PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA:1:10					



CHAPA DESPLEGADA

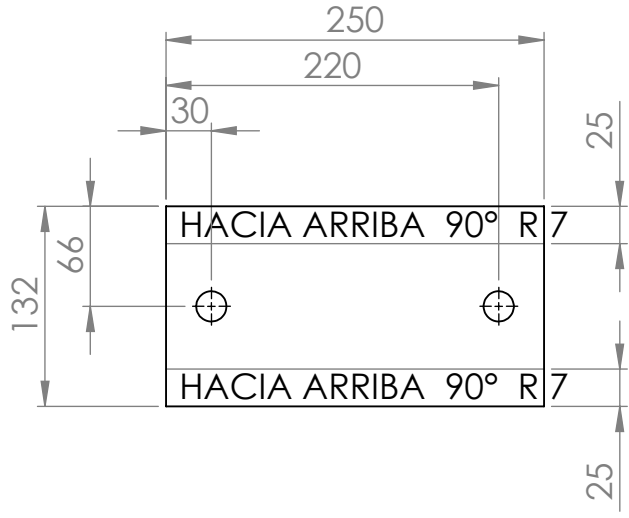
PERFIL LATERAL

A	NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
	DIBUJ.	Dalmaso Visconti				PERFIL LATERAL	
	APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
					MATERIAL:	BP25-02-01-00-003	
					SID MLC 380 Chapa 6.35 mm (1/4")		A4
	PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:5		

4 3 2 1

F

F



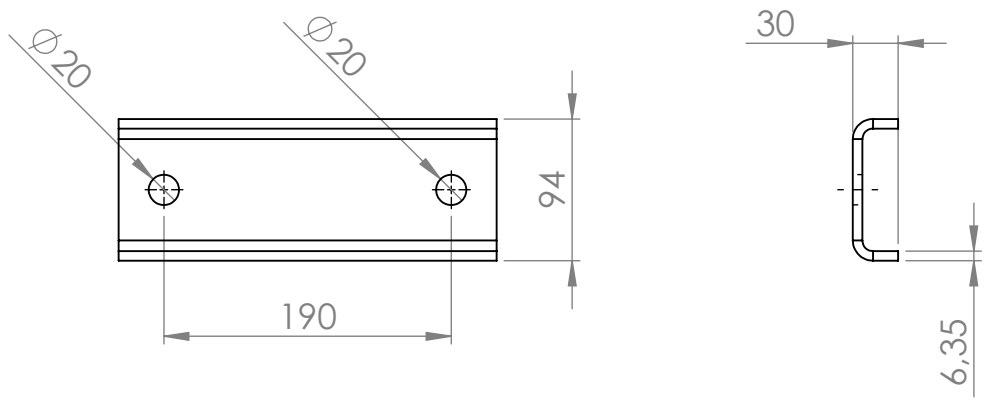
CHAPA DESPLEGADA

E

E

D

D



C


C

B

B

A

A

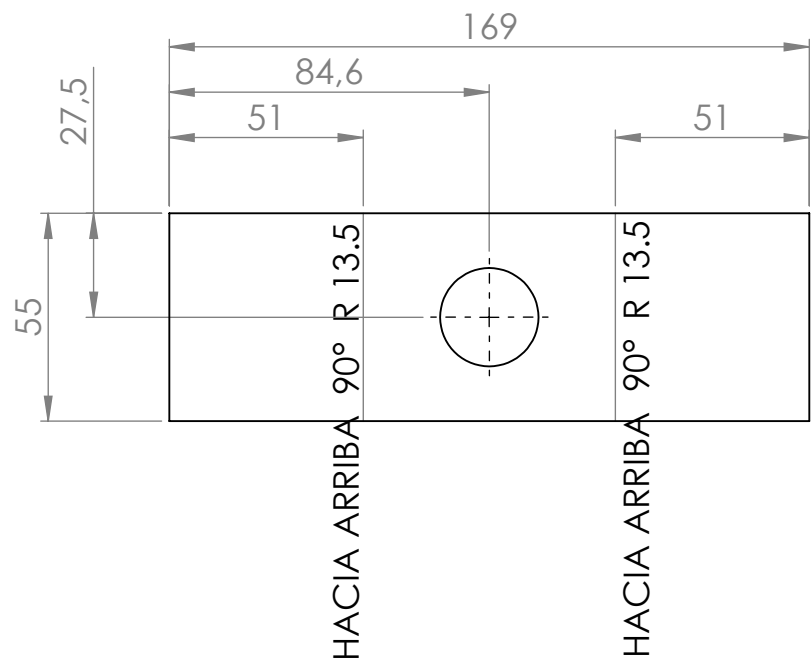
NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		SOPORTE RODAMIENTOS	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						LINEAL: ± 0.5		N.º DE DIBUJO	
						ANGULAR:			
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		MATERIAL:		SID MLC 380		BP25-02-01-00-004	
				Chapa 6.35 mm (1/4")					
		PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:5	

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F



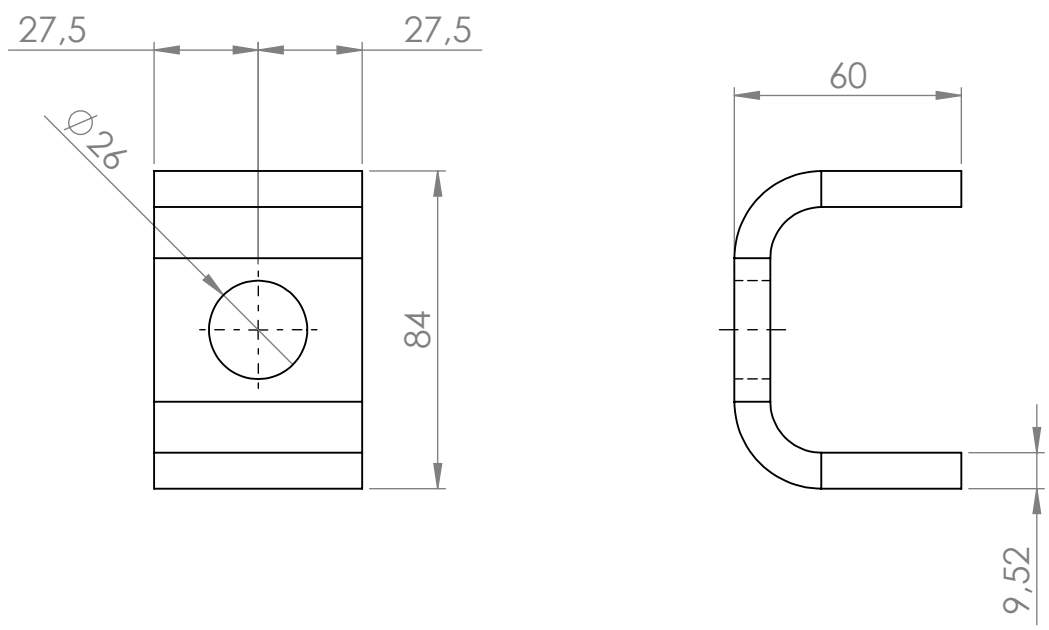
CHAPA DESPLEGADA

E

E

D

D



C

C

B

B

A

A

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		SOPORTE PATAS 01	
APROB.						MATERIAL: SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		N.º DE DIBUJO BP25-02-01-00-005	
PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:2		A4	

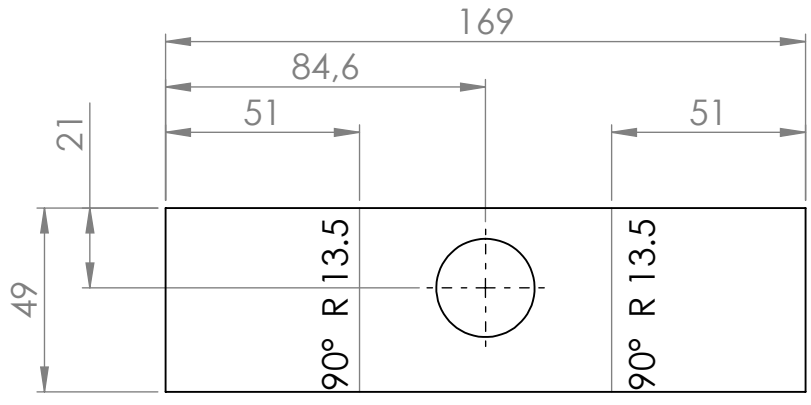


4 3 2 1

4 3 2 1

F

F



HACIA ARRIBA

HACIA ARRIBA

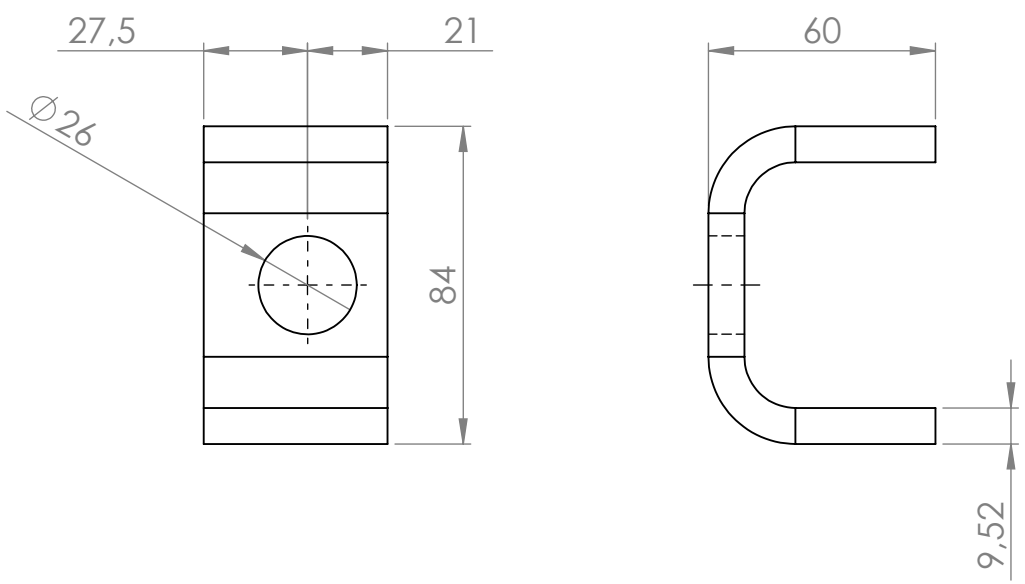
CHAPA DESPLEGADA

E

E

D

D



C

C

B

B

A

A

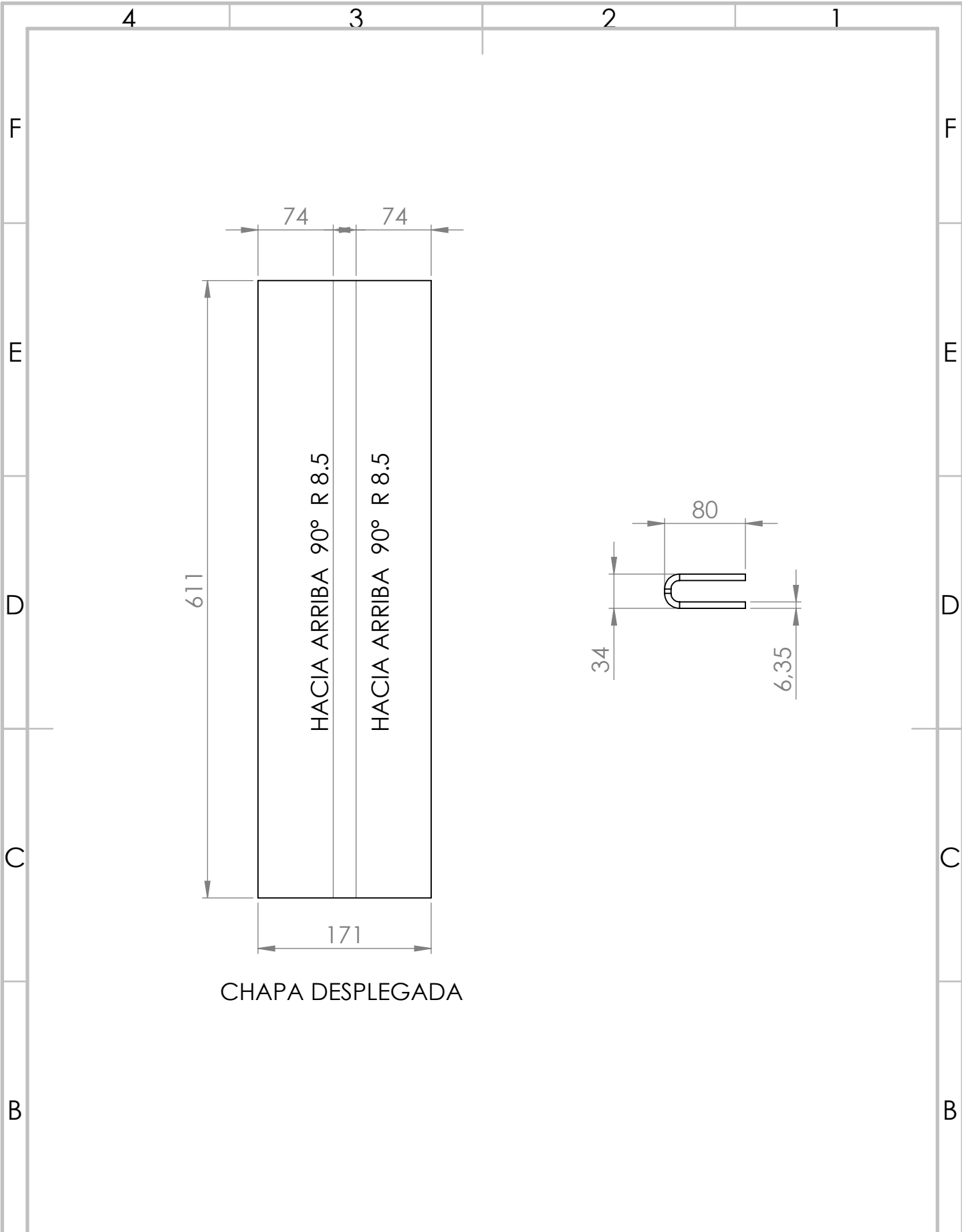
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			




SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 LINEAL: ±0.5
 ANGULAR:
 REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
 MATERIAL:
 SID MLC 380
 Chapa 9.52 mm (3/8")
 PESO:

TÍTULO:
SOPORTE PATAS 02
 N.º DE DIBUJO
BP25-02-01-00-006
 A4
 REVISIÓN : 00
 ESCALA: 1:2

4 3 2 1



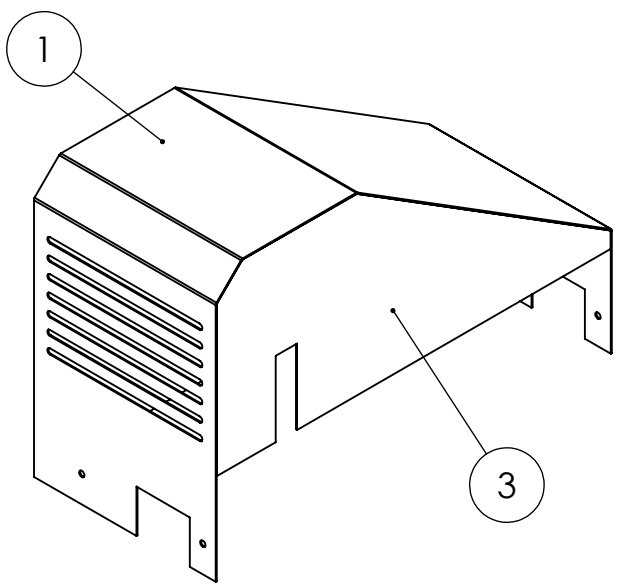
CHAPA DESPLEGADA

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: <h2 style="margin: 0;">PERFIL REFUERZO</h2>		
	DIBUJ.	Dalmasso Visconti					
	APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
	SID MLC 380 Chapa 6.35 mm (1/4")				BP25-02-01-00-007		A4
PESO:					REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5	

4 3 2 1

F

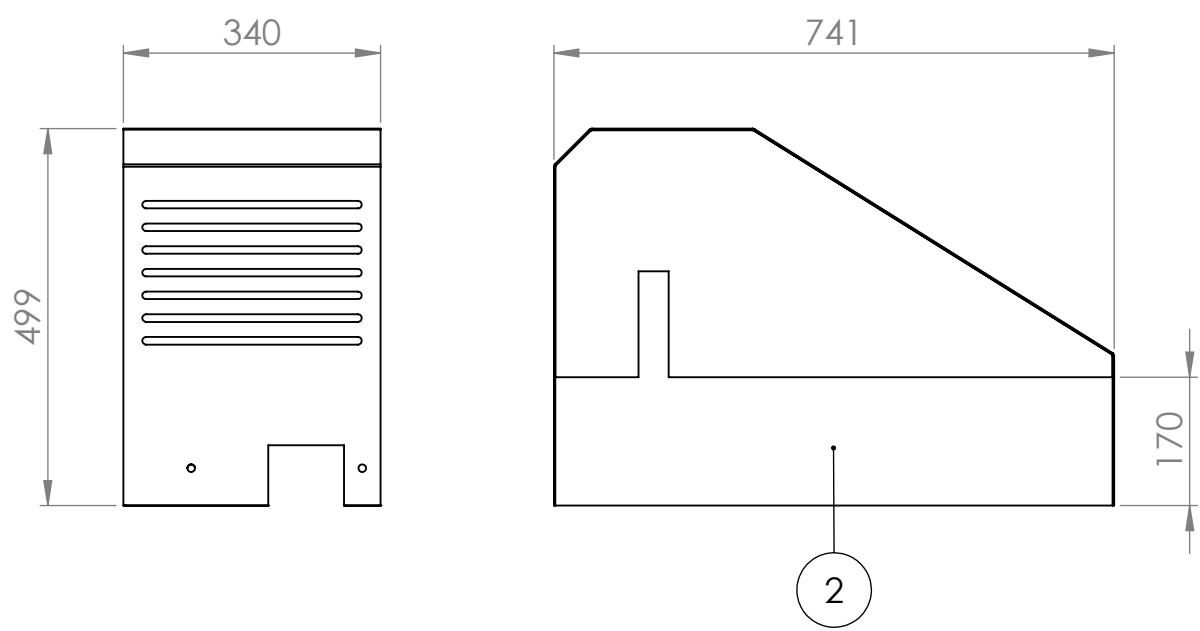
F



VISTA ISOMÉTRICA

E

E



D

D

C

C


B

B

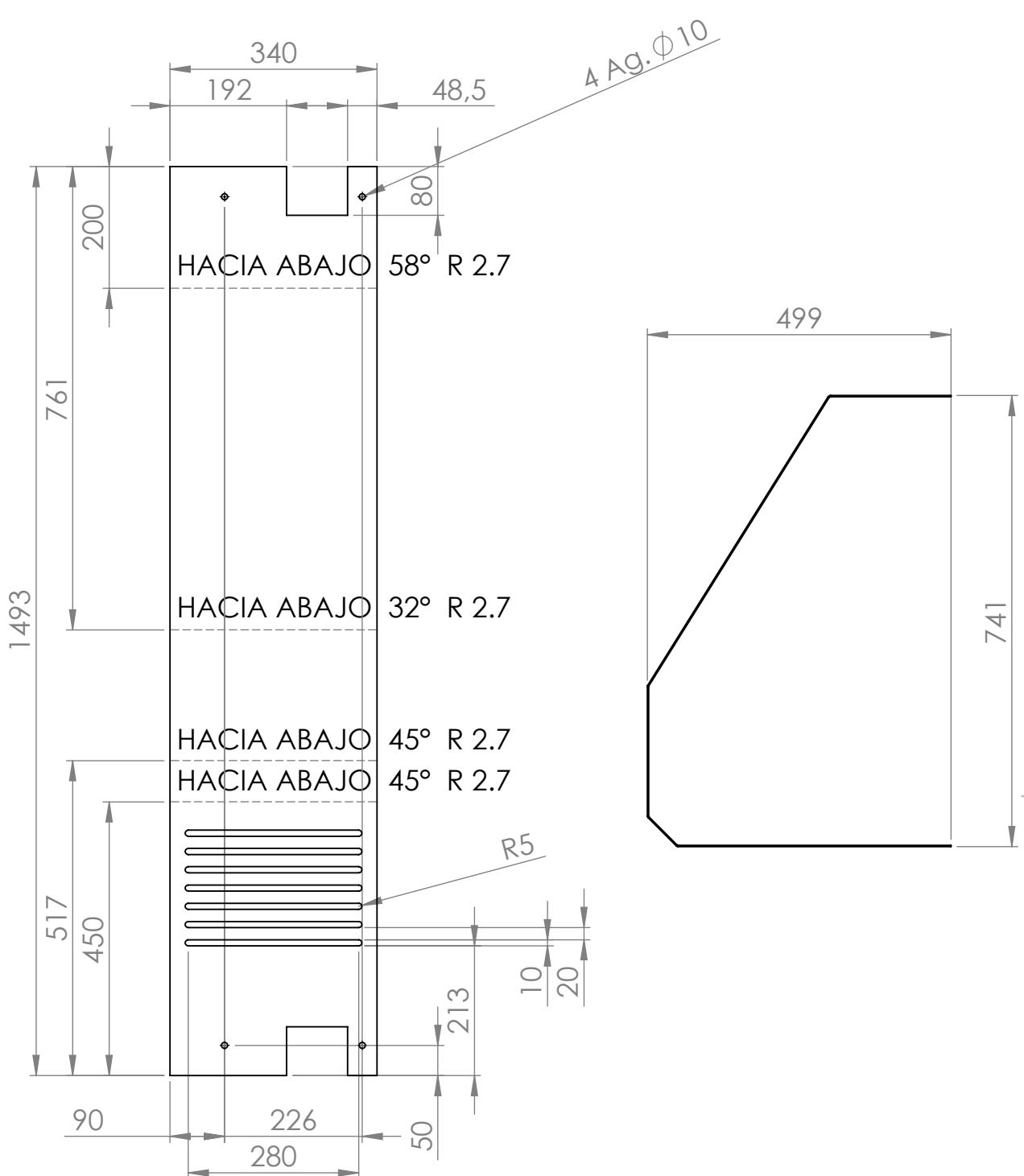
3	BP25-02-01-01-002	Lateral Biela	1
2	BP25-02-01-01-003	Lateral Volante	1
1	BP25-02-01-01-001	Base C.M.I	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

