



Máquina de fresado de escoria para horno BOF

**Octavio Ariel Bufarini
Tomás Mucciacciaro**

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año: 2026

Máquina de fresado de escoria para horno BOF

**Octavio Ariel Bufarini
Tomás Mucciacciaro**

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

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año: 2026

A mis padres, por acompañarme incondicionalmente desde el comienzo y brindarme siempre el apoyo necesario para llegar hasta este momento.

A mi pareja, por ser mi sostén en los momentos más difíciles y por acompañarme en este camino celebrando cada logro como si fuera propio.

A mis amigos y a mi familia, por estar presentes y hacer que esta etapa haya sido más llevadera y disfrutable, incluso muchas veces sin saberlo.

A Chicho, que de una forma u otra siempre está presente en cada recuerdo y en cada anécdota.

“Octavio Bufarini”

A mi familia, tanto a quienes estuvieron cerca como a quienes, a la distancia, siempre lograron hacerse sentir presentes, por acompañarme y apoyarme incondicionalmente durante todo este camino.

A mi pareja, a quien conocí gracias a esta carrera y que fue una de las personas que más me acompañó durante estos años.

A mis amigos y compañeros, los de siempre y los que fui encontrando en el camino, por hacer que esta etapa haya sido mucho más fácil y disfrutable.

Y, en especial, a mi amigo Chicho, a quien conocí el primer día de cursado. Su ausencia hoy deja un vacío enorme, pero su recuerdo y su amistad nos van a acompañar para siempre.

“Tomas Mucciacciaro”

Agradecimientos

Queremos expresar nuestro agradecimiento a la educación pública, por brindarnos la posibilidad de acceder a una formación universitaria de calidad y por constituir una herramienta fundamental para el desarrollo profesional y humano.

Agradecemos especialmente a la Escuela de Ingeniería Mecánica y a la Facultad, por acompañarnos durante todo el recorrido académico y proporcionarnos los conocimientos, recursos y espacios que hicieron posible la realización de este proyecto final.

Extendemos nuestro reconocimiento a todos los docentes que formaron parte de nuestra formación, por compartir sus conocimientos, exigirnos académicamente y transmitir criterios técnicos y profesionales que fueron fundamentales para llegar a esta instancia.

También queremos agradecer a nuestros compañeros de carrera, con quienes compartimos años de estudio, trabajo, desafíos y crecimiento personal, generando vínculos y experiencias que trascendieron el ámbito académico. Especialmente a Juan Martín Del Piano, Alvaro Sánchez, Agustín García, Santiago Riera, Renzo Bolzani, Santiago Perez, Erik Rosianski, Marco Caggiano y Manuel Amavet.

Resumen

El presente trabajo desarrolla el diseño conceptual y dimensionamiento preliminar de un dispositivo mecánico destinado a la remoción de escoria solidificada adherida en la boca de convertidores BOF (Basic Oxygen Furnace), aplicado a una acería ubicada en la ciudad de San Nicolás, Argentina. La problemática surge debido a las limitaciones operativas, tiempos de intervención y riesgos asociados al método actualmente utilizado para realizar estas tareas de limpieza.

La solución propuesta consiste en un brazo telescópico accionado hidráulicamente y un cabezal rotativo de corte, capaces de remover el material adherido de manera controlada y segura. Durante el desarrollo del proyecto se analizaron distintas alternativas de solución, seleccionándose aquella que presentó mejor desempeño en términos de eficiencia operativa, seguridad, mantenibilidad y compatibilidad con la instalación existente.

El trabajo incluye el diseño estructural del brazo telescópico, el sistema de extensión mediante cables y poleas, la selección y verificación de cilindros hidráulicos, el diseño del cabezal de corte y la selección del conjunto motor–reductor hidráulico. Asimismo, se realizaron verificaciones para evaluar el comportamiento estructural de los principales componentes bajo condiciones críticas de carga.

Los resultados obtenidos indican que la solución desarrollada presenta factibilidad técnica preliminar y permite mejorar las condiciones de operación respecto al método actualmente utilizado, reduciendo la exposición del personal a maniobras de riesgo y proporcionando una alternativa de limpieza más controlada y sistemática, disminuyendo la dependencia del operador.

Palabras clave: convertidor BOF, cabezal rotativo, brazo telescópico, hidráulica, remoción de escoria, diseño mecánico.

Abstract

This work presents the conceptual design and preliminary sizing of a mechanical device intended for the removal of solidified slag adhered to the mouth of BOF (Basic Oxygen Furnace) converters, applied to a steel plant located in San Nicolás, Argentina. The problem arises from the operational limitations, intervention times, and safety risks associated with the method currently used to perform these cleaning tasks.

The proposed solution consists of a hydraulically actuated telescopic arm and a rotary cutting head capable of removing the adhered material in a controlled and safe manner. During the development of the project, different solution alternatives were analyzed, selecting the one that showed the best performance in terms of operational efficiency, safety, maintainability, and compatibility with the existing installation.

The work includes the structural design of the telescopic arm, the extension system based on cables and pulleys, the selection and verification of hydraulic cylinders, the design of the cutting head, and the selection of the hydraulic motor–gearbox assembly. In addition, analytical verifications were carried out to evaluate the structural behavior of the main components under critical loading conditions.

The obtained results indicate that the developed solution presents preliminary technical feasibility and improves the operating conditions compared to the method currently used, reducing personnel exposure to hazardous operations and providing a more controlled and systematic cleaning alternative, reducing reliance on the operator.

Keywords: BOF converter, rotary cutting head, telescopic arm, hydraulics, slag removal, mechanical design.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Introducción	9
Objetivo principal	11
Objetivos secundarios	11
Alcance y limitaciones del proyecto	12
Capítulo 1: Marco teórico y estado del arte.....	13
Funcionamiento del cabezal rotativo.....	14
Capítulo 2: Variable del proyecto y condiciones del problema.....	18
Condiciones operativas y requerimientos de diseño	18
Variables y criterios de diseño adoptados	18
Condiciones operativas del entorno	19
Capítulo 3: Selección de la solución.....	20
Análisis de las propuestas de solución	20
Propuesta 1: Brazo hidráulico articulado sobre rieles	20
Propuesta 2: Sistema rotativo de limpieza mecánica	21
Propuesta 3: Guillotina eléctrica guiada sobre rieles	22
Selección de la solución superadora	22
Capítulo 4: Diseño del dispositivo	25
Brazo Hidráulico	26
Criterios de selección de geometría de los tramos	26
Tramos del brazo - Análisis estructural	28
Material y tipo de perfil	28
Viga cajón soldada.....	29
Dimensionamiento de secciones transversales	30
Análisis estructural	31
Patines de deslizamiento	32
Tipos, posición y función	33
Configuración geométrica y disposición	34
Material seleccionado	35
Condición de carga y caso crítico.....	36
Análisis de presión de contacto.....	36
Sistema de fijación y ajuste	37
Cilindro telescópico.....	39
Concepto general del sistema de extensión	39
Fijación del cilindro: criterio de montaje.....	41
Selección del cilindro hidráulico de extensión	42
Sistema de cables y polea	44
Selección del cable de acero para el sistema de reenvío	44
Terminales y sistema de tensado del cable	45
Dimensionamiento de la Polea de reenvío	46
Dimensionamiento del eje de la polea.....	48

Selección del rodamiento	50
Descripción del carro de poleas	51
Estructura general	51
Sistema de guiado del carro de poleas	52
Funcionamiento del sistema	56
Soporte estructural brazo – carro	56
Selección y verificación de los cilindros de elevación	57
Bujes de articulación	61
Cabezal de corte	64
Diseño y Dimensionamiento del cabezal	67
Carro de traslación	74
Bastidor estructural	74
Ruedas y Motorreductor	74
Central hidráulica	75
Criterios de selección	75
Configuración HPU seleccionada	75
Mangueras hidráulicas	77
Carrete retráctil	77
Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones	79
Conclusiones	79
Recomendaciones	80
Bibliografía	81
Anexo A: Memoria de cálculo	83
Verificación estructural del Brazo hidráulico	83
Predimensionamiento de secciones transversales	83
Verificación de soportes de articulación del cilindro de elevación	97
Diseño Cabezal de corte: Fuerzas, Potencia y componentes	100
Modelo de fuerza de corte	100
Potencia hidráulica requerida	100
Selección del motor y reductor	101
Selección y verificación de bulones	101
Cabezal de corte	101
Union Base Soporte al Carro	105
Verificación de soldaduras	107
Verificación de estabilidad longitudinal y condición de vuelco	111
Simulaciones	114
Tambor de fresado	114
Soporte del tambor	115
Anexo B: Planimetría	117

Introducción

En la industria siderúrgica, el convertidor BOF (Basic Oxygen Furnace) constituye un equipo fundamental en el proceso de fabricación de acero, mediante la refinación del arrabio a través de la insuflación de oxígeno. Durante su operación, este equipo se encuentra sometido a condiciones severas de temperatura, proyecciones de material fundido y ciclos térmicos intensos, lo que genera diversas problemáticas asociadas a su funcionamiento continuo.

Uno de los inconvenientes más relevantes en la operación del convertidor es la acumulación de acero y escoria solidificada en la zona de la boca, como se observa a continuación en la figura 0-1. Producto de salpicaduras y derrames que ocurren durante las sucesivas coladas. Estos materiales, al enfriarse, se adhieren a la superficie formando depósitos de geometría irregular que pueden alcanzar masas comprendidas entre 50 y 200 kg, por cada placa de boca, dificultando la rotación del convertidor y afectando su operatividad.



Figura 0-1: Boca del convertidor en operación con adherencias

La presencia de estos residuos obliga a realizar tareas periódicas de limpieza, las cuales actualmente se llevan a cabo mediante el uso de la batea de chatarra montada sobre un puente grúa, como se ilustra en la figura 0-2. Si bien este método permite remover parcialmente el material adherido, presenta importantes limitaciones operativas y de seguridad.

En primer lugar, el procedimiento resulta poco eficiente, ya que no garantiza la eliminación completa de los depósitos solidificados, generando la necesidad de intervenciones repetidas y prolongando los tiempos de parada del convertidor. Según datos relevados en planta, estas tareas pueden demandar varias horas, afectando directamente la continuidad y productividad del proceso siderúrgico.

Adicionalmente, la batea de chatarra fue diseñada originalmente para tareas de transporte y descarga de material, y no para operaciones de impacto o remoción mecánica sobre la boca del convertidor. Su utilización en estas condiciones introduce riesgos significativos para la operación, habiéndose registrado incidentes asociados a inestabilidad y desprendimiento del equipo, comprometiendo tanto la seguridad del personal como la integridad de las instalaciones.



Figura 0-2: Traslado de la batea de chatarra

Por otra parte, este uso no previsto genera solicitaciones y desgastes adicionales sobre la batea y los muñones laterales donde la sujeta el puente grúa, incrementando las necesidades de mantenimiento y reduciendo la vida útil de componentes que no fueron concebidos para este tipo de servicio.

La problemática se ve agravada por las condiciones propias del entorno de trabajo, caracterizado por temperaturas residuales que pueden alcanzar valores entre 200 °C y 300 °C en la zona de la boca del convertidor, presencia de material particulado en suspensión y restricciones geométricas del espacio operativo.

En este contexto, surge la necesidad de desarrollar una solución específica que permita realizar la limpieza de manera segura, eficiente y sistemática, reduciendo los tiempos de intervención y minimizando la exposición del personal a condiciones de riesgo.

Objetivo principal

El presente trabajo tiene como objetivo el diseño de un dispositivo mecánico destinado a la remoción de escoria solidificada en la boca del convertidor BOF, aplicable a una acería ubicada en la ciudad de San Nicolás, Argentina. La solución propuesta se basa en un sistema de brazo telescópico accionado hidráulicamente, capaz de alcanzar la zona de trabajo y un cabezal rotativo capaz de ejercer las fuerzas necesarias para la remoción del material adherido, adaptándose a las restricciones del entorno sin requerir modificaciones sobre el convertidor ni la incorporación de equipos no especializados.

Como objetivos específicos, se plantean:

- Diseñar la arquitectura general del sistema de limpieza, considerando las condiciones operativas del entorno.
- Dimensionar el brazo telescópico, el cabezal rotativo y sus componentes estructurales, verificando su resistencia frente a las cargas de trabajo.
- Garantizar condiciones adecuadas de seguridad, mantenibilidad y confiabilidad del equipo.
- Disminuir la dependencia de métodos manuales o no específicos actualmente utilizados en planta.

Objetivos secundarios

- Diseñar un sistema mecánico capaz de remover material solidificado adherido en la boca del convertidor sin modificar la estructura existente de este.
- Reducir los tiempos de parada asociados a las tareas de limpieza entre coladas.
- Seleccionar componentes comerciales compatibles con las exigencias funcionales y operativas del equipo.
- Minimizar el peso y volumen total del conjunto, favoreciendo su portabilidad y compatibilidad con los medios de manipulación existentes en planta.

Alcance y limitaciones del proyecto

El alcance del presente trabajo comprende el desarrollo conceptual, diseño mecánico y dimensionamiento preliminar de un dispositivo de limpieza para la boca de convertidores LD/BOF. El proyecto incluye el diseño estructural del brazo telescópico, el cabezal de corte rotativo, el sistema hidráulico de accionamiento y los distintos elementos de unión y soporte asociados.

Asimismo, se contempla la selección de componentes comerciales normalizados, el modelado tridimensional del conjunto mediante herramientas CAD y la verificación analítica de los principales componentes estructurales mediante cálculos de resistencia de materiales y simulaciones por elementos finitos.

El trabajo se desarrolla bajo un enfoque académico orientado a validar la factibilidad técnica de la solución propuesta, sin contemplar la fabricación de un prototipo funcional ni la implementación industrial definitiva del sistema.

El presente trabajo no contempla la construcción física ni la validación experimental del dispositivo diseñado. Las verificaciones realizadas corresponden a análisis teóricos y simulaciones numéricas efectuadas bajo hipótesis simplificadas de carga y operación.

Tampoco se desarrolla en detalle la automatización integral del sistema, los circuitos eléctricos de potencia y control, ni los estudios económicos asociados a fabricación, instalación y mantenimiento industrial.

Las propiedades mecánicas del material solidificado adherido en la boca del convertidor fueron estimadas a partir de valores bibliográficos y criterios conservadores de diseño, debido a la dificultad de obtener información experimental específica del proceso industrial analizado.

Finalmente, este trabajo busca aportar una solución que supere las limitaciones del método actualmente utilizado, mejorando las condiciones de operación en términos de seguridad, eficiencia y continuidad del proceso productivo, mediante la aplicación integrada de conocimientos de diseño mecánico, resistencia de materiales y criterios de ingeniería.

Capítulo 1: Marco teórico y estado del arte

Equipos y tecnologías similares

El dispositivo propuesto se enmarca en una familia de equipos utilizados para la excavación y remoción mecánica de materiales, entre los cuales se destacan:

- Rozadoras (roadheaders).
- Tuneladoras (TBM).
- Cabezales rotativos tipo drumcutter.

Estos equipos comparten el principio de utilización de herramientas de corte montadas sobre un elemento rotativo como se ve en la figura 1-1, el cual transmite energía mecánica al material generando su fragmentación.



Figura 1-1: Equipos de referencia

En particular, los drumcutters se caracterizan por la disposición de picas sobre un tambor giratorio, la remoción progresiva del material mediante múltiples herramientas, y la generación de cargas distribuidas en el sistema.

El estudio de estos equipos permite establecer analogías con el sistema propuesto, facilitando la estimación de fuerzas, la selección de parámetros de operación y el diseño estructural del dispositivo.

Funcionamiento del cabezal rotativo

El cabezal rotativo o cutting drum constituye el elemento principal en sistemas de remoción mecánica de material, siendo responsable de la interacción directa con el material a remover mediante herramientas de corte tipo pica. El desempeño del sistema depende tanto de la geometría del tambor como de la disposición y comportamiento de dichas herramientas.

