



Limitantes en la extracción de un equipo motor-bomba

Manuel Amavet A-4172/6

Marco Caggiano C-6626/5

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año: 2024

Limitantes en la extracción de un equipo motor-bomba

Manuel Amavet A-4172/6

Marco Caggiano C-6626/5

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

Ingeniero Mecánico

Director:

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

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2024

Agradecimientos

Queremos agradecer principalmente a todas las personas que estuvieron a nuestro lado y nos ayudaron a lo largo de nuestra carrera y durante desarrollo de este proyecto.

Principalmente queremos agradecer a nuestros padres, que siempre nos apoyaron desde el comienzo. También queremos agradecer a nuestros compañeros Bernardo Halac, Martin Sorribas, Juan Martin Del Piano, Octavio Bufarini, Kevin Brain y Santiago Riera que desde que nos conocimos allá por los cursos de ingreso forjamos una gran amistad y compañerismo.

Gracias a la Universidad Nacional de Rosario y al equipo docente de la carrera Ingeniería Mecánica que son su educación pública, gratuita y de calidad que nos permitieron cumplir nuestros objetivos.

Resumen

El proyecto analiza el equipo de cizalla Danieli Henschel Optima +C1250-10 del Patio de Chatarra de Gerdau en la acería de Ludueña. La cizalla, con una fuerza de 1250 toneladas y una potencia de 500 kW, utiliza un circuito hidráulico con una capacidad de 9000 litros y una presión máxima de 400 bares. El proceso de operación incluye la carga de chatarra, compactación lateral y vertical, y cizallado final. La maquinaria funciona con actuadores hidráulicos alimentados por 6 bombas dobles variables Rexroth, accionadas por motores WEG W22 de 125 HP.

El mantenimiento del equipo incluye tareas preventivas, predictivas y correctivas, como la sustitución de filtros de aceite cada 480 horas, purga de condensación cada 1500 horas y limpieza del depósito cada 3000 horas. A pesar de ser una instalación relativamente nueva, ya ha requerido mantenimiento correctivo debido a fallas en el sistema motor-bomba.

Un problema crítico identificado es la dificultad en la extracción de los conjuntos motor-bomba debido al diseño del recinto y la presencia de una viga de hormigón. Actualmente, el proceso de extracción involucra seis operarios y el uso de perfiles doble T, aparejos y sogas para mantener la estabilidad del equipo, lo que presenta riesgos significativos de seguridad debido al efecto péndulo y la proximidad a otros componentes. La reubicación de las bombas no es posible debido a limitaciones de espacio.

Palabras clave: Cizalla, elevación, mantenimiento, motor-bomba, seguridad, extracción, viga de hormigón.

Abstract

The project analyzes the Danieli Henschel Optima +C1250-10 shear equipment at Gerdau's Scrap Yard in the Ludueña steel mill. The shear, with a force of 1250 tons and a power consumption of 500 kW, uses a hydraulic circuit with a capacity of 9000 liters and a maximum pressure of 400 bars. The operation process includes scrap loading, lateral and vertical compaction, and final shearing. The machinery operates with hydraulic actuators powered by 6 Rexroth double variable pumps, driven by 125 HP WEG W22 motors.

Maintenance of the equipment includes preventive, predictive, and corrective tasks, such as oil filter replacement every 480 hours, condensation purge every 1500 hours, and tank cleaning every 3000 hours. Despite being a relatively new facility, corrective maintenance has already been required due to failures in the motor-pump system.

A critical problem identified is the difficulty in extracting the motor-pump sets due to the design of the enclosure and the presence of a concrete beam. Currently, the extraction process involves six operators and the use of double T profiles, hoists, and ropes to maintain the stability of the equipment, presenting significant safety risks due to the pendulum effect and proximity to other components. Relocating the pumps is not possible due to space limitations.

Keywords: Shear, lift, maintenance, motor-pump, safety, extraction, concrete beam.

Contenido

Agradecimientos	3
Resumen.....	4
Abstract	5
Contenido	6
1. Introducción	8
2. Análisis de la problemática	11
2.1. Análisis de variables	11
2.1.1. Peso del conjunto	11
2.1.2. Dimensiones del conjunto.....	11
2.1.3. Distancia para recorrer	12
2.1.4. Distancias entre bombas	12
2.1.5. Tiempo de operación.....	13
2.1.6. Mantenibilidad y fiabilidad.....	13
2.1.7. Seguridad e higiene.....	13
2.1.8. Experiencia de los operarios.....	14
2.1.9. Disponibilidad	14
2.1.10. Versatilidad	15
2.1.11. Durabilidad.....	15
2.2. Condiciones límites	16
2.2.1. Dimensiones del recinto	16
2.2.2. Altura de elevación mínima requerida.....	17
2.2.3. Altura bomba - viga	17
2.2.4. Dimensiones puertas acceso	18
2.3. Objetivos y propósitos	19
2.3.1. Seguridad	19
2.3.2. Habilidad del operario	20
2.3.3. Disminuir la cantidad de operarios.....	20
2.3.4. Optimizar cuestiones ergonómicas de la solución	20
2.3.5. Versatilidad.....	21
2.3.6. Mantenibilidad	21
2.3.7. Cantidad de piezas.....	22
2.3.8. Rotación	22
2.3.9. Calidad	22
3. Análisis de propuestas de solución	23
3.1. Propuestas de solución	23
3.1.1. Solución 1.....	23
3.1.2. Solución 2.....	25
3.1.3. Solución 3.....	26
3.1.4. Solución 4.....	27
3.1.5. Solución 5.....	28
3.1.6. Solución 6.....	29
3.1.7. Solución 7.....	31
3.2. Elección de solución	32

4. Desarrollo técnico.....	34
4.1. Modulo sujeción	35
4.1.1. Chapa soporte	36
4.1.2. Uña de elevación y bulones de vinculación	42
4.1.3. Soporte.....	47
4.2. Módulo de elevación	54
4.2.1. Torre interna.....	55
4.2.2. Torre externa.....	67
4.2.3. Actuadores	72
4.3. Chasis.....	76
4.3.1. Eje	78
4.3.2. Actuadores inclinadores	89
4.3.3. Central hidráulica.....	90
4.3.4. Propulsión	94
4.3.5. Bastidor	96
4.3.6. Verificación de estabilidad	101
5. Conclusiones.....	103
5.1. Conclusión técnica	103
5.2. Conclusión Académica.....	104
6. Bibliografía	105
7. Anexos:.....	106
7.1. Anexo: Memorias de cálculo.	106
7.1.1. Anexo: Calculo perno uña.....	106
7.1.2. Anexo: Dimensionamiento caño de soporte.....	109
7.1.3. Anexo: Perno vinculación soporte-torre.	113
7.1.4. Anexo: Calculo de diámetro de eje.	115
7.1.5. Anexo: Calculo de diámetro de punta de eje.	119
7.2. Anexo: Hojas de datos.	122
7.3. Anexo: Planos.....	146

1.Introducción

Analizando el equipo de la Cizalla Danieli Henschel Optima +C1250-10 del Patio de Chatarra de Gerdau que se encuentra en la acería de Ludueña, la misma tiene una fuerza de cizalla de 1250 toneladas, consume una potencia de 500 kW y por último el circuito hidráulico tiene una capacidad de aceite de 9000 litros y una presión máxima admitida de 400 bares. El proceso de esta máquina comienza con la carga de la chatarra a través de una garra a un suelo vibratorio el cual produce el avance de la chatarra hacia el proceso de empaquetamiento que involucra a los flippers, que son unos brazos hidráulicos cuya función es compactar la chatarra lateralmente, y luego pasa al empaquetador escalonado, que realiza la misma tarea que los flippers pero verticalmente y además sirve para sujetar la chatarra. Para terminar el proceso se produce el cizallado de la chatarra compactada a través de una cuchilla, una vez terminada esta operación se levanta el empaquetador escalonado y los flippers para volver a iniciar el ciclo. El modelo de cizalla mencionado es de la figura 1-1.



Figura 1-1: Cizalla inclinada.

Como podemos notar, el accionamiento de los flippers, el empaquetador y la cizalla se realiza mediante actuadores hidráulicos alimentados por un circuito hidráulico compuesto por 6 bombas dobles variables de pistones axiales marca Rexroth modelo A20VFO260LR2S/30R-VZB26U99 cuya presión máxima es de 400 bares y estas están accionadas por motores WEG W22 de 125 HP y 1480 rpm. El compartimento donde se

encuentran los elementos de impulsores del aceite está debajo de la misma máquina en un recinto cerrado cuyas paredes son de hormigón y el acceso a estos se hace mediante dos puertas dobles 2.8 x 3 metros. El acceso a este recinto y su interior, se pueden observar en las figuras 1-2 y 1-3.



Figura 1-2: Recinto hidráulico.



Figura 1-3: Interior del recinto hidráulico.

Como todo equipo, se le realizan intervenciones de mantenimiento para mantener el buen funcionamiento de la máquina y garantizar condiciones seguras de trabajo. Si nos centramos en la parte hidráulica del equipo, se realiza mantenimiento preventivo para sustitución de filtros de aceite cada 480 horas, purga de condensación del depósito cada

1500 horas, limpieza del depósito cada 3000 horas, también se realiza mantenimiento predictivo en rodamientos y aceite. Si bien la acería es una instalación relativamente nueva ya que tiene 6 años de funcionamiento, a este equipo ya se le realizó una tarea de mantenimiento correctivo ya que hubo fallas en la cizalla y mediante un análisis se llegó a que la causa raíz era uno de los equipos motor-bomba por lo que se lo tuvo que retirar. Analizando el proceso de mantenimiento del sistema hidráulico, detectamos un problema a la hora de realizar una intervención a los conjuntos motor-bomba, este ocurre al momento de realizar la maniobra para retirar el equipo de la estructura en la cual se encuentra montada y sacarla del recinto donde se encuentra. Debido a las dimensiones del recinto y además de que uno de estos conjuntos posee una viga de hormigón sobre este se dificulta el proceso anteriormente mencionado. Los métodos utilizados actualmente consisten en utilizar una serie de perfiles doble T abulonados al techo del recinto, por los cuales desliza un carro con un aparejo que permite elevar el equipo y desplazarlo, además debemos contar con seis operarios para poder realizar la tarea. Un operario se encarga de desmontar el rack aflojando y retirando los bulones. Una vez sueltos, se sujeta el equipo mediante una faja vinculada al rack y a su vez conectada al aparejo. Mientras uno de los operarios eleva el equipo utilizando el aparejo, otros tres utilizando sogas tensan el equipo para mantenerlo en su posición evitando así que él mismo haga un efecto péndulo provocando daños. Una vez realizada la tarea mencionada, la misma persona que manipula el aparejo lo desplaza fuera de la bañera, en esta posición comienza a bajarlo, los tres operarios que tensan el equipo y el encargado del desmontaje lo llevan a una posición tal que el eje de la bomba esté paralelo al suelo ya que es más seguro trasladarla en esa posición. Por último, un sexto empleado con un yale carga el equipo para desplazarlo 700 metros por una de las calles de tierra de la acería hasta llegar al taller donde el equipo se lo vuelve a elevar y se lo coloca en una posición de trabajo. Como se describió anteriormente, la operación desde el punto de vista de seguridad e higiene no es la más adecuada ya que si miramos el conjunto motor-bomba que está situado por debajo de la viga, su eje se encuentra a 200 mm del aparejo que lo va a levantar. Esto genera un efecto tipo péndulo que teniendo en cuenta el peso (1000kg) y su altura (2.3m) del equipo involucra una cantidad energía considerable, poniendo en riesgo así:

- El propio conjunto.
- Los conjuntos vecinos.
- Otros componentes del circuito hidráulico (cañerías, bridas, acoples, etc.).

- Los operarios que realizan la tarea.

Se tuvo en cuenta la opción de modificar la posición del rig de las bombas desplazándose de manera tal de que el conjunto motor-bomba no quede debajo de la viga de hormigón, pero esto no resulta posible debido al espacio disponible dentro del recinto.

2. Análisis de la problemática

2.1. Análisis de variables

En este apartado se evalúan en profundidad las variables más relevantes que afectan directamente la extracción y el mantenimiento del conjunto motor-bomba, con un enfoque sistemático en sus implicancias técnicas, operativas y de seguridad. Se analizan tanto las condiciones propias del equipo y su entorno como las restricciones impuestas por el diseño del recinto, la infraestructura existente y los requerimientos de operación. A continuación, se describen las principales variables y su impacto en el desarrollo de las soluciones.

2.1.1. Peso del conjunto

El equipo, con un peso aproximado de 1000 kg, impone exigencias significativas en el diseño de los sistemas de elevación, transporte y rotación. Además, su manipulación implica una gran cantidad de energía en juego y esto, ante cualquier evento o accidente podría provocar pérdidas o daños materiales que terminarían sacando de servicio a la máquina, y también podría lastimar a las personas que están en el mismo entorno. Este peso también influye en los cálculos estructurales y la selección de materiales y componentes, garantizando la seguridad y estabilidad del proceso.

2.1.2. Dimensiones del conjunto

Cada equipo mide 2300x900x660 mm, mientras que el recinto tiene unas dimensiones internas de 6.6x3.3x3 m. Estas medidas establecen limitaciones significativas para las maniobras. Entre los factores críticos se destacan:

- La altura disponible: La viga de hormigón reduce el espacio vertical a tan solo 635 mm por encima del equipo, lo que obliga a diseñar sistemas compactos y de alta precisión en el izaje.

- Espacio lateral: La separación entre las bombas, de 1 metro, limita el espacio para maniobras horizontales. Esto requiere soluciones que minimicen interferencias con los equipos adyacentes.
- Dimensiones de las puertas de acceso: El equipo debe pasar por puertas de 2.8x3 m. Esta condición impone restricciones al diseño del dispositivo de transporte y extracción, ya que cualquier sistema propuesto debe adaptarse a estas dimensiones sin comprometer la funcionalidad.

2.1.3. Distancia para recorrer

El camino entre el recinto y el taller de mantenimiento es de 700 m y está compuesto por calles de tierra y escoria, transitadas frecuentemente por camiones de carga, grúas y otras maquinarias pesadas. Las condiciones del terreno plantean los siguientes desafíos:

- Vibraciones y choques: Durante el transporte, el equipo podría experimentar vibraciones significativas debido a los baches y desniveles del terreno. Esto aumenta el riesgo de daños estructurales o desajustes en los sistemas hidráulicos del conjunto.
- Polvo y humedad: Estos factores ambientales pueden afectar negativamente tanto al sistema de transporte como al equipo en sí, acelerando el desgaste de componentes expuestos.
- Barro y obstáculos: En épocas de lluvia, el barro generado puede dificultar el desplazamiento seguro, exigiendo soluciones con tracción adecuada y sistemas estabilizadores.

2.1.4. Distancias entre bombas

La separación entre los ejes verticales de las bombas es de 1 metro y genera interferencias durante las maniobras, ya que no hay suficiente espacio para realizar movimientos amplios. Por ello, el diseño debe permitir:

- Movimientos controlados: Se deben utilizar mecanismos que permitan una extracción precisa y con ajustes finos, evitando contactos no deseados con las bombas vecinas.

- Reducción de vibraciones laterales: Los sistemas deben minimizar cualquier oscilación que pueda dañar las conexiones hidráulicas o estructurales de los equipos adyacentes.

2.1.5. Tiempo de operación

El tiempo necesario para realizar la maniobra de extracción actualmente es de unas 3 horas, sin contar el traslado al taller. Este tiempo afecta la disponibilidad operativa de la planta. Las soluciones deben buscar:

- Optimización del tiempo: Se debe diseñar un sistema que permita realizar la extracción en menos tiempo mediante una reducción en la cantidad de maniobras necesarias.
- Mecanización de procesos: Incorporar automatización en tareas repetitivas, como el izaje y la rotación, para acelerar el proceso y reducir el esfuerzo manual.

2.1.6. Mantenibilidad y fiabilidad

El equipo debe diseñarse para garantizar un funcionamiento confiable y de fácil mantenimiento. Esto incluye:

- Compatibilidad de repuestos: Utilizar componentes estándar, disponibles en el mercado local, para reducir los tiempos de reparación.
- Facilidad de ensamblaje: Diseñar sistemas modulares que faciliten el desmontaje y la reparación de partes específicas sin necesidad de herramientas especializadas.

2.1.7. Seguridad e higiene

El diseño debe priorizar la seguridad de los operarios y la integridad del equipo. Los riesgos principales incluyen:

- El efecto péndulo: Debido a la altura (2.3 m) y peso del equipo, el efecto oscilatorio durante la elevación genera un riesgo elevado de daños y lesiones. Este fenómeno debe ser mitigado mediante sistemas estabilizadores.

- Esfuerzos manuales: La carga actual de trabajo para los operarios puede provocar fatiga física y accidentes. Se deben diseñar dispositivos que minimicen los esfuerzos requeridos, mejorando la postura y las condiciones de trabajo.

2.1.8. Experiencia de los operarios

En el contexto de la problemática, se ha identificado que las maniobras actuales requieren de al menos seis operarios con experiencia para garantizar la estabilidad y correcta ejecución del proceso. Este nivel de dependencia tiene varias implicancias:

- Riesgo de errores humanos: Aunque la experiencia reduce la probabilidad de errores, los operarios están expuestos a factores como fatiga, distracciones o presión laboral, que pueden aumentar el riesgo de accidentes.
- Dependencia de habilidades específicas: Actualmente, se requiere personal especializado con conocimiento previo sobre el manejo del sistema de izaje, las herramientas utilizadas y las condiciones específicas del recinto. Esto limita la flexibilidad operativa, ya que no todos los operarios pueden realizar la tarea de manera segura y eficiente.

2.1.9. Disponibilidad

La disponibilidad depende de varios aspectos técnicos y operativos, entre ellos:

- Fiabilidad del diseño:
 - Materiales seleccionados: Componentes de alta calidad y resistencia aseguran un funcionamiento prolongado sin fallas. La selección debe priorizar materiales con altos límites de fatiga y resistencia al desgaste, como aceros de aleación o polímeros reforzados.
 - Simplicidad del diseño: Diseños menos complejos reducen la cantidad de puntos de fallo potenciales, mejorando la fiabilidad.
 - Sistemas redundantes: Incorporar redundancia en componentes críticos, como cilindros hidráulicos o sistemas de estabilización, aumenta la disponibilidad al permitir que el sistema funcione incluso si una parte falla.

- Frecuencia y facilidad de mantenimiento:
 - Mantenimiento preventivo: La implementación de un plan de mantenimiento periódico que incluya inspecciones y lubricaciones asegura que el sistema esté en condiciones óptimas.
 - Acceso a los componentes: Diseñar el equipo de manera que permita un fácil acceso a las partes críticas facilita el mantenimiento, disminuyendo el tiempo requerido para realizarlo.
 - Disponibilidad de repuestos: Utilizar componentes estándar asegura que las piezas de repuesto estén disponibles rápidamente, minimizando los tiempos de inactividad.
- Condiciones de operación:
 - Entorno industrial hostil: Las condiciones de temperatura, humedad, polvo y vibraciones pueden afectar la disponibilidad al acelerar el desgaste de componentes. El diseño debe mitigar estos efectos, por ejemplo, mediante recubrimientos anticorrosivos o sistemas de sellado.
 - Carga operativa: La frecuencia de uso del sistema también influye. Diseños robustos permiten soportar ciclos de operación más frecuentes sin comprometer la funcionalidad.

2.1.10. Versatilidad

La solución debe poder adaptarse a otros equipos similares dentro de la planta, maximizando su utilidad. Por ejemplo:

- Uso en áreas similares: La solución debe ser aplicable a otras bombas de menor tamaño o peso, como las de la planta de agua, con pesos aproximados de 950 kg.
- Capacidad de adaptación: Incorporar ajustes que permitan trabajar en diferentes condiciones de espacio y carga.

2.1.11. Durabilidad

El sistema debe soportar las fuerzas generadas durante la operación sin sufrir daños ni deformaciones permanentes. Esto implica:

- Diseños robustos: Usar materiales con altos límites elásticos y factores de seguridad superiores a 3.
- Equilibrio de cargas: Diseñar distribuciones homogéneas de fuerzas para evitar puntos de estrés excesivo que puedan provocar fallos prematuros.

2.2. Condiciones límites

2.2.1. Dimensiones del recinto

El espacio disponible en el recinto donde se encuentra el conjunto motor-bomba tiene unas dimensiones internas de 6.6 m de largo, 3.3 m de ancho y 3 m de altura. En la figura 2-1 podemos observar el interior del recinto.

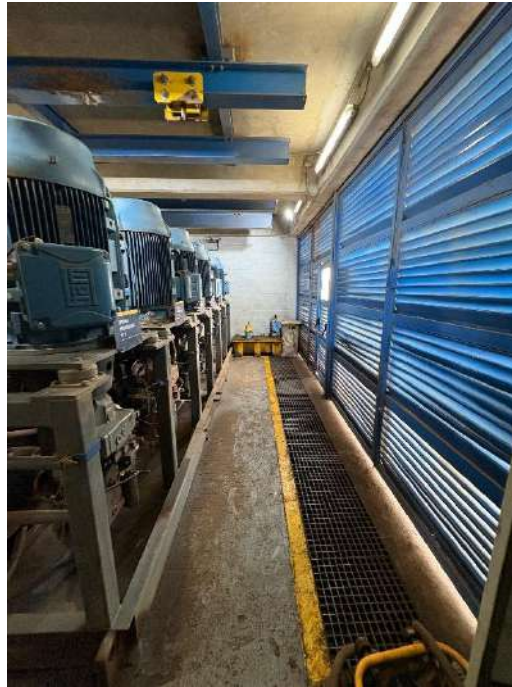


Figura 2-1: Recinto hidráulico.

Estas medidas son críticas para el diseño del sistema de extracción.

- Impacto en el diseño:
 - El sistema de elevación y transporte debe ser compacto para maniobrar en este espacio reducido.
 - Las maniobras horizontales y verticales están limitadas, lo que obliga a optimizar el diseño para realizar movimientos precisos y controlados.

- Restricciones operativas:
 - La altura total del equipo, incluida cualquier herramienta o mecanismo de izaje, no puede exceder los 3 m para evitar interferencias con el techo.
 - La amplitud de las maniobras laterales está condicionada por el ancho de 3.3 m, reduciendo la flexibilidad de los movimientos.

2.2.2. Altura de elevación mínima requerida

Para extraer el conjunto motor-bomba, el sistema debe alcanzar una altura de elevación mínima que permita superar los obstáculos del recinto. La altura requerida incluye:

- Distancia de la base de la bañera al punto más bajo del filtro del equipo: Esta altura es de 100 milímetros.
- Consideración del espacio disponible debajo de la viga de hormigón: La distancia de la tapa del ventilador del motor a la base de la viga es de 635 milímetros. Este es el punto más crítico, ya que limita la altura operativa de uno de los conjuntos.
- Impacto en el diseño:
 - El sistema de izaje debe permitir una elevación controlada y precisa, respetando estas alturas mínimas.
 - Cualquier error en la altura podría provocar daños al equipo y en recinto comprometiendo la seguridad de la operación.

2.2.3. Altura bomba - viga

Uno de los conjuntos motor-bomba está ubicado debajo de una viga de hormigón que reduce significativamente el espacio vertical disponible. La distancia entre la tapa del ventilador del motor y la base de la viga es de tan solo 635 milímetros. En la figura 2-2 podemos observar la situación descripta.



Figura 2-2: Distancia motor-viga.

- Restricciones operativas:
 - Este espacio limitado impide el uso de sistemas de elevación estándar, obligando a diseñar soluciones específicas para este conjunto.
 - Se requiere un sistema de extracción que minimice la altura necesaria para realizar la maniobra inicial de elevación.
- Impacto en la seguridad:
 - Cualquier oscilación o imprecisión en la elevación puede provocar daños al motor o a la viga, aumentando los riesgos durante la operación.

2.2.4. Dimensiones puertas acceso

El recinto cuenta con dos pares de puertas dobles, que juntas ofrecen un espacio de 2.8 m de ancho por 2.8 m de alto cuando están completamente abiertas. Las puertas mencionadas se observan en la figura 2-3.



Figura 2-3: Acceso al recinto.

- Impacto en el diseño:
 - El sistema de extracción y transporte debe pasar sin problemas por estas puertas, lo que impone restricciones al tamaño máximo del equipo o sistema de transporte.
 - El diseño debe incluir una configuración plegable o compacta si el sistema excede estas dimensiones en su estado operativo.

2.3. Objetivos y propósitos

2.3.1. Seguridad

Garantizar condiciones seguras para los operarios, equipos e instalaciones. Reducir al máximo los riesgos inherentes a las maniobras de extracción y transporte del conjunto motor-bomba.

- Extensión y medidas específicas:
 - Diseñar sistemas de estabilización que eliminen el efecto péndulo durante la elevación, mitigando riesgos de golpes y oscilaciones peligrosas.
 - Implementar bloqueos de seguridad automáticos en los sistemas de izaje para prevenir caídas accidentales.
 - Incorporar señales visuales y acústicas que alerten a los operarios sobre condiciones inseguras, como sobrecargas o movimientos inesperados.

2.3.2. Habilidad del operario

Independizarse de la habilidad del operario para realizar la tarea. Facilitar el uso del sistema para operarios con diferentes niveles de experiencia, reduciendo el impacto de errores humanos.

- Extensión y medidas específicas:
 - Incorporar controles asistidos por sensores que guíen las maniobras, como sistemas de detección de posición y nivelación automática.
 - Simplificar los procedimientos de operación mediante la estandarización de pasos, reduciendo la necesidad de capacitación especializada.
 - Automatizar parcialmente movimientos complejos como la rotación y el transporte, disminuyendo la carga manual sobre los operarios.

2.3.3. Disminuir la cantidad de operarios

Disminuir la cantidad de operarios y maniobras necesarias. Aumentar la eficiencia operativa, reduciendo costos y riesgos asociados al número de personas involucradas.

- Extensión y medidas específicas:
 - Rediseñar el sistema de extracción para que pueda ser operado por dos personas en lugar de seis, utilizando mecanismos de apoyo como elevadores hidráulicos y transportadores motorizados.
 - Consolidar las maniobras en un solo sistema que permita la elevación, rotación y transporte del conjunto sin necesidad de herramientas adicionales.
 - Reducir los tiempos de intervención de 3 horas a menos de 1 hora, priorizando la velocidad y simplicidad del proceso.

2.3.4. Optimizar cuestiones ergonómicas de la solución

Mejorar las condiciones de trabajo de los operarios y la sostenibilidad del sistema. Diseñar un sistema que minimice los esfuerzos físicos y el impacto ambiental.

- Extensión y medidas específicas:
 - Diseñar controles ergonómicos que reduzcan la fatiga del operario, como palancas y botones de fácil acceso.

- Incorporar materiales reciclables y procesos de fabricación eficientes para reducir el impacto ambiental del sistema.
- Optimizar el consumo energético del sistema, especialmente en los mecanismos de transporte y elevación motorizada.

2.3.5. Versatilidad

Garantizar que el sistema sea adaptable a diferentes áreas y equipos. Maximizar la utilidad del diseño en la planta, permitiendo su uso en equipos similares.

- Extensión y medidas específicas:
 - Diseñar el sistema para que pueda ajustarse a equipos de menor peso y tamaño, como las bombas de la planta de agua (950 kg).
 - Incluir configuraciones modulares que permitan cambiar componentes según las necesidades específicas de cada operación.
 - Asegurar que el sistema funcione en espacios con restricciones similares, como techos bajos o recintos estrechos, sin necesidad de modificaciones estructurales adicionales.

2.3.6. Mantenibilidad

Diseñar un sistema de fácil mantenimiento. Reducir los tiempos de inactividad y garantizar la fiabilidad a largo plazo.

- Extensión y medidas específicas:
 - Incorporar componentes estándar y fácilmente reemplazables, minimizando la dependencia de piezas personalizadas o de difícil acceso.
 - Diseñar estructuras que permitan un desmontaje rápido de las piezas críticas sin necesidad de herramientas especializadas.
 - Incluir recubrimientos resistentes a la corrosión y el desgaste, prolongando la vida útil del sistema en el entorno hostil de la acería.

2.3.7. Cantidad de piezas

Diseñar un sistema económico y compacto. Minimizar los costos de fabricación, operación y mantenimiento sin comprometer la funcionalidad.

- Extensión y medidas específicas:
 - Reducir la cantidad de componentes mediante un diseño simplificado que combine funciones, como estructuras que sirvan tanto de soporte como de transporte.
 - Priorizar materiales ligeros y de alta resistencia para reducir el peso total del sistema y sus costos asociados.
 - Diseñar un sistema que pueda ser fabricado con herramientas y procesos estándar, disminuyendo los costos de producción iniciales.

2.3.8. Rotación

Facilitar la rotación del conjunto motor-bomba de forma segura y eficiente. Eliminar el riesgo y esfuerzo asociados al proceso de rotación manual para optimizar el tiempo y la seguridad.

- Extensión y medidas específicas:
 - Incorporar un sistema de rotación hidráulico o mecánico que permita girar el motor-bomba de manera controlada y estable.
 - Reducir el número de maniobras necesarias para realizar el cambio de posición, minimizando riesgos de daños o accidentes.
 - Diseñar un soporte ajustable que permita realizar intervenciones menores sobre el equipo sin necesidad de trasladarlo a una mesa de trabajo, facilitando un acceso ergonómico y seguro.

2.3.9. Calidad

Garantizar que el sistema cumpla con las normativas y estándares de calidad requeridos. Asegurar que el diseño sea seguro, funcional y conforme a las regulaciones industriales.

- Extensión y medidas específicas:
 - Diseñar siguiendo estándares como ASME BTH 1, asegurando factores de seguridad adecuados para todas las partes del sistema.

- Realizar simulaciones y pruebas que validen la resistencia estructural y la funcionalidad del sistema en condiciones reales.
- Incorporar controles de calidad en cada etapa de fabricación y ensamblaje para garantizar que el producto final cumpla con las especificaciones establecidas.

3. Análisis de propuestas de solución

3.1. Propuestas de solución

3.1.1. Solución 1

Una de las posibles soluciones sería diseñar un sistema elevador y un sistema rotador ambos hidráulicos que en conjunto nos permitan realizar la tarea correspondiente.

Podemos subdividir esta solución en tres subsistemas, uno elevador, otro rotador y por último el sistema de transporte.

- Sistema elevador

La fuerza necesaria para levantar el equipo motor-bomba es ejercida mediante un actuador hidráulico, el mismo va a accionar una plataforma que desliza sobre unas guías en sentido ascendente o descendente según se requiera. Sobre esta plataforma se montará el sistema rotador que se describe a continuación.

- Sistema rotador

Para rotar el equipo se plantea un mecanismo piñón-cremallera y la energía para accionarlo será provista por el sistema hidráulico. Para accionar el piñón utilizaremos la cremallera que actuará como un cilindro hidráulico de doble efecto, es decir, es sus extremos actúa como un pistón y en función de qué extremo ingrese el aceite rotará en un sentido o en otro.

- Sistema de transporte:

Consiste en una estructura de dos ejes, el primero está situado contiguo a la zona de carga y consta de dos ruedas conducidas, el segundo está situado en el otro extremo de la estructura y consta de una rueda conductora, es decir, imparte el movimiento y la dirección. La rueda conductora está vinculada a un motor el

eléctrico, cuya función es evitar que realice un esfuerzo al trasladarse impartiendo a esta rueda una velocidad lineal semejante a la de una persona promedio. Cabe destacar que sobre esta estructura se encontraran montados los sistemas anteriormente descritos con la respectiva instalación de los componentes del sistema hidráulico.

La propuesta descrita en los párrafos anteriores la podemos ver en la figura 3-1, 3-2, 3-3 y 3-4.

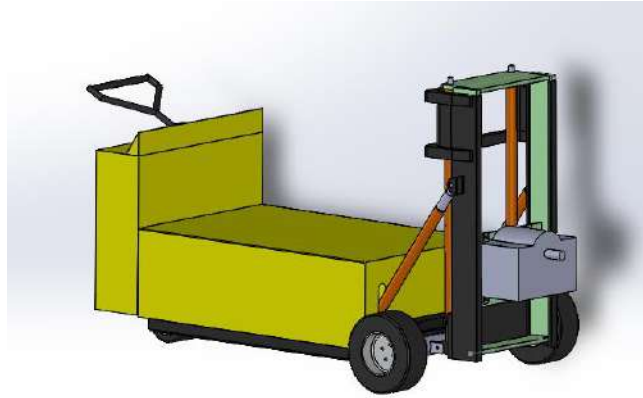


Figura 3-1: Solución 1 actuadores retraídos.

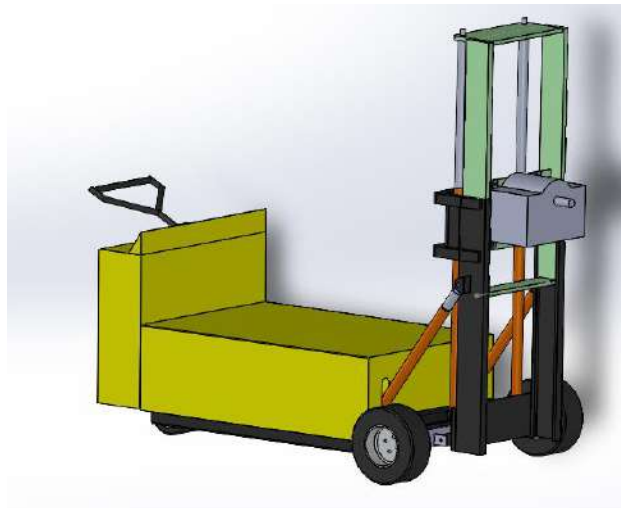


Figura 3-2: Solución 1 actuadores extendidos.



Figura 3-3: Solución 1 inclinación de torre.

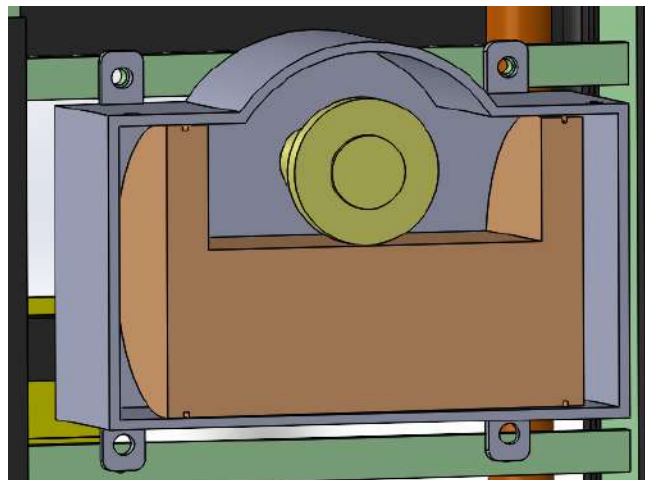


Figura 3-4: Solución 1 sistema de rotación.

3.1.2. Solución 2

Basándonos en la propuesta anterior proponemos un cambio en el sistema rotador. En este caso se utiliza un sistema rotador mecánico, el mismo consta de una caja de velocidades de ejes paralelos de una sola marcha. La misma estará accionada por un motor eléctrico, para cambiar de sentido de giro lo que se va a hacer es implementar un relé para que cambie 2 fases de la bornera. La misma la podemos observar en las figuras 3-5, 3-6 y 3-7.

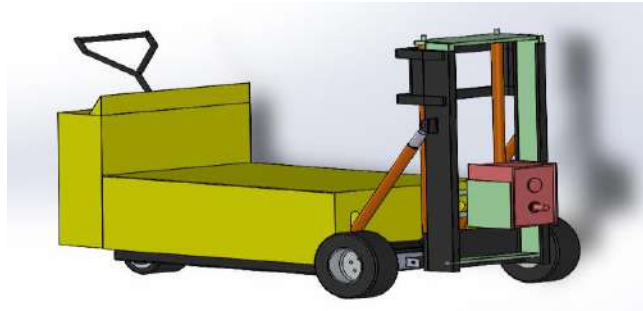


Figura 3-5: Solución 2 actuadores retraídos.

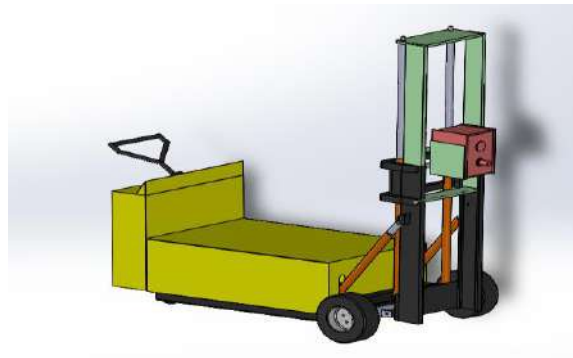


Figura 3-6: solución 2 actuadores extendidos.

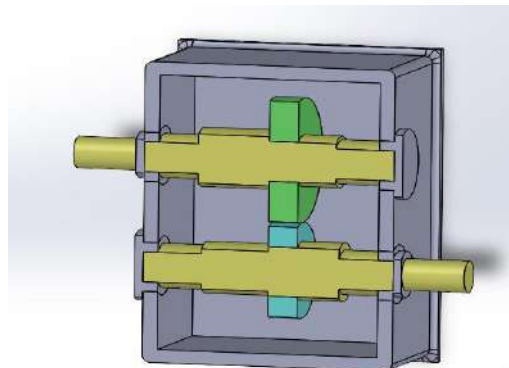


Figura 3-7: solución 2 mecanismo de rotación

3.1.3. Solución 3

En esta propuesta, utilizamos los sistemas de elevación y rotación de carga de la solución 1 y proponemos un cambio en el sistema de traslación. En este caso tanto el sistema de rotación, elevación y sus componentes hidráulicos van montados sobre un bastidor de dos ejes, para moverlo vamos a necesitar de una pick up, el departamento de mantenimiento cuenta con esta y se utiliza para transportar personal y herramientas y/o

repuestos, ya que se utilizará para arrastrar el bastidor con o sin cargar. La misma la podemos observar en las figuras 3-7 y 3-8.



Figura 3-7: solución 3 actuador retraído.



Figura 3-8: solución 3 actuador extendido.

3.1.4. Solución 4

Utilizando el sistema de traslación y elevación de la solución 3 proponemos usar el sistema de rotación de la solución 2. La misma la podemos observar en las figuras 3-9 y 3-10.

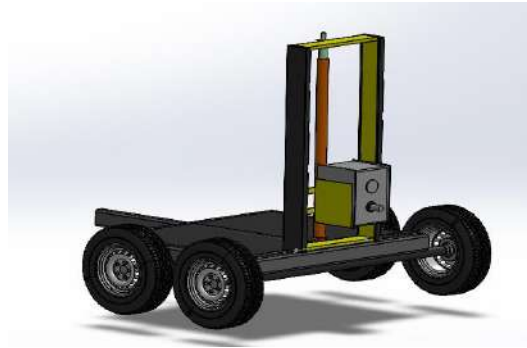


Figura 3-9: solución 4 actuador retraído.



Figura 3-10: solución 4 actuador extendido.

3.1.5. Solución 5

Utilizando el sistema de elevación y de transporte de la primera propuesta se hizo que la rotación sea perpendicular al sentido de traslación para esto, se agregan dos actuadores hidráulicos que se vinculan con el elevador de manera tal que este pivote sobre un perno, así logrando inclinar y nivelar la carga para transportarlo de forma segura. Este método nos permite también en caso de que sea una intervención menor poderla realizar sobre este ya que la carga quedará en posición de trabajo. Lo comentado se puede observar en las figuras 3-11, 3-12 y 3-13.



Figura 3-11: solución 5 actuadores retraídos.



Figura 3-12: solución 5 actuadores extendidos.

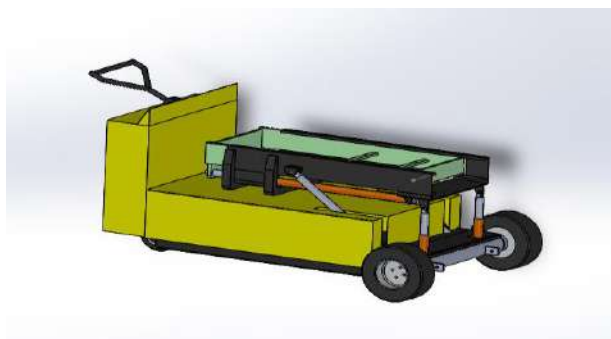


Figura 3-13: solución 5 torre rotada.

3.1.6. Solución 6

Utilizando el sistema de elevación y de transporte de la solución 3 se hizo que la rotación sea perpendicular al sentido de traslación para esto, se agregan dos actuadores hidráulicos que se vinculan con el elevador de manera tal que este pivote sobre un perno,

así logrando inclinar y nivelar la carga para transportarlo de forma segura. Este método nos permite también en caso de que sea una intervención menor poderla realizar sobre este ya que la carga quedará en posición de trabajo. Lo mencionado se puede ver en las figuras 3-14, 3-15 y 3-16.



Figura 3-14: solución 6 actuadores retraídos.



Figura 3-15: solución 6 actuadores extendidos.



Figura 3-16: solución 6 torre inclinada

3.1.7. Solución 7

Esta propuesta se basa en el diseño de una pluma hidráulica para realizar la maniobra de elevación. Esta parte va montada en la parte frontal de un autoelevador lo cual se podría pensar como un accesorio de este.

Por otra parte, las maniobras de rotación van a ser de índole hidráulica del tipo piñón-cremallera, en este caso se prefiere el sistema rotador hidráulico para aprovechar así el propio circuito del autoelevador. La solución comentada se puede ver en las figuras 3-17 y 3-18.

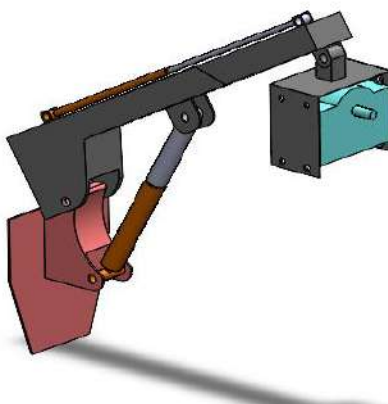


Figura 3-17: solución 7.

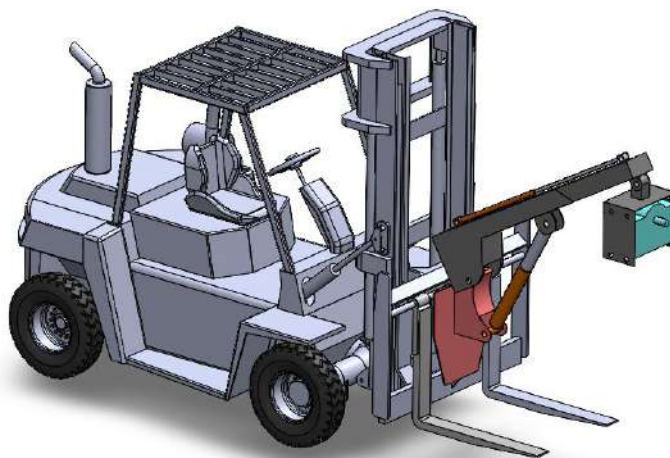


Figura 3-18: solución 7 montada en autoelevador.

3.2. Elección de solución

Para elegir que solución vamos a llevar a cabo, planteamos una matriz de decisión. Un matriz de decisión es una herramienta utilizada para evaluar y comparar distintas opciones o alternativas para una determinada elección. Esto nos ayuda a visualizar y organizar la información relevante de manera tal de que, mediante ciertos criterios previamente establecidos, se pueda tomar una decisión. Dicho esto, establecimos ciertos criterios y le asignamos una determinada ponderación. Los mismos son.

- Disponibilidad: 0.1
- Mantenibilidad: 0.1
- Versatilidad: 0.05
- Confiabilidad: 0.05
- Cant. de personas involucradas: 0.2
- Seguridad: 0.3
- Complejidad: 0.05
- Cant. de maniobras: 0.15

Dicho esto, plantemos la matriz y para cada solución, puntuamos cada apartado del 1 al 5 en función de que tanto cumplían los mismos. La misma se puede ver en la tabla 3-1.

Tabla 3-1: Matriz de solución.

Propuestas	Disponibilidad	Mantenibilidad	Versatilidad	Confiabilidad	Cant de personas involucradas	Seguridad	Complejidad	Cant de maniobras	Resultado
Ponderación	0,1	0,1	0,05	0,05	0,2	0,3	0,05	0,15	1
Propuesta 1	5	3	2	2	5	2	3	3	3,2
Propuesta 2	5	1	2	1	5	2	2	3	2,9
Propuesta 3	3	4	1	3	4	3	4	2	3,1
Propuesta 4	3	3	1	2	4	3	3	2	2,9
Propuesta 5	5	4	3	3	5	4	3	4	4,15
Propuesta 6	3	4	1	4	4	4	4	2	3,45
Propuesta 7	1	5	3	5	3	4	4	2	3,3

Con esto llegamos a la conclusión de que la solución 1.5 es la óptima, a partir de que la solución mencionada cumple eficazmente con los criterios enlistados en base a los objetivos primarios, secundarios y propósitos mencionados en esta entrega.

Algunos de los puntos en los cuales destaca con respecto a las demás soluciones son:

- Disponibilidad: al ser un equipo autotransportable solo destinado a este tipo de tareas, este siempre estará para usarse en comparación al resto de las soluciones no autotransportables debido a que no depende de un equipo externo a la propia solución.
- Mantenibilidad: en comparación al resto de las soluciones esta presenta solo subsistemas distintos para funcionar, el sistema eléctrico para transportarse y el hidráulico para elevación y rotación de la carga.
- Seguridad: esta solución a la hora de transportar la carga, al estar distribuida a lo largo de todo el bastidor y además de estar menos alejada del suelo, nos permite un transporte más seguro y estable que el resto de las soluciones. Además, en pequeñas intervenciones da la posibilidad de usar de mesa de trabajo al bastidor para evitar el traslado hacia el taller de mantenimiento.
- Cantidad de personas involucradas: con esta solución podemos realizar las maniobras requeridas con dos personas, una para manejar el equipo y otra para montaje y desmontaje del equipo a la carga.
- Cantidad de maniobras: los movimientos a realizar con este equipo son los siguientes.
 - Elevación
 - Extracción
 - Descenso
 - Rotación

A esto se le suma una posible traslación ya que no siempre se la llevara hasta el taller de mantenimiento por lo mencionado en párrafos anteriores.

Dos aspectos que pueden ser consideradas como una desventaja son:

- Para todas las maniobras que tengan que ver con la elevación y rotación de la carga planteamos que se usará de la red eléctrica para realizarlo. Con lo cual en un eventual corte de la red eléctrica estas maniobras no podrán realizarse.
- La energía necesaria para la traslación de un equipo estará almacenada en una batería lo cual repercute en el peso y dimensiones que esta ocupará.

Lo mencionado, aunque sean desventajas no nos imposibilitan llevar a cabo la solución.

4.Desarrollo técnico

En esta parte del informe se detallarán las distintas partes que se partitionaron en módulos para poder trabajar de manera más ordenada. Se explicará cuáles fueron las líneas de pensamiento, dificultades encontradas a lo largo de cada sección y como se resolvió y por último se dará una argumentación teórica en lo posible respaldándose en cálculos o sino en simulaciones de acuerdo con la complejidad de la pieza con la que se esté trabajando. Para este caso al hablar de un sistema de izaje se utilizó la norma ASME BTH 1 para el dimensionamiento de los elementos, miembros estructurales, entre otras partes. El Factor de seguridad (FOS) sugerido para estos casos es de 3 por lo tanto todos los materiales elegidos deberán trabajar como mucho a un tercio de su límite elástico dependiendo el caso. La solución una vez desarrollada es como la que se en las figuras 4-1, 4-2 y 4-3.



Figura 4-1: solución 5 isometría 1.



Figura 4-2: solución 5 isometría 2.



Figura 4-3: solución 5 isometría con inclinación de carga.

4.1. Modulo sujeción

En esta sección se desarrollará, tal como lo indica el título anterior, el módulo de soporte. Este será el que tiene como principal objetivo asegurar la sujeción y de soportar todo el peso del conjunto motor-bomba, además es el nexo entre el equipo y el módulo de elevación que se tratará más adelante. Se encuentra compuesto de los siguientes elementos:

- Chapa de sujeción
- Uñas
- Bastidor de soporte

El peso total del conjunto sin contar el motor, bomba y su acople es de 241,1 kg. Cabe destacar que dentro de este apartado se desglosa como se arribó a el peso anteriormente mencionado. En la figura 4-4, podemos observar su diseño final, sus partes serán desarrolladas a continuación.



Figura 4-4: Modulo Sujeción.

4.1.1. Chapa soporte

El mismo consiste en una serie de chapas plegadas y soldadas que envuelven al motor y lo soportan. Para empezar a pensar en el diseño al que arribamos primero tuvimos que buscar el modelo el motor, este es un W22 y se obtuvo modelo 3D de la página oficial del fabricante WEG. Como primera medida analizamos la posición del conjunto dentro del recinto y cómo podemos ver en la figura 4-5 el motor se encuentra de frente con la bornera a la derecha.



Figura 4-5: Posición del motor.

Al analizar el motor en el entorno 3D vemos que este dispone una serie de cáncamos distribuidos alrededor de su diámetro. Colocando el motor en la posición de la figura anterior decidimos sujetarlo de 3 puntos, cada uno de estos está formado por un par de cáncamos. En la figura 4-6 siguiente se ven los puntos anteriormente descritos, los laterales con flechas y los frontales resaltados en rojo.

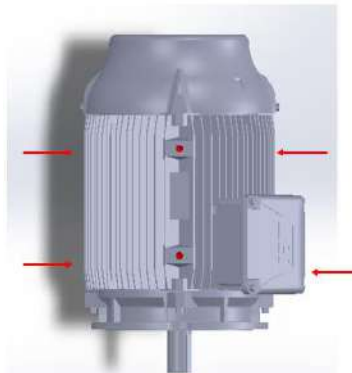


Figura 4-6: Anclajes del motor.

Una vez definidos estos puntos de anclaje pasamos al diseño del dispositivo. Para comenzar con esta tarea partimos de la base de que este tiene que ser fácil y rápido de montar. Partiendo del diámetro del motor y la posición de los cáncamos en el mismo utilizando el módulo chapa metálica plegamos a la chapa que abraza el motor como se ve en la figura 4-7.

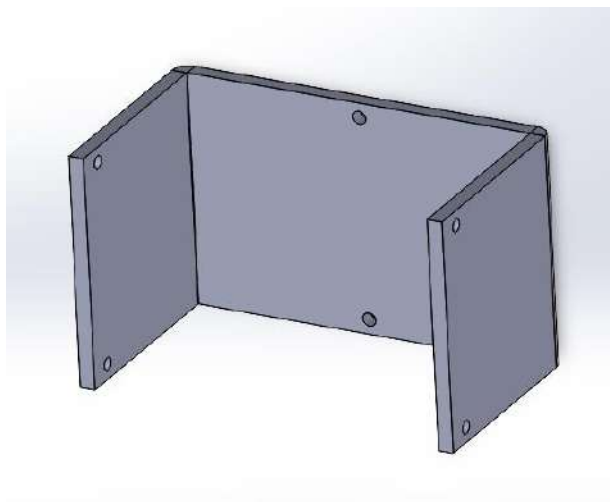


Figura 4-7: Chapa soporte primera revisión.

El problema surgió a la hora de hacer matrimonio con el motor ya que la bornera de este interfiere con la chapa, lo que nos llevó a realizar un corte en la chapa para salvaguardar este inconveniente.

Lo próximo que pensamos es ¿Cómo vamos a vincular este módulo con las uñas del equipo? Para esto, pensamos en un soporte tipo U partiendo de una chapa plegada y esta se vincula a través de un bulón que garantiza un montaje rápido y sencillo, estas a su vez van soldadas a la pieza anterior. El resultado final de esto se ve reflejado en la figura 4-8.

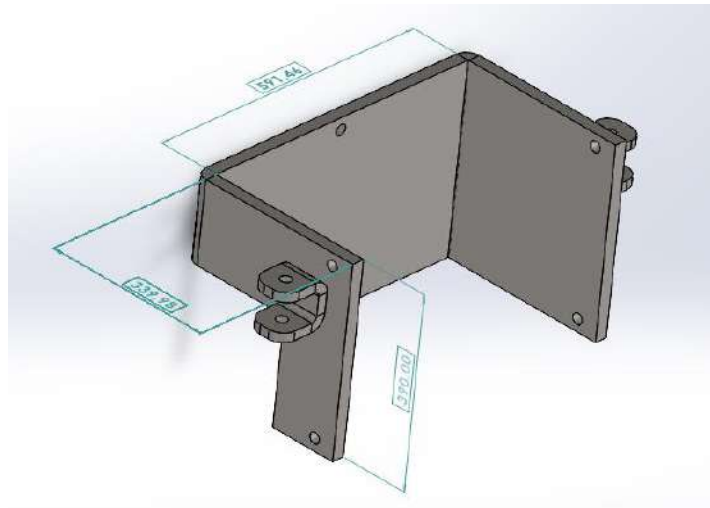


Figura 4-8: Cotas chapa soporte.

Terminado este proceso de diseño pasamos a la parte de dimensionar a partir de los esfuerzos a los que se encuentra sometidos. Teniendo en cuenta el peso final de esta pieza, debe de ser el mínimo posible ya que sumado al resto del equipo contribuye a un voladizo muy grande. Como espesor máximo establecimos el valor de una pulgada, con esto y teniendo en cuenta el peso máximo, el FOS y la tensión de von Mises utilizamos la herramienta estudio de diseño que nos permite calcular el espesor de chapa óptimo de acuerdo con estas consideraciones.

Para poder realizar esto es necesario previamente de tener un estudio estático seteado como primera medida tomamos el espesor de la chapa igual a una pulgada, tanto para la que envuelve al motor como sus orejas. Tuvimos en cuenta tres situaciones para la simulación:

- Con el equipo en posición vertical.
- Con el equipo en posición horizontal.
- Con el equipo a 45° en relación con el piso.

Siendo las más influyentes las dos primeras y de estas dos, la más crítica es cuando el equipo se encuentra paralelo al suelo.

Para comenzar el análisis estático lo primero que se hizo fue buscar el material de una chapa comercial, lo cual dio como resultado un SAE 1020, cuyo límite elástico es 351 MPa. El seteo de las cargas y las sujeciones se observan en la figura 4-9.

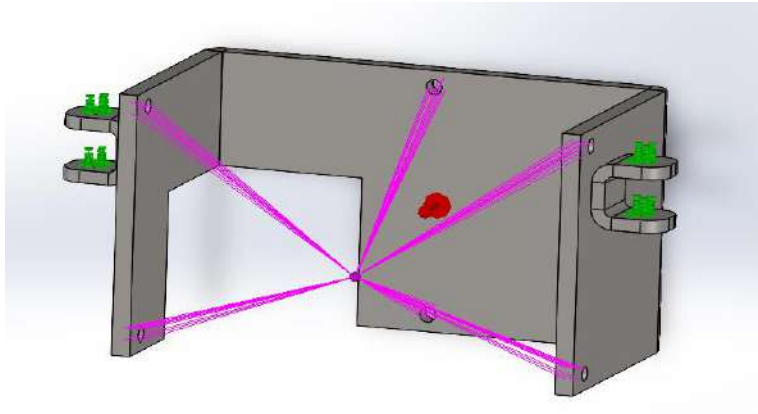


Figura 4-9: Seteo de cargas y sujeciones.

En el aspecto de sujeciones las mismas se sitúan en el alojamiento del bulón como se ve en la figura 4-10 ya que, al encontrarse en posición horizontal, todo el peso cae en el alojamiento del perno. Por lo tanto, se seleccionó una geometría del tipo fija.

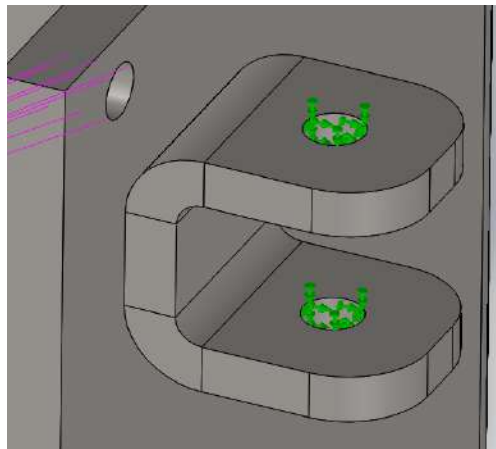


Figura 4-10: Fijación.

Para establecer la carga, se utilizó la opción de masa remota, por lo que primero tuvo que establecerse el centro de masa donde estaría aplicada esta. Tomando de referencia el eje del motor, vemos que el centro de masa del conjunto se aplicó 300 mm por debajo del plano medio que corta al motor. Utilizamos una carga de 1000 kg repartida en las

perforaciones de los cáncamos. Usamos el tipo de conexión “unión rígida”, esta opción establece una conexión completamente rígida entre el punto donde aplicas la masa remota y la estructura subyacente. Esto significa que cualquier desplazamiento o rotación en la estructura se transmite directamente al punto de la masa remota, sin ninguna flexibilidad o deformación en la conexión.

Una vez seteado el análisis estático podemos avanzar al estudio de diseño, este nos pide que establezcamos una serie de variables, restricciones y objetivos para ejecutarse. Las variables para tener las podemos observar en la figura 4-11.

Variables						
Esp chapa 1	Intervalo con	Mín:	12.7mm	Máx:	25.4mm	Paso: 6.35mm
Esp base oreja 2	Intervalo con	Mín:	12.7mm	Máx:	25.4mm	Paso: 6.35mm
Esp base oreja 1	Intervalo con	Mín:	12.7mm	Máx:	25.4mm	Paso: 6.35mm
Haga clic aquí para agregar Variabl						

Figura 4-11: Variables a considerar.

Estas variables como podemos observar están relacionadas con los espesores de las chapas del soporte como de las orejas. Establecemos un mínimo de $\frac{1}{2}$ " y 1" de máximo con un paso de $\frac{1}{4}$ ", esto permite discretizar el dominio y plantear una combinación de situaciones a simular.

Las restricciones que impusimos las podemos ver a continuación en la figura 4-12.

Restricciones						
Sensores1	es menor que	Máx:	420.507 N/mm ²	Análisis estático		
Sensores2	es menor que	Máx:	0.5mm	Análisis estático		
Sensores3	es mayor que	Mín:	3.000000	Análisis estático		
Haga clic aquí para agregar Restric						

Figura 4-12: Restricciones.

Las restricciones se establecen mediante sensores que pueden hacer referencia a los resultados del análisis estático. A continuación, se explica qué representa cada sensor.

- Sensor 1: establece un límite máximo para las tensiones de Von Mises a las que se encuentra el sometida la chapa.
- Sensor 2: establece un límite máximo para las deformaciones resultantes en la chapa.
- Sensor 3: establece un límite mínimo para el FOS, como estamos trabajando con la norma ASME BTH 1 este debe de ser mayor o igual a 3.

Los objetivos planteados se encuentran en la figura 4-13.

Objetivos				
Sensores4	Minimizar		Peso: 3.33	Análisis estático
Sensores5	Minimizar		Peso: 3.33	Análisis estático
Sensores6	Minimizar		Peso: 4.00	
Haga clic aquí para agregar Objetivo				

Figura 4-13: Objetivos.

Estos objetivos permiten a través de su peso asignado arbitrariamente que el programa entregue el resultado que considere óptimo en base a estos. El estudio llevo a cabo 27 iteraciones probando diferentes combinaciones donde se determinó que los espesores óptimos que cumplen con las condiciones de borde y objetivos planteados son:

- Espesor de oreja = $\frac{3}{4}$ "
- Espesor de chapa sujeción = 1 "

Habiendo seleccionado los espesores, modificamos el espesor de la chapa y de las orejas para colocar el elegido y luego verificamos realizando dos análisis estáticos, uno para el caso de posición horizontal que los resultados se pueden observar en la figura 4-14 y otro para el caso de posición vertical que los resultados se muestran en la figura 4-15.

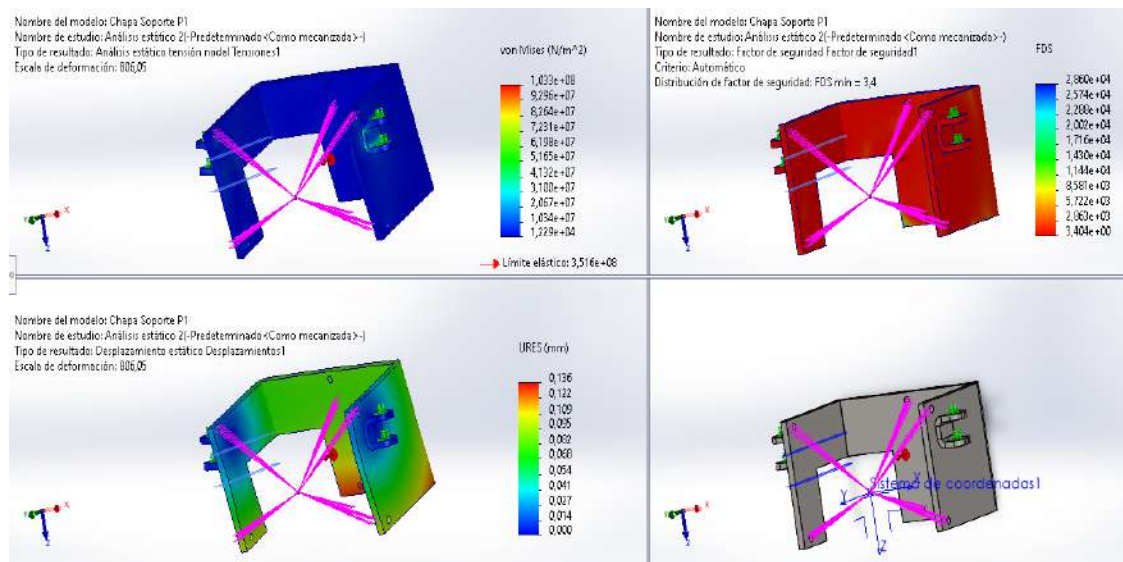


Figura 4-14: Resultados posición horizontal.