A

A

NOMBRE: Dalmasso Visconti FIRMA: FECHA: DIBUJ. APROB.		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS MATERIAL: PESO:	TÍTULO: COBERTOR MOTOR LADO IZQ. N.º DE DIBUJO: BP25-02-01-01-000 REVISIÓN : 00 ESCALA: 1:10
		A4	A4

4 3 2 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmasso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL: ±0.5
ANGULAR:

TÍTULO:
BASE C.M.I

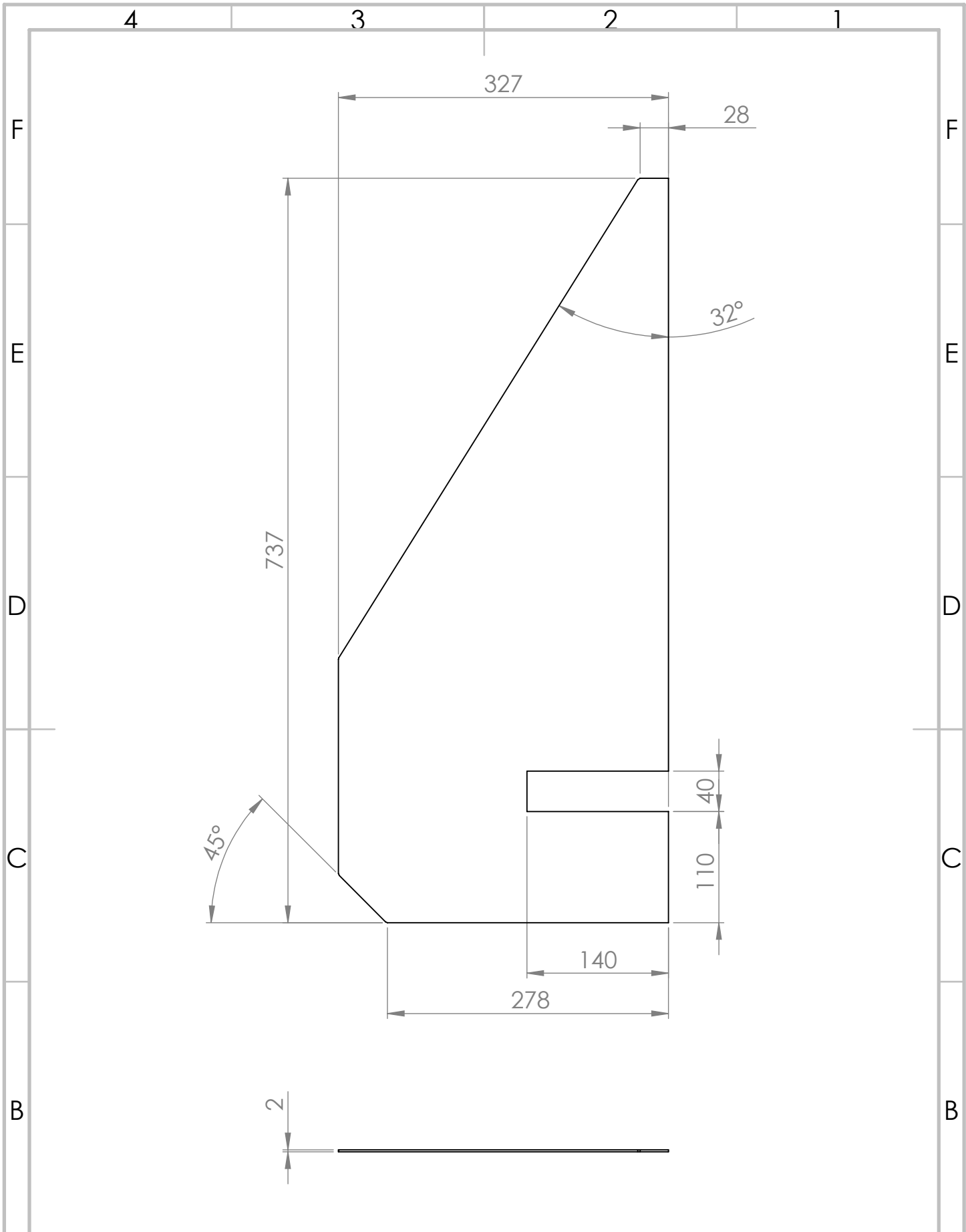



REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
MATERIAL:
**ACERO F24
Chapa nº 14**

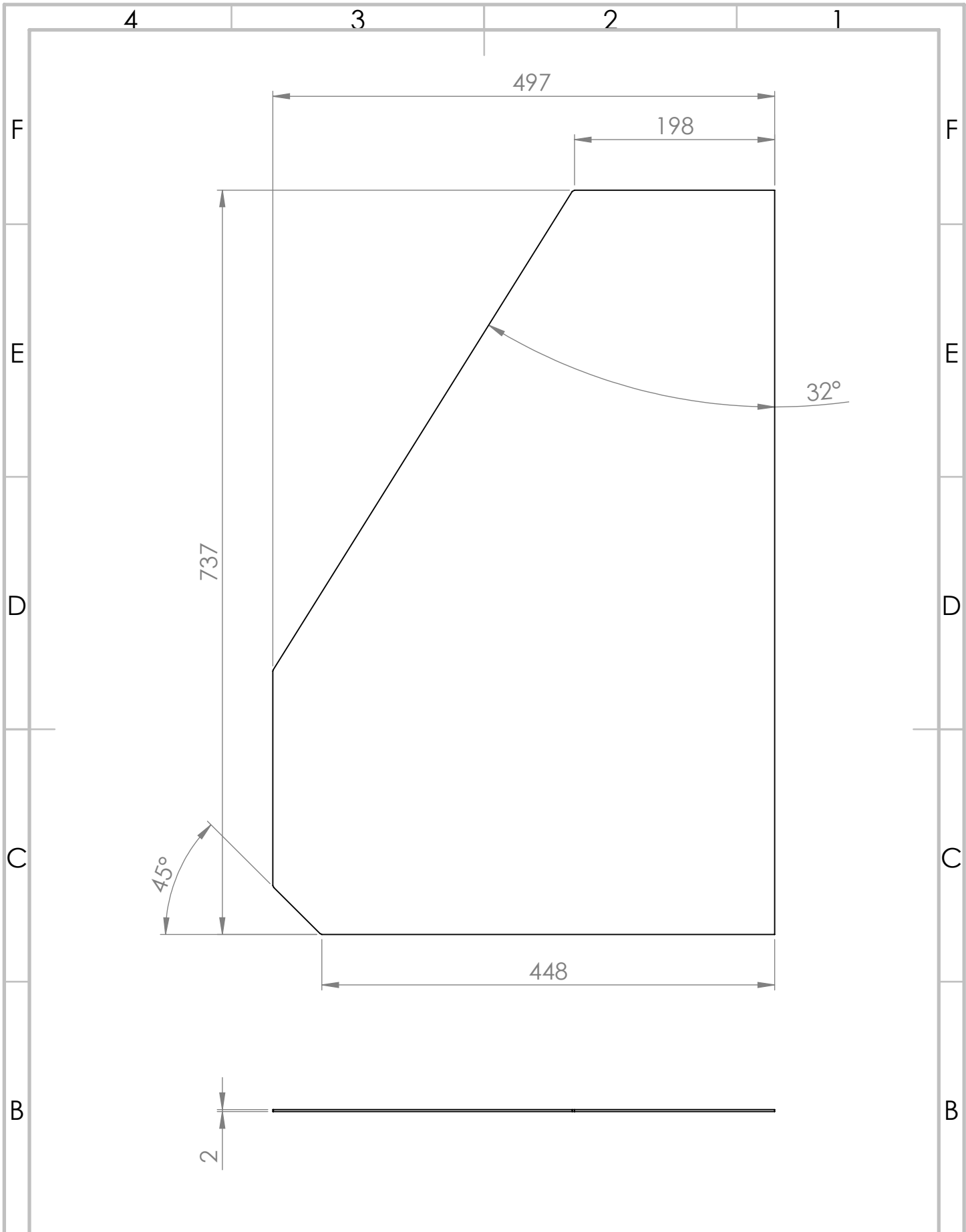
N.º DE DIBUJO
BP25-02-01-01-001

A4

PESO:
REVISIÓN : 00
ESCALA: 1:10



NOMBRE			FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:		
DIBUJ. Dalmaso Visconti							ACABADO SUPERFICIAL:		LATERAL BIELA		
APROB.							TOLERANCIAS:				
							LINEAL: ±0.5				
							ANGULAR:				
 Facultad Regional UTN VILLA MARIA			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A4
			ACERO F24 Chapa n° 14				PESO:		REVISIÓN : 00		



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

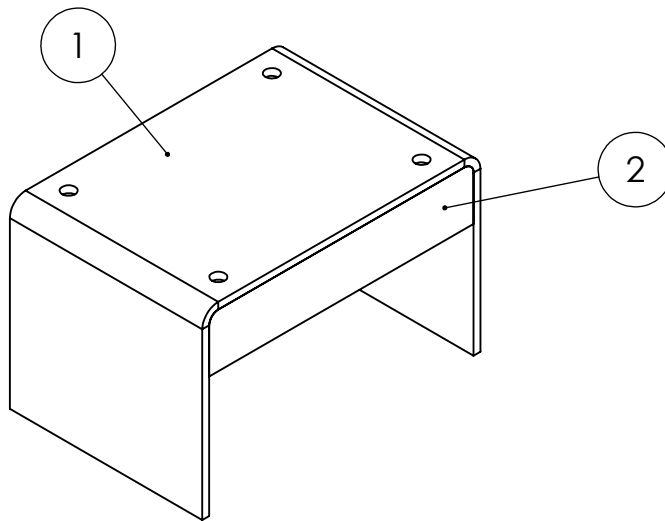
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.5
 ANGULAR:

TÍTULO:
LATERAL VOLANTE

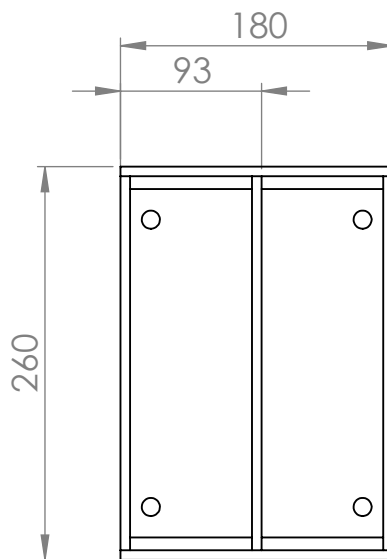


REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
 MATERIAL:
ACERO F24
Chapa nº 14
 PESO:

N.º DE DIBUJO
BP25-02-01-01-003
A4
 REVISIÓN : 00
 ESCALA: 1:5




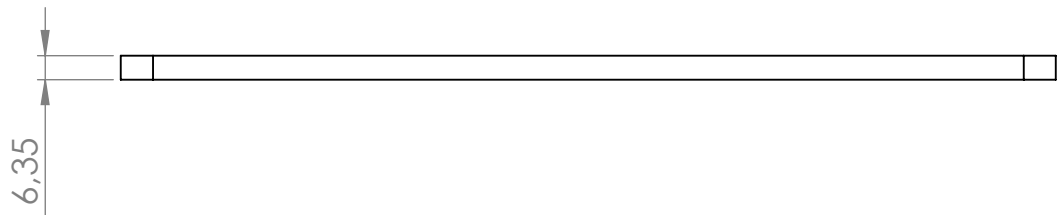
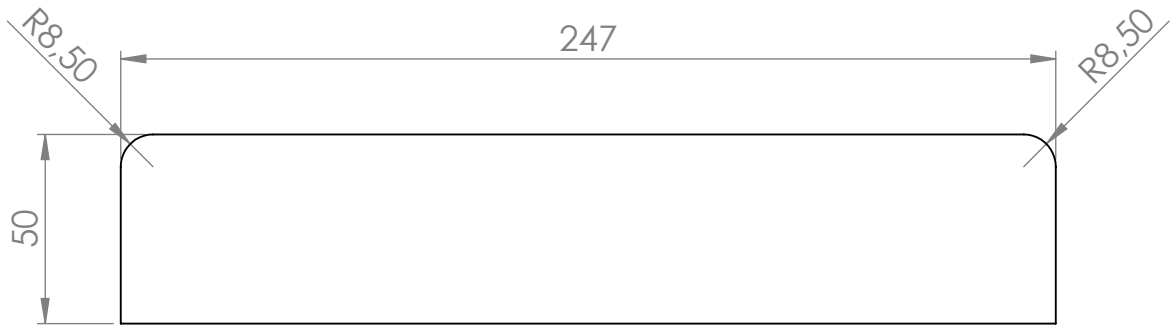
VISTA ISOMÉTRICA




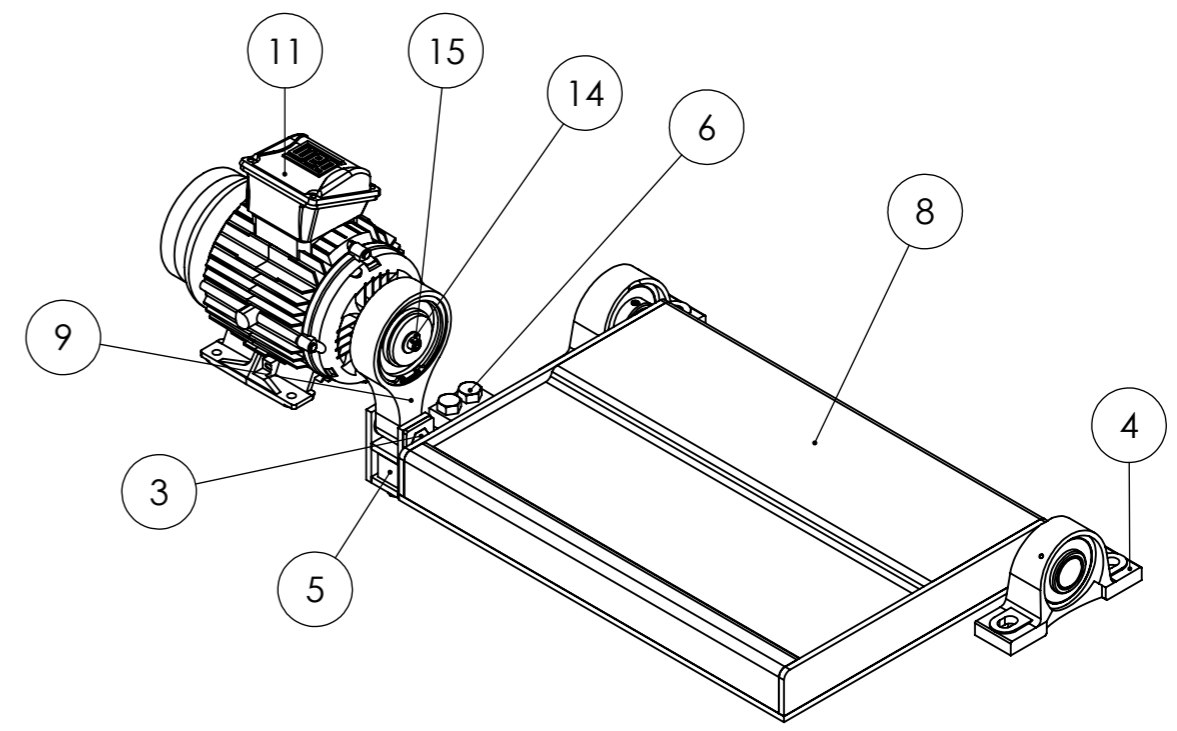
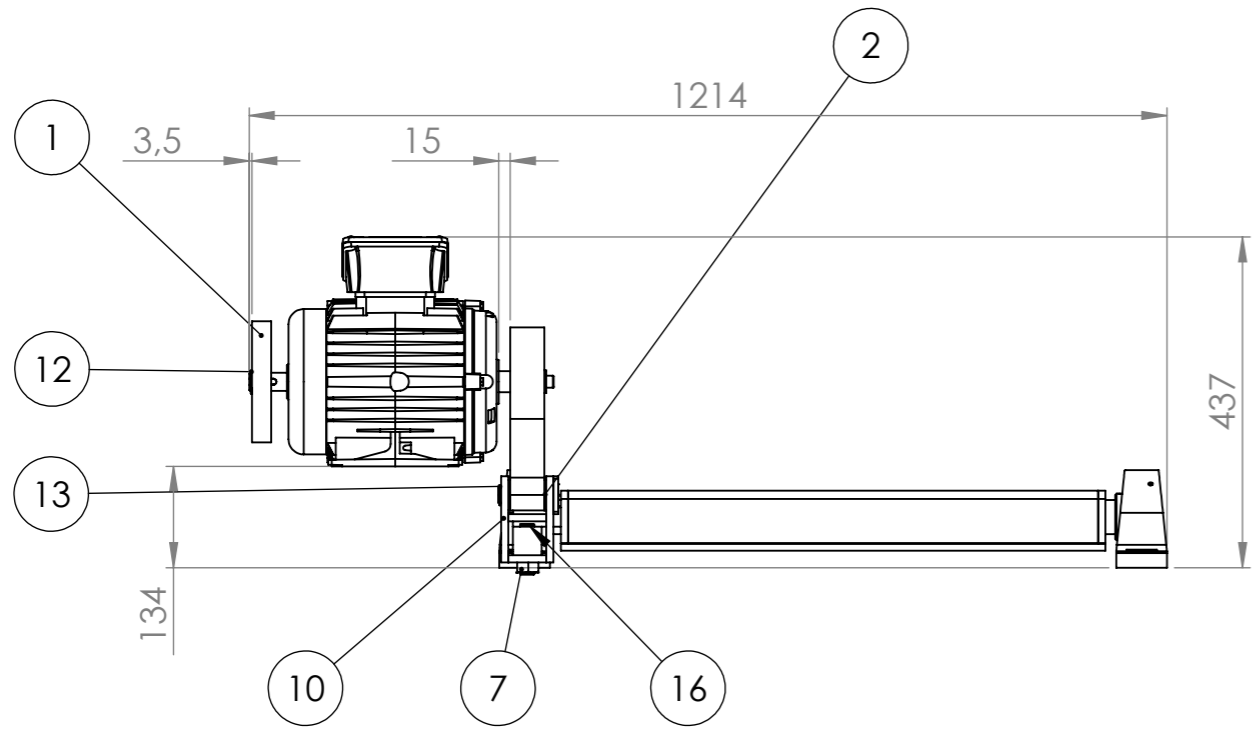
VISTA INFERIOR

2	BP25-02-01-02-002	Costillas Refuerzo	3
1	BP25-02-01-02-001	Base Apoyo	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