Durante la operación, múltiples picas entran en contacto con el material de manera secuencial, generando un proceso continuo de corte. La remoción efectiva se produce como resultado de la acción combinada de estas herramientas, lo cual implica que las cargas sobre el sistema no dependen de una única herramienta, sino de la superposición de varias en contacto simultáneo [1].

Sistema de fuerzas en las picas

Cada herramienta de corte se encuentra sometida a un sistema tridimensional de fuerzas compuesto por:

- Componente tangencial, asociada al corte del material.
- Componente normal, vinculada a la penetración.
- Componente lateral, relacionada con la estabilidad del proceso.

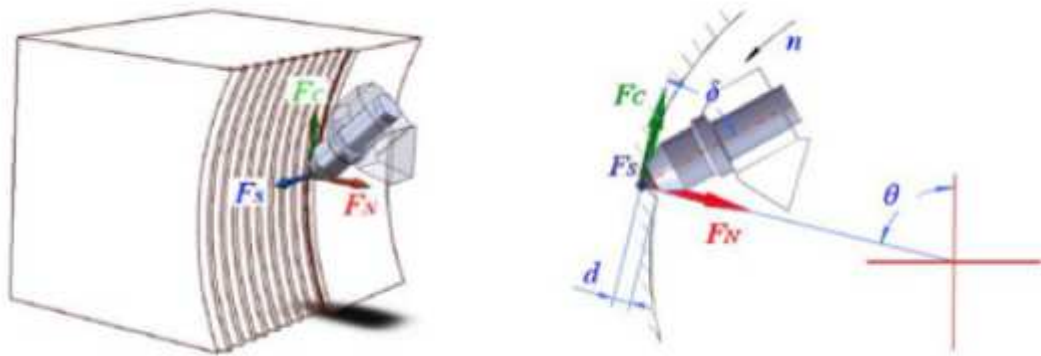


Figura 1-2: Composición de fuerza de la pica

Estas fuerzas dependen de la resistencia del material, la geometría de la herramienta y las condiciones operativas. Diversos estudios han demostrado que la magnitud de las fuerzas aumenta con el espesor de corte y la profundidad de penetración, siendo estos parámetros determinantes en el dimensionamiento del sistema [1].

Cargas sobre el tambor

El comportamiento global del cabezal rotativo se obtiene a partir de la superposición de las fuerzas actuantes sobre cada pica en contacto con el material. Dado que estas herramientas se encuentran distribuidas en distintas posiciones angulares, las cargas deben proyectarse sobre un sistema de referencia común y sumarse para determinar la carga total.

Como resultado, el tambor se encuentra sometido a una fuerza resultante en la dirección de corte, a componentes normales y laterales, y a un momento torsor asociado al radio de trabajo.

Influencia de la disposición de las herramientas

La disposición de las picas sobre el tambor tiene una influencia directa sobre la distribución de cargas y el comportamiento dinámico del sistema. En particular, la configuración helicoidal es ampliamente utilizada debido a que permite una secuencia de corte más uniforme, reduciendo la variabilidad de las cargas y mejorando la estabilidad operativa. Por el contrario, distribuciones inadecuadas pueden generar incrementos en las fuerzas laterales y concentraciones de carga, afectando negativamente la vida útil del sistema.

Comportamiento dinámico del proceso

El proceso de corte presenta un carácter inherentemente dinámico, en el cual las fuerzas varían en el tiempo debido a la interacción entre la herramienta y el material. Estudios experimentales han demostrado que estas fuerzas pueden describirse mediante distribuciones estadísticas, reflejando la variabilidad del proceso y la influencia de múltiples factores, como la heterogeneidad del material y las condiciones de operación.

En consecuencia, el diseño del sistema debe contemplar no solo valores medios de carga, sino también la presencia de fluctuaciones y picos de esfuerzo [1].

Implicancias para el diseño

A partir de lo expuesto, se desprende que el dimensionamiento del cabezal rotativo debe considerar: la fuerza generada por cada herramienta de corte, la cantidad de

herramientas en contacto simultáneo, la superposición de cargas sobre el tambor, y los efectos dinámicos del proceso.

Este enfoque permite establecer una base racional para la determinación de las cargas de diseño, las cuales serán utilizadas en el capítulo correspondiente al dimensionamiento estructural del sistema.

Resistencia de materiales aplicada al diseño

El diseño de componentes mecánicos sometidos a cargas requiere el análisis de tensiones y deformaciones en función de las solicitaciones actuantes. En sistemas como el propuesto, las cargas generadas durante el proceso de corte inducen esfuerzos de distinta naturaleza, entre los que se destacan: esfuerzos normales (tracción y compresión), esfuerzos cortantes, esfuerzos de flexión, y esfuerzos de torsión.

La determinación de estos esfuerzos permite evaluar la integridad estructural de los componentes mediante criterios de falla apropiados. En el caso de materiales dúctiles, como los aceros estructurales, es común utilizar el criterio de energía de distorsión o criterio de Von Mises, el cual establece que la fluencia ocurre cuando la tensión equivalente alcanza el límite elástico del material.

Asimismo, en componentes sometidos a cargas variables, como ocurre en sistemas de corte, resulta necesario considerar fenómenos de fatiga. En estos casos, la vida útil del componente depende tanto de la magnitud de las tensiones como del número de ciclos de carga.

El análisis de resistencia de materiales constituye, por lo tanto, una herramienta fundamental para el dimensionamiento del sistema, permitiendo garantizar condiciones seguras de operación.

Materiales utilizados en aplicaciones de corte

La selección de materiales en sistemas de remoción mecánica de material responde a la necesidad de combinar resistencia mecánica, tenacidad, resistencia al desgaste y buena soldabilidad.

En la estructura principal del equipo se emplean habitualmente aceros estructurales de bajo carbono, como el ASTM A36 o equivalentes, debido a su adecuada resistencia, facilidad de fabricación y buen comportamiento frente a cargas dinámicas.

En zonas sometidas a mayor sollicitación o desgaste, como el contacto con el material, se utilizan aceros de mayor resistencia o materiales con propiedades antiabrasivas. En particular, las herramientas de corte suelen incorporar insertos de carburo de tungsteno, los cuales presentan una elevada dureza y resistencia al desgaste.

Uniones soldadas en estructuras mecánicas

Las uniones soldadas constituyen un elemento crítico en estructuras sometidas a cargas dinámicas, ya que actúan como zonas de transferencia de esfuerzos entre componentes.

El diseño de soldaduras debe considerar: el tipo de sollicitación (corte, tracción o combinación), la geometría de la unión, y las propiedades del material de aporte.

En estructuras sometidas a cargas variables, las soldaduras pueden convertirse en puntos críticos de iniciación de grietas, por lo que su dimensionamiento debe realizarse considerando criterios de resistencia estática y, cuando corresponda, de fatiga.

Normativas como las de la American Welding Society establecen procedimientos y criterios de diseño ampliamente utilizados en ingeniería para garantizar la seguridad y confiabilidad de las uniones.

Capítulo 2: Variable del proyecto y condiciones del problema

Condiciones operativas y requerimientos de diseño

El diseño del equipo se desarrolló a partir de la interacción entre los criterios adoptados durante la etapa de concepción y las condiciones reales de operación del entorno donde será implementado. En este sentido, se distinguen dos grupos principales: por un lado, las variables y criterios definidos como base del diseño, y por otro, las condiciones impuestas por el entorno operativo.

Variables y criterios de diseño adoptados

En la etapa inicial del proyecto se establecieron una serie de parámetros y lineamientos que guiaron el desarrollo del equipo, con el objetivo de garantizar un diseño funcional, seguro y eficiente.

Entre los principales aspectos considerados se destacan:

- **Dimensiones generales:** se definieron en función de lograr un adecuado alcance operativo, manteniendo al mismo tiempo una configuración compacta.
- **Fuerzas actuantes:** se adoptaron valores representativos y conservadores para las cargas de operación, incluyendo el peso del cabezal de corte y las fuerzas de interacción con el material.
- **Mantenibilidad:** se priorizó un diseño que facilite el acceso a componentes críticos, permitiendo tareas de inspección, mantenimiento y reemplazo de manera sencilla.
- **Seguridad:** se incorporaron criterios de diseño orientados a garantizar un funcionamiento seguro, tanto para el equipo como para los operarios, contemplando condiciones de carga y operación desfavorables.
- **Peso del dispositivo:** se buscó minimizar el peso total del sistema, manteniendo la resistencia estructural necesaria, a fin de no comprometer la capacidad de la plataforma de soporte.

Estos lineamientos constituyen la base sobre la cual se desarrollaron las decisiones de diseño adoptadas en las etapas posteriores del proyecto.

Condiciones operativas del entorno

El diseño del equipo se encuentra condicionado por las características del entorno donde será implementado, las cuales imponen restricciones y requerimientos específicos.

- **Capacidad de carga de la plataforma:** La plataforma presenta una capacidad máxima admisible de 30 toneladas, lo cual limita el peso total del sistema y condiciona las decisiones estructurales adoptadas.
- **Restricciones geométricas:** Las dimensiones disponibles en la zona de operación, particularmente en la boca del convertidor, condicionan el diseño del sistema en términos de alcance y configuración. La superficie de limpieza cuenta con un radio exterior de 6m, mientras que el espacio longitudinal disponible para el apoyo del dispositivo en la plataforma es de 9m.
- **Condiciones térmicas:** La temperatura en la zona de trabajo varía entre **50 °C y 200 °C** en la boca del convertidor, siendo la zona de contacto del cabezal el punto más crítico.
- **Condiciones ambientales:** El entorno presenta altos niveles de polución debido a la presencia de material particulado, lo que requiere la utilización de sistemas protegidos y componentes aptos para operar en condiciones severas.

Estas condiciones definen el marco operativo dentro del cual el equipo debe desempeñarse, influyendo directamente en su configuración, dimensionamiento y selección de componentes.

Capítulo 3: Selección de la solución

Análisis de las propuestas de solución

Durante la etapa conceptual del proyecto se analizaron distintas alternativas de solución orientadas a resolver la problemática de limpieza de la boca del convertidor. Las propuestas evaluadas contemplaron diferentes principios de funcionamiento y estrategias de remoción del material adherido.

Entre las alternativas consideradas se incluyeron sistemas de brazo hidráulico con herramienta de impacto o raspado, dispositivos de corte lineal tipo guillotina y sistemas de fresado rotativo mediante cabezales de corte mecánico.

Cada alternativa fue analizada considerando criterios de eficiencia de limpieza, seguridad operativa, compatibilidad con el entorno de planta, complejidad constructiva, mantenibilidad, portabilidad y costo relativo de implementación.

Propuesta 1: Brazo hidráulico articulado sobre rieles

La primera alternativa consistió en un dispositivo hidráulico montado sobre rieles paralelos a los portones del convertidor, equipado con un brazo telescópico capaz de aproximar una herramienta de remoción hacia la boca del convertidor.

El principio de funcionamiento propuesto se basó en remover el material solidificado mediante contacto directo, aprovechando el movimiento controlado del brazo para generar esfuerzos localizados sobre los depósitos adheridos.

Se analizaron dos variantes:

- **Propuesta 1.1: Herramienta de raspado mecánico**

La remoción se realizaba mediante una cuchilla o elemento rígido que actuaba por arrastre sobre la superficie de escoria, desprendiendo el material por esfuerzo de corte superficial.

- **Propuesta 1.2: Herramienta de impacto neumático**

Como alternativa al raspado, se propuso incorporar un martillo neumático capaz de aplicar impactos repetitivos sobre los depósitos solidificados para provocar su fractura y desprendimiento.

Entre las ventajas identificadas se destacaron la simplicidad mecánica y el bajo requerimiento energético. Sin embargo, se detectaron limitaciones importantes asociadas a la baja capacidad de controlar la profundidad de remoción, elevada dependencia del operador y generación de cargas dinámicas sobre la estructura.

Propuesta 2: Sistema rotativo de limpieza mecánica

La segunda alternativa consistió en un sistema de remoción mecánica mediante herramienta rotativa, montado sobre una estructura posicionable desde la plataforma del convertidor.

El principio adoptado fue la eliminación progresiva del material mediante arranque controlado, evitando impactos y permitiendo trabajar únicamente sobre las zonas con acumulación. Se estudiaron dos configuraciones:

- **Propuesta 2.1: Husillo concéntrico con torre porta herramienta**

Se planteó un sistema cuyo eje principal coincidiera con el eje geométrico de la boca del convertidor. El avance radial se realizaba mediante un mecanismo independiente que permitía modificar el diámetro efectivo de trabajo.

Esta solución ofrecía buena repetibilidad, aunque presentaba elevada complejidad de posicionamiento y dificultades de adaptación geométrica.

- **Propuesta 2.2: Herramienta rotativa sobre brazo extensible**

La segunda variante consistió en un cabezal rotativo montado sobre un brazo con capacidad de movimiento longitudinal y angular.

Esta configuración permite alcanzar diferentes posiciones dentro de la boca del convertidor, controlar la profundidad de remoción y reducir la dependencia del operador.

Las principales ventajas que veíamos en esta solución son:

- Remoción controlada sin impactos.
- Mayor seguridad operativa.
- Reducción del desgaste sobre instalaciones existentes.
- Independencia respecto de la habilidad del operador.
- Facilidad de mantenimiento y reemplazo de componentes.

Propuesta 3: Guillotina eléctrica guiada sobre rieles

La tercera alternativa evaluada consistió en un sistema accionado eléctricamente que desplazaba una cuchilla de corte lineal mediante movimiento alternativo, similar al principio de funcionamiento de una limadora.

La remoción del material se realizaba por cizallamiento directo sobre la superficie adherida, utilizando guías lineales instaladas sobre la plataforma.

Como ventajas se identificaron la simplicidad constructiva, la ausencia de impactos y la facilidad de mantenimiento.

Sin embargo, el sistema presentaba limitaciones importantes vinculadas a la baja adaptabilidad frente a geometrías variables de acumulación, menor capacidad de penetración en depósitos irregulares y elevada sensibilidad frente a desalineaciones.

Selección de la solución superadora

Con el objetivo de seleccionar la alternativa más adecuada para resolver la problemática planteada, se aplicó una matriz de decisión ponderada, herramienta utilizada para comparar soluciones multicriterio considerando simultáneamente aspectos técnicos, operativos y constructivos.

Cada alternativa fue evaluada mediante una escala de puntuación de **1 a 5**, donde:

- **1:** desempeño muy desfavorable.
- **2:** desempeño desfavorable.
- **3:** desempeño aceptable.
- **4:** desempeño favorable.
- **5:** desempeño altamente favorable.

La puntuación obtenida en cada criterio se multiplicó por su ponderación relativa y posteriormente se sumaron los resultados para obtener el puntaje total de cada propuesta.

Los criterios de evaluación adoptados se presentan en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1: Criterios de evaluación de soluciones

Criterio	Descripción	Ponderación
Eficiencia de limpieza	Capacidad de reducir tiempo de intervención y minimizar dependencia del operador	25%
Seguridad del operario	Reducción de exposición al riesgo y eliminación de maniobras inseguras	20%
Compatibilidad estructural	Adaptación a la instalación existente sin modificaciones significativas	20%
Mantenibilidad	Facilidad de acceso, reparación y reemplazo de componentes	15%
Portabilidad	Posibilidad de posicionamiento y utilización en distintos convertidores	10%
Costo relativo y simplicidad	Complejidad constructiva y costo estimado de implementación	10%

Posteriormente, se compararon las alternativas desarrolladas obteniéndose los resultados resumidos en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2: Matriz de decisión ponderada

Criterio	Influencia	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
Eficiencia	25	3	5	2
Seguridad	20	2	5	4
Compatibilidad	20	3	5	2
Mantenibilidad	15	4	4	4
Portabilidad	10	4	4	2
Costo / simplicidad	10	4	3	4
Resultado ponderado	100	310	415	275

A partir del análisis realizado, la alternativa correspondiente al cabezal rotativo de limpieza mecánica obtuvo el mayor puntaje global (415/500), destacándose principalmente por su elevada capacidad de remoción, compatibilidad con la instalación existente y posibilidad de operación controlada.