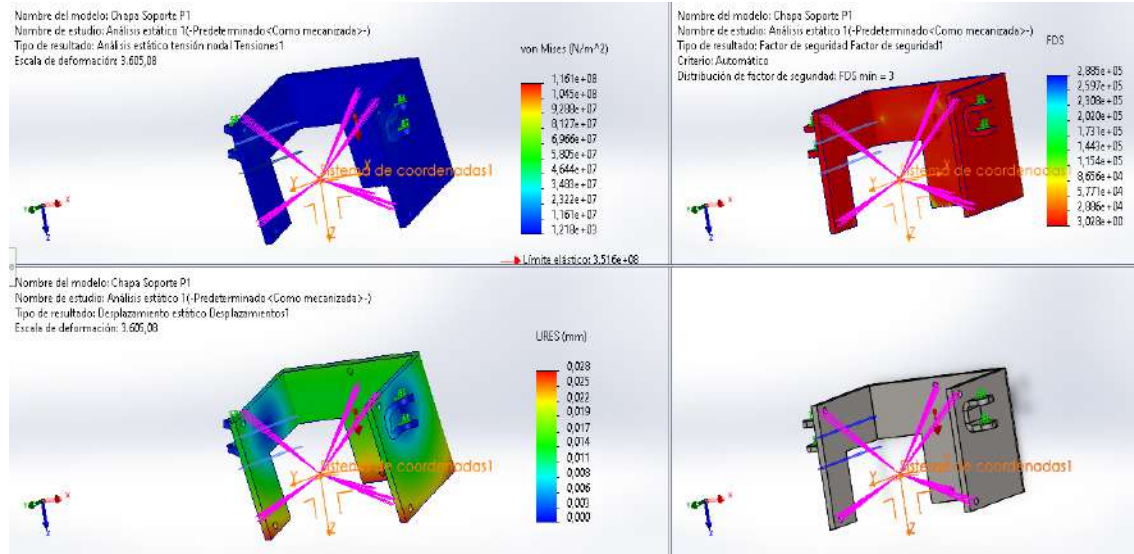


Figura 4-15: Resultados posición vertical.

Podemos observar que, en ambos casos, las tensiones de Von Mises dan por debajo del límite elástico del material seleccionado. Si analizamos los desplazamientos vemos que los mismos no llegan al milímetro. Y, por último, verificamos los FOS dando un mínimo de 3 por lo que estaríamos cumpliendo con la norma utilizada. El peso final obtenido con estos espesores es de 11.25 kilogramos.

4.1.2. Uña de elevación y bulones de vinculación

Estas partes del mecanismo son parecidas a las del montacargas, pero con la diferencia de que estas en vez de encontrarse con el brazo más cerca del suelo, están rebatidas mirando hacia arriba para permitir la sujeción de la chapa de oreja. Estos pasarían por el espacio entre las orejas y se vinculan entre ellos a través de un par de bulones, arandelas y tuercas para asegurar la correcta sujeción de este.

La primera incógnita que atacamos fue la elección del material de la uña. Debido al estado de solicitan que tiene, el material debe tener un alto límite elástico. Analizando las opciones comerciales, vimos que la gran mayoría optaba por las siguientes opciones:

- Acero SAE desde 1045 hasta 1060 .
- Acero SAE 4140 o 4340.

Decidimos optar por usar el SAE 4340 debido a sus propiedades mecánicas sobresalientes por el resto de los aceros mencionados. Podríamos haber optado por alguno de los otros aceros, pero como sus propiedades mecánicas son inferiores no

llevaría a aumentar algunas dimensiones de la uña, como por ejemplo su espesor, repercutiendo directamente en el peso del conjunto. Algunas propiedades del SAE 4340 se pueden observar en la tabla 4-1.

Tabla 4-1: Propiedades SAE 4340.

Propiedad	Valor Templado	Valor Recocido
Resistencia a la tracción	930-1080 MPa	745-930 MPa
Límite elástico	725-860 MPa	470-725 MPa
Alargamiento (%)	11-15%	20-30%
Reducción de área (%)	40-55%	50-60%
Dureza (HB)	270-310	197

Elegido el material y teniendo un diseño preliminar de la uña, debemos determinar el espesor y el ancho de esta. Mediante simulaciones, llegamos a que el espesor y el ancho óptimo, teniendo en cuenta resistencia y peso, son de:

- Ancho óptimo: 80 mm
- Espesor óptimo: 60 mm
- Peso individual: 55.4 kg

A continuación, en la figura 4-16 muestra el diseño de esta con algunas cotas generales.

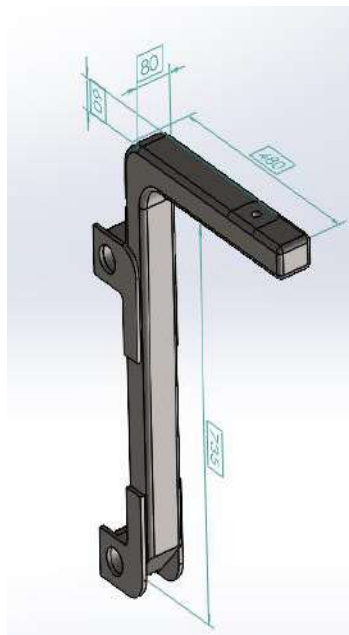


Figura 4-16: Diseño uña.

Por otro lado, el perno que hace de vinculación entre la uña y la chapa de sujeción, dependiendo de la posición del motor-bomba con respecto a la gravedad va a trabajar a la flexión y al corte (Posición horizontal) y por otro lado a tracción (Posición vertical). Como vimos anteriormente la posición más solicitada del sistema es cuando el motor-bomba se encuentra horizontal, por lo que decidimos usar este escenario para calcular al perno. El desarrollo matemático se encuentra en el anexo 7.1.1. En la tabla 4-2 podemos observar algunos datos de entrada, como la fuerza, el espesor de la oreja, el espesor de la uña, y algunos datos calculados como el momento flector máximo.

Tabla 4-2: Datos cálculos perno de uña.

Datos		
Fuerza para dimensionar	7500	N
Esp oreja (Le)	19,5	mm
Esp uña (Li)	60	mm
q1	192,31	N/mm
q2	125	N/mm
Luz	2	mm
L/2	51,5	mm
Mf_max	100312,5	Nmm

Los materiales utilizados para la fabricación de bulones, según norma ISO 898-1, los podemos observar en la tabla 4-3 ordenados en función de su límite elástico.

Tabla 4-3: Materiales de bulones.

Materiales		
4,6	240	Mpa
4,8	340	Mpa
5,8	420	Mpa
8,8	660	Mpa
9,8	720	Mpa
10,9	940	Mpa
12,9	1100	Mpa

Tomando el material 10.9, se obtienen los resultados que se muestran en la tabla 4-4.

Tabla 4-4: Resultados cálculo de diámetro de perno.

Dimensionamiento		
Sigma elástica	940	Mpa
FOS	3	
Sigma admisible	313,33	Mpa
Diam	14,83	mm
Métrica más cercana	15	

Por lo visto en los resultados anteriores podemos concluir que el diámetro del perno, M15, es adecuado para las solicitaciones a las que se enfrenta el mismo. A pesar de esto quisimos verificar por otra vía lo calculado, por lo que colocamos los bulones en sus respectivas posiciones y simulamos el conjunto completo con una carga remota como en anteriores ocasiones. Los resultados de las simulaciones se pueden apreciar en las figuras 4-17, 4-18 y 4-19.

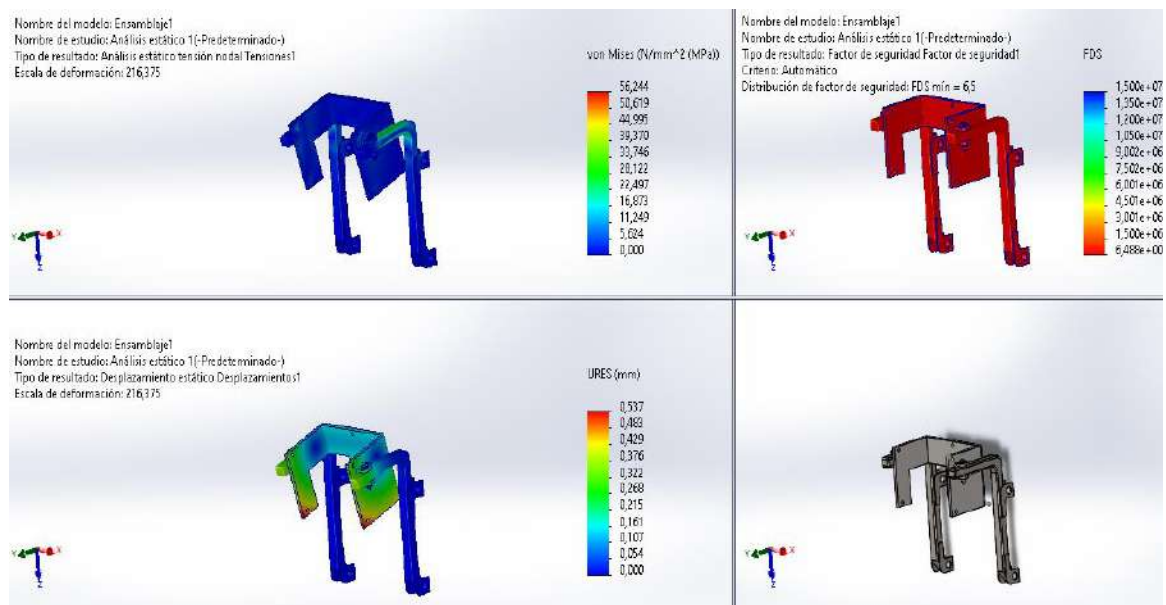


Figura 4-17: Resultados simulación garra y bulones posición horizontal.

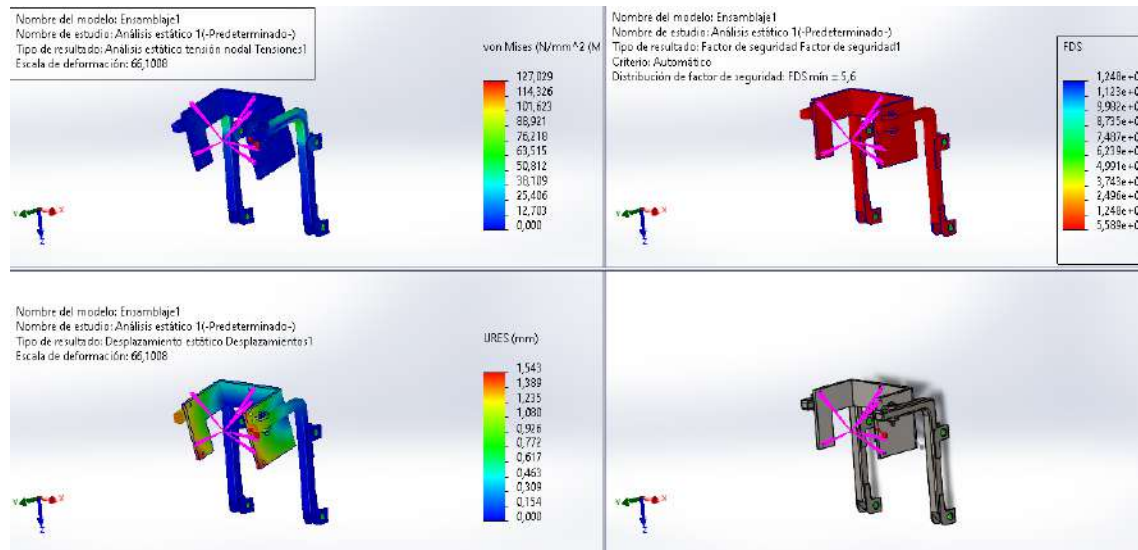


Figura 4-18: Resultados simulación garra y bulones posición a 45°.

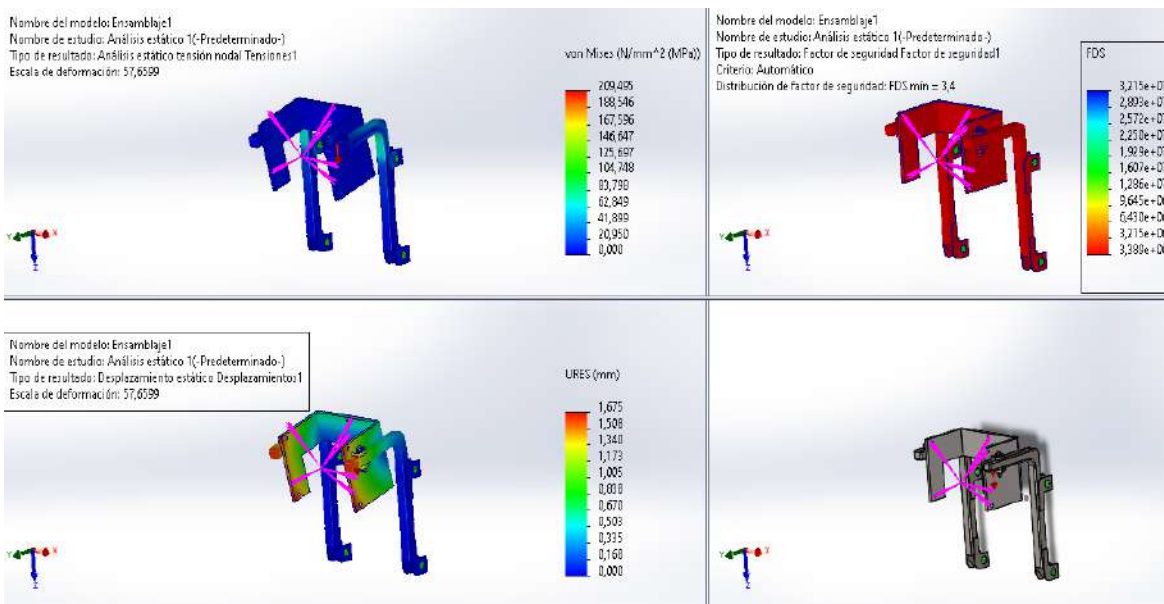


Figura 4-19: Resultados simulación garra y bulones posición vertical.

En conclusión, se puede ver que tanto el bulón como la uña soportan la carga del conjunto motor-bomba, como observación se ve que las tensiones más altas se dan en las uñas (209,5 MPa) pero se encuentran muy por debajo del límite de fluencia del material de estas. También las deformaciones más grandes son en las uñas (1,675 mm) pero esto lo consideramos como aceptable.

4.1.3. Soporte

Este elemento tiene como fin soportar el peso de sus predecesores y permitir un ajuste del ancho entre las uñas para una correcta sujeción del dispositivo a izar. Está compuesto por varias chapas y tubos de distintos espesores que se encuentran soldados unos a los otros. Los dos tubos que se encuentran paralelos entre sí son donde las uñas se apoyan y deslizan hasta una posición deseada. El resto de las partes sirve meramente para una distribución equitativa de los esfuerzos en toda la estructura.

Primero se tomó los ejes huecos que hacen de soporte para la uña ya que estos nos iban a imponer condiciones como largo, ancho del bastidor a la hora de diseñarlo. El desarrollo matemático se encuentra en el anexo 7.1.2. En la tabla 4-5 podemos observar algunos datos de entrada y otros calculados como las reacciones en los apoyos.

Tabla 4-5: Datos para cálculo de ejes.

Sección transversal bastidor		
Masa	1611	kg
Peso del equipo	15803,91	N
Distribución del peso	3950,98	N
Largo perfil	960	mm
Reacción en y (pto A)	1234,68	N
Reacción en y (pto B)	5432,59	N
Reacción en y (pto C)	1234,68	N

Utilizando el catálogo de tubos obtenemos una serie de diámetros y espesores comerciales cuyo material es ASTM A53. En función de estos valores, calculamos las tensiones de flexión para compararlas con la tensión admisible, notamos que los diámetros que contiene mayor cantidad de espesores cuyas tensiones de flexión son menores a la tensión admisible van desde 2" en adelante. Por lo tanto, decidimos acotarnos a utilizar los diámetros que se muestran en la tabla 4-6.

Tabla 4-6: Diámetros a utilizar.

Diámetro [mm]	Espesor Laminado en Caliente [mm]				
50,8	2	2,5	2,85	3,2	
57,15	2	2,5	2,85	3,2	
63,5	2	2,5	2,85	3,2	4

Obteniendo, con estos datos, los valores de tensión de flexión que se encuentran en la tabla 4-7.

Tabla 4-7: Tensiones de flexión.

Tensión flex [MPa]	98,79	81,43	72,94	66,34	
	77,03	63,28	56,55	51,31	
	61,73	50,58	45,12	40,86	33,97

En la tabla 4-8 podemos ver los resultados de tensión admisibles obtenidos mediante los cálculos mencionados.

Tabla 4-8: Resultados obtenidos.

Selección de material	
Momento mayor	355588 Nmm
Material	ASTM A53
FOS	3
Limite	240 MPa
Tensión adm	80 MPa
Tensión flex	61,73 N/mm ²

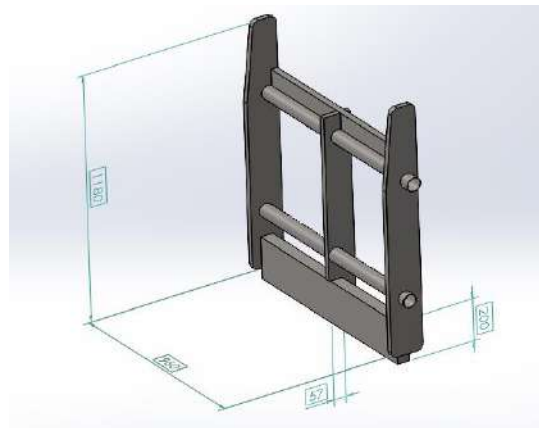
Por último, comparando estos valores con la tensión admisible obtenemos el mapa de colores que se ve en la tabla 4-9 que nos muestra que espesores verifican para cada diámetro. Cabe destacar que los resultados en color rojo son espesores cuya tensión de flexión es mayor a la tensión admisible, los que están en color amarillo su tensión de flexión está cerca de la tensión admisible (aproximadamente entre $0.8\sigma_{adm}$ y la σ_{adm}) y, por último, los que están en verde su tensión de flexión es significativamente menor a la tensión admisible.

Tabla 4-9: Comparación de valores.

Diámetro [mm]	Espesor Laminado en Caliente [mm]				
50,8	2	2,5	2,85	3,2	
57,15	2	2,5	2,85	3,2	
63,5	2	2,5	2,85	3,2	4

Decidimos optar por el diámetro de 63.5mm y espesor de 2mm ya que verifica en términos de resistencia y además al tener el espesor más bajo es más liviano que las otras opciones. Su peso final es de 1.7 kilogramos.

Ahora pasando a la parte del bastidor, presentamos a este como un diseño preliminar, tomando ya el diámetro del tubo que seleccionamos anteriormente dibujamos el resto del conjunto en base a medidas que nosotros suponíamos podrían aguantar las tensiones a las que se ve solicitado el conjunto. En la figura 4-20 se ve el diseño elaborado para esta parte del conjunto.

**Figura 4-20:** Diseño de soporte sin optimizar.

Al ser este una pieza de considerable volumen se puede pensar que también un gran peso que se traduce en un mayor voladizo y una mayor carga a transportar. Para remediar esto lo que hicimos fue hacer un estudio de topología en SolidWorks el cual nos va a indicar de donde podemos extraer material sin comprometer la rigidez del sistema.

Dentro del estudio de topología, debemos setear parámetros como fuerza aplicada y sujeciones como si estuviéramos haciendo un análisis estático solamente. Se decide utilizar un SAE 1020 para las chapas ya que es un material comercial para estas. Se aplica una fuerza total de 15000 N y se lo fija como se puede ver en la figura 4-21.

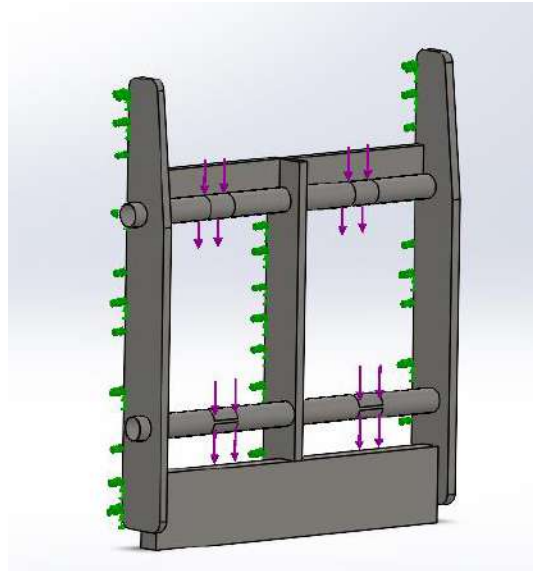


Figura 4-21: Sujeciones y aplicación de fuerzas.

El siguiente paso es establecer los objetivos que queremos alcanzar, este estudio cuenta con tres tipos de objetivos:

- Mayor rigidez al cociente de peso.
- Minimizar desplazamiento máximo.
- Minimizar masa.

En nuestro caso, seleccionamos mayor rigidez al cociente de peso. Seleccionado el tipo de objetivo debemos poner un valor estimado del porcentaje de masa a reducir, seleccionando un 40%.

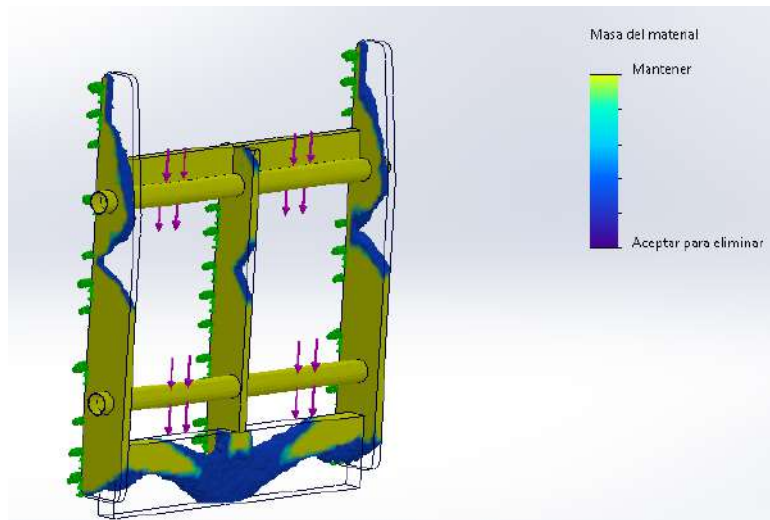


Figura 4-22: Resultado de estudio de topología.

Podemos ver en los resultados de la figura 4-22 los lugares más plausibles para disminuir espesores y/o recortar volumen. Partimos con un peso de 200 kg (sin contar los tubos anteriormente dimensionados) y a partir de modificaciones en las distintas piezas llegamos a reducirlo a la mitad del original, 105kg. Teniendo en cuenta los resultados de estudio de topología, el diseño al que se llegó se puede ver en la figura 4-23 siguiente.

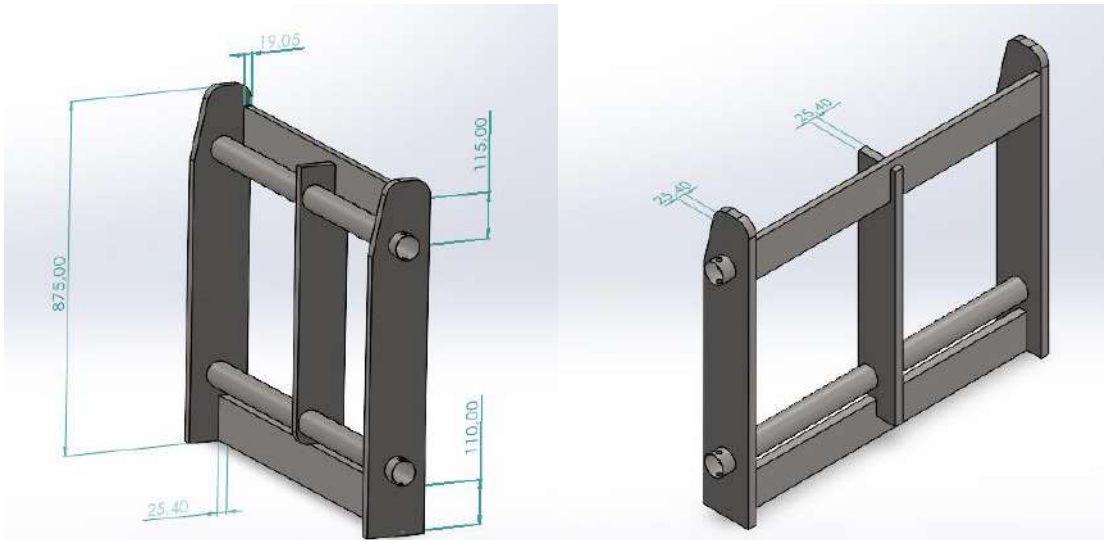


Figura 4-23: Soporte dimensiones finales.

Para tener en cuenta algunos criterios constructivos las chapas van a estar unidas a través cordones de soldadura y los ejes por cuestiones de mantenimiento se optó por deslizarse sobre los agujeros de las chapas y mediante unos topes que se muestran en figura 4-24 se limitará el movimiento de estos.

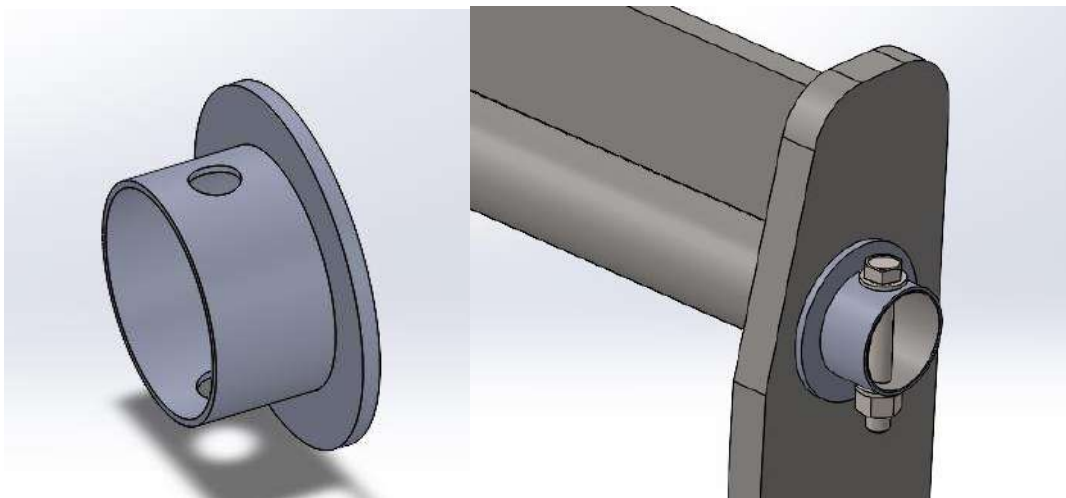


Figura 4-24: Topes laterales.

Por último, pensamos cómo vincular el sistema de sujeción al sistema de elevación el cual será desarrollado posteriormente. Para esto utilizando una chapa de 1" de espesor cuya forma y posición puede verse en la figura 4-25.

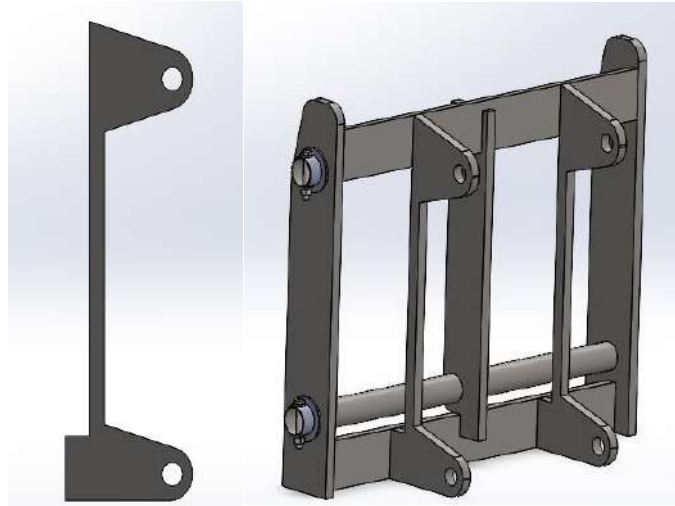


Figura 4-25: Orejas de sujeción.

Para finalizar esta sección verificamos estructuralmente el diseño propuesto y para esto realizamos una simulación estática, supusimos las dos situaciones anteriormente planteadas una con la carga perpendicular y la otra paralela al suelo. Comenzamos con el seteo de parámetros y lo primero que configuramos son el lugar y el tipo de fijación del sistema, para eso usamos una sujeción del tipo fija en la posición que se puede ver en la figura 4-26.

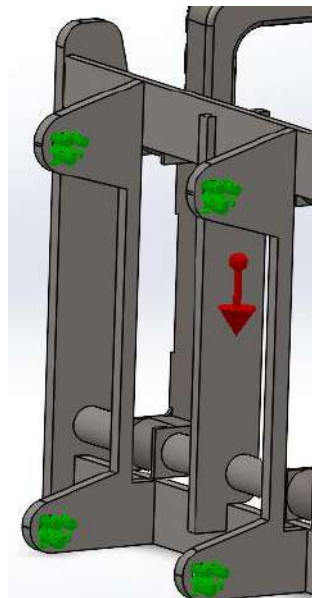


Figura 4-26: Fijaciones.

Para el modelado de la carga se utilizó la opinión de masa remota, la cual nos permitió a través de posicionar el centro masa del conjunto como se ve en la figura 4-27. Se agregó el peso estimado del motor y la bomba, siendo este de 1000kg y por último se tildo la opción de unión rígida.

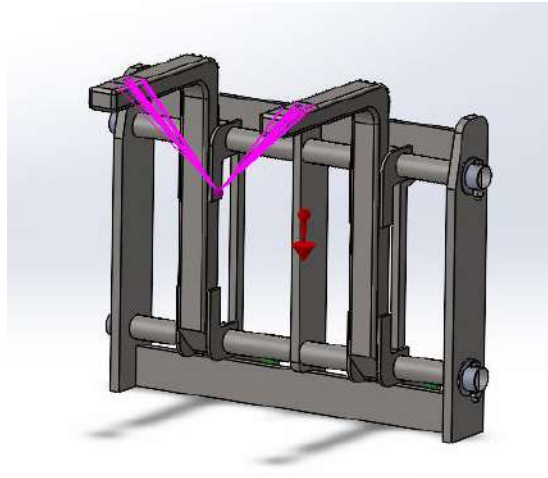


Figura 4-27: Aplicación de carga.

Seteadas estas condiciones procedemos a ejecutar las simulaciones obteniendo los resultados de la figura 4-28 para el caso de la carga perpendicular al suelo y los resultados de la figura 4-29 para el caso de la carga paralela al suelo.

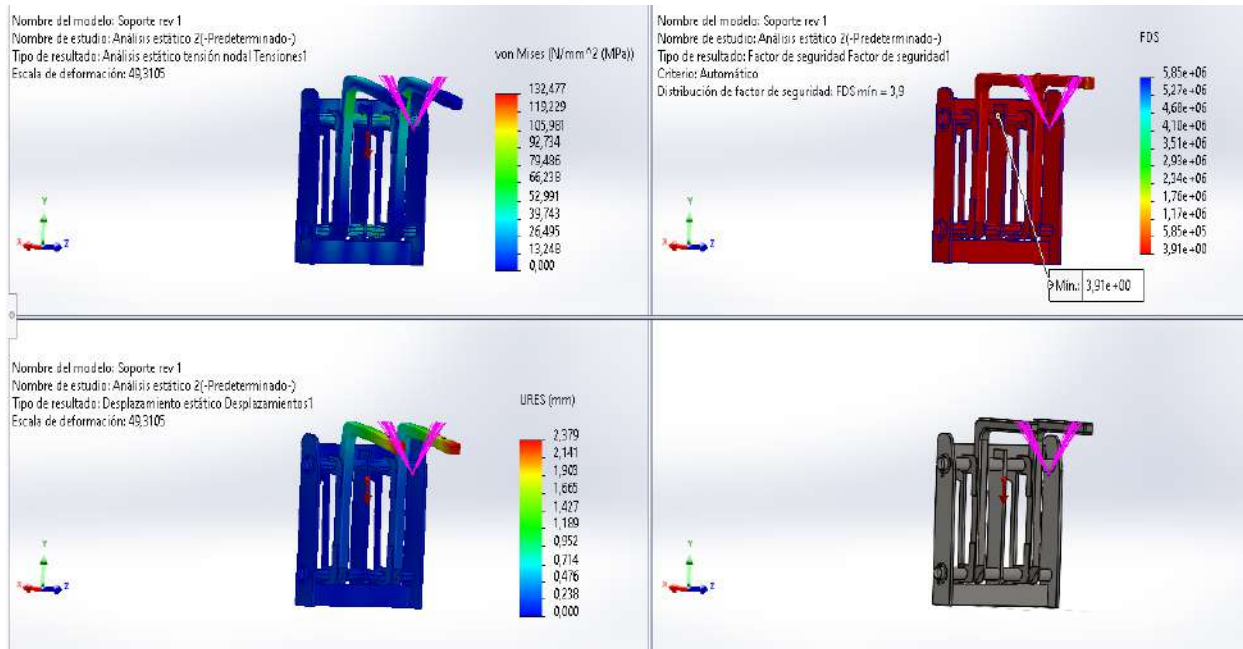


Figura 4-28: Resultados caso vertical.

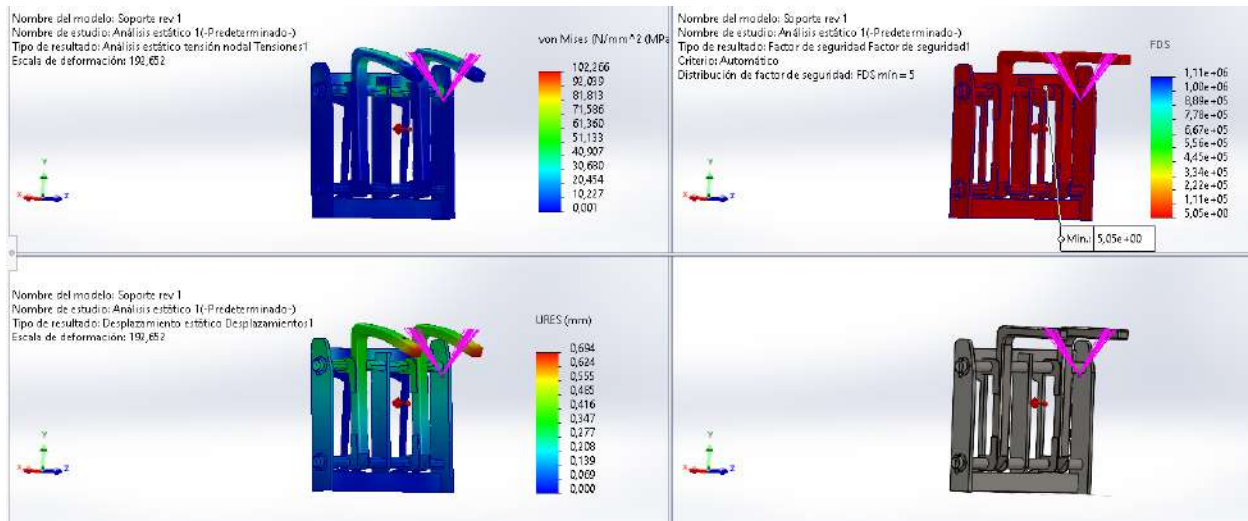


Figura 4-29: Resultados caso horizontal.

Concluyendo este submódulo vemos que los resultados de las simulaciones, en ambos casos, se encuentran por debajo de la tensión admisible del material. Yendo al ámbito de deformaciones estas alcanzan un valor máximo en los extremos de la uña, analizando la estructura en diseño son menores, estando por debajo del milímetro. Si miramos el FOS podemos observar que este siempre se encuentra por encima de 3, lo cual cumple con lo que establece la norma. Por lo tanto, podemos concluir que este diseño soporta la carga a la que será sometido. Su peso final, sin tener en cuenta el peso de las uñas, es de 133 kilogramos.

Como observación, se pudo verificar en esta simulación lo calculado teóricamente para el eje. Podemos observar que cumple con la tensión de von Mises y los máximos desplazamientos que se dan son 0,36 mm cuando la carga está paralela al suelo y 0,3 mm cuando está perpendicular. En el ámbito del FOS vimos en las figuras 4-28 y 4-29 que los mínimos se encontraban sobres estos, siendo 3.9 y 5 respectivamente, pero todavía eran mayores al valor que solicitaba la norma.

4.2. Módulo de elevación

En este apartado, según lo indica el título, se va a desarrollar el módulo de elevación. Este tiene como principal objetivo permitir los movimientos de ascenso y descenso del equipo motor-bomba para la extracción de su posición de trabajo. Se encuentra compuesto de los siguientes elementos:

- Torre interna.
- Torre externa.
- Actuadores.

El peso total del conjunto sin contar el motor, bomba y su acople es de 293,7 kg. A lo largo de esta sección se explicará cómo se arribó a este valor con las adiciones de los respectivos pesos de las distintas partes. En la figura 4-30, podemos observar su diseño final, sus partes serán desarrolladas a continuación.



Figura 4-30: Diseño módulo de elevación.

4.2.1. Torre interna

Este elemento tiene dos propósitos, uno de ellos es soportar los esfuerzos impuestos por el módulo soporte, y el segundo es el de elevar la carga deslizando por la pista interna torre externa, la cual se desarrollará más adelante. Este segundo objetivo se logra mediante actuadores hidráulicos vinculados a ella.

Teniendo en cuenta que esta se tiene que deslizar por la pista interna de la torre externa, para su diseño comenzamos partiendo de una chapa de espesor es de $\frac{3}{4}$ ", donde el proceso para determinarlo será explicado más adelante, y de longitud 1500mm la cual será plegada obteniendo una forma como la que se puede observar en la figura 4-31.

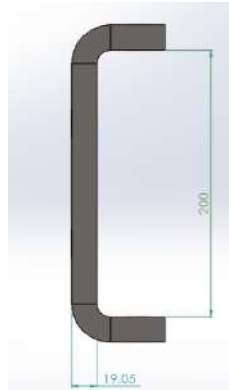


Figura 4-31: Perfil de torre interna.

Se optó por utilizar un largo de 1500mm ya que, partiendo de la forma en la que vamos a sujetar el motor, la distancia del punto anclaje de la chapa soporte al piso es de 1300mm a esta media hay que sumarle los 300mm a elevar para por retirar el equipo. Estos 200mm que faltan serían compensados con el rodado y los actuadores niveladores. Debemos recordar que no podemos exceder los tres metros con respecto al suelo ya que, de no ser así, estaríamos chocando con la viga del techo.

El próximo elemento diseñado es el refuerzo superior, que tiene como principales funciones las de unir los dos perfiles, y la de vincular este módulo con los actuadores elevadores. Para diseñar esta pieza se realizó el plegado de una chapa en forma de C, en las cuales sus extremos se unen con las paredes exteriores de los tirantes definiendo así la forma de torre. A este último agregado se le sueldan dos planchuelas de $\frac{1}{2}$ " de espesor con una perforación que sirven para vincular este módulo con los actuadores elevadores. Por último, debemos agregar soportes para ensamblar el módulo soporte con este para poder realizar su elevación, para eso se diseñan de los soportes $\frac{1}{2}$ " de espesor cuya modelo se ve puede ver en la figura 4-32.

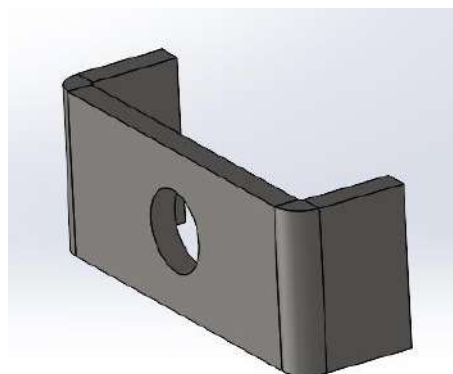


Figura 4-32: Anclajes para modulo soporte.

Integrando todas las partes mencionadas anteriormente se llegó al diseño que se puede ver en la figura 4-33.

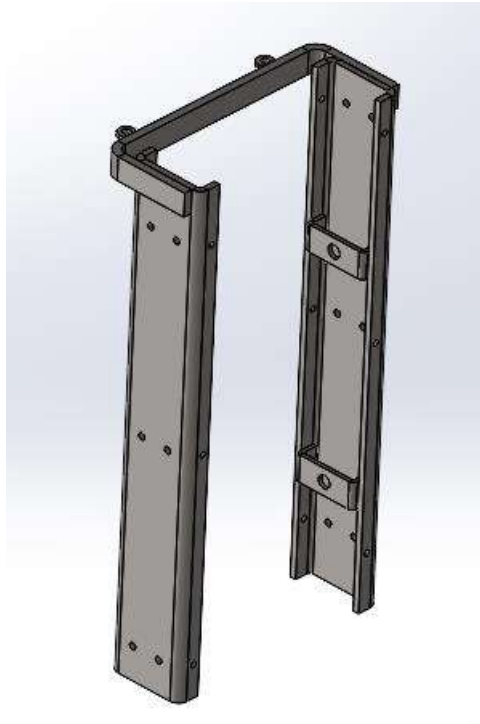


Figura 4-33: Diseño torre interna.

Los espesores mencionados ya sea para el tirante, planchuelas para los actuadores, el refuerzo superior y los anclajes fueron obtenidos mediante un estudio de diseño estableciendo el menor espesor posible en el rango $\frac{1}{4}$ " a 1" con pasos de a $\frac{1}{4}$ " que cumplan con los siguientes objetivos fueron:

- Tensiones máximas menores límite elástico del material.
- FOS > 3
- Desplazamientos menores a un milímetro en cualquier dirección.

Para la simulación estática que valida lo mencionado se establecieron se utiliza un material SAE 1020. Optamos por dos tipos de fijaciones para esta, una fija en la posición que se puede observar en la siguiente figura 4-34 y otra de rodillo deslizante. Este último tipo de vinculación se decidió debido a que, como se mencionó anteriormente, desliza sobre la pista interior de la torre externa. Lo mencionado se puede ver en la figura 4-35.

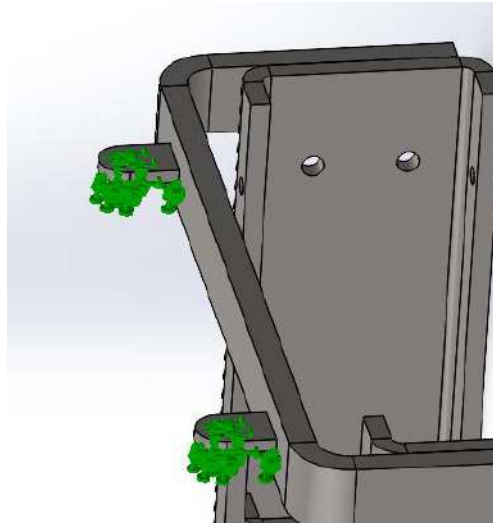


Figura 4-34: Fijación tipo fija.

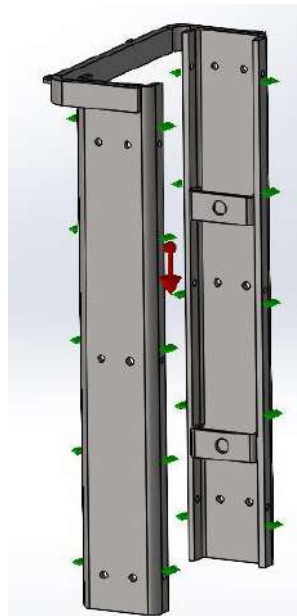


Figura 4-35: Fijación tipo rodillo deslizante.

Por otra parte, al hacer un estudio de masa remota pero solo con la torre interior, se tuvo que buscar el nuevo centro masa del conjunto motor-bomba con su respectivo soporte que se verificó en secciones anteriores. Para esto lo que se hizo fue primero ubicar el centro de gravedad del soporte y de ahí trazar una línea que lo una con el centro de gravedad del conjunto motor-bomba, tal como se ve en la siguiente figura 4-36.

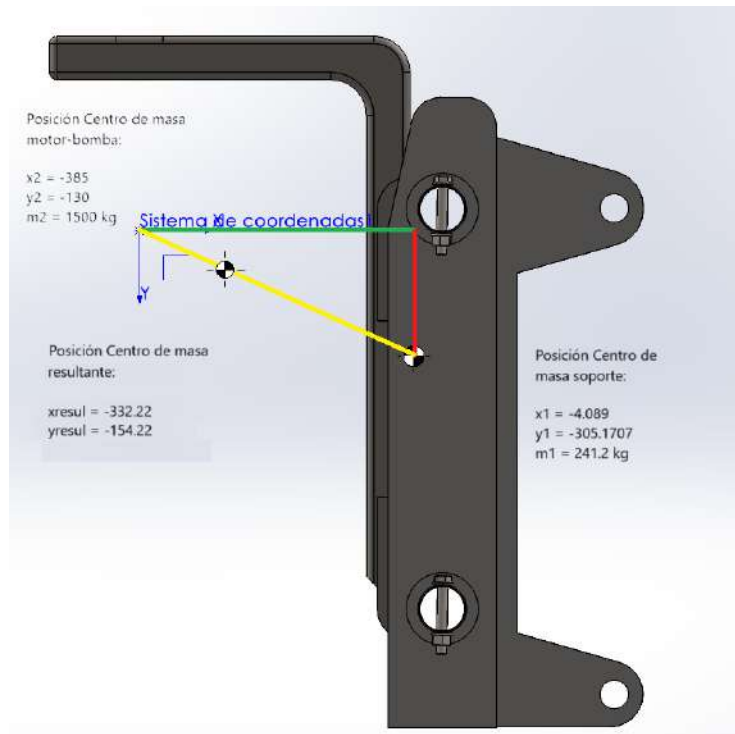


Figura 4-36: Posiciones de centros de masa.

Para esto se supuso la coordenada z de ambas piezas es la misma por lo tanto se puede realizar los cálculos con el plano que contiene ambos centros de masa. Este centro de masa resultante se ubicará en algún punto a lo largo la línea imaginaria entre los centros previamente definidos. Para calcularlo contamos con los siguientes datos.

Soporte:

$$\begin{aligned}x_1 &= -4.0819 \text{ mm} \\y_1 &= -305.1707 \text{ mm} \\m_1 &= 241.2 \text{ kg}\end{aligned}$$

Motor-bomba:

$$\begin{aligned}x_2 &= -385 \text{ mm} \\y_2 &= -130 \text{ mm} \\m_2 &= 1500 \text{ kg}\end{aligned}$$

Con estos datos planteamos las siguientes ecuaciones que nos permitirán obtener las coordenadas x (ver ecuación 4.1) e y (ver ecuación 4.2) del nuevo centro de masa.

$$x_{resul} = \frac{(m_1 \cdot x_1) + (m_2 \cdot x_2)}{m_1 + m_2} \approx \frac{-578484.49}{1741.2} \approx -332.22 \quad (4.1)$$

$$y_{resul} = \frac{(m_1 \cdot y_1) + (m_2 \cdot y_2)}{m_1 + m_2} \approx \frac{-268529.31}{1741.2} \approx -154.22 \text{ (4.2)}$$

Con estos valores, colocamos el nuevo centro de masa para poder aplicar una carga remota de 1741.2 kg a los soportes correspondientes variando, según sea el caso, la dirección de la gravedad para representar la situación vertical y horizontal como podemos ver en las figuras 4-37 y 4-38.

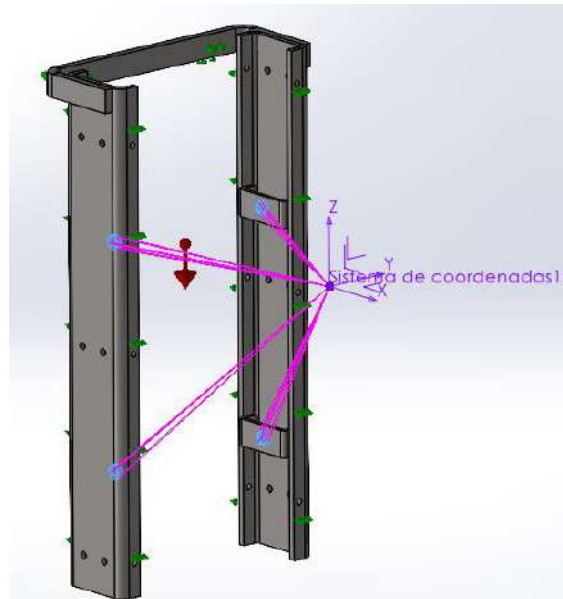


Figura 4-37: Situación con carga vertical.

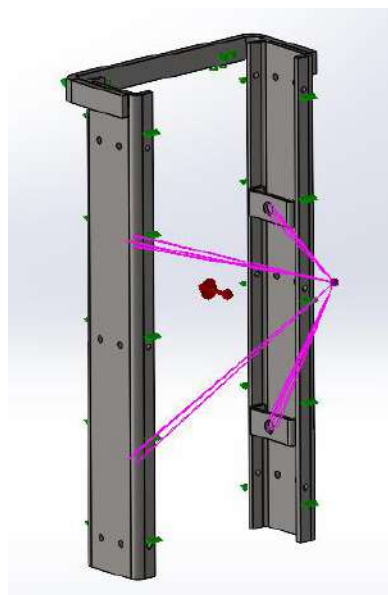


Figura 4-38: Situación con carga horizontal.

Realizado esto y seleccionado el material, ejecutamos la simulación obteniendo como resultados lo expuesto en la figura 4-39 para el caso vertical y lo expuesto en la figura 4-40 para el caso horizontal que se muestra a continuación.

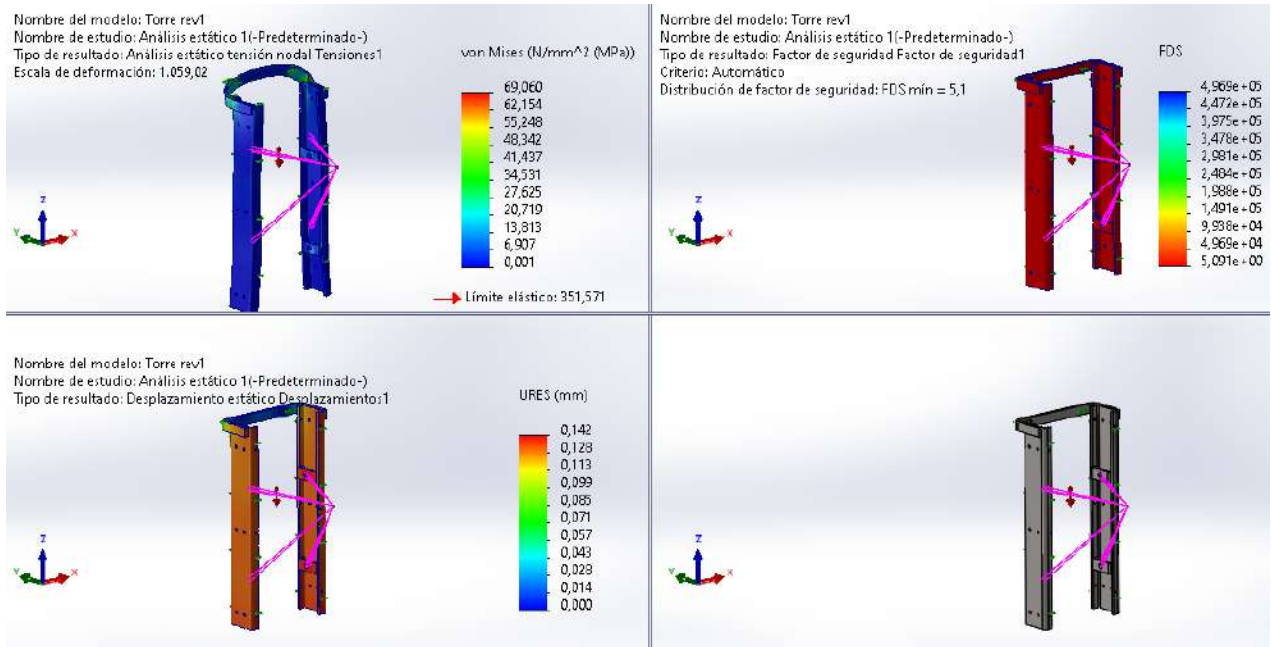


Figura 4-39: Resultado con carga vertical.

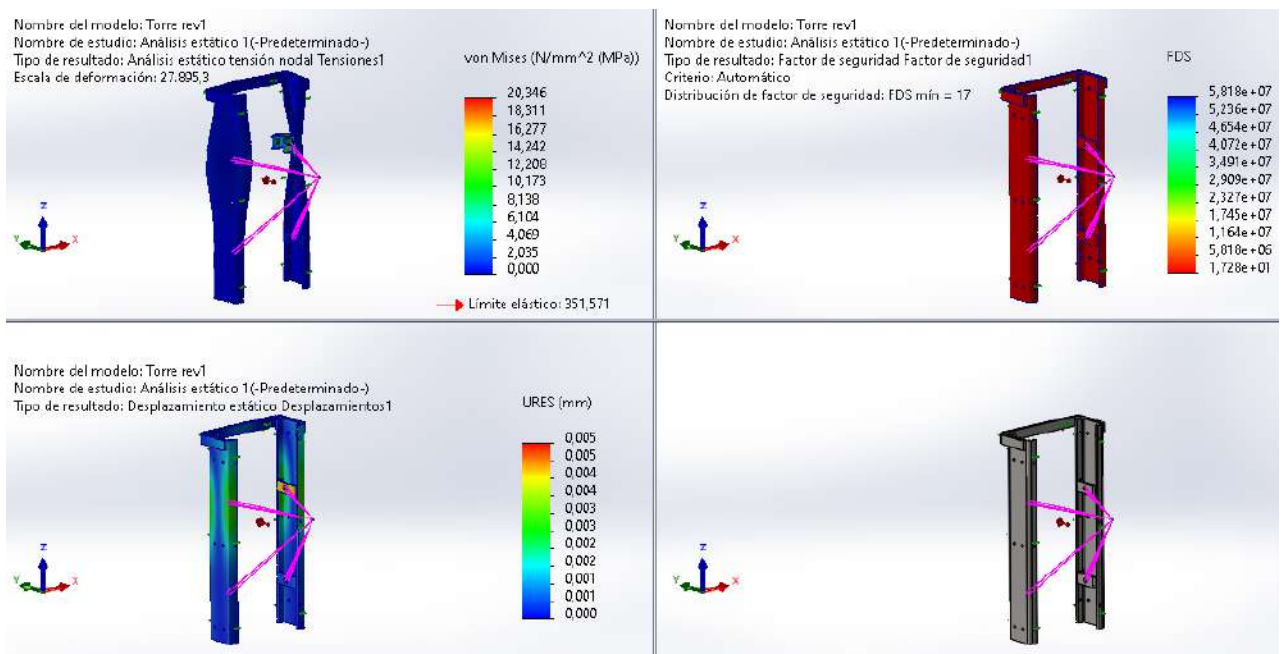


Figura 4-40: Resultados con carga horizontal.

Vemos que en ambos casos las tensiones de Von Mises está muy por debajo del límite elástico del material, las deformaciones son muy pequeñas no alcanzando el milímetro y, además, el factor de seguridad en ambos casos está muy por encima de tres por lo que concluimos que esta estructura soportara la carga impuesta.

Validada la torre interna, queda dimensionar los pernos que vincularan a esta con el módulo anterior, estos están principalmente sometidos a esfuerzos de corte y de flexión por lo que para su dimensionamiento utilizaremos el modelo de cálculo de un eje sometido al corte y a la flexión, tomando el valor del diámetro más grande lo que nos indicara que tipo de esfuerzo predomina por sobre el otro. El desarrollo matemático se encuentra en el anexo 7.1.3. En la tabla 4-10 se dejan algunos datos de entrada y otros resultados de cálculos, como puede ser momento flector máximo.

Tabla 4-10: Datos de entrada cálculo de perno soporte-torre.

Datos		
Masa de bomba	1000	kg
Fuerza para dimensionar	4905,00	N
Esp soporte	25,4	mm
Esp anclaje	12,7	mm
Ray	2452,50	N
Rby	-2452,50	N
q1	193,11	N/mm
q2	386,22	N/mm
Mf Max	15573,4	Nmm

Con estos resultados, calculamos la tensión admisible a la flexión para posteriormente calcular el diámetro mínimo del perno. Los resultados se muestran en la tabla 4-11.

Tabla 4-11: Resultados cálculo de perno.

Dimensionamiento		
Sigma elas	750	Mpa
FOS	3	
Sigma adm	250,00	Mpa
Diam	8,59	mm

La verificación al corte se hizo también pero el diámetro mínimo que devolvió este era menor que el obtenido a flexión. Teniendo en cuenta que el diámetro mínimo para soportar la carga es de 8.59 milímetros, decidimos utilizar un diámetro de 40 milímetros utilizado en la ingeniería básica tanto del anclaje del soporte como en el módulo anterior.

Para limitar su movimiento lateral se optó por utilizar un pasador elástico comercial según norma DIN 1481, cuyo diámetro es de 10 milímetro y largo de 80 milímetros. El diseño final del perno es como el que se ve en la figura 4-41.

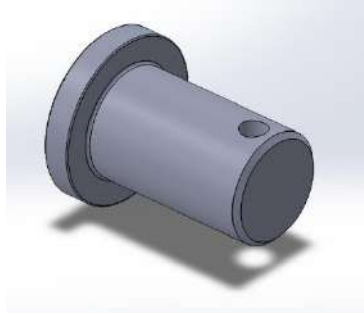


Figura 4-41: Diseño de perno soporte-torre.

Para finalizar con este submódulo, nos queda definir un tema no menor que es el desgaste de las superficies deslizantes. Tal como explicamos en párrafos anteriores, esta torre se deslizará sobre las paredes internas de la torre externa por lo tanto ambas partes con el tiempo, debido a la fricción entre ellas, se irán desgastando. Para evitar que este desgaste nos implique a futuro cambiar la torre, decidimos colocar unos recubrimientos de sacrificio de teflón lo que nos evitaría el desgaste de la torre ya que el teflón es el que se ira desgastando y llegado un determinado espesor remante se reemplazara por material nuevo. Además, teniendo en cuenta sus propiedades antifricción, reduciría la fuerza de roce logrando una menor fuerza para elevar la torre. Para vincularlo a las paredes de la torre decidimos abullonarlo utilizando bulones allen cabeza avellanada. Para el cálculo del espesor, partimos de la ecuación de Ley de Archard (ver ecuación 4.3), que describe el volumen de material gastado bajo ciertas condiciones.

$$V_d = K \cdot \frac{F \cdot s}{H} \quad (4.3)$$

Donde:

V_d es el volumen desgastado.

K es el coeficiente de desgaste, que es un valor adimensional que depende del tipo de material y de las condiciones de operación.

F es la fuerza normal aplicada en Newton.

s es la distancia para deslizar en metros.

H es la dureza del material en MPa.

Si planteamos que el volumen desgastado como el área (A) la cual estará trabajando al desgaste rozando con la otra superficie de la torre y el espesor de material antifricción (t) (ver ecuación 4.4).

$$V_d = A \cdot t \quad (4.4)$$

Despejando en función de t la ecuación queda (ver ecuación 4.5).

$$t = K \cdot \frac{F \cdot s}{H \cdot A} \quad (4.5)$$

Para los cálculos supusimos que el recorrido realizado seria solamente cuando el conjunto motor-bomba estuviera anclado, por lo tanto, partimos al recorrido “s” en 2 partes. La parte de elevación que es necesaria para evitar que el filtro del equipo choque con la bañera del recinto, tomamos como referencia 300 milímetros. Luego una parte de descenso en la cual se retraen los cilindros de arriba hasta llegar a su límite de carrera inferior, el valor que tomamos fue de 700 milímetros. Con lo anteriormente explicado vemos que “s” es igual 1000 mm de recorrido y esto fue definido como un ciclo de trabajo. La fuerza normal a la que se ve expuesta a la hora de subir y bajar el conjunto está dada por el peso del soporte, de las uñas, la chapa de anclaje al motor y el conjunto motor-bomba, lo que termina determinando que “W” vale 8540.1 N.

Las constantes como “K” (coeficiente de desgaste) y “H” (dureza del material más blando). Las propiedades del material a utilizar, teflón, son las que se pueden ver en la tabla 4-12.

Tabla 4-12: Propiedades del teflón.

Propiedades	Valor	Unidad	Método
Peso específico	2,14 - 2,18	g/cm3	ASTM D 792
Carga de rotura	20 - 35	N/mm2	ASTM D 1457
Resistencia a la elongación	210 - 400	%	ASTM D 1457
Dureza (Shore D)	55 - 65	-	ASTM D 2240
Rigidez dieléctrica	55	kV/mm	ASTM D 149

Como podemos notar, la dureza del material varía entre 55 a 65 en la escala de Shore D. Para nuestro caso decidimos tomar la dureza media, la misma resulta ser 60. Para convertir esta dureza en MPa para poderla utilizar en la ecuación de Archard, utilizamos la siguiente ecuación (ver ecuación 4.6).

$$\text{Dureza en MPa} = e^{((\text{Shore D} + 50) \cdot 0,0235 - 0,6403)} \approx 7 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

Para el cálculo del área, tomamos la superficie de la torre más solicitada que es la que vemos en la figura 4-42.