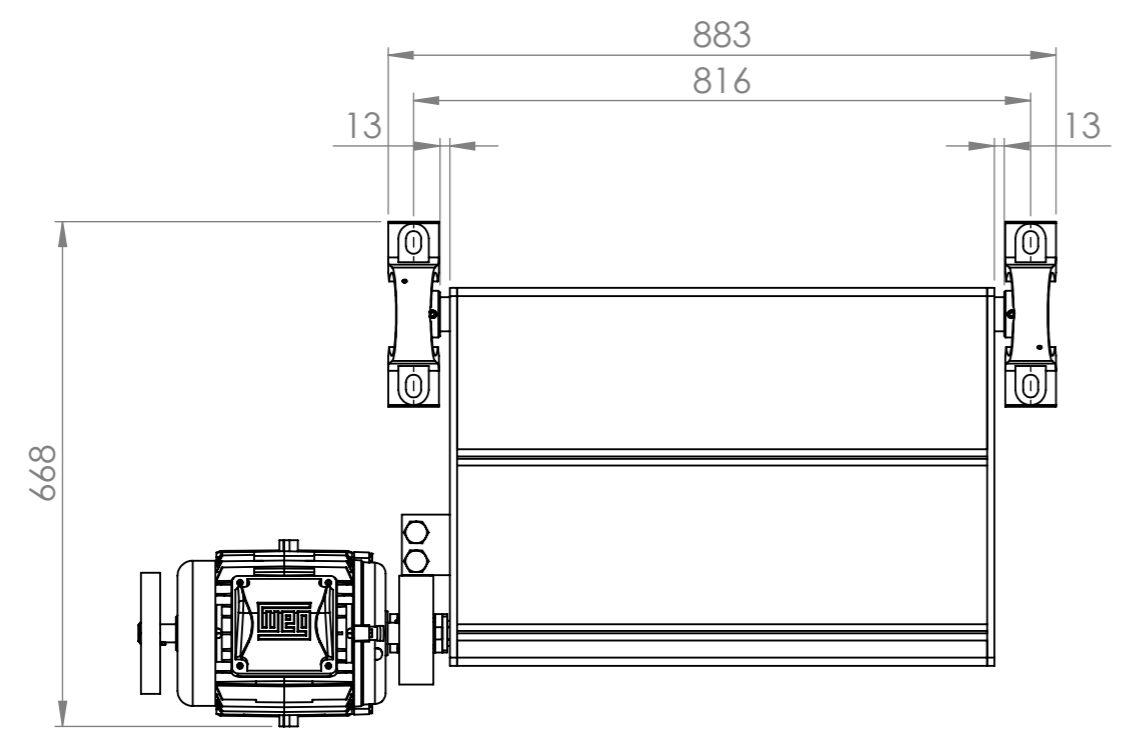
NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ.	Dalmaso Visconti				SOPORTE MOTOR	
				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		
				MATERIAL:	BP25-02-01-02-000 A4	
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5



A	NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
	DIBUJ.	Dalmaso Visconti				COSTILLAS REFUERZO	
 <p>Facultad Regional UTN VILLA MARIA</p>					REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
					MATERIAL:	BP25-02-01-02-002	
					PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:2
					A4		



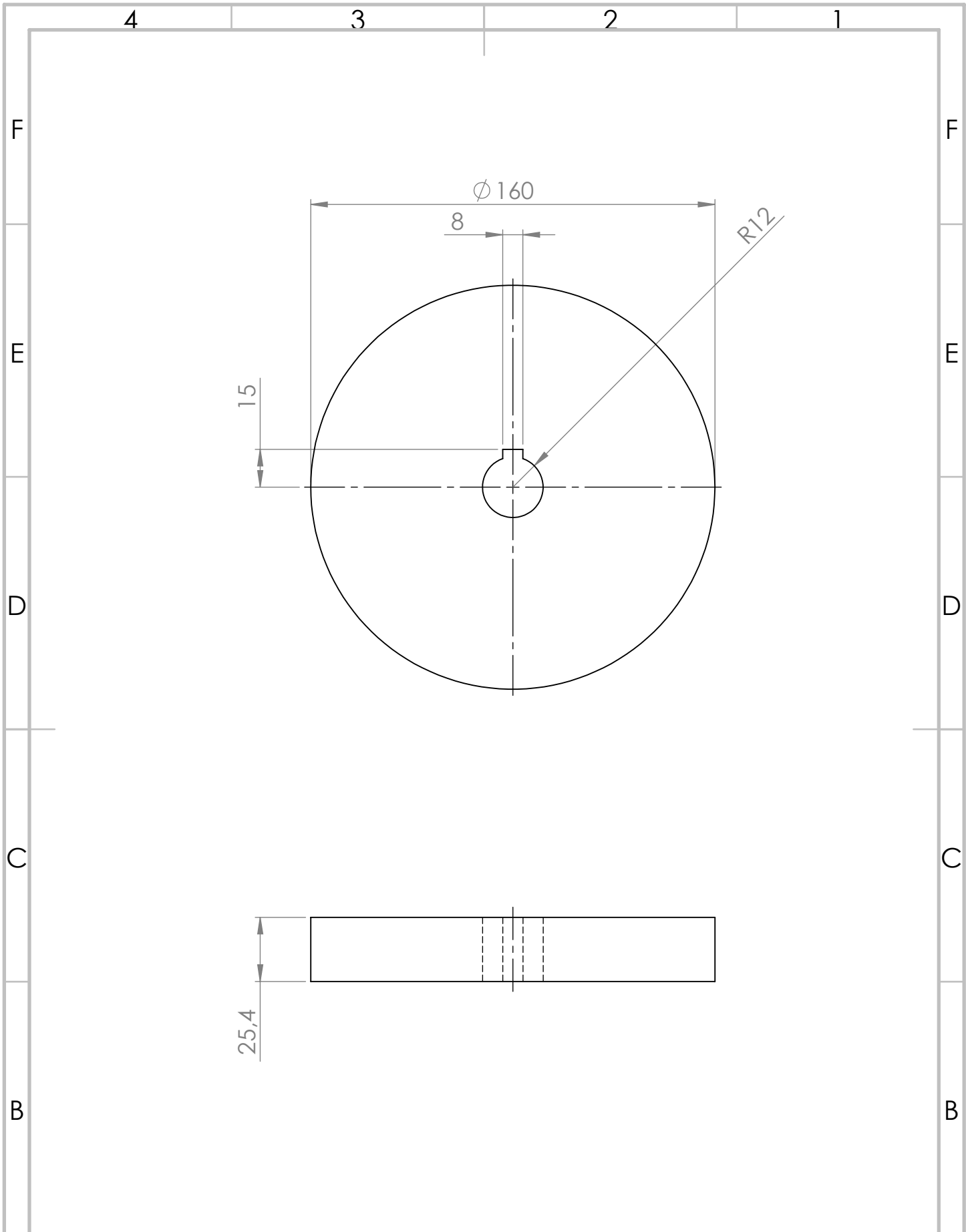
VISTA ISOMÉTRICA



16	STD	Tornillo cab. Hexagonal 05	1
15	STD	Arandela Plana 03	1
14	STD	Tornillo Allen cab. Cilíndrica 02	1
13	STD	Anillo Seeger para eje 04	1
12	STD	Anillo Seeger para eje 03	1
11	STD	Motor Eléctrico	1
10	BP25-02-02-03-000	Soporte Celda de Carga	1
9	BP25-02-02-02-000	Sistema Biela	1
8	BP25-02-02-01-000	Plataforma Izquierda	1
7	STD	Tuerca 04	2
6	STD	Tornillo cab. Hexagonal 03	2
5	STD	Celda de Carga	1
4	STD	Unidad de Rodamiento 02	2
3	BP25-02-02-00-003	Perno Biela	1
2	BP25-02-02-00-002	Buje	2
1	BP25-02-02-00-001	Volante de Inercia	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmasso Visconti					SUB CONJUNTO PLATAFORMA IZQ.	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-02-02-00-000	A3
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10





	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: ±0.25
 ANGULAR:

TÍTULO:
VOLANTE DE INERCIA



REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
SAE 1010

N.º DE DIBUJO
BP25-02-02-00-001

A4

PESO:

REVISIÓN : 00

ESCALA: 1:2

4 3 2 1

F

F

E

E

D

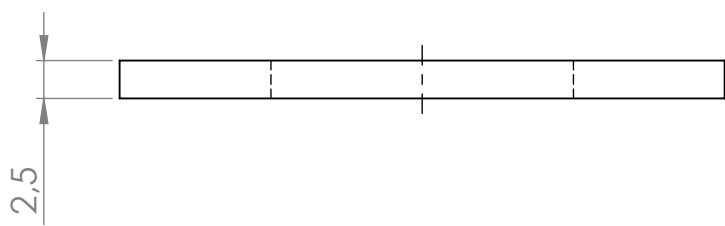
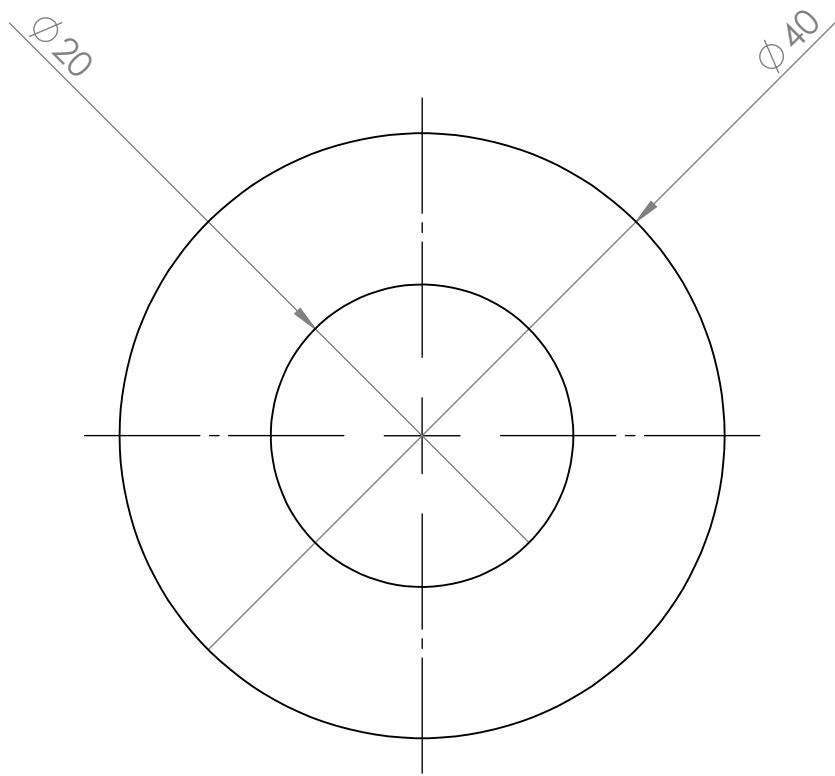
D

C

C

B

B



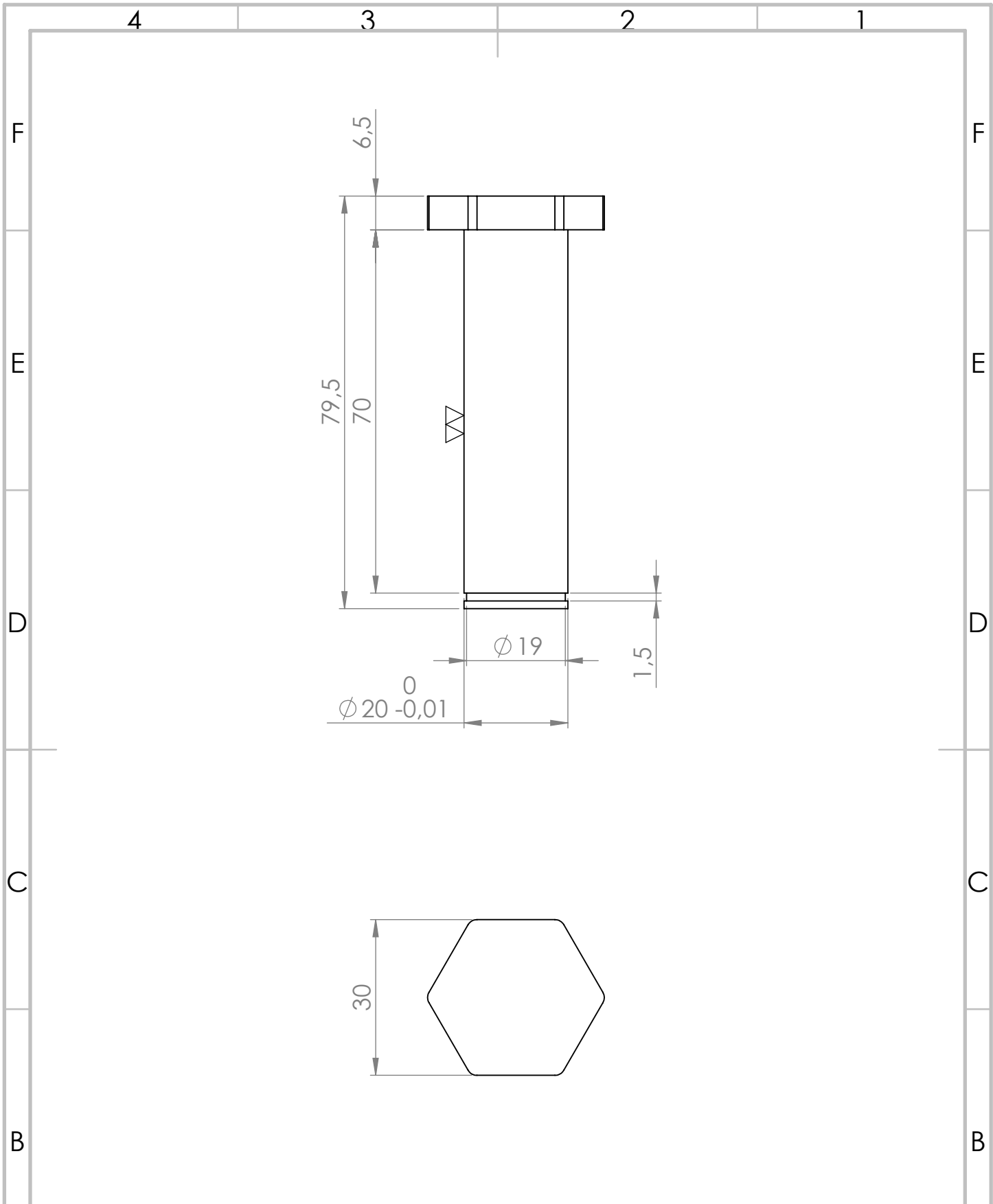
A

A


NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0.25 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmasso Visconti								BUJE	
APROB.						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL: POLIAMIDA 6		BP25-02-02-00-002	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA:2:1	

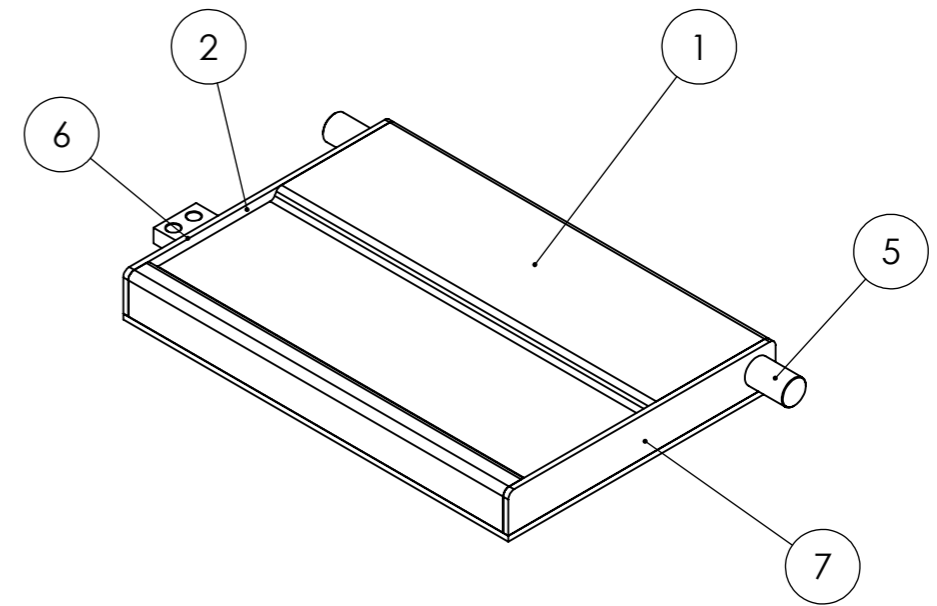
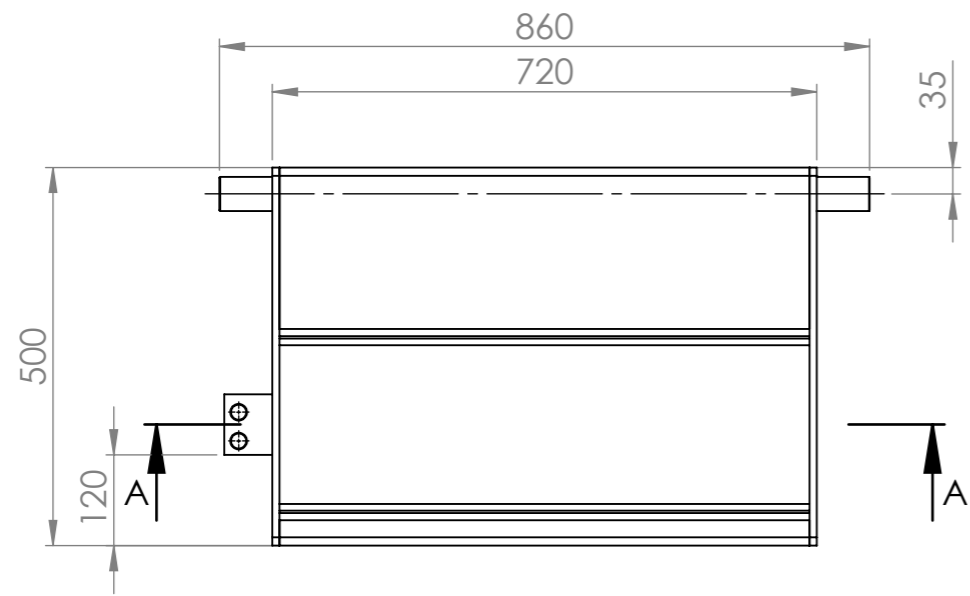


4 3 2 1

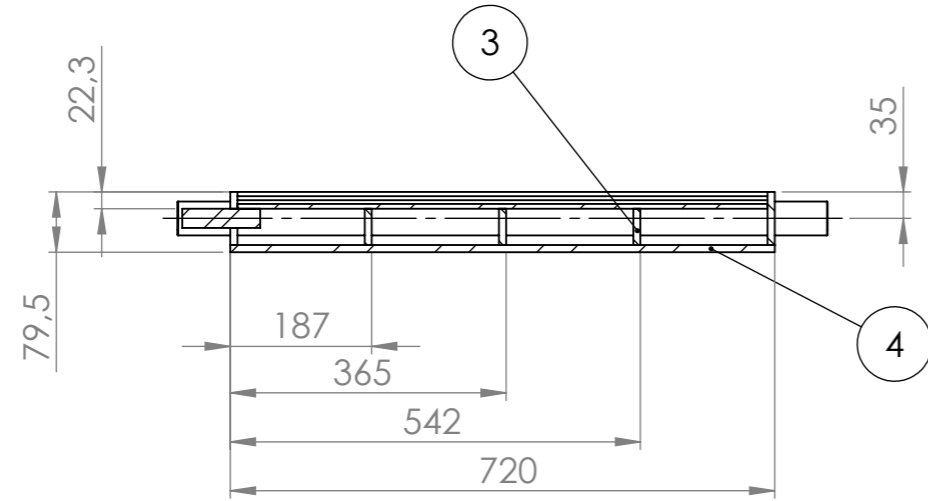


Material: ACERO SAE 8620 - CEMENTADO (58 - 60 HRC)

DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.25 ANGULAR:	TÍTULO:		
	Dalmasso Visconti				PERNO BIELA		
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO		
A				MATERIAL:	SAE 8620	BP25-02-02-00-003	A4
				PESO:		REVISIÓN : 00	ESCALA:1:1