Uno de los factores determinantes en la selección fue la capacidad del sistema para reducir significativamente la dependencia del operador durante el proceso de limpieza, permitiendo una operación más precisa, repetible y segura. Esta característica mejora la ergonomía del trabajo, disminuye la variabilidad del resultado y contribuye a reducir los tiempos de parada del convertidor.

En función de estos resultados, se decidió avanzar con el desarrollo detallado del dispositivo basado en brazo telescópico hidráulico y cabezal rotativo de corte, constituyendo la solución adoptada en el presente proyecto.

Capítulo 4: Diseño del dispositivo

En este capítulo se presentará el diseño de la solución, como se observa en la figura 4-1, explicando cada uno de sus componentes y la función que cumplen. Para proceder de manera ordenada, a modo general se muestran los principales subsistemas, renderizados en la figura 4-2, y el funcionamiento de la solución, luego se procede a detallar cada uno de estos subsistemas dependiendo de la ubicación que tengan en el dispositivo. En los Anexos se pueden encontrar los cálculos y verificaciones realizados en los componentes, también la selección y catálogos de los elementos comerciales.

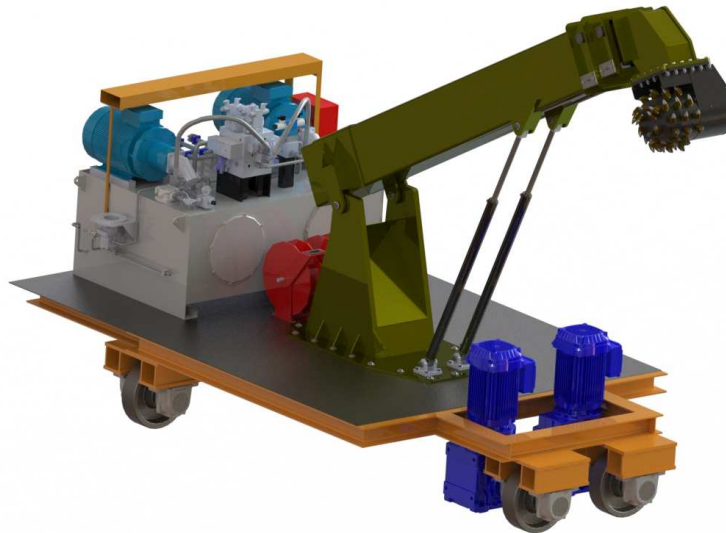


Figura 4-1: Render del dispositivo de limpieza



Figura 4-2: Subsistemas principales

Brazo Hidráulico

Consiste en una estructura telescópica accionada hidráulicamente, compuesta por un cilindro principal que se encarga del movimiento de extensión y retracción del conjunto. Donde el último tramo estará vinculado a la herramienta de remoción y el primero fijo a la base del carro de traslación.

Complementariamente, el sistema incorpora dos cilindros hidráulicos exteriores de elevación, cuya función es generar el movimiento angular del brazo respecto a la base, permitiendo ajustar la orientación del cabezal y facilitar su alineación con la geometría de trabajo del convertidor.

Para los tramos estructurales se seleccionó una geometría de sección rectangular, definida a partir del análisis conjunto entre desempeño mecánico y viabilidad constructiva. Esta configuración permite obtener niveles adecuados de resistencia y rigidez con espesores moderados, simplificando simultáneamente los procesos de plegado, soldadura, alineación y montaje del conjunto.

El cilindro principal de accionamiento se dispuso en el interior del brazo con el objetivo de protegerlo frente a la polución, radiación térmica y condiciones agresivas propias del entorno siderúrgico.

Finalmente, el movimiento relativo entre tramos se transmite mediante un sistema de poleas y cables de reenvío, permitiendo accionar la extensión completa del conjunto utilizando un único cilindro hidráulico y reduciendo la cantidad de actuadores necesarios.

Criterios de selección de geometría de los tramos

Para el diseño de los tramos del brazo hidráulico se evaluaron distintas configuraciones geométricas de sección transversal, entre las que se consideraron secciones tubulares de tipo circular, rectangular y poligonal, particularmente la sección octogonal, dichas configuraciones se observan en la figura 4-3. La selección de la geometría se realizó considerando de manera conjunta criterios estructurales, de fabricación y de integración con el resto del sistema.

Desde el punto de vista resistente, la capacidad de una sección para soportar solicitaciones de flexión y torsión depende de la distribución del material respecto al eje neutro, lo cual se encuentra directamente vinculado con el momento de inercia y

el módulo resistente. En este sentido, las secciones poligonales presentan una distribución más uniforme del material, lo que les permite alcanzar elevados niveles de rigidez y una respuesta favorable frente a sollicitaciones multidireccionales. En particular, la geometría octogonal presenta un comportamiento mecánico cercano al de una sección circular, siendo eficiente para resistir combinaciones de carga.

No obstante, la implementación de secciones octogonales implica una mayor complejidad en los procesos de fabricación, ya que requiere múltiples operaciones de plegado de alta precisión y un mayor número de uniones soldadas. Esta condición no solo incrementa los tiempos de producción, sino que también introduce mayores posibilidades de defectos en las soldaduras, así como concentraciones de tensiones en las zonas de unión, lo cual puede afectar negativamente el comportamiento estructural bajo cargas dinámicas.

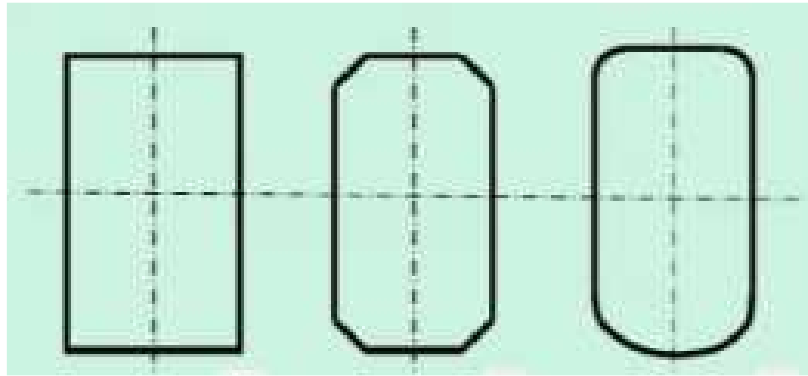


Figura 4-3: Configuraciones geométricas posibles

En función de estas consideraciones, se optó por una sección de tipo rectangular, la cual presenta ventajas significativas desde el punto de vista constructivo. Esta geometría permite su fabricación mediante el plegado de chapas y la ejecución de soldaduras longitudinales simples, facilitando la alineación de los componentes y mejorando la calidad de las uniones. Asimismo, favorece la integración con otros elementos estructurales del sistema, la disposición de los patines de deslizamiento y el cilindro de extensión con sus poleas, explicados más adelante, simplificando el proceso de montaje, como podemos ver en la figura 4-4.

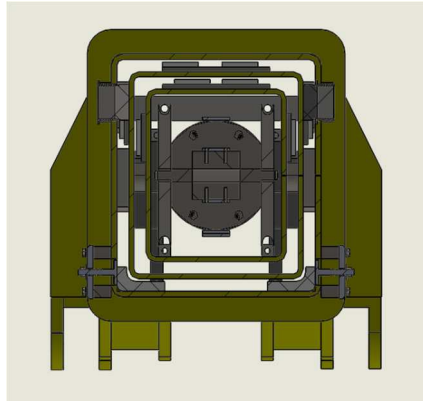


Figura 4-4: Tramos del brazo – vista en corte

Si bien la sección rectangular puede presentar una menor eficiencia estructural en comparación con geometrías más complejas, su adopción resulta adecuada siempre que se verifique el cumplimiento de los criterios de resistencia y rigidez requeridos. En este sentido, en el Anexo A, se realiza el análisis de tensiones y la determinación del espesor de los tramos del brazo, comprobando que las solicitaciones generadas se mantienen dentro de los límites admisibles.

De este modo, la geometría seleccionada representa un compromiso adecuado entre desempeño estructural y viabilidad constructiva, garantizando condiciones seguras de operación sin introducir complejidades innecesarias en el proceso de fabricación.

Tramos del brazo - Análisis estructural

Material y tipo de perfil

Los tramos telescópicos se construyen como vigas cajón soldadas, esto es, secciones huecas rectangulares fabricadas mediante corte y soldadura de chapas de acero planas. Esta solución es la habitual en maquinaria pesada y puentes grúa cuando las dimensiones requeridas superan los tamaños disponibles en perfiles tubulares de catálogo.

El material adoptado para los componentes estructurales del brazo es acero F-36 según norma IRAM-IAS U500-503/12, seleccionado por presentar una adecuada combinación entre resistencia mecánica, disponibilidad comercial, aptitud para procesos de plegado y soldadura, y comportamiento adecuado frente a cargas estáticas y dinámicas. Este material resulta equivalente, de manera aproximada, a los aceros estructurales S355JR (EN 10025-2) y ASTM A572 Grado 50 [2]. Para el

dimensionamiento y las verificaciones estructurales realizadas en el presente trabajo se adoptaron las propiedades mecánicas indicadas en la Tabla 4-1, que se muestra a continuación.

Tabla 4-1 — Propiedades del acero estructural F-36 adoptado para el diseño

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Módulo de elasticidad	E	210.000	MPa
Coeficiente de Poisson	ν	0,30	—
Densidad	ρ	7.850	kg/m ³
Límite elástico mínimo	Sy	355	MPa
Resistencia última a tracción	Su	520	MPa
Resistencia al corte	$\tau_y \approx 0,58 \cdot S_y$	206	MPa

Se selecciona este grado por su mayor resistencia respecto al acero de construcción común (F-24, $S_y = 235$ MPa), lo que permite mantener espesores de pared moderados y reducir el peso total del brazo. Es el grado estándar en estructuras soldadas de maquinaria industrial en Argentina y está ampliamente disponible en chapa laminada en caliente.

Viga cajón soldada

Las dimensiones de los tramos, entre 294 mm y 502 mm en altura y entre 294 mm y 440 mm en ancho, superan el rango de perfiles tubulares rectangulares disponibles en Argentina, cuyo máximo habitual es del orden de 175×175 mm. Por esta razón, la fabricación de los tramos se realiza como viga cajón soldada.

El proceso consiste en adquirir chapas de acero F-36 en el espesor correspondiente a cada tramo, 12 mm para el tramo 1 y 10 mm para los tramos 2 y 3. Luego cortarlas a la longitud y ancho requeridos, plegarlas y soldarlas para conformar la sección rectangular cerrada. La materia prima se obtiene de distribuidores de chapas nacionales. La fabricación se encarga a un taller metalúrgico con capacidad de corte por plasma u oxicorte, plegado y soldadura de estructuras.

Esta solución es técnicamente equivalente a un perfil tubular de catálogo en cuanto a comportamiento estructural, y permite obtener exactamente las dimensiones de sección requeridas por el diseño, sin quedar sujeto a las medidas estandarizadas del mercado.

Dimensionamiento de secciones transversales

Las dimensiones de los tramos se determinaron a partir de restricciones geométricas y funcionales, siguiendo una secuencia de adentro hacia afuera: se fijaron las dimensiones interiores del tramo más pequeño y se derivaron los demás por anidamiento.

- **Restricción principal: paso de la polea de reenvío**

La altura interior del tramo 3 debe ser suficiente para alojar la polea de reenvío que se describirá más adelante ($D_{paso} = 280 \text{ mm}$) con una holgura total de 40 mm (20 mm arriba y 20 mm abajo), resultando en una altura interior mínima requerida de 320 mm. Se adoptó una altura interior de 356 mm para incorporar un margen adicional de montaje, en la figura 4-5 se dimensiona el espacio entre la polea y el tramo menor.

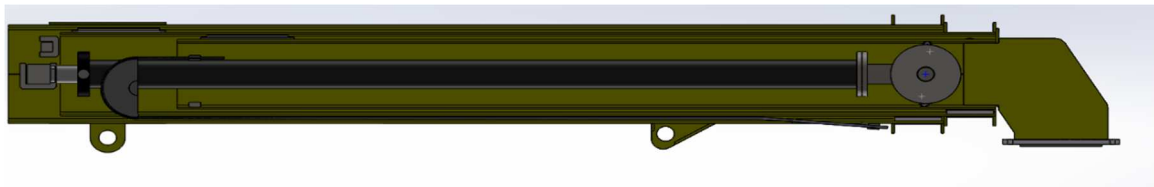


Figura 4-5: Vista lateral en corte del brazo

- **Restricción de anidamiento: huelgo lateral**

Cada tramo interior debe entrar dentro del tramo exterior con un huelgo de 1 pulgada (25,4 mm) por lado, además un 10% de luz entre patines de deslizamiento. Este criterio, define la diferencia de dimensiones entre tramos consecutivos y es compatible con el espesor del patín de deslizamiento más el juego operativo.

Partiendo de la altura interior adoptada de Tramo 3, las alturas exteriores de cada tramo se calcularon en secuencia ascendente: Tramo 3 ($h=356\text{mm}$), luego Tramo 2 ($h=427\text{mm}$) y por último el Tramo 1 ($h=502\text{mm}$), sumando dos veces el espesor de pared y dos veces el huelgo de anidamiento en cada paso, como se observe en la figura 4-6 a continuación.

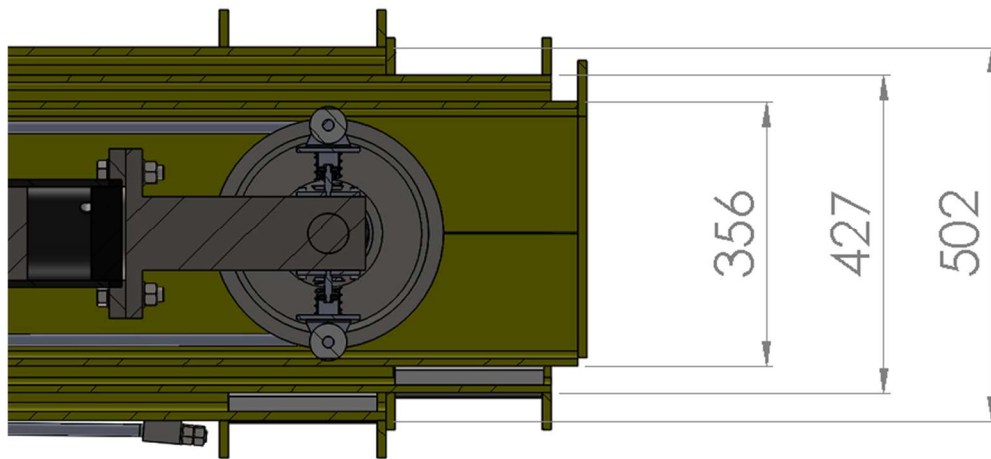


Figura 4-6: Altura de los tramos

El mismo procedimiento se aplicó a los anchos, adoptando el ancho exterior del tramo base en función de la inercia estructural requerida, como se muestra en la figura 4-7.