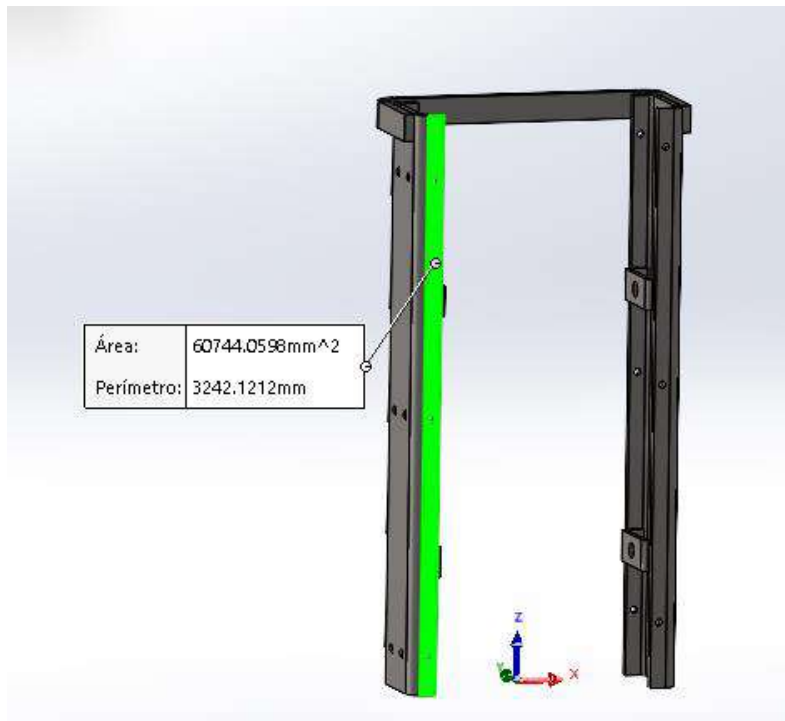


Figura 4-42: Área de superficie antidesgaste.

A modo de resumen, los valores a utilizar en el cálculo del espesor perdido por ciclo de trabajo son:

- Fuerza normal (W) = 8540.1 N
- Coeficiente de desgaste (K) = $2,5 \cdot 10^{-5}$
- Distancia recorrida (L) = 1000 mm
- Área (A) = 60744.06 mm^2
- Dureza del teflón (H) = 7 MPa

A partir de estos datos y reemplazando en las ecuaciones 4.4 y 4.5 obtenemos el espesor de material perdido por ciclo, que es de 0.5 micrones por ciclo, es decir, 2000 ciclos por milímetro. Este valor nos sirve para dimensionar la vida útil de este material de sacrificio y proponer un tiempo para su mantenimiento. Teniendo en cuenta que la frecuencia de utilización de este equipo es baja, es decir, solo cuando algún equipo motor-bomba de la planta sale de servicio y necesita ser retirado, proponemos un espesor de sacrificio de 3mm lo que nos da una vida útil de 6000 ciclos, lo cual es más que suficiente para esta aplicación. Contando con el espesor de sacrificio, para dimensionar el espesor de la plancha a utilizar partimos de la condición que consumidos estos 3 milímetros la cabeza

del bulón de sujeción queda al ras de la superficie. Mencionado esto, se optó por utilizar un espesor de plancha de 12 milímetros como se puede ver en la figura 4-43.

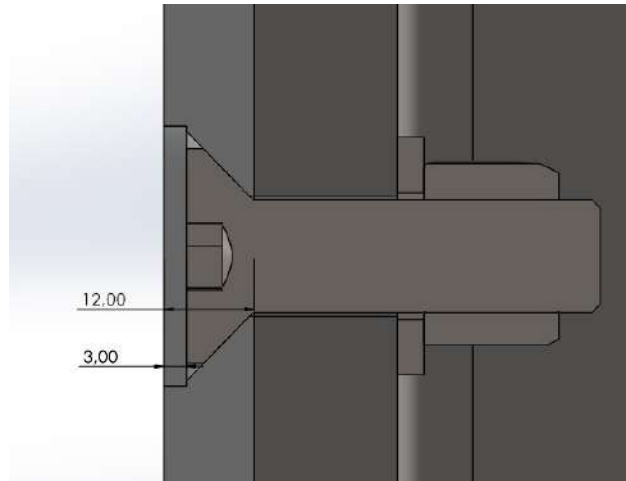


Figura 4-43: Posición de bulón de superficie antidesgaste.

Como observación final de esta pieza vemos que el peso total de esta es de 171,8 kg (sin tener en cuenta burlonería ni superficies antifricción). Realizado todo esto que validado este submódulo cuyo diseño final es diseño final se ve en la figura 4-44.



Figura 4-44: Diseño final torre interna.

4.2.2. Torre externa

Esta parte del equipo tiene la función de dar una superficie para apoyar la torre interna y también cumple con el cometido de ser la parte vinculante entre no solo los actuadores de elevación y la torre interna sino también con chasis mediante los actuadores de nivelación e inclinación.

Teniendo en cuenta que una de las funciones está la de actuar como guía de la torre interna y, además, es la encargada de transmitir los esfuerzos impuestos por la torre interna al chasis mediante los actuadores antes mencionados, para su diseño comenzamos partiendo de una chapa de espesor es de $\frac{1}{2}$ ", donde el proceso para determinarlo será explicado más adelante, y de longitud 1425mm la cual será plegada obteniendo una forma como la que se puede observar en la figura 4-45.

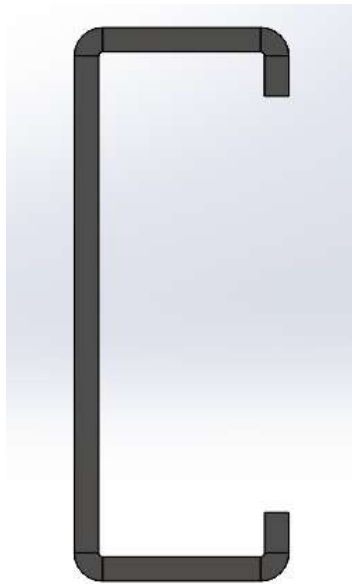


Figura 4-45: Perfil torre externa.

Se optó por utilizar un largo de 1425mm ya que necesitábamos contener a la torre interna pero también buscar un compromiso entre rigidez y el peso de este conjunto.

El próximo elemento diseñado es el refuerzo superior, que tiene como principales funciones las de unir los dos perfiles, aportando rigidez a la estructura. Para diseñar esta pieza se realizó el plegado de una chapa en forma de C, en las cuales sus extremos se unen con las paredes exteriores de los tirantes definiendo así la forma de torre.

Pasando al soporte intermedio que cumple con la necesidad de dar una superficie donde soldar dos planchuelas de $\frac{1}{2}$ " de espesor con una perforación que sirven para vincular este módulo con los actuadores elevadores.

La parte más baja comparte la misma funcionalidad que el soporte que se describió en el párrafo anterior, pero con la diferencia de que vincula un par de actuadores al chasis. Por último, soldamos unas orejas a los costados del perfil que permiten la inclinación del conjunto motor-bomba.

Ensamblando todas las partes que se describieron en párrafos anteriores llegamos al siguiente modelo en SolidWorks que se ve en la figura 4-46.

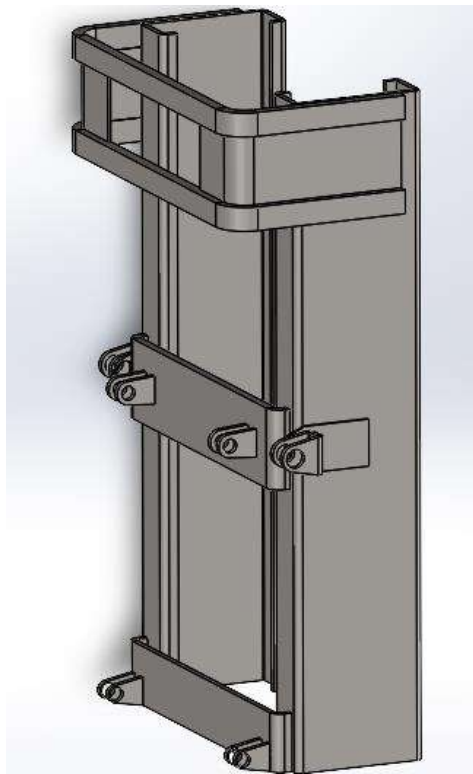


Figura 4-46: Diseño torre externa.

Para validar este diseño, se realizó una simulación de un caso estático en el cual todas las partes que intervenían se optó para que sean de un acero comercial SAE 1020. Las condiciones de borde que establecieron fueron unas sujeciones fijas en donde van los actuadores elevadores y niveladores que van vinculados al chasis. Las fuerzas se encuentran ubicadas en los soportes de los actuadores de manera vertical teniendo en cuenta todo el peso del equipo hasta ahora dimensionado tal como se ve en la figura 4-47.

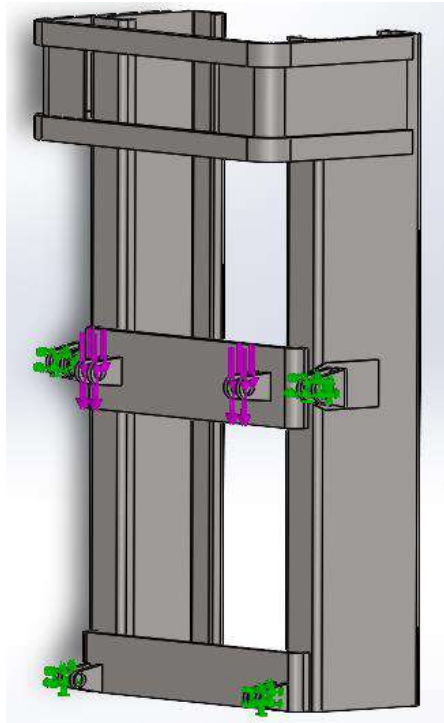


Figura 4-47: Fijaciones y aplicación de fuerzas.

Para establecer los espesores mencionados de las partes de esta torre se siguió un procedimiento similar a la de la pieza anterior en la cual se realizó un estudio de diseño con los mismos objetivos:

- Tensiones máximas menores límite elástico del material.
- $FOS > 3$
- Desplazamientos menores a un milímetro en cualquier dirección.

Para la simulación se validador las dos situaciones, carga en posición vertical y carga en posición horizontal. Para la primera, se aplica la una fuerza de 17658N en la zona de los actuadores elevadores como se ve en la figura 4-48.

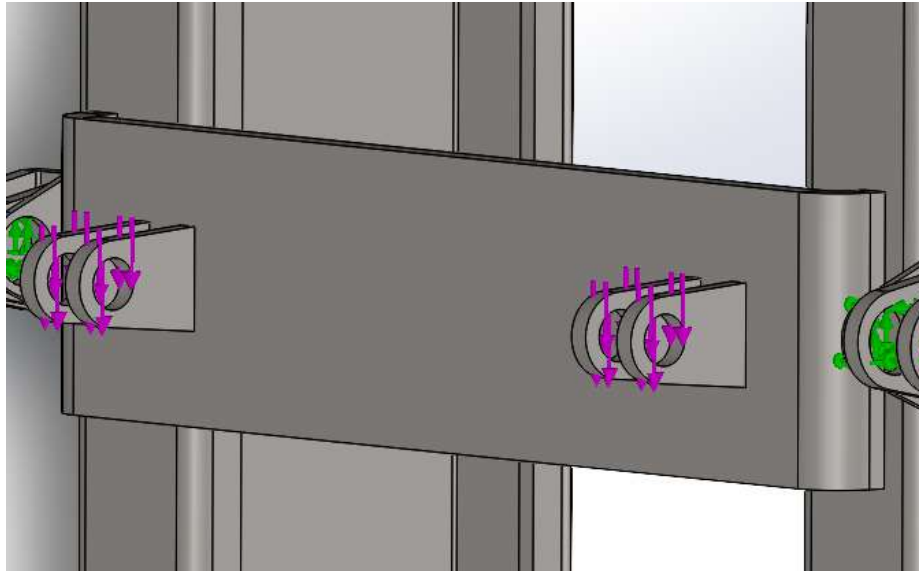


Figura 4-48: Aplicación de fuerzas para situación con carga vertical.

En tanto a las caras internas de la torre, la fuerza normal ejercida por las caras externas de la torre interna es muy pequeña por lo que se desprecia en esta situación. Con todo lo mencionado, los resultados obtenidos son los que se pueden observar en la figura 4-49.

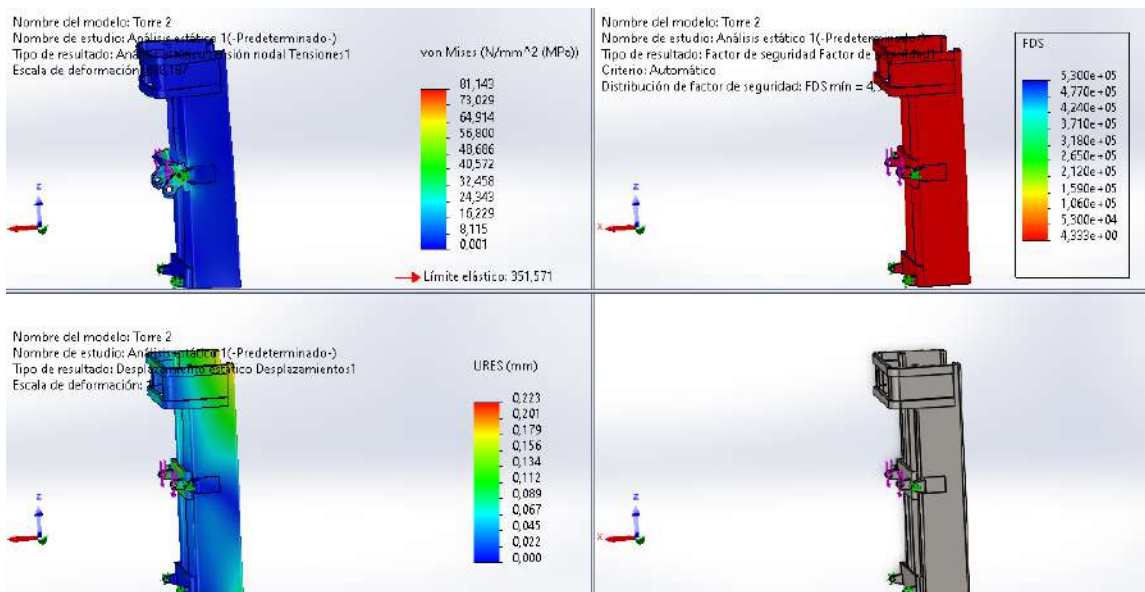


Figura 4-49: Resultados simulación con carga vertical.

Como resumen de la imagen anterior se tiene que:

- $\sigma_{VM} \approx 99 \text{ MPa}$ y siendo el $\sigma_{adm} \approx 117,3 \text{ MPa}$ por lo tanto, verifica.
- El mínimo FDS en toda la simulación es mayor a 3.
- Las deformaciones llegan a $\frac{1}{4}$ mm por lo que resulta aceptable.

Para el segundo caso, el horizontal, aplicamos la carga sobre las paredes interiores de la torre externa y manteniendo las sujeciones de la simulación anterior tal como se muestra en la figura 4-50.

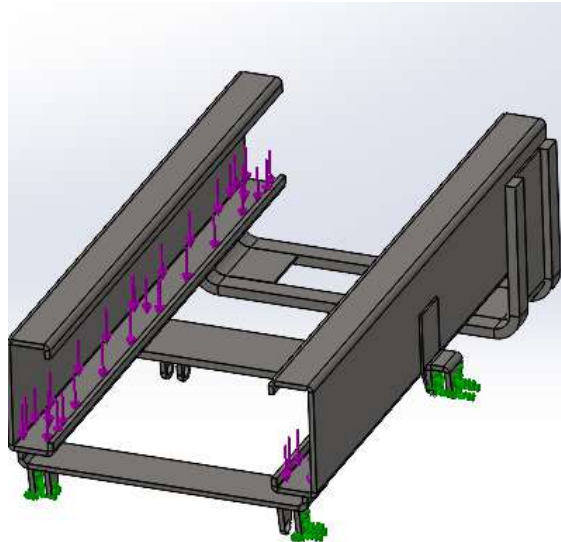


Figura 4-50: Aplicación de cargas situación con carga horizontal.

Los resultados obtenidos se pueden ver en la figura 4-51.

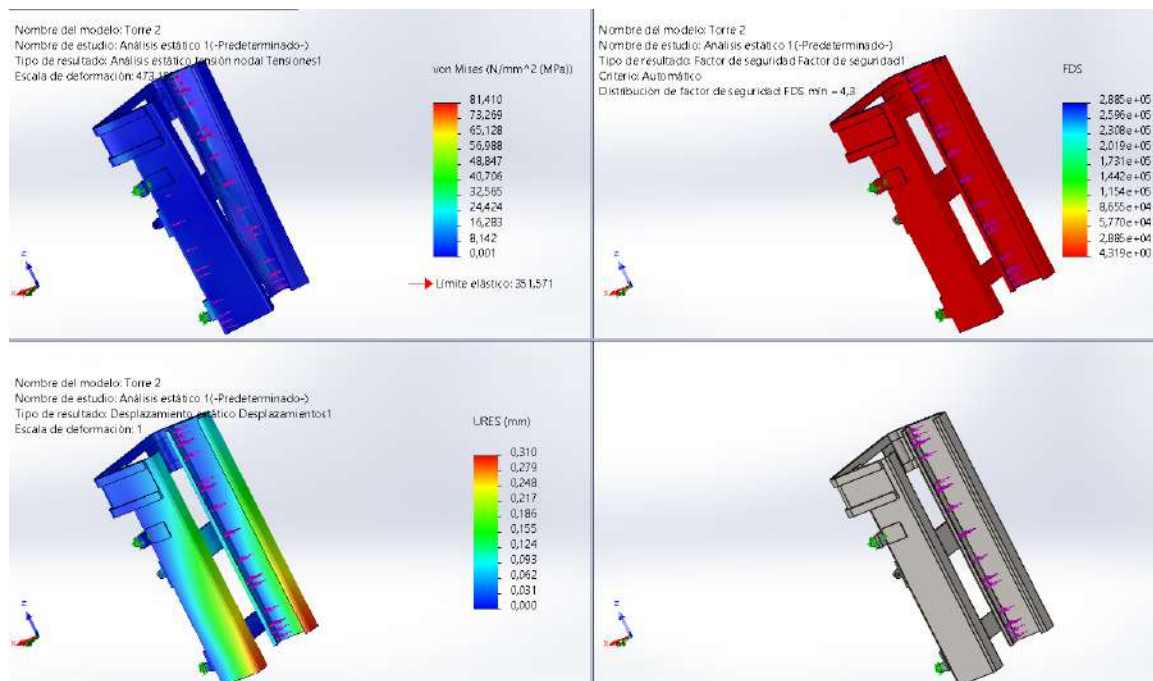


Figura 4-51: Resultados simulación con carga horizontal.

Como resumen de la imagen anterior se tiene que:

- $\sigma_{VM} \approx 82 \text{ MPa}$ y siendo el $\sigma_{adm} \approx 117,3 \text{ MPa}$ por lo tanto, verifica.
- El mínimo FDS en toda la simulación es mayor a 3.
- Las deformaciones llegan aproximadamente a 1/3 mm por lo que resulta aceptable.

Como observación de este sub modulo dejamos el peso total de esta parte siendo el mismo de 221 kg. Por último, agregamos un renderizado del diseño final de esta sección en la figura 4-52.



Figura 4-52: Diseño final torre externa.

4.2.3. Actuadores

Los actuadores cumplen la función de elevar la torre interna desde su posición de reposo hasta su altura máxima, soportando y moviendo la carga. Se optó por un modelo de doble efecto no solo por su simplicidad a la hora de encontrar repuestos sino también porque nos brinda más control en el movimiento de la carga, ya sea a la hora del ascenso y descenso. Los cilindros se obtuvieron a través de la búsqueda en el catálogo de Bosch Rexroth. Y se decidió utilizar el modelo CDH1 que es como el que se ve en la figura 4-53.



Figura 4-53: Actuador Bosh CDH1.

El motivo por el cual se optó por utilizar este modelo fue su variedad de opciones para su anclaje. Según nuestro diseño de torre, para la parte superior necesitamos una unión pasante roscado macho y en la parte inferior necesitábamos un anclaje el cual permita el pasaje de un perno para su posterior sujeción. Este modelo cuenta lo demandado para la parte superior y, además, para la parte inferior contamos con un accesorio denominado por el fabricante como “Plain clevis CSA”, el mismo lo podemos ver en la figura 4-54.

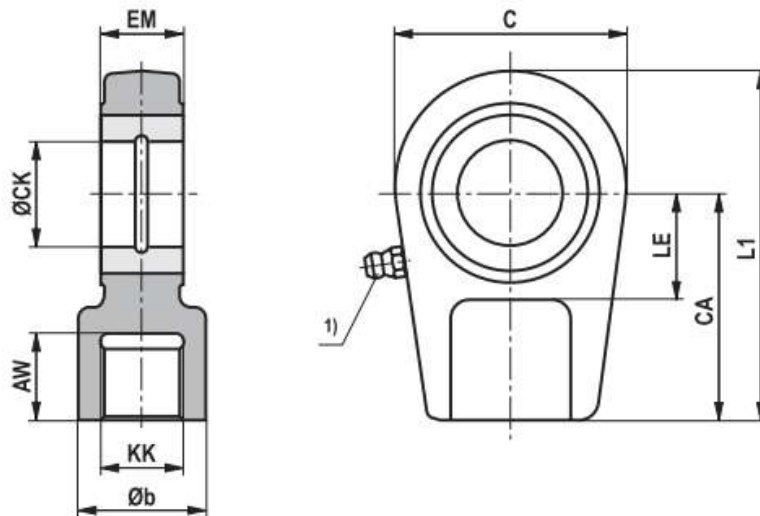


Figura 4-54: Plain clevis CSA.

Los datos más importantes del modelo mencionado los extrajimos del catálogo que se encuentra en el anexo 7.2 y a modo de resumen los agrupamos en la tabla 4-13.

Tabla 4-13: Datos de actuador.

Presión	100	bar				
Diámetro pistón (mm)						
40	50	63	80	100	125	140
Área pistón (mm2)						
1256,64	1963,50	3117,25	5026,55	7853,98	12271,85	15393,80
Fuerza (kN)						
12,57	19,63	31,17	50,27	78,54	122,72	153,94
Diámetro vástago (mm)						
22-28	28-36	36-45	56-70	70-90	90-100	100-110
Max velocidad de carrera (m/seg)						
0,31	0,2	0,28	0,18	0,2	0,2	0,16

Como primera instancia, se dimensionan los actuadores en base al peso y la velocidad que se quiere tener para realizar la maniobra en cuestión. Se partió de los siguientes datos para el dimensionamiento:

- Masa del conjunto bomba-motor: 1500 kg
- Masa del soporte: 241,1 kg
- Masa de la torre interna: 181,3 kg
- Un tiempo de aceleración de 0,5 segundos
- Distancia a elevar 70 cm
- Cantidad de actuadores 2
- Velocidad promedio de los actuadores Rexroth: 0.2 m/seg

Dividimos el movimiento de elevación en dos partes, una con aceleración y otra con velocidad constante. Para el primero contamos con los siguientes datos.

- $t_1 = 0.1 \text{ seg}$
- $m = 1922.36 \text{ kg}$

Con estos datos planteamos las ecuaciones de un movimiento rectilíneo uniformemente variado (ver ecuaciones 4.7 y 4.8).

$$a = \frac{v_f}{t} = \frac{0.2 \frac{m}{s}}{0.1 \text{ seg}} = 2 \frac{m}{s^2} \quad (4.7)$$

$$y = \frac{1}{2} a t_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \frac{m}{s^2} \cdot (0.1 \text{ seg})^2 = 0.01 \text{ m} \quad (4.8)$$

Con esta distancia recorrería con aceleración, podemos calcular la distancia recorrida a velocidad de trabajo la cual es 0.69 m. El tiempo total de operación lo calculamos de la siguiente manera (ver ecuación 4.9).

$$t_{total} = t_1 + t_2 = 0.1 \text{ seg} + \frac{0.69 \text{ m}}{0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 3.55 \text{ seg} \quad (4.9)$$

Para obtener la presión y caudales necesarios para mover el conjunto motor-bomba se siguió la siguiente metodología. Se planteó que la potencia necesaria para mover el equipo era igual al producto de la velocidad máxima del actuador y las sumas de las fuerzas, siendo estas el peso del equipo, la fuerza para acelerarlo verticalmente y la fricción (ver ecuación 4.10).

$$Potencia = (F_{\text{peso}} + F_{\text{elevacion}} + F_{\text{friccion}}) v_{\text{max}} \quad (4.10)$$

Simplificamos la fricción debido a que se colocó una superficie con bajo coeficiente de rozamiento y entendimos que la misma en comparación de las otras fuerzas sería despreciable (ver ecuación 4.11, 4.12 y 4.13).

$$Potencia = (F_{\text{peso}} + F_{\text{elevacion}}) v_{\text{max}} \quad (4.11)$$

$$Potencia = (m \cdot g + m \cdot a) v_{\text{max}} \quad (4.12)$$

$$Potencia = (1922,36 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1922,36 \text{ kg} \cdot 2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4,5 \text{ KW} \quad (4.13)$$

Para calcular tanto presión como caudal es necesario el diámetro del pistón por lo cual en base a las fuerzas que este soportaría, la cual es igual a $F_{\text{act}} = (F_{\text{peso}} + F_{\text{elevacion}}) \cdot 0,5$. Si vemos la tabla 4-13, podemos notar que el pistón de 40 milímetros de diámetro ya verifica esta condición, pero se optó por el de diámetro de 50 milímetros ya que consideramos posibles expansiones a equipos de mayor peso.

Ya elegido el diámetro del pistón, pasamos a calcular la presión que necesitara la bomba para impulsar este movimiento (ver ecuación 4.14).

$$P_{\text{bomba}} = \frac{F_{\text{act}}}{A_{\text{piston}}} = \frac{\frac{(F_{\text{elevacion}} + F_{\text{peso}})}{2}}{\left(\pi \cdot \frac{\phi^2}{4}\right)} = 57,81 \text{ Bar} \quad (4.14)$$

Ahora para calcular el caudal necesario para llenar las 2 cámaras de los cilindros, con el tiempo para realizar la maniobra, el área del pistón y la carrera total de estos obtenemos (ver ecuación 4.15).

$$Q_{\text{bomba}} = n \frac{\text{Volumen}}{t_{\text{total}}} = n \frac{A_{\text{piston}} \cdot \text{carrera}}{t_{\text{total}}} = 46,46 \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad (4.15)$$

Verificamos los resultados con la potencia obtenida en pasos anteriores (ver ecuación 4.16).

$$Potencia = P_{bomba} \cdot Q_{bomba} \approx 4,5 \text{ KW (4.16)}$$

A modo de resumen, los resultados obtenidos los podemos observar en la tabla 4-14.

Tabla 4-14: Resultados obtenidos actuador elevador.

Fuerzas y Potencias por actuador		
Fuerza peso	18,86	kN
Fuerza levantar	3,84	kN
Fuerza total	22,70	kN
Potencia	4,5	kW
Diam pist	0,05	m
Área pistón	0,001963495	m ²
Presión bomba (MPa)	5,8	MPa
Presión bomba (Bar)	57,81	Bar
Volumen	0,00137	m ³
Caudal p/actuador	0,00039	m ³ /seg
Caudal p/actuador	23,23	L/min
Caudal total	46,46	L/min

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, el código del actuador seleccionado es.

CD	H1	MP3	/	50	/	36	/	700	A	3X	/	M	1	1	U	S	W
----	----	-----	---	----	---	----	---	-----	---	----	---	---	---	---	---	---	---

4.3. Chasis

En este apartado, según lo indica el título, se va a desarrollar el módulo correspondiente al chasis. Sus principales objetivos son el de vincular los módulos anteriormente descritos, soportar la central hidráulica encargada de energizar a los actuadores y también, permitir la traslación de los elementos mencionados gracias a un motor impulsado a baterías, todo lo mencionado se desarrollará en los párrafos siguientes. Se encuentra compuesto de los siguientes elementos:

- Eje.
- Cilindros inclinación.
- Central hidráulica.
- Bastidor.
- Propulsión.

El peso total del conjunto es de 1000 kilogramos. A lo largo de esta sección se explicará cómo se arribó a este valor con las adiciones de los respectivos pesos de las distintas partes. Se logro obtener un ángulo máximo de inclinación de 8° respecto al chasis, lo que permite que la carga quede en posición casi horizontal y poder hacer algunas intervenciones menores sobre el chasis sin necesidad de colocarla en una mesa de trabajo. En las figuras 4-55 y 4-56 podemos observar su diseño final, sus partes serán desarrolladas a continuación.



Figura 4-55: Chasis isometría frente.



Figura 4-56: Chasis isometría trasera.

4.3.1. Eje

En este apartado, según lo indica el título, se va a desarrollar el submódulo de eje. Su función principal es vincular el chasis con el suelo y es uno de los encargados de permitir el desplazamiento lineal. Se encuentra compuesto de los siguientes elementos:

- Redondo.
- Punta de eje.
- Masa.

Es el nexo entre el módulo elevación y el suelo, este en sus extremos tiene vinculados a él un sistema de punta de eje y masa montada sobre rodamientos que junto a unas ruedas permite su traslación. En la figura 4-57 podemos observar su diseño final, sus partes serán desarrolladas a continuación.

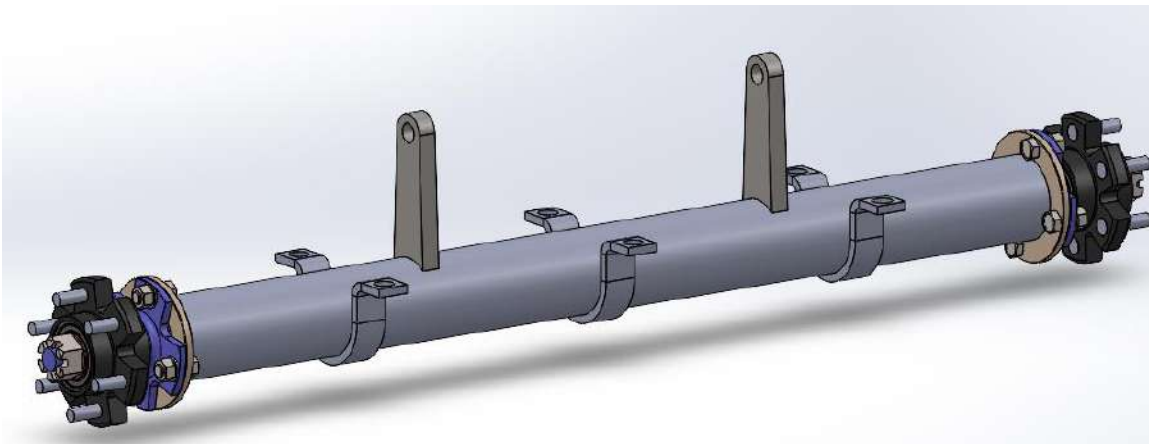


Figura 4-57: Diseño eje.

Primero arrancamos dimensionando el eje propiamente dicho, para usaremos un caño redondo. Este tiene como fin dos propósitos, el primero ser la estructura portante de uno de los sistemas de traslación y de los módulos soporte y elevación, el segundo es justamente el de vincular los módulos mencionados con el chasis mediante unos soportes que se comentaran párrafos abajo.

Para empezar a dimensionar el redondo se debió realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar los apoyos de este para luego mediante el método de las secciones para determinar el lugar donde se daba el momento máximo y tomar este como referencia para el dimensionamiento. El desarrollo matemático de lo comentado se encuentra en el anexo 7.1.4. En la tabla 4-15 podremos ver algunos datos de entrada, como la masa, el largo del eje y la distribución de pesos, y también algunos resultados de cálculos como las reacciones en los apoyos.

Tabla 4-15: Datos de entrada cálculo de diámetro de eje.

Sección transversal bastidor		
Masa	1566	kg
Peso del equipo	15362,46	N
Distribución del peso	7681,23	N
Largo del eje	1570	mm
Reacción en y (pto A)	2400,38	N
Reacción en y (pto B)	10561,69	N
Reacción en y (pto C)	2400,38	N

Mediante los cálculos mencionados, podemos obtener las fuerzas de corte y los momentos flectores que se dan a lo largo del eje, los mismos se pueden ver en la figura 4-58 y 4-59.

**Figura 4-58:** Grafico de corte.**Figura 4-59:** Grafica de momentos.

Tomando de la gráfica el valor del momento flector máximo. Obteniendo los datos del material y el FOS a utilizar calculamos la tensión admisible, los resultados los podemos observar en la tabla 4-16.

Tabla 4-16: Selección de material.

Selección de material		
Momento mayor	1130581	Nmm
Material	ASTM A53	
FOS	3	
Limite	240	MPa
Tensión adm	80	MPa
Tensión flex	30,09	N/mm2

Utilizando el catálogo de tubos obtenemos una serie de diámetros y espesores comerciales cuyo material es ASTM A53. En función de estos valores, calculamos las tensiones de flexión para compararlas con la tensión admisible. Decidimos acotarnos a utilizar los diámetros que se muestran en la tabla 4-17 cuyas tensiones se referencian en la tabla 4-18.

Tabla 4-17: diámetros a utilizar.

Diámetro [mm]	Espesor Laminado en Caliente [mm]			
101,6	1,6	2	2,5	3,2
114,3	1,6	2	2,85	3,2
127	1,6	2	2,85	3,2

Tabla 4-18: Tensiones debido a flexión en función del diámetro y espesor del caño.

Tensión flex [MPa]	91,38	73,98	60,07	47,92
	71,83	58,07	41,68	37,46
	57,93	46,79	33,50	30,09

Teniendo en cuenta la tensión admisible, decidimos utilizar el caño de diámetro 127mm cuyo espesor es de 3.2mm y su tensión debido a flexión es de 55.16 MPa la cual es inferior a la tensión admisible.

Teniendo dimensionado el diámetro, pasamos a diseñar la vinculación de este a las puntas de eje. Esto lo logramos utilizando una brida de ½ pulgadas como la que se observa en la figura 4-60.

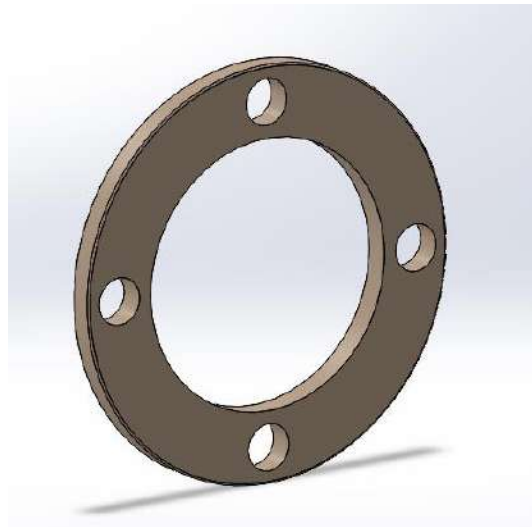


Figura 4-60: Brida.

Esta mediante sus cuatro perforaciones se abulona a la punta de eje y se encuentra soldado en su perímetro interior al eje. Por último, debemos diseñar los soportes de este al chasis y los soportes que lo van a vincular al módulo de elevación. Para el primero se pensó una chapa plagada de espesor $\frac{1}{2}$ pulgadas de forma tal que es concéntrica al eje para luego soldarla, en sus extremos tiene unos agujeros para poderlas vincular al chasis. La forma de estas es como la que se ve en la figura 4-61.

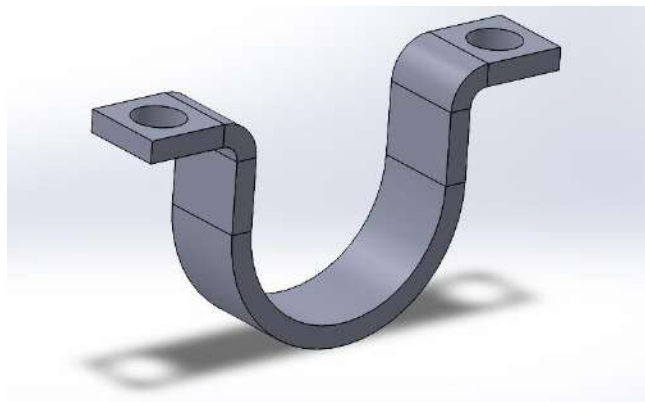


Figura 4-61: Soporte eje.

Para la vinculación con el módulo de elevación se diseñaron un ojal de 28 milímetros, su forma es como la que se observa en la figura 4-62.

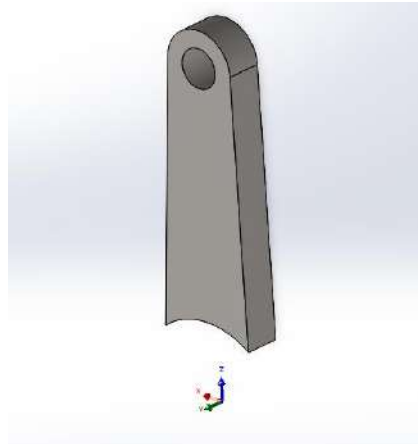


Figura 4-62: Ojal de sujeción.

Ensamblado este conjunto, pasamos a validarlo mediante una simulación estática. Primero aplicamos el material, el cual es para todo SAE 1020. Luego definimos los puntos de sujeciones y cargas, los cuales los podemos ver en la figura 4-63.

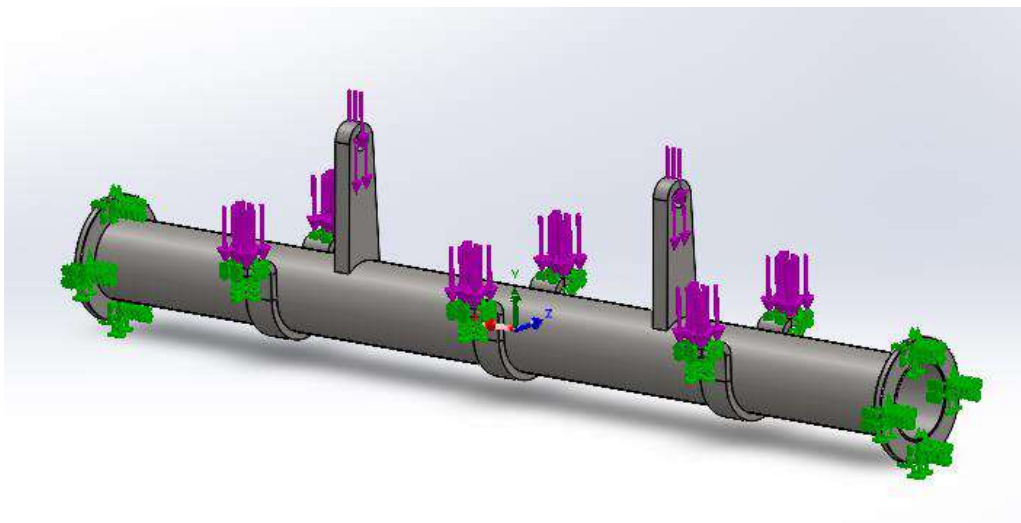


Figura 4-63: Puntos de sujeción y aplicación de cargas.

Para las fuerzas actuantes en los ojales, se utilizó la fuerza ejercida por el conjunto motor-bomba, modulo soporte y modulo elevación, la misma se supuso de 2000kg. Además, los soportes del eje se aplicaron una fuerza que simula ser el peso del chasis, la misma se supuso de 500kg. Los resultados obtenidos fueron los que se muestran en la figura 4-64.

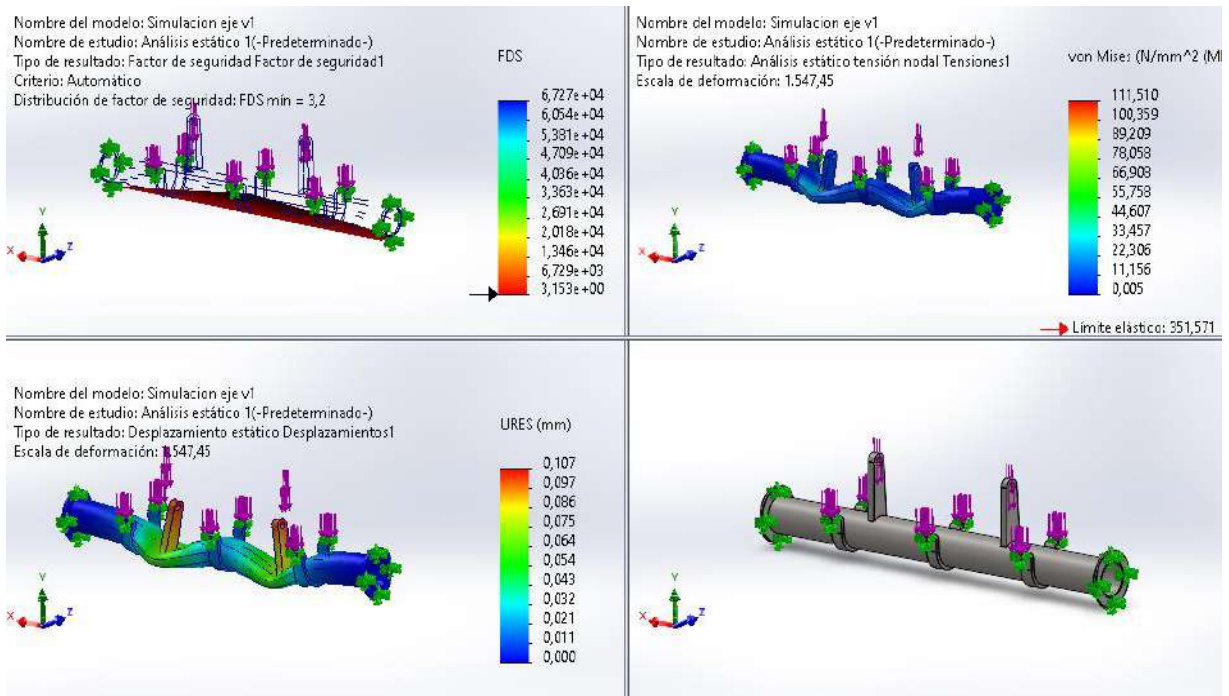


Figura 4-64: Resultados simulación conjunto eje.

Vemos que en ambos casos las tensiones de Von Mises está muy por debajo del límite elástico del material, las deformaciones son muy pequeñas no alcanzando el milímetro y, además, el factor de seguridad en ambos casos está muy por encima de tres por lo que concluimos que esta estructura soportara la carga impuesta con creces. Además, para validar lo calculado analíticamente en el caso del eje, hacemos una identificación de los resultados de la simulación sobre el eje obteniendo los resultados que se ven la figura 4-65.

	Valor	Unidad
Suma:	69.166,047	N/mm ² (MPa)
Avg	9,221	N/mm ² (MPa)
Máx.	43,776	N/mm ² (MPa)
Mín.	0,299	N/mm ² (MPa)
Valor RMS (media cuadrática)	11,861	N/mm ² (MPa)

Figura 4-65: Resultados simulación eje.

Los cuales validan los calculado analíticamente, con esto damos por terminado el diseño del eje.

La siguiente parte por diseñar es la punta de eje es uno de los elementos críticos que tiene el conjunto ya que, junto a la masa, son las partes que transmiten los esfuerzos del eje al suelo. Esta parte, en uno de sus extremos se abulona a la brida del eje quedando solidario a él, y en el otro extremo consta de una rosca que apretaría la masa contra este.

En la zona central de este eje, irán montados dos rodamientos cuyas pistas internas quedan ajustadas a este y las externas giran permitiendo el movimiento de la masa y por ende de la rueda. Para determinar el diámetro mínimo del eje que soportara la carga partimos utilizando los datos que se muestran en la tabla 4-19.

Tabla 4-19: Datos para dimensionar punta de eje.

Sección transversal bastidor		
Masa chasis	500	kg
Masa de bomba	1500	kg
Masa del soporte	241,1	kg
Masa torres	377,26	kg
Peso del equipo	12843,06	N
Distribución del peso	116755,05	N/m
Largo de eje	110	mm
Reacción en y (pto A)	12843,06	N
Reacción momento (pto A)	706,37	Nm

Con estos datos, tratando el caso como una viga empotrada en voladizo, calculamos el diámetro mínimo requerido a flexión y al corte mediante los desarrollos que se encuentra en el anexo 7.1.5. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4-20 y en la tabla 4-21.

Tabla 4-20: Resultados de dimensionamiento a flexión.

Dimensionamiento a flexión		
Momento mayor	706368	Nmm
Material	SAE 4130	
FOS	3	
Limite fluencia	460	MPa
Tensión adm	153,33	MPa
Diam min	36,07	mm

Tabla 4-21: Resultados de dimensionamiento al corte.

Verificación al corte		
Cizallamiento	12843,06	N
Material	SAE 4130	
FOS	3	
Limite fluencia	265,5811238	MPa
Tensión adm	88,53	MPa
Diam min	13,59	mm

Vemos que el diámetro mínimo a utilizar es de 36.07 milímetros. El siguiente punto es seleccionar son los rodamientos por utilizar, estos se seleccionaron en funciona a la carga que tenemos en juego que es de 26 kN y el diámetro mínimo que debe tener el eje. Se termino por optar por el modelo 6310-2RS1, algunos parámetros de este se pueden ver en la figura 4-66.

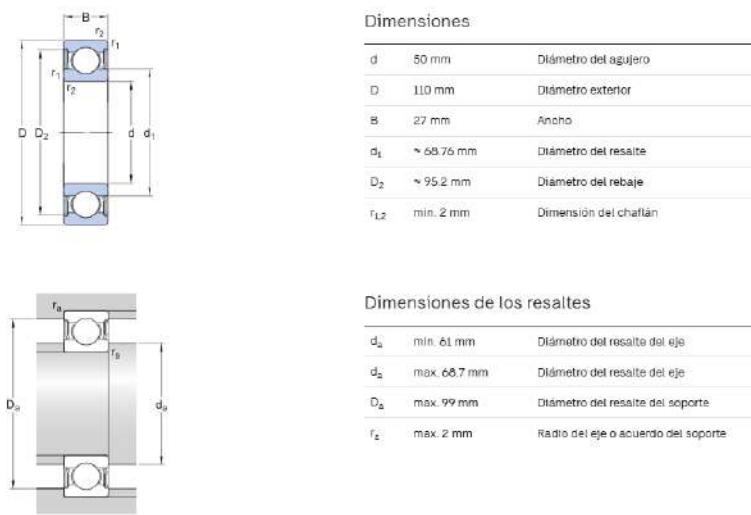


Figura 4-66: Datos rodamiento 6310-2RS1.

Seleccionado el rodamiento, pasamos a diseñar la pieza. En uno de sus extremos debe vincularse al eje y en el otro tener una rosca para poder apretar la masa. El diseño de este es como el que se muestra en la figura 4-67.

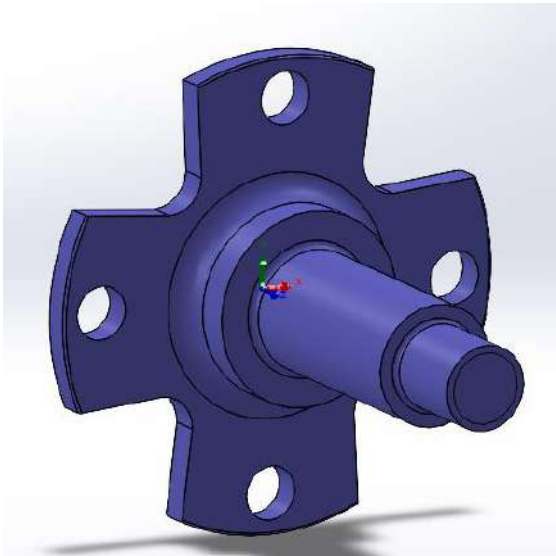


Figura 4-67: Diseño punta de eje.

Para validar este diseño, teniendo en cuenta su forma, se optó por realizar una simulación estática. Para esto se le aplica una fuerza 13000 Newtons y se lo fija tal como podemos observar en la figura 4-68.

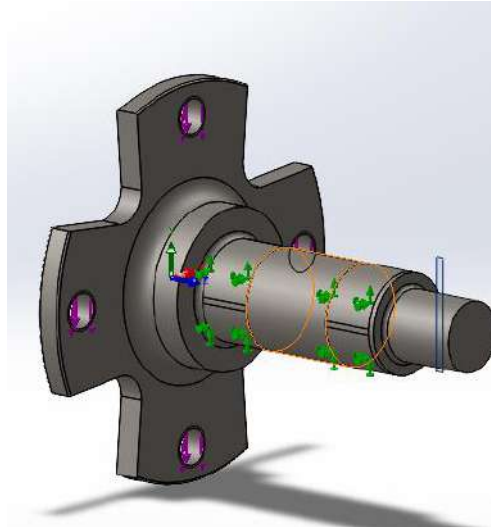


Figura 4-68: Aplicación de fuerzas y sujeciones.

Decidimos aplicar la fuerza sobre las perforaciones de los tornillos que vinculan a ese con el eje y fijarlo en las superficies de apoyo de los rodamientos. Los resultados obtenidos son los que se ven la figura 4-69.

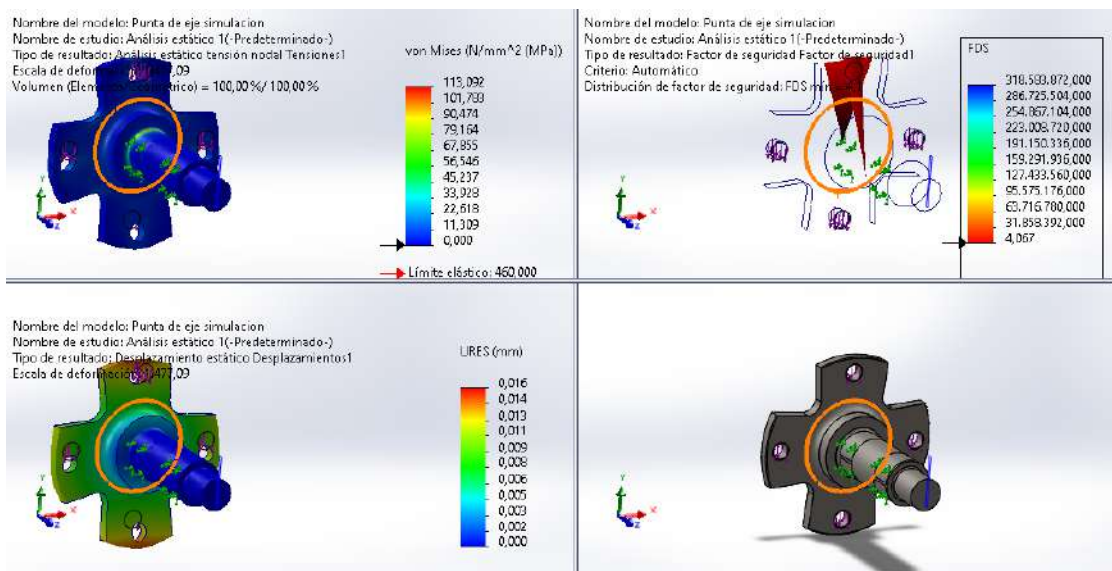


Figura 4-69: Resultados simulación punta de eje.

Vemos que las tensiones de Von Mises está muy por debajo del límite elástico del material, las deformaciones son muy pequeñas no alcanzando el milímetro y, además, el

factor de seguridad está muy por encima de tres por lo que concluimos que esta pieza soportara la carga impuesta sin ningún tipo de inconvenientes.

Por último, pasamos diseñar y dimensionar la masa. Como se mencionó, este elemento es uno de los encargados de transmitir las fuerzas del sistema al suelo y, además, es el encargado de permitir la rotación de la rueda. Teniendo en cuenta los rodamientos utilizados, el diámetro externo de estos es de 110 milímetros, partiendo de esta medida y del largo de la punta de eje el ancho del cubo donde trabajarán los rodamientos. Luego quedo definir el tipo de centro de llanta a utilizar para determinar el resto de la forma de la masa. Analizando las opciones comerciales existentes para este tipo de cargas, se utilizan centros de 6 agujeros cuya fijación es mediante un sistema esparrago-tuerca. En función de la carga a soportar, se seleccionó un esparrago comercial de 20 milímetros de diámetro, este en una de sus puntas tiene un cono ranurado que se clavara en el alojamiento de la masa impidiendo el giro del esparrago. El diseño al que se llegó es el que se muestra en la figura 4-70.

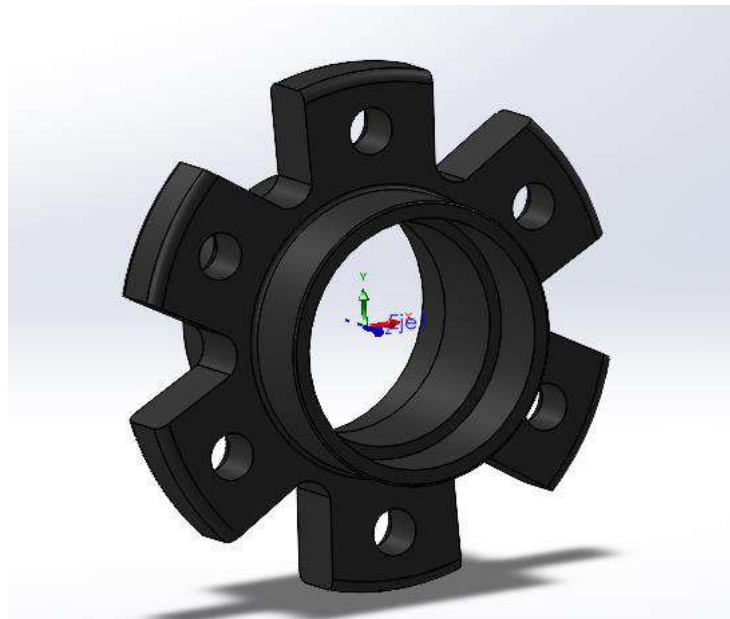


Figura 4-70: Diseño masa.

Para validar este diseño, decidimos realizar una simulación ya que por la forma que tiene es difícil aproximar su validación mediante un modelo analítico. El material seleccionado fue fundición maleable. Se le aplica una fuerza de 13000 Newtons en la zona donde trabajan los rodamientos y se aplican fijaciones en los agujeros de los espárragos, tal como se muestra en la figura 4-71.

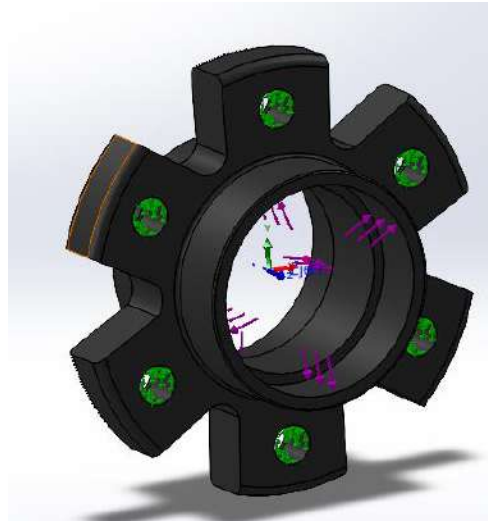


Figura 4-71: Aplicación de cargas y sujeciones.

Los resultados obtenidos fueron los que se muestran en la figura 4-72.

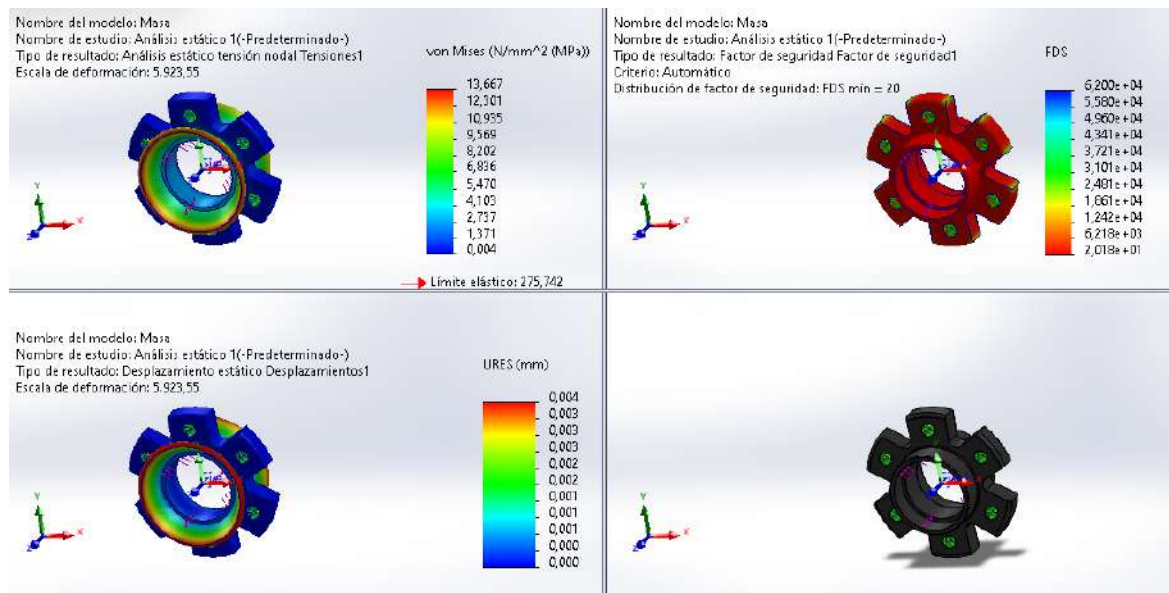


Figura 4-72: Resultados simulación masa.

Vemos que las tensiones de Von Mises está muy por debajo del límite elástico del material, las deformaciones son muy pequeñas no alcanzando el milímetro y, además, el factor de seguridad está muy por encima de tres por lo que concluimos que esta pieza soportara la carga impuesta sin ningún tipo de inconvenientes.

4.3.2. Actuadores inclinadores

Todos los movimientos de elevación e inclinación en este equipo serán realizados por medios hidráulicos. Se constará de un par de actuadores de elevación para posicionar las uñas de elevación en las orejas del soporte que envuelve al motor y por otro lado los actuadores de inclinación que permiten llevar la carga de un plano vertical a uno casi totalmente horizontal.

Los cilindros de elevación se describieron y detallaron sus cálculos para dimensionamiento en la sección de la torre externa. Ahora los que cumplen la función de inclinar el conjunto motor-bomba se encuentran parte anclados a la torre externa y también a la estructura del bastidor hecha de todos caños estructurales de sección rectangular.

Se optó como primera instancia usar los mismos actuadores que los de elevación, con la leve salvedad de que el recorrido iba a variar y que había que sumarle el peso de la torre externa completa lo que trae como consecuencia unas variaciones en los caudales y presiones necesarias para conseguir el objetivo. Se siguió la misma metodología que para el dimensionamiento de los actuadores elevadores, pero modificando algunos datos.

- Masa del conjunto bomba-motor: 1500 kg
- Masa del soporte: 241,1 kg
- Masa de la torre interna y externa: 377.3 kg
- Un tiempo de aceleración de 0,1 segundos
- Distancia a elevar 100 cm
- Cantidad de actuadores 2
- Velocidad promedio de los actuadores Rexroth: 0.2 m/seg

A modo de resumen, los resultados obtenidos los podemos observar en la tabla 4-22.

Tabla 4-22: Resultados dimensionamiento actuador inclinador.

Fuerzas y Potencias por actuador		
Fuerza peso	20.78	kN
Fuerza levantar	4.24	kN
Fuerza total	25.02	kN
Potencia	5.0	kW
Diam pist	0.08	m
Área pistón	0.005026548	m ²
Presión bomba (Bar)	24.89	Bar
Caudal total	119.44	L/min

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, el código del actuador seleccionado es.

CD	H1	MP3	/	80	/	56	/	1000	A	3X	/	M	1	1	C	G	U	M	W
----	----	-----	---	----	---	----	---	------	---	----	---	---	---	---	---	---	---	---	---

La hoja de datos de este se encuentra en el anexo 7.2.

4.3.3. Central hidráulica

En esta sección se realizará el diseño completo del sistema hidráulico. Esto incluye selección de válvulas, bomba, depósito de aceite y componentes adicionales que sean necesarios para garantizar el funcionamiento del equipo. Este será el encargado de realizar los movimientos de elevación e inclinación del equipo, la alimentación del equipo será por medio de la red eléctrica del predio tomada de los tableros de fuerza tanto del taller de mantenimiento como del recinto donde se encuentran los equipos extraer.

Lo que primero se tuvo en cuenta para comenzar a diseñar el circuito, fueron los actuadores elevadores e inclinadores, los mismos se desarrollaron en párrafos anteriores. El próximo paso es seleccionar todos los elementos correspondientes a la central hidráulica. La central hidráulica está integrada por el depósito (con sus conexiones y tapas), colador de aspiración, motor, bomba, válvula limitadora de presión (o bomba de caudal variable), filtro de retorno con válvula by-pass, elementos indicadores, entre otros. El elemento más importante de la central hidráulica es la bomba. Se opta por seleccionar una bomba de caudal variable ya que estas adecuan su caudal instantáneamente a la demanda del sistema. Además de esto, son capaces de mantener la presión constante a través de toda la carrera de trabajo.

Desde el punto de vista del consumo energético, a igual caudal que una bomba de caudal fijo necesita una potencia de accionamiento menor. Para evitar seleccionar motor y bomba por separado, se decide elegir una unidad completa de motor-bomba.

Para poder seleccionar la unidad correcta necesitamos conocer el caudal necesario y la potencia del motor. Como primera medida se planteó cuál de los pares de actuadores requería un mayor consumo de aceite durante su funcionamiento, esto permitió ver que los cilindros inclinadores eran los que iban a definir esta sección, siendo que consumen aproximadamente 120L/min. Utilizando la tabla que nos brinda el proveedor Hyquip, el cual observamos en la figura 4-73, entrando con el caudal necesario, que es de 120L/min

y luego con la presión de trabajo, que es de 100 bares podemos determinar que bomba y que motor cumplen con los requerimientos establecidos.