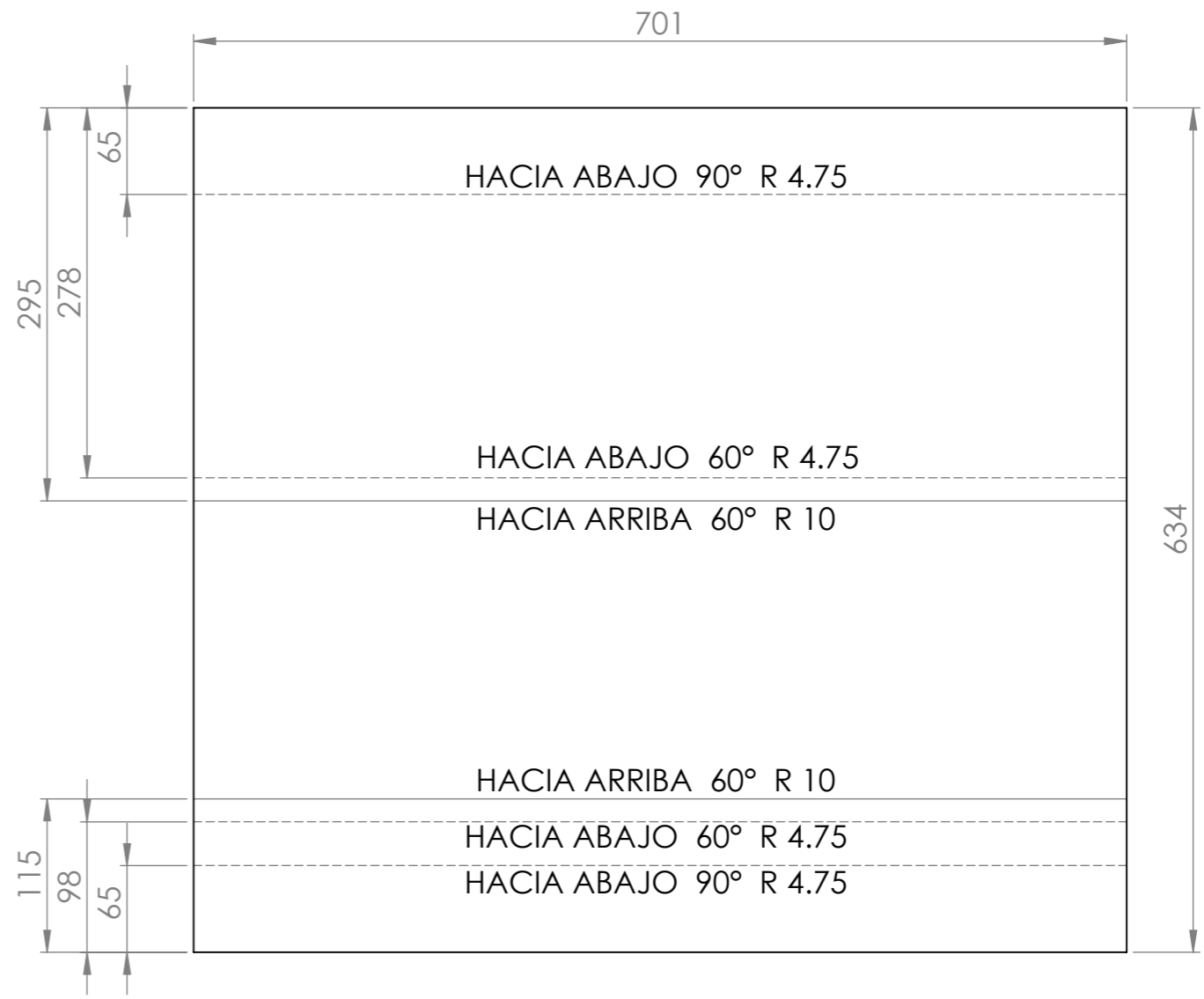
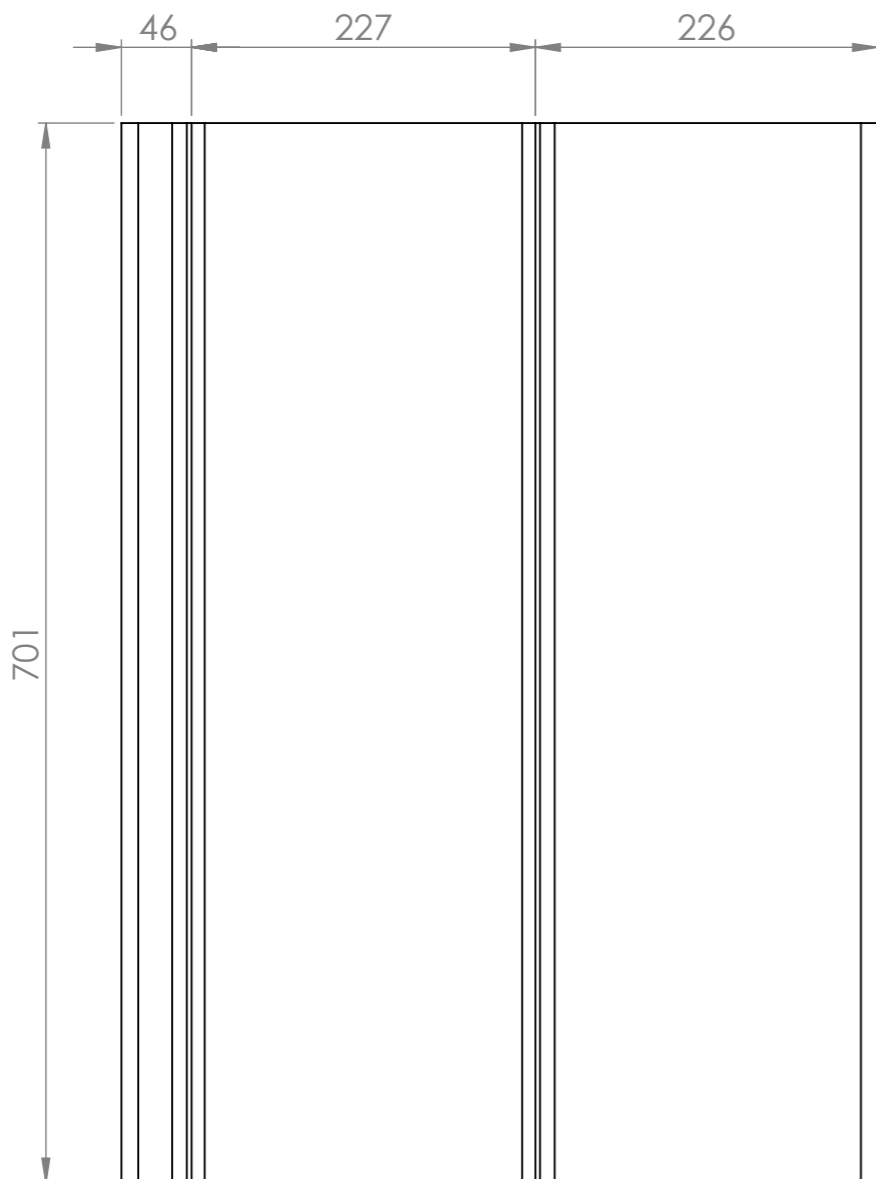
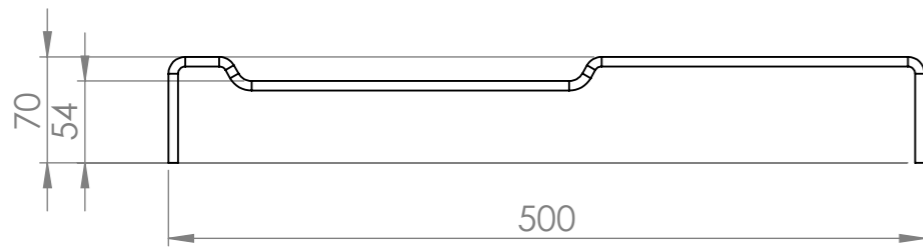
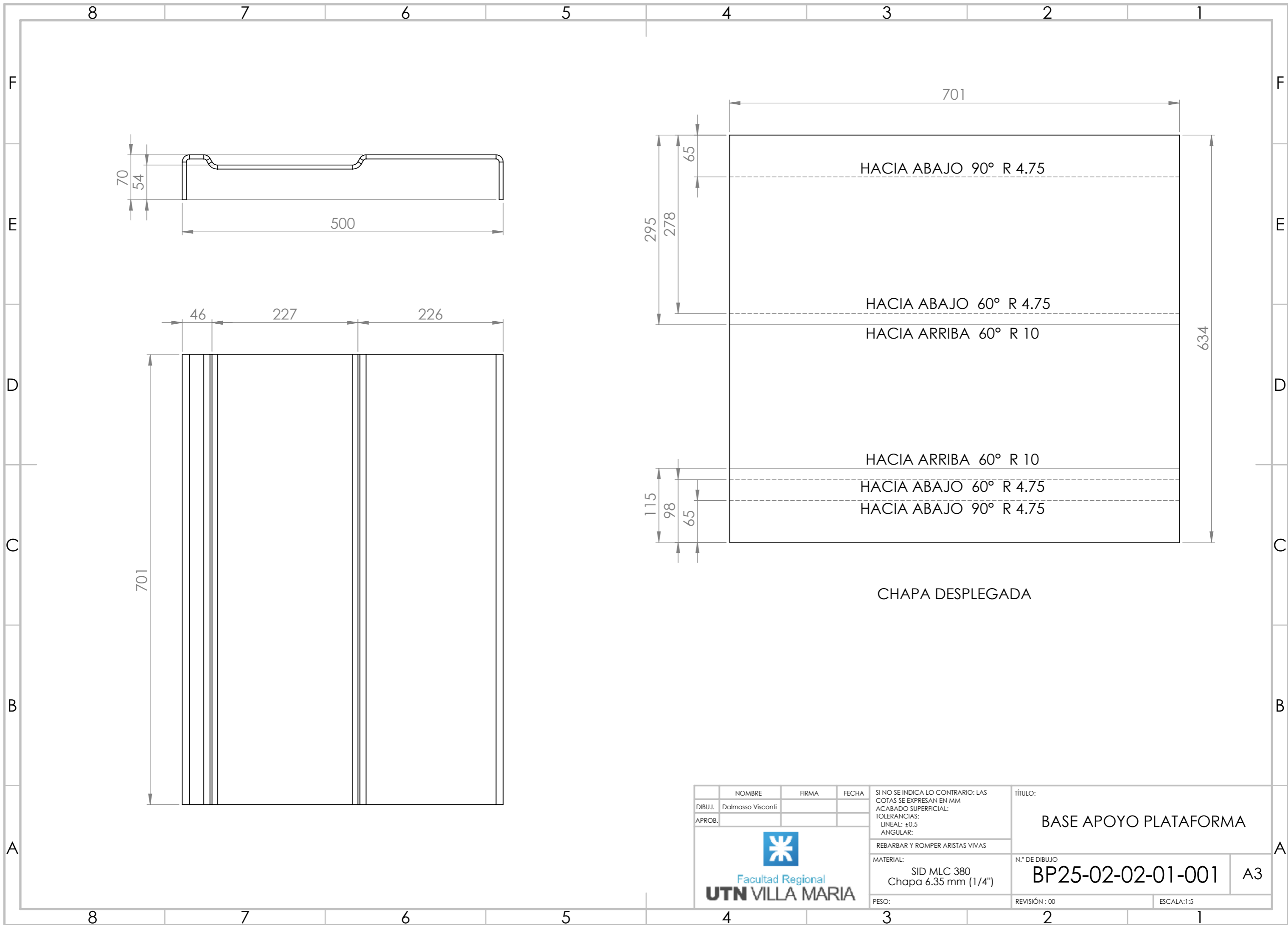
VISTA ISOMÉTRICA



SECCIÓN A-A

7	BP25-02-02-01-007	Lateral Plataforma 02	1
6	BP25-02-02-01-006	Soporte Celda Plataforma	1
5	BP25-02-02-01-005	Eje Plataforma	1
4	BP25-02-02-01-004	Tapa Inferior Plataforma	1
3	BP25-02-02-01-003	Refuerzo Plataforma	3
2	BP25-02-02-01-002	Lateral Plataforma 01	1
1	BP25-02-02-01-001	Base Apoyo Plataforma	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					PLATAFORMA IZQUIERDA	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-02-02-01-000 A3	
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10



HACIA ABAJO 90° R 4.75

HACIA ABAJO 60° R 4.75


HACIA ARRIBA 60° R 10

HACIA ARRIBA 60° R 10

HACIA ABAJO 60° R 4.75

HACIA ABAJO 90° R 4.75

CHAPA DESPLEGADA

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ.	Dalmaso Visconti				BASE APOYO PLATAFORMA	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-02-02-01-001	A3
				SID MLC 380 Chapa 6.35 mm (1/4")		
PESO:				REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:5	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

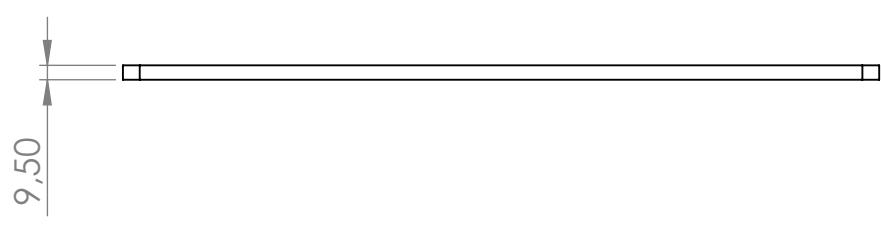
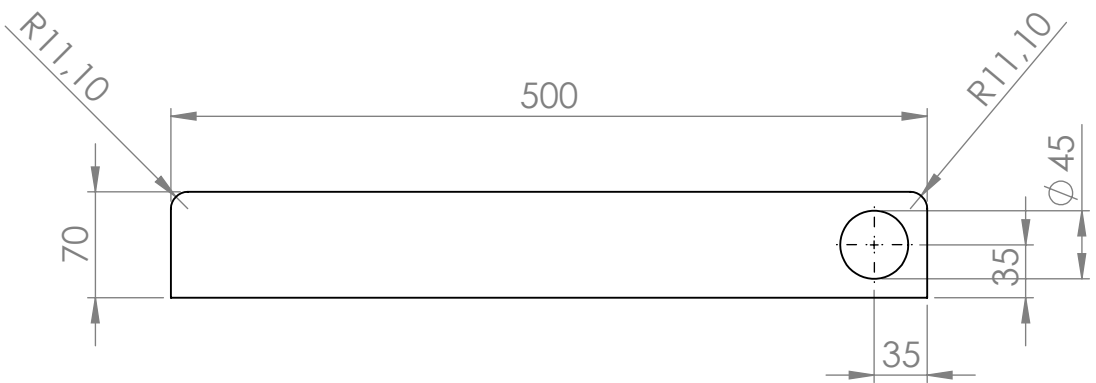
D


C

C

B

B

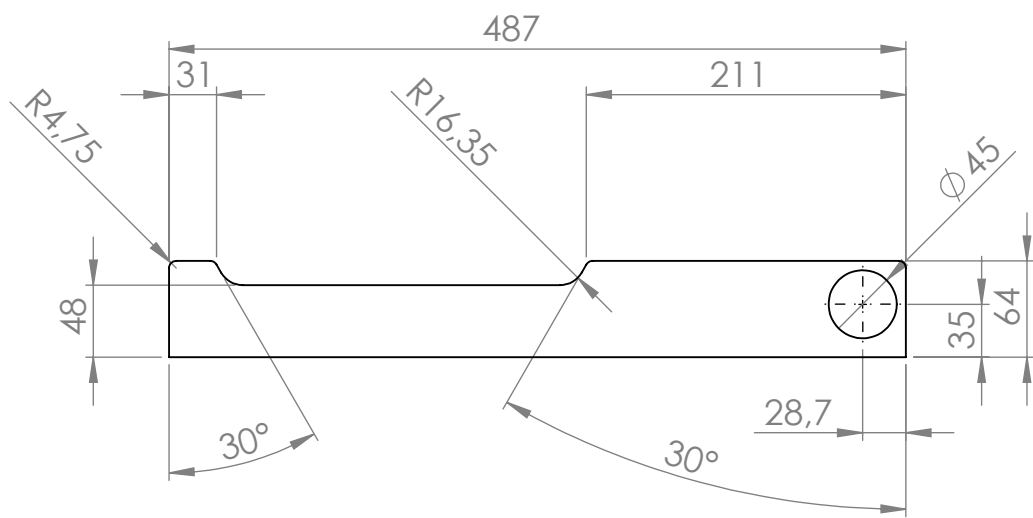



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		LATERAL PLATAFORMA 01	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL:		BP25-02-02-01-002	
						SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		A4	
PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:5					