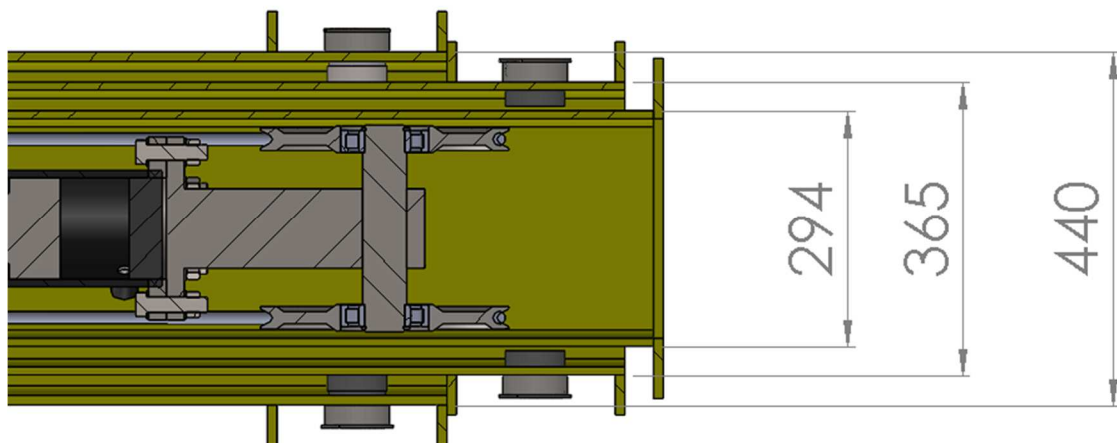


Figura 4-7: Ancho de los tramos

Análisis estructural

La verificación estructural de los tres tramos se realizó para el caso crítico de brazo horizontal completamente extendido, condición que maximiza los momentos flectores. Cada tramo se modeló como viga en voladizo o viga con apoyos según corresponde, con las cargas transferidas entre tramos.

Los tramos 2 y 3 se analizan como vigas en voladizo apoyadas en los patines de deslizamiento. Los cálculos se detallan en el Anexo A.

Los resultados se presentan en la tabla 4-2.

Tabla 4-2 — Resumen de verificación estructural

Parámetro	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Unidad
Sección (B × H)	440 × 502	365 × 427	294 × 356	mm
Espesor de pared	12	10	10	mm
Momento flector máximo	305,6	158,5	19,0	kN·m
Tensión eq. Von Mises	161,6	79,4	8,9	MPa
Factor de seguridad	2,2	4,5	39,8	—

Todos los tramos cumplen el factor de seguridad mínimo requerido de 2,0. La sección del tramo 1 resulta la más solicitada, en el apoyo del cilindro de elevación y un factor de seguridad de 2,2. Se destaca que la reacción en dicho apoyo, equivalente a la carga que debe soportar el cilindro de elevación en el caso crítico, es de 391,5 kN, dato que se transfiere al dimensionamiento de ese componente.

La deflexión en el extremo del voladizo delantero del tramo 1 resulta de 1,8 mm, valor despreciable para la aplicación. El tramo 2 y el tramo 3 presentan factores de seguridad ampliamente superiores al mínimo, confirmando que las secciones adoptadas son adecuadas.

Patines de deslizamiento

Los patines de deslizamiento son los elementos de contacto entre los tramos telescópicos que permiten el movimiento relativo de extensión y retracción, absorbiendo las cargas de flexión generadas por el peso propio del brazo y del cabezal en posición extendida. El diseño del sistema de patines contempla tres tipos según su posición y función: patines superiores, patines inferiores, patines laterales y de guiado. Como se observa en la figura 4-8, a continuación:

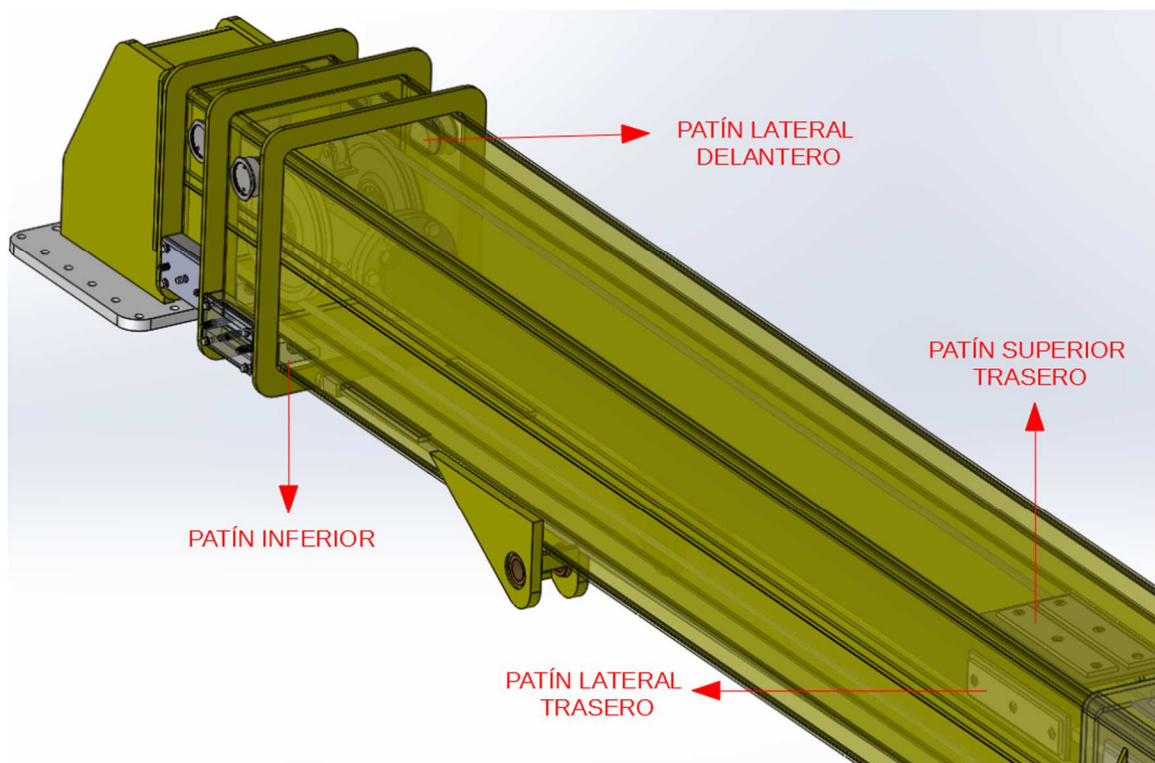


Figura 4-8: Patines actuantes en los tramos del brazo

Tipos, posición y función

Los patines superiores se ubican en el extremo trasero de los tramos interiores, es decir, en el tramo 2 respecto al tramo 1, y en el tramo 3 respecto al tramo 2. Están montados sobre asientos de patín soldados directamente al perfil del tramo interior, que los retienen en dos direcciones. Su fijación definitiva se completa con tornillos que impiden el desprendimiento durante la operación. Trabajan en compresión contra la cara interior superior del tramo exterior cuando el brazo está extendido y cargado.

Los patines inferiores se ubican en el extremo delantero del tramo exterior. Trabajan en compresión absorbiendo la mayor parte de la carga de flexión, ya que la distancia entre el par de apoyos, patín superior y patín inferior, determina el brazo de palanca con el que se generan las reacciones. Estos son el elemento más solicitado del sistema y el que gobierna el dimensionamiento.

Los patines laterales cumplen la función de guía transversal, evitando el desplazamiento lateral del tramo interior dentro del tramo exterior. Se utilizan las mismas dimensiones que los patines superiores para simplificar el stock de repuestos y facilitar el mantenimiento. Por tratarse de cargas laterales de magnitud reducida,

principalmente vibraciones del proceso de corte, los patines laterales resultan ampliamente sobredimensionados, lo cual es una consecuencia aceptada del criterio de unificación adoptado.

Configuración geométrica y disposición

- **Patines superiores y laterales**

Sección rectangular plana de $350 \times 75 \times 20$ mm, el modelado de estos se observa en la figura 4-9. Los mismos se disponen en pares simétricos, uno a cada lado del perfil, asegurando una distribución uniforme de cargas y evitando desalineaciones. Resultando un área efectiva total de 52.500 mm^2 por posición.

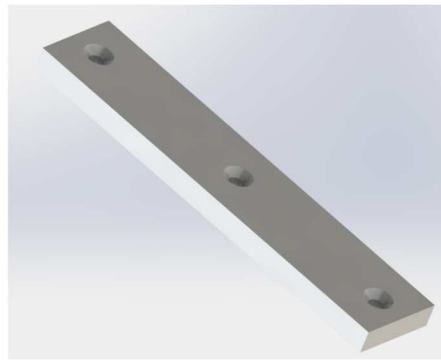


Figura 4-9: Modelado patín superior/lateral

- **Patines inferiores**

Son de sección en L de $200 \times 200 \times 50$ mm, con un escalón de 20 mm de profundidad en uno de los lados, como se aprecia en la figura 4-10. El escalón cumple dos funciones simultáneas: entra dentro del perfil del tramo exterior, actuando como guía lateral integrada, y permite que la placa de empuje lo presione y ajuste su posición transversal. El ancho efectivo de apoyo resulta de restar el escalón al ancho total: $200 - 20 = 180$ mm. Con dos patines por posición, el área efectiva total es 72.000 mm^2 .

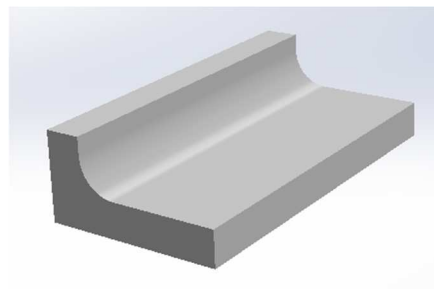


Figura 4-10: Modelado patín inferior

▪ Patines de guiado

En los tramos 1 y 2 también se encuentran los patines de guiado, de manera lateral que cumplen la función de guía transversal, evitando el desplazamiento lateral del tramo interior dentro del tramo exterior. Por tratarse de cargas laterales de magnitud reducida principalmente vibraciones del proceso de corte, son de geometría cilíndrica, como se aprecia en la figura 4-11, poseen menor superficie de contacto.

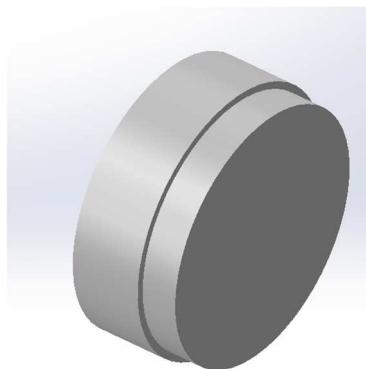


Figura 4-11: Modelado del patín de guiado

Material seleccionado

Se adoptó como material para todos los patines poliamida 6 colada (PA6-G), debido a sus buenas propiedades tribológicas y mecánicas para aplicaciones de deslizamiento sobre acero, las cuales se observan a continuación en la tabla 4-3.

Tabla 4-3 — Propiedades del PA6-G

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Densidad	ρ	1,14	g/cm ³
Módulo de elasticidad	E	3200	MPa
Resistencia a tracción	σ_u	80	MPa
Resistencia a compresión	σ_c	83	MPa
Presión admisible de diseño	p_{adm}	10	MPa
Coefficiente de fricción contra acero	μ	0,30	—

La resistencia a compresión del material, medida al 5 % de deformación según EN ISO 604, es de 83 MPa [3]. Sin embargo, para el cálculo de la presión admisible en servicio con deslizamiento sostenido se adoptó un valor conservador de 10 MPa. El

coeficiente de fricción adoptado para PA6-G deslizando sobre acero en seco es $\mu = 0,30$. La materia prima se adquiere en forma de placa semielaborada apta para mecanizado.

Condición de carga y caso crítico

El dimensionamiento de los patines se realizó considerando la condición más desfavorable de operación, correspondiente al brazo completamente extendido en posición horizontal, condición que maximiza los momentos flectores y por consecuencia las reacciones en los patines. Se analizan dos interfaces: la interfaz entre el tramo 3 y el tramo 2, y la interfaz entre el tramo 2 y el tramo 1.

Cada par de patines, superior e inferior, actúan como viga biapoyada sometida al peso del tramo interior y del cabezal en voladizo. El centro de gravedad de cada tramo se ubica en su centro geométrico, supuesto válido para perfiles de sección constante con masa distribuida uniformemente. Las reacciones en cada apoyo se obtienen por equilibrio de momentos respecto al patín superior de cada interfaz.

En la interfaz entre el Tramo 3 y Tramo 2, el patín inferior del tramo 2 trabaja en compresión con una reacción de 47,2 kN, mientras que el patín superior del tramo 3 trabaja también en compresión contra la cara interior del tramo 2, con una reacción de 37,7 kN. En la interfaz entre el Tramo 2 y Tramo 1, el patín inferior del tramo 1 es el más solicitado del sistema, con una reacción de 255,4 kN, y el patín superior del tramo 2 absorbe 203,3 kN. El detalle completo del cálculo de reacciones y la verificación de presiones se presenta en la memoria de cálculo adjunta.

Análisis de presión de contacto

La verificación se realizó calculando la presión de contacto en cada patín a partir de la relación entre la fuerza normal y el área efectiva de apoyo.

Los resultados obtenidos muestran que:

- La presión máxima se presenta en la interfaz entre el tramo 1 y 2
- El valor máximo calculado es del orden de 3,55 MPa
- Se obtiene un factor de seguridad mínimo aproximado de 2,58, como se observa en la tabla 4-4.

Tabla 4-4 — Verificación del factor de seguridad (FS)

Posición	Fuerza (kN)	Área efectiva (mm²)	p contacto (MPa)	p_adm (MPa)	FS
Pat. sup T3 (tracción)	-37,646	52500	0,717	10	13,95
Pat. inf T2 (compresión)	47,211	72000	0,656	10	15,25
Pat. sup T2 (tracción)	-203,253	52500	3,871	10	2,58
Pat. inf T1 (compresión)	255,388	72000	3,547	10	2,82

Todos los patines cumplen el criterio [3]. La fricción total generada por el conjunto de patines es inferior a la fuerza disponible del cilindro de extensión, confirmando que el sistema puede extenderse sin dificultad.

Sistema de fijación y ajuste

El sistema de sujeción de los patines está diseñado para permitir el reemplazo en servicio sin desmontaje del brazo, y para compensar el desgaste progresivo del material mediante ajuste en campo.

- **Patines superiores y laterales traseros**

Se apoyan en asientos de patín soldados directamente al perfil del tramo interior. El asiento soldado los retiene en dos direcciones y la fijación con tornillos impide el desprendimiento, todo el conjunto se puede observar en la figura 4-12.

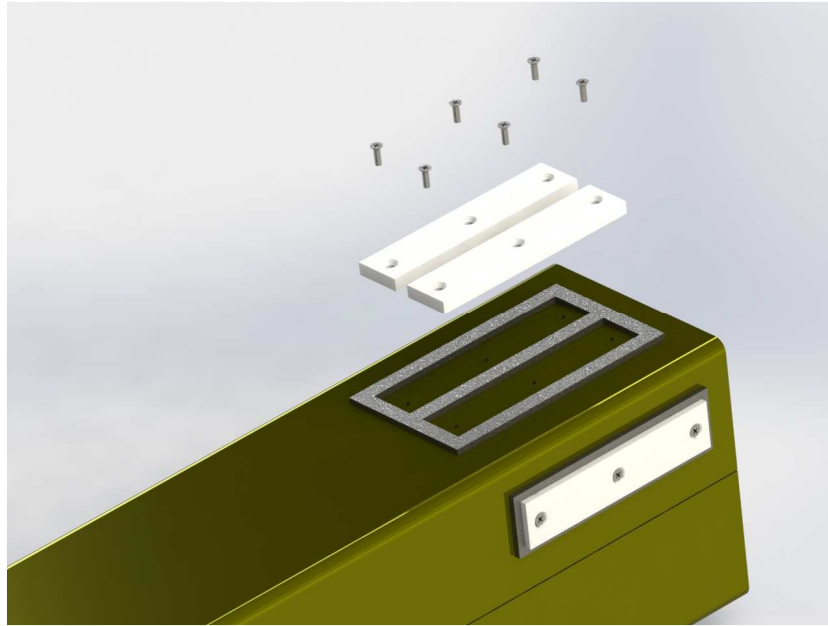


Figura 4-12: Parte trasera – sujeción de patines

- **Patines laterales delanteros**

Disponen de una rosca de presión de patín lateral que actúa directamente sobre el patín, presionándolo contra la pared interior del tramo exterior. El ajuste es regulable en servicio, lo que permite compensar el desgaste del material sin necesidad de reemplazar el patín, los componentes de los patines delanteros superiores se pueden ver en la figura 4-13.