Standard program incl. preferred types ABAPG-A10VSO, series 32

Frequency	50 Hz 1450 min ⁻¹									
Pump	q _v max in l/min	p _{max} in bar	Power in kW	Motor frame size	ABAPG					
					VEM	MKZ	HOY	MKZ	SIE	MKZ
A10VSO 45...32 DRS	62	78	11.0	160M	R901342822	A3	R901342824	A3	R901342825	A3
		118	15.0	160L	R901342818	A2	R901342819	A3	R901342820	A3
		157	18.5	180M	R901342831	A3	R901342832	A3	R901342833	A3
		193	22.0	180L	R901342827	A3	R901342828	A3	R901342829	A3
		276	30.0	200L	R901342834	A3	R901342835	A3	R901342836	A3
A10VSO 71...32 DRS	98	280	37.0	225S	R901342837	A3	R901342838	A3	R901342839	A3
		68	15.0	160L	R901342840	A3	R901342841	A3	R901342842	A3
		88	18.5	180M	R901342846	A3	R901342847	A3	R901342848	A3
		112	22.0	180L	R901342843	A2	R901342844	A3	R901342845	A3
		158	30.0	200L	R901342849	A3	R901342850	A3	R901342851	A3
		198	37.0	225S	R901342855	A3	R901342856	A3	R901342857	A3
		244	45.0	225M	R901342852	A3	R901342853	A3	R901342854	A3
A10VSO 100...32 DRS	138	280	55.0	250M	R901342858	A3	R901342859	A3	R901342860	A3
		57	18.5	180M	R901342864	A3	R901342865	A3	R901342866	A3
		72	22.0	180L	R901342861	A3	R901342862	A3	R901342863	A3
		101	30.0	200L	R901342867	A3	R901342868	A3	R901342870	A3
		129	37.0	225S	R901342874	A3	R901342875	A3	R901342876	A3
		160	45.0	225M	R901342871	A2	R901342872	A3	R901342873	A3
		196	55.0	250M	R901342877	A3	R901342878	A3	R901342879	A3
		273	75.0	280S	R901342883	A3	R901342884	A3	R901342885	A3
A10VSO 140...32 DRS	193	280	90.0	280M	R901342880	A3	R901342881	A3	R901342882	A3
		52	22.0	180L	R901342886	A3	R901342887	A3	R901342888	A3
		75	30.0	200L	R901342890	A3	R901342891	A3	R901342892	A3
		95	37.0	225S	R901342897	A3	R901342898	A3	R901342899	A3
		119	45.0	225M	R901342894	A3	R901342895	A3	R901342896	A3
		148	55.0	250M	R901342900	A3	R901342901	A3	R901342903	A3
		204	75.0	280S	R901342907	A3	R901342908	A3	R901342909	A3
		246	90.0	280M	R901342904	A3	R901342905	A3	R901342906	A3
	280	110.0	315S	R901342910	A3	R901342911	A3	R901342912	A3	

Figura 4-73: Datos equipo motor-bomba de central hidráulica.

Con los datos obtenidos, el modelo de conjunto a utilizar es.

ABAPG	-	A10VSO	100	DRS	V	S	B	30	CB	4	5	2	3	S	E	HOY
-------	---	--------	-----	-----	---	---	---	----	----	---	---	---	---	---	---	-----

La hoja de datos de este equipo se encuentra en el anexo 7.2. Los próximos elementos que debemos seleccionar para poder definir la central hidráulica son las válvulas direccionales. Disponemos de 2 válvulas de 4 vías y 3 posiciones, ambas serán de accionamiento manual, con retorno a resortes y su centro será tipo cerrado. Las mismas son de la marca Bosch modelo WMM como la que muestra en la figura 4-74.



Figura 4-74: Válvula direccional.

El código de esta se observa a continuación.

H	-	4	WMM	16	D	7X		QM0G24		*
---	---	---	-----	----	---	----	--	--------	--	---

La hoja de datos de este se encuentra en el anexo 7.2. Ahora se selecciona las válvulas estranguladoras de caudal, estas tienen el fin de cuando en las uñas carguen el motor-bomba y comience la carrera de descenso, limitar la velocidad de salida de aceite de la cámara de presión cuando este baje con la ayuda de la gravedad. La misma es de la marca Toresa modelo VRCT, la misma la podemos observar en la figura 4-75.



Figura 4-75: Válvula estranguladora de caudal.

El código de esta es:

VRCRT	B	-	M	3/4"
-------	---	---	---	------

Su hoja de datos se encuentra en el anexo 7.2. Otro de los elementos de vital importancia para el correcto funcionamiento del sistema hidráulico es el filtro. Los filtros permiten separar todas las impurezas que se encuentren en el circuito antes de regresar al tanque. Es fundamental seleccionar el filtro del tamaño adecuado para evitar que el aceite tenga un retorno demasiado restringido a tanque. Del catálogo Parker se selecciona un filtro cuya capacidad de filtrado es de 7 micrones y con un caudal máximo de 250 L/min. El mismo se puede ver en la figura 4-76.



Figura 4-76: Filtro de retorno.

El código de este es:

SRL2	2	05QL	B	G5	G	2G20	1
------	---	------	---	----	---	------	---

Su hoja de datos se encuentra en el anexo 7.2. El ultimo elemento a dimensionar fue el depósito. El depósito de aceite es uno de los elementos más importantes de cualquier central hidráulica. Este, además de contener el aceite tiene varias funciones muy importantes. Cumple la función de almacenar aceite hidráulico, hacer decantar impurezas, permitir que se enfríe el aceite de retorno, dar soporte a elementos como filtro, bomba, motor, permite hacer decantar agua presente, entre otras funciones. Para calcular el volumen se debe tener el área de los émbolos de los actuadores y las carreras de estos así obteniendo el volumen a llenar de aceite, luego este se multiplica por un factor de seguridad para garantizar que siempre haya suficiente para que funcione el equipo. El resultado que obtuvimos fue que era necesario un depósito de 27 litros.

Seleccionados los componentes, el esquema final del circuito hidráulico se observa en la figura 4-77.

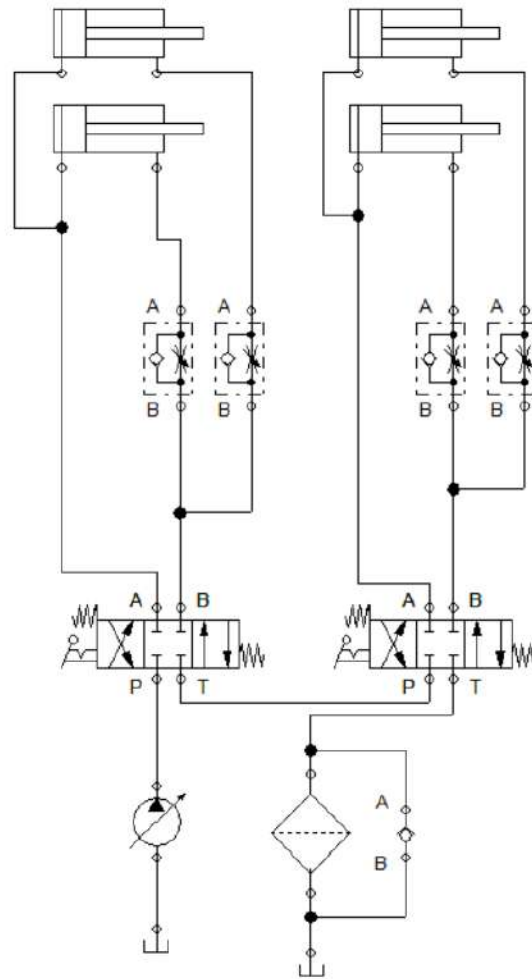


Figura 4-77: Diagrama circuito hidráulico.

4.3.4. Propulsión

Esta parte del equipo tal como su nombre indica permite el movimiento y además la rotación de este, la opción elegida fue la rueda de dirección ZL-H380 de alta resistencia, su diseño permite soportar altas cargas, garantizar maniobrabilidad precisa y maximizar la eficiencia operativa. Algunas características son:

- **Sistema de tracción integrado:**
 - La rueda ZL-H380 está equipada con un motor eléctrico de tracción, que transforma la energía eléctrica en movimiento rotacional.

- Este motor impulsa directamente la rueda, proporcionando el par necesario para mover el vehículo, incluso cuando transporta el conjunto motor-bomba.
- **Sistema de dirección independiente:**
 - Incorpora un mecanismo de dirección que permite girar la rueda en el eje vertical, logrando cambios precisos en la trayectoria del vehículo.
 - Este sistema se controla mediante señales del controlador principal del vehículo, que ajusta el ángulo de dirección en tiempo real para seguir rutas predefinidas.
- **Alta capacidad de carga:**
 - Diseñada con materiales de alta resistencia como poliuretano para la superficie de contacto, permite operar en condiciones exigentes como los suelos de la acería mientras mantiene estabilidad y durabilidad.
 - El diseño soporta pesos elevados sin deformación, asegurando un rendimiento continuo y confiable.
- **Control mediante software:**
 - La rueda funciona en conjunto con un sistema de control avanzado que gestiona tanto la velocidad como la dirección.
 - Sensores integrados monitorean el estado de la rueda y transmiten datos en tiempo real al sistema del vehículo para ajustes dinámicos.
 - El sistema utiliza un freno electromagnético que se activa mediante señales eléctricas controladas por el sistema principal del vehículo. Al cortar la corriente, el freno entra en acción automáticamente, bloqueando la rueda y asegurando un frenado seguro y confiable.

Para recapitular se deja en la figura 4-78 un despiece del equipo mencionado.

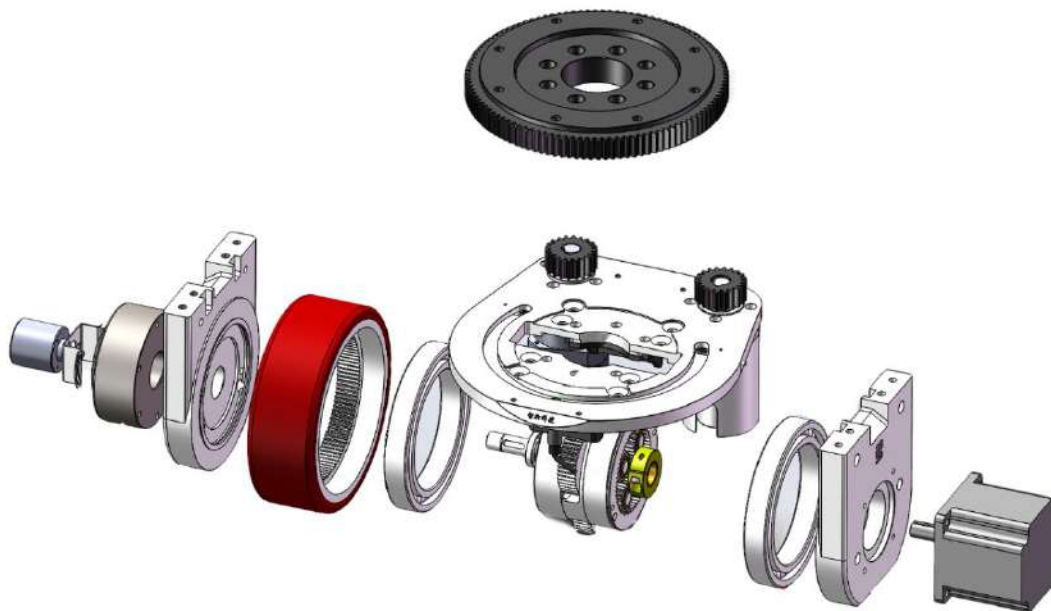


Figura 4-78: Rueda impulsora.

Por último, para energizar este equipo se dispuso de dos módulos de baterías de litio de 153Vx100Ah los cuales poseen una potencia de 15,3kWh por modulo. Los servo motores de la rueda tractora tienen como consumo máximo aproximadamente 4kW por lo tanto se podría estimar que el equipo podría funcionar de manera autónoma por 8hrs hasta que se tenga recargar el equipo. Para controlar estos se optó por montar una consola en el vehículo con dos switches, uno para avanzar o retroceder y el otro para girar, además se agregaron botones de encendido, parada de emergencia y un display que muestra la carga de la batería. Para futuras actualizaciones, el proveedor brinda un módulo compatible con este motor que permite controlarlo a control remoto.

4.3.5. Bastidor

Esta parte del conjunto soporta todos los elementos predecesores, por lo tanto, se optó por caños estructurales de sección rectangular unidos entre sí para lograr esto. Para aumentar la rigidez de las secciones más vulnerables se soldaron refuerzos en cuya área describe la forma de un triángulo.

Como se mencionó esta estructura sostiene la central hidráulica, el eje delantero y motriz. Una parte más importantes es la del motor-bomba que impulsa todo el circuito hidráulico para sujetar este, se soldaron planchuelas al bastidor las cuales fueron agujereadas para poder abulonar el motor y la bomba al chasis. Con respecto al eje, su sujeción se logró a

través planchuelas de espesor $\frac{1}{2}$ pulgada al bastidor. Para asociar la rueda tractora a esta estructura se usó una brida de 10 mm la cual se suelda a la estructura y se abulona al motor, por encima de esta se hizo una estructura tipo gaveta en la que su interior se encuentra las baterías que energizaran a los motores.

Para disminuir la flecha en la mitad de la distancia entre ejes de la estructura se decidió colocar 3 ruedines duales equidistanciados.

Se agrego un par de perfiles con una chapa soldada en la parte superior de estos la cual tiene como objetivo de descansar todo el módulo de elevación y soporte sobre este así aliviando las tensiones sobre los ojales de los actuadores y eje delantero. El diseño de este se ve en la figura 4-79.

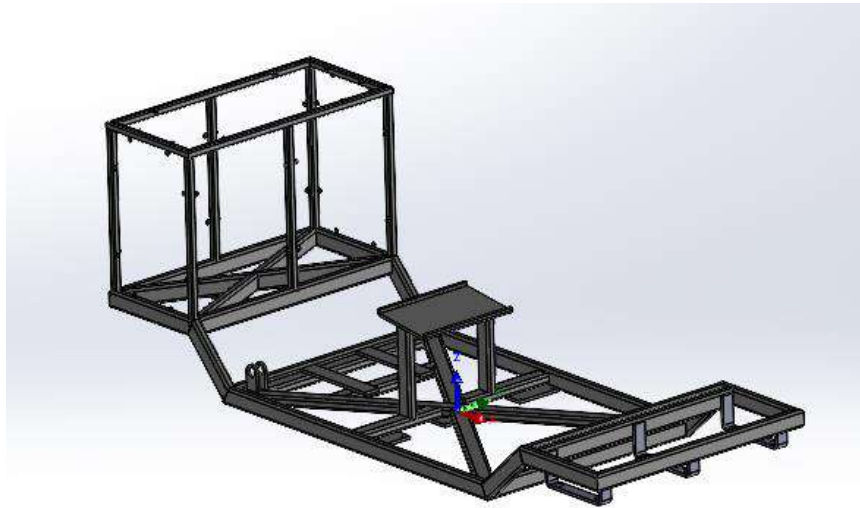


Figura 4-79: Diseño bastidor.

Para validar esta parte, se optó por realizar simulaciones estáticas con la opción de masa remota. Para eso se plantean tres escenarios:

- Carga posicionada verticalmente respecto al chasis.
- Carga posicionada a un ángulo de 30° respecto al chasis.
- Carga posicionada a un ángulo de 8° respecto al chasis.

Para realizar estas, se optó por usar el centro de masas calculado y utilizado en la validación del módulo de elevación. En todos los casos planteados, se tiene en cuenta el peso de las baterías y el peso de la central hidráulica aplicado en sus correspondientes partes. Para el primer caso, la carga en posición vertical, se aplican las correspondientes fijaciones y fuerzas como se ve en la figura 4-80.

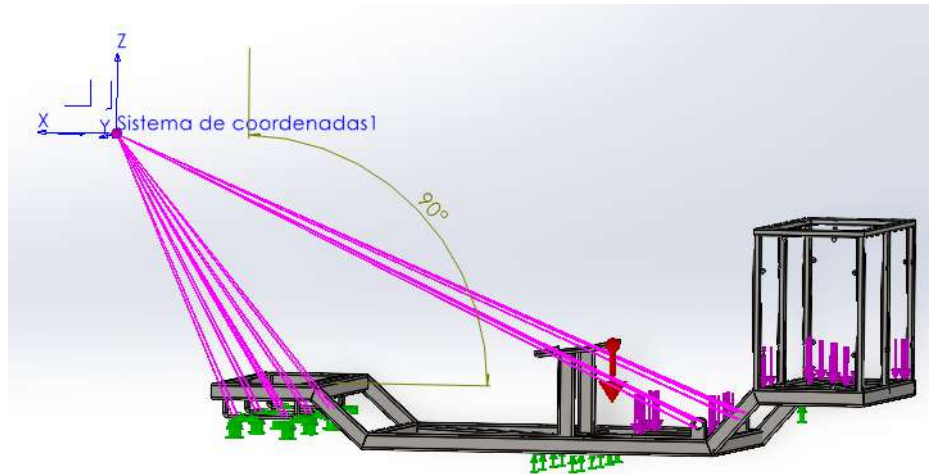


Figura 4-80: Fijaciones y fuerzas en situación con carga a 90°.

Las fijaciones hacen referencia al eje delantero, a los ruedines duales y a la rueda motriz. La fuerza está repartida entre los soportes del eje y los ojales que vinculan los actuadores inclinadores con el chasis. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 4-81.

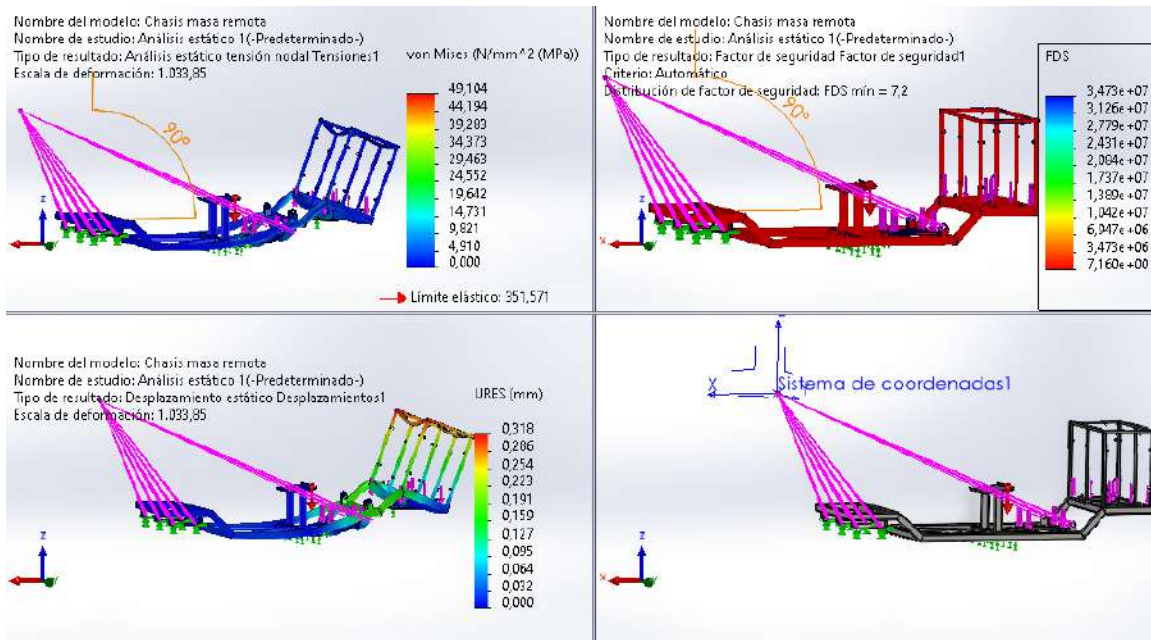


Figura 4-81: Resultados situación con carga a 90°.

Para el segundo caso, con la carga rotada 30°, la situación planteada es como la que se muestra en la figura 4-82.

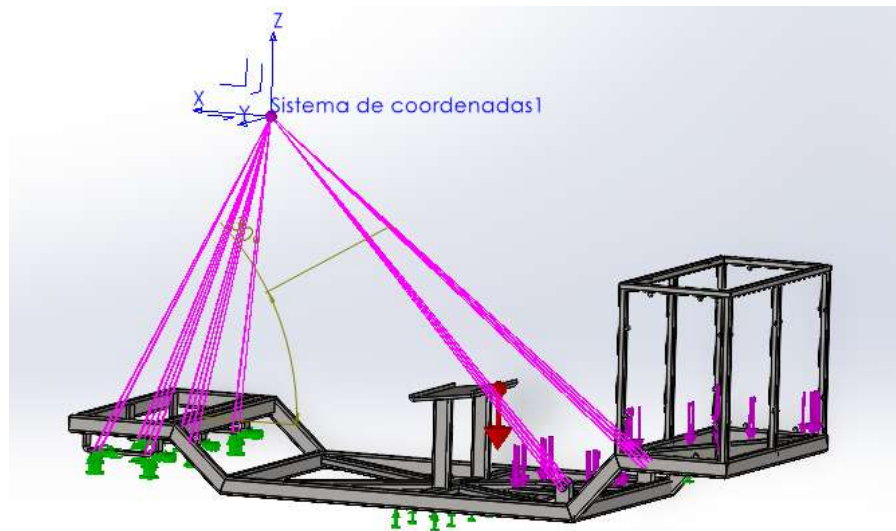


Figura 4-82: Fijaciones y fuerzas en situación con carga a 30°.

Como lo comentado en la situación anterior, la fuerza está repartida entre los soportes del eje y los ojales que vinculan los actuadores inclinadores con el chasis. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 4-83.

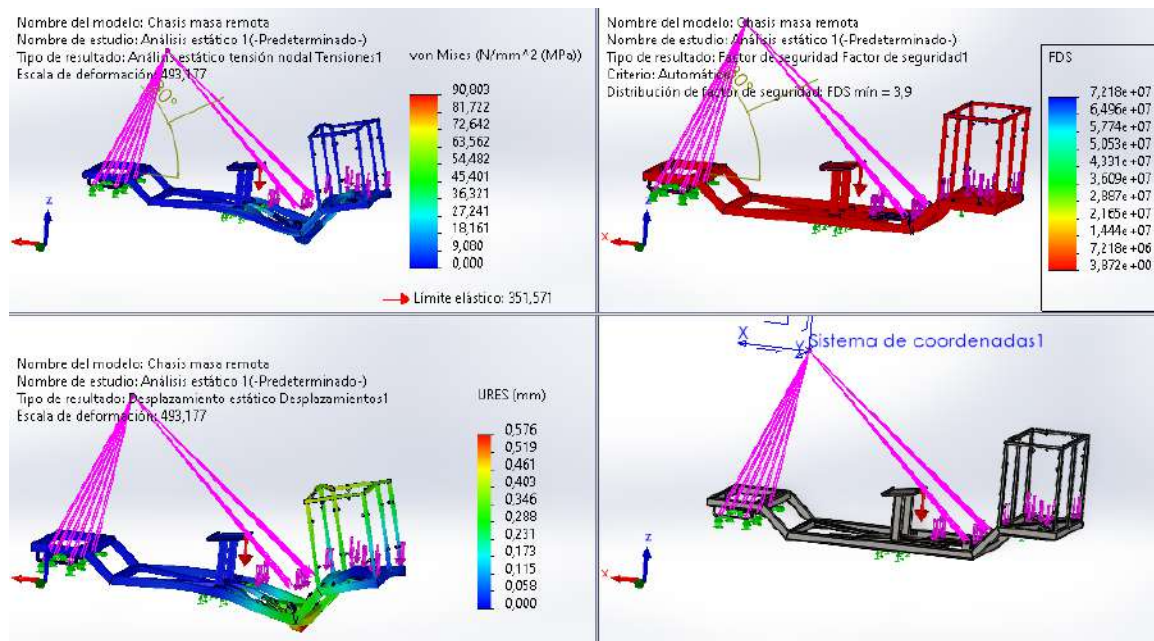


Figura 4-83: Resultados situación carga a 30°.

Para el último caso, con la carga rotada un ángulo de 8° respecto al chasis, la situación plantada es la que se observa en la figura 4-84.

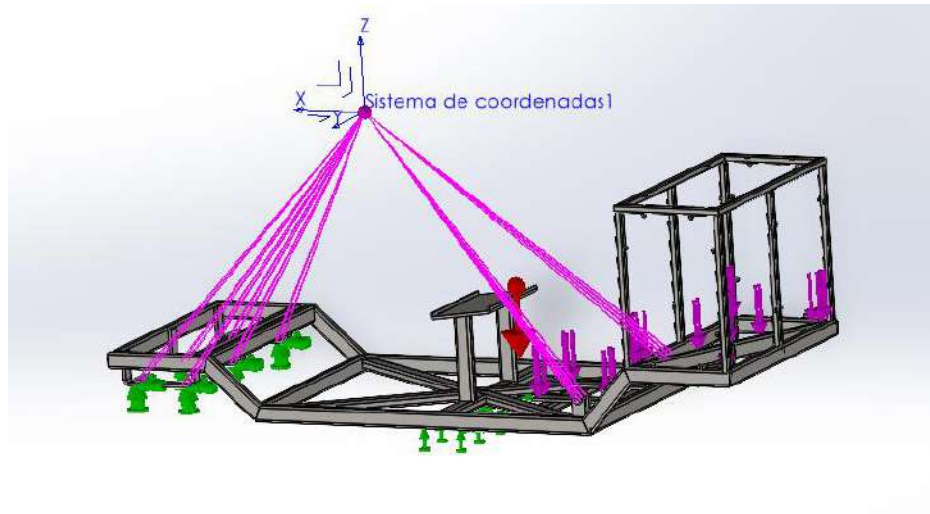


Figura 4-84: Fijaciones y fuerzas en situación con carga a 8°.

Este caso es el ángulo máximo de inclinación y, alcanzado este, ya se estaría en condiciones de transportar el equipo o hacer alguna reparación. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 4-85.

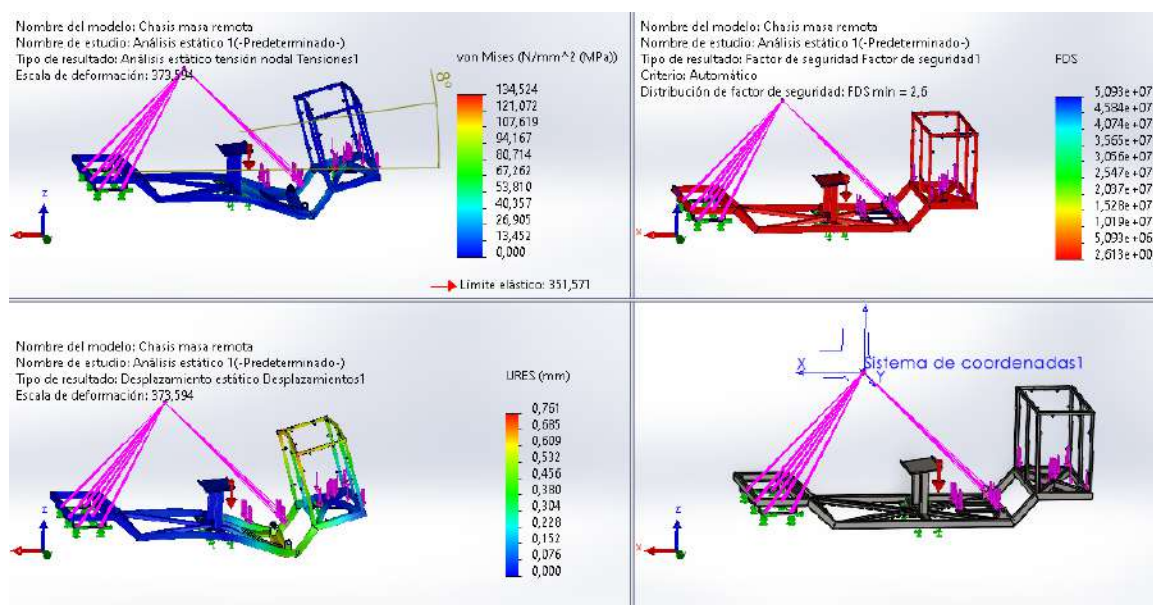


Figura 4-85: Resultados situación con carga a 8°.

Como podemos observar, en ninguna de las situaciones planteadas se supera el límite elástico del material y las deformaciones son muy pequeñas. Por lo tanto, concluimos que el chasis soportara las cargas impuestas en él.

4.3.6. Verificación de estabilidad

Como última etapa de este proyecto ya dimensionado todas las partes del equipo se realizó una verificación de estabilidad de este para garantizar tanto su correcto funcionamiento como también la seguridad del equipo a la hora de realizar sus tareas. Para poder plantear esto nos debemos tener en cuenta los siguientes datos de vital importancia para el cálculo.

- Momentos estáticos que previenen el vuelco tanto lateral como longitudinal cuando se carga el motor-bomba de la sala hidráulica.
- Las alturas y distancias de los centros de gravedad del equipo y del conjunto motor-bomba con respecto al suelo y al eje delantero, respectivamente.
- Pesos de los respectivos equipos en juego (equipo autoelevador y carga).
- Trocha del equipo.

Abajo se deja en la tabla 4-23 un resumen de los datos de referencia obtenidos de SolidWorks.

Tabla 4-23: Datos para verificación de estabilidad.

Datos		
Peso del autoelevador (W_{auto})	1800	kg
Peso motor-bomba (C)	948	kg
Altura CG de autoelevador (h_{cg})	0.5	m
Dist de CG de autoelevador a eje delantero (d_{cg})	1.06	m
Trocha (A)	1.925	m
Altura max CG motor-bomba (h_c)	1.8	m

- Estabilidad longitudinal

La ecuación para el momento estabilizador (M_e) (ver ecuación 4.17) es

$$M_e = W \cdot d_{cg} = 18717 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

Para el momento desestabilizador (M_d) (ver ecuación 4.18) es

$$M_d = C \cdot h_c = 16740 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

Para que el vuelco no se dé es necesario que el momento estabilizador sea mayor al desestabilizador ($M_e > M_d$) lo cual se cumple.

- Estabilidad lateral

La ecuación para el momento estabilizador lateral (Me_{lat}) (ver ecuación 4.20) es

$$Me_{lat} = (W_{auto} + C) \cdot \frac{A}{2} = 25947 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

Para el momento desestabilizador lateral (Md_{lat}) lo primero que se debe buscar es buscar la altura del centro de gravedad total, es decir la combinación del centro de masa del autoelevador con la del conjunto motor-bomba, este se obtiene a partir de la ecuación (ver ecuación 4.21 y 4.22)

$$h_{cg_{total}} = \frac{((W_{auto} \cdot h_{cg}) + (C \cdot h_c))}{(W_{auto} + C)} = 0.9 \text{ m} \quad (4.21)$$

$$Md_{lat} = (W_{auto} + C) \cdot h_{cg_{total}} = 23458 \text{ Nm} \quad (4.22)$$

Para que el vuelco no se dé es necesario que el momento estabilizador lateral sea mayor al desestabilizador ($Me_{lateral} > Md_{lateral}$) lo cual se cumple. Por otro lado, el centro de gravedad del equipo queda dentro de lo que se denomina triangulo de estabilidad, en la figura 4-86 se aprecia la situación y del calculo que se utilizó para obtener el centro de gravedad resultante (ver ecuación 4.23).

$X_{cg, total} = \frac{(C \cdot d)}{(W_{auto} + C)} = 0,7 \text{ m} \quad (4.23)$, siendo “d” la distancia del centro de gravedad del autoelevador al de la carga.

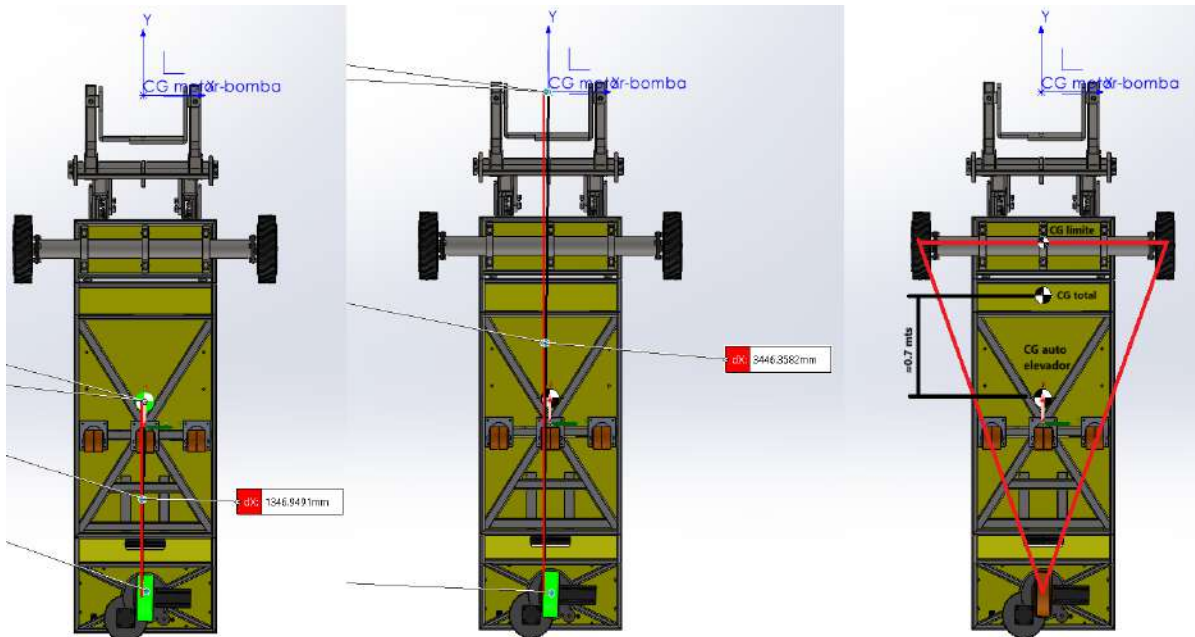


Figura 4-86: Triángulo de estabilidad.

El triángulo de estabilidad es la base geométrica que define la región en la que debe mantenerse el centro de gravedad (CG) del equipo para evitar vuelcos. Está formado por los puntos de contacto con el suelo de las ruedas delanteras y el pivote del eje trasero. Establece límites de operación seguros y también se tuvieron en cuenta a la hora de diseño de por ejemplo del largo del eje delantero.

En el caso de que se quiera usar para elevar cargas aún más pesadas se podría ver de reducir la altura del equipo a manipular, modificar la trocha del vehículo o hacer uso lastres/contrapesos para llevar el centro de gravedad más atrás pero siempre teniendo en cuenta el límite de peso de la rueda tractora trasera.

5. Conclusiones

5.1. Conclusión técnica

Tal como se definió en el apartado de objetivos, logramos alcanzar los mismos de una manera más que aceptable, logrando aislar los riesgos en cuestiones de seguridad ya que disminuimos tanto la cantidad de personas involucradas en la tarea como la forma en que se realiza la extracción del equipo. Por otro lado, planteamos otra alternativa para el manipuleo de equipos pesados dentro de la acería, ya que mediante el cambio de la chapa soporte se podría lograr extraer otros equipos siempre y cuando no superan el peso máximo de 1000 kilogramos. Además de la extracción, dimos una alternativa para poder transportar los equipos y también, siempre y cuando sean intervenciones menores, damos la posibilidad de repáralos sin necesidad de colocar los motores sobre una mesa de trabajo.

En una siguiente etapa, se podría pasar a la construcción de esta propuesta y posteriormente sus pruebas en campo. Además, gracias al uso del servo motor se podría plantear algunas evoluciones como pasar de un control sobre el equipo a controlarlo por control remoto o automatizarlo, gracias a softwares y sensores que brindan tanto el proveedor de la rueda motriz como otros en el mercado, trazando en una memoria el recorrido que debería transitar el vehículo según sea el lugar donde se lo precise.

Este sistema se podría aplicar a diversas industrias, mediante algunas modificaciones mínimas como puede ser variar su trocha delantera utilizando suplementos entre las ruedas y las masas, donde se requiera mover distintos equipos pesados.

También gracias al uso de baterías de litio logramos disminuir la huella de carbono ya que este tipo de vehículos podría reemplazar en algunas tareas a los autoelevadores impulsados por motores de combustión interna.

5.2. Conclusión Académica

El desarrollo de este proyecto permitió aplicar los conocimientos adquiridos en ingeniería mecánica, integrando conceptos de diseño mecánico, análisis estructural, y normas de seguridad industrial. Además, se emplearon herramientas como simulaciones estáticas y estudios de topología, demostrando la importancia de la utilización de softwares para resolver problemas complejos. Este trabajo no solo evidencia la capacidad de nosotros para abordar desafíos técnicos, sino también para proponer soluciones innovadoras que combinan eficiencia operativa y sostenibilidad en la industria pesada. También nos permitió descubrir que estamos preparados técnicamente para abordar una problemática y llegar una resolución aceptable. Además, este trabajo nos permitió conocer un aspecto muy importante en este tipo de carreras, que es el desarrollo de una problemática desde la identificación de esta hasta la solución, abordándolo desde un método sistemático basado en la identificación de las variables fundamentales del mismo, condiciones de bordes y objetivos a cumplir.

Habiendo cursado en su totalidad las materias correspondientes al plan 2014 de ingeniería mecánica podemos concluir que además de los conocimientos técnicos adquiridos, nos ha posibilitado ampliar nuestra visión a la hora de enfrentar un nuevo desafío tanto profesionalmente como personalmente.

6. Bibliografía

- Manual de resistencia de materiales – Pisarenko.
- Diseño de elementos de máquinas – Robert L. Mott.
- SKF Catalogo General – Rolling Bearings.
- Apuntes de uso en clase de la catedra Dibujo Mecánico.
- Oleohidraulica - Antonio Serrano Nicolas.
- ISO 898 – 1: Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy Steel.
- Asme Bth - 1 - 2008: Design of Below-The-hook Lifting Devices.
- Máquinas y Mecanismos – David H. Myszka.
- Diseño en ingeniería mecánica – Shigley.

7. Anexos:

7.1. Anexo: Memorias de cálculo.

7.1.1. Anexo: Calculo perno uña.

Partiendo con el DCL de la situación que se observa en la figura 7-1.

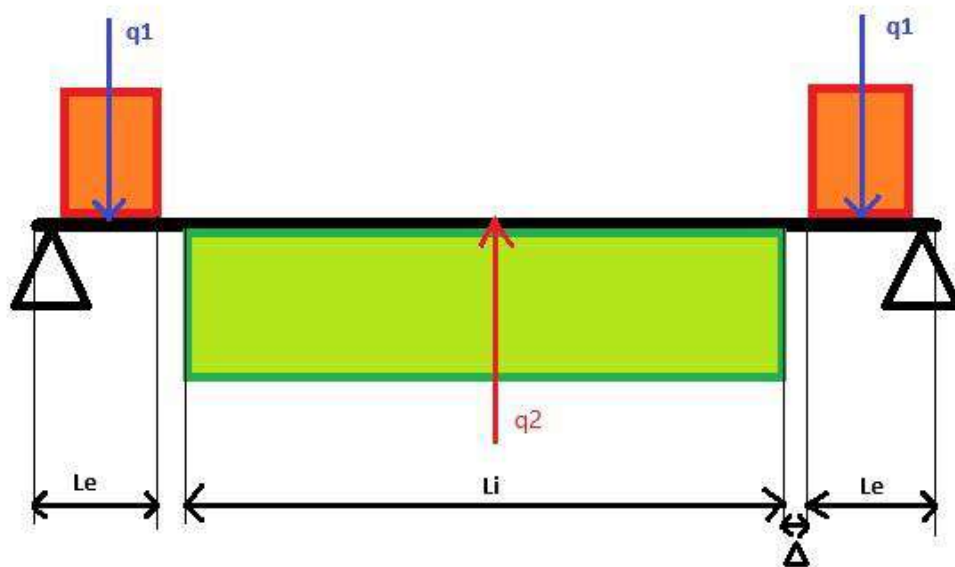


Figura 7-1: Diagrama de cuerpo libre perno uña.

El perno en la posición más solicitada, que es la horizontal, trabajara a la flexión y al corte. Decidimos primero plantear un dimensionamiento a la flexión para obtener un diámetro de perno y luego con el resultado obtenido, ver si ese diámetro satisface los esfuerzos de corte.

Según el DCL, planteamos las fuerzas (ver ecuación 7.1 y 7.2) donde:

$$q_1 = \frac{P/2}{2.L_e} \quad (7.1)$$

$$q_2 = \frac{P/2}{L_i} \quad (7.2)$$

Siendo P el peso del equipo, L_e la zona de apoyo con los soportes y L_i la zona de apoyo con la uña.

Procedemos ahora a calcular el momento flector (ver ecuaciones 7.3, 7.4 y 7.5):

- $0 < x < L_e$

$$\Sigma M_f = M_x - x \cdot \frac{x}{2} \cdot q_1 \rightarrow M_x = \frac{x^2}{2} \cdot q_1 \quad (7.3)$$

- $L_e < x < L_e + \Delta$

$$\Sigma M_f = M_x - q_1 \cdot L_e \cdot \left(x - \frac{L_e}{2}\right) \rightarrow M_x = q_1 \cdot L_e \cdot \left(x - \frac{L_e}{2}\right) \quad (7.4)$$

- $L_e + \Delta < x < L_e + \Delta + L_i$

$$\Sigma M_f = M_x - q_1 \cdot L_e \cdot \left(x - \frac{L_e}{2}\right) + q_2 \cdot (x - L_e - \Delta) \cdot \left(\frac{x - L_e - \Delta}{2}\right) \quad (7.5)$$

$$M_x = q_1 \cdot L_e \cdot \left(x - \frac{L_e}{2}\right) - \frac{q_2}{2} \cdot (x - L_e - \Delta)^2$$

Siendo,

- $L_e = 19.5 \text{ mm}$
- $L_i = 60 \text{ mm}$
- $\Delta = 2 \text{ mm}$

La gráfica M_x se puede observar en la figura 7-2:

Mx frente a x

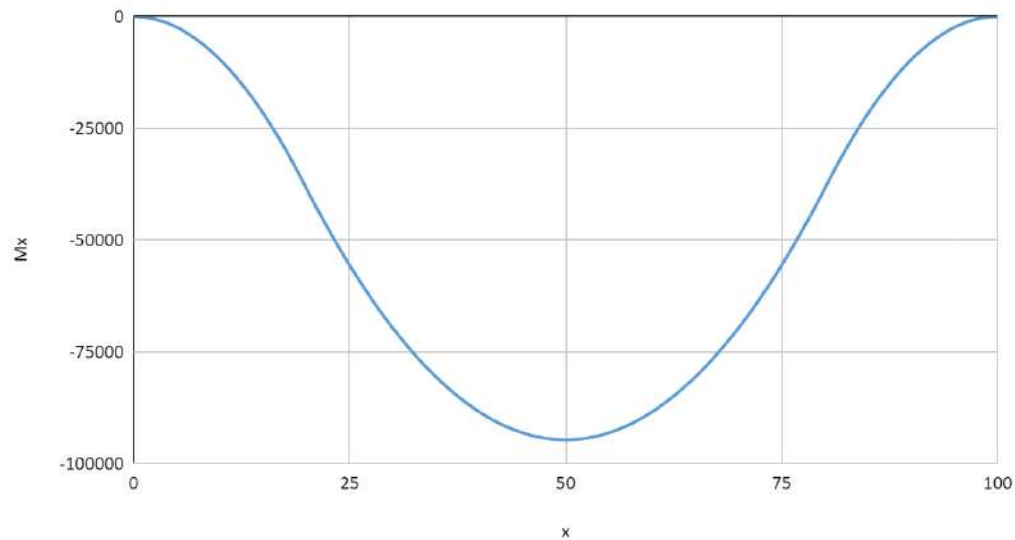


Figura 7-2: Grafica de momentos.

Podemos ver que el momento flector máximo (ver ecuación 7.6) se da en la mitad de la longitud del bulón $Z = (19.5 + 19.5 + 4 + 60) / 2 = 51.5$ milímetros. Donde

$$M_{x,max} = Le * q1 * \left(Z - \frac{L_e}{2} \right) - \frac{q2}{2} * (Z - L_e - \Delta)^2 \quad (7.6)$$

$$M_{x,max} = 100312.5 \text{ N.mm}$$

En la ecuación (7.7) siguiente,

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{x,max}}{\pi * \frac{d^4}{64} * 2} * d \quad (7.7)$$

El material del bulón es comercial, se optó por un grado 10.9 ya que son bulones de alta resistencia utilizados en aplicaciones donde se necesita alta capacidad de carga y resistencia a la tracción. Sus diámetros nominales van desde M5 hasta M36 y están fabricados en acero martensítico de bajo carbono templado y revenido. Se suelen utilizar en la industria automotriz, construcción de maquinarias, estructuras metálicas, equipos de izaje, etc. Las propiedades mecánicas se pueden ver en la tabla 7-1

Tabla 7-1: Propiedades mecánicas perno.

Propiedad	Valor
Resistencia a la tracción (min)	1040 MPa
Límite de fluencia (mín.)	940 MPa
Resistencia de mínima de prueba	830 MPa
Elongación mínima	12%
Reducción de área mínima	45%
Durex Brinell	320-380 HB
Dureza en Rockwell C	32-38 HRC

Para calcular el diámetro mínimo partimos de la fórmula de flexión y despejamos en función de la medida deseada, llegando a la siguiente ecuación (7.7)

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{x,max}}{\sigma_{adm} * \pi}} \quad (7.7)$$

$$d = 14.8 \text{ mm}$$

Debido a esto se seleccionó la métrica más próxima que cumpliera por lo tanto se optó por un bulón M15. Una vez calculado el perno a la flexión, se verifica el mismo al corte en la sección, donde la tensión de corte es calculada con la ecuación siguiente (7.8):

$$\sigma_{adm} = \frac{P/2}{\pi \cdot \frac{d_e^2}{4}} = 42,4 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Al tomar como

$$\sigma_{VM} = \frac{\sigma_f}{FOS \sqrt{3}} = 180,9 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

cómo se puede apreciar este valor es mayor que el calculado en la ecuación (7.9) por lo tanto se verifica al corte el perno también.

7.1.2. Anexo: Dimensionamiento caño de soporte.

Para esto se bosquejo un DCL de la situación planteada que se observa en la figura 7-3.

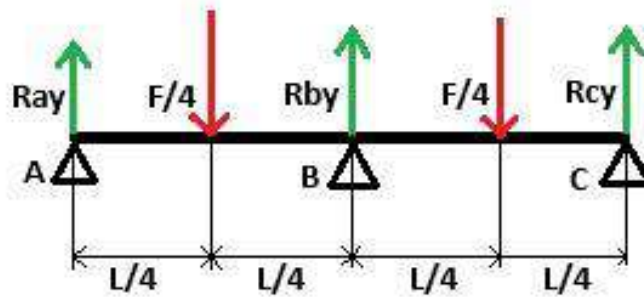


Figura 7-3: Diagrama de cuerpo libre eje de soporte.

Planteamos las ecuaciones de equilibrio estático (ver ecuaciones 7.10 y 7.11).

$$\Sigma M_c = \frac{FL_{AC}}{16} - \frac{R_{BY}L_{AC}}{2} + \frac{3FL_{AC}}{16} - R_{AY}L_{AC} = 0 \quad (7.10)$$

$$\frac{FL_{AC}}{4} - \frac{R_{BY}L_{AC}}{2} - R_{AY}L_{AC} = 0$$

$$\frac{F}{4} - \frac{R_{BY}}{2} - R_{AY} = 0$$

$$\Sigma F_y = R_{AY} + R_{BY} + R_{CY} - \frac{F}{2} = 0 \quad (7.11)$$

Al tener más incógnitas que ecuaciones tenemos que buscar otra manera de despejar, por lo que planteamos a través de la ecuación de la elástica. Planteamos que la deformación total del tubo se expresó como se ve en la figura 7-4 a continuación

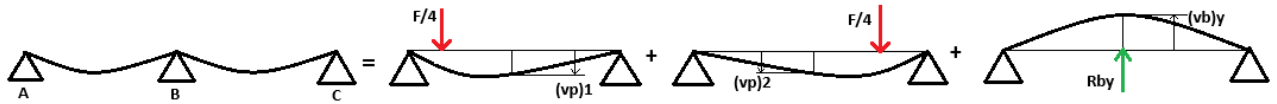


Figura 7-4: Deformación total del tubo.

Planteamos las deformaciones en cada caso (ver ecuaciones 7.12 y 7.13).

$$v_{p1} = v_{p2} = \frac{(F/4) (L_{AC}/4)x}{6EI L_{AC}} (L_{AC}^2 - \frac{L_{AC}^2}{16} - \frac{L_{AC}^2}{4}) = \frac{F x}{96 EI} \left(\frac{11}{16} L_{AC}^2 \right) \quad (7.12)$$

$$\text{Si } x = \frac{L_{AC}}{2}$$

$$v_{p1} = v_{p2} = \frac{11 F L_{AC}^3}{3072 EI}$$

$$v_{By} = \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} \quad (7.13)$$

Si sumamos las deformaciones con respecto al punto B entonces estas deberían de ser igual a cero (ver ecuación 7.14).

$$v_{p1} + v_{p2} - v_{By} = 0 \quad (7.14)$$

$$\frac{11 F L_{AC}^3}{3072 EI} + \frac{11 F L_{AC}^3}{3072 EI} - \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} = 0$$

$$\frac{11 F L_{AC}^3}{1536 EI} - \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{11}{32} F = 5432,59 \text{ N}$$

Entonces de la ecuación 7.10 y la ecuación 7.11 podemos despejar el resto de las incógnitas del sistema (ver ecuación 7.15).

$$\frac{F}{4} - \frac{R_{BY}}{2} - R_{AY} = 0 \quad (7.15)$$

$$R_{AY} = \frac{F}{4} - \frac{11 F}{64} = \frac{5 F}{64} = 1234,68 \text{ N}$$

$$R_{CY} = \frac{5 F}{64} = 1234,68 \text{ N}$$

Para empezar a dimensionar el tubo se debió realizar el método de las secciones para determinar el lugar donde se daba el momento máximo y tomar este como referencia para el dimensionamiento.

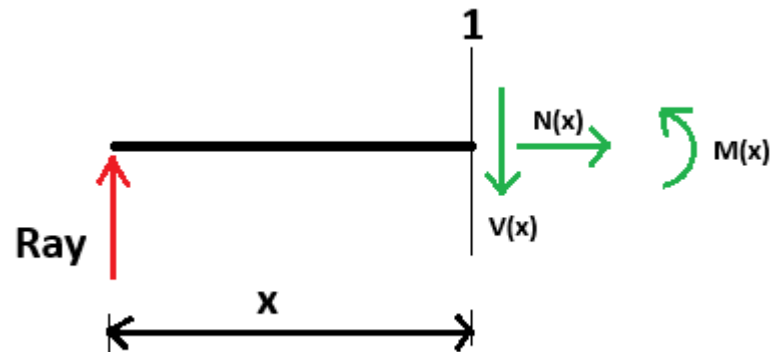
Sección 1 ($0 < x < L/4$)

Figura 7-5: Diagrama sección 1.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} = -\frac{5F}{64} = 1234,68 \text{ N}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x = 0$$

$$M(x) = R_{AY} x = \frac{5F}{64} x = 1234,68 x$$

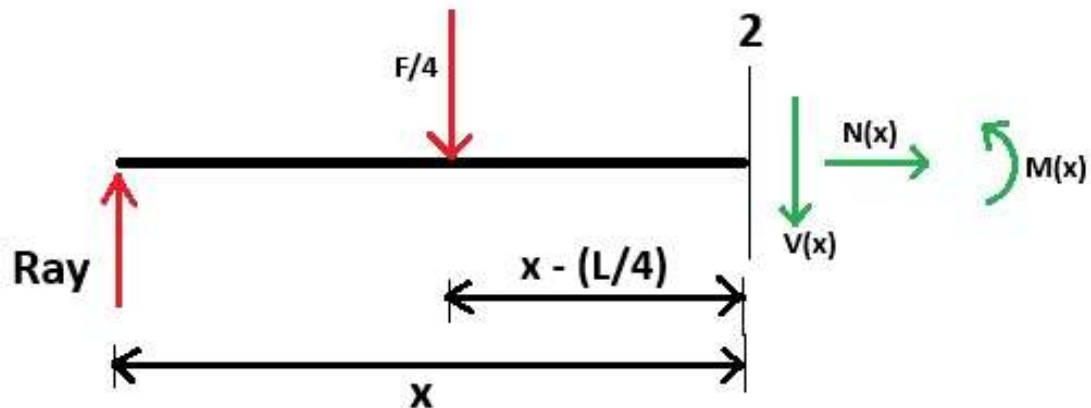
Sección 2 ($0 < x < L/2$)

Figura 7-6: Diagrama sección 2.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - \frac{F}{4} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} - \frac{F}{4} = -\frac{11F}{64} = -2716,3 \text{ N}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x + \frac{F}{4} \left(x - \frac{L}{4}\right) = 0$$

$$M(x) = \frac{5F}{64} x - \frac{F}{4} \left(x - \frac{L}{4}\right)$$

Sección 3 ($0 < x < L^{3/4}$)

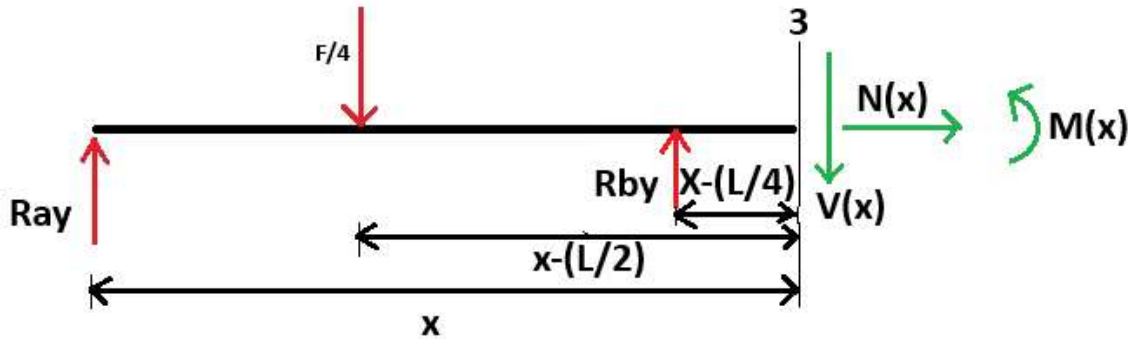


Figura 7-7: Diagrama sección 3.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - \frac{F}{4} + R_{BY} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} - \frac{F}{4} + R_{BY} = \frac{11F}{64}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x + \frac{F}{4} \left(x - \frac{L}{2}\right) - R_{BY} \left(x - \frac{L}{4}\right) = 0$$

$$M(x) = R_{AY} x - \frac{F}{4} \left(x - \frac{L}{2}\right) + R_{BY} \left(x - \frac{L}{4}\right)$$

Con esto podemos graficar los estados de tensión del tubo tal como se ven en la figura 7-8 se muestran los de corte y de momento, en ese orden.

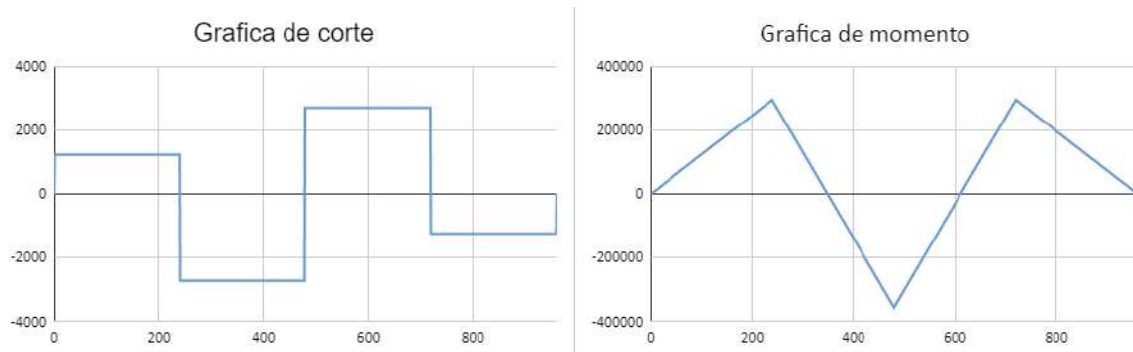


Figura 7-8: Grafica de corte y momentos.

El momento máximo se da en el punto B ($x = 0,5 L$), este lo usaremos para dimensionar al eje usando la siguiente ecuación (7.16).

$$|M_{f \max}| = \frac{3}{128} FL = 355588 \text{ Nmm} \quad (7.16)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{el}}{FOS} = \frac{240 \text{ MPa}}{3} = 80 \text{ MPa} \quad \text{y con} \quad \sigma_{flex} = \frac{M_f}{W}$$

$W_x = W_y = \pi \delta \frac{\phi_{ext}^2}{4}$, esta ecuación es válida si $\delta < 0,1 \phi_{ext}$ donde δ es el espesor del eje

7.1.3. Anexo: Perno vinculación soporte-torre.

Lo primero que se debe de hacer es empezar bosquejando un DCL (Diagrama de cuerpo libre) de la situación en cuestión tal como se ve en la figura 7-9.

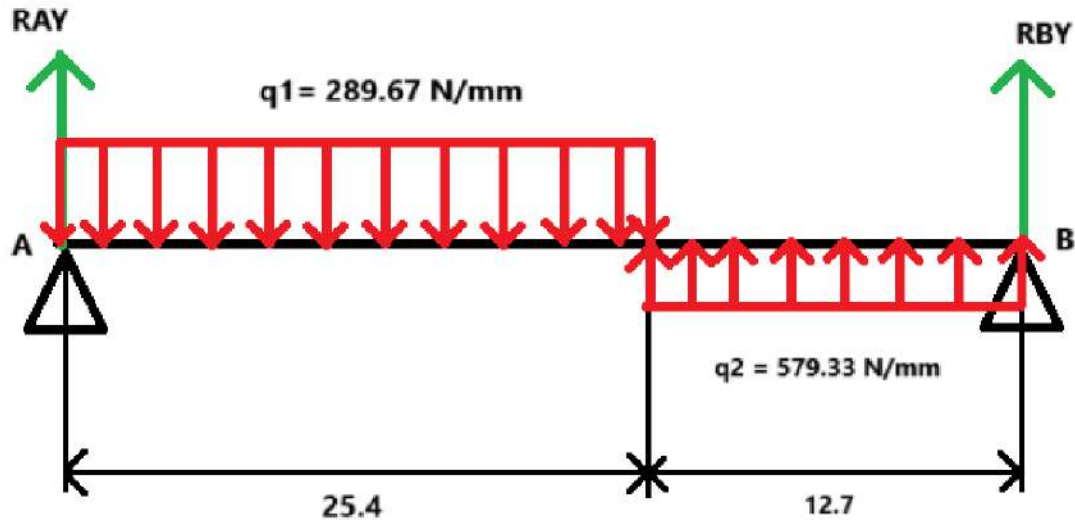


Figura 7-9: Diagrama de cuerpo libre.

Según el DCL, planteamos las fuerzas (ver ecuaciones 7.17 y 7.18) donde:

$$q1 = - \frac{Peso_{motor-bomba}}{25.4} \quad (7.17)$$

$$q2 = \frac{Peso_{motor-bomba}}{12.7} \quad (7.18)$$

Siendo P el peso del equipo, la zona de apoyo con los soportes y la zona de apoyo con la uña.

Procedemos ahora a calcular el momento flector:

$$- \quad 0 < x < 25.4$$

$$M_f = (RAY \cdot x) - (q_1 \cdot x^2)$$

$$- \quad 25.4 < x < 38.1$$

$$M_f = (RAY \cdot x) - (q_1 \cdot 25.4 \cdot (x - 12.7)) + \left(\frac{q_2}{2} \cdot (x - 25.4)^2\right)$$

La gráfica se puede observar en la figura 7-10.

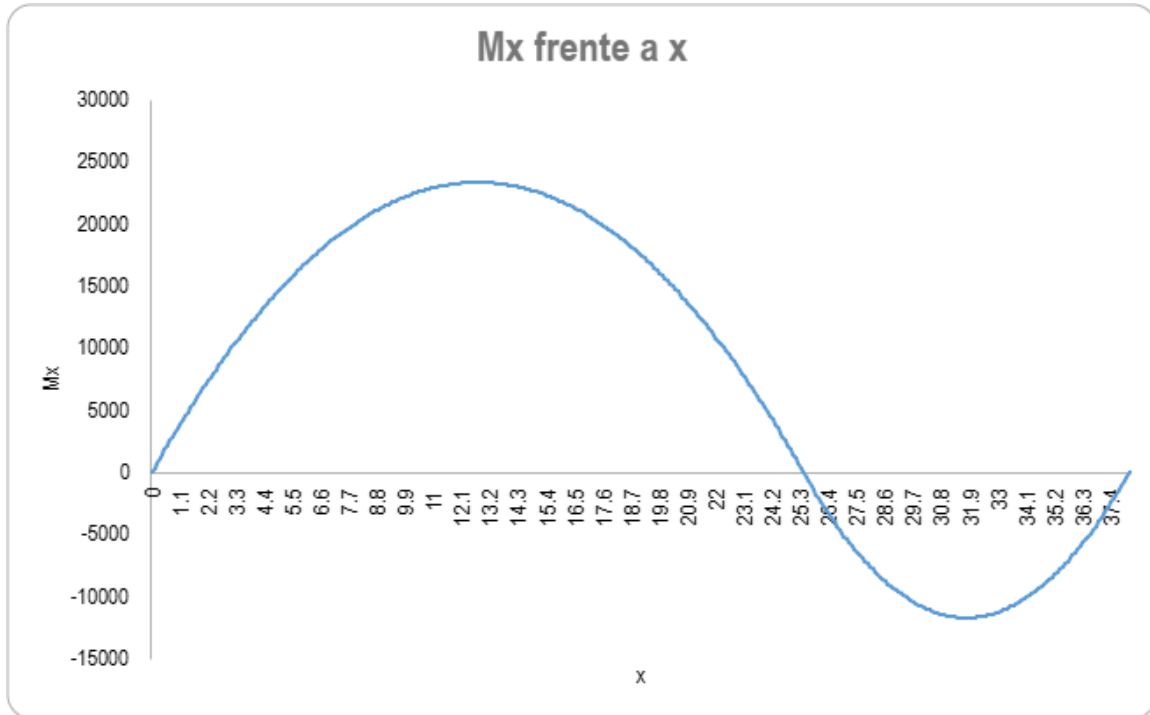


Figura 7-10: Grafica de momentos.