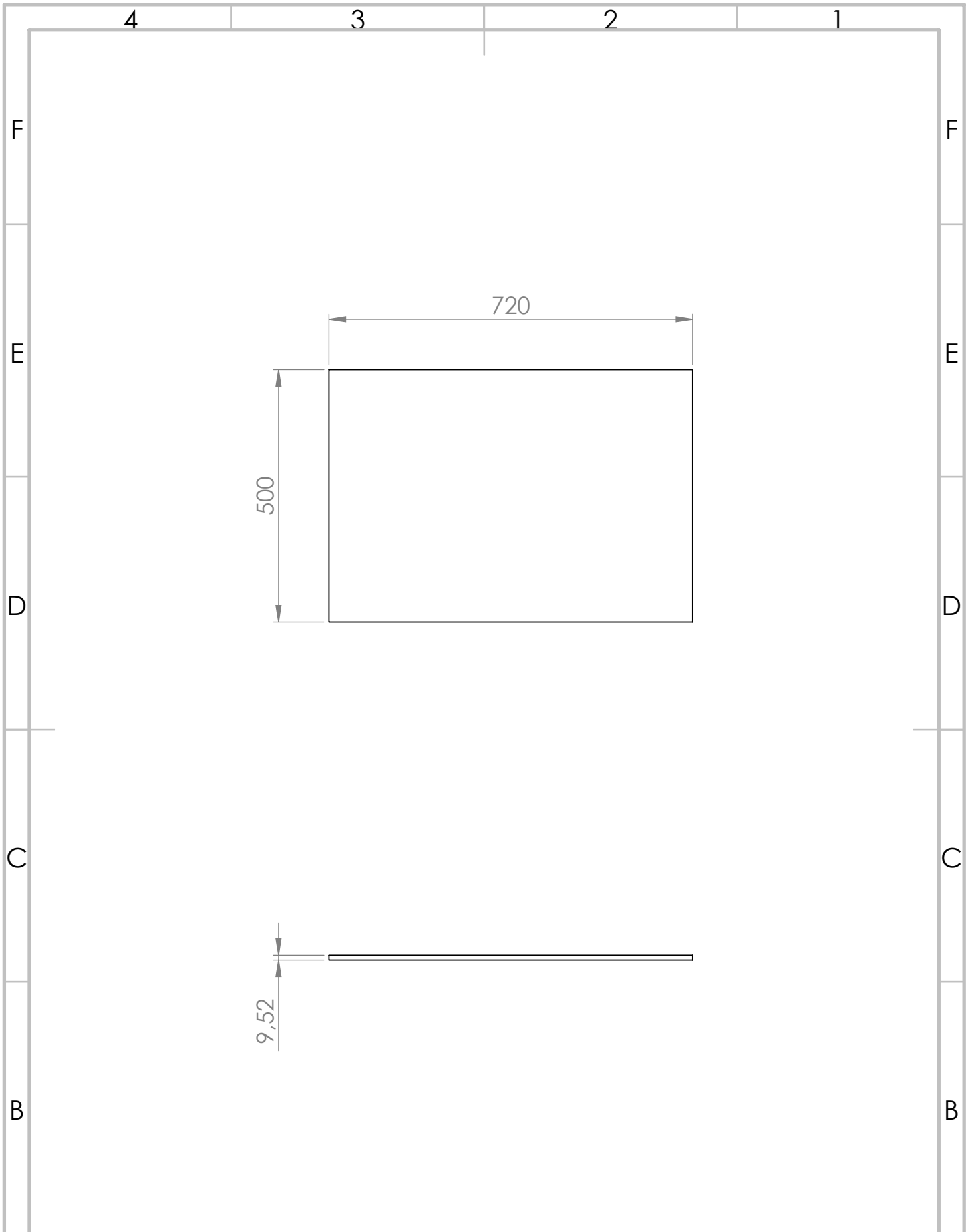
4 3 2 1

A

A

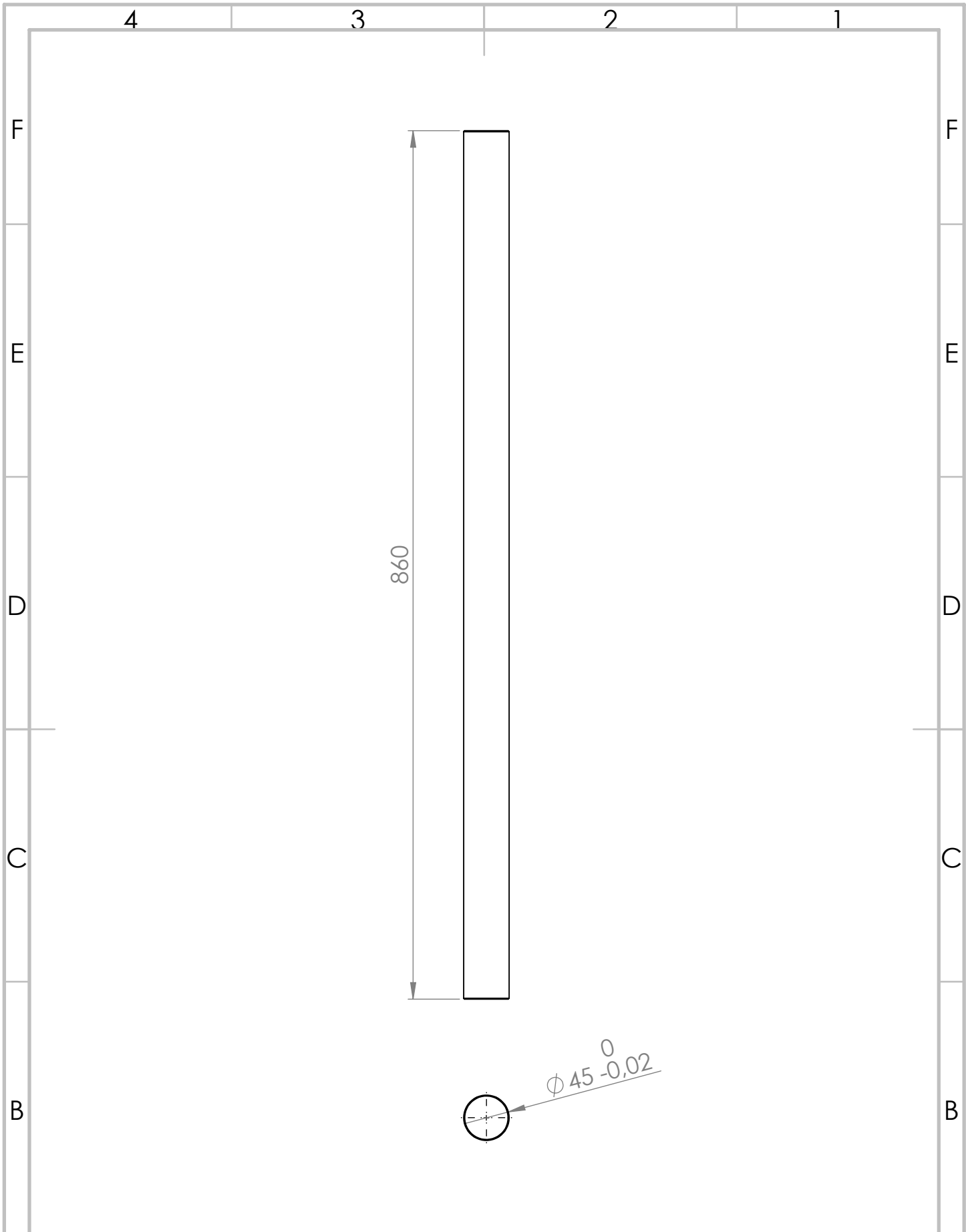


NOMBRE			FIRMA			FECHA			SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			TÍTULO:		
DIBUJ. Dalmaso Visconti									ACABADO SUPERFICIAL:			REFUERZO PLATAFORMA		
APROB.									TOLERANCIAS:					
 <p>Facultad Regional UTN VILLA MARIA</p>			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			MATERIAL:			N.º DE DIBUJO					
						SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")			BP25-02-02-01-003			A4		
						PESO:			REVISIÓN : 00			ESCALA: 1:5		




NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:		TÍTULO: TAPA INFERIOR PLATAFORMA	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO BP25-02-02-01-004	
APROB.						MATERIAL: SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		A4	
PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:10			





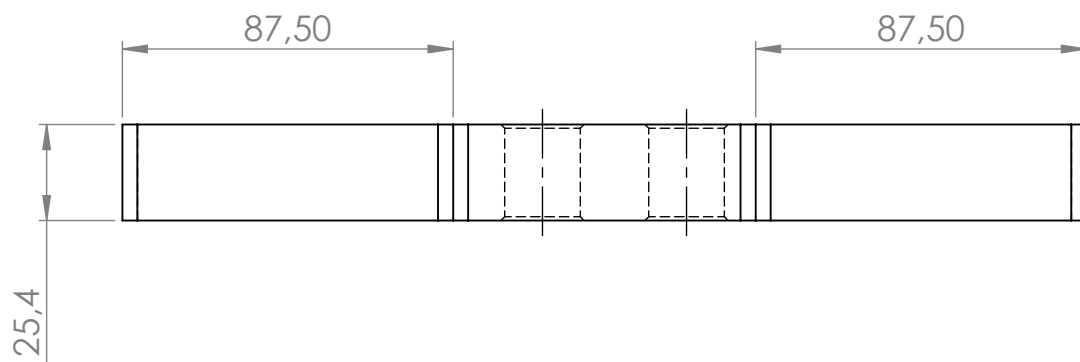
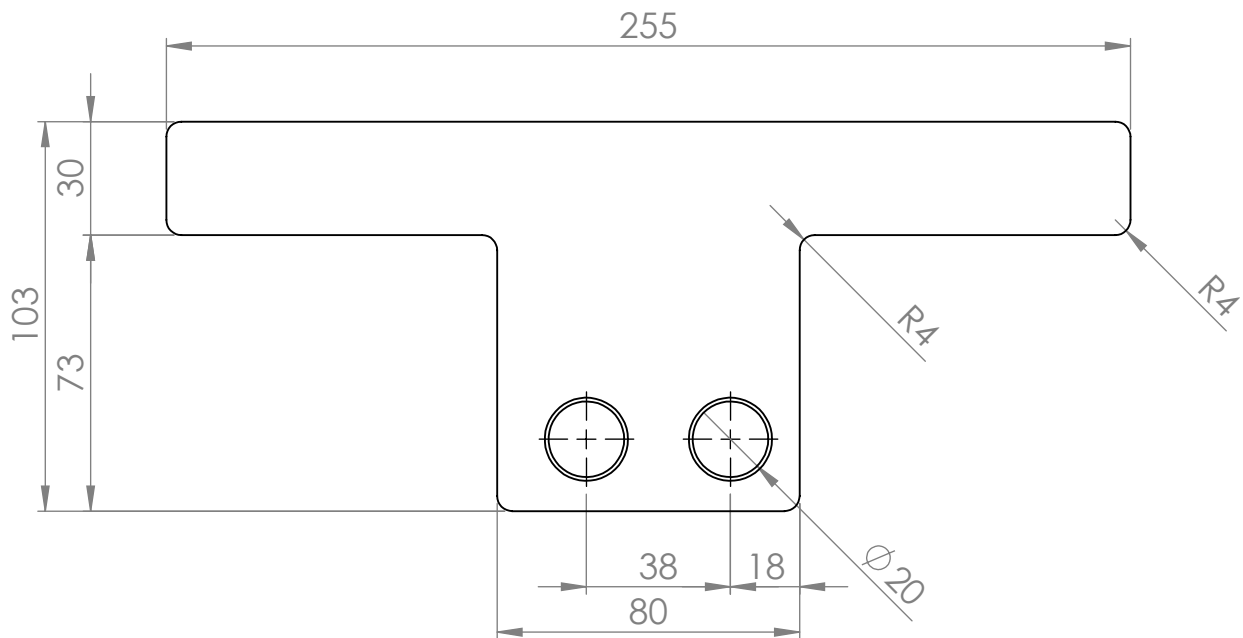
860

$\phi 45 \begin{matrix} 0 \\ -0,02 \end{matrix}$

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ.	Dalmaso Visconti					ACABADO SUPERFICIAL:		EJE PLATAFORMA	
APROB.						TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.25 ANGULAR:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL:		SAE 1045	
PESO:						REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:10	

A

A



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL: $\pm 0,5$
 ANGULAR:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
 SAE 1045

PESO:

TÍTULO:

SOPORTE CELDA PLATAFORMA

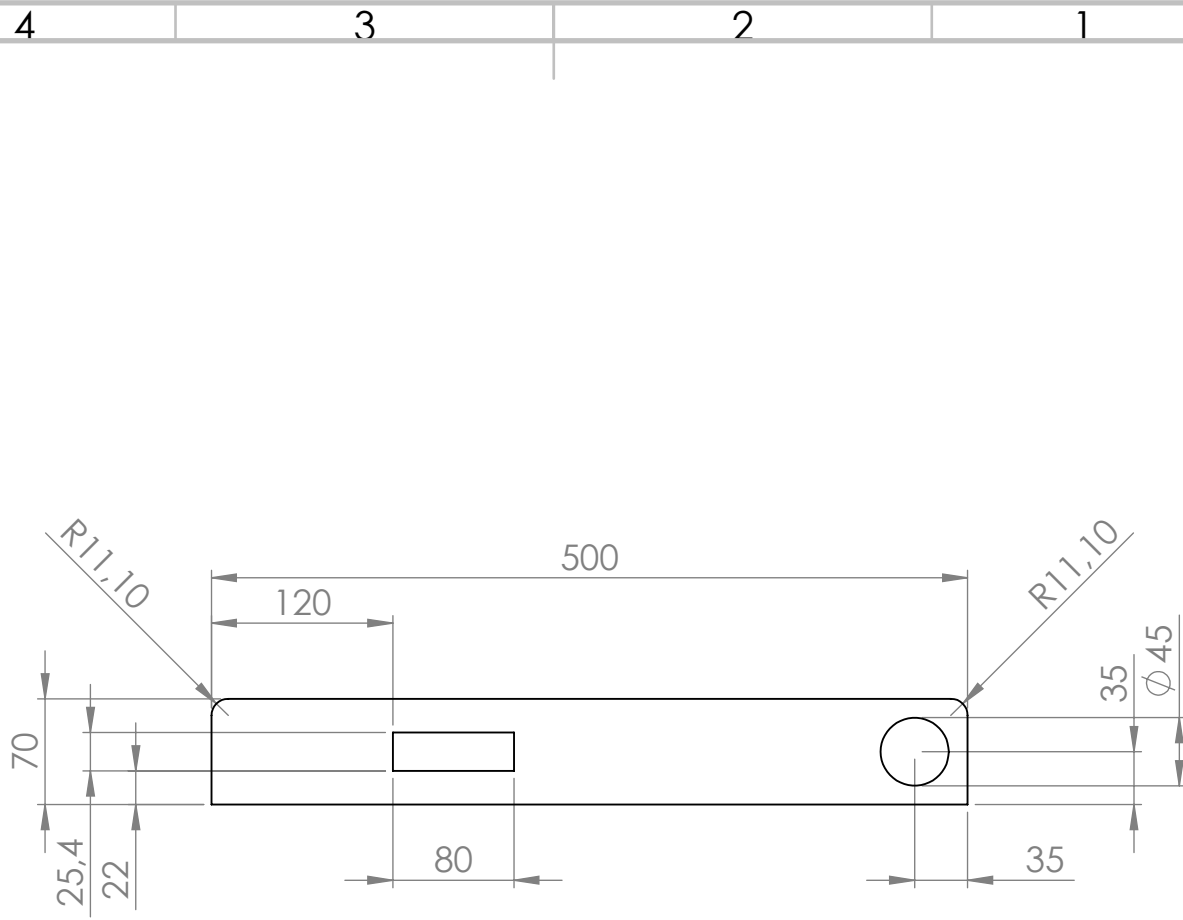
N.º DE DIBUJO


BP25-02-02-01-006

A4

REVISIÓN : 00

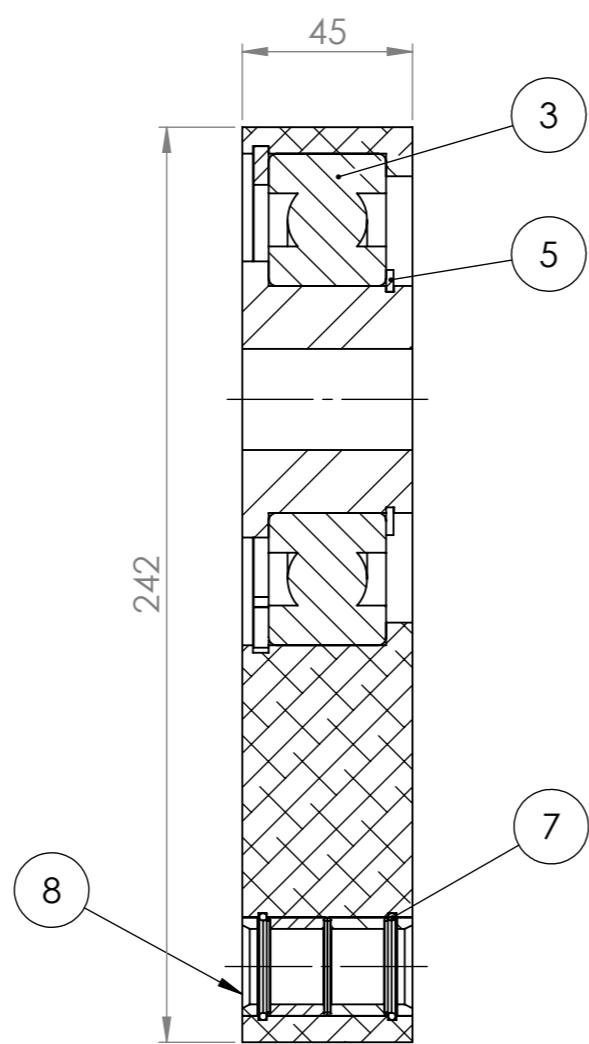
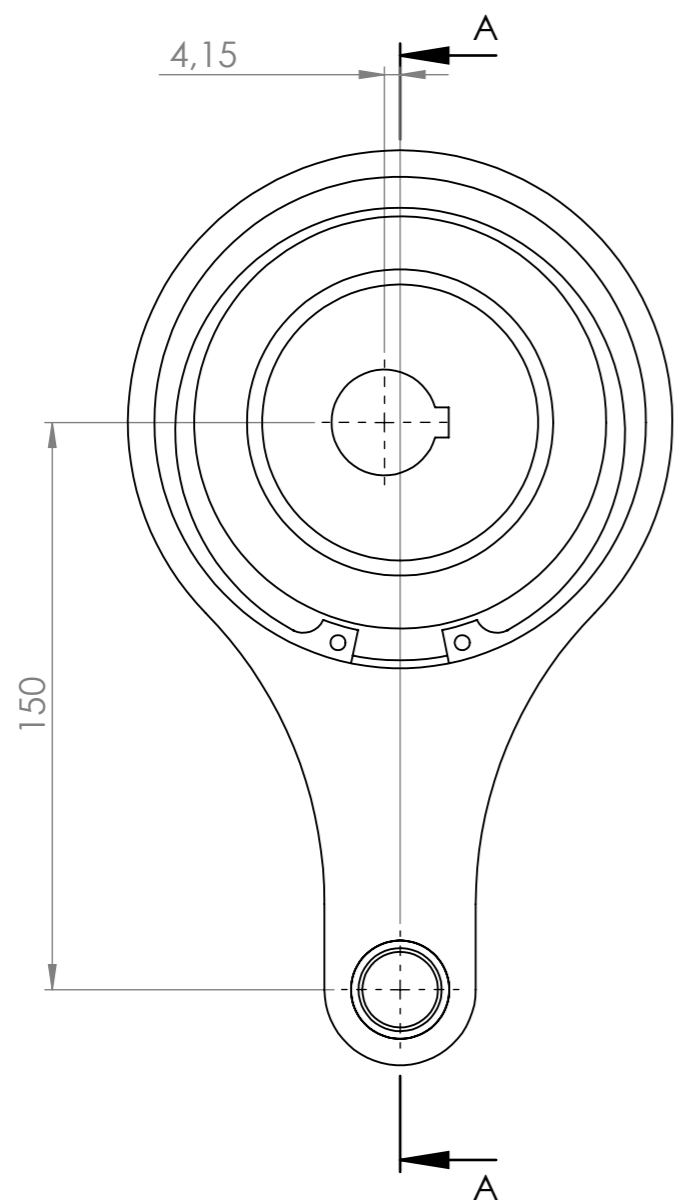
ESCALA: 1:5



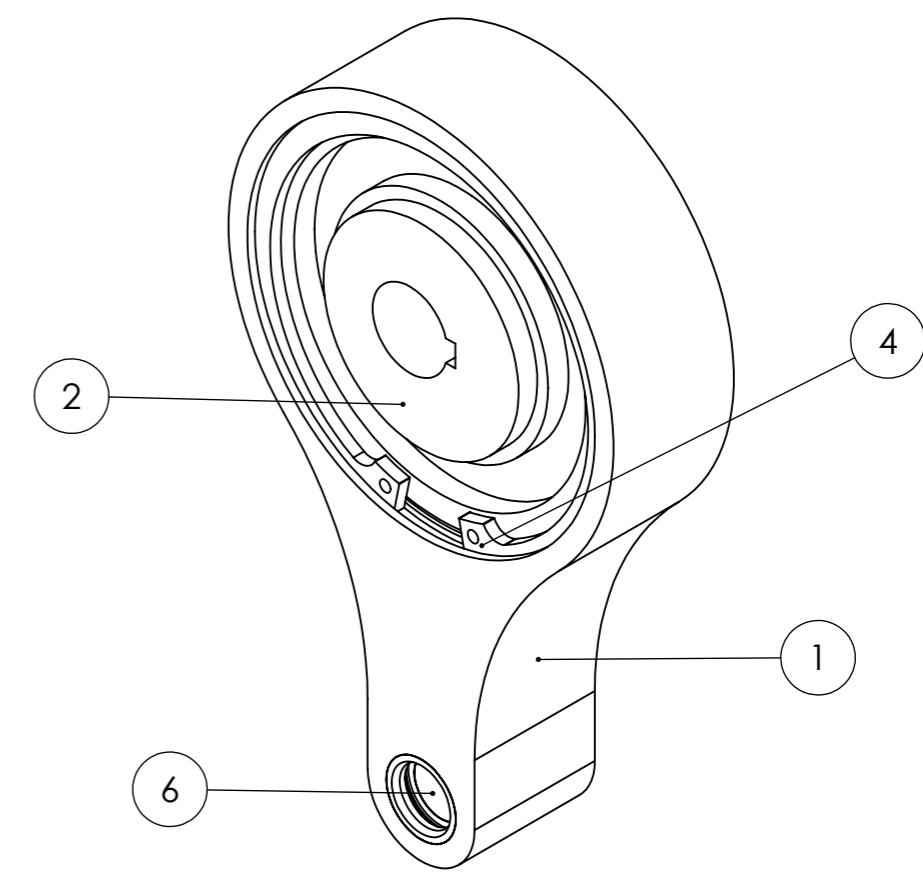
NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti						ACABADO SUPERFICIAL:		LATERAL PLATAFORMA 02	
APROB.						TOLERANCIAS:			
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL:		BP25-02-02-01-007	
						SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		A4	
PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:5			