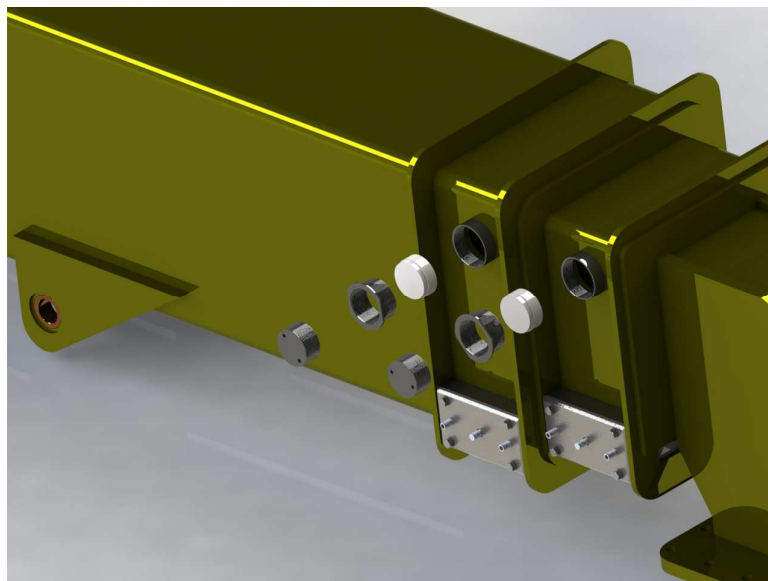


Figura 4-13: Vista explosionada patines delanteros superiores

- **Patines inferiores**

El sistema de sujeción integra cuatro elementos. Un tope de retención axial mecanizado impide el desplazamiento longitudinal del patín durante la extensión del brazo. Una placa de empuje garantiza el contacto permanente del patín con la pared del tramo. Una tapa de alojamiento atornillada al tramo, que retiene los espárragos de punta plana que regulan la presión de la placa de empuje sobre el patín, cubre el alojamiento e impide el ingreso de contaminantes propios del entorno de la acería. Los elementos mencionados se aprecian en una vista explosionada, en la figura 4-14.

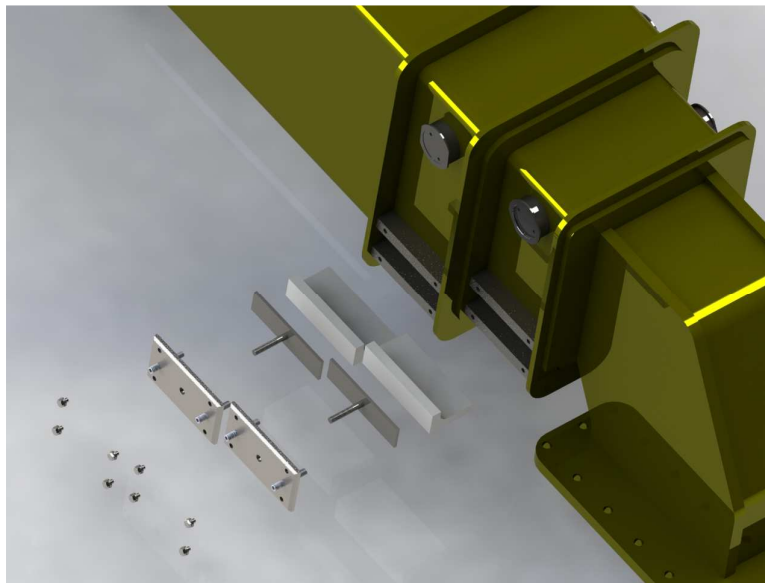


Figura 4-14: Vista explosionada patines inferiores

Cilindro telescópico

Concepto general del sistema de extensión

El movimiento de extensión del brazo telescópico se resuelve mediante un único cilindro hidráulico ubicado en el interior del tramo 1, combinado con un sistema de reenvío por cable de acero y poleas, como se observa en la figura 4-15. Esta arquitectura permite accionar los tres tramos con un solo actuador, reduciendo la complejidad hidráulica y el peso del conjunto, al tiempo que el cilindro queda protegido de la contaminación y las altas temperaturas propias del entorno de trabajo.

El sistema actúa sobre los tres tramos de forma simultánea y proporcional mediante dos mecanismos distintos. Por un lado, la camisa del cilindro está vinculada

directamente al tramo 2 a través del trunnion intermedio, de modo que al extenderse el cilindro empuja al tramo 2 por contacto directo.

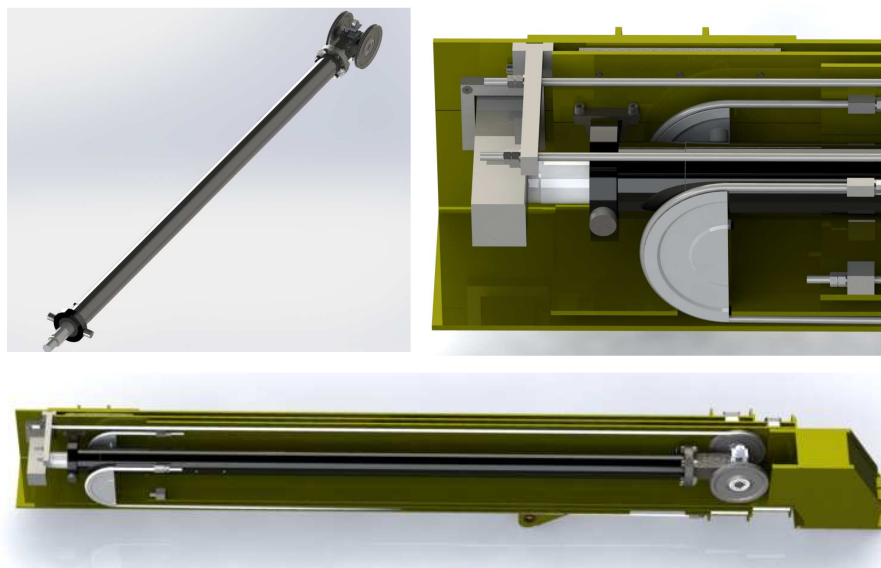


Figura 4-15: Modelado del cilindro de extensión

Por otro lado, un primer cable parte del tramo 1, desde una estructura fija solidaria al tramo, luego pasa por una polea móvil montada en el carro de poleas solidario a la brida trasera del cilindro, y se ancla al tramo 3, como se representa en la figura 4-16. Por cada unidad de desplazamiento del cilindro, el tramo 2 avanza una unidad por contacto directo y el tramo 3 avanza una unidad adicional por efecto del reenvío. Un segundo cable conecta el tramo 3 con el tramo 1 pasando por una polea fija montada en el tramo 2, garantizando la coordinación del movimiento relativo entre tramos y asegurando que el sistema funcione tanto en avance como en retroceso. El resultado es que un único cilindro extiende los tres tramos de forma simultánea, alcanzando una extensión total superior a 6 m con una carrera de cilindro de 3175 mm.



Figura 4-16: Transmisión por poleas y cables de acero

Fijación del cilindro: criterio de montaje

La fijación del cilindro se resuelve con tres puntos de anclaje, como se observan en la figura 4-17, que responden a la necesidad de absorber tanto la fuerza axial de extensión como las cargas laterales generadas por el peso propio del cilindro y las variaciones de ángulo del brazo durante la operación.



Figura 4-17: Puntos de fijación del cilindro

El vástago se conecta al tramo 1 mediante una pieza intermedia roscada al extremo del vástago y anclada estructuralmente al tramo, dicha configuración se aprecia en la figura 4-18. Esta solución transmite la fuerza de reacción axial al tramo 1 sin intervenir directamente sobre su perfil estructural, facilitando además el desmontaje del cilindro para tareas de mantenimiento sin comprometer la integridad del brazo.

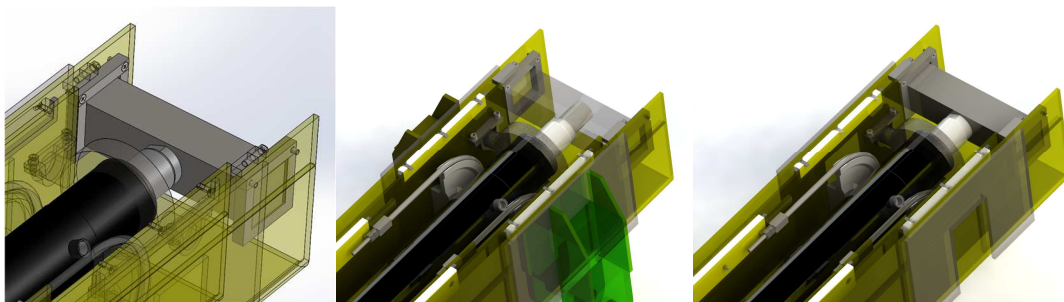


Figura 4-18: Configuración de sujeción 1 - Vástago

En la camisa delantera, el cilindro se apoya sobre el tramo 2 mediante un trunnion intermedio fijo [Style DD], dicha sujeción se aprecia en la figura 4-19, materializado a través de orejas soldadas al tramo. Esta fijación cumple una función doble: transmite directamente el empuje axial al tramo 2 y, al acompañar el movimiento del brazo, evita que las cargas transversales se transmitan como esfuerzo flector al vástago, lo que comprometería tanto la estanqueidad de los sellos como la vida útil del componente.

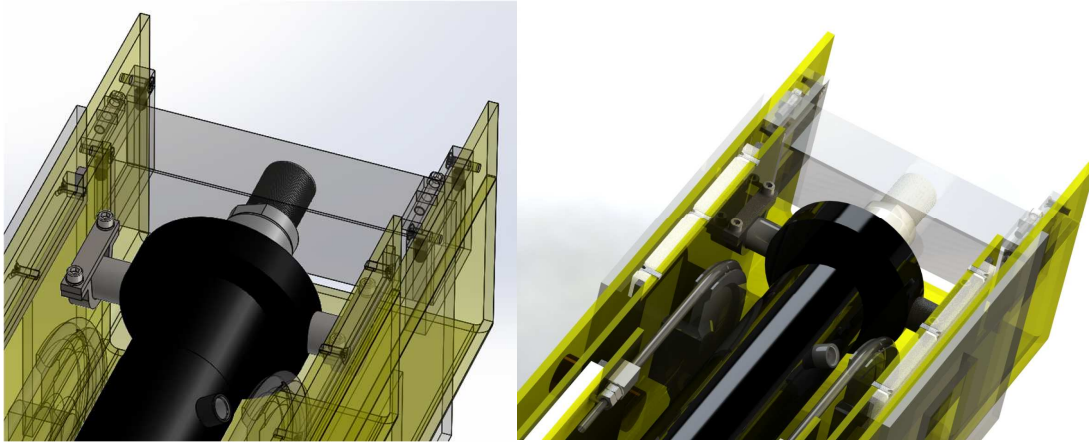


Figura 4-19: Configuración de sujeción 2 – Trunnion intermedio

En la tapa trasera, la camisa del cilindro se vincula al carro de poleas mediante una brida redonda [Style H], como se observa en la figura 4-20. Este punto constituye el apoyo trasero del cilindro: la fuerza de empuje se transmite a la estructura del carro a través de esta brida. En la misma zona se ubica el carro de poleas del sistema de reenvío, integrando ambas funciones en un único soporte estructural.

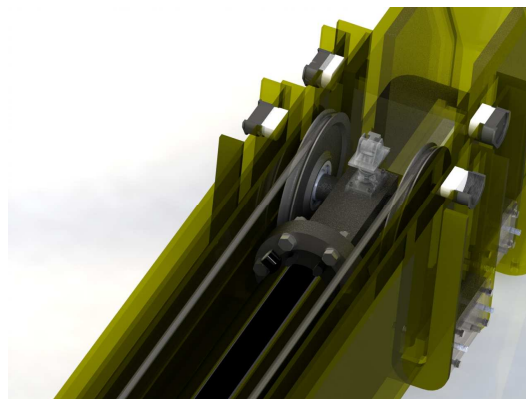


Figura 4-20: Configuración de sujeción 3 – Tapa trasera

Selección del cilindro hidráulico de extensión

El dimensionamiento del cilindro se realizó en dos etapas independientes: primero por capacidad de fuerza hidráulica, determinando el diámetro mínimo del émbolo, y luego por estabilidad al pandeo del vástago. El diseño quedó gobernado por este último criterio.

- **Determinación de la fuerza de diseño**

El caso crítico de análisis corresponde al brazo completamente extendido en posición horizontal, condición que maximiza los momentos flectores y las fuerzas de fricción en el sistema. Las cargas consideradas fueron el peso del cabezal de corte, el peso propio del brazo, la fricción en los patines de deslizamiento con coeficiente $\mu = 0,1$ para patines de poliamida PA6-G sobre acero, y la fuerza de reacción por interacción con el material durante el avance. Aplicando la relación de reenvío 2:1, la eficiencia del sistema y un factor dinámico para contemplar picos de carga y arranques, se obtuvo una fuerza de diseño del cilindro de 170 kN. El detalle del cálculo se encuentra en el anexo de cálculo adjunto.

- **Diámetro del émbolo**

Para la presión nominal de trabajo de 300 bar, el diámetro teórico mínimo del émbolo resulta 85 mm. Sin embargo, como se desarrolla a continuación, el dimensionamiento final queda gobernado por el vástago.

- **Verificación del vástago: pandeo de Euler**

El vástago trabaja en compresión con una longitud libre de 3300 mm, correspondiente a la carrera del cilindro más las holguras de montaje en ambos extremos. Cabe destacar que la longitud libre es mayor a la carrera del cilindro porque incorpora las holguras propias del anclaje roscado y del trunnion, que permiten libertad de rotación, pero añaden longitud efectiva al vástago en compresión. Iterando sobre los diámetros de vástago disponibles en catálogo Parker serie RDH [4], el diámetro mínimo que cumple el criterio es Ø88,9 mm, con un factor de seguridad resultante de 3,8.

- **Selección del diámetro de émbolo: condicionado por el vástago**

Con un diámetro de émbolo de 4" (101,6 mm), el diámetro de vástago máximo disponible en la serie Parker RDH es 50,8 mm, insuficiente para cumplir el criterio de pandeo. El diámetro de émbolo mínimo que admite vástago de 3,5" es el de 5" (127 mm). El dimensionamiento del émbolo queda por lo tanto determinado por compatibilidad con el vástago requerido y no por la presión de trabajo, lo que representa un sobredimensionamiento controlado.

Cilindro seleccionado:

- Parker serie RDH
- Diámetro de émbolo 5" (127 mm)
- Vástago 3,5" (88,9 mm)
- Carrera 125" (3175 mm)
- Presión 300 bar
- Montaje: brida redonda [H] + trunnion intermedio fijo [DD] [4].

Sistema de cables y polea

Selección del cable de acero para el sistema de reenvío

Para el sistema de reenvío del mecanismo telescópico se selecciona un cable de acero galvanizado de construcción 6x36 IWRC y diámetro nominal 10 mm [5].