Podemos ver que el momento flector máximo (ver ecuación 7.19) se da cuando $x = 12.7$

$$M_f = (RAY \cdot 12.7) - (q_1 \cdot 12.7^2) \quad (7.19)$$

$$M_f = 23360.1 \text{ Nmm}$$

Aplicando la ecuación de Navier (ver ecuación 7.20) para flexión dimensionamos el eje

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{f \max}}{\pi \cdot \frac{d^4}{64} \cdot 2} \cdot d \quad (7.19)$$

El material elegido es un acero SAE 4340 cuyas propiedades mecánicas se exponen en la tabla 4-1

Para calcular el diámetro mínimo despejamos el este de la ecuación 7.19 así obteniendo como resultado

$$d_{\min} = 9.84 \text{ mm}$$

Ahora se verificará si el eje soporta el corte en la sección con el diámetro recién calculado.

$$\sigma = \frac{P}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 96.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{FOS\sqrt{3}} = 144.43 \text{ MPa}$$

7.1.4. Anexo: Calculo de diámetro de eje.

Para esto se bosqueja un DCL de la situación planteada que se observa en la figura 7-11.

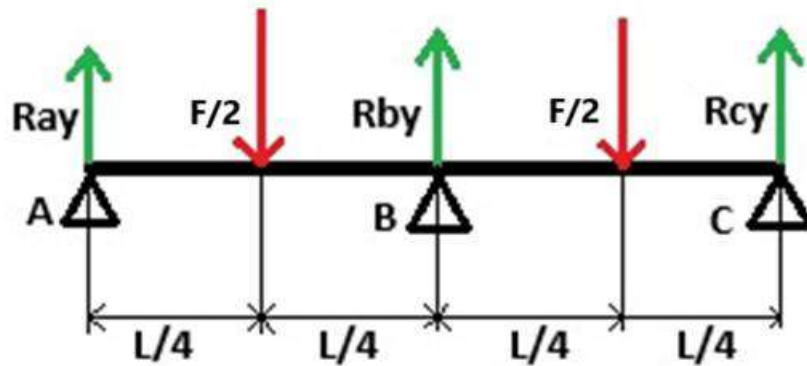


Figura 7-11: Diagrama de cuerpo libre.

Planteamos las ecuaciones de equilibrio estático (ver ecuaciones 7.20 y 7.21)

$$\Sigma M_c = \frac{FL_{AC}}{8} - \frac{R_{BY}L_{AC}}{2} + \frac{3FL_{AC}}{8} - R_{AY}L_{AC} = 0 \quad (7.20)$$

$$\frac{FL_{AC}}{2} - \frac{R_{BY}L_{AC}}{2} - R_{AY}L_{AC} = 0$$

$$\frac{F}{2} - \frac{R_{BY}}{2} - R_{AY} = 0$$

$$\Sigma F_y = R_{AY} + R_{BY} + R_{CY} - F = 0 \quad (7.21)$$

Al tener más incógnitas que ecuaciones tenemos que buscar otra manera de despejar, por lo que planteamos a través de la ecuación de la elástica. Planteamos que la deformación total del tubo se expresó como se ve en la figura XX a continuación

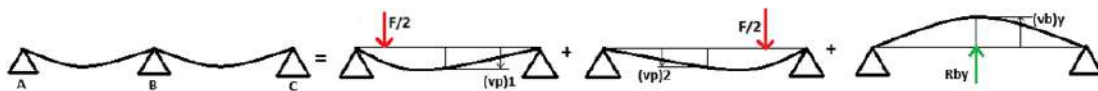


Figura 7-12: Deformación total del tubo.

Planteamos las deformaciones en cada caso (ver ecuaciones 7.22 y 7.23).

$$v_{p1} = v_{p2} = \frac{(F/2)(L_{AC}/4)x}{6EI L_{AC}} \left(L_{AC}^2 - \frac{L_{AC}^2}{16} - \frac{L_{AC}^2}{4} \right) = \frac{F x}{48 EI} \left(\frac{11}{16} L_{AC}^2 \right) \quad (7.22)$$

$$\text{Si } x = \frac{L_{AC}}{2}$$

$$v_{p1} = v_{p2} = \frac{11 F L_{AC}^3}{1536 EI}$$

$$v_{By} = \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} \quad (7.23)$$

Si sumamos las deformaciones con respecto al punto B entonces estas deberían de ser igual a cero (ver ecuación 7.24).

$$v_{p1} + v_{p2} - v_{By} = 0 \quad (7.24)$$

$$\frac{11 F L_{AC}^3}{1536 EI} + \frac{11 F L_{AC}^3}{1536 EI} - \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} = 0$$

$$\frac{11 F L_{AC}^3}{768 EI} - \frac{R_{BY} L_{AC}^3}{48 EI} = 0$$

$$R_{BY} = \frac{11}{16} F = 10561 \text{ N}$$

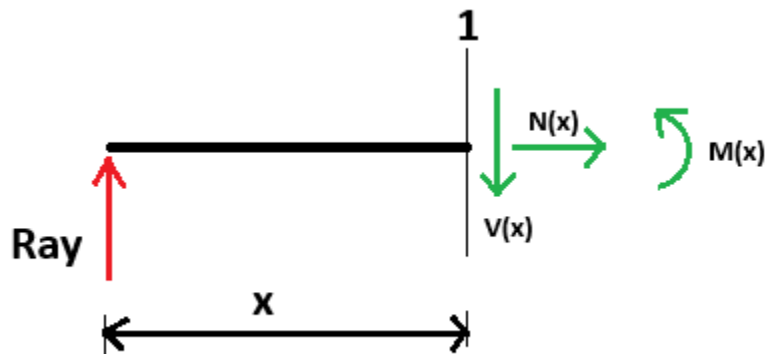
Entonces de la ecuación 7.20 y la ecuación 7.21 podemos despejar el resto de las incógnitas del sistema (ver ecuación 7.25).

$$\frac{F}{2} - \frac{R_{BY}}{2} - R_{AY} = 0 \quad (7.25)$$

$$R_{AY} = \frac{F}{2} - \frac{11 F}{32} = \frac{5 F}{32} = 2400 \text{ N}$$

$$R_{CY} = \frac{5 F}{32} = 2400 \text{ N}$$

Para empezar a dimensionar el tubo se debió realizar el método de las secciones para determinar el lugar donde se daba el momento máximo y tomar este como referencia para el dimensionamiento.

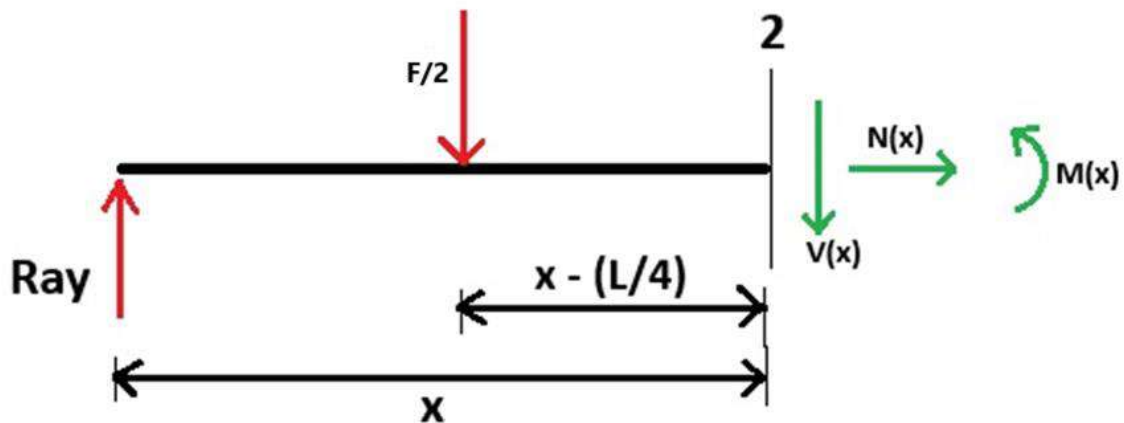
Sección 1 ($0 < x < L/4$)**Figura 7-13:** Diagrama de sección 1.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} = \frac{5F}{32} = 2400N$$

$$\Sigma M_1 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x = 0$$

$$M(x) = R_{AY} x = \frac{5F}{32} x = 2400 x$$

Sección 2 ($0 < x < L/2$)**Figura 7-14:** Diagrama de sección 2.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - \frac{F}{2} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} - \frac{F}{2} = -\frac{11F}{32} = -5281 N$$

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x + \frac{F}{2} \left(x - \frac{L}{4}\right) = 0$$

$$M(x) = \frac{5F}{32} x - \frac{F}{2} \left(x - \frac{L}{4}\right)$$

Sección 3 ($0 < x < L/4$)

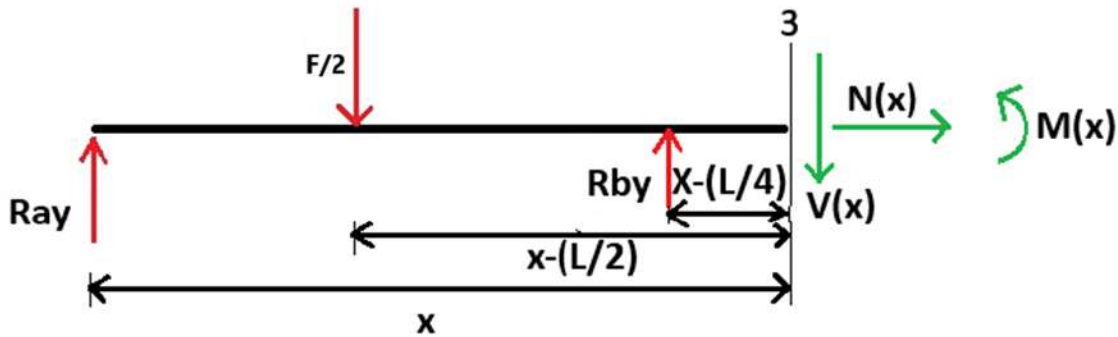


Figura 7-15: Diagrama de sección 3.

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{AY} - \frac{F}{2} + R_{BY} - V(x) = 0$$

$$V(x) = R_{AY} - \frac{F}{2} + R_{BY} = \frac{11F}{32}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow M(x) - R_{AY} x + \frac{F}{4} \left(x - \frac{L}{2}\right) - R_{BY} \left(x - \frac{L}{4}\right) = 0$$

$$M(x) = R_{AY} x - \frac{F}{2} \left(x - \frac{L}{2}\right) + R_{BY} \left(x - \frac{L}{4}\right)$$

Con esto podemos graficar los estados de tensión del tubo tal como se ven en la figura 7-16 se muestran los de corte y de momento, en ese orden.

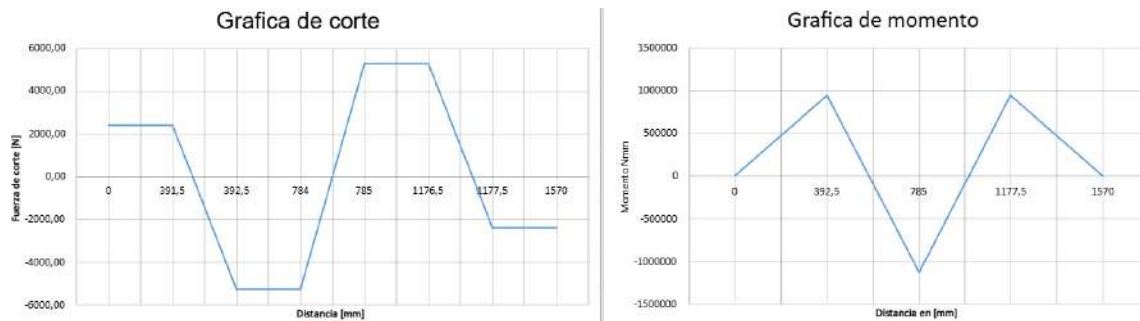


Figura 7-16: Grafica de corte y momentos.

El momento máximo (ver ecuación 7.26) se da en el punto B ($x = 0,5 L$), este lo usaremos para dimensionar al eje usando la siguiente fórmula.

$$|M_{f\max}| = \frac{3}{64} FL = 1130581 \text{ Nmm} \quad (7.26)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{el}}{FOS} = \frac{240 \text{ MPa}}{3} = 80 \text{ MPa} \quad \text{y con} \quad \sigma_{flex} = \frac{M_f}{W}$$

$W_x = W_y = \pi \delta \frac{\phi_{ext}^2}{4}$, esta ecuación es válida si $\delta < 0,1\phi_{ext}$ donde δ es el espesor del eje

7.1.5. Anexo: Calculo de diámetro de punta de eje.

Para esto se bosquejo un DCL de la situación planteada que se observa en la figura XX

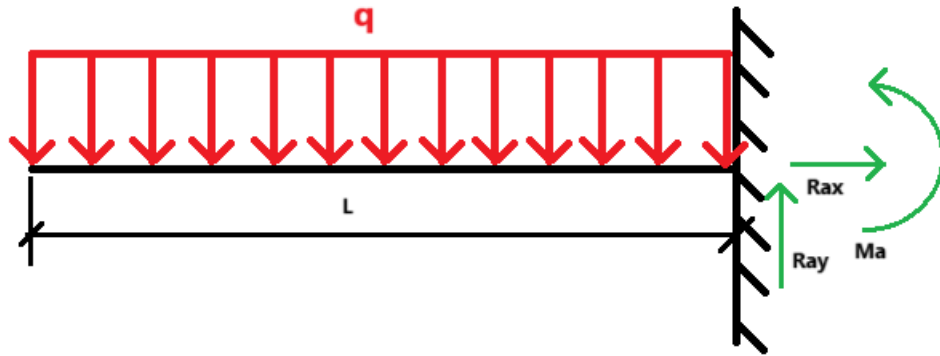


Figura 7-17: Diagrama de cuerpo libre.

Planteamos las ecuaciones de equilibrio estático (ver ecuaciones 7.27, 7.28 y 7.29).

$$\Sigma F_x = R_{AX} = 0 \quad (7.27)$$

$$\Sigma F_y = R_{AY} - q \cdot L = 0 \rightarrow R_{AY} = q \cdot L = 12843 \text{ N} \quad (7.28)$$

$$\Sigma M_A = M_a + \frac{q \cdot L^2}{2} = 0 \rightarrow M_a = -\frac{q \cdot L^2}{2} = 706 \text{ Nm} \quad (7.29)$$

Con esto podemos graficar los estados de tensión del eje tal como se ven en la figura 7-18 se muestran los de corte y de momento, en ese orden.

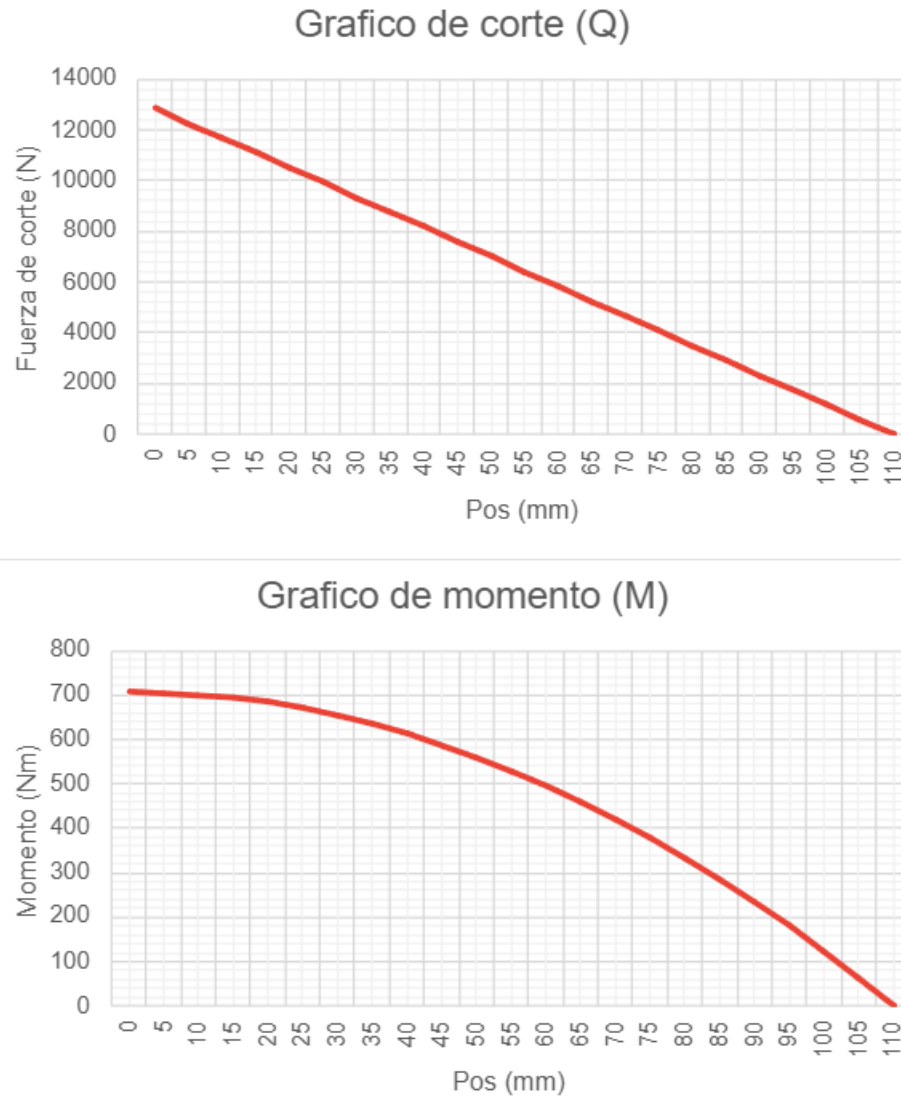


Figura 7-18: Grafico de corte y momento.

El momento máximo (ver ecuación 7.30) se da en el punto B ($x = 0$), este lo usaremos para dimensionar el diámetro mínimo del eje usando la siguiente fórmula.

$$|M_{f_{max}}| = M_a = 706 \text{ Nm (7.30)}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{el}}{FOS} = \frac{460 \text{ MPa}}{3} = 154 \text{ MPa} \quad \text{y con} \quad \sigma_{flex} = \frac{M_f}{W}$$

$$W_x = W_y = \pi \frac{\phi^3}{32}$$

Igualando la tensión admisible con la tensión debido a flexión y despejando en función del diámetro podemos obtener la medida mínima para que cumpla con las solicitaciones a las que se enfrenta.

$$\sigma_{adm} = \sigma_{flex} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{M_f}{W} \rightarrow \sigma_{adm} = \frac{32 M_f}{\pi \phi^3}$$

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 M_f}{\pi \sigma_{adm}}} = 36 \text{ mm}$$

Se verifico el eje al corte, pero tomando como referencia el diámetro obtenido en la ecuación anterior. La fuerza máxima de corte que sufre el eje es de 12843 N

$$\tau_{adm} = \frac{\left(\frac{\sigma_{el}}{\sqrt{3}}\right)}{FOS} = 88.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{corte} = \frac{F_{corte}}{A} \rightarrow \tau_{corte} = \frac{4 F_{corte}}{\pi \cdot \phi^2} \rightarrow \tau_{corte} = 12,6 \text{ MPa}$$

Al ser la $\tau_{corte} < \tau_{adm}$ podemos decir que el factor que va a determinar el diámetro del eje va a ser el dimensionamiento a flexión.

7.2. Anexo: Hojas de datos.

Hydraulic cylinder Mill type

Series CDH1 / CGH1 / CSH1



- Component series 3X
- Nominal pressure 250 bar (25 MPa)

Features

- 6 types of mounting
- Piston Ø (**ØAL**): 40 to 320 mm
- Piston rod Ø (**ØMM**): 22 to 220 mm
- Stroke lengths up to 6 m
- Self-adjusting and adjustable end position cushioning
- IO-Link interface, optional



Project planning software
Interactive Catalog System
www.boschrexroth.com/mill-type-cylinder

Contents

Features	1	Flange ports	42, 43
Contents	1	Subplates for valve mounting	44 ... 47
Ordering code series CDH1	2 ... 4	Bleeding / measuring coupling	48
Ordering code series CGH1	5 ... 7	Throttle valve	48
Ordering code series CSH1	8 ... 10	Proximity switch	49 ... 51
Technical data	11 ... 15	Position measurement system	52, 53
Overview types of mounting: Series CDH1 / CSH1	16	Profibus	54, 55
Overview types of mounting: Series CSH1	17	IO-Link, Profinet	56 ... 58
Swivel eye at base CDH1: MP3	18, 19	Plain clevis CSA	59
Self-aligning clevis at base CDH1: MP5	20, 21	Plain clevis CGA	60
Round flange at head CDH1/CGH1: MF3	22, 23	Swivel head CGAK	61, 62
Round flange at base CDH1: MF4	24, 25	Swivel head CGAS (clampable)	63, 64
Trunnion mounting CDH1/CGH1: MT4	26, 27	Buckling	65
Foot mounting CDH1/CGH1: MS2	28, 29	Admissible stroke length	66 ... 67
Swivel eye at base CSH1: MP3	30, 31	End position cushioning	68 ... 70
Self-aligning clevis at base CSH1: MP5	32, 33	Selection criteria for seals	71
Round flange at head CSH1: MF3	34, 35	Seal kits	72 ... 76
Round flange at base CSH1: MF4	36, 37	Tightening torques	77
Trunnion mounting CSH1: MT4	38, 39	Components	78 ... 81
Foot mounting CSH1: MS2	40, 41	Cylinder weight	82
		Corrosivity categories	83

Technical data

(For applications outside these values, please consult us!)

Standards:

Bosch Rexroth standard; main dimensions like piston Ø and piston rod Ø correspond to ISO 3320.

Nominal pressure: 250 bar

Static test pressure: 375 bar

Reduced test pressure 315 bar

The maximum operating pressures must be less than or equal to the applicable nominal pressures and apply to applications with shock-free operation with reference to excess pressure and/or external loads. With extreme loads like e.g. high cycle sequence, mounting elements and threaded piston rod connections must be designed for durability.

Minimum pressure:

Depending on the application, operating conditions and technical design, a certain minimum pressure (approx. 10 bar) is required in order to guarantee a technically perfect function of the hydraulic cylinder.

Installation position: arbitrary

Hydraulic fluid (additional data sheet):

Mineral oils DIN 51524 HL, HLP (90220)

Oil-in-water emulsion HFA (90223)

Water glycol HFC (90223)

Phosphate ester HFDR (90222)

Polyol ester HFDU (90222)

Hydraulic fluid temperature range: see page 71

Ambient temperature range: see page 71

Optimum viscosity range: 20 to 100 mm²/s

Minimum admissible viscosity: 12 mm²/s

Maximum admissible viscosity: 380 mm²/s

Cleanliness class acc. to ISO

Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid according to ISO 4406 (c) class 20/18/15. The cleanliness classes specified for the components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and simultaneously increases the life cycle of the components. For the selection of the filters, see www.boschrexroth.com/filter

Bleeding by default secured against unscrewing

Color set-up:

Priming: By default, hydraulic cylinders are primed with a coating (color gentian blue RAL 5010) of min. 40 µm, see page 83.

Other colors on request.

Following surfaces of cylinders and attached parts are not primed:

- All fitting diameters to the customer side
- Sealing surfaces for line connection
- Sealing surfaces for flange connection
- Connection surface for valve mounting
- Inductive proximity switches
- Position measurement system
- Measuring coupling
- Spherical / plain bearing
- Grease nipples

Painting: By default, hydraulic cylinders can be ordered in four corrosivity categories in the RAL colors, see page 83.

Following surfaces of cylinders and attached parts are not painted:

- All fitting diameters and connection surfaces to customer side
- Sealing surfaces for line connection
- Sealing surfaces for flange connection
- Connection surface for valve mounting
- Inductive proximity switches
- Position measurement system
- Measuring coupling
- Spherical / plain bearing
- Grease nipples

Surfaces not primed or painted are protected with solvent-free corrosion protection compound.

Accessories ordered as a separate order item are not primed or painted by default. Corresponding priming and/or painting on request.

Technical data

(For applications outside these values, please consult us!)

Stroke velocity:

Please observe the guideline on max. stroke velocities (with recommended flow velocity of 5 m/s in the line connection) in the table. Higher stroke velocity on request. If the extension velocity is considerably higher than the retraction velocity of the piston rod, drag-out losses of the medium may result. If necessary, please consult us.

Piston Ø (mm)	Line connection	Max. stroke velocity in m/s
40	G1/2	0.31
50	G1/2	0.20
63	G3/4	0.28
80	G3/4	0.18
100	G1	0.20
125	G1 1/4	0.20
140	G1 1/4	0.16
160	G1 1/2	0.18
180	G1 1/2	0.14
200	G1 1/2	0.11
220	G1 1/2	0.09
250	G1 1/2	0.07
280	G1 1/2	0.06
320	G1 1/2	0.04

Boundary and application conditions:

- ▶ The mechanical alignment of the movement axis and thus the mounting points of hydraulic cylinder and piston rod must be ensured. Lateral forces on the guides of piston rod and piston are to be avoided. It may be necessary to consider the own weight of the hydraulic cylinder (MP3 / MP5 or MT4) or the piston rod.
- ▶ The bending length/bending load of the piston rod and/or the hydraulic cylinder must be observed (see page topic Bucklig).
- ▶ The maximum admissible stroke velocities with regard to the suitability/load of seals must be observed as must their compatibility with the properties of the hydraulic fluid (see page topic Seals).
- ▶ The maximum admissible velocities/kinetic energies when moving into the end positions, also considering external loads, must be observed.
Danger: Excess pressure
- ▶ The maximum admissible operating pressure must be complied with in any operating state of the hydraulic cylinder. Possible pressure intensification resulting from the area ratio of annulus area to piston area and possible throttling points are to be observed.
- ▶ Detrimental environmental influences, like e.g. aggressive finest particles, vapors, high temperatures, etc. as well as contaminations and deterioration of the hydraulic fluid are to be avoided.

Notice:

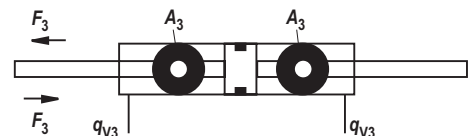
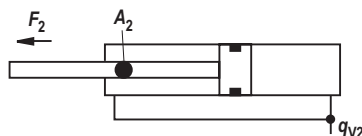
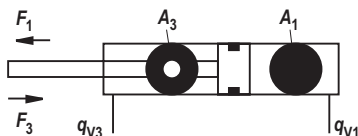
- ▶ This list does not claim to be complete. In case of questions regarding the compatibility with the medium or exceedance of the boundary or application conditions, please contact us.
- ▶ All graphical pictures in the data sheet are examples. The product supplied may therefore differ from the figure shown.

Technical data

(For applications outside these values, please consult us!)

Diameters, areas, forces, flow

Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			Max. available stroke length
			Piston	Rod	Ring	Pressure	Diff.	Pulling	Off	Diff.	On	
ØAL mm	ØMM mm	ϕ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{V1} l/min	q_{V2} l/min	q_{V3} l/min	mm
40	22	1.43	12.56	3.80	8.76	31.40	9.50	21.90	7.5	2.3	5.3	2000
	28	1.96		6.16	6.40		15.40	16.00		3.7	3.8	
50	28	1.46	19.63	6.16	13.47	49.10	15.40	33.70	11.8	3.7	8.1	2000
	36	2.08		10.18	9.45		25.45	23.65		6.1	5.7	
63	36	1.48	31.17	10.18	20.99	77.90	25.45	52.45	18.7	6.1	12.6	2000
	45	2.04		15.90	15.27		39.75	38.15		9.5	9.2	
80	45	1.46	50.26	15.90	34.36	125.65	39.75	85.90	30.2	9.5	20.7	2000
	56	1.96		24.63	25.63		61.55	64.10		14.8	15.4	
100	56	1.46	78.54	24.63	53.91	196.35	61.55	134.80	47.1	14.8	32.3	3000
	70	1.96		38.48	40.06		96.20	100.15		23.1	24.0	
125	70	1.46	122.72	38.48	84.24	306.75	96.20	210.55	73.6	23.1	50.5	3000
	90	2.08		63.62	59.10		159.05	147.70		38.2	35.4	
140	90	1.70	153.94	63.62	90.32	384.75	159.05	225.70	92.4	38.2	54.2	3000
	100	2.04		78.54	75.40		196.35	188.40		47.1	45.3	
160	100	1.64	201.06	78.54	122.50	502.50	196.35	306.15	120.6	47.1	73.5	3000
	110	1.90		95.06	106.00		237.65	264.85		57.0	63.6	
180	110	1.60	254.47	95.06	159.43	636.17	237.65	398.52	152.7	57.0	95.7	3000
	125	1.93		122.72	131.75		306.80	329.37		73.6	79.1	
200	125	1.64	314.16	122.72	191.44	785.25	306.80	478.45	188.5	73.6	114.9	3000
	140	1.96		153.96	160.20		384.90	400.35		92.4	96.1	
220	140	1.68	380.1	153.9	226.2	950.3	384.8	565.5	228.1	92.4	135.7	6000
	160	2.12		201.0	179.1		502.6	447.7		120.7	107.4	
250	160	1.69	490.8	201.0	289.8	1227.2	502.7	724.5	294.5	120.7	173.8	6000
	180	2.08		254.4	236.4		636.2	591.0		152.7	141.8	
280	180	1.70	615.7	254.4	361.3	1539.4	636.2	903.2	369.4	152.7	216.7	6000
	200	2.04		314.1	301.6		785.4	753.9		188.5	180.9	
320	200	1.64	804.2	314.1	490.1	2010.6	785.4	1225.2	482.5	188.5	294.0	6000
	220	1.90		380.1	424.2		950.3	1060.3		228.1	254.4	



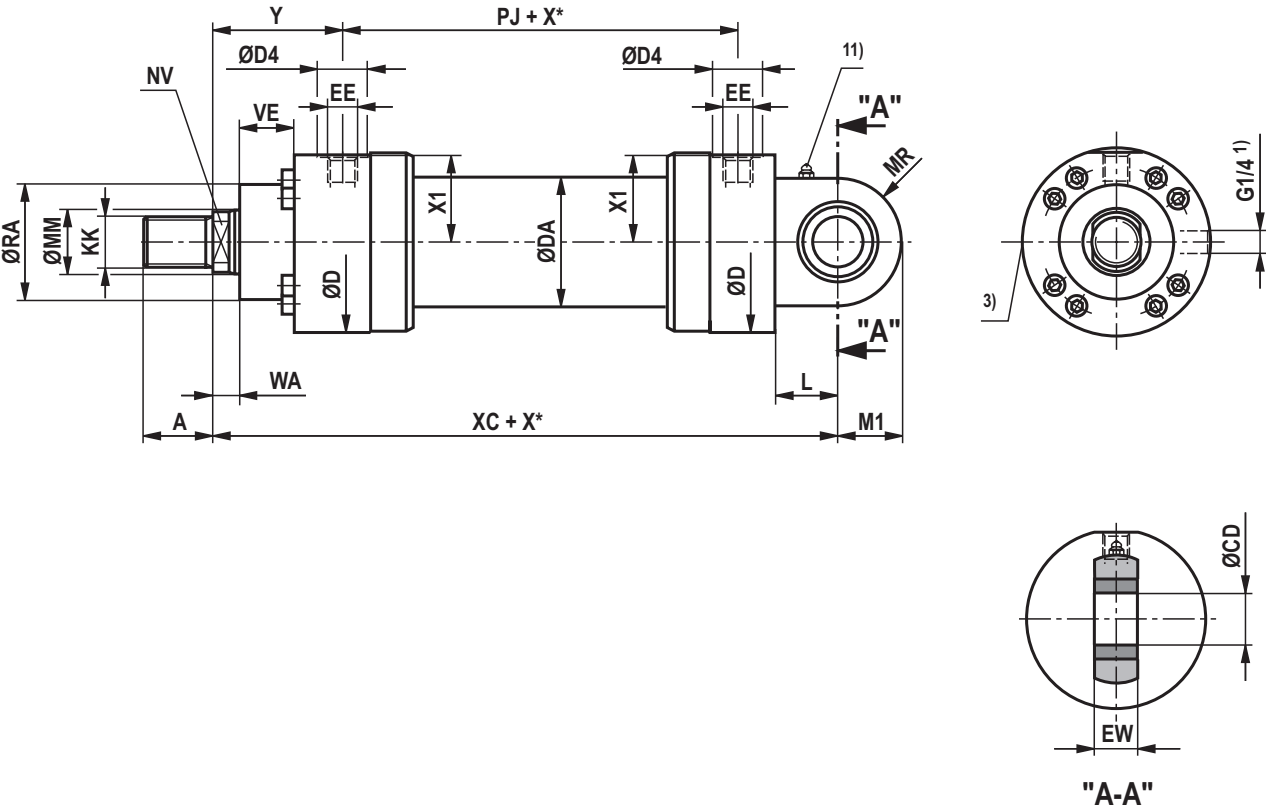
¹⁾ Theoretical static cylinder force
(without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts such as swivel heads, plates, or valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

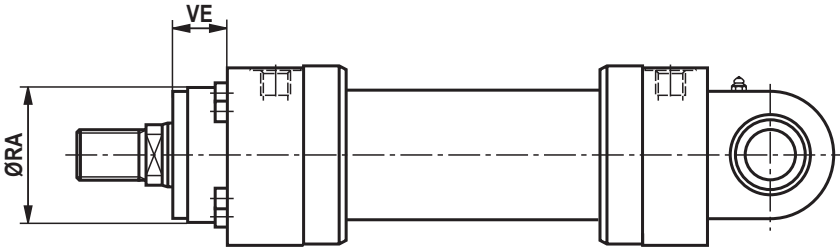
Dimensions

Swivel eye at base CDH1: MP3 (dimensions in mm)

CDH1 MP3; ØAL 40 - 200 mm



CDH1 MP3: with seal design "A", "B" and ØAL 160 - 200 mm



Dimensions

Swivel eye at base CDH1: MP3 (dimensions in mm)

ØAL	ØMM	KK 5)	A 5)	KK 6)	A 6)	NV	ØD	ØDA	ØD4 2)	EE 4; 16)	EE 4; 17)	Y	PJ
40	22/28	M16x1,5	16	M18x2	30	16/22	88	52	34	G1/2	M22x1,5	79	120
50	28/36	M22x1,5	22	M24x2	35	22/30	102	62	34	G1/2	M22x1,5	87	120
63	36/45	M28x1,5	28	M30x2	45	30/36	120	78	42	G3/4	M27x2	100	133
80	45/56	M35x1,5	35	M39x3	55	36/46	140	95	42	G3/4	M27x2	104	146
100	56/70	M45x1,5	45	M50x3	75	46/60	170	125	47	G1	M33x2	124	171
125	70/90	M58x1,5	58	M64x3	95	60/75	206	150	58	G1 1/4	M42x2	135	205
140	90/100	M65x1,5	65	M80x3	110	75/85	226	170	58	G1 1/4	M42x2	156	219
160	100/110	M80x2	80	M90x3	120	85/95	265	190	65	G1 1/2	M48x2	185	240
180	110/125	M100x2	100	M100x3	140	95/110	292	210	65	G1 1/2	M48x2	199	264
200	125/140	M110x2	110	M110x4	150	110/120	310	235	65	G1 1/2	M48x2	205	278

ØAL	ØMM	X1	WA	XC	L	MR	M1	ØCD H11	EW -0.4	ØRA 7)	VE 7)	ØRA 8)	VE 8)
40	22/28	41	14	252	32.5	31	28	25	23	52	40	52	20
50	28/36	48.5	18	265	37.5	36	32.5	30	28	65	40	65	16
63	36/45	56.5	22	302	45	42	40	35	30	75	45	75	17
80	45/56	67	20	330	50	52	50	40	35	95	45	95	13
100	56/70	82	30	385	60	65	62.5	50	40	115	55	115	20
125	70/90	99	32	447	70	70	70	60	50	135	60	135	17
140	90/100	109.5	35	490	75	82	82	70	55	155	70	155	22
160	100/110	129	40	550	85	95	95	80	60	200	80	200	80
180	110/125	142.5	40	610	90	113	113	90	65	220	90	220	90
200	125/140	152	40	645	115	125	125	100	70	235	95	235	95

ØAL = piston Ø

ØMM = piston rod Ø

X* = stroke length

1) Bleeding: With view to the piston rod, the position is offset by 90° in relation to the line connection (clockwise)

2) Ø D4 max. 0.5 mm deep

3) Throttle valve only with end position cushioning "E" (180° for bleeding)

4) Flange connections see separate table pages 42 and 43

5) Thread design "G"

6) Thread design "A"

7) Dimensions for cylinders with seal design M, T, G, L, R, S and V

8) Dimensions for cylinders with seal design A and B

11) Standard version "W"

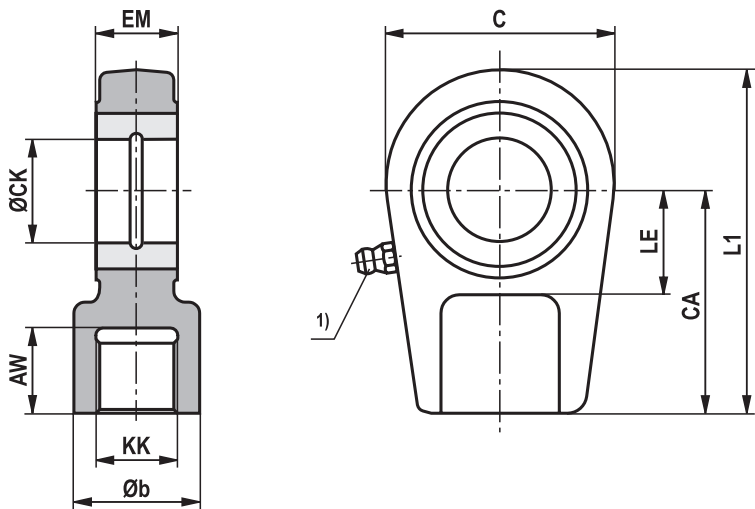
Grease nipple, cone head form A according to DIN 71412

16) Line connection "B" and "C"

17) Line connection "M"

Plain clevis CSA
(dimensions in mm)

ØAL 40-200 mm



ØAL	Type	Material no.	AW	Øb	C	CA	ØCK H11	EM -0.4	KK	LE	L1	m ²⁾ kg	C ₀ ³⁾ kN	F _{adm} ⁴⁾ kN
40	CSA 16	R900303150	17	28	56	50	25	23	M16x1,5	25	80	0.43	72	25.9
50	CSA 22	R900303151	23	34	64	60	30	28	M22x1,5	30	94	0.7	106	38.2
63	CSA 28	R900303152	29	44	78	70	35	30	M28x1,5	40	112	1.1	153	55.1
80	CSA 35	R900303153	36	55	94	85	40	35	M35x1,5	45	135	2.0	250	90.0
100	CSA 45	R900303154	46	70	116	105	50	40	M45x1,5	55	168	3.3	365	131.4
125	CSA 58	R900303155	59	87	130	130	60	50	M58x1,5	65	200	5.5	400	144.0
140	CSA 65	R900303156	66	93	154	150	70	55	M65x1,5	75	232	8.6	540	194.4
160	CSA 80	R900303157	81	125	176	170	80	60	M80x2	80	265	12.2	670	241.2
180	CSA100	R900303158	101	143	206	210	90	65	M100x2	90	323	21.5	980	352.8
200	CSA110	R900303159	111	153	230	235	100	70	M110x2	105	360	27.5	1120	403.2

The specified dimensions are maximum values and may differ depending on the manufacturer.
 The following values are excluded: CA, CK, EM, KK
 The plain clevis must always be screwed against the shoulder of the piston rod and secured against loosening!

- ØAL
 = piston Ø

1) Grease nipple, cone head form A according to DIN 71412

2) **m**
= weight of plain clevis in kg

3) **C₀**
= static load rating of the plain clevis

4) **F_{adm}**
= max. admissible load of the plain clevis for oscillatory or alternating loads

Buckling

For the admissible stroke length with flexibly guided load and a factor of 3.5 for safety against buckling, please refer to the relevant table. For other installation positions of the cylinder, the admissible stroke length must be interpolated. Admissible stroke length for non-guided load on request. Buckling calculations are carried out according to the following formulas:

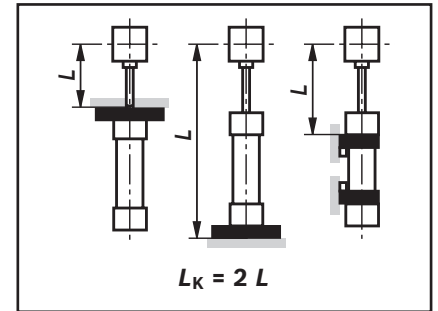
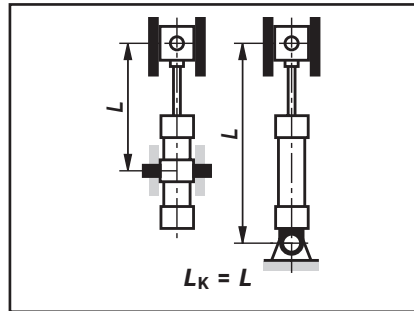
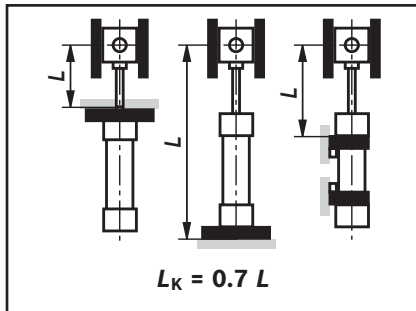
1. Calculation according to Euler

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v \cdot L_K^2} \quad \text{if } \lambda > \lambda_g$$

2. Calculation according to Tetmajer

$$F = \frac{d^2 \cdot \pi (335 - 0.62 \cdot \lambda)}{4 \cdot v} \quad \text{if } \lambda \leq \lambda_g$$

Influence of the type of mounting on the bending length:



Explanation:

E = module of elasticity in N/mm²

= 2.1 x 10⁵ for steel

I = geometrical moment of inertia in mm⁴ for circular cross-section = $\frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0.0491 \cdot d^4$

v = 3.5 (safety factor)

L_K = free bending length in mm (depending on the type of mounting see sketches A, B, C)

d = Piston rod Ø in mm

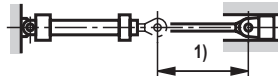
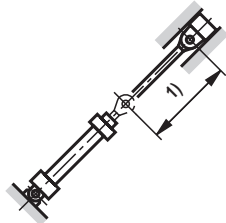
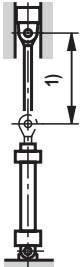
λ = Slenderness ratio

$$\lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0.8 \cdot R_e}}$$

R_e = yield strength of the piston rod material

Admissible stroke length (dimensions in mm)

Type of mounting CDH1/CSH1 ²⁾: MP3, MP5

ØAL	ØMM	Admissible stroke length with									Installation position
		100 bar			160 bar			250 bar			
		0 °	45 °	90 °	0 °	45 °	90 °	0 °	45 °	90 °	
40	22	195	200	215	130	135	140	40	45	55	0 ° 
	28	385	400	445	295	300	320	215	220	225	
50	28	285	295	310	205	210	215	120	130	135	45 ° 
	36	535	555	625	425	430	460	320	325	335	
63	36	390	400	440	290	295	305	200	205	210	90 ° 
	45	655	685	790	530	545	585	410	415	430	
80	45	500	515	560	375	385	400	240	260	280	1) Adm. Stroke length
	56	815	850	980	665	680	735	520	525	545	
100	56	610	630	705	470	480	505	280	295	355	
	70	985	1030	1240	820	845	930	650	660	695	
125	70	770	800	900	600	615	650	360	380	465	
	90	1295	1360	1670	1095	1130	1265	885	900	955	
140	90	1145	1200	1430	945	970	1070	740	755	790	
	100	1400	1475	1840	1190	1230	1390	965	985	1050	
160	100	1230	1285	1530	1010	1040	1140	790	800	840	
	110	1480	1555	1930	1250	1290	1455	1005	1030	1090	
180	110	1305	1365	1630	1065	1095	1200	825	840	880	
	125	1675	1765	2210	1420	1470	1670	1150	1175	1260	
200	125	1500	1580	1930	1240	1290	1430	985	1005	1060	
	140	1865	1965	2520	1590	1660	1910	1305	1340	1440	
220	140	1620	1710	2180	1360	1415	1630	1090	1120	1200	
	160	2075	2200	3000	1810	1890	2280	1510	1560	1730	
250	160	1885	1990	2570	1600	1670	1930	1300	1330	1440	
	180	2330	2475	3370	2040	2135	2570	1710	1770	1960	
280	180	2075	2200	2900	1775	1880	2170	1450	1490	1620	
	200	2510	2670	3700	2200	2310	2820	1850	1920	2140	
320	200	2170	2300	3070	1850	1940	2290	1500	1550	1700	
	220	2590	2760	3850	2260	2380	2920	1890	1960	2200	

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

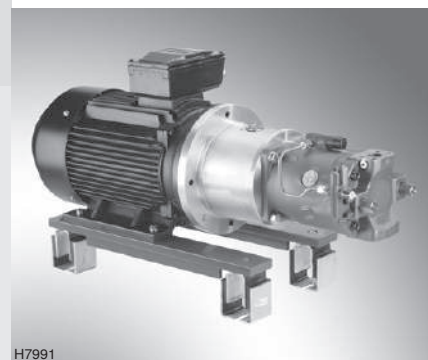
Motor-pump group

RE 51174/ 01.13
Replaces: 11.12

1/14

Type ABAPG

with pump type: A10VSO
Series 32: Sizes 45 to 180
Electric motor frame size 132M to 315M



H7991

Table of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering code	2
Set-up of the motor-pump group	2
Technical data	3
Circuit diagrams	4, 5
Performance characteristic	6
Standard program incl. preferred types	6...8
Device dimensions	9...15
Pressure line connections	16
Optional accessories	16, 17
Installation information	18
Commissioning, maintenance and operating instructions	18

Features

- In the motor-pump groups, electric energy is converted into hydraulic energy.
- They have been designed for hydrostatic drives in open circuits.
 - Electric motor, design IM B3/B5 (ABAPG)
 - Pump fastened at the electric motor with rigid pump carrier and coupling
 - Low operating noise
 - Versatile possible applications on tank, base frame or separate installation
 - Clear, maintenance-friendly set-up
 - With axial piston pump A10VSO (variable displacement pump), shock and vibration absorber type
 - DRS (hydraulic flow controller) und LA6DS (power controller with pressure cut off) adjustment

Technical data (For applications outside these parameters, please consult us!)

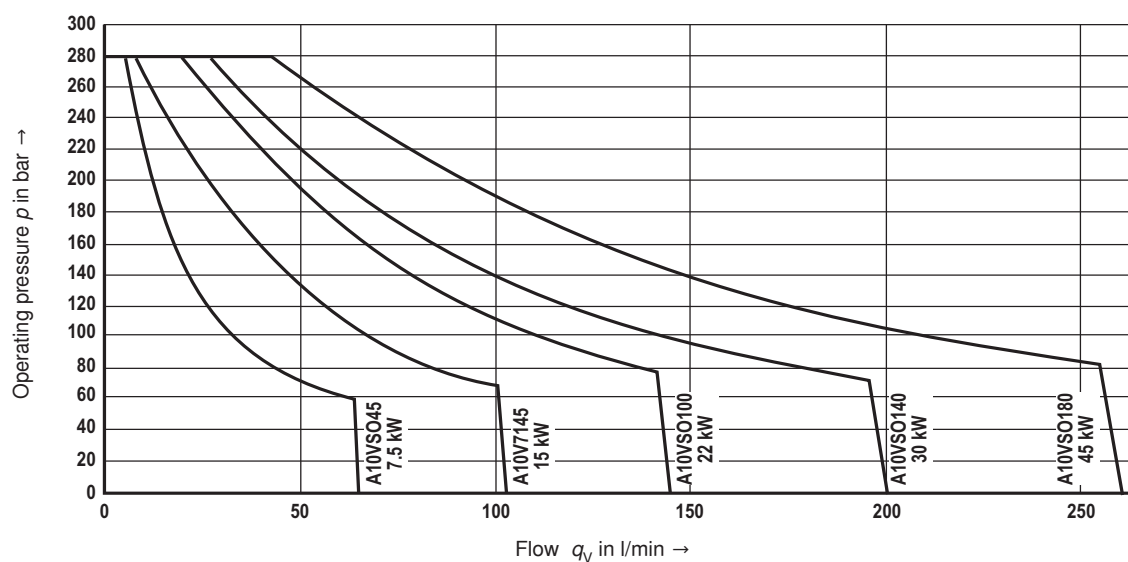
Line connections		See table Line connections on page 16	
Hydraulic fluid		Mineral oil HLP according to DIN 51524; part 2 e.g. with operating temperature 50 °C ISO VG46 DIN ISO 3448 (other fluids on request!) • Please observe our provisions according to data sheet 90220, 90221. • Different oil types must not be mixed as this might result in degradation and deterioration of the lubricity. • According to the operating conditions, the fluid must be renewed at certain intervals.	
Pump type		A10VSO series 32 according to data sheet 92714	
– Direction of rotation		R = clockwise	
Operating pressure, absolute			
– Inlet	$p_{\min-\max}$	bar	0.8 to 10 for sizes 45 to 100, 1 to 10 from size 140
– Output	p_{nom}	bar	280
– Peak pressure	$p_{\max}$	bar	350
– Leakage port	$p_{\max}$	bar	2
Hydraulic fluid temperature range, observe viscosity range		ϑ	–25 to +90
– T_{optimal} with HLP 46 (DIN 51524)		ϑ °C	+45 to +55
– $T_{\max}$ in continuous operation		ϑ °C	< +65
For start-up at low temperatures a heating can be provided. For cooling, you can either provide an oil/water or an oil/air cooler. See data sheet 50126 (ABUKG) and 50112 (KOL/KOLP).			
Cleanliness classes according to ISO code		Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid according to ISO 4406 (c) depending on the pump type used ¹⁾ . At least cleanliness class 20/18/15 must be achieved.	
Viscosity range		ν mm ² /s	16 to 36 optimally 10 to 1000 for short periods (see data sheet 92714)
Electric motor	– Motor type	Three-phase asynchronous motor	
	– Efficiency class	IE2	
	– Number of pole pairs	4	
	– Voltage according to IEC 38 U	V	400 / 690 at 50 Hz (CB)
	– Speed	n min ^{–1}	1450 at 50 Hz
	– Protection class	IP	55
	– Installation position	Horizontal	
Surface treatment		By default, all steel components and components are at least provided with temporary corrosion protection (e.g. for transport).	

¹⁾ The cleanliness classes specified for the components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and at the same time increases the life cycle of the components.
 For selecting the filters, see data sheet 51501.

 **Notice:** For assembly, commissioning and maintenance of hydraulic systems please observe data sheet 07900. The motor-pump group is constructed and manufactured in accordance with the harmonized EN standards/specifications.

Performance characteristic

Axial piston pump with power controller, type ABAPG...LA6DS measured at $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
(factory setting)



For the project planning, please use the performance characteristic from data sheet 92714.

Standard program incl. preferred types ABAPG-A10VSO, series 32

Frequency	50 Hz 1450 min ⁻¹									
	Pump	q _v max in l/min	p _{max} in bar	Power in kW	Motor frame size	ABAPG				
						VEM	MKZ	HOY	MKZ	SIE
A10VSO 45...32 DRS	62	78	11.0	160M	160L	R901342822	A3	R901342824	A3	R901342825
						R901342818	A2	R901342819	A3	R901342820
						R901342831	A3	R901342832	A3	R901342833
						R901342827	A3	R901342828	A3	R901342829
						R901342834	A3	R901342835	A3	R901342836
						R901342837	A3	R901342838	A3	R901342839
A10VSO 71...32 DRS	98	68	15.0	160L	180M	R901342840	A3	R901342841	A3	R901342842
						R901342846	A3	R901342847	A3	R901342848
						R901342843	A2	R901342844	A3	R901342845
						R901342849	A3	R901342850	A3	R901342851
						R901342855	A3	R901342856	A3	R901342857
						R901342852	A3	R901342853	A3	R901342854
A10VSO 100...32 DRS	138	57	18.5	180M	180L	R901342864	A3	R901342865	A3	R901342866
						R901342861	A3	R901342862	A3	R901342863
						R901342867	A3	R901342868	A3	R901342870
						R901342874	A3	R901342875	A3	R901342876
						R901342871	A2	R901342872	A3	R901342873
						R901342877	A3	R901342878	A3	R901342879
A10VSO 140...32 DRS	193	52	22.0	200L	225S	R901342886	A3	R901342887	A3	R901342888
						R901342890	A3	R901342891	A3	R901342892
						R901342897	A3	R901342898	A3	R901342899
						R901342894	A3	R901342895	A3	R901342896
						R901342900	A3	R901342901	A3	R901342903
						R901342907	A3	R901342908	A3	R901342909
A10VSO 180...32 DRS	248	62	30.0	200L	315S	R901342913	A3	R901342914	A3	R901342915
						R901342920	A3	R901342921	A3	R901342922
						R901342916	A3	R901342917	A3	R901342918
						R901342923	A3	R901342924	A3	R901342925
						R901342929	A3	R901342930	A3	R901342931
						R901342926	A3	R901342927	A3	R901342928
A10VSO- 45LA6S	62	78	11.0	160M	160L	R901342936	A3	R901342937	A3	R901342938
						R901342932	A3	R901342933	A3	R901342934
						R901342939	A3	R901342940	A3	R901342941
						R901342942	A3	R901342943	A3	R901342944
						R901342945	A3	R901342947	A3	R901342948
						R901342949	A3	R901342950	A3	R901342951
A10VSO- 71LA6S	98	68	15.0	160L	180M	R901342952	A3	R901342953	A3	R901342954
						R901342955	A3	R901342956	A3	R901342957
						R901342958	A3	R901342959	A3	R901342960
						R901342961	A3	R901342962	A3	R901342963
						R901342964	A3	R901342965	A3	R901342966
						R901342967	A3	R901342968	A3	R901342969
A10VSO- 100LA6S	138	57	18.5	180M	180L	R901342970	A3	R901342971	A3	R901342972
						R901342973	A3	R901342974	A3	R901342975
						R901342976	A3	R901342977	A3	R901342978
						R901342979	A3	R901342980	A3	R901342981
						R901342982	A3	R901342983	A3	R901342984
						R901342985	A3	R901342986	A3	R901342987
A10VSO- 140LA6S	193	52	22.0	200L	225S	R901342988	A3	R901342989	A3	R901342990
						R901342991	A3	R901342992	A3	R901342993
						R901342994	A3	R901342995	A3	R901342996
						R901342997	A3	R901342998	A3	R901342999
						R901343000	A3	R901343001	A3	R901343002
						R901343003	A3	R901343004	A3	R901343005
A10VSO- 180LA6S	248	62	30.0	200L	315S	R901343006	A3	R901343007	A3	R901343008
						R901343009	A3	R901343010	A3	R901343011
						R901343012	A3	R901343013	A3	R901343014
						R901343015	A3	R901343016	A3	R901343017
						R901343018	A3	R901343019	A3	R901343020
						R901343021	A3	R901343022	A3	R901343023

MKZ = material mark

A2 = preferred delivery range

A3 = standard delivery range. Device dimensions see pages 7 to 10

Válvula direccional 4/3 y 4/2 vías con accionamiento manual por palanca

RS 22371/01.08
Reemplaza a: 10.05

1/12

Tipo WMM

Tamaño nominal 16 hasta 32
Serie 5X; 7X
Presión de servicio máxima 350 bar
Caudal máximo 450 l/min



H5914

Índice

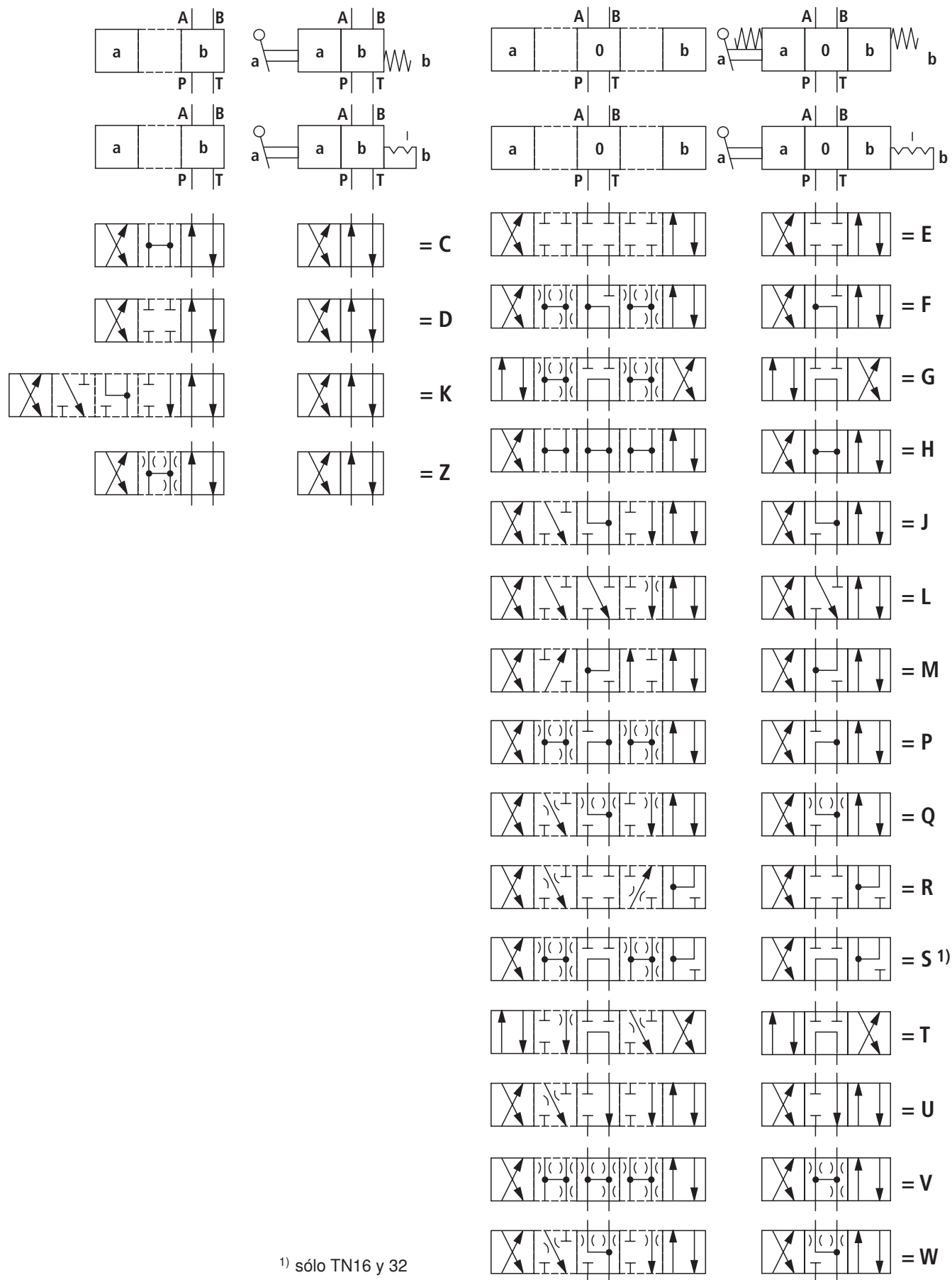
Contenido	Página
Características	1
Código de pedido	2
Símbolos de pistón	3
Funcionamiento, corte	4
Datos técnicos	5
Curvas características	6 hasta 8
Límites de potencia	6 hasta 8
Dimensiones	9 hasta 11

Características

- Válvula direccional de corredera de mando directo con accionamiento manual por palanca
- Posición de las conexiones según DIN 24340 Formato A e ISO 4401
- Con reposición por resorte o fiador, opcional
- Mecanismo de accionamiento protegido contra contaminación y entrada de humedad
- Cabeza con mecanismo de accionamiento recambiable sin desmontar la válvula
- Conmutador de posición inductivo y sensores de proximidad (libres de contacto), ver RS 24830 (sólo TN16 y 25)
- Otras informaciones:
 - Placas de conexión TN16: RS 45056
 - Placas de conexión TN25: RS 45058
 - Placas de conexión TN32: RS 45060

Informaciones sobre repuestos disponibles:
www.boschrexroth.com/spc

Símbolos de pistón



¹⁾ sólo TN16 y 32

Datos técnicos (¡Para utilización con datos diferentes, se ruega consultar!)**generales**

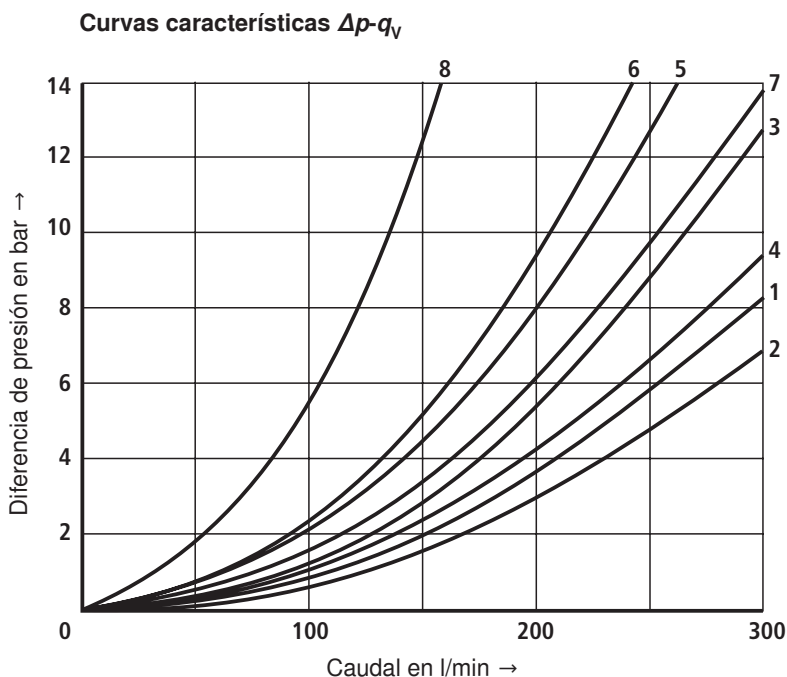
Tamaños nominales			TN16	TN25	TN32
Masa	kg		aprox. 8	aprox. 12,2	aprox. 49
Posición de montaje			opcional		
Rango de temperatura ambiente	°C		-30 hasta +80 (juntas NBR) -20 hasta +80 (juntas FKM)		
Fuerza de accionamiento	- reposición por resorte	N	máx. 75	máx. 105	máx. 150
	- con fiador	N	aprox. 75	aprox. 105	aprox. 100
Áng. de accionamiento desde la pos. central (ver dimensiones, pág. 9 hasta 11)	°		2 x 26	2 x 24,5	2 x 25

hidráulicos

Pres. de serv. máxima	- conexiones A, B, P	bar	350		
	- conexión T	bar	250 Para pres. tanque > 160 bar el aceite de fugas se debe conducir por conexión L (TN16) o conexión Y (TN25 y 32)!		
Caudal máximo			300	450	1100
Fluido hidráulico			Aceite mineral (HL, HLP) según DIN 51524 ¹⁾ ; fluidos hidráulicos rápidamente biodegradables según VDMA 24568 (ver también RS 90221); HETG (aceite de colza) ¹⁾ ; HEPG (poliglicoles) ²⁾ ; HEES (ésteres sintéticos) ²⁾ ; otros fluidos según consulta		
Rango de temperatura del fluido hidráulico	°C		-30 hasta +80 (juntas NBR) -20 hasta +80 (juntas FKM)		
Rango de viscosidad	mm ² /s		2,8 hasta 380		
Grado máximo de contaminación del fluido hidráulico clase de pureza según ISO 4406 (c)			Clase 20/18/15 ³⁾		
Sección del caudal	- Símbolo Q (A/B → T)	mm ²	32	78	116
	- Símbolo V (A/B → T)	mm ²	32	73	136
	(P → A/B)	mm ²	32	84	120
	- Símb. W (A/B → T)	mm ²	6	10	20

¹⁾ Adecuado para juntas NBR y FKM²⁾ Adecuado sólo para juntas FKM³⁾ En los sistemas hidráulicos se deben mantener las clases de pureza indicadas para los componentes. Un filtrado efectivo evita disfunciones y simultáneamente aumenta la vida útil de los componentes.