8 7 6 5 4 3 2 1

F E D C B A



SECCIÓN A-A



VISTA ISOMÉTRICA

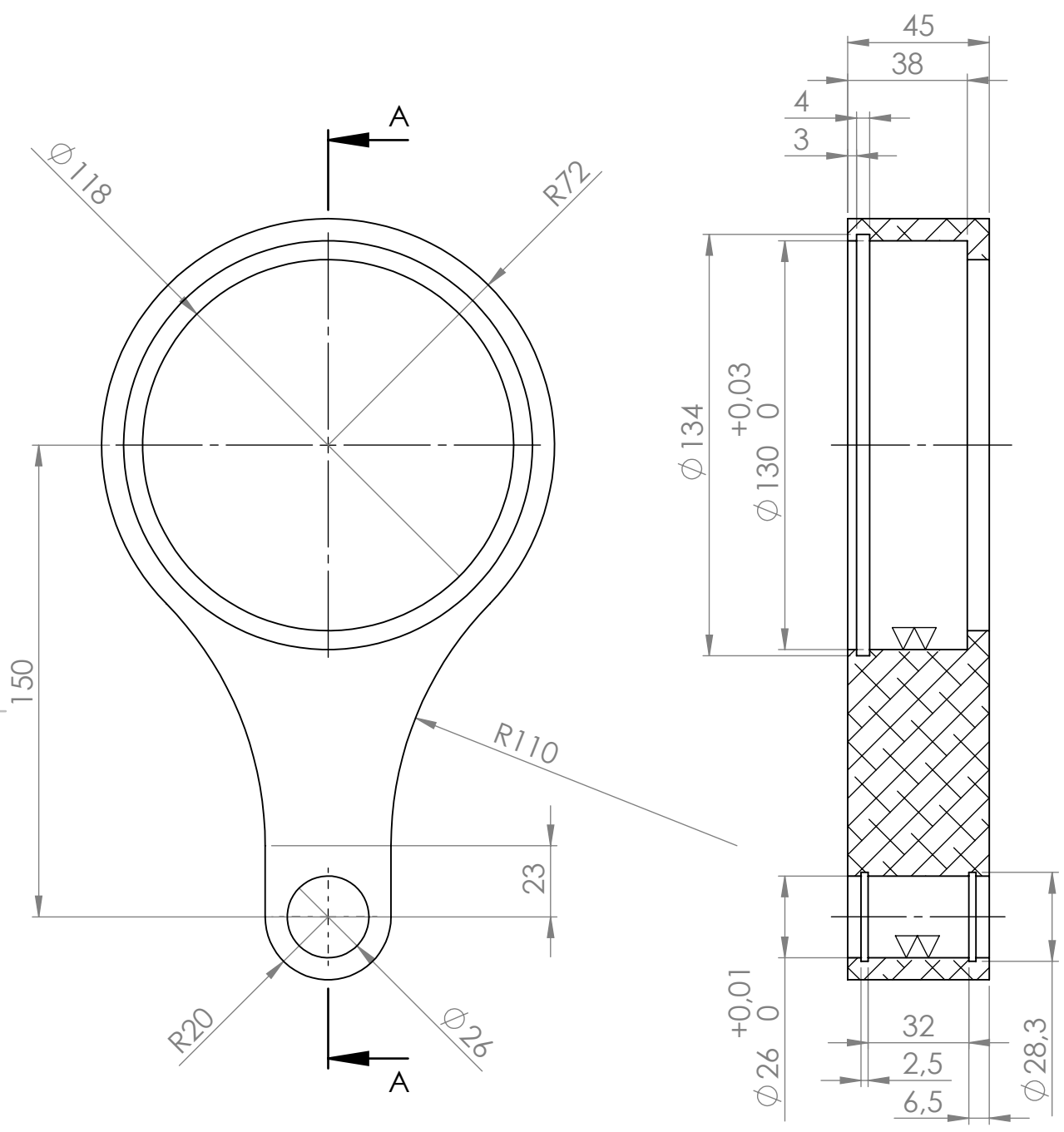
8	STD	Reten	2
7	STD	Anillo de Presión Tipo B	2
6	STD	Rodamiento 02	2
5	STD	Anillo Seeger para eje 02	1
4	STD	Anillo Seeger para Alojamiento	1
3	STD	Rodamiento 01	1
2	BP25-02-02-02-002	Excéntrico	1
1	BP25-02-02-02-001	Biela	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti					SISTEMA BIELA	
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
				MATERIAL:	BP25-02-02-02-000	A3
				PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA:1:2



8 7 6 5 4 3 2 1

A B C D E F

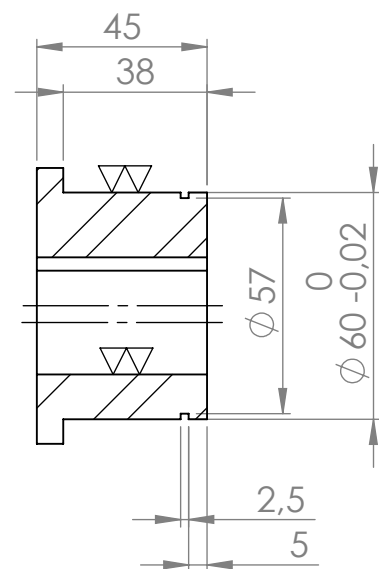
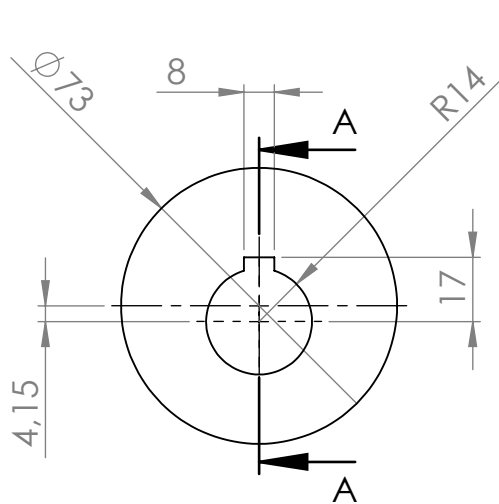


SECCIÓN A-A

NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0,25 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti								BIELA	
APROB.						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL: ALUMINIO 7075-T6		BP25-02-02-02-001	
						PESO:		REVISIÓN : 00	
								ESCALA: 1:2	



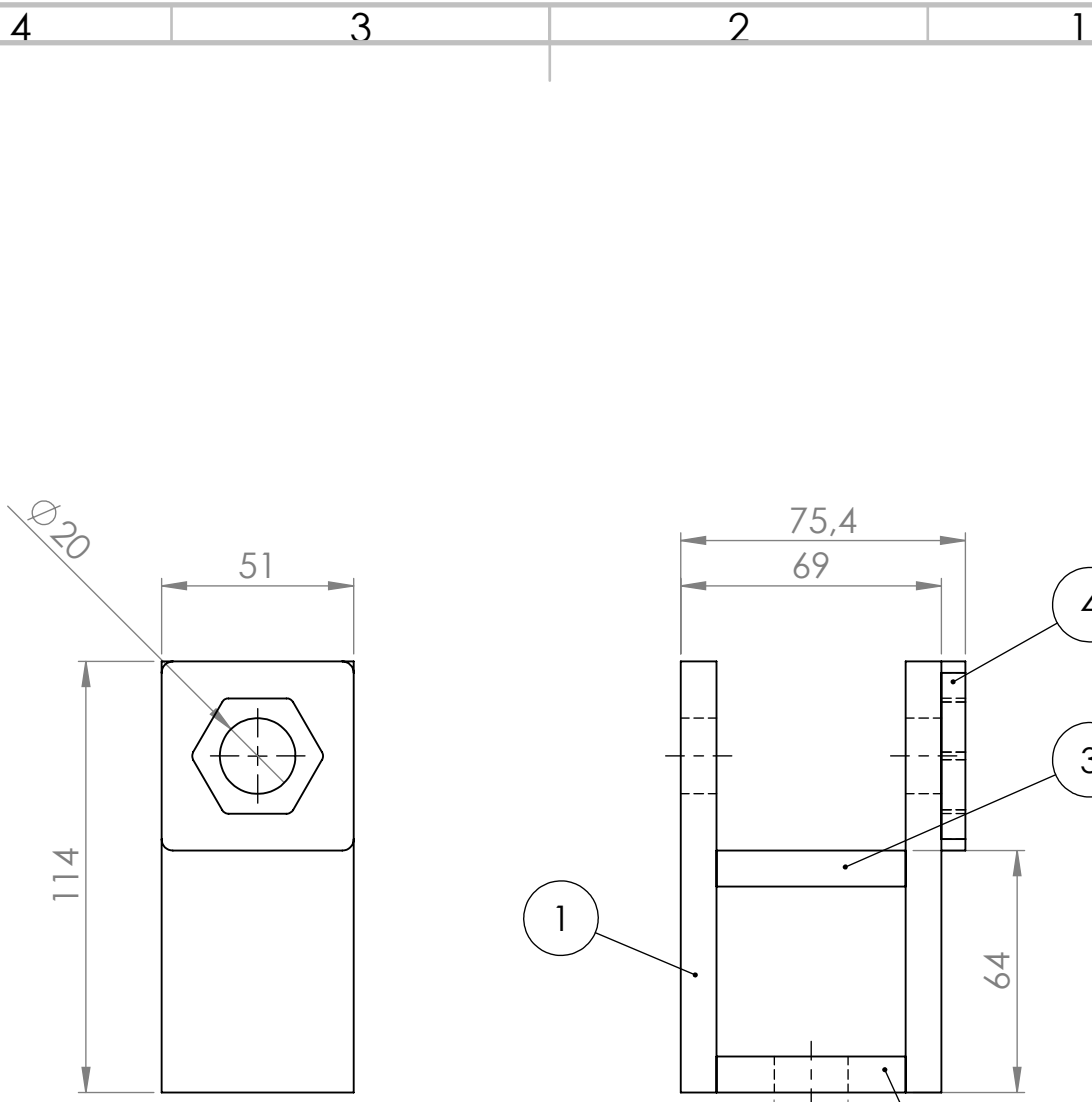
A4




SECCIÓN A-A

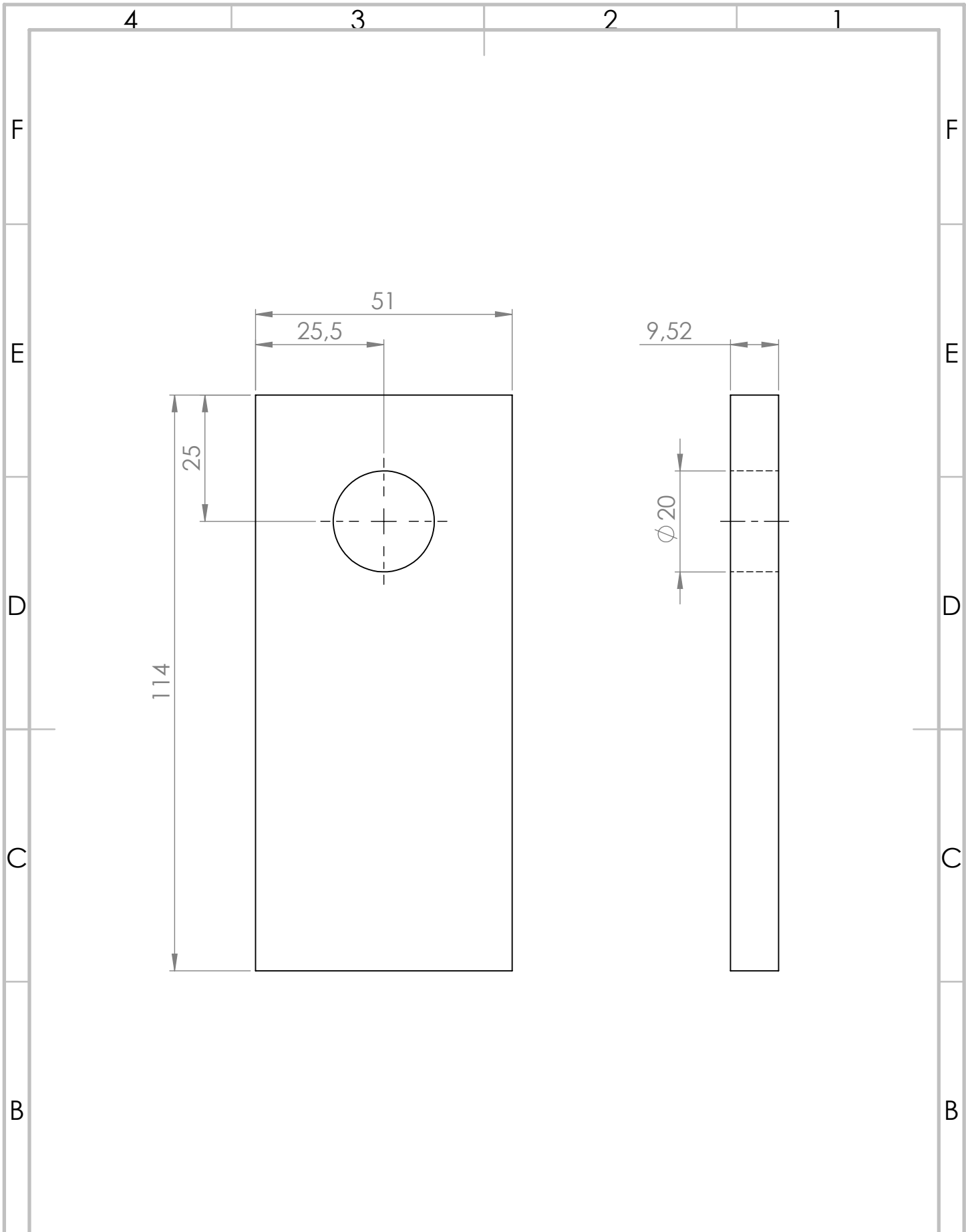
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: $\pm 0,25$ ANGULAR:	TÍTULO: EXCÉNTRICO
	Dalmaso Visconti				
APROB.				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO BP25-02-02-02-002
				MATERIAL: SAE 1045	
				PESO:	REVISIÓN : 00
					ESCALA: 1:2




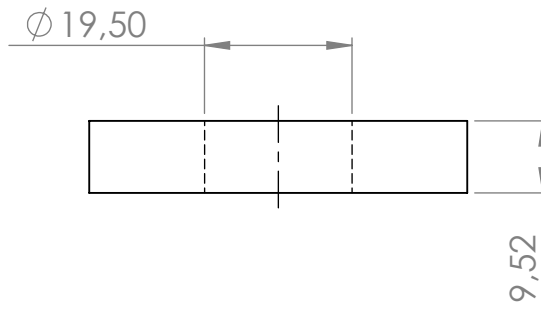
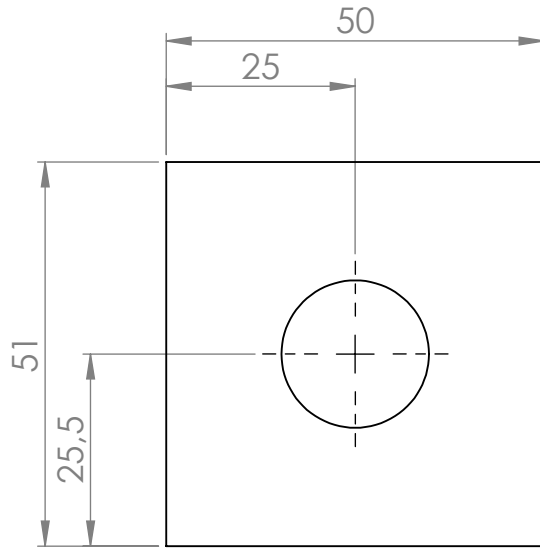



4	BP25-02-02-03-004	Encastre perno biela	1
3	BP25-02-02-03-003	Refuerzo C.C	1
2	BP25-02-02-03-002	Base C.C	1
1	BP25-02-02-03-001	Lateral C.C	2
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

DIBUJ. Dalmasso Visconti APROB.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
	 Facultad Regional UTN VILLA MARIA				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	SOPORTE CELDA DE CARGA
MATERIAL:				N.º DE DIBUJO		A4
PESO:				BP25-02-02-03-000		
REVISIÓN : 00				ESCALA: 1:2		



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ± 0.5 ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti								LATERAL C.C	
APROB.						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
		MATERIAL:		SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		BP25-02-02-03-001		A4	
		PESO:		REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:1			



NOMBRE		FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: $\pm 0,25$ ANGULAR:		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti								BASE C.C	
APROB.									
						REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
						MATERIAL: SID MLC 380 Chapa 9.52 mm (3/8")		BP25-02-02-03-002	
PESO:				REVISIÓN : 00		ESCALA:1:1			

4 3 2 1

F

F

E

E

D

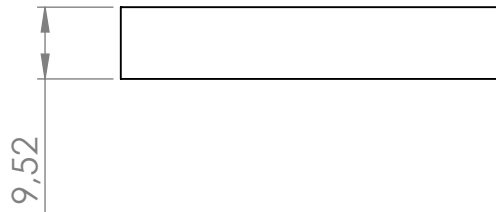
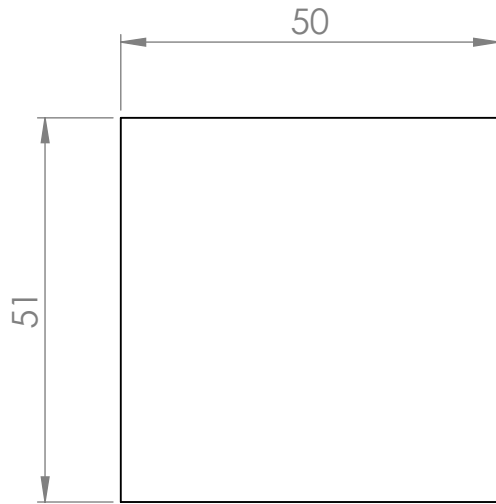
D


C

C

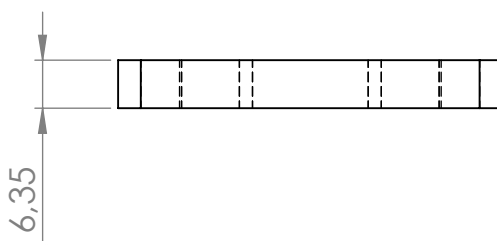
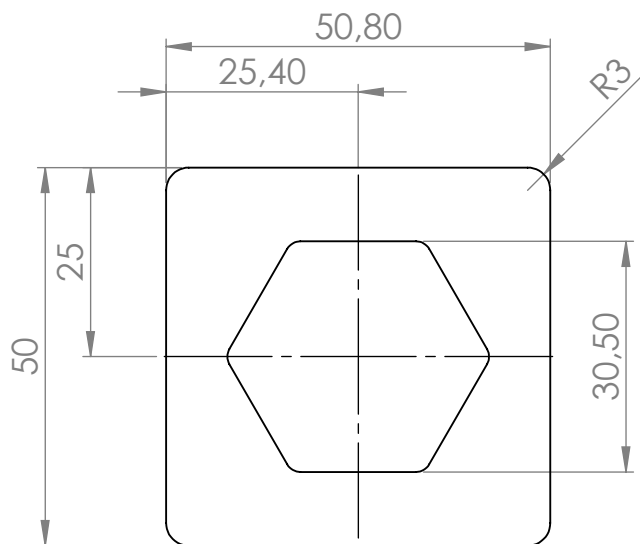
B