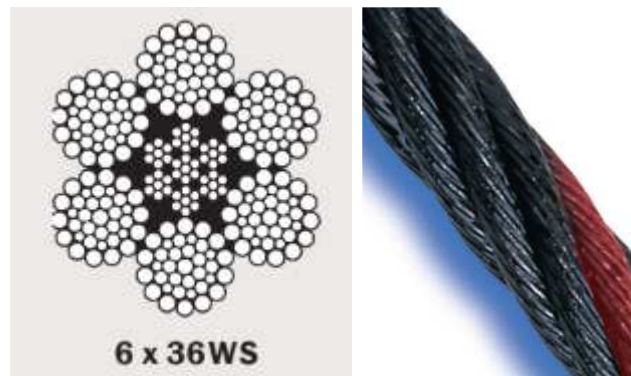


Figura 4-21: Imágenes cable seleccionado

La elección del cable se realizó a partir de las cargas actuantes en cada tramo del sistema, determinadas en la memoria de cálculo a partir del peso propio de los tramos telescópicos y del cabezal, considerando además un factor dinámico que contempla las condiciones reales de operación.

La construcción 6x36 se adopta por su mayor flexibilidad en comparación con configuraciones de menor número de alambres por cordón, lo que resulta adecuado para aplicaciones con cambio de dirección mediante poleas de diámetro acotado en el interior del brazo [6]. El núcleo metálico independiente (IWRC) proporciona mayor resistencia mecánica y estabilidad dimensional frente a esfuerzos de tracción.

El sistema dispone de dos cables en paralelo por circuito, lo que divide la carga entre ambos y reduce la tensión individual de cada cable. La tensión de diseño por cable se determina a partir del peso de los tramos telescópicos y del cabezal, afectada por un

factor dinámico que contempla las condiciones reales de operación. La carga de rotura mínima tabulada para el cable seleccionado es de 63 kN según norma EN 12385-4 [5], verificándose un factor de seguridad adecuado para la aplicación respecto a las tensiones de diseño calculadas. El detalle de la verificación se presenta en la memoria de cálculo adjunta.

La relación entre el diámetro de paso de la polea y el diámetro del cable (D/d) es un parámetro crítico para la vida útil del cable, ya que determina las tensiones de flexión alternante en cada pasada por la garganta. Para la construcción 6×36 IWRC se adopta una relación $D/d \geq 25$, criterio recomendado por fabricantes especializados para aplicaciones industriales con ciclos de flexión continuos [6]. Con el diámetro de paso de polea adoptado de 280 mm y cable de 10 mm, la relación D/d resultante es 28, superando el valor mínimo recomendado.

Se adopta el criterio de que todos los elementos asociados al cable, terminales, tensores y anclajes, posean una capacidad resistente igual o superior a la del cable, de modo que ante una eventual sobrecarga el elemento limitante sea el cable y no la unión.

Terminales y sistema de tensado del cable

Los cables de acero se equipan con terminales prensados tipo espárrago roscado M16, adecuados para su conexión a los puntos de fijación del sistema. Estos terminales se obtienen mediante prensado hidráulico, garantizando la correcta transmisión de esfuerzos entre el cable y el elemento de unión.

El anclaje del cable se resuelve mediante bloques mecanizados, a través de los cuales pasa el espárrago roscado del terminal, fijándose mediante tuerca y contratuerca M16, se aprecia en la figura 4-. Este sistema permite realizar el ajuste de tensión del cable, asegurando el correcto funcionamiento del mecanismo de reenvío y evitando la aparición de holguras durante la operación.

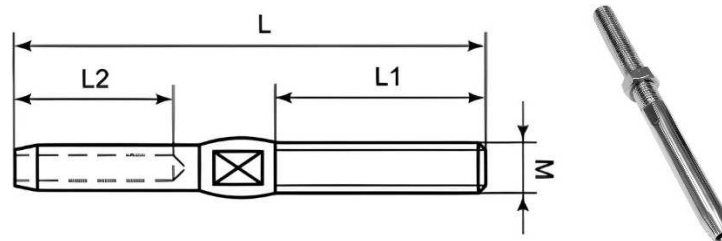


Figura 4-22: Terminal prensado tipo espárrago roscado M16

Dimensionamiento de la Polea de reenvió

▪ Criterio de diseño y selección del diámetro de paso

Las poleas de reenvió fueron diseñadas como piezas de fabricación propia, dado que no se encontró en el mercado una polea comercial estándar que combinara simultáneamente el diámetro de paso requerido, el rango de cable de 10 mm y la compatibilidad con el diámetro de eje resultante del cálculo estructural.

El parámetro de diseño fundamental es la relación entre el diámetro de paso de la polea (D) y el diámetro del cable (d). Esta relación determina las tensiones de flexión alternante que experimenta el cable en cada pasada por la garganta, siendo el factor más influyente en la vida útil del cable [6]. Como se mencionó anteriormente, para la construcción 6×36 IWRC se adopta $D/d \geq 25$ como valor mínimo recomendado. Con un cable de $\varnothing 10$ mm, el diámetro de paso mínimo resulta 250 mm. Se adopta un diámetro de paso de 280 mm, obteniendo una relación $D/d = 28$, que supera el valor mínimo y mejora las condiciones de trabajo del cable.

▪ Perfil de garganta

El perfil de garganta se diseña según la norma DIN 15061-1 [7], que establece los parámetros geométricos para poleas de cable de acero en equipos de elevación. Los criterios son los siguientes:

El radio de garganta debe ser ligeramente mayor al radio del cable para evitar el pinzamiento, pero no excesivamente mayor para no reducir el apoyo lateral. Para un cable de $\varnothing 10$ mm se adopta $r_g = 5,5$ mm, correspondiente a una relación $r_g/d = 0,55$, dentro del rango recomendado de 0,530 a 0,550.

La profundidad de garganta se adopta $h = 15$ mm ($h = 1,5 \times d$), valor mínimo recomendado para garantizar que el cable permanezca encuadrado en la garganta incluso bajo cargas transversales.

El ángulo de apertura adoptado es $\alpha = 35^\circ$, recomendado para aplicaciones con ángulo de desvío del cable inferior a $1,5^\circ$ [6]. Este valor asegura el apoyo lateral del cable sin interferir con su entrada y salida de la garganta. El modelado de la polea de reenvió se aprecia en la figura 4-23.



Figura 4-23: Modelado de la polea de reenvío

- **Diámetro exterior y geometría de la llanta**

El diámetro exterior de la polea resulta:

$$D_{ext} = D_{paso} + 2 \times h = 280mm + 2 \times 15mm = 310 mm$$

Este valor se encuentra dentro de la restricción de espacio interior del brazo telescópico, cuyo límite es 356 mm.

El ancho de llanta se determina a partir del ancho de garganta en superficie más un hombro mínimo de 3 mm a cada lado, según DIN 15061-1 [7], resultando un ancho de llanta adoptado de 28 mm, compatible con el ancho del rodamiento seleccionado.

- **Material y tratamiento superficial**

El material adoptado para la polea es acero SAE 1045, de uso general en maquinaria mecánica, con buena maquinabilidad y resistencia mecánica adecuada para la aplicación.

La garganta recibe un tratamiento de temple superficial inductivo hasta una dureza de HRC 40-45, con profundidad mínima de 2 mm, conforme a lo indicado en DIN 15061-1 [7]. Este tratamiento es necesario porque la dureza de los alambres del cable es aproximadamente HRC 50-55; una garganta sin temprar genera desgaste prematuro

y acorta significativamente la vida útil del sistema. El rango HRC 40-45 equilibra resistencia al desgaste con tenacidad suficiente para absorber los impactos propios del proceso de corte.

Dimensionamiento del eje de la polea

▪ Secuencia de dimensionamiento

El diámetro del eje no es un dato de entrada sino un resultado del proceso de diseño. La secuencia adoptada fue la siguiente: primero se calculó el diámetro mínimo por resistencia mecánica, luego se seleccionó el rodamiento estándar cuyo diámetro interior fuera compatible con ese mínimo, y finalmente el diámetro interior del rodamiento definió el diámetro definitivo del eje. El detalle del procedimiento se presenta en la memoria de cálculo adjunta.

▪ Geometría del eje

El eje presenta dos diámetros distintos, formando un escalón que cumple una función estructural y funcional simultánea:

La zona central ($d_{\text{central}} = \varnothing 55$ mm, longitud 190 mm) va fija en el cubo del carro de poleas mediante ajuste a presión H7/p6. Esta zona no ve momento flector significativo, ya que con cargas simétricas los momentos se anulan, por lo que solo está solicitada a cortante puro, resultando en tensiones muy por debajo del límite admisible.

Las zonas de los extremos ($d_{\text{rod}} = \varnothing 50$ mm, longitud 27,5 mm cada lado) constituyen el asiento del rodamiento. Trabajan en voladizo respecto al cubo del carro, por lo que están solicitadas a esfuerzos de flexión y cortantes combinados. Este es el caso crítico que gobierna el dimensionamiento.

El escalón entre ambas zonas (altura 2,5 mm por lado) actúa como tope axial del rodamiento, fijando su posición en conjunto con un anillo Seeger en el extremo opuesto.

La longitud total del eje es 258 mm, distribuida en: chaflán de entrada (1 mm) + sobrante (5 mm) + ranura Seeger (1,5 mm) + asiento rodamiento (27,5 mm) + zona central (190 mm) + simétrico en el otro extremo, el diseño del mismo se observa a continuación en la figura 4-24.



Figura 4-24: Modelado eje de la polea

- **Casos de carga y criterios de verificación**

El eje fue verificado para dos casos:

Caso normal (operación): la carga sobre el eje corresponde a la tensión de diseño del cable en el circuito más solicitado, con factor dinámico incluido, resultando en una carga de 12,4 kN por polea. Se adopta un factor de seguridad $FS = 3$, propio de equipos industriales en servicio severo.

Caso emergencia (trabo del brazo): cuando el brazo se traba durante la extensión, el cilindro puede aplicar su fuerza máxima al sistema de cables. Para limitar esta carga, se incorpora una válvula limitadora de presión a 100 bar en el circuito de extensión, acotando la fuerza máxima del cilindro y, por consecuencia, la tensión máxima en el cable y la carga sobre el eje. Para este evento excepcional se adopta $FS = 1,5$, aceptando la posibilidad de deformación plástica sin falla.

La verificación se realizó aplicando el criterio de Von Mises combinando tensiones de flexión y cortante, resultando en un diámetro mínimo de 46 mm para cumplir ambos casos.

- **Material seleccionado**

El material adoptado es acero SAE 4140 templado y revenido, con límite elástico $S_y = 655$ MPa y resistencia última $S_u = 850$ MPa. Se selecciona este grado por su alta resistencia, disponibilidad en el mercado interno en barra redonda y buena maquinabilidad en estado revenido.

Selección del rodamiento

El rodamiento define el diámetro final del eje: se requiere un diámetro interior ≥ 46 mm, siendo el estándar inmediato superior $d = 50$ mm. Se evaluaron distintos tipos de rodamiento para ese diámetro:

Los rodamientos de bolas (series 6200 y 6300) fueron descartados por capacidad de carga dinámica insuficiente.

Los rodamientos de rodillos esféricos fueron descartados por estar diseñados para cargas axiales significativas, innecesarias en este sistema donde la carga axial es despreciable, ya que el cilindro mantiene el carro centrado axialmente durante toda la operación.

Los rodamientos de rodillos cónicos fueron descartados porque requieren montaje en pares opuestos para equilibrar su componente axial interna, condición incompatible con los cubos independientes de cada polea.

Se selecciona el rodamiento de rodillos cilíndricos SKF NU 310 ECP ($50 \times 110 \times 27$ mm), con una capacidad de carga dinámica $C = 127$ kN confirmada en catálogo SKF [8]. El tipo NU admite desplazamiento axial libre del anillo interior, compatible con el montaje de eje fijo. La jaula de poliamida PA66 reforzada (sufijo ECP) es adecuada para ambientes con vibraciones. El C/F resultante es 2,0 en emergencia y 10,2 en operación normal, como se observa en el anexo A.

- **Ajustes y tolerancias**

Zona central y cubo del carro: Interferencia fuerte H7/p6, eje prensado. Desmontaje mediante extractor hidráulico.

Extremos y anillo interior rodamiento: Ajuste k6, anillo interior fijo en el eje.

Anillo exterior y alojamiento en cubo de la polea: Ajuste H7, el anillo exterior gira solidario con la polea.

Descripción del carro de poleas



Figura 4-25: Vista explosionada del carro de poleas

Estructura general

El carro de poleas constituye el elemento central del sistema de reenvío. Su componente estructural principal es un bloque de anclaje de acero mecanizado, como se observa en la figura 4-26, que cumple múltiples funciones simultáneas: aloja el eje que soporta las dos poleas de reenvío, recibe la brida trasera del cilindro hidráulico atornillada y soldada a su cara frontal, y proporciona los puntos de fijación roscados para los dos sistemas de centrado dispuestos en su cara superior e inferior. El eje de las poleas atraviesa el bloque de anclaje transversalmente, quedando fijo mediante ajuste a presión, con las poleas montadas sobre rodamientos en sus extremos a cada lado del bloque.

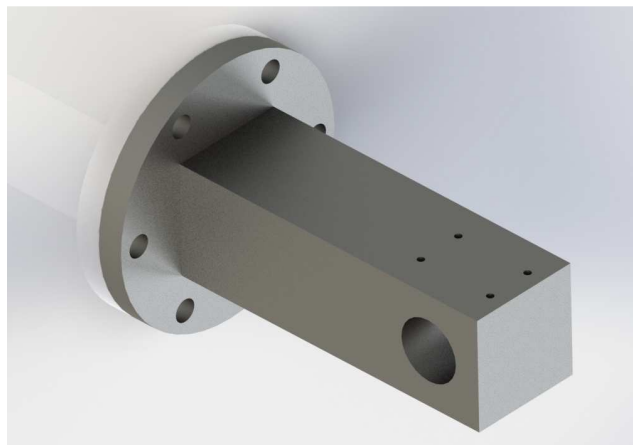


Figura 4-26: Modelado del bloque de anclaje

Sistema de guiado del carro de poleas

El carro de poleas incorpora un sistema de guiado interior que garantiza su correcto posicionamiento dentro del tramo 1 durante toda la carrera del cilindro. El sistema consiste en ruedas de rodadura montadas sobre brazos articulados con resortes de compresión, dispuestos en la parte superior e inferior del carro, lo mismo se representa en las imágenes 4-27 y 4-28. Las ruedas se mantienen en contacto permanente con las paredes interiores del tramo mediante la precarga del resorte, adaptándose de forma continua a las variaciones de holgura a lo largo del recorrido.



Figura 4-27: Modelado sistema de guiado

Este diseño cumple múltiples funciones. Mantiene el carro centrado axialmente, asegurando la alineación de las poleas y el cable respecto al eje del cilindro, condición necesaria para una transmisión eficiente y un desgaste uniforme del cable. Previene la deflexión lateral del carro bajo las cargas transversales generadas por la tensión del cable, particularmente en posiciones de brazo inclinado donde la componente perpendicular al eje es significativa. Elimina el contacto directo entre la estructura metálica del carro y las paredes del tramo, evitando desgaste abrasivo sobre las superficies interiores de los perfiles. Finalmente, los resortes actúan como elementos de amortiguación frente a las vibraciones y picos de carga propios del proceso de corte, reduciendo la fatiga acumulada tanto en el carro de poleas como en el cable.



Figura 4-28: Vista explosionada sistema de guiado

Cada sistema está compuesto por los siguientes elementos, montados en serie sobre el eje vertical del bloque de anclaje:

- **Placa base inferior**

Se fija al bloque de anclaje mediante tornillos. A ella se une el émbolo roscado, cuya rosca exterior permite la regulación de posición mediante la tuerca de ajuste, como se observa en la figura 4-29.