Para la selección de los filtros ver Hojas de Datos RS 50070, RS 50076, RS 50081, RS 50086, RS 50087 y RS 50088.

Curvas características: TN16 (medidas para HLP46, $\vartheta_{\text{aceite}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)


Símbolo pistón	Sentido del caudal				
	P – A	P – B	A – T	B – T	P – T
E, D, Y	1	1	1	3	–
F	2	2	3	3	–
G, T	5	1	3	7	6
H, C, Q	2	2	3	3	–
V, Z	2	2	3	3	–
J, K, L	1	1	3	3	–
M, W	2	2	4	3	–
R	2	2	4	–	–
U	1	1	4	7	–
S	4	4	4	–	8

Límites de potencia: TN16 (medidos para HLP46, $\vartheta_{\text{aceite}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)
⚠ ¡Atención!

La función de conmutación de las válvulas depende del filtrado por el efecto de adhesión. Para lograr los caudales admisibles indicados se recomienda un filtrado de caudal pleno con $25\text{ }\mu\text{m}$. Las fuerzas de flujo que actúan dentro de las válvulas influyen también sobre la potencia del caudal.

Por eso, en las válvulas direccionales de 4 vías los caudales indicados valen para el empleo normal con 2 sentidos de caudal (por ej. de P hacia A y retorno simultáneo de B hacia T) (ver tabla). En caso de un sólo sentido de caudal, el caudal admisible puede ser mucho menor (por ejemplo empleando una válvula direccional de 4 vías como válvula de 3 vías con conexión bloqueada A ó B).

Válv. de 2 pos. de conmut. – $q_{V\text{ máx}}$ en l/min

Símbolo pistón	Pres. de serv. $p_{\text{máx}}$ en bar				
	70	140	210	280	350
– con reposición por resorte					
C	300	300	300	260	220
D	300	300	210	190	160
K	300	300	200	150	130
Z	300	240	190	170	150
– con fiador					
C, D, K, Z	300	300	300	300	300

Válv. de 3 pos. de conmut. – $q_{V\text{ máx}}$ en l/min

Símbolo pistón	Pres. de serv. $p_{\text{máx}}$ en bar				
	70	140	210	280	350
– con reposición por resorte					
E, H, J, L, M, Q, R, U, W	300	300	300	300	300
F, P	300	300	210	190	170
G, S, T	300	300	220	210	180
V	300	260	200	180	170
– con fiador					
E, H, J, L, M, Q, R, U, W	300	300	300	300	300
F, P	300	300	280	230	230
G, S, T	300	300	230	230	230
V	300	300	250	230	230

VALVULA REGULADORA DE CAUDAL CON RETENCION INCORPORADA

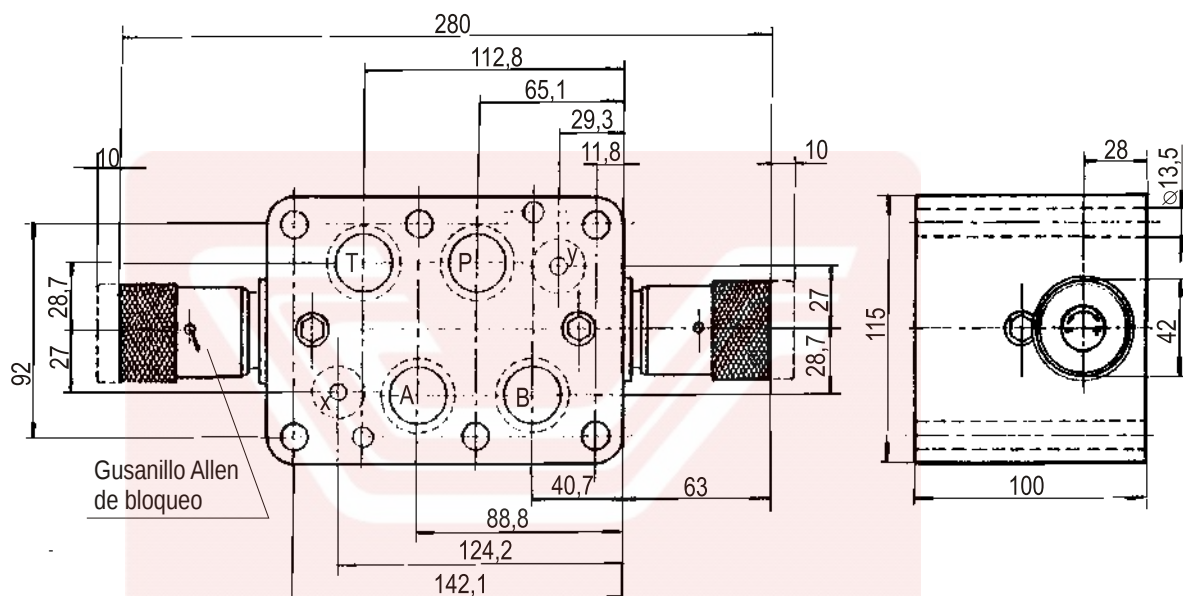
SIN COMPENSACION
SISTEMA MODULAR
Modelo: VRCRT * - M 3/4"



El sistema modular presenta varias ventajas sobre los sistemas de panel y línea. No necesita costosas interconexiones con tuberías, sistema éste antiestético y con posibilidad de pérdidas producidas por vibraciones, ni la ejecución de paneles perforados ya que los componentes se instalan en forma superpuesta y su conexión es automática, por medio de arosellos.

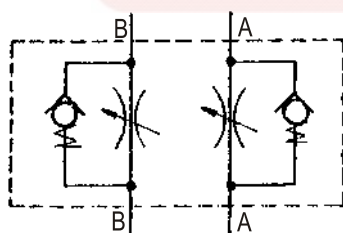


DIMENSIONES:



VRCRT 2 - M 3/4

GENERALIDADES:



Caudal máximo regulable (nominal)	80 l/min
Presión máxima de trabajo	210 kg/cm ²
Peso aproximado	11,200 kg.
Se provee con arosellos O'RING Parker	
Cant.	Dimensión
2	2 - 210
4	2 - 215

La válvula de doble regulación de caudal con retención incorporada sistema modular modelo VRCRT 2 - M 3/4 permite la obtención de distintas velocidades de avance y retroceso perfectamente regulables, en motores hidráulicos y cilindros.

Esta válvula no posee compensación de presión; ni de temperatura.

El modelo VRCRTA - M 3/4 ó VRCRTB - M 3/4 , permiten la regulación de velocidad sobre una sola de las vías, A ó B.

CONJUNTO DE REPUESTO

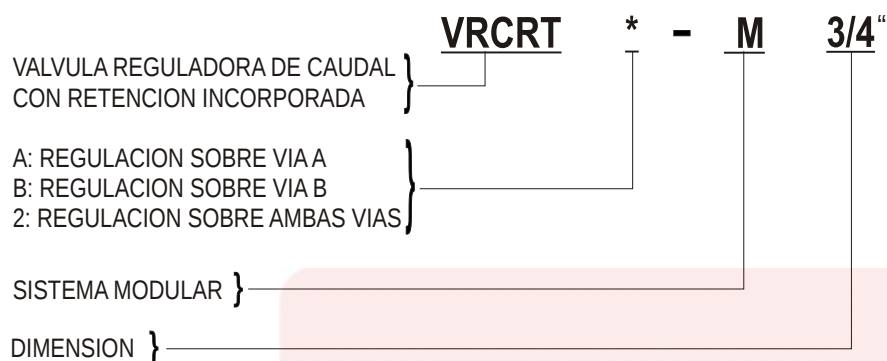


Casa Central Cañiñata 946 - 2000 - Rosario - Tel/Fax, (0341) 4360700 ventas@circuitosyservicios.com.ar
 Suc. Santa Fe A. Freyre 2353 - 3000 - Santa Fe - Tel/Fax, (0342) 4555042 cyssantafe@circuitosyservicios.com.ar
 Suc. Rafaela Belgrano 578 - 2300 - Rafaela - Tel/Fax, (03482) 451390 cysrafaela@circuitosyservicios.com.ar

FUNCIONAMIENTO: El fluido proveniente de la válvula direccional pasa a través de la retención, mientras que el fluido proveniente del sistema, pasa a través de la regulación. Al invertir la operación se produce el mismo efecto. El mismo principio de funcionamiento es aplicable a los modelos con regulación y retención sobre una vía, (ver FORMA DE SOLICITARLA).

FILTRADO DEL FLUIDO: El aceite debe estar convenientemente limpio para evitar atascamientos y desgastes prematuros. Utilizar filtros de 25 micrones o menores.

FORMA DE SOLICITARLA:



PLACA BASE: Para el sistema modular es la utilizada en nuestras válvulas direccionales modelo VDPL 3/4. Las dimensiones de la misma están dadas en el folleto Form: D - 004.

TORNILLOS DE FIJACION: Los mismos se proveen por separado debido a que el sistema modular permite el ensamble de distintos elementos superpuestos; el largo de los tornillos varía de acuerdo a la cantidad de elementos que componen el sistema. Para solicitarlos especificar dimensiones de acuerdo a la siguiente tabla:

CANTIDAD DE ELEMENTOS	DIMENSIONES DE LOS TORNILLOS	CANTIDAD
VALVULA DIRECCIONAL Y UN MODULO	1/2"W x 165 mm.	4
VALVULA DIRECCIONAL Y DOS MODULOS	1/2"W x 266,5 mm.	4
VALVULA DIRECCIONAL Y TRES MODULOS	1/2"W x 368 mm.	4

TORESA S.A.C.I.F.I se reserva el derecho a modificar materiales, cotas o diseños sin previo aviso



Casa Central Califerata 946 - 2000 - Rosario - Tel/Fax: (0341) 4360700 ventas@circuitosyservicios.com.ar
 Suc. Santa Fe A. Freyre 2363 - 3000 - Santa Fe - Tel/Fax: (0342) 4556042 cysantafe@circuitosyservicios.com.ar
 Suc. Rafaela Belgrano 578 - 2300 - Rafaela - Tel/Fax: (03492) 451390 cysrafaela@circuitosyservicios.com.ar

www.circuitosyservicios.com.ar

Suction Return Series

Tanktop Mounted Suction & Return Line
Filters - Types SR1 & SR2
Max. 250 l/min - 10 bar



**Filters both open
and closed loop oil
circuits through one
filter**

**Reduced risk of pump
cavitation**

SR1 and SR2 are capable of feeding filtered oil under positive pressure to the suction side of the boost pump filtering both open and closed loop oil systems through one filter. Maximum pressure 10 bar. Maximum flow 250 l/min. Use *LEIF*[®] environmentally friendly elements.



Contact Information:

Parker Hannifin
Hydraulic Filter Division Europe

**European Product
Information Centre**
Freephone: 00800 27 27 5374
(from AT, BE, CH, CZ, DE, EE, ES,
FI, FR, IE, IT, PT, SE, SK, UK)
filtrationinfo@parker.com

www.parker.com/hfde

Product Features:

- SR capable of feeding filtered oil under positive pressure to the suction side of the boost pump.
- Filters both open and closed loop oil systems through one filter.
- Maximum pressure 10 bar. Maximum flow 250 l/min.
- SR uses patented *LEIF*[®] elements to safeguard filtration quality.

Specification

Pressure ratings:

Max. 10 bar.

Assembly:

Tank top mounted filters.

Connections:

Return port G1 (to BS 2779).

Suction port G³/₄ (to BS 2779).

} SR1

Return port G1¹/₄ (ISO 228) or SAE20:

Optional second return port type SR2.

Suction port G1 (ISO 228) or SAE16:

Standard two suction ports.

} SR2

Seal material:

Type SR1 – Nitrile.

Type SR2 – Nitrile, Fluoroelastomer.

Other seal material on request.

Operating temperature range:

-30° to +110°C.

Bypass valve system:

Main system bypass valve.

Type SR1 – 1.7 bar (2.5 bar optional).

Type SR2 – 1.7 bar (2.5 bar optional).

Degree of filtration:

Determined by multipass test according to ISO 16889.

Flow fatigue characteristics:

Filter media designed to optimise fatigue life.

Filtration media:

Type SR1 and SR2 –

Ecoglass III for *LEIF*[®] elements. See 'degree of filtration' table on the Ordering Information page.

- High dirt holding capacity.

- Low pressure drop.

- Extended service life.

Element collapse rating:

Type SR1 – 10 bar (ISO2941).

Type SR2 – 10 bar (ISO2941).

Suction line:

Back-pressure valve setting 0.5 bar (nominal).

Anti-cavitation:

Emergency suction valve fitted as standard.

Construction:

Type SR1 and Type SR2

Filter Housing: Precision pressure die casting

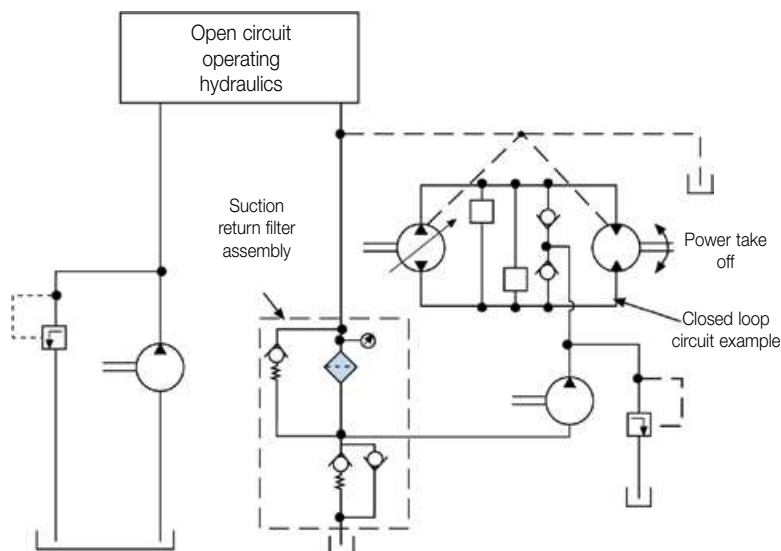
Cover: Glass reinforced nylon (high impact and temperature resistant)

Weight: 1.4Kg 3.3Kg

Filter element: *LEIF*[®] element with reusable metal element sleeve.

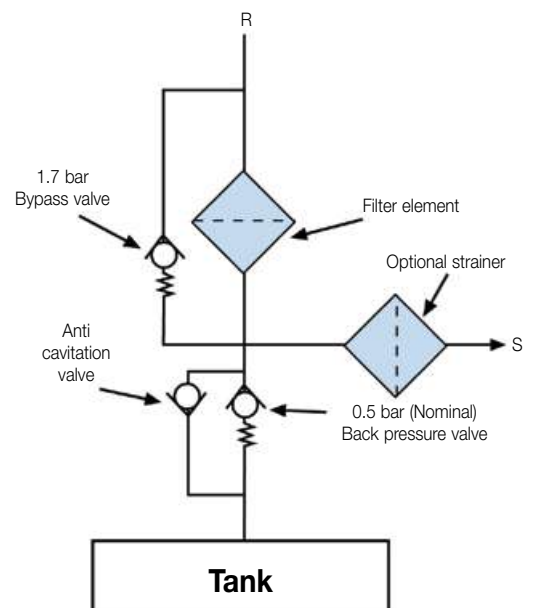
The patented *LEIF*[®] concept contributes to ISO14001 } SR1 and can be applied with mineral and HEES type fluids. } & SR2
For other fluid types consult Parker Filtration.

Circuit Application Example



Note: Suction return filter without optional strainer.

Suction Return Filter: Hydraulic Circuit



Note: Suction return filter with optional strainer.

Suction Return Series

Tanktop Mounted Suction & Return Line Filters - Types SR1 & SR2

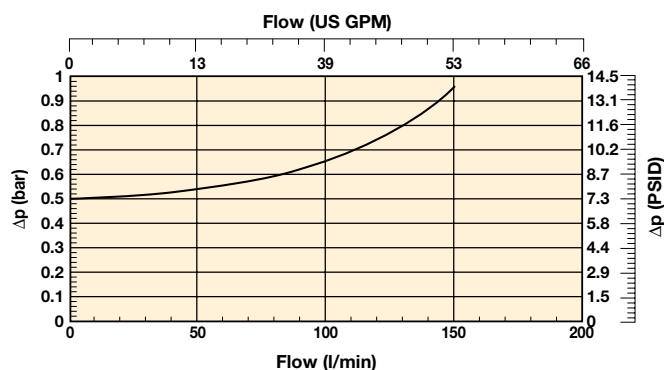
Pressure Drop Curves (Type SR1)

The recommended level of the initial pressure drop is approximately 1 bar.

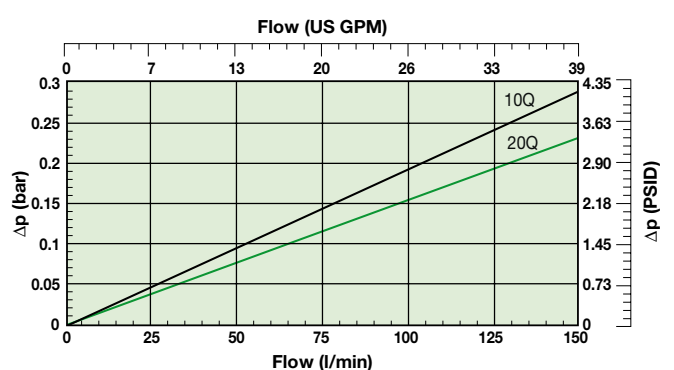
If the medium used has a viscosity different from 32cSt, pressure drop over the filter can be estimated as follows:

The total Δp = Housing Δp_h + (Element $\Delta p_e \times \text{working viscosity}/32$).

SRL1 Empty Housing (Length Code 2)



SRL1 (Element Length Code 2)

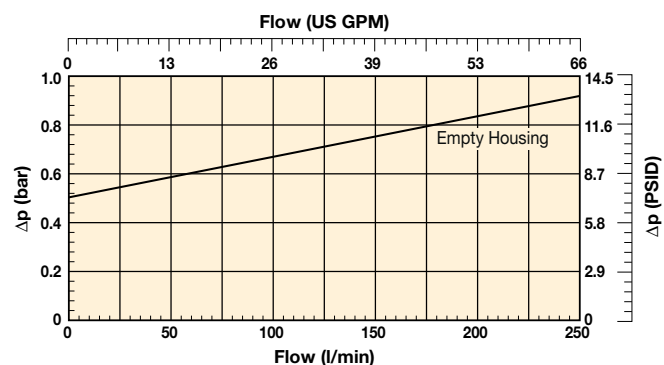


Curves are based on 32cSt fluid viscosity and 0.87 Kg/l density.
Line represents the Δp of the housing including the back pressure valve.

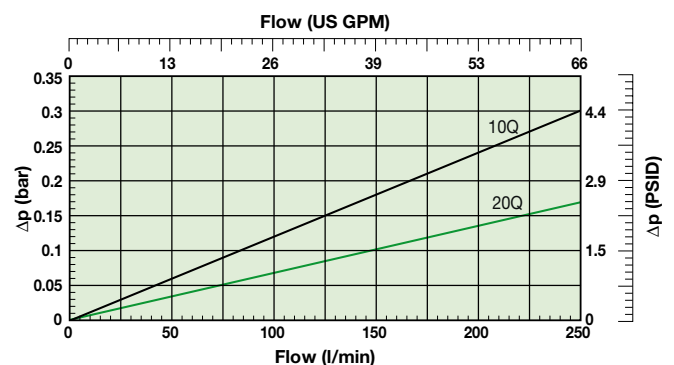
Pressure Drop Curves (Type SR2)

Curves are based on 32cSt fluid viscosity and 0.87 Kg/l density.

SRL2 Empty Filter Housing



SRL2 Filter Element Length 2



Line represents the Δp of the housing including the back pressure valve.

Ordering Information

Standard products table

Part number	Supersedes	Flow (l/min)	Model number	Element length	Media rating (µ)	Seals	Indicator	Bypass settings	Ports return	Ports suction	Included options	Replacement elements	Supersedes
SRL1210QLBPGG161		130	SRL1	Length 2	10	Nitrile	Plugged	1.7 Bar (25 Psi)	G1	G ¹ / ₄	None	937984Q	SRE12Q10
SRL1220QLBPGG161		130	SRL1	Length 2	20	Nitrile	Plugged	1.7 Bar (25 Psi)	G1	G ¹ / ₄	None	937985Q	SRE12Q20
SRL2210QLBPGG201	SRL22Q10NP1B10	250	SRL2	Length 2	10	Nitrile	Plugged	1.7 Bar (25 Psi)	G1 ¹ / ₄	2xG1	None	937946Q	SRE22Q10
SRL2220QLBPGG201	SRL22Q20NP1B10	250	SRL2	Length 2	20	Nitrile	Plugged	1.7 Bar (25 Psi)	G1 ¹ / ₄	2xG1	None	937947Q	SRE22Q20

Note: Filter assemblies ordered from the product configurator below are on extended lead times. Where possible, please make your selection from the table above.

Product configurator

Configurator example SR filter

Box 1	Box 2	Box 3	Box 4	Box 5	Box 6	Box 7	Box 8
SRL2	2	05QL	B	S6	G	2G20	I

Box 1

Code	
Model	Code
SR1 Series with LEIF[®] element	SRL1
SR2 Series with LEIF[®] element	SRL2

Highlights Key (Denotes part number availability)

123	Item is standard
123	Item is standard green option
123	Item is semi standard
123	Item is non standard

Box 2

Filter type	
Housing	Code
Reduced length	on request
Standard length	2
Extended length	on request

Box 3

Degree of filtration				
Element	LEIF[®]			
	Q3 glassfibre βx(c) >200			
	Code	Code	Code	Code
LEIF[®]	02QL	05QL	10QL	20QL

Box 4

Seal type	
Seal material	Code
Nitrile	B
Fluoroelastomer	V

Box 5

Indicator	
	Code
Pressure gauge, setting 2.0 bar, G ¹ / ₄	G5
Pressure switch 42V, 2.0 bar setting, NO with G ¹ / ₄ BSP	S6
Pressure switch 42V, 2.0 bar setting, NC with G ¹ / ₄ BSP	S7
Pressure switch 250V, NO/NC with G ¹ / ₄	on request
No indicator, indicator port L + R plugged	P
Vacuum switch / vacuum gauge	on request
Other settings for indicators / gauges on request	on request

Box 6

Bypass valve	
Bypass valve	Code
1.7 bar	G
2.5 bar	I
Blocked bypass	on request
Other bypass settings	on request

Box 7

Filter connection		
Ports	Code	Note
Return port 1 x G1 (ISO228) + Suction port 1 x G ¹ / ₄ (ISO228)	G16	SRL1
Return port 1 x G1 ¹ / ₄ (ISO228) + Suction port 2 x G1 (ISO228)	G20	SRL2
Return port 2 x G1 ¹ / ₄ (ISO228) + Suction port 2 x G1 (ISO228)	2G20	SRL2
Return port 1 x SAE20 + Suction port 2 x SAE16	S20	SRL2
Return port 2 x SAE20 + Suction port 2 x SAE16	2S20	SRL2

Box 8

Options	
Options	Code
None	1
Strainer 120 micron	G
Dipstick	6
Plugged vent port in cover (on request)	on request
Strainer 120 micron, dipstick and plugged vent port	I
Customized options	on request

Degree of filtration						Media code
Average filtration beta ratio β (ISO 16889) / particle size μm [c]						
βx(c)=2	βx(c)=10	βx(c)=75	βx(c)=100	βx(c)=200	βx(c)=1000	
% efficiency, based on the above beta ratio (βx)						
50.0%	90.0%	98.7%	99.0%	99.5%	99.9%	
N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	4.5	
N/A	N/A	4.5	5	6	7	02Q/02QL
N/A	6	8.5	9	10	12	05Q/05QL
6	11	17	18	20	22	10Q/10QL
						20Q/20QL

Note 1: Part numbers featured with bold highlighted codes will ensure a 'standard' product selection.

Note 2: Alternate displayed part number selection will require you to contact Parker Filtration for availability.

Spare elements		
Replacement elements	Supersedes	
937942Q	SRR12Q05N	Semi standard
937943Q	SRR12Q10N	Standard
937944Q	SRR12Q20N	Standard
937945Q	SRE22Q05	Semi standard
937946Q	SRE22Q10	Standard
937947Q	SRE22Q20	Standard
937983Q	SRE12Q05	Semi standard
937984Q	SRE12Q10	Standard
937985Q	SRE12Q20	Standard

Suction Return - Series Seal Kits	
Part Number	Description
2049010065	NITRILE SEAL KIT SRL1
2049010061	NITRILE SEAL KIT SRL2



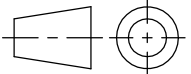
Parker Hannifin
Hydraulic Filter Division Europe
FDHB500UK/SR

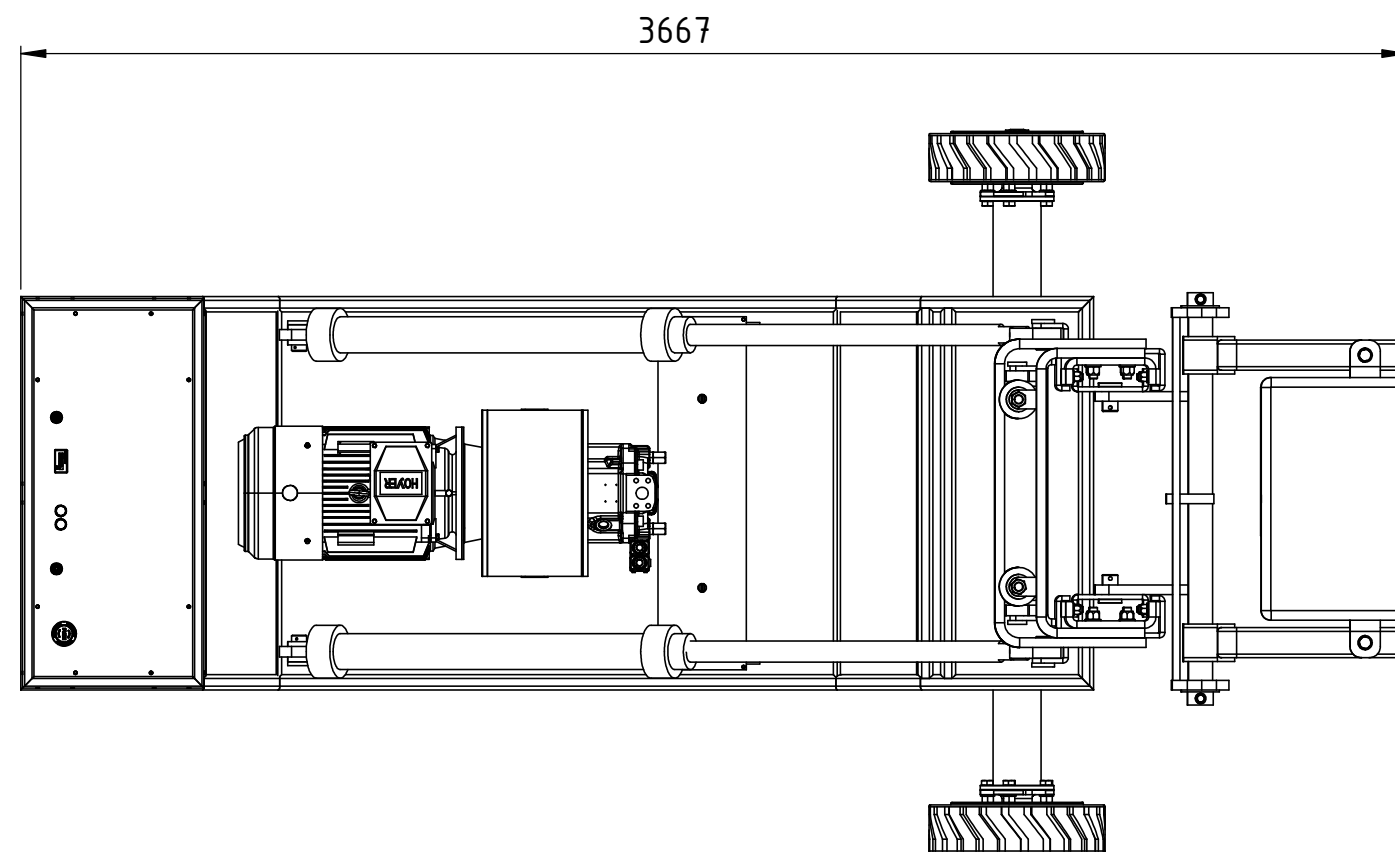
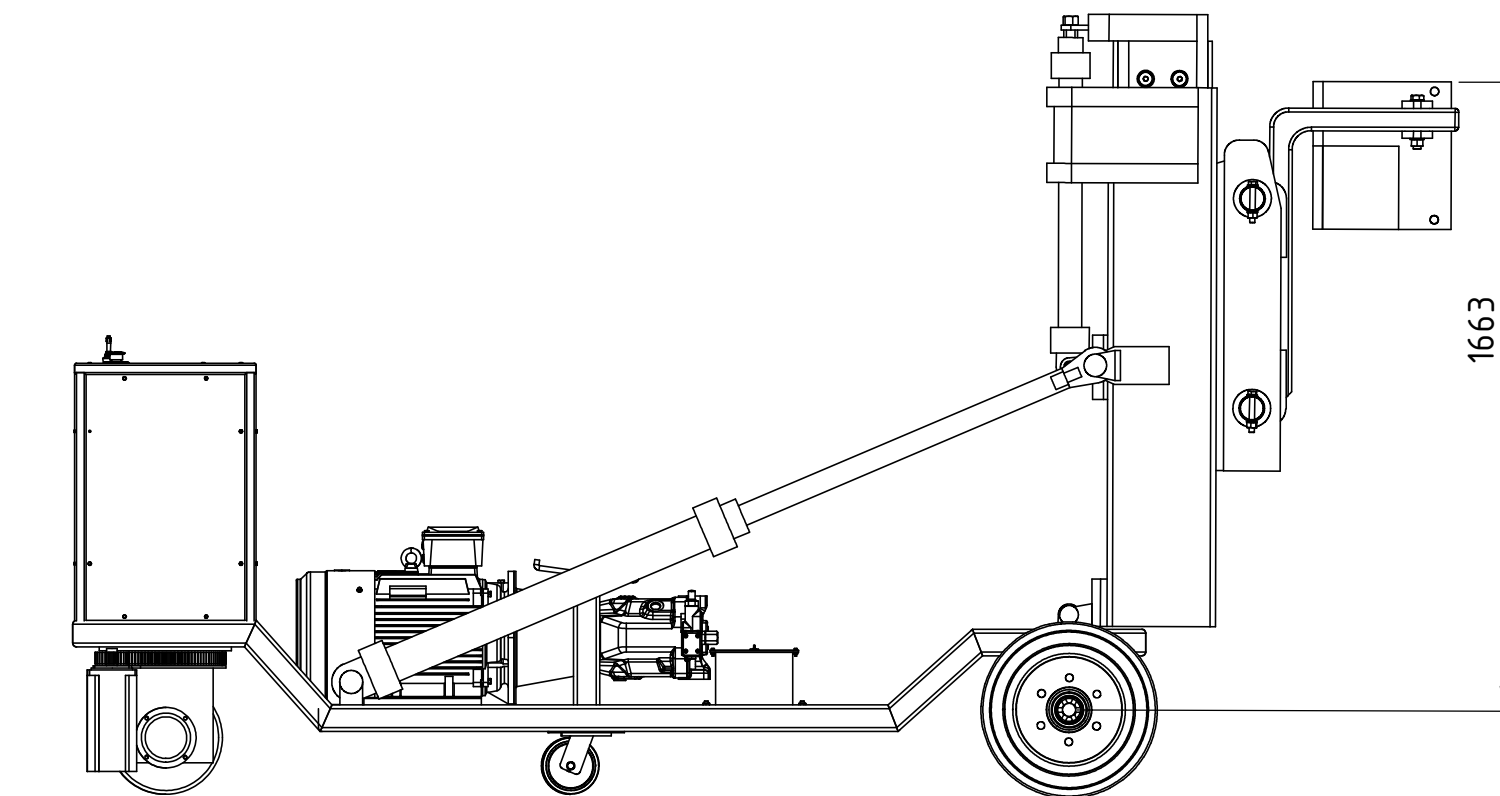
7.3. Anexo: Planos.

Referencias:

CTO-xx.xx.xx: Plano de conjunto / PZA-xx.xx.xx: Plano de pieza

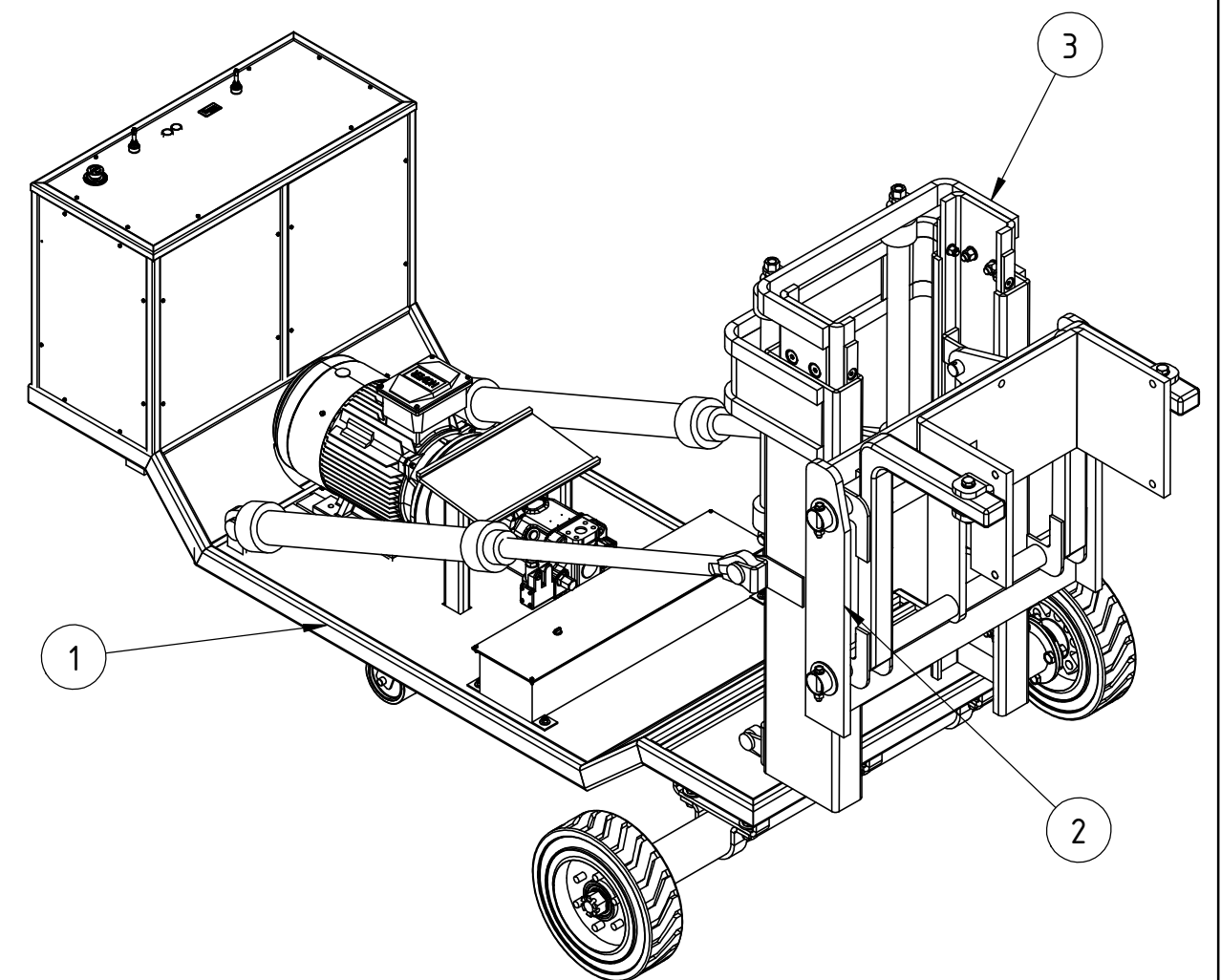
- CTO-00.00.00.0 : Conjunto autoelevador
 - CTO-01.00.00 : Conjunto sujeción
 - CTO-01.01.00 : Conjunto chapa soporte
 - CTO-01.02.00 : Conjunto uña de elevacion
 - CTO-01.03.00 : Conjunto soporte
 - PZA-01.03.01 : Chapa de soporte lateral
 - PZA-01.03.02 : Chapa de soporte central
 - PZA-01.03.03 : Oreja de sujeción
 - CTO-02.00.00 : Conjunto elevación
 - CTO-02.01.00 : Conjunto torre interna
 - PZA-02.01.01 : Tirante interno
 - PZA-02.01.02 : Anclaje soporte - torre
 - PZA-02.01.03 : Refuerzo torre interna
 - CTO-02.02.00 : Conjunto torre externa
 - PZA-02.02.01 : Tirante externo
 - PZA-02.02.02 : Refuerzo superior
 - PZA-02.00.01 : Superficie antidesgaste lat
 - PZA-02.00.02 : Superficie antidesgaste fron
 - CTO-03.00.00 : Conjunto chasis
 - CTO-03.01.00 : Conjunto eje
 - PZA-03.01.01 : Brida
 - PZA-03.01.02 : Punta de eje
 - PZA-03.01.03 : Masa
 - CTO-03.02.00 : Conjunto Bastidor
 - PZA-03.02.01 : Estructura

1						
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TITULO HOJA DE REFERENCIA		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		N°REF - 04.00.00
DIBUJO			Amavet - Caggiano			
APROBO						

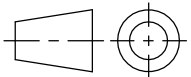


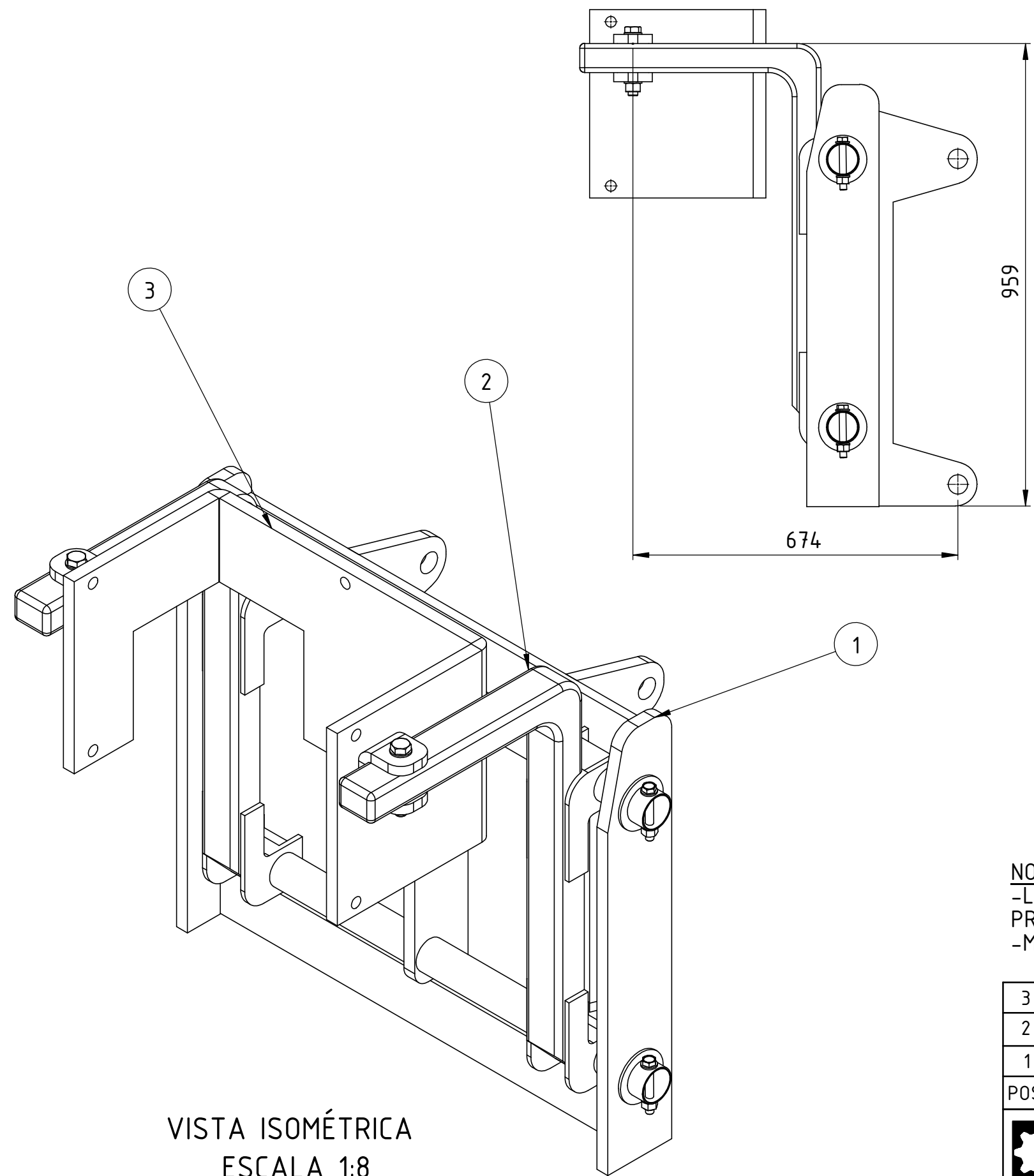
NOTA:

- LAS DIFERENTES PIEZAS QUE CONSTITUYEN ESTE SUBCONJUNTO SE PRESENTARAN EN LOS PLANOS DE CADA SUBCONJUNTO
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

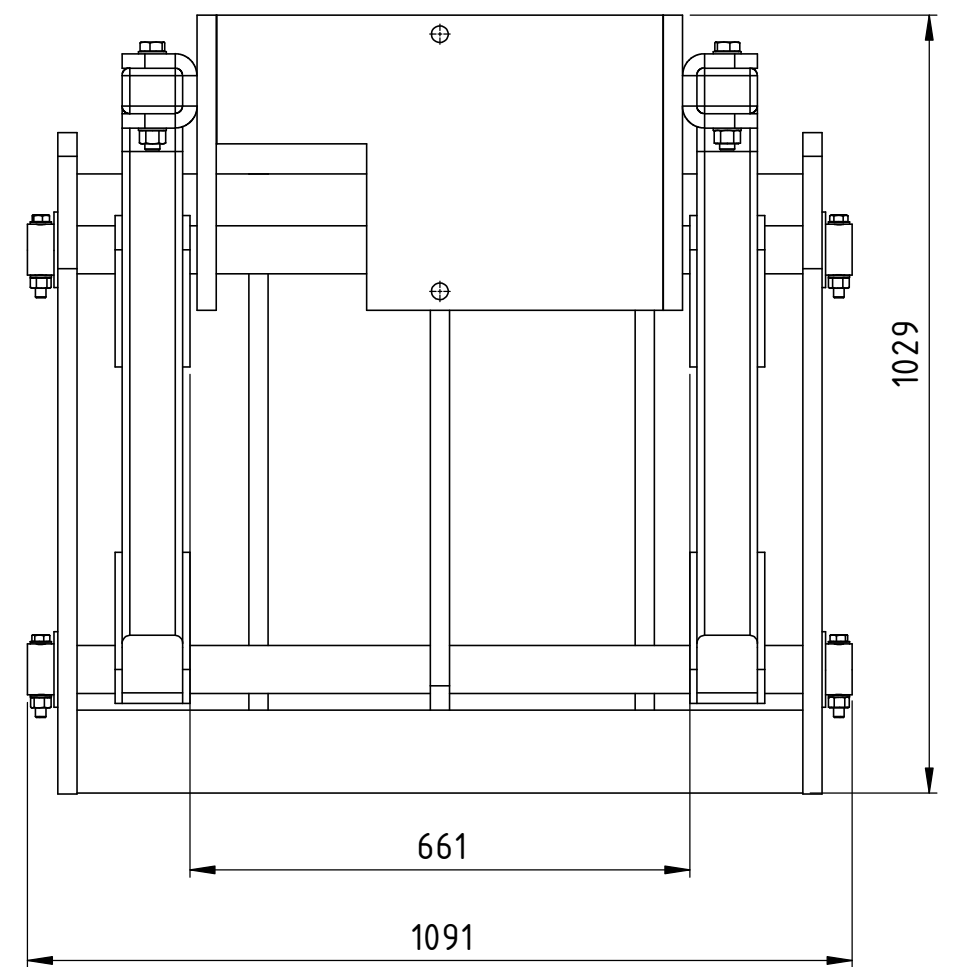


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20

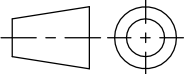
3	ELEVACION	-	PLANO CTO-02.00.00	1
2	SUJECION	-	PLANO CTO-01.00.00	1
1	CHASIS	-	PLANO CTO-03.00.00	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO CONJUNTO AUTOELEVADOR	
DIBUJO	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
APROBO			Amavet - Caggiano	1:20
				 N°CTO-00.00.00

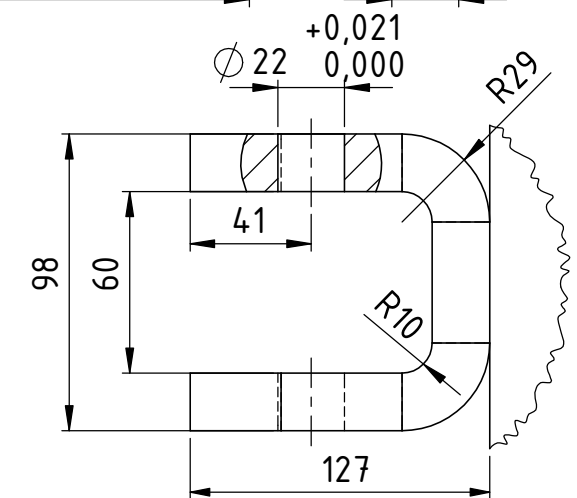
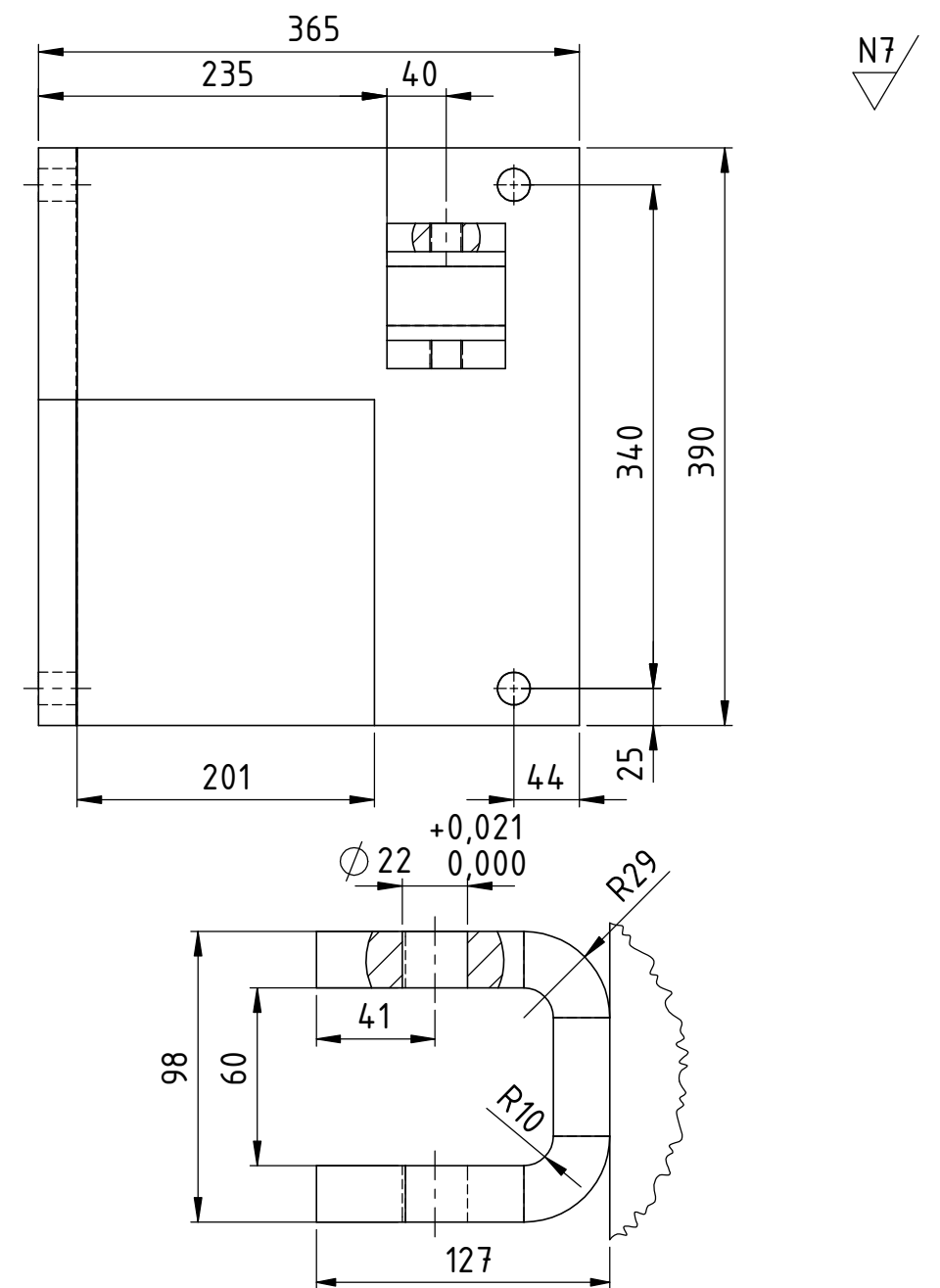
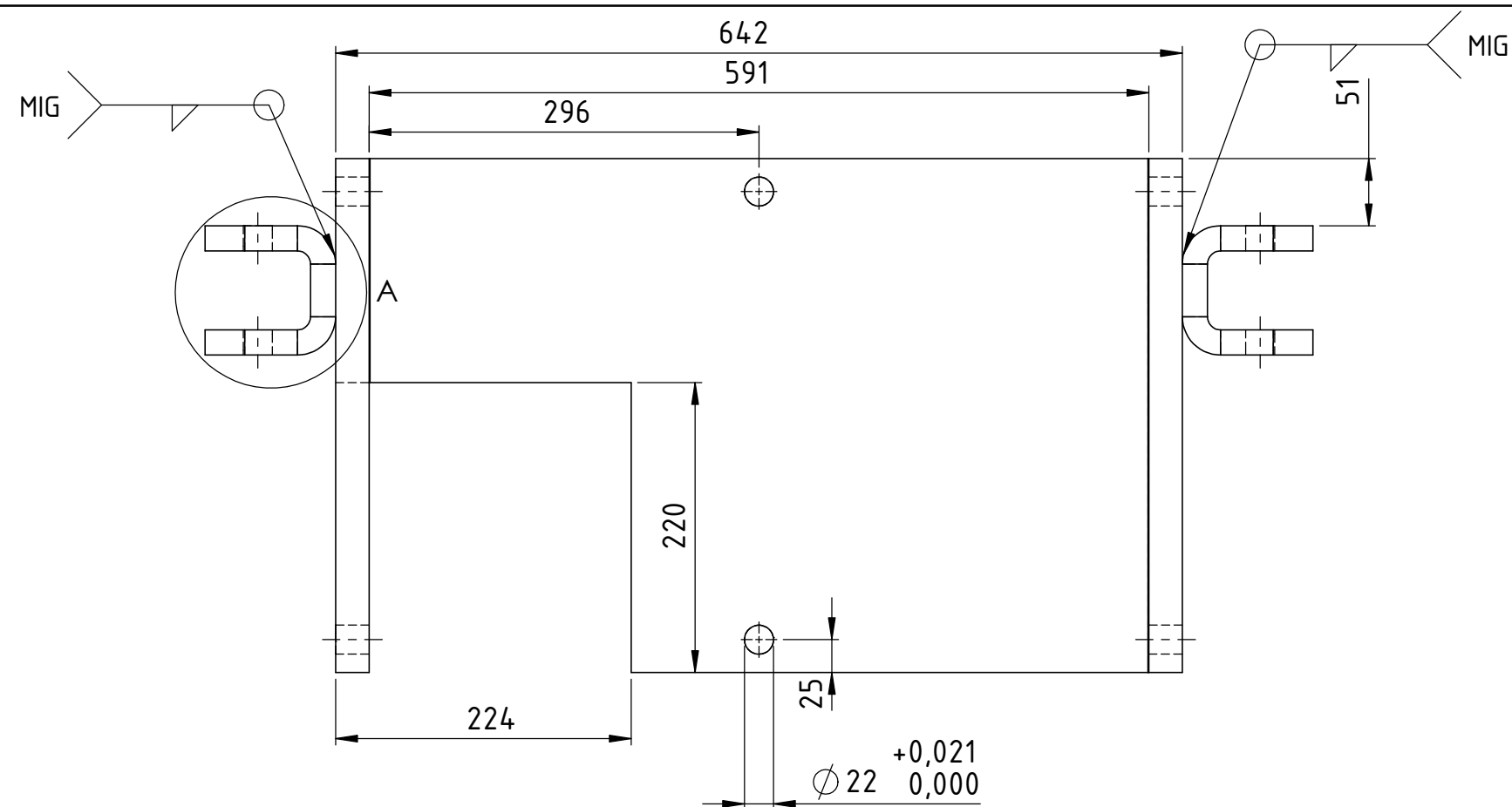


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:8



NOTA:
-LAS DIFERENTES PIEZAS QUE CONSTITUYEN ESTE SUBCONJUNTO SE
PRESENTARAN EN LOS PLANOS DE CADA SUBCONJUNTO
-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

3	CHAPA SOPORTE	-	PLANO CTO 01.01.00	1
2	UÑA DE ELEVACION	-	PLANO CTO 01.02.00	2
1	SOPORTE	-	PLANO CTO 01.03.00	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO CONJUNTO SUJECION	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE Amavet - Caggiano	ESCALA GENERAL 1:10
DIBUJO				
APROBO				
				N°CT0-01.00.00

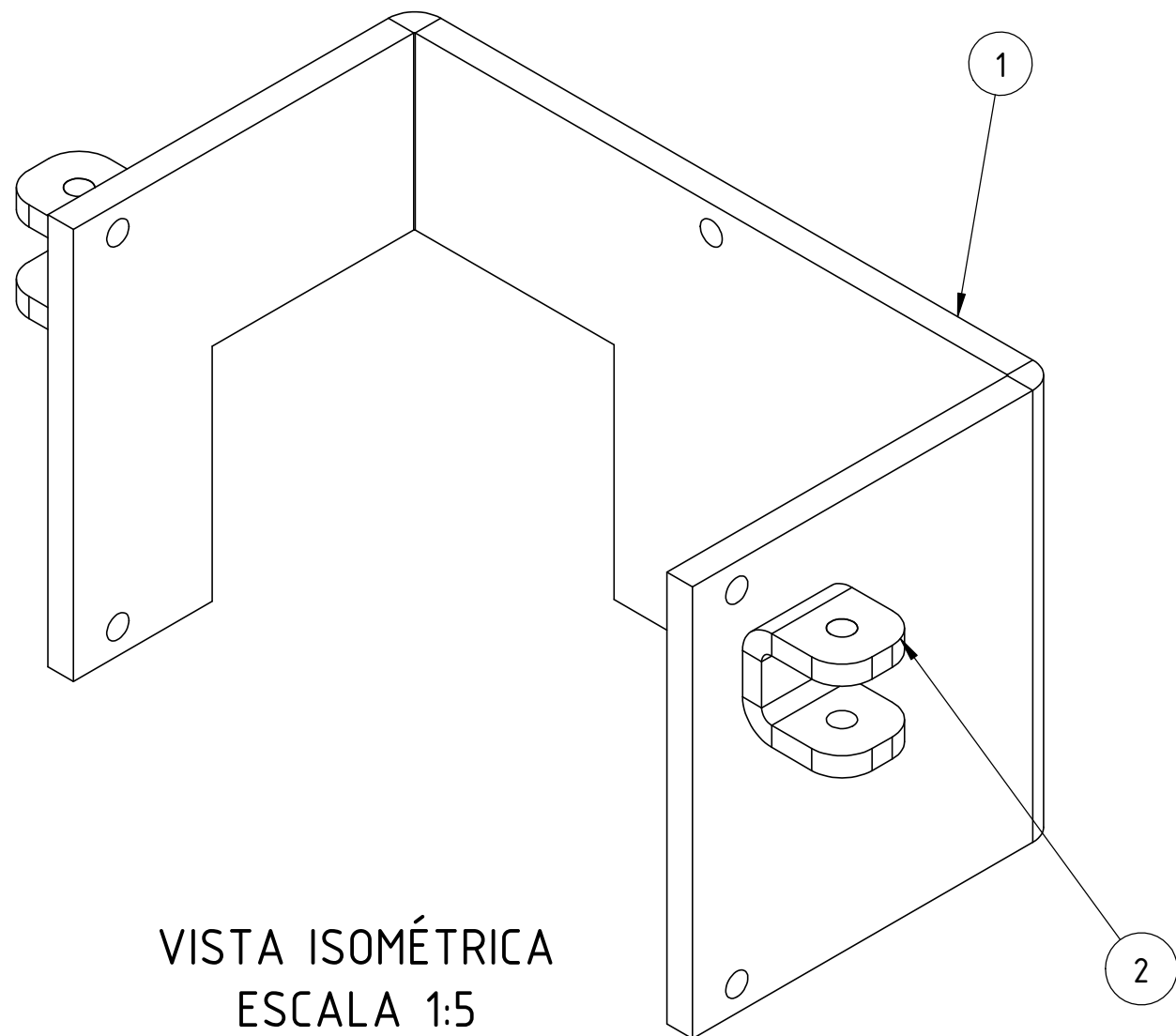


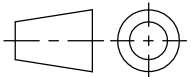
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