B

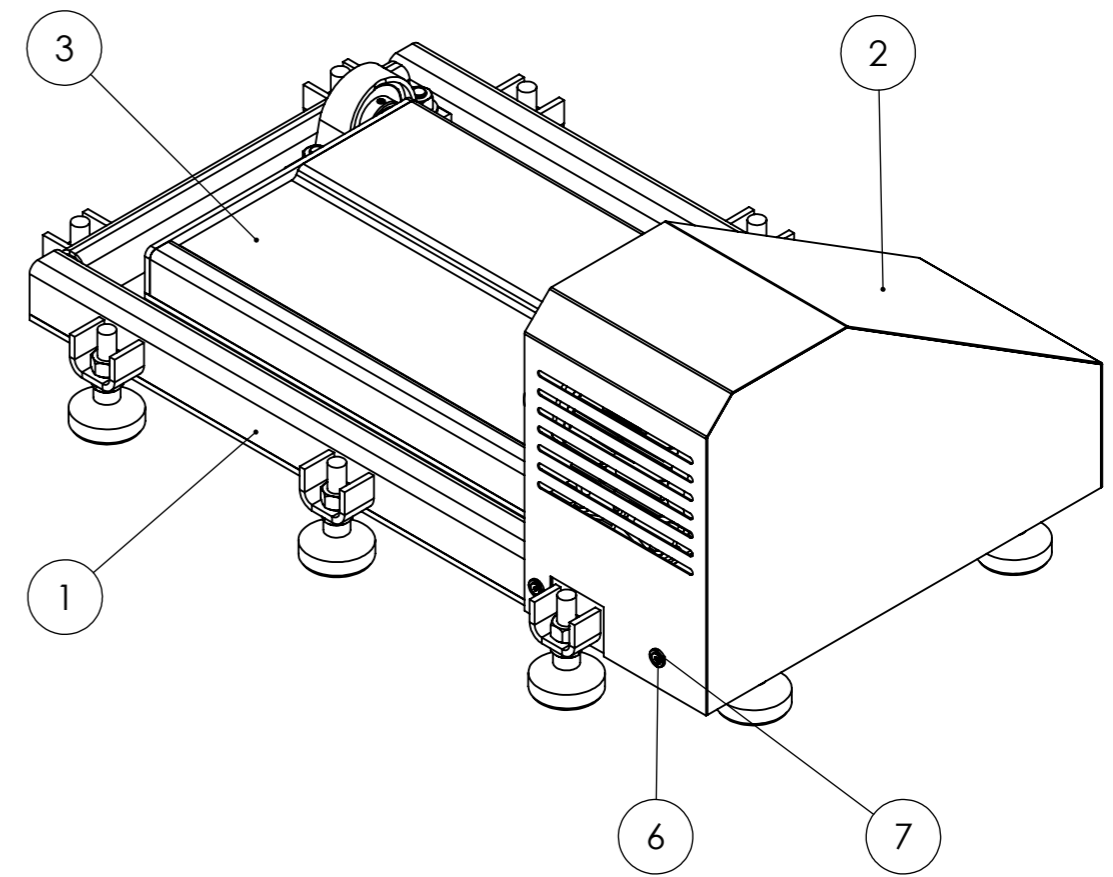
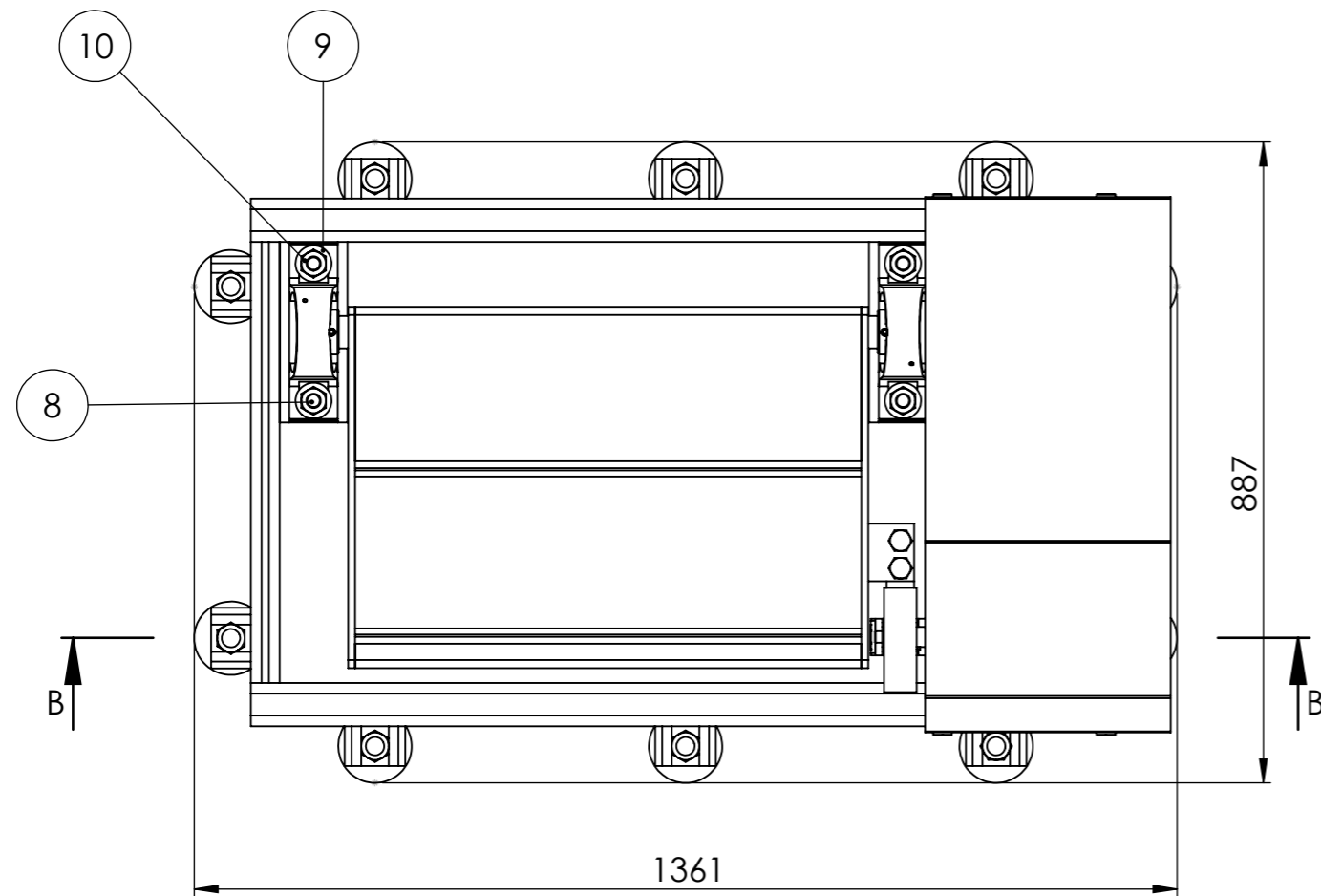


A	NOMBRE		FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
	DIBUJ.	Dalmaso Visconti				REFUERZO C.C	
 <p>Facultad Regional UTN VILLA MARIA</p>					REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	
					MATERIAL:	BP25-02-02-03-003	
					PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA:1:1
					A4		

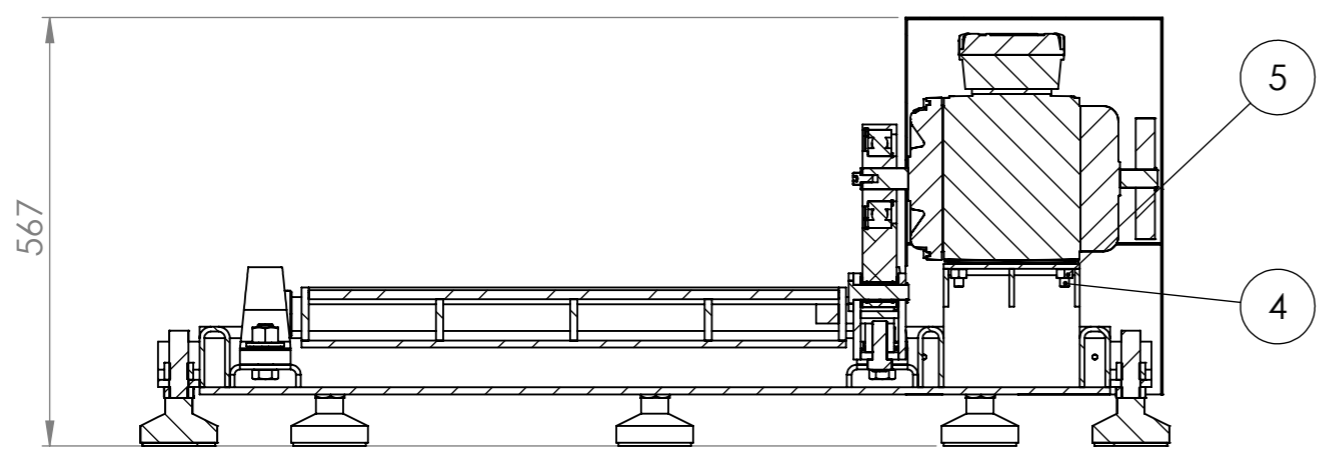
4 3 2 1



NOMBRE			FIRMA		FECHA		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		TÍTULO:	
DIBUJ. Dalmaso Visconti							ACABADO SUPERFICIAL:		ENCASTRE PERNO BIELA	
APROB.							TOLERANCIAS:			
							REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		N.º DE DIBUJO	
							MATERIAL:		BP25-02-02-03-004	
							SID MLC 380 Chapa 6.35 mm (1/4")		A4	
PESO:							REVISIÓN : 00		ESCALA: 1:1	




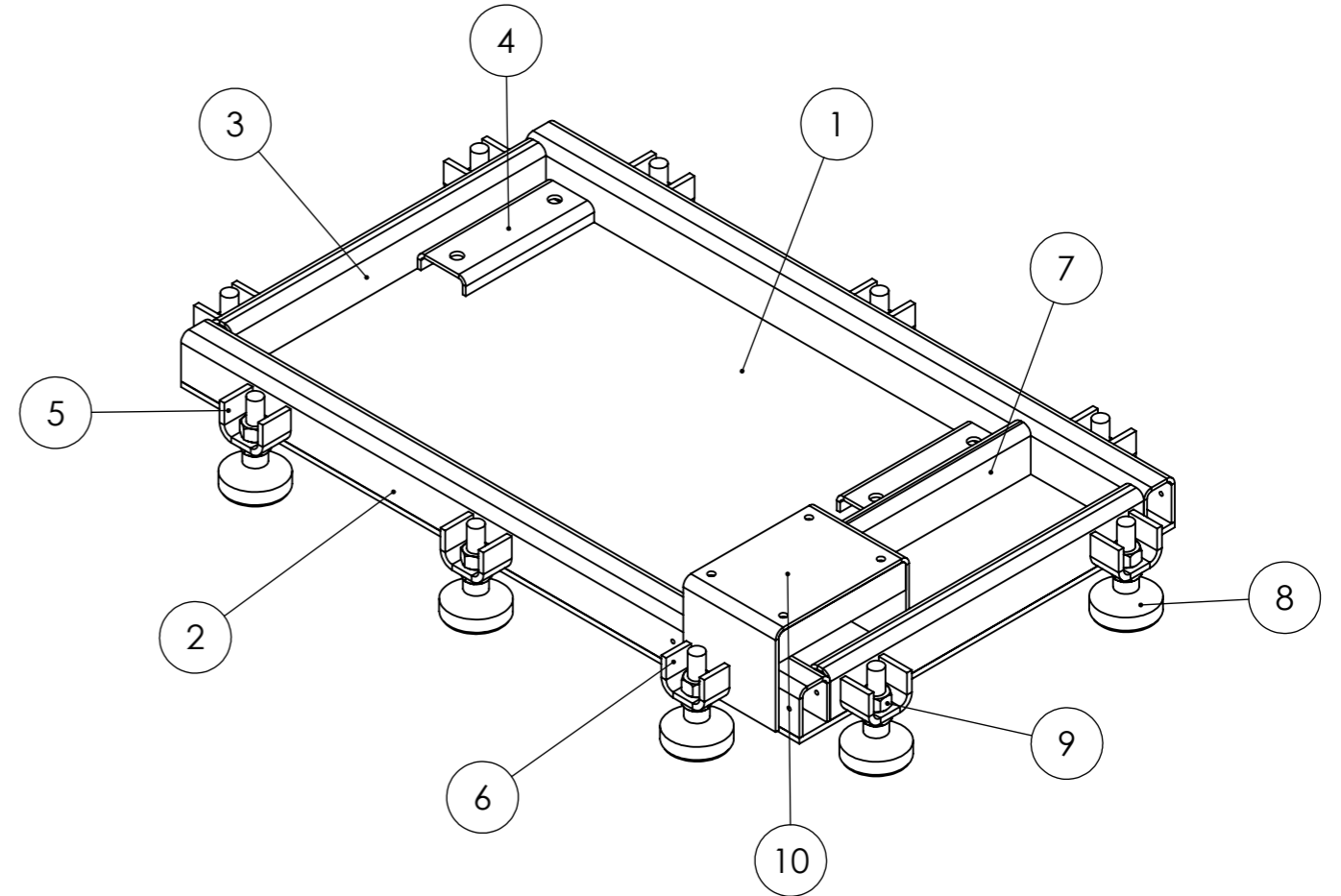
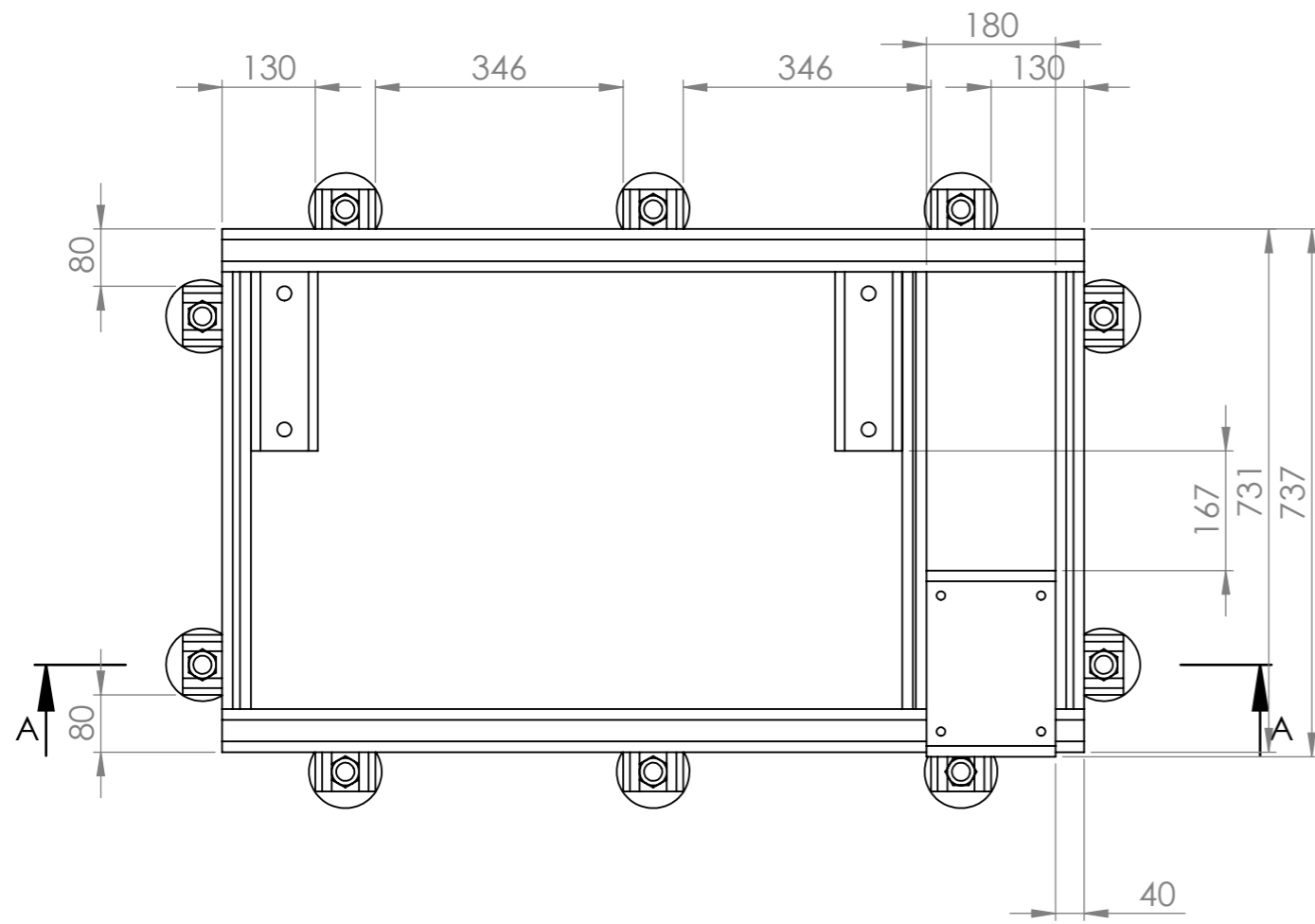
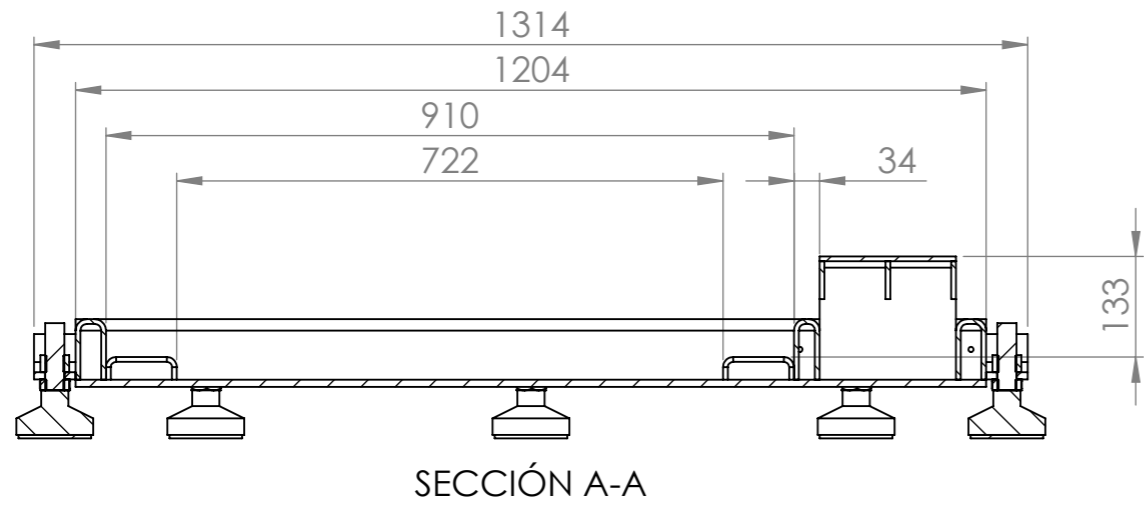
VISTA ISOMÉTRICA




SECCIÓN B-B

10	STD	Tuerca 02	4
9	STD	Arandela Plana 01	4
8	STD	Tornillo cab. Hexagonal 01	4
7	STD	Arandela Fresada	4
6	STD	Tornillo Allen cab. Avellanada 01	4
5	STD	Tuerca 05	4
4	STD	Tornillo cab. Hexagonal 04	4
3	BP25-03-02-00-000	Sub Conjunto Plataforma Der.	1
2	BP25-03-01-01-000	Cobertor Motor Lado Derecho	1
1	BP25-03-01-00-000	Bastidor Derecho B.S	1
Nº	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±1 ANGULAR:	TÍTULO: BANCO DE SUSPENSIÓN DERECHO	
DIBUJ. Dalmaso Visconti				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO BP25-03-00-00-000
APROB.			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	PESO:	REVISIÓN : 00
				ESCALA: 1:10	



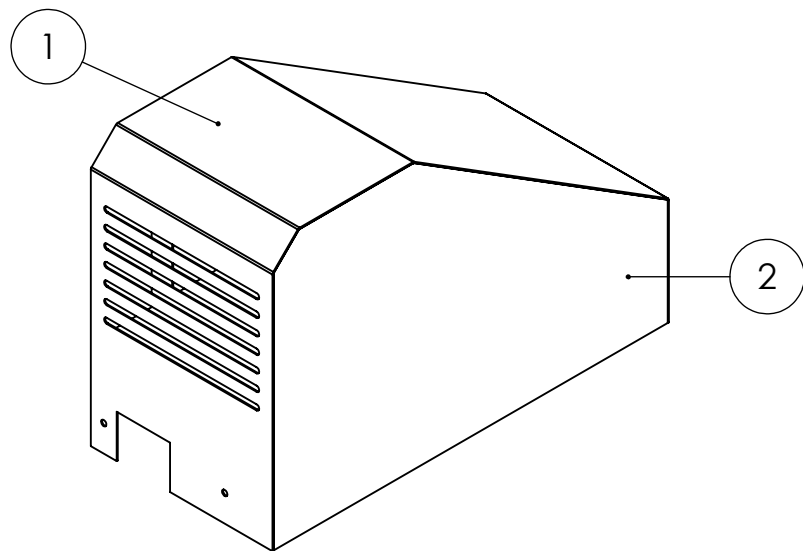
10	BP25-02-01-02-000	Soporte Motor	1
9	STD	Tuerca 03	10
8	STD	Pata Niveladora Anti Vibración 02	10
7	BP25-02-01-00-007	Perfil Refuerzo	1
6	BP25-02-01-00-006	Soporte Patas 02	1
5	BP25-02-01-00-005	Soporte Patas 01	9
4	BP25-02-01-00-004	Soporte Rodamientos	2
3	BP25-02-01-00-003	Perfil Lateral	2
2	BP25-02-01-00-002	Perfil Frontal	2
1	BP25-02-01-00-001	Chapa Base	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO:	
DIBUJ.	Dalmasso Visconti			BASTIDOR DERECHO B.S	
APROB.			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO	A3
			MATERIAL:	BP25-03-01-00-000	
			PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10

4 3 2 1

F

F



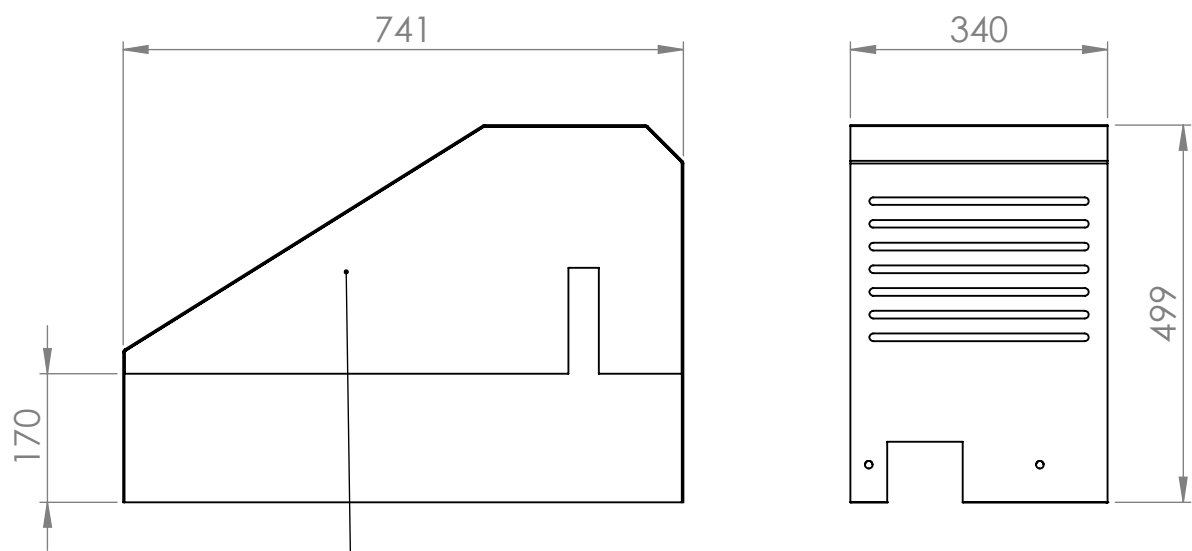
E

E

VISTA ISOMÉTRICA

D

D



C

C



B

B

3	BP25-02-01-01-002	Lateral Biela	1
2	BP25-02-01-01-003	Lateral Volante	1
1	BP25-03-01-01-001	Base C.M.D	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