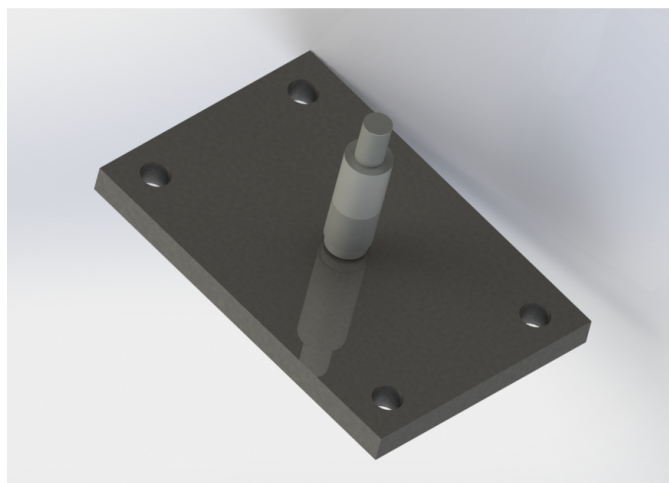


Figura 4-29: Modelado placa inferior

▪ Resorte helicoidal de compresión

Trabaja entre la placa base inferior y la placa base superior, concéntricamente respecto al émbolo. Su longitud libre es inferior al espacio disponible entre placas, de modo que la compresión, y por tanto la precarga sobre la rueda, queda determinada por la posición de la tuerca de ajuste durante el montaje. Esto permite regular la fuerza de contacto de la rueda contra la pared del tramo de forma independiente en cada sistema, compensando eventuales desalineaciones o diferencias de holgura.

El Resorte seleccionado es Gutekunst D-263Z-10 como se observa en la figura 4-30, de acero (EN 10270-1), diámetro exterior $D_e = 34,5$ mm, longitud libre $L_0 = 44$ mm, rigidez $k = 4,64$ N/mm y fuerza máxima estática $F_n = 145,6$ N [9]. La longitud libre de 44 mm es inferior al espacio disponible de 57,5 mm, por lo que el resorte se instala sin compresión inicial y la precarga queda íntegramente regulada por la tuerca de ajuste. La rigidez baja seleccionada permite un ajuste muy fino, cada milímetro de compresión adicional representa 4,64 N de fuerza sobre la rueda, sin generar cargas excesivas sobre la pared del tramo en condiciones normales de operación.

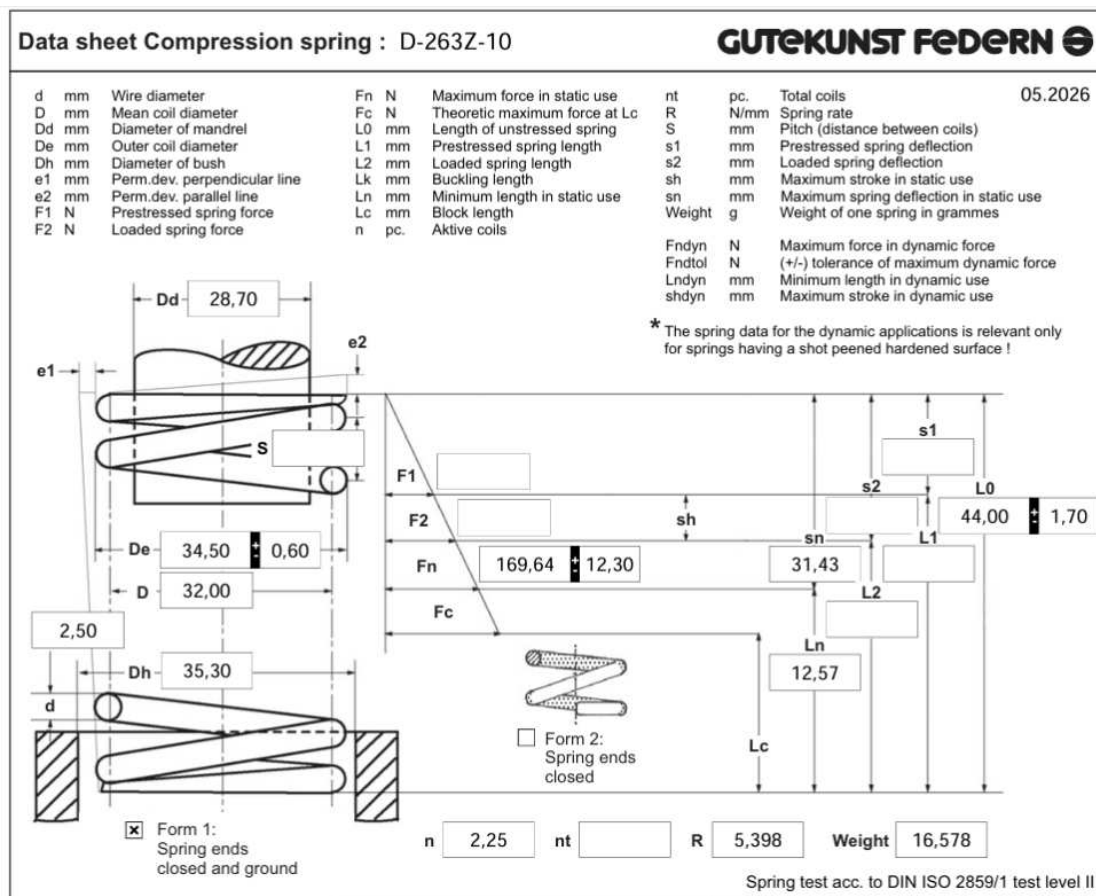


Figura 4-30: Resorte seleccionado

- **Tuerca de ajuste**

La tuerca de ajuste (ver figura 4-31), roscada sobre el émbolo, cumple dos funciones: regula la precarga del resorte en montaje y actúa como tope mecánico que limita el desplazamiento de la placa base superior.

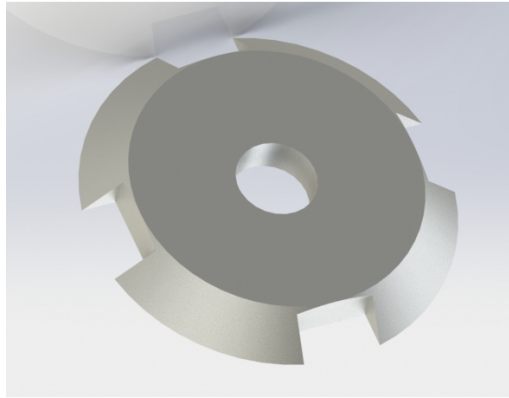


Figura 4-31: Modelado de la tuerca de ajuste

- **Placa base superior**

Lleva soldada la camisa guía, que controla el movimiento axial del émbolo roscado. A esta placa se suelda el soporte de la rueda, el subconjunto se aprecia en la Figura 4-32.

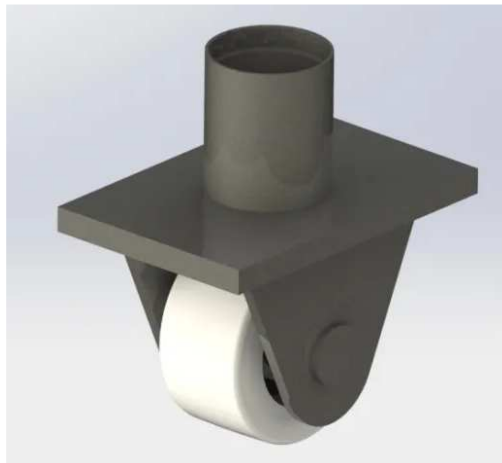


Figura 4-32: Subconjunto placa-rueda

- **Rueda de rodadura**

La rueda seleccionada es la Blicke FPO 50×25/15-11K, de poliamida PA6 con dureza Shore D 70, diámetro 50 mm y ancho 25 mm, con rodamiento de bolas 6202 2RS sellado por ambos lados incorporado de fábrica [10]. La poliamida fue seleccionada

por su baja resistencia a la rodadura, alta resistencia a la abrasión y resistencia química a medios agresivos. La capacidad de carga dinámica de 215 kg es ampliamente superior a la carga real por rueda, estimada en 28 kg considerando el peso total del conjunto carro dividido entre las dos ruedas, garantizando un margen de seguridad holgado.

Funcionamiento del sistema

La precarga se regula en campo durante el montaje apretando la tuerca de ajuste hasta que la rueda mantenga contacto firme con la pared del tramo. El rango de ajuste disponible, limitado por la fuerza máxima estática del resorte, es ampliamente suficiente para compensar las variaciones de holgura propias de la fabricación y el desgaste en servicio.

El conjunto funciona de la siguiente manera, cuando el carro tiende a desplazarse lateralmente dentro del tramo, ya sea por efecto de las vibraciones del proceso de corte o por deflexión del vástago del cilindro en el caso de emergencia, la rueda presionada por el resorte transmite la fuerza de reacción de la pared al bloque de anclaje, manteniéndolo centrado. Al actuar simultáneamente el sistema superior e inferior, se evita tanto la traslación lateral como la rotación del carro respecto al eje del cilindro.

Soporte estructural brazo – carro

El soporte estructural constituye el elemento de vinculación principal entre el carro de traslación y el brazo hidráulico del equipo. Su función es doble: por un lado, permite la correcta transmisión de cargas entre ambos subsistemas, y por otro, actúa como punto de apoyo rígido para el sistema de elevación, incluyendo la acción de los cilindros hidráulicos.

Desde el punto de vista geométrico, el soporte está conformado por una estructura soldada de chapas de acero, compuesta por placas laterales de configuración triangular, una base inferior de fijación y un conjunto de elementos de rigidización, el conjunto armado se observa en la figura 4-33. La vinculación con el carro de traslación se realiza mediante uniones abulonadas, lo que permite su montaje y desmontaje, facilitando tareas de mantenimiento y reemplazo.

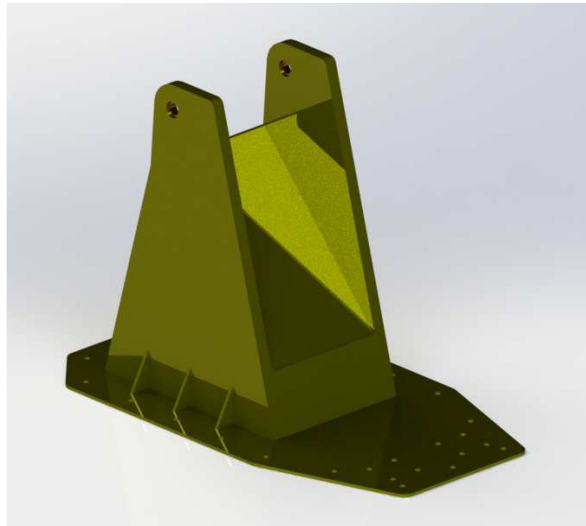


Figura 4-33: Modelado soporte brazo-carro

El diseño incorpora costillas internas dispuestas estratégicamente para aumentar la rigidez global del conjunto y mejorar la distribución de tensiones, especialmente en zonas sometidas a esfuerzos concentrados. Asimismo, se incluyen cartelas laterales que refuerzan las uniones entre las chapas principales, reduciendo concentraciones de tensiones y aumentando la resistencia frente a sollicitaciones de flexión y corte.

En la parte superior, el soporte presenta una vinculación articulada mediante un sistema de pasador, que permite la conexión con el brazo hidráulico, habilitando el movimiento relativo necesario durante la operación del equipo. Esta configuración asegura una adecuada transmisión de esfuerzos, evitando la generación de momentos indeseados en la unión.

Selección y verificación de los cilindros de elevación

El sistema de elevación del brazo hidráulico se acciona mediante dos cilindros hidráulicos de doble efecto dispuestos simétricamente, cuya función es generar el movimiento angular del conjunto, permitiendo posicionar el cabezal de corte en altura según las condiciones de operación, abarcando una inclinación mínima de 6° hasta la posición máxima de 65° , siendo la posición de trabajo 30° . Estos actuadores son responsables de equilibrar los momentos generados por el peso propio del brazo y la carga aplicada en su extremo, visualizar posiciones angulares plano 01 [Anexo B].

El dimensionamiento de los cilindros se realizó a partir del análisis del equilibrio de momentos respecto al punto de apoyo del brazo, considerando como condición crítica

la posición de máxima extensión en configuración cercana a la horizontal, en la posición de mínimo ángulo (6°), donde se maximizan las solicitaciones.



Figura 4-34: Vista lateral conjunto brazo

Para el cálculo, se consideraron como cargas principales el peso del cabezal de corte aplicado en el extremo del brazo y el peso propio del conjunto estructural, modelado como una carga equivalente de 2850kg aplicada en el centro de gravedad (centro geométrico del brazo extendido). A partir de estas hipótesis, se determinó el momento total resultante respecto al punto de apoyo. El momento gravitacional resultante es de 147,9 kN·m, el cual debe ser compensado por la acción de los cilindros hidráulicos.

Con un brazo de palanca efectivo del cilindro de 1573,4 mm en esa posición, la fuerza total en los dos cilindros es de 94,0 kN. Dado que el sistema dispone de dos cilindros en paralelo, la carga total se distribuye entre ambos, reduciendo la sollicitación individual, resultando en una fuerza máxima de 47,0 kN por cilindro. Aplicando un factor de seguridad de 1,4, criterio empírico habitual en equipos de elevación industrial, la fuerza de diseño por cilindro es de 65,8 kN.

▪ Selección del diámetro del émbolo

A partir de la fuerza máxima requerida, se procedió al dimensionamiento del émbolo en función de la presión nominal de trabajo del sistema hidráulico, adoptada en 210 bar. De este análisis se obtuvo un diámetro teórico mínimo de 63,2mm, seleccionándose finalmente un diámetro comercial del émbolo de $3,25'' = 82,6$ mm, correspondiente al inmediato superior disponible en el catálogo Parker serie RHD [4]. Dicha elección garantiza la capacidad de generación de la fuerza requerida, ya que, proporciona una fuerza máxima de 112,5 kN a 210 bar y un factor de seguridad de 1,71 respecto a la fuerza de diseño.

- **Verificación del vástago: pandeo de Euler**

Para el émbolo de 3,25", el vástago disponible en la serie RDH es el Rod No. 2 de 2,0" = 50,8 mm, con rosca 1-1/2"-12 UNF verificada en la tabla de dimensiones del catálogo [4]. La longitud libre del vástago, considerando la carrera de 1500 mm más las holguras de montaje, es de 1650 mm. Con ambos extremos articulados ($K = 1$) la carga crítica de pandeo de Euler resulta 248,9 kN, con un factor de seguridad a pandeo de 3,78, ampliamente superior al mínimo de 2,0 requerido.

- **Cilindro seleccionado y accesorios de montaje**

A partir del dimensionamiento analítico realizado, se procedió a la selección de un cilindro Parker serie RDH, que cuenta con las siguientes características:

- émbolo 3,25" (82,6 mm),
- vástago 2,0" (50,8 mm),
- carrera 1500 mm,
- presión nominal 210 bar.

Se utilizan dos unidades en paralelo, una a cada lado del brazo.

El sistema de articulación de cada cilindro integra tres accesorios seleccionados del catálogo Parker HY08-1300-1/NA [11], todos compatibles con la rosca del vástago 1-1/2"-12 UNF y pin Ø1,750". En la punta del vástago, un knuckle u ojo simple de vástago (cód. Parker 0690950000), como se observa en la (figura 4-35), articula el cilindro con el soporte soldado al tramo 1. El soporte cumple la función de clevis, por lo que el accesorio del vástago es un ojo simple roscado que se aloja entre las dos placas del soporte. Esta configuración permite la rotación en el plano de elevación y es compatible con la rosca y el pin. La capacidad de carga del accesorio es de 200,2 kN, ampliamente superior a la fuerza máxima del cilindro de 112,5 kN.