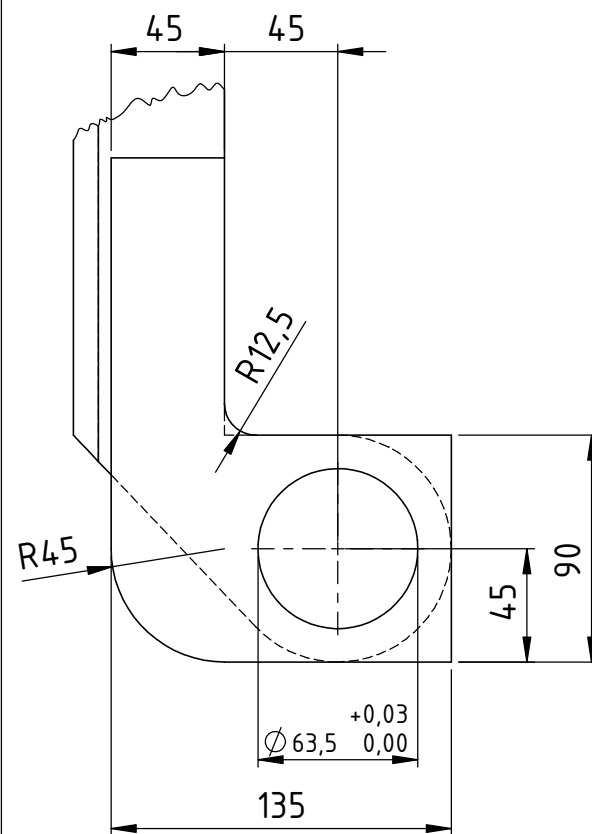
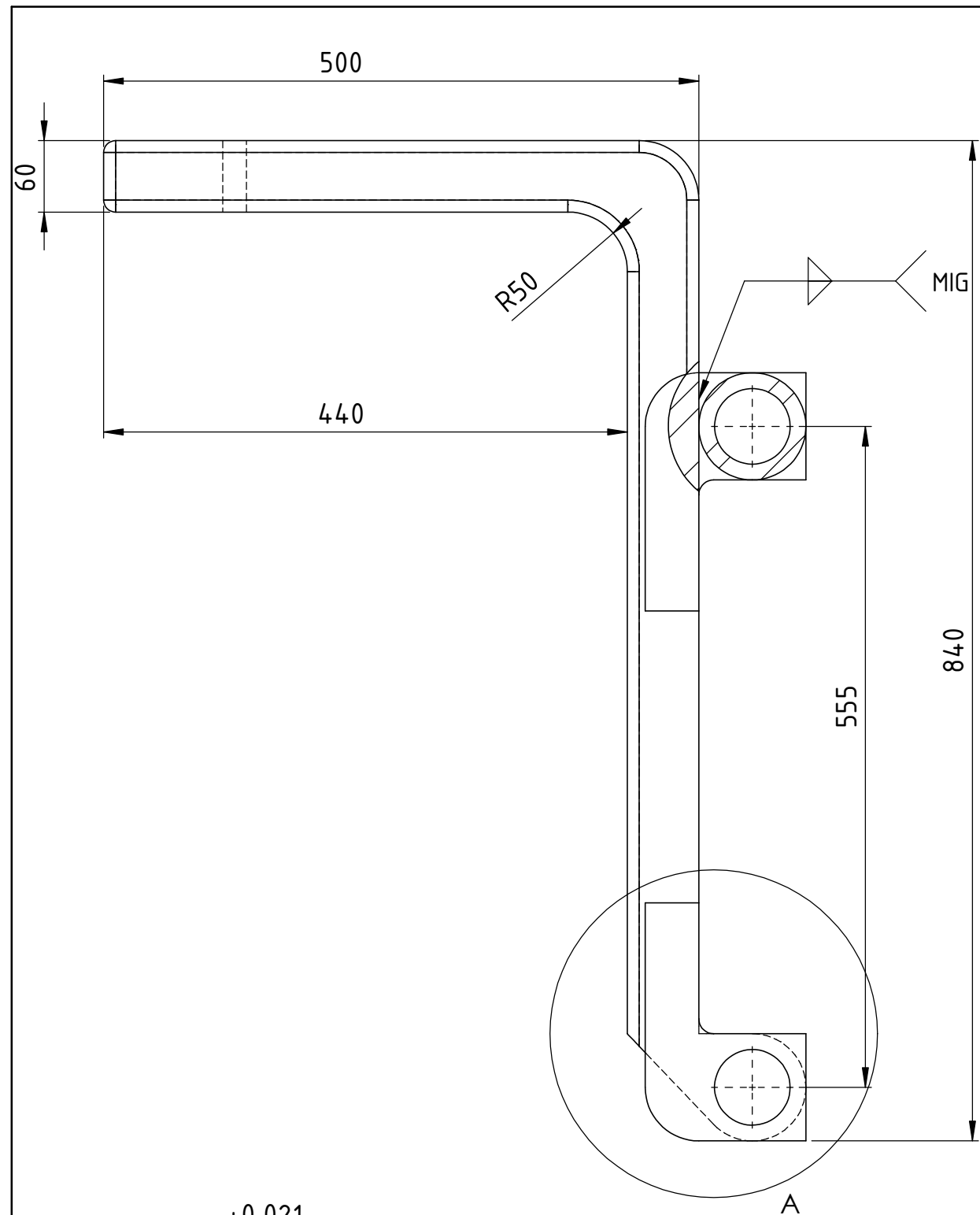
NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5



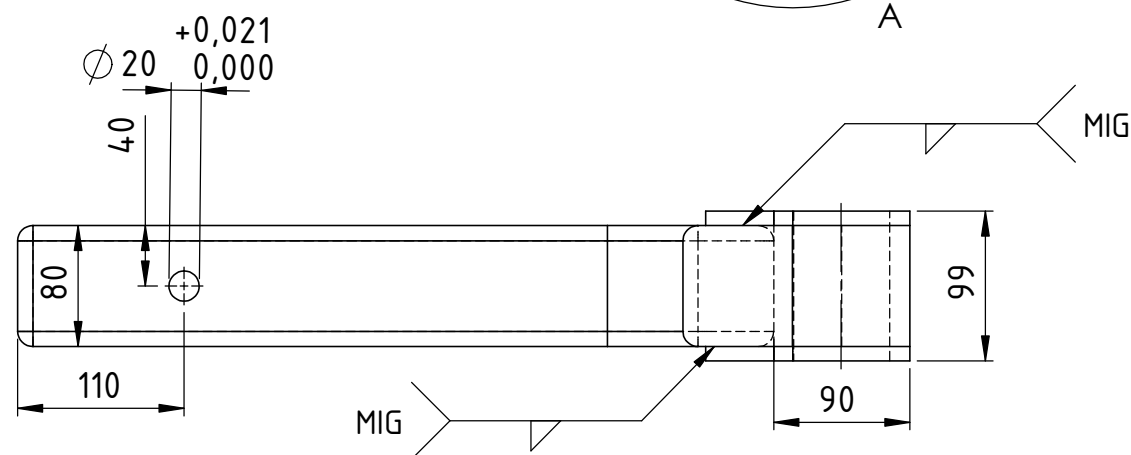
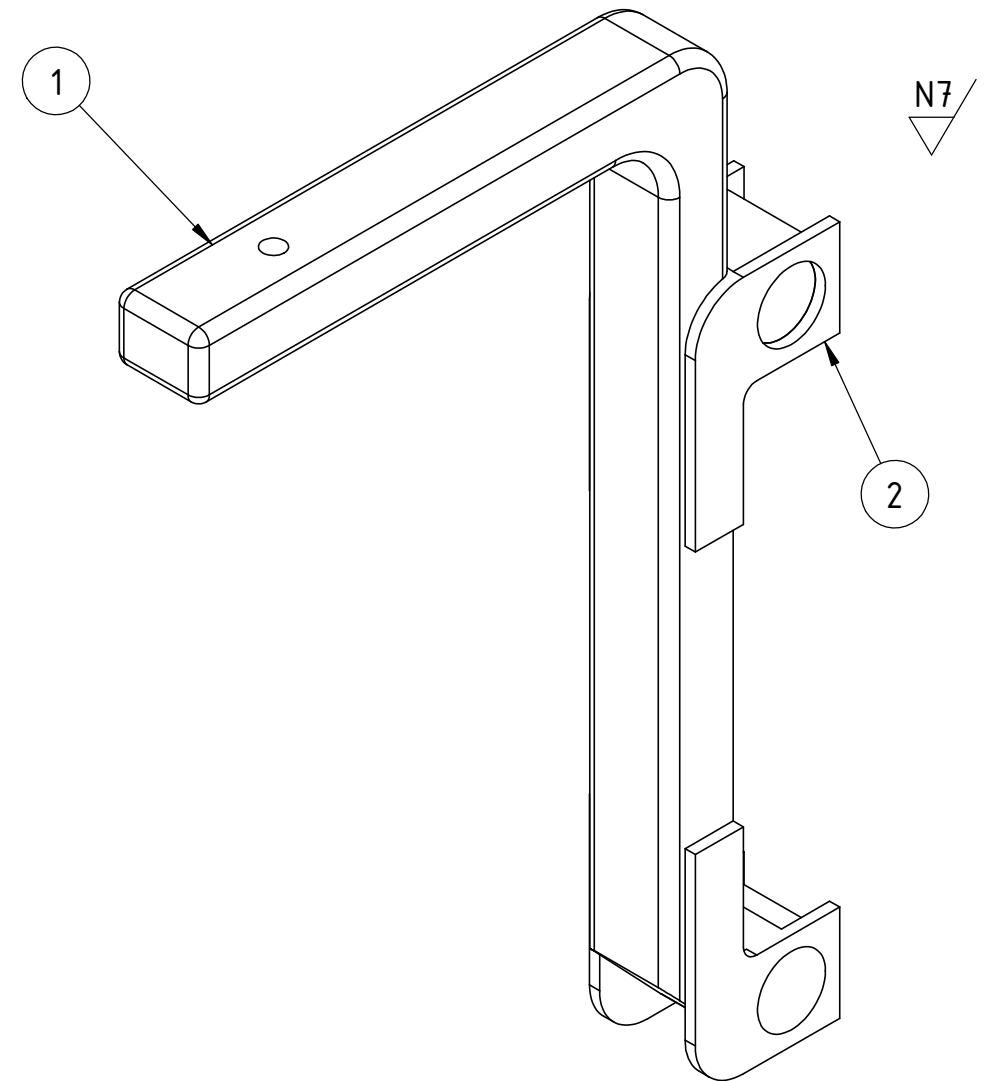
2	CHAPA PLEGADA ESP 19.05 mm	SAE 1020		2
1	CHAPA PLEGADA ESP 25.4 mm	SAE 1020		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO CONJUNTO CHAPA SOPORTE	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				N°CTO-01.01.00



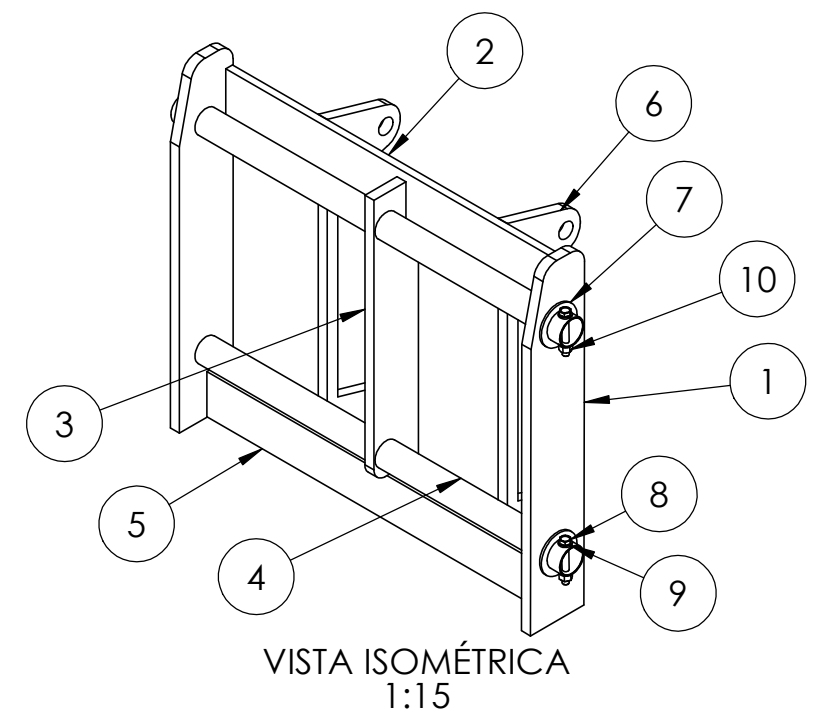
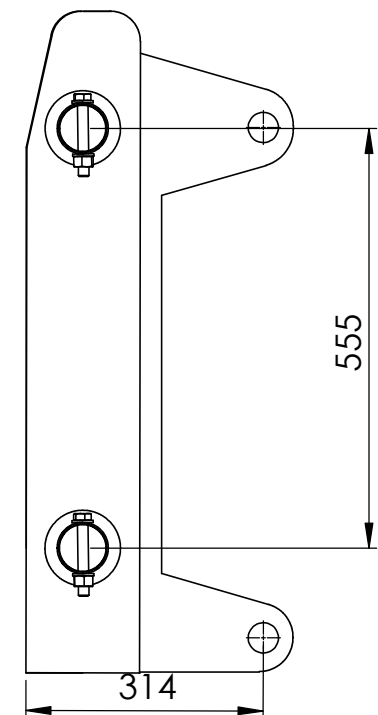
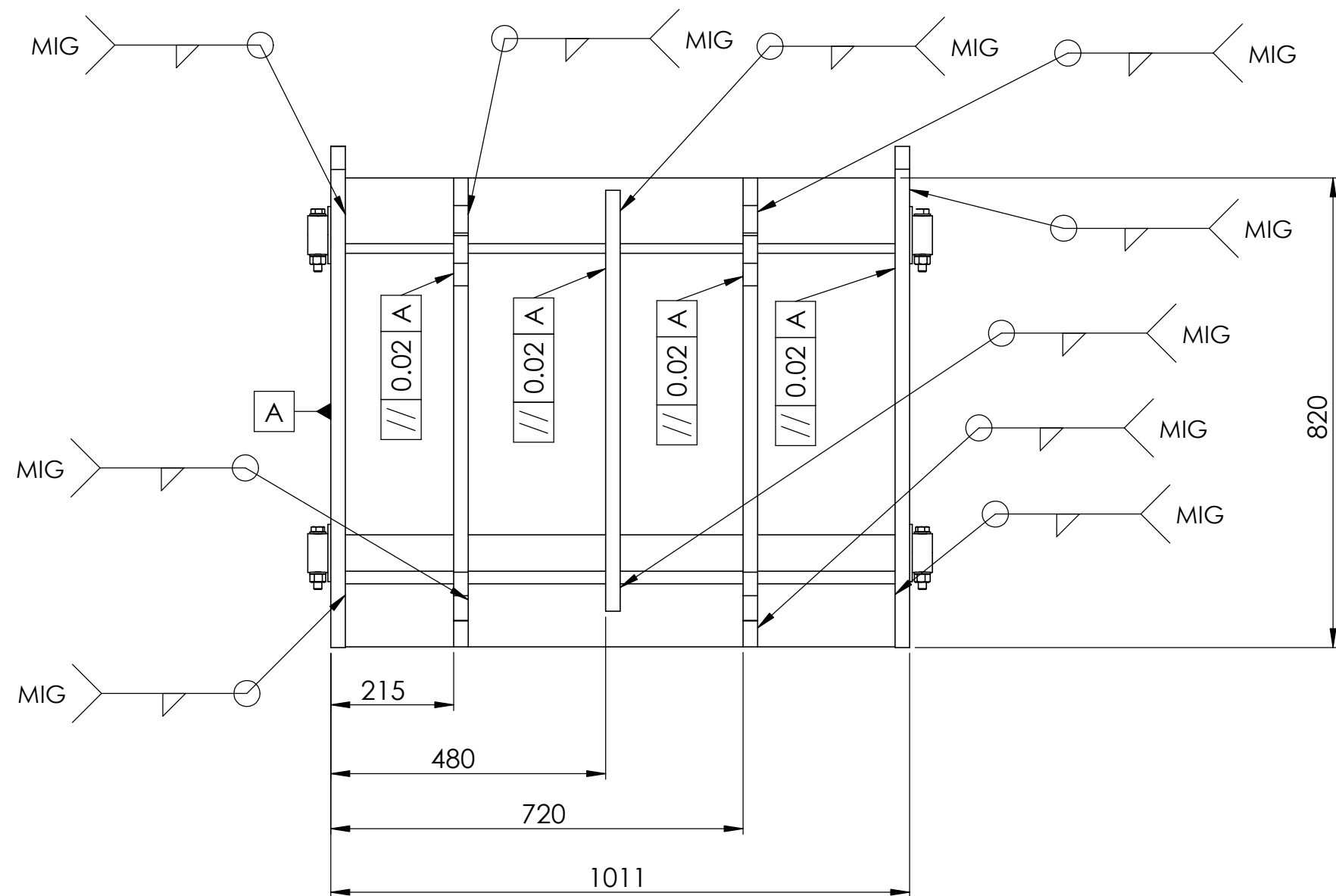
DETALLE A
ESCALA 1 : 3

NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA



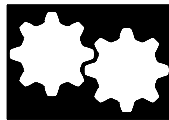
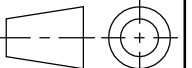
1	Vinculacion con soporte	SAE 1020	4	
1	Uña de levante	SAE 4340	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO CONJUNTO UÑA DE ELEVACION		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			M.Amavet	1:5
APROBO			M.Caggiano	
				 N°CTO-01.02.00

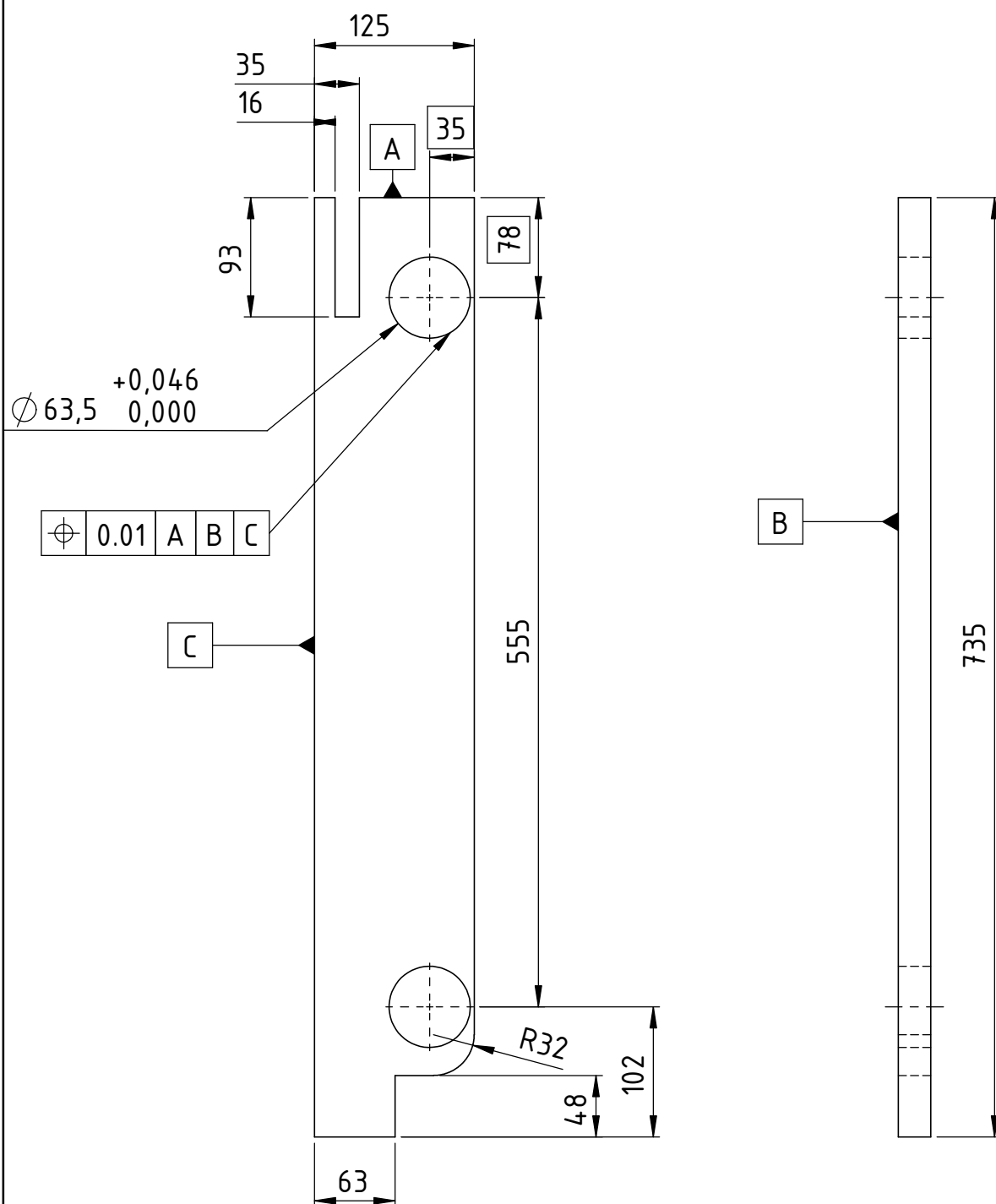


NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

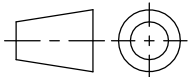
10	TUERCA HEXAGONAL M14	STD		4
9	ARANDELA PLANA	STD		8
8	TORNILLO CABEZA HEXAGONAL M14	STD		4
7	TOPES LATERALES DE EJE	SAE 1020		4
6	OREJA DE SUJECION	-	PZA-01.03.03	2
5	CHAPA ESP 25.4 mm	SAE 1020		1
4	CAÑO REDONDO DIAM 63.5 mm	SAE 1020		2
3	CHAPA SOPORTE CENTRAL	-	PZA-01.03.02	1
2	CHAPA ESP 19.05 mm	SAE 1020		1

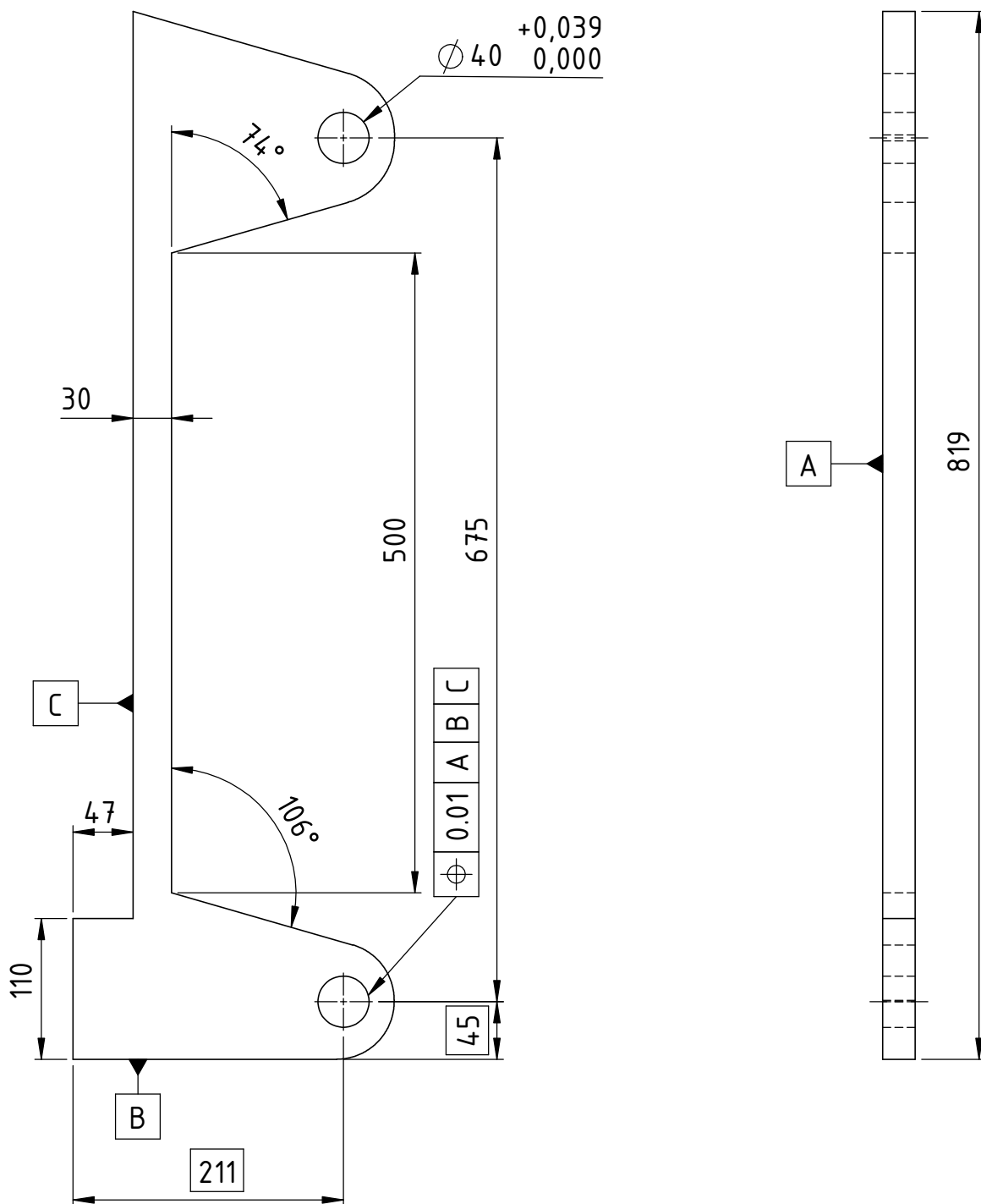
1	CHAPA DE SOPORTE LATERAL	-	PZA-01.03.01	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO CONJUNTO SOPORTE		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				 N° CTO-01.03.00



NOTA:

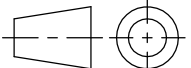
- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

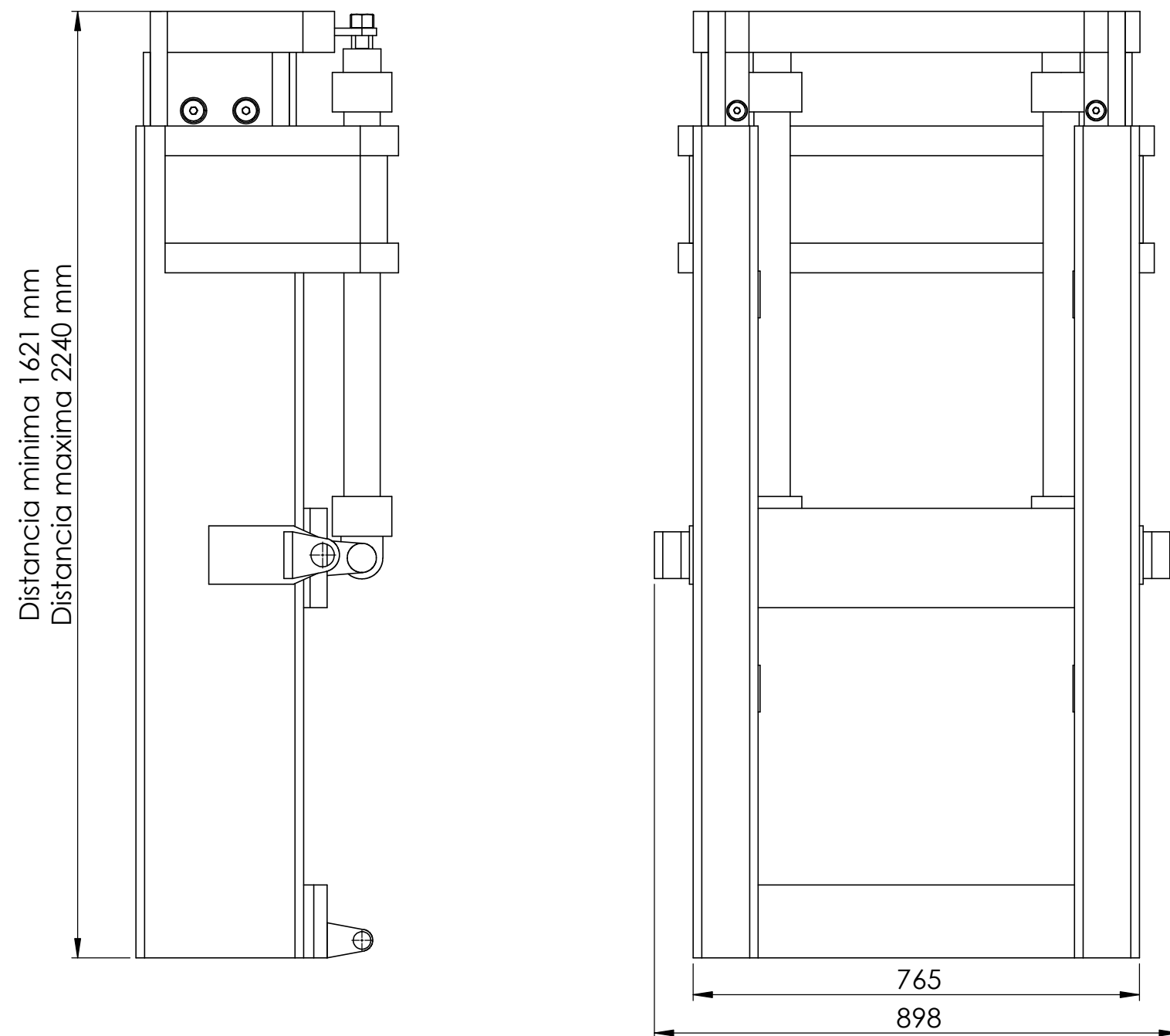
1	CHAPA ESP 25.4 mm	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO CHAPA SOPORTE CENTRAL		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				 N°PZA-01.03.02



NOTA:

- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

1	CHAPA ESP 25.4	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO OREJA DE SUJECION		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				N°PZA-01.03.03

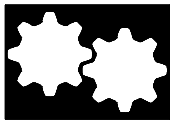


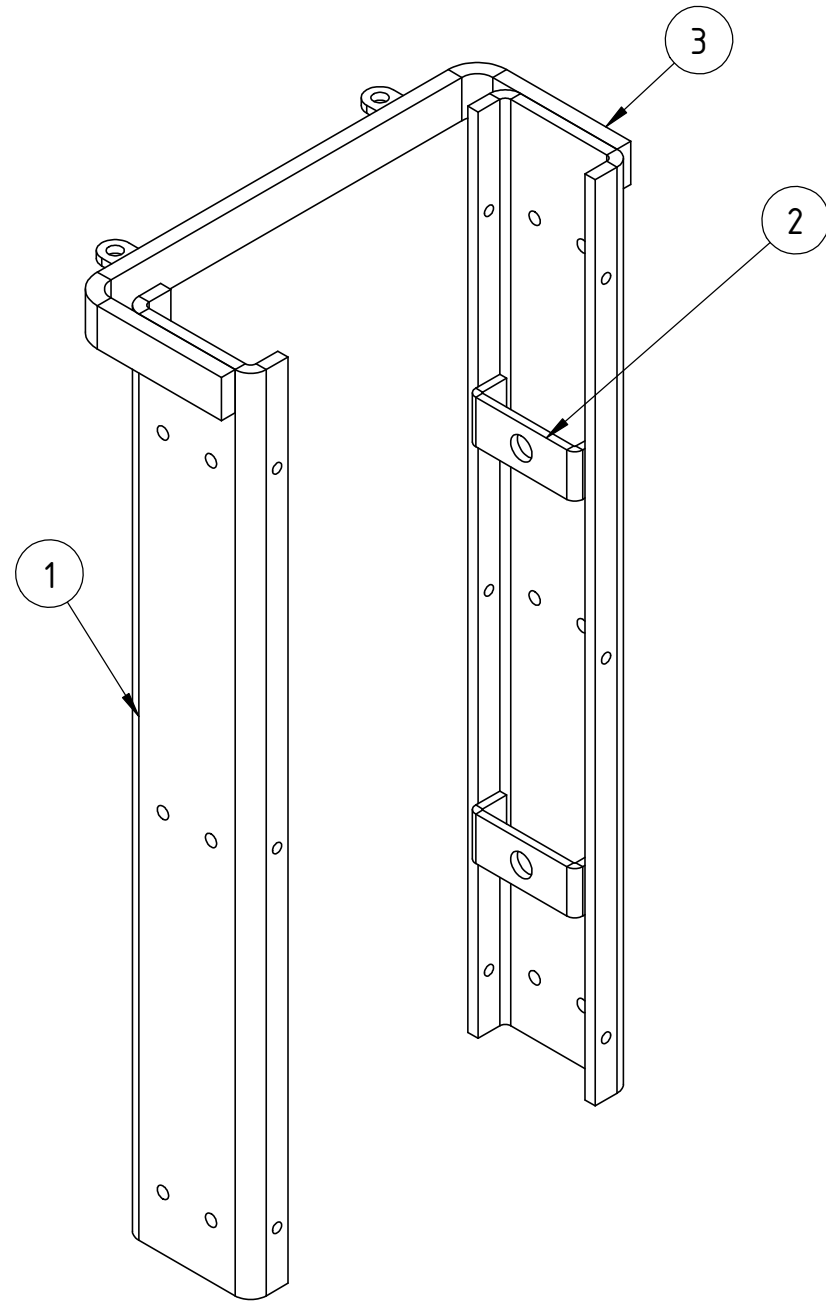
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

NOTA:

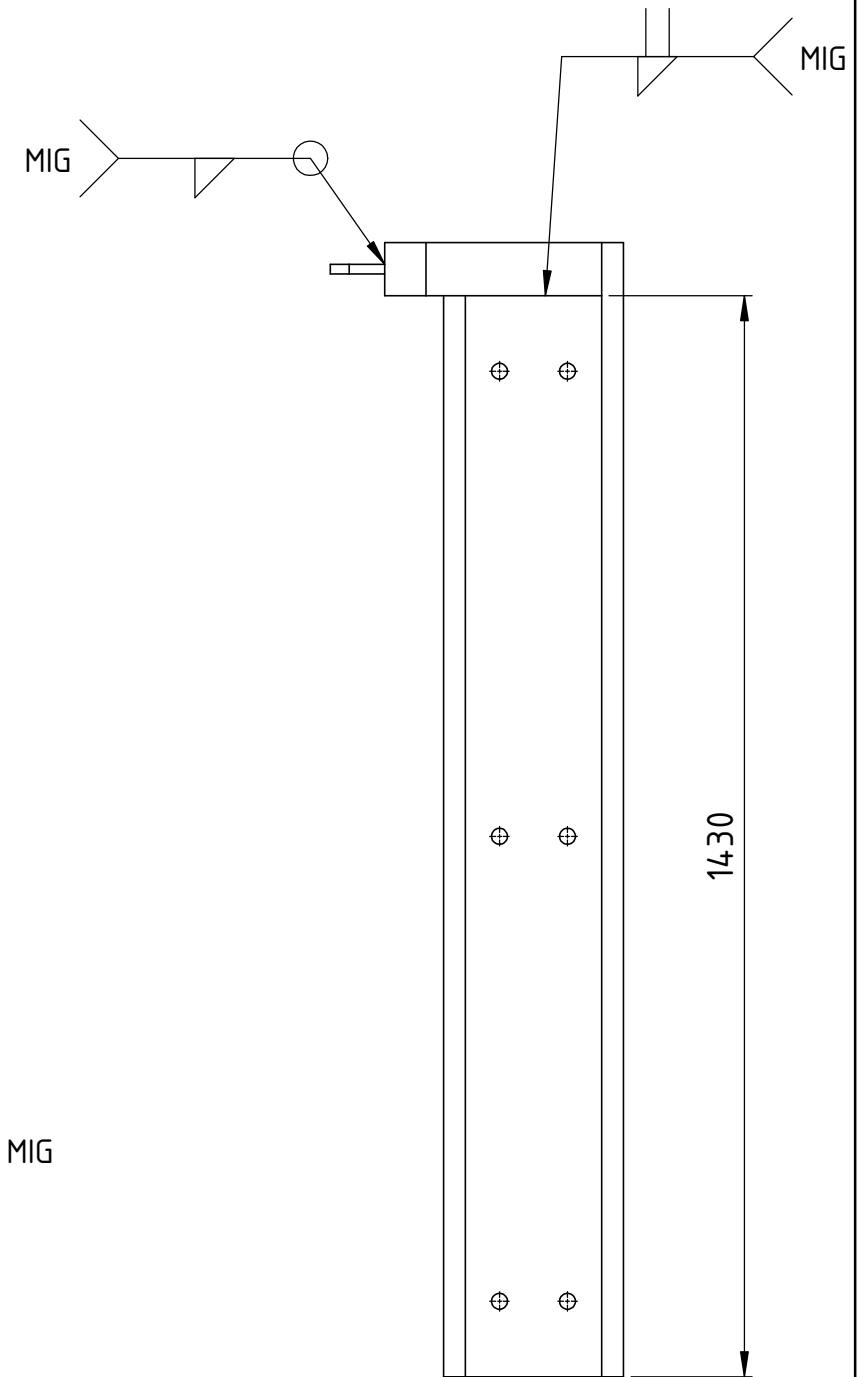
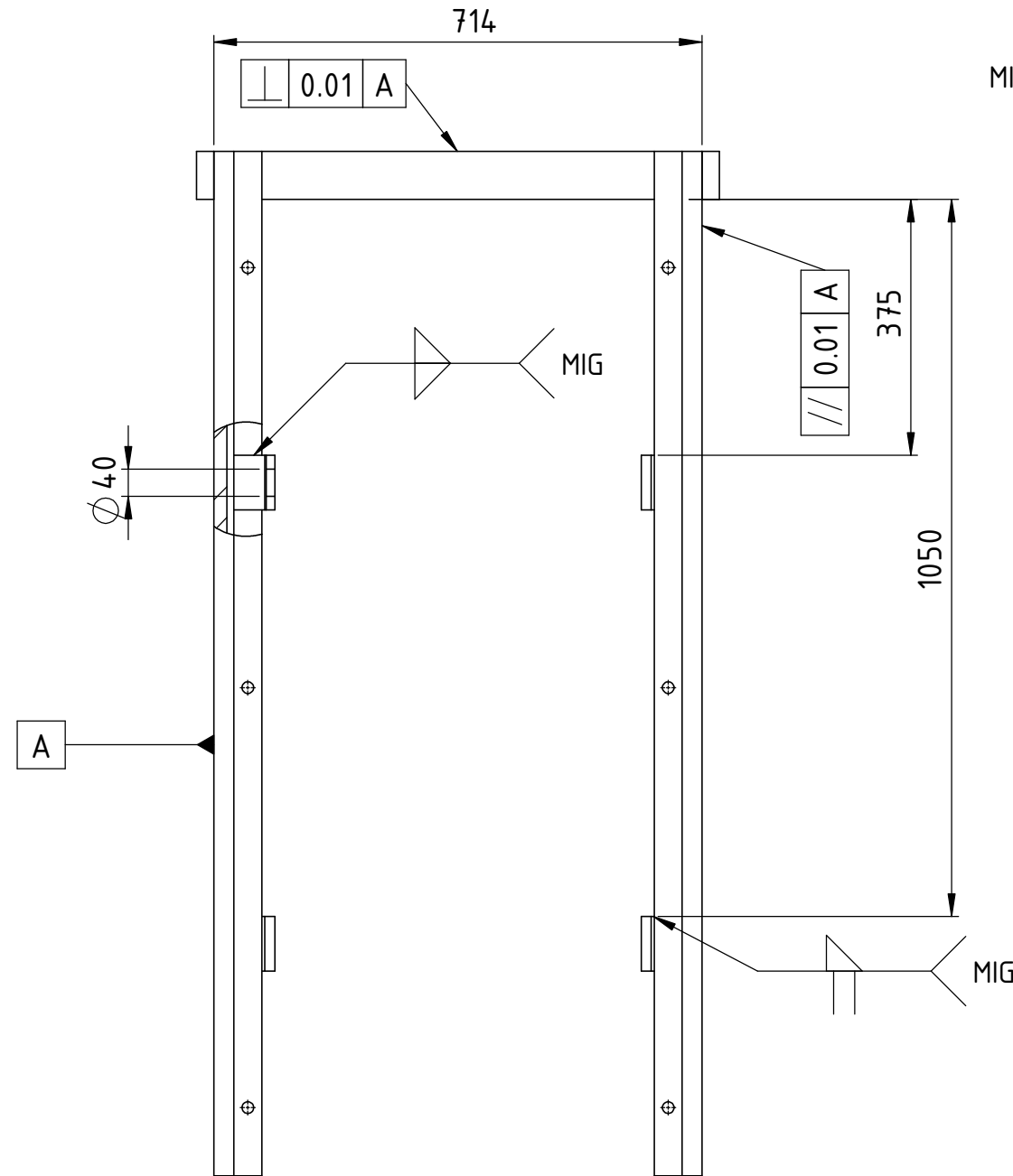
- LAS DIFERENTES PIEZAS QUE CONSTITUYEN ESTE SUBCONJUNTO SE PRESENTARAN EN LOS PLANOS DE CADA SUBCONJUNTO
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

13	TORNILLO ALLEN CAB. AVEL. M16	STD		12
12	PERNO FIJACION CILINDRO DIAM 30mm	SAE 1045		2
11	TUERCA HEXAGONAL M22	STD		2
10	CILINDRO HIDRAULICO BOSCH	STD		2
9	ARANDELA PLANA DIAMETRO 16 mm	STD		12
8	TUERCA HEXAGONAL M16	STD		12
7	ARANDELA PLANA DIAMETRO 20 mm	STD		12
6	TUERCA HEXAGONAL M20	STD		12
5	TORNILLO ALLEN CAB. AVEL. M20	STD		12

4	SUPERFICIE ANTIDESGASTE FRON	-	PLANO PZA-02.00.02	4
3	SUPERFICIE ANTIDESGASTE LAT	-	PLANO PZA-02.00.01	2
2	TORRE INTERNA	-	PLANO CTO-02.01.00	1
1	TORRE EXTERNA	-	PLANO CTO-02.02.00	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
		TITULO		
PROYECTO FINAL		CONJUNTO ELEVACION		
ESCUELA INGENIERIA MECANICA				
ROSARIO				
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10
APROBO				
				N°CTO-02.00.00

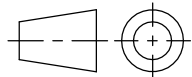


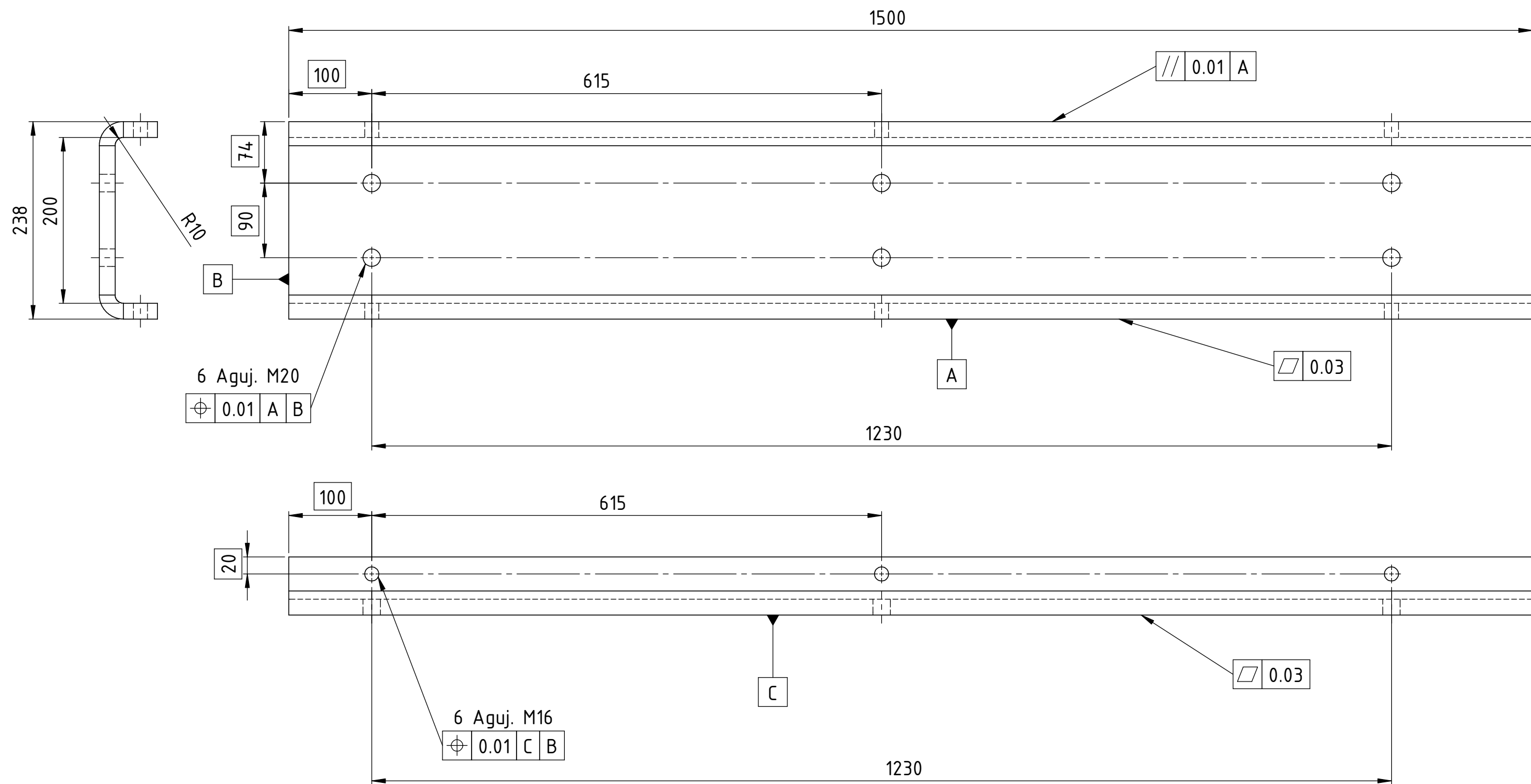
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10



NOTA:

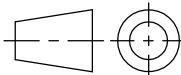
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE
A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

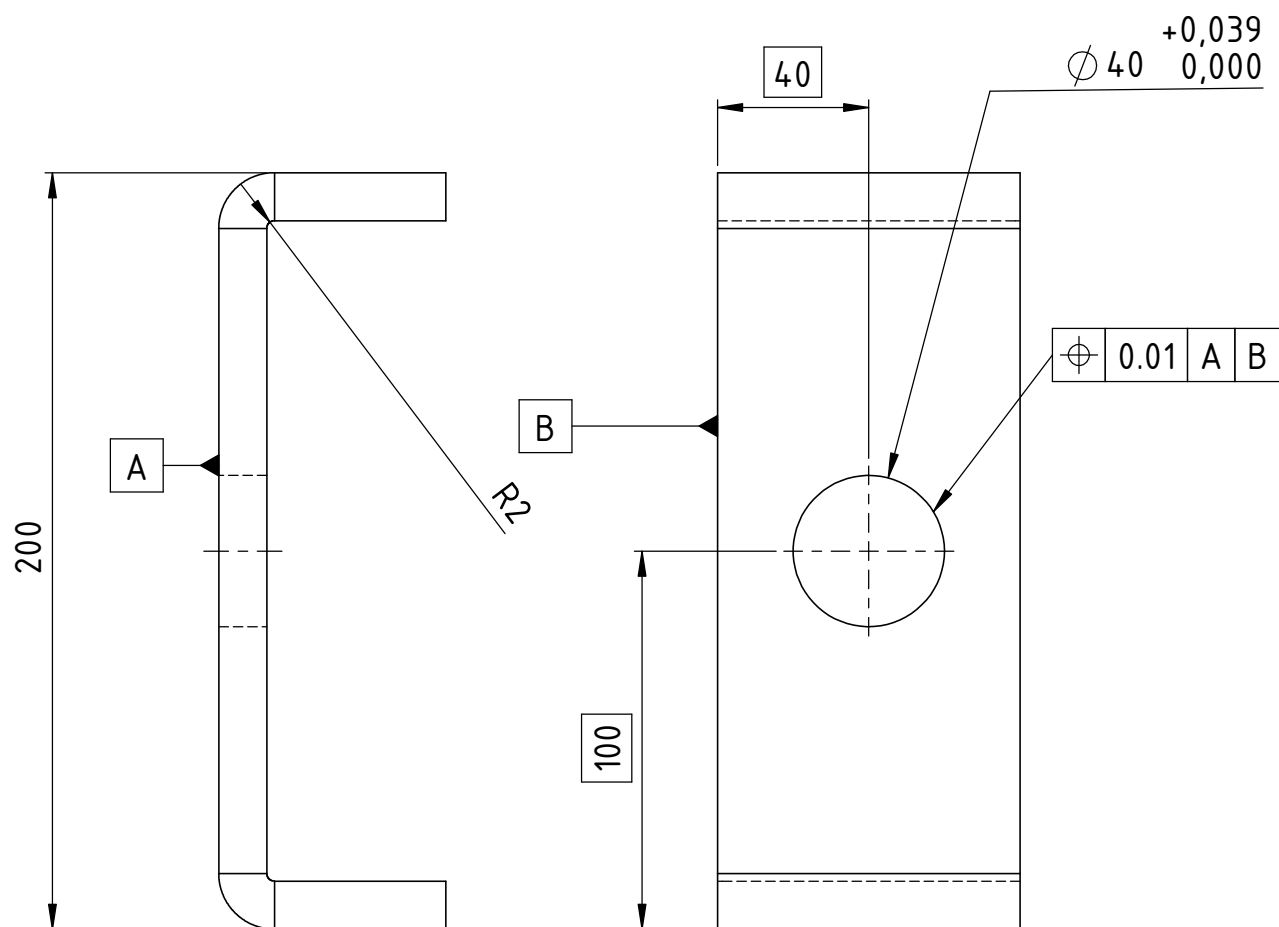
3	REFUERZO TORRE INTERNA	-	PLANO PZA-02.01.03	1
2	ANCLAJE SOPORTE-TORRE	-	PLANO PZA-02.01.02	4
1	TIRANTE INTERNO	-	PLANO PZA-02.01.01	2
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACION	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO CONJUNTO TORRE INTERNA	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10
APROBO				 N°CTO-02.01.00



NOTA:

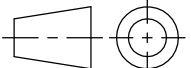
- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

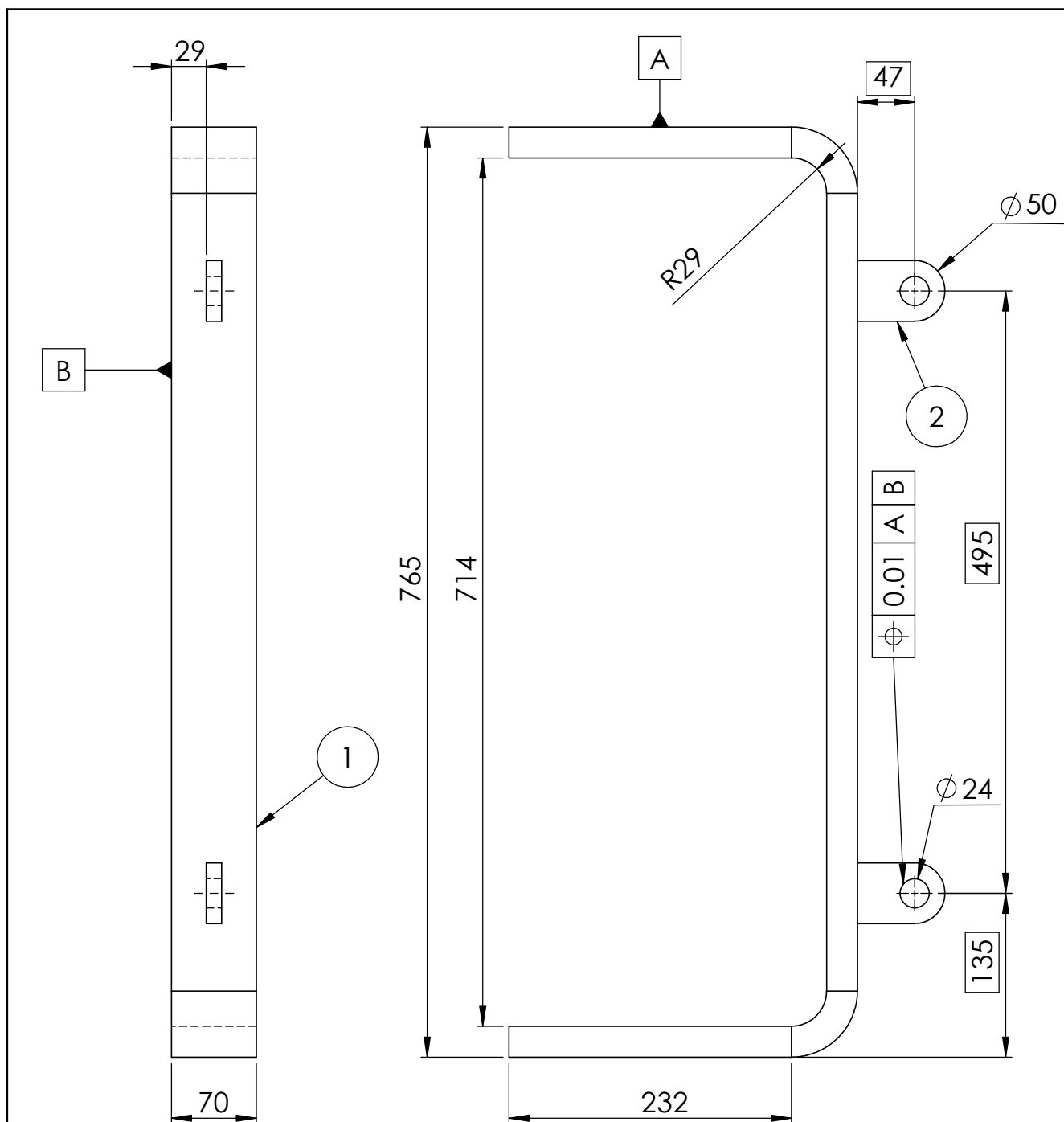
1	CHAPA PLEGADA ESP 19.05 mm	SAE 1020		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO TIRANTE INTERNO	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				NºPZA-02.01.01



NOTA:

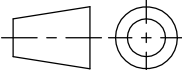
- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETRO, SALVO INDICACION CONTRARIA

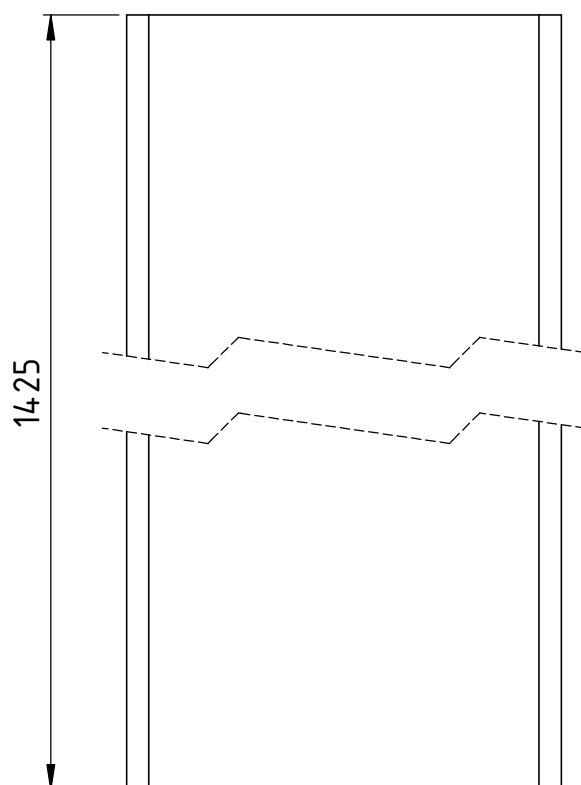
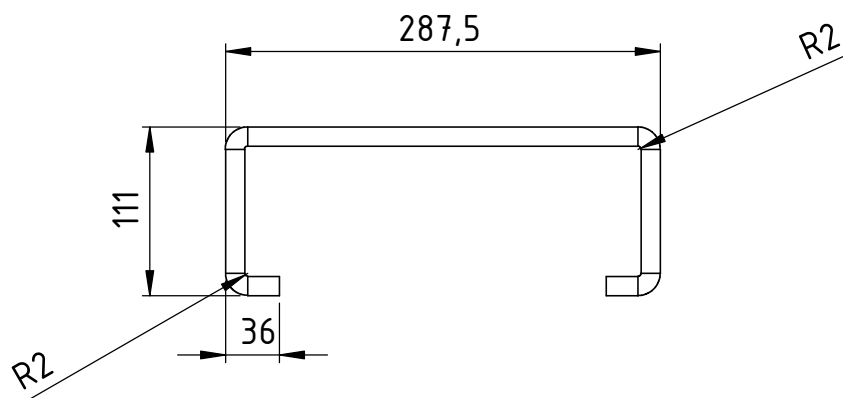
1	CHAPA PLEGADA ESP 12.7	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO ANCLAJE SOPORTE-TORRE		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	
APROBO				
				N°PZA-02.01.02



NOTA:

- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETRO, SALVO INDICACION CONTRARIA

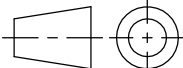
2	CHAPA ESP 12.7 mm	SAE 1020	2	
1	CHAPA PLEGADA ESP 25.4 mm	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 DIBUJO MECANICO ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO REFUERZO TORRE INTERNA		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				N°PZA-02.01.03

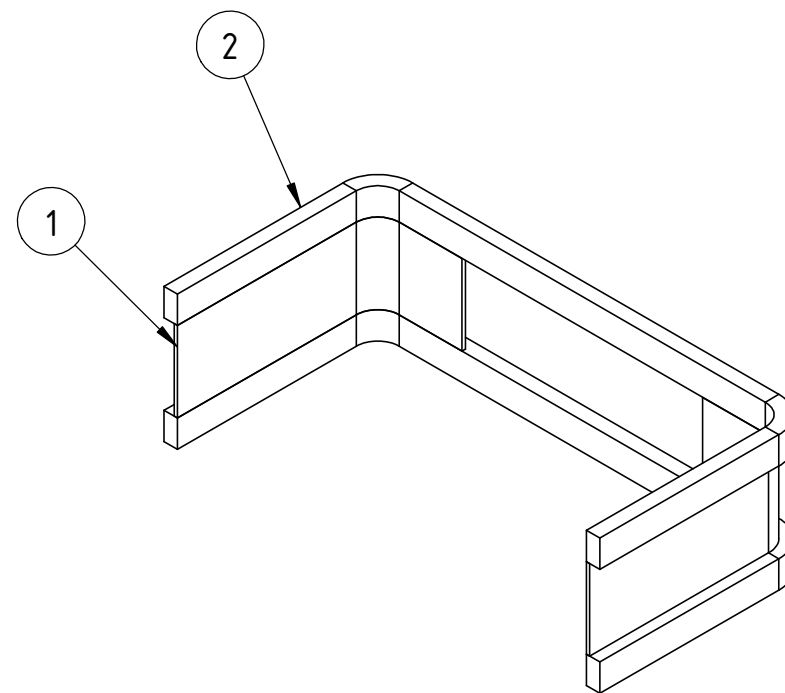


NOTA:

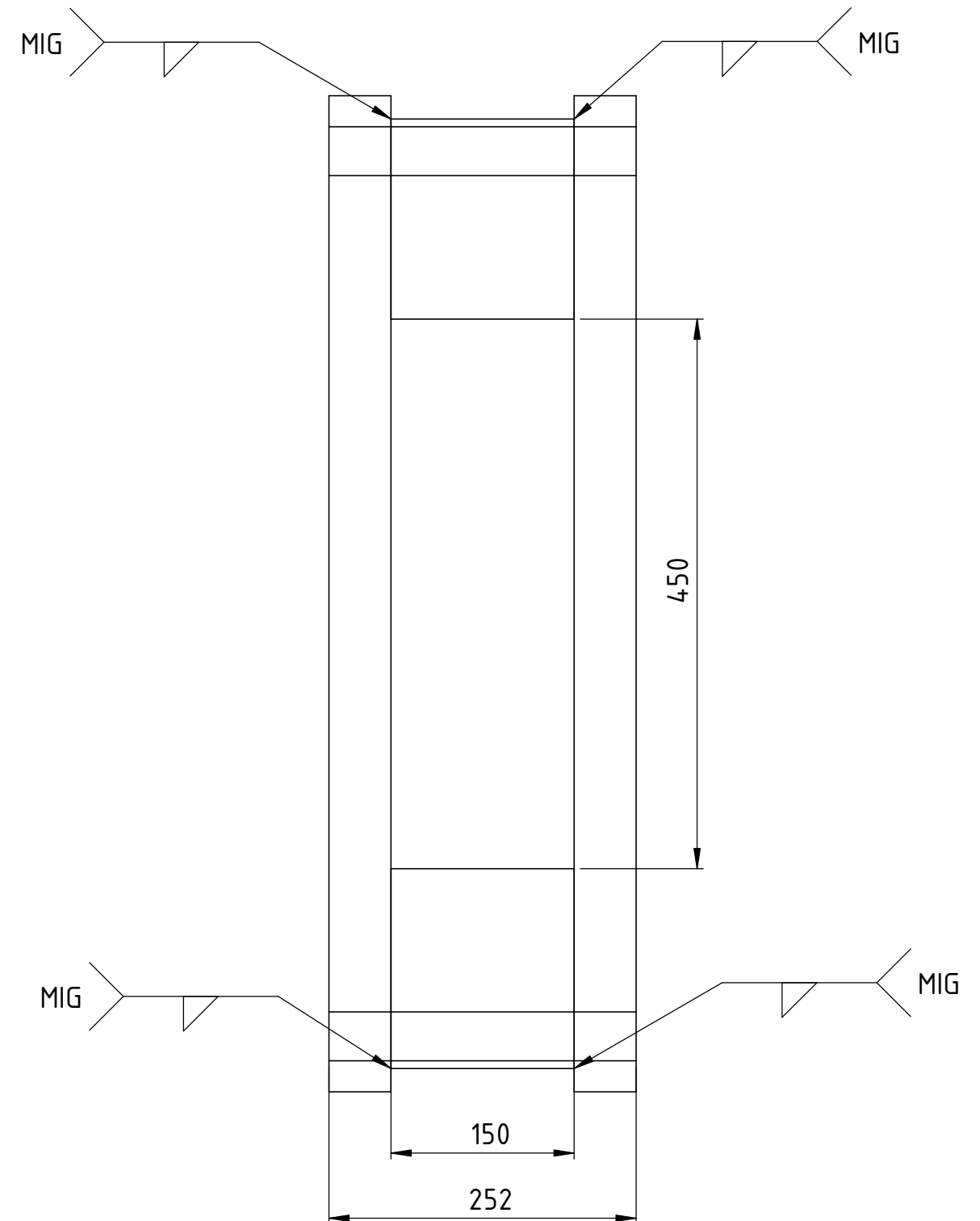
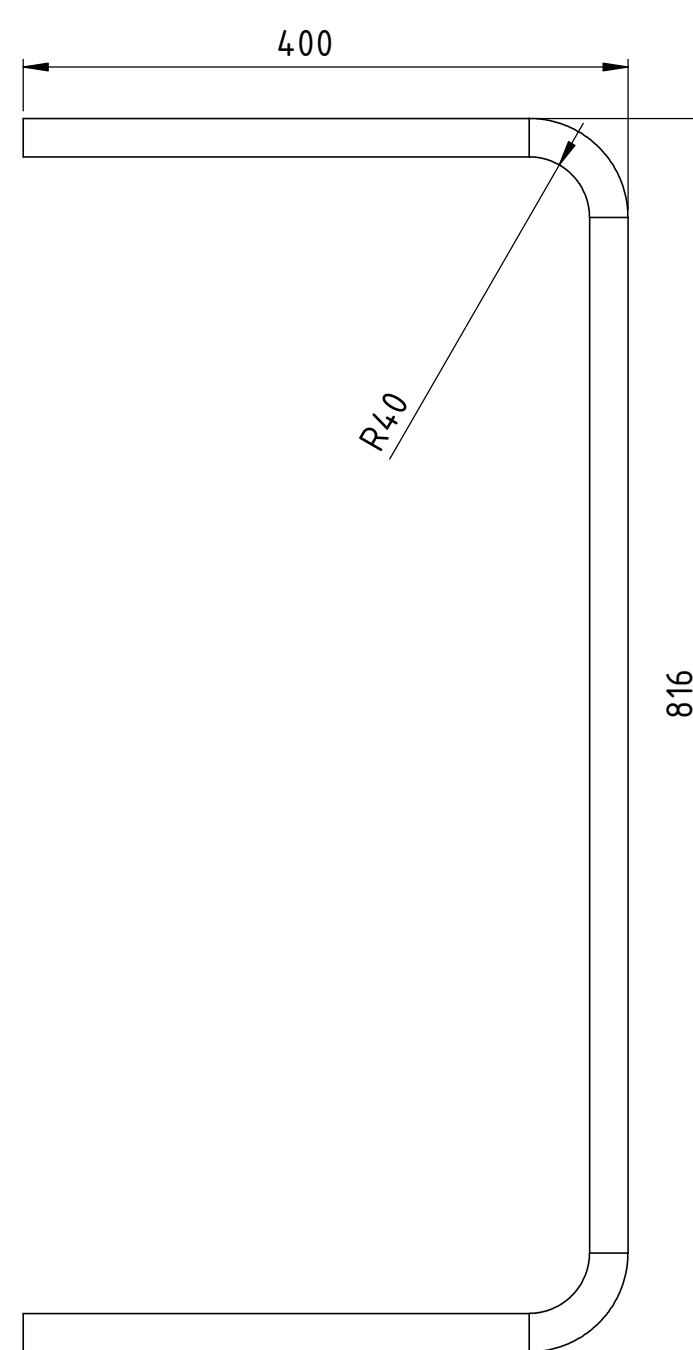
-TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

1	CHAPA PLEGADA ESP 12.7 mm	SAE 1020	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO TIRANTE EXTERIOR		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				N°PZA-02.02.01

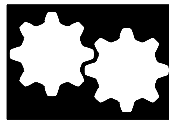
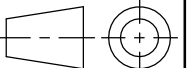


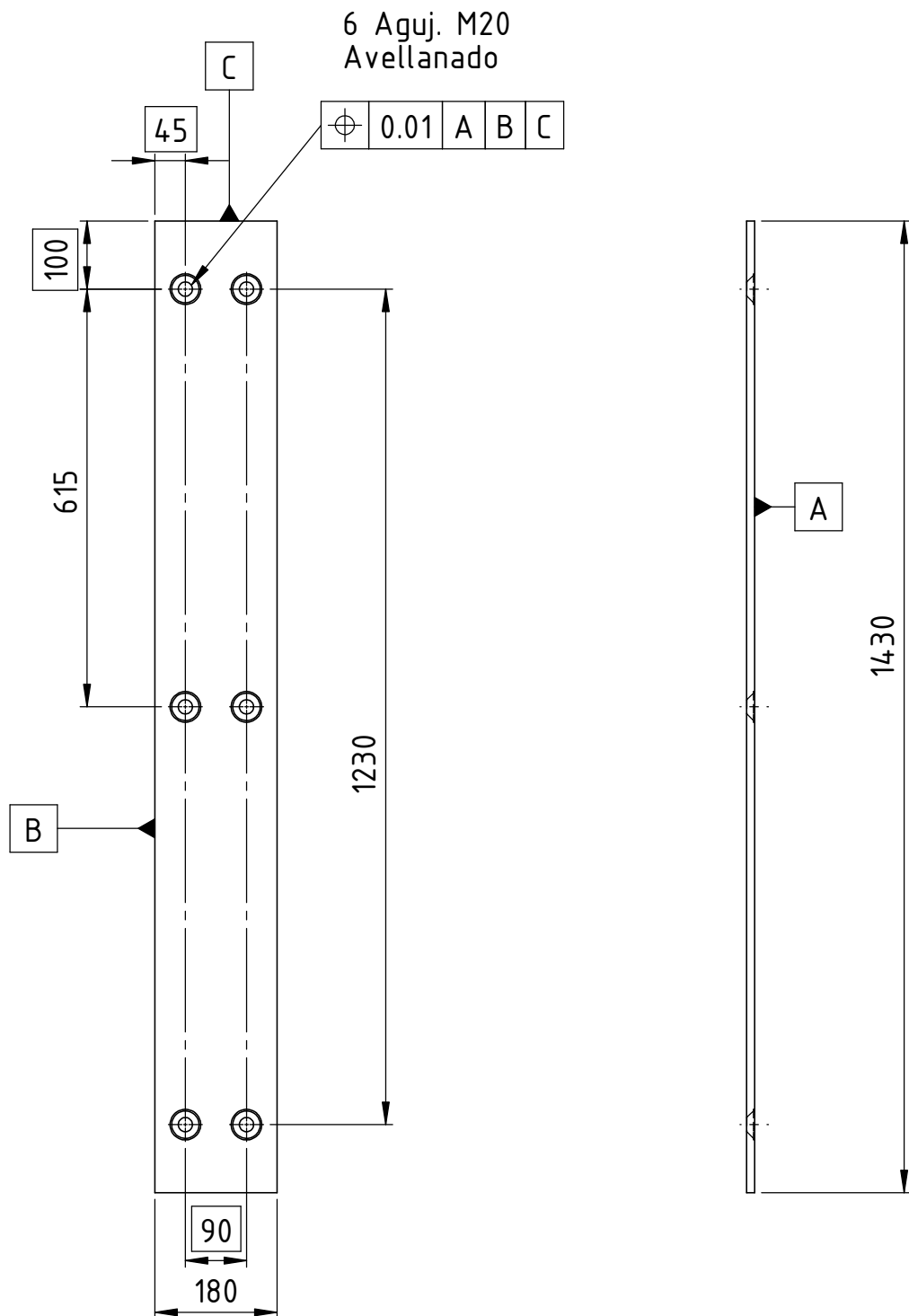
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10



NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

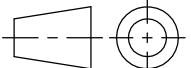
2	CHAPA PLEGADA ESP 6.25 mm	SAE 1020	2	
1	CHAPA PLEGADA ESP 25.4 mm	SAE 1020	2	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO REFUERZO SUPERIOR		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:5
APROBO				
				 N°PZA-02.02.02

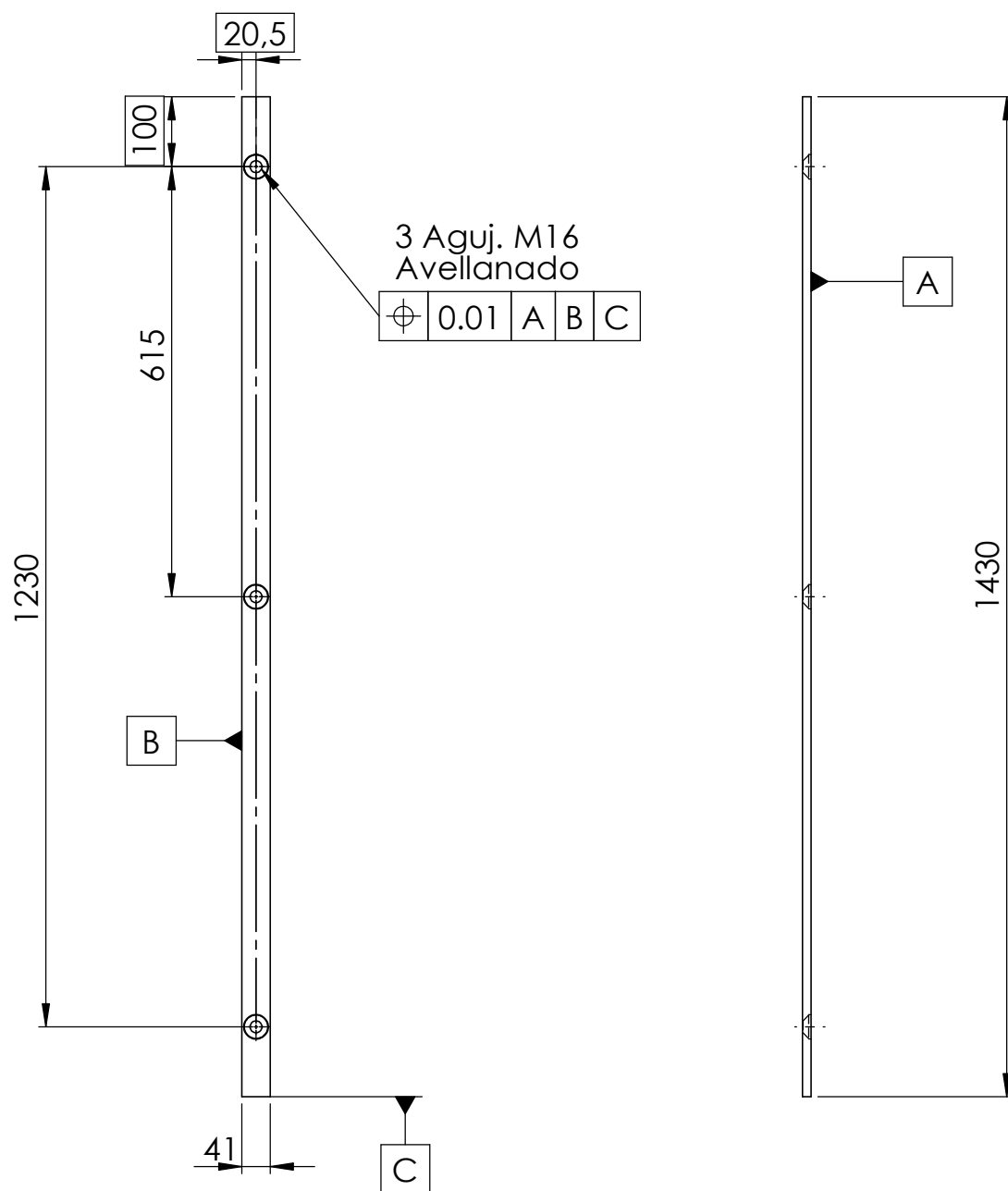


NOTA:

-TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768

-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

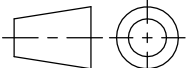
1	PLANCHA ESP 12 mm	TEFLON	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO SUPERFICIE ANTIDESGATE LAT		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10
APROBO				
				NºPZA-02.00.01

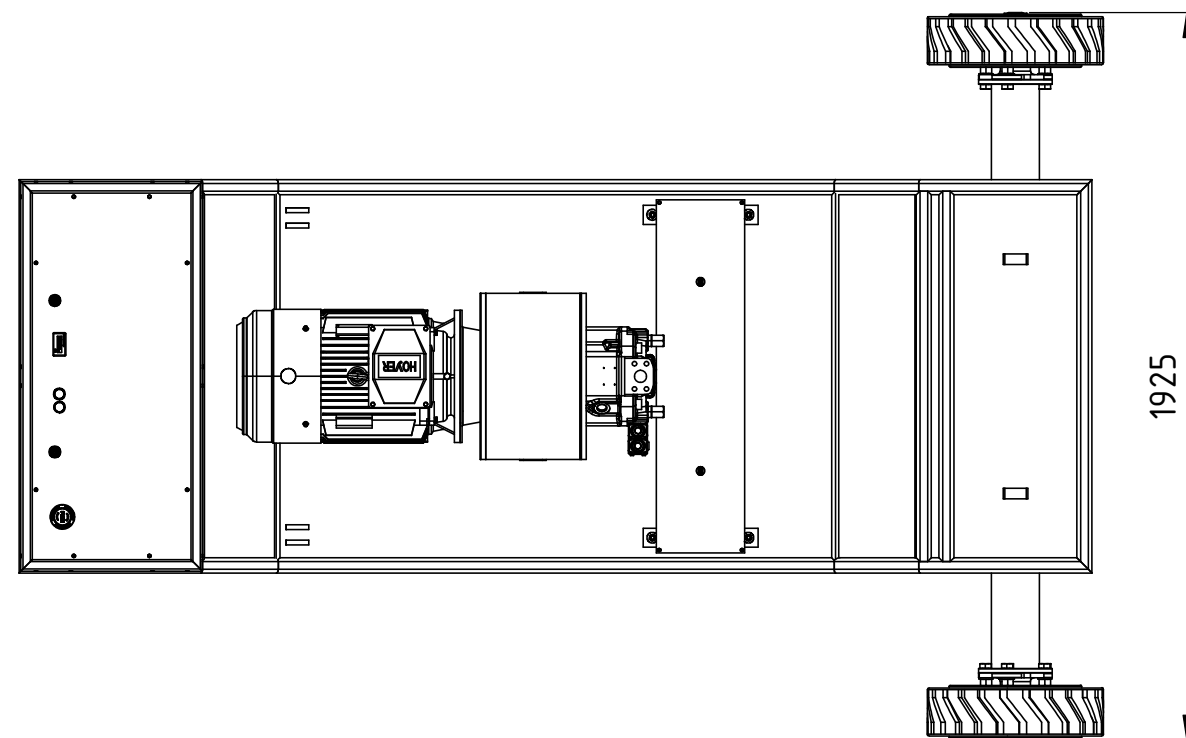
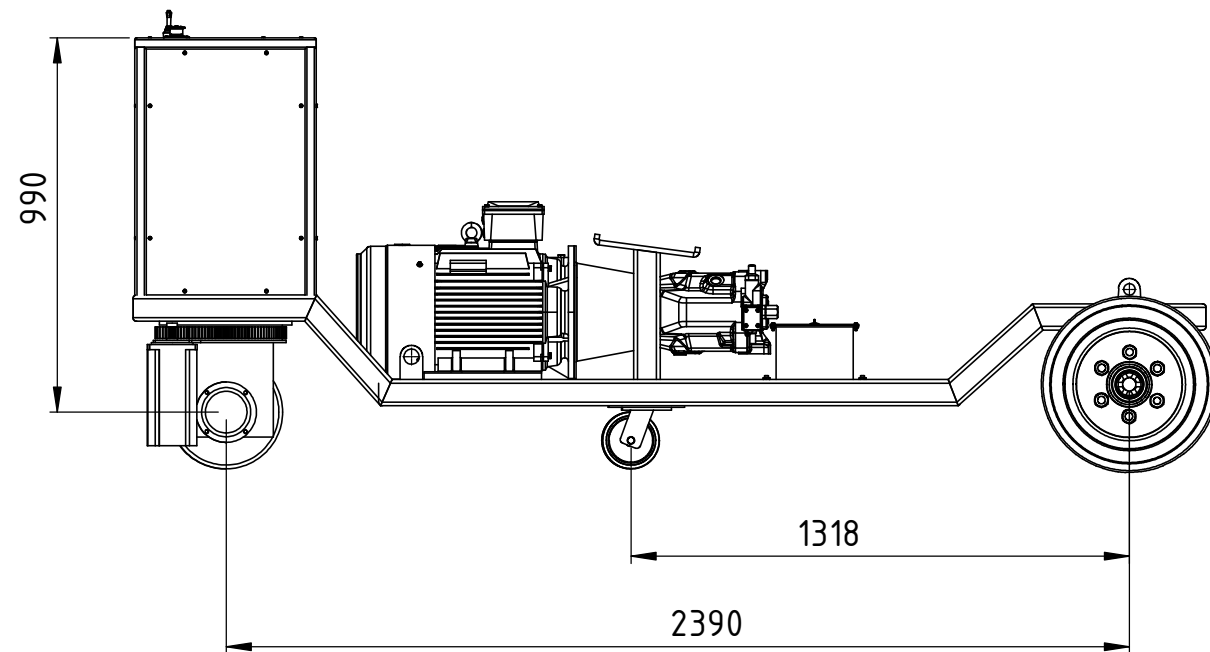


NOTA:

-TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768

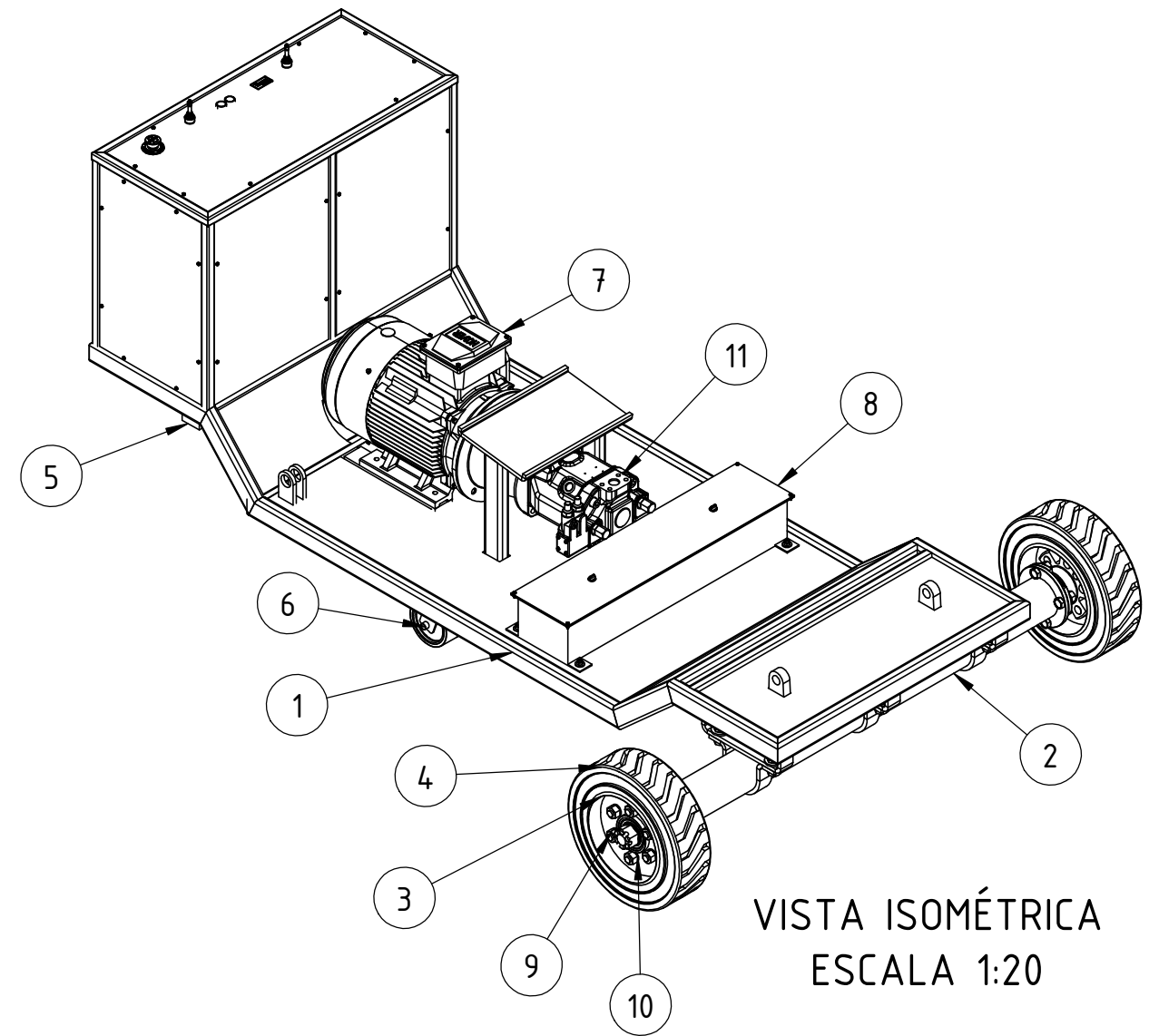
-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

1	PLANCHA ESP 12 mm	TEFLON	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO SUPERFICIE ANTIDESGASTE FRON		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10
APROBO				 N°PZA-02.00.02



NOTA:

- LAS DIFERENTES PIEZAS QUE CONSTITUYEN ESTE SUBCONJUNTO SE PRESENTARAN EN LOS PLANOS DE CADA SUBCONJUNTO
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20

11	BOMBA BOSCH A10VSO	STD		1
10	ARANDELA PLANA DIAM 20 mm	STD		12
9	TUERCA HEXAGONAL M20	STD		12
8	DEPOSITO DE A/HIDRAULICO 27L	STD		1
7	MOTOR HMC3 30kW	STD		1
6	RUEDA DUAL DIAM 150 mm	STD		3
5	AGV WHEEL ZL-H380	STD		1
4	NEUMATICO 5.00-8	STD		2
3	LLANTA CON ARO 3.00/3.50/3.75	STD		2
2	EJE	-	PLANO CTO-03.01.00	1
1	BASTIDOR	-	PLANO CTO-03.02.00	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

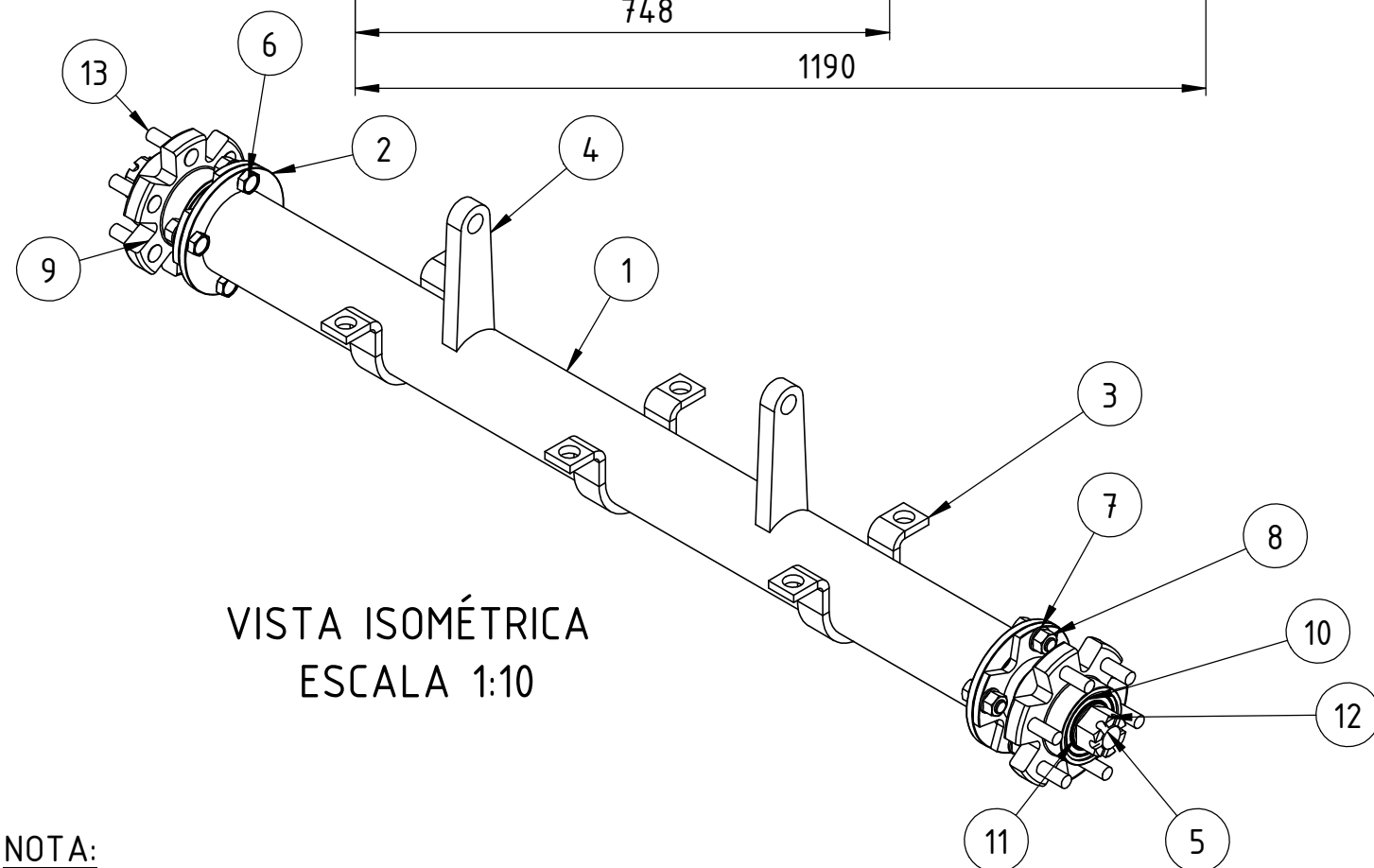
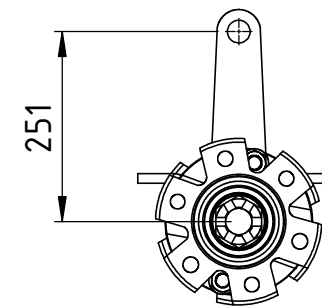
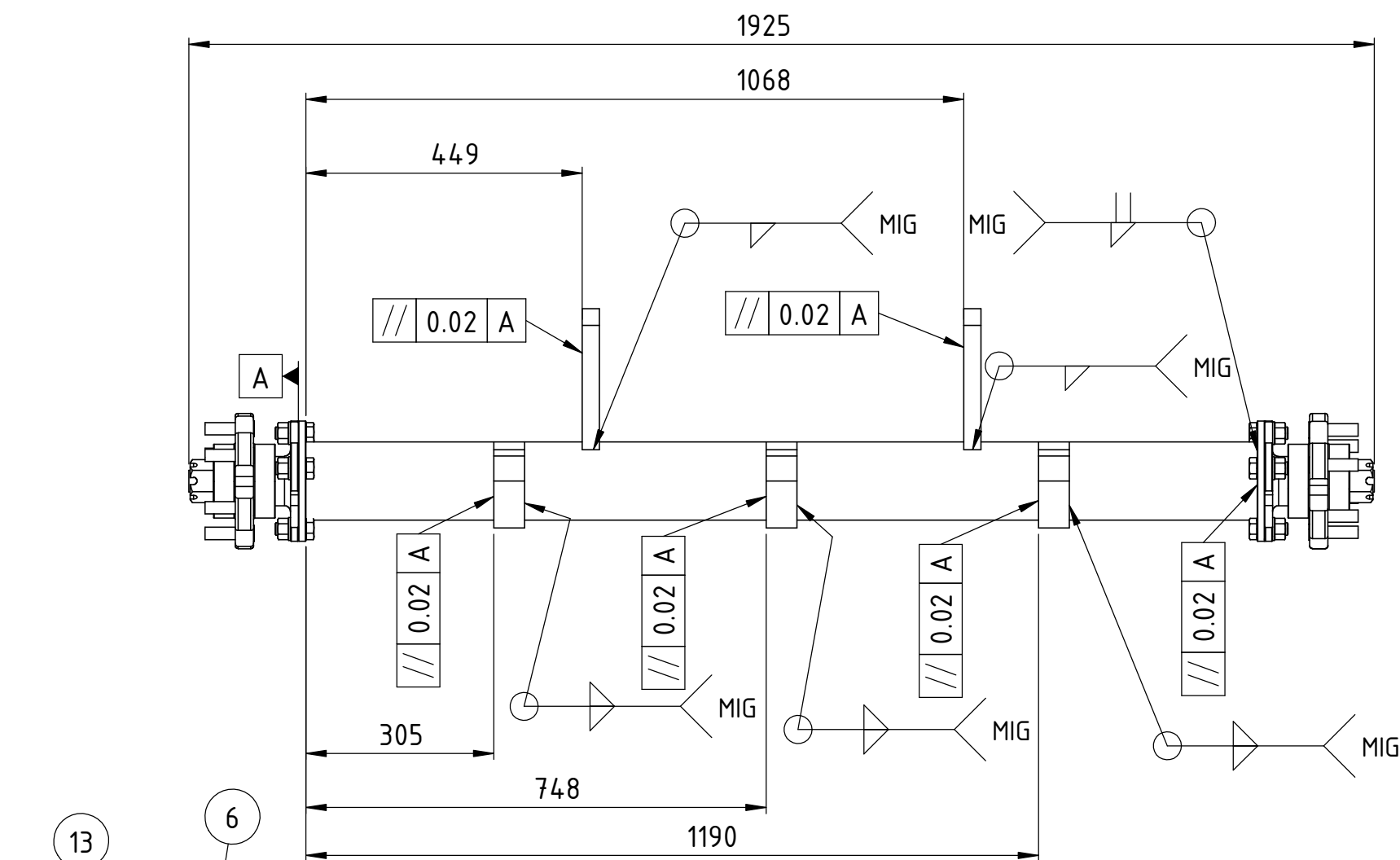


PROYECTO FINAL
ESCUOLA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

CONJUNTO CHASIS

	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		N°CTO-03.00.00
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:20		
APROBO						



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

13	ESPARRAGO M20	STD		12
12	TUERCA HEXAGONAL ALMENADA M33	STD		2
11	ARANDELA PLANA DIAM 50mm	STD		4
10	RODAMIENTO DE BOLAS 6310	STD		4
9	MASA	-	PLANO PZA-03.01.03	2
8	TUERCA HEXAGONAL M20	STD		8
7	ARANDELA PLANA DIAM 20mm	STD		8
6	TORNILLO HEXAGONAL M20	STD		8
5	PUNTA DE EJE	-	PLANO PZA-03.01.02	2
4	CHAPA 28mm	SAE 1020		2
3	CHAPA PLEGADA ESP 12.7 mm	SAE 1020		3
2	BRIDA	-	PLANO PZA-03.01.01	2
1	CAÑO DE DIAM 63,5 mm	STD		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

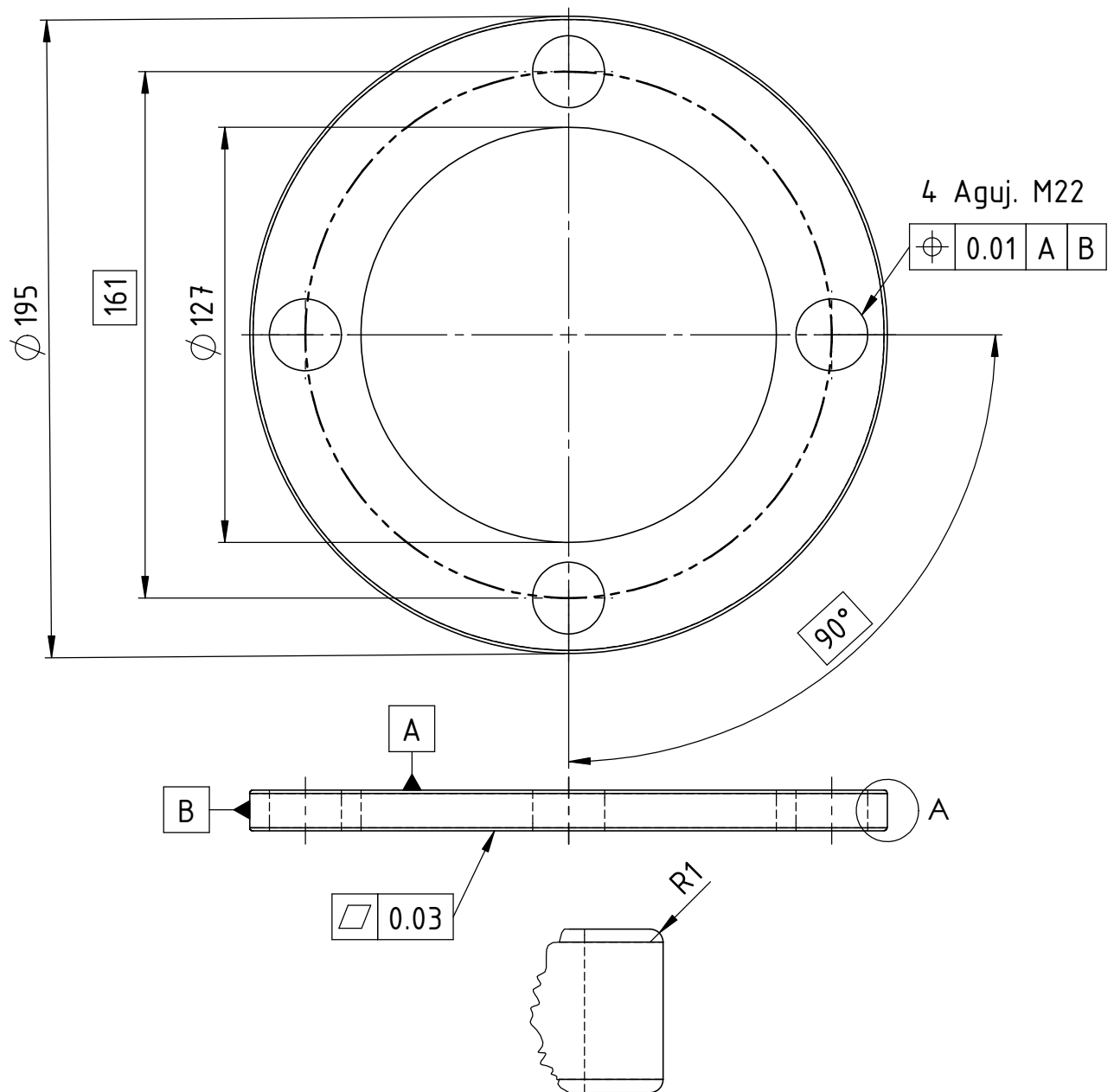


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

CONJUNTO EJE

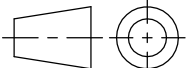
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		N°CTO-03.01.00
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10		
APROBO						

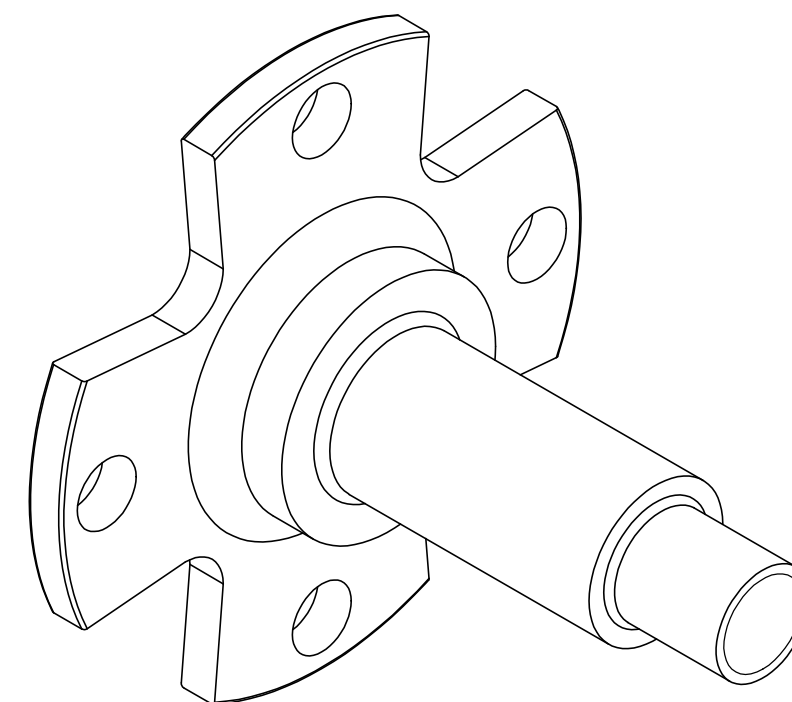
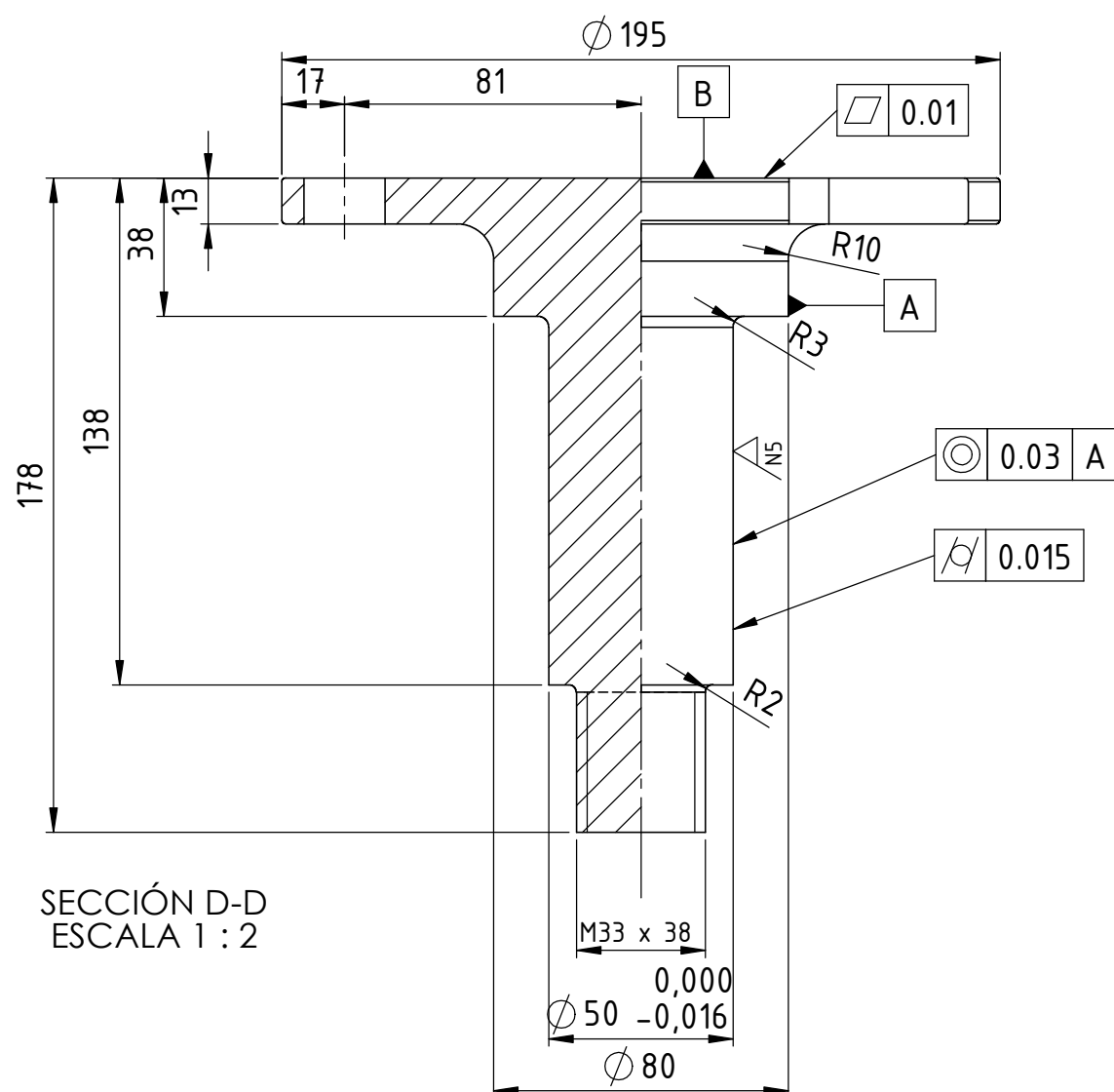


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

NOTA:

- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

1	CHAPA ESP 12.5mm	SAE 1020		
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO BRIDA		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:2
APROBO				 N°PZA-03.01.01

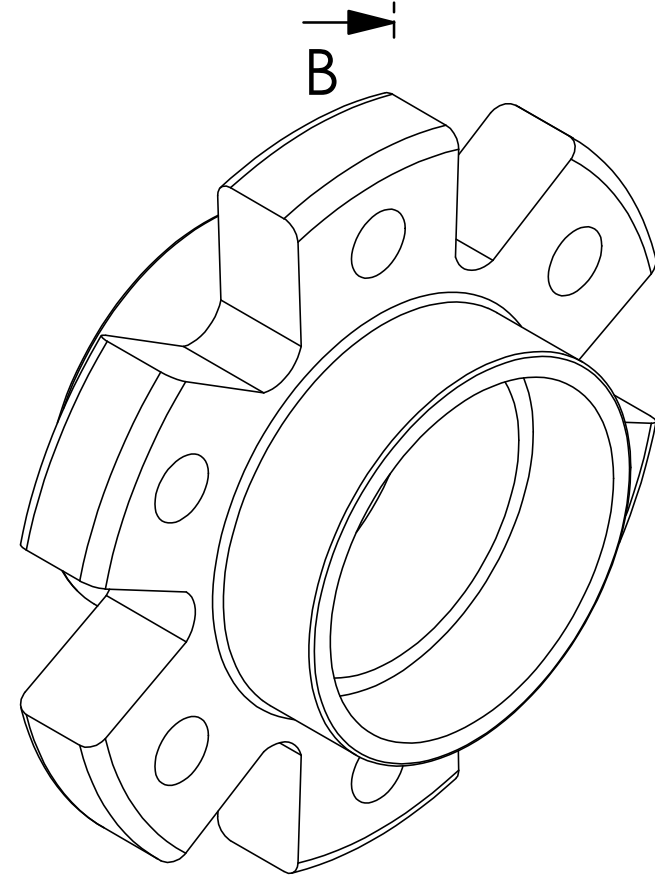
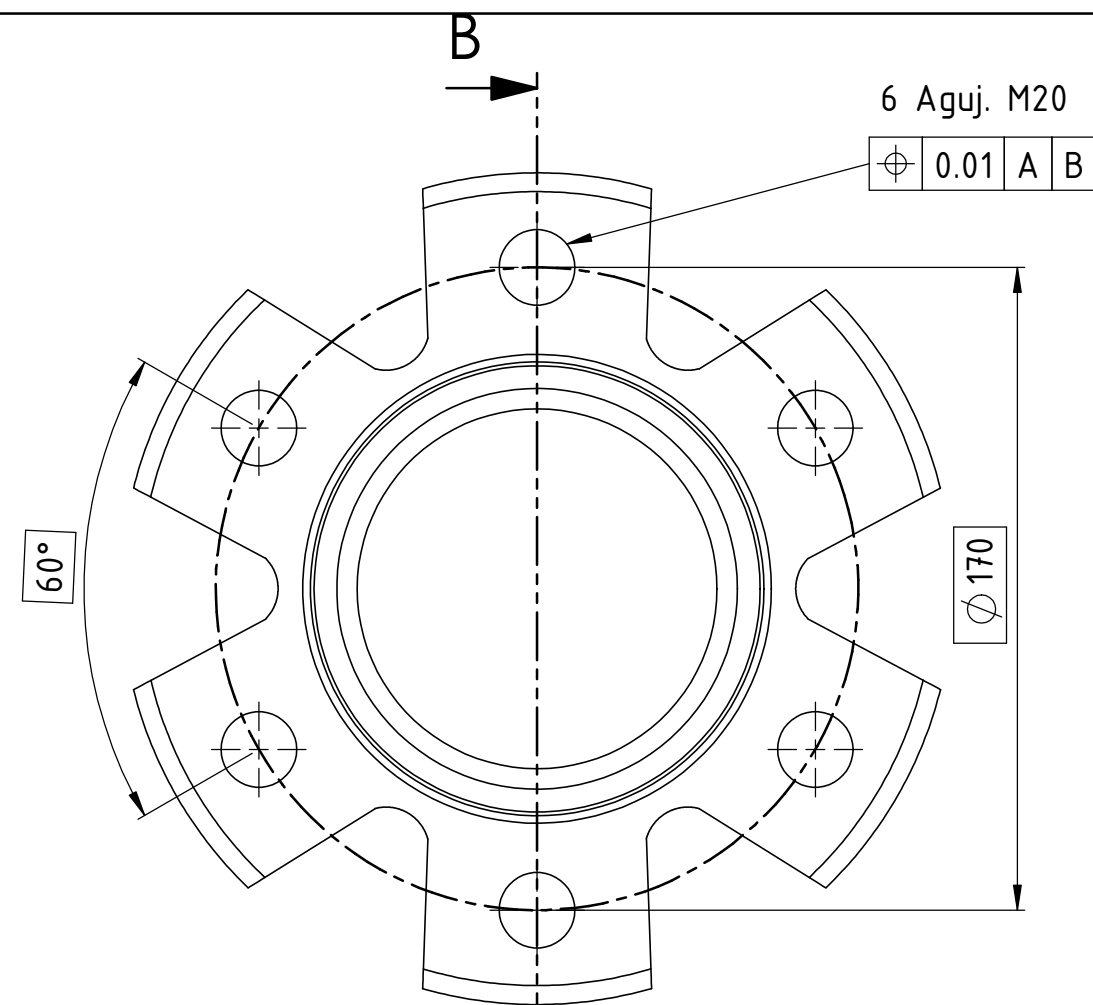


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2

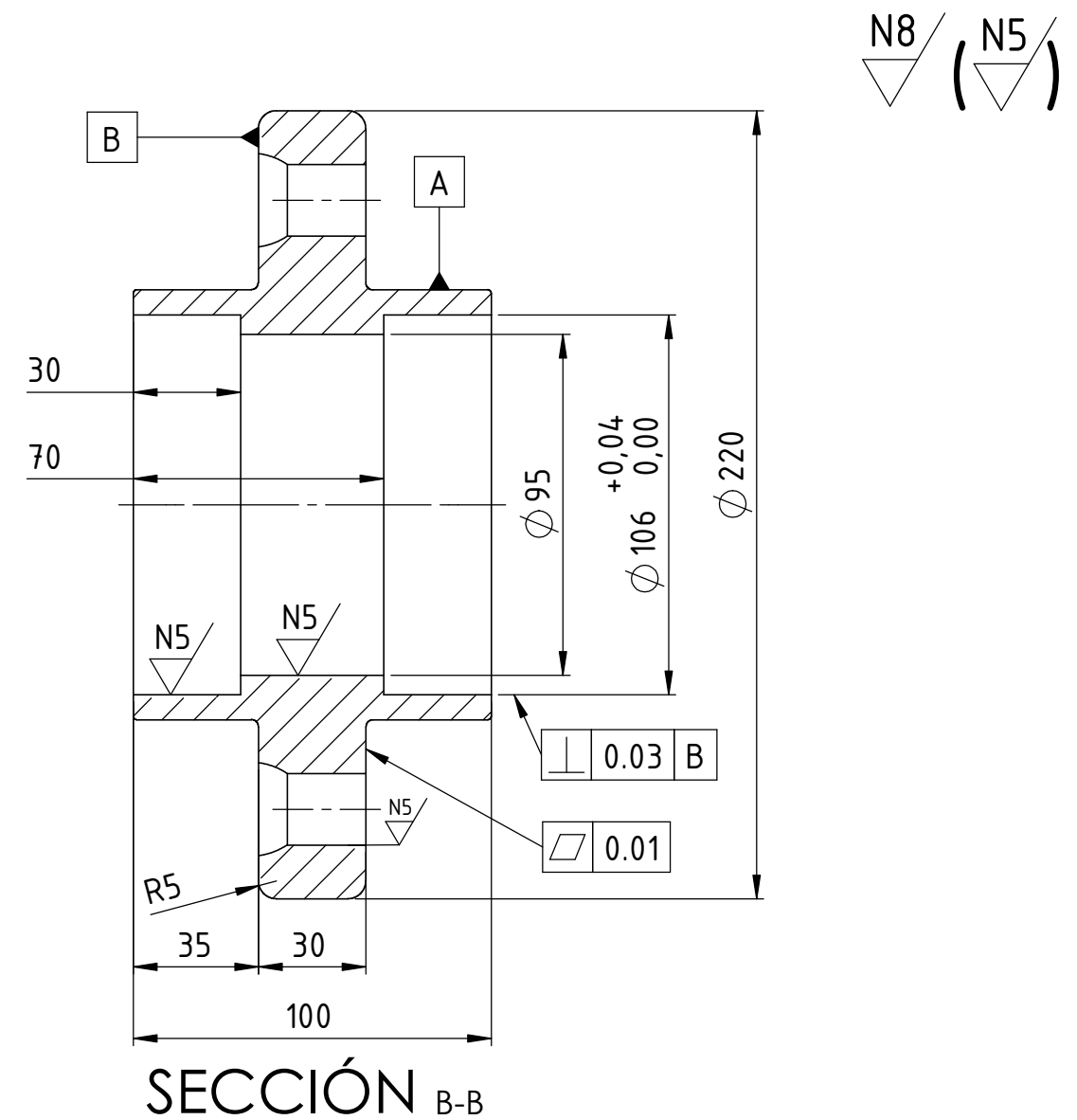
NOTA:

- TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA
- MATAR CANTOS VIVOS

1	PUNTA DE EJE	SAE 4340	1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO PUNTA DE EJE	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE
DIBUJO			Amavet - Caggiano
APROBO			
ESCALA GENERAL 1:2		 N°PZA-03.01.02	

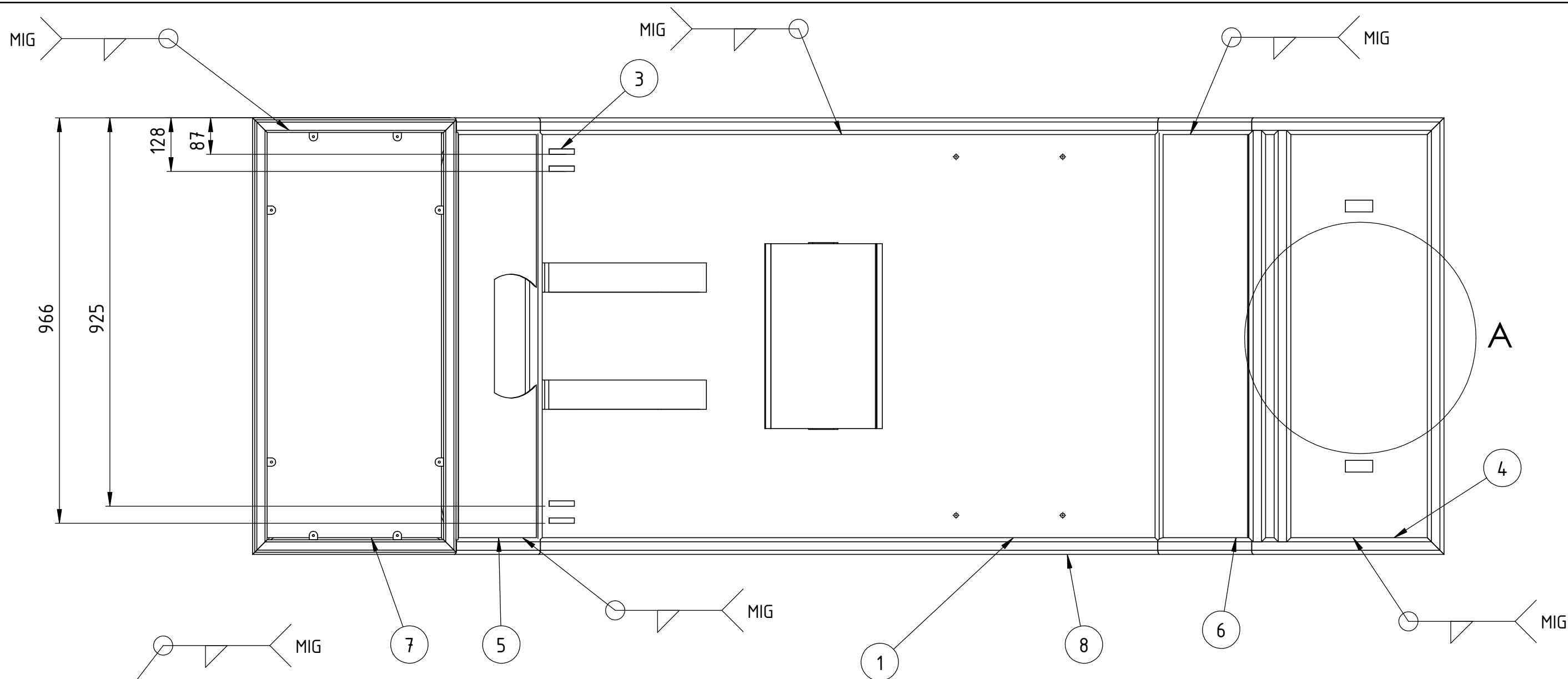


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2



NOTA:
-TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 2768
-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA
-MATAR CANTOS VIVOS

1	MASA	FUNDICION		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TITULO MASA	
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:2
APROBO				



DETALLE A

ESCALA 1 : 10

NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

8	ESTRUCTURA	-	PLANO PZA-03.02.01	1
7	CHAPA DE 420x960x4	SAE 1020		1
6	CHAPA DE 270x960x4	SAE 1020		1
5	CHAPA DE 278x960x4	SAE 1020		1
4	CHAPA DE 325x960x4	SAE 1020		1
3	CHAPA DE 105x60x12.7	SAE 1020		4
2	CHAPA PLEGADA 325x50x12.7	SAE 1020		3
1	CHAPA DE 1460x960x4	SAE 1020		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.

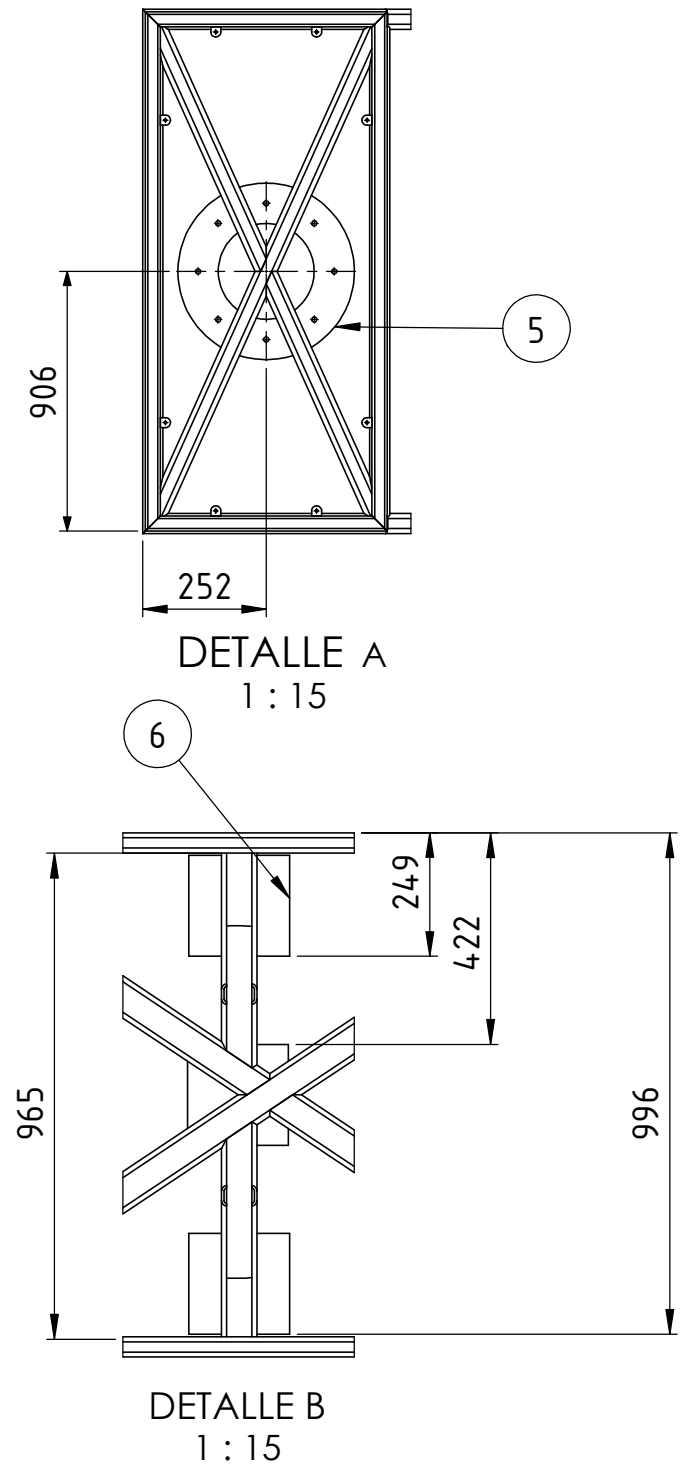
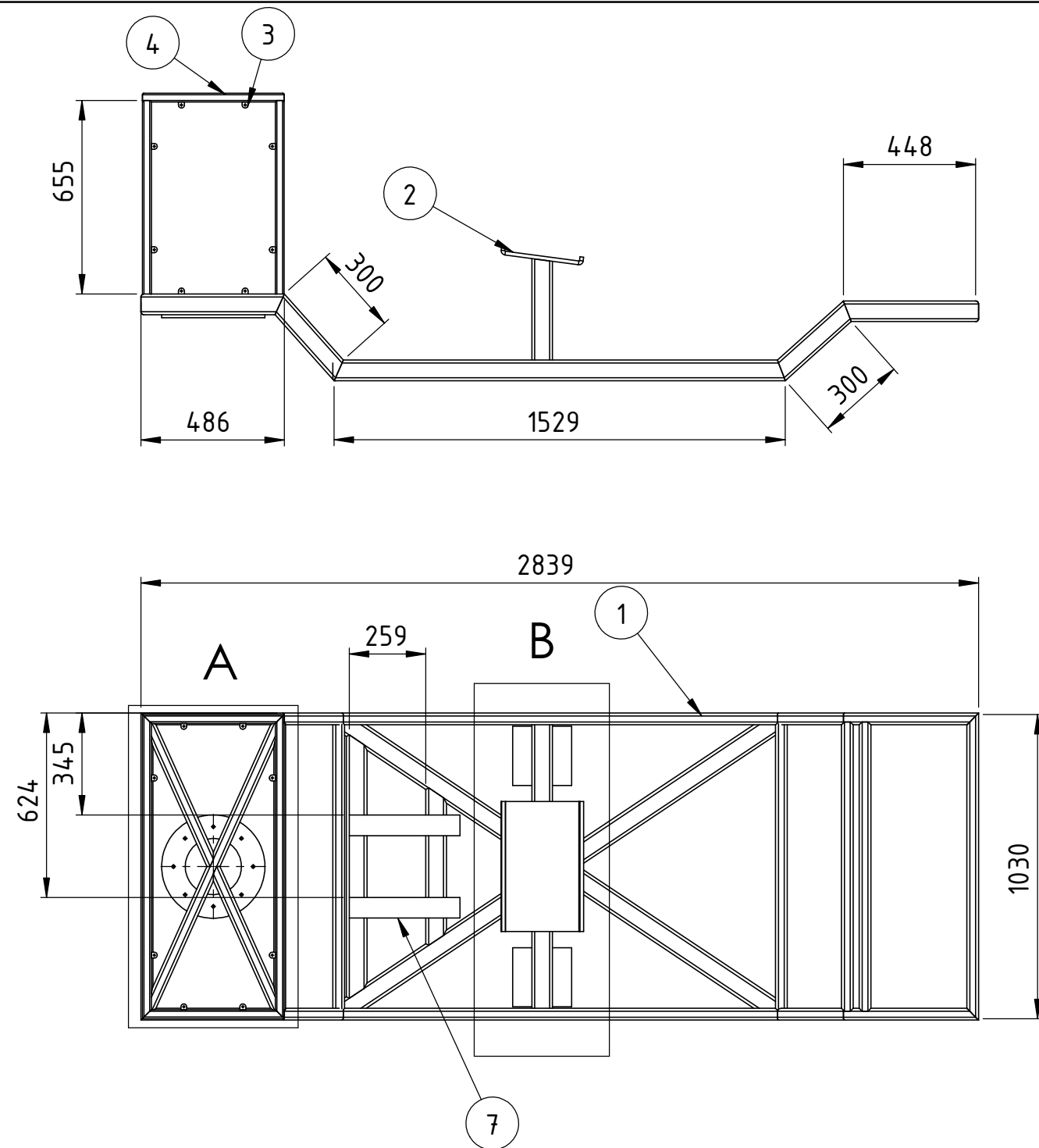


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

CONJUNTO BASTIDOR

	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL		N°CTO-03.02.00
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:10		
APROBO						



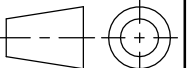
NOTA:

-SOLDADURAS NO ACOTADAS SERAN DE CORDON CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGÚN NORMA AWS D1.1

-TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768

-MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA

7	PLANCHUELA 375x70x12.7	SAE 1020		2
6	CHAPA ESPESOR 12.7mm	SAE 1020		3
5	CHAPA ESPESOR 12.7mm	SAE 1020		1
4	CAÑO ESTRUCTURAL 30x30	F36		1

3	OJAL ESPESOR 2 mm	SAE 1020		40
2	CHAPA ESPESOR 12.7mm	SAE 1020		1
1	CAÑO ESTRUCTURAL 70x40	F36		1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TITULO ESTRUCTURA		
	FECHA	FIRMA	NOMBRE	ESCALA GENERAL
DIBUJO			Amavet - Caggiano	1:20
APROBO				
				N°PZA-03.02.01