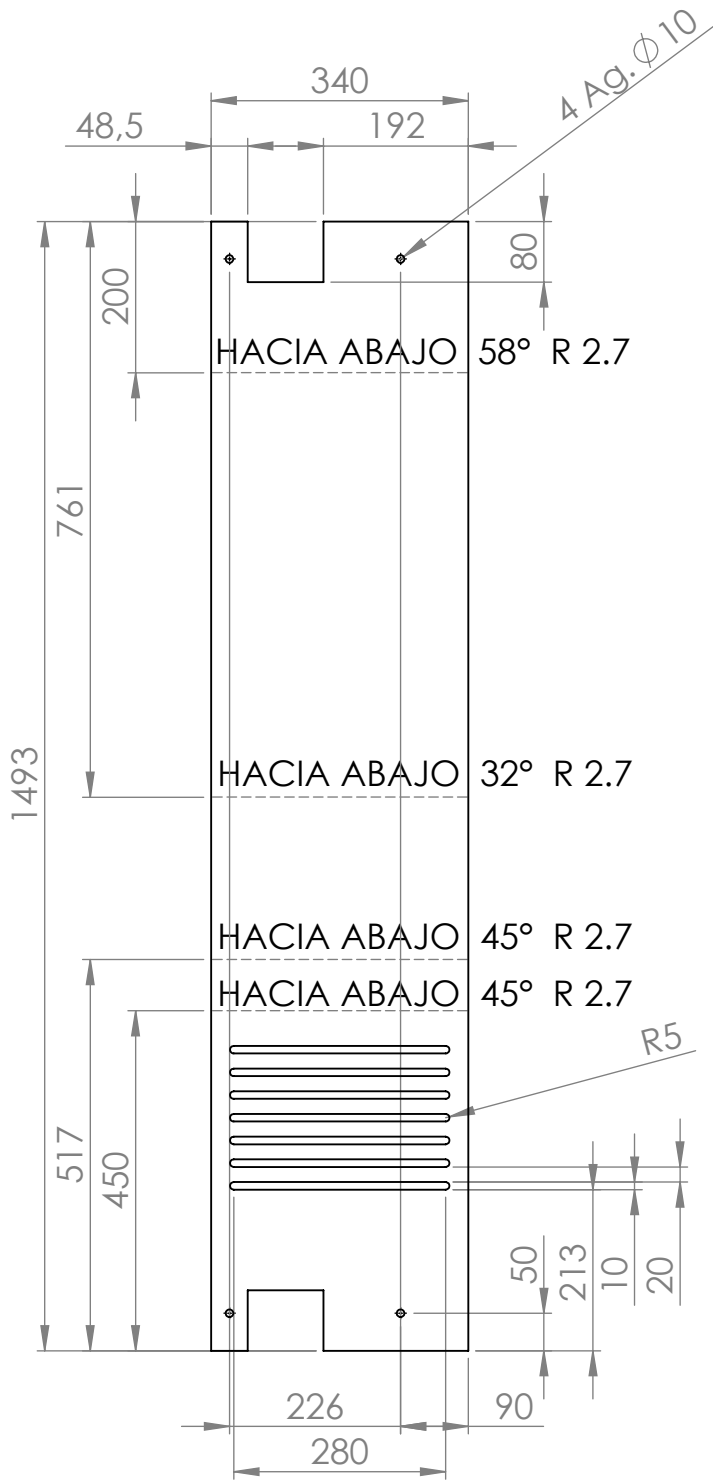
A

A

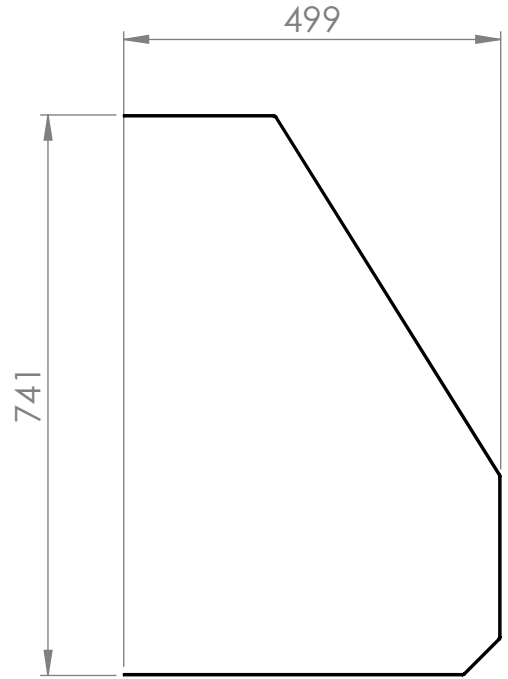
NOMBRE DIBUJ. Dalmaso Visconti FIRMA FECHA APROB.	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: COBERTOR MOTOR LADO DERECHO	
		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	MATERIAL:
PESO:		REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10



4 3 2 1



CHAPA DESPLEGADA



	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Dalmaso Visconti		
APROB.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL: ± 0.5
ANGULAR:

TÍTULO:

BASE C.M.D

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

MATERIAL:
ACERO F24
Chapa n° 14

N.º DE DIBUJO

BP25-03-01-01-001

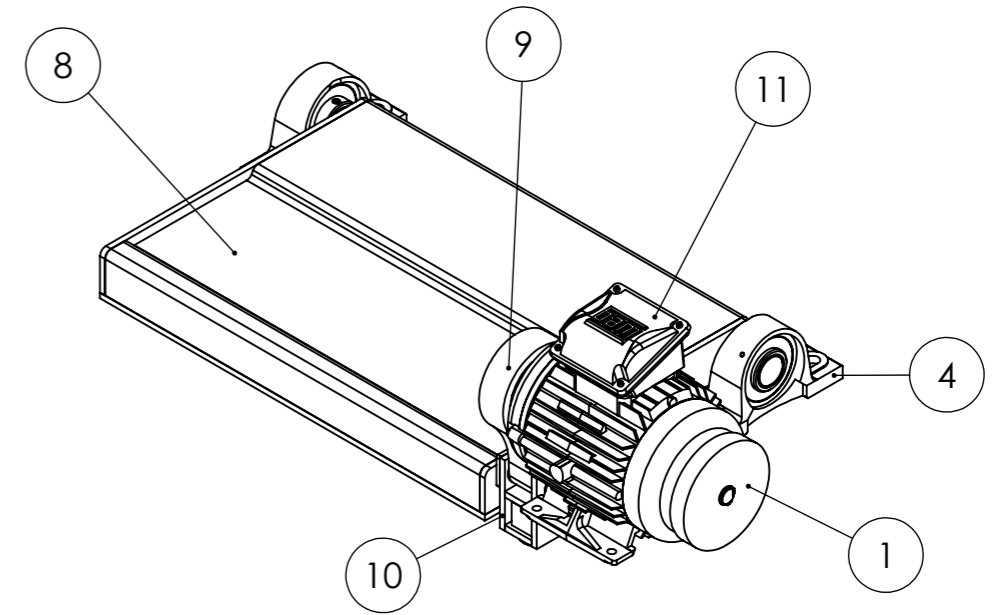
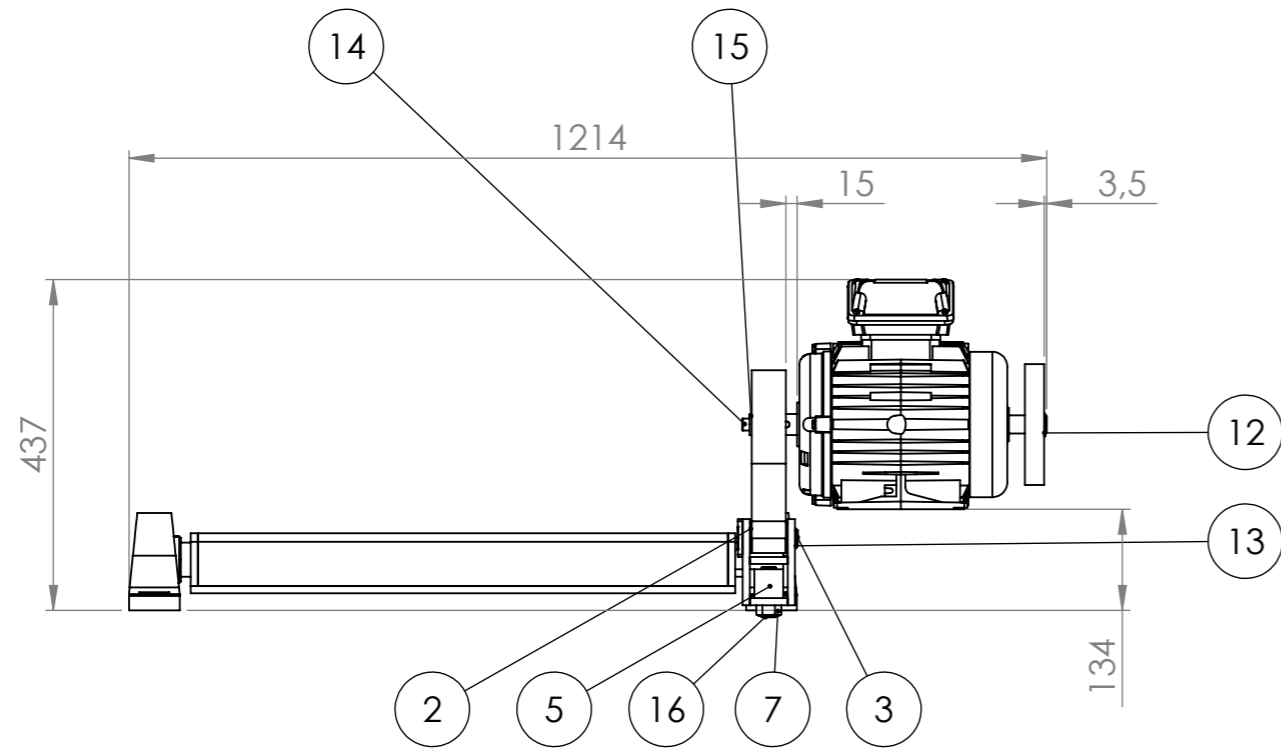
A4

PESO:

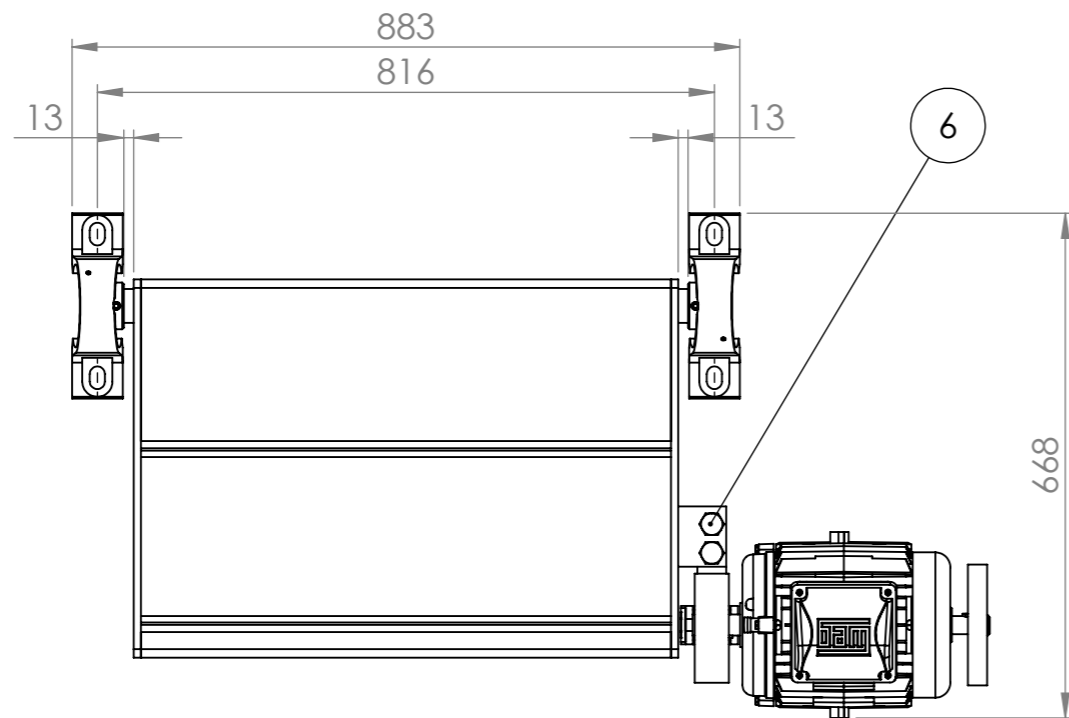
REVISIÓN : 00

ESCALA: 1:10




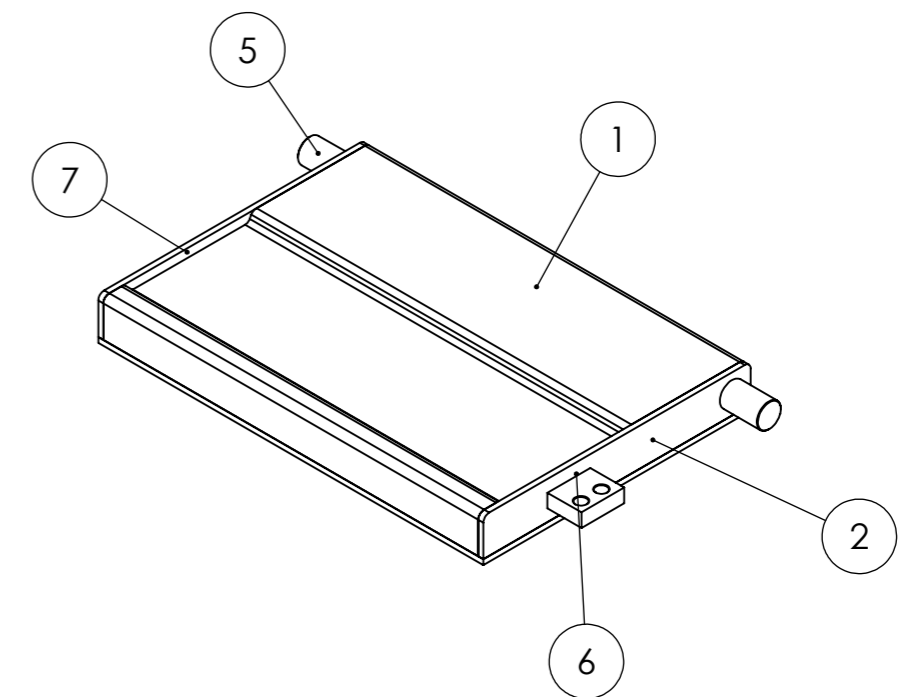
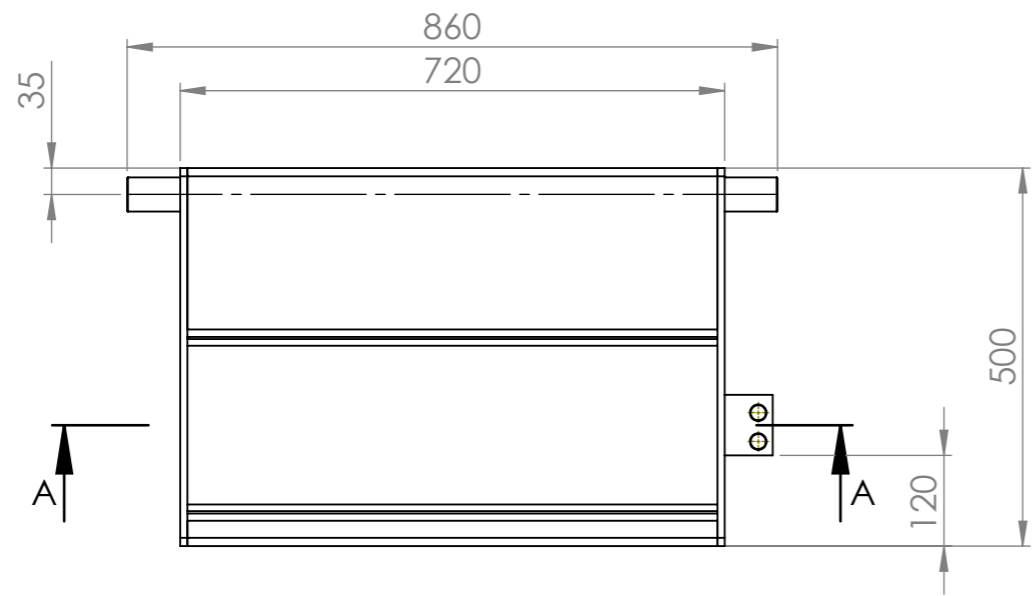


VISTA ISOMÉTRICA

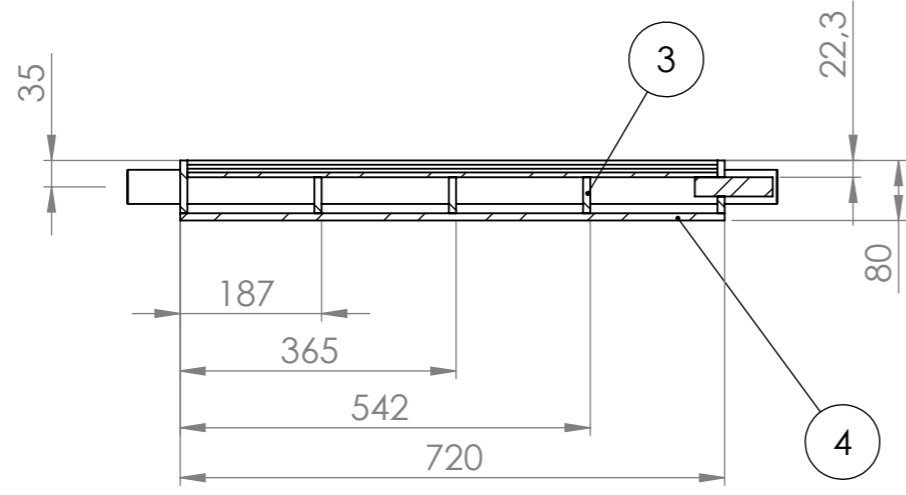


16	STD	Tornillo cab. Hexagonal 05	1
15	STD	Arandela Plana 03	1
14	STD	Tornillo Allen cab. Cilíndrica 02	1
13	STD	Anillo Seeger para eje 04	1
12	STD	Anillo Seeger para eje 03	1
11	STD	Motor Eléctrico	1
10	BP25-02-02-03-000	Soporte Celda de Carga	1
9	BP25-02-02-02-000	Sistema Biela	1
8	BP25-03-02-01-000	Plataforma Derecha	1
7	STD	Tuerca 04	2
6	STD	Tornillo cab. Hexagonal 03	2
5	STD	Celda de Carga	1
4	STD	Unidad de Rodamiento 02	2
3	BP25-02-02-00-003	Perno Biela	1
2	BP25-02-02-00-002	Buje	2
1	BP25-02-02-00-001	Volante de Inercia	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE	FIRMA	FECHA	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: SUB CONJUNTO PLATAFORMA DER.	
DIBUJ. Dalmaso Visconti				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO BP25-03-02-00-000
			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	PESO:	REVISIÓN : 00
					ESCALA: 1:10




VISTA ISOMÉTRICA



SECCIÓN A-A

7	BP25-02-02-01-007	Lateral Plataforma 02	1
6	BP25-02-02-01-006	Soporte Celda Plataforma	1
5	BP25-02-02-01-005	Eje Plataforma	2
4	BP25-02-02-01-004	Tapa Inferior Plataforma	1
3	BP25-02-02-01-003	Refuerzo Plataforma	3
2	BP25-02-02-01-002	Lateral Plataforma 01	1
1	BP25-02-02-01-001	Base Apoyo Plataforma	1
N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD

NOMBRE: Dalmasso Visconti FIRMA: FECHA:		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ±0.5 ANGULAR:	TÍTULO: PLATAFORMA DERECHA	
			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	N.º DE DIBUJO: BP25-03-02-01-000
MATERIAL:		PESO:	REVISIÓN : 00	ESCALA: 1:10