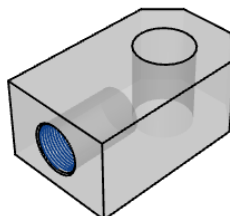


Figura 4-35: Modelado del knuckle



Figura 4-36: Ojo simple roscado seleccionado

En la base, un soporte de horquilla, el cual se observa en la figura 4-37, (Clevis Bracket, cód. Parker 0960160175) abulonado a la placa de base del equipo aloja el pin de articulación del Eye Bracket de la camisa, constituyendo el pivote inferior fijo sobre el que rota el cilindro completo durante la elevación del brazo.

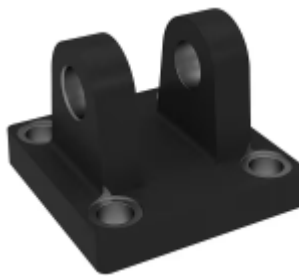


Figura 4-37: Clevis bracket seleccionado

El pin de articulación (Pivot Pin, cód. Parker 0683720000), de $\varnothing 1,750'' \times 131,8$ mm, vincula el Eye Bracket con el Clevis Bracket en la base, se observa en la figura 4-38. Todos los accesorios tienen capacidad superior a la fuerza máxima del cilindro de 112,5 kN.



Figura 4-38: Pivot Pin seleccionado

Bujes de articulación

Los alojamientos fabricados que reciben el pin de articulación Parker Ø1,750" (44,45 mm) incorporan bujes de deslizamiento en todos los puntos donde el pin gira sobre una pieza de diseño propio, como se observa en la figura 4-39. Los accesorios Parker (Knuckle, Eye Bracket y Clevis Bracket) ya vienen con sus alojamientos mecanizados de fábrica y no requieren buje adicional. Los alojamientos que sí requieren buje son los soportes soldados al tramo 1 en el punto de articulación del vástago del cilindro de elevación, y los tres alojamientos del pivote de la base del brazo: dos en el soporte del tramo 1 y uno en la base del equipo.

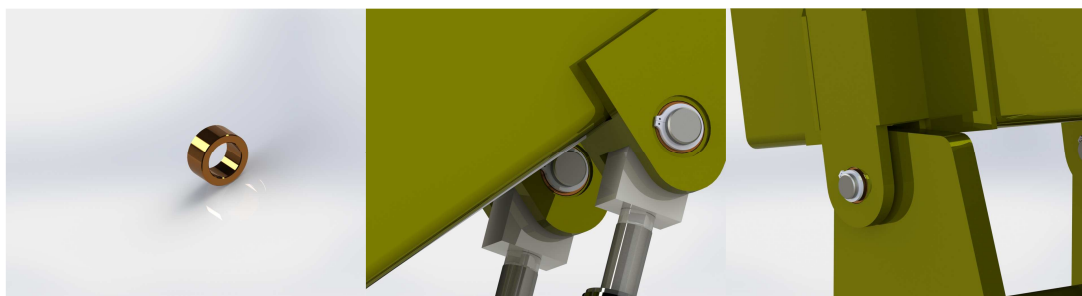


Figura 4-39: Bujes de articulación

El material seleccionado para todos los bujes es bronce al estaño SAE 660 (Cu-Sn-Zn). Este material presenta buenas propiedades tribológicas en contacto con acero, incluyendo bajo coeficiente de fricción en condiciones de lubricación límite, alta resistencia al desgaste y adecuada resistencia mecánica. Asimismo, ofrece un comportamiento confiable en ambientes con presencia de polvo, temperaturas elevadas y agentes agresivos, condiciones características del entorno de una acería.

La configuración adoptada corresponde a un sistema de buje fijo en el soporte con pin girante, de modo que el desgaste se concentra en el buje, componente de menor costo y fácil reemplazo durante tareas de mantenimiento.

La fijación del buje en el soporte se resuelve mediante ajuste con interferencia. El montaje se realiza por prensado hidráulico en frío. El desmontaje para reemplazo por desgaste se realiza con extractor hidráulico. La geometría del buje queda definida por el diámetro interior nominal Ø44,45 mm y un diámetro exterior adoptado de Ø65 mm. El largo de cada buje queda definido en el plano de fabricación correspondiente.

Los ajustes dimensionales se determinan aplicando el sistema ISO 286 para diámetro nominal $\varnothing 44,45$ mm (rango 30–50 mm). Se adoptan dos ajustes distintos según la interfaz:

- **Ajuste buje exterior**

Soporte de acero: H7/p6 (interferencia). Selección según Shigley Tabla 7-9 [12]: “Ajuste de interferencia localizada: para partes que requieren rigidez y alineación con mejor precisión de ubicación, sin requisitos especiales de presión en el diámetro interior”.

El ajuste H7/p6 se aplica al diámetro exterior del buje ($\varnothing 65$ mm), que cae en el rango 50–80 mm de ISO 286-1 (IT6 = 19 μ m, IT7 = 30 μ m). El alojamiento en el soporte (agujero H7) se mecaniza a $\varnothing 65,000 - \varnothing 65,030$ mm. El diámetro exterior del buje (eje p6) se mecaniza a $\varnothing 65,032 - \varnothing 65,051$ mm. La interferencia resultante es de 2 a 51 μ m, suficiente para retener el buje axialmente y compatible con el prensado en frío sin riesgo de fractura del bronce.

- **Ajuste pin y buje interior: tolerancia de diseño directo.**

El pin, Cód. Parker 0683720000 es un componente comprado con tolerancias de catálogo (+0,001”/–0,002”), que en milímetros corresponden a $\varnothing 44,399 - \varnothing 44,475$ mm. Dado que el pin no sigue exactamente un código de eje ISO estándar, el diámetro interior del buje se determina directamente a partir de las dimensiones reales del pin, garantizando un juego mínimo de 25 μ m y máximo de 75 μ m sobre el pin en su dimensión máxima. La tolerancia resultante para el interior del buje es $\varnothing 44,500 - \varnothing 44,550$ mm. El ajuste es del tipo H8/f7 según la clasificación de Shigley Tabla 7-9 [12]: “Ajuste estrecho en operación: para operación en máquinas de precisión y para la ubicación exacta a velocidades y presiones moderadas en el cojinete”.

- **Estandarización de los puntos articulados**

Los tres puntos de articulación del sistema de elevación: punta del vástago, punta de la camisa y pivote de la base del brazo; utilizan el mismo pin Cód. Parker ref. 0683720000, $\varnothing 1,750$ ” (44,45 mm) $\times$ 131,8 mm. La estandarización del pin en los tres puntos simplifica el stock de repuestos y el mantenimiento en campo. La verificación a cortante del pin en el punto más cargado que es el pivote de la base del brazo, con una carga de 122,9 kN correspondiente a la reacción del apoyo de la base en el caso

crítico de brazo horizontal, arroja un factor de seguridad de 3,8 ampliamente superior al mínimo requerido de 2,0 [11].

Selección de bulones de fijación de la base al carro

Como se aprecia en el plano PF-PL-01 [Anexo C], los bulones POS 15, junto con sus tuercas (POS 12), arandelas planas (POS 14) y arandelas Grower (POS 13), fijan la base soporte del brazo (POS 07) al carro de traslación (POS 06). Son 20 bulones distribuidos perimetralmente en la placa base de 1800×1020 mm, como se observa en la figura 4-40. La unión transmite el peso del brazo extensible, las reacciones de los cilindros de elevación y, en condición de operación, las fuerzas del drum cutter.

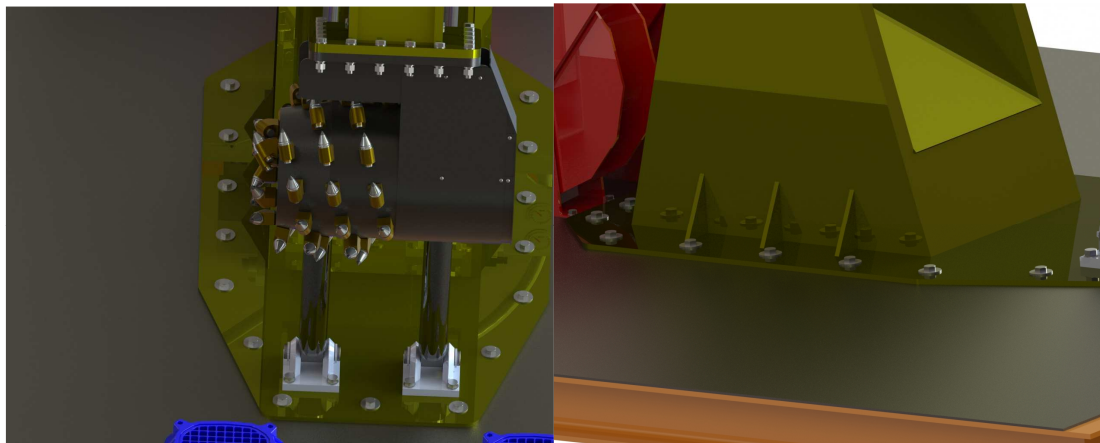


Figura 4-40: unión brazo y base del carro

▪ Análisis de casos de carga

Caso A: brazo horizontal completamente extendido sin drum cutter activo. Genera un momento volcador de $149,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$ producto del peso del brazo (2850 kg) actuando en su CG ubicado a 5347 mm del eje de bulones.

Caso B: drum cutter en operación. Resulta menos crítico porque la componente vertical de la fuerza tangencial ($F_t = 43,2 \text{ kN}$ a 30° hacia arriba) genera un momento de alivio de $232,2 \text{ kN}\cdot\text{m}$ que supera la suma del momento del peso ($149,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$) y el de la componente horizontal ($41,4 \text{ kN}\cdot\text{m}$, con brazo de momento igual a la altura del pivote $dY = 1105 \text{ mm}$). El momento neto en el Caso B es de $-41,4 \text{ kN}\cdot\text{m}$, por lo que el drum cutter vuelca la base en sentido contrario con carga notablemente menor. Resultando en que el Caso A es el caso crítico.

Con una fuerza de tracción de diseño de 31,2 kN por bulón y un factor de seguridad requerido de 2,5, el área de estrés mínima necesaria es de 121,9 mm². Adoptando el primer tamaño que cumple, se selecciona el bulón M16 Grado 8.8 ($A_s = 157 \text{ mm}^2$, Shigley Tabla 8-9 [10]), con tensión de tracción de 198,7 MPa y FS = 3,22. El largo adoptado es $2,5'' = 63,5 \text{ mm}$. El torque de apriete especificado es de 241 N·m, calculado con precarga $F_i = 0,75 \times S_y \times A_s = 75,4 \text{ kN}$ y factor de tuerca $K = 0,20$ para acero sobre acero sin lubricar. Los accesorios son tuerca M16 Grado 8 (ISO 4032), arandela plana M16 (ISO 7089) y arandela Grower M16 (ISO 7090).

Cabezal de corte

El cabezal de corte constituye el principal órgano de trabajo del equipo y representa el elemento encargado de remover mecánicamente la escoria solidificada adherida a la boca del convertidor. Su configuración fue evolucionando a lo largo del desarrollo del proyecto, evaluándose inicialmente distintas alternativas de remoción, tales como cabezales lineales, sistemas radiales y configuraciones de impacto, hasta definirse finalmente la utilización de un tambor rotativo accionado hidráulicamente.

El concepto adoptado combina características de fresado frontal y fresado transversal, mediante un tambor rotativo provisto de herramientas de corte distribuidas tanto sobre su superficie periférica como sobre sus caras laterales, permitiendo atacar el material adherido desde distintas orientaciones y mejorar la capacidad de remoción.

El conjunto se compone de diversos subsistemas integrados entre sí: motor hidráulico, reductor planetario, tambor de fresado, estructura soporte de vinculación al brazo hidráulico, portapicas y herramientas de corte tipo pica, como se aprecia en la figura 4-41.



Figura 4-41: Modelado Cabezal Rotativo

Criterios de diseño

El diseño del cabezal de corte se desarrolló a partir de una etapa inicial de análisis funcional y dimensionamiento preliminar, con el objetivo de determinar las variables principales que condicionan el comportamiento mecánico e hidráulico del sistema. Entre los parámetros evaluados se consideraron el área efectiva de corte, el par requerido en el tambor, la velocidad de giro, la potencia hidráulica necesaria y las condiciones de operación propias del entorno siderúrgico.

A partir de la geometría preliminar del tambor y de las hipótesis de trabajo adoptadas, se realizó una estimación de las fuerzas de corte actuantes sobre las picas durante el proceso de remoción de escoria solidificada. La magnitud de estas fuerzas depende principalmente del espesor de corte, la velocidad tangencial del tambor y la cantidad de picas activas simultáneamente en contacto con el material.

Con el fin de contemplar variaciones operativas, impactos y condiciones transitorias propias del proceso, se adoptó un factor de sobredimensionamiento del 20 % sobre el par teórico calculado, definiéndose así el par de diseño utilizado para el dimensionamiento del accionamiento hidráulico y de los elementos estructurales asociados.

Asimismo, durante la etapa conceptual se analizaron distintas alternativas de accionamiento hidráulico rotativo de alta carga, evaluando motores orbitales, motores de pistones radiales y motores de pistones axiales.

Los motores orbitales fueron descartados debido a sus limitaciones de presión de trabajo y capacidad de torque para la aplicación requerida. Los motores de pistones radiales presentaban prestaciones adecuadas desde el punto de vista resistente, aunque implicaban un incremento considerable de dimensiones y peso del conjunto. Finalmente, se seleccionó un motor de pistones axiales, debido a su capacidad de operar de manera continua a altas presiones, su elevada densidad de potencia y su facilidad de integración con reductores planetarios coaxiales, la familia de los mismos se observa en la figura 4-42.

RE 91071/2022-10-21
Replaces: 2021-05-17

rexroth
A Bosch Company

Axial piston fixed motor A2FM/A2FE series 70



- ▶ A2FMN, A2FEN (sizes 28 to 107):
Nominal pressure 300 bar
Maximum pressure 350 bar
- ▶ A2FMM, A2FEM (sizes 23 to 180):
Nominal pressure 400 bar
Maximum pressure 450 bar
- ▶ A2FMH, A2FEH (sizes 45 to 125):
Nominal pressure 450 bar
Maximum pressure 500 bar

Figura 4-42: Motores pistones axiales

Del mismo modo, se analizaron diferentes configuraciones de reductores, incluyendo reductores coaxiales planetarios, reductores industriales paralelos, reductores cónicos y sistemas tipo swing drive. La alternativa seleccionada fue el reductor planetario coaxial, debido a que permite transmitir elevados niveles de torque con dimensiones compactas y una integración directa con el motor hidráulico seleccionado, cuya familia se observa en la figura 4-43.

HYDROTRAC GFT series 8000

for mobile equipment
Transmission units for high-mileage vehicles



Among mobile equipment, the term mobility is a relative notion. Some machines do their work largely from a single spot and are transferred by a low-loader from one deployment site to the next. In other applications, moving from spot to spot is one of the primary tasks. Among the latter group – the so-called “high-mileage” vehicles – are bulldozers, agricultural sprayers, heavy duty vehicles, pavers, and rollers. Mechanical planetary gearboxes are often used to transform the torque generated by the hydrostatic motor so that it can be used at the wheels or tracks. Consistent with the typical tough conditions for use, equipment manufacturers prefer extremely rugged designs with long service lives. When seeking appropriate solutions, further criteria are decisive: compact shape, a large selection of gear ratios and drive torques, and easy configuration.

Figura 4-43: Reductores planetarios coaxiales

La selección final del conjunto motor–reductor se realizó buscando cumplir simultáneamente los requerimientos de torque, velocidad de giro y limitación de peso total sobre la plataforma de trabajo. Bajo este criterio, se adoptó el motor hidráulico Rexroth A2FEM 63 acoplado al reductor planetario Rexroth HYDROTRAC GFT 8130 E W , ambos se aprecian en la figura 4-44, con relación de transmisión $i = 50,6$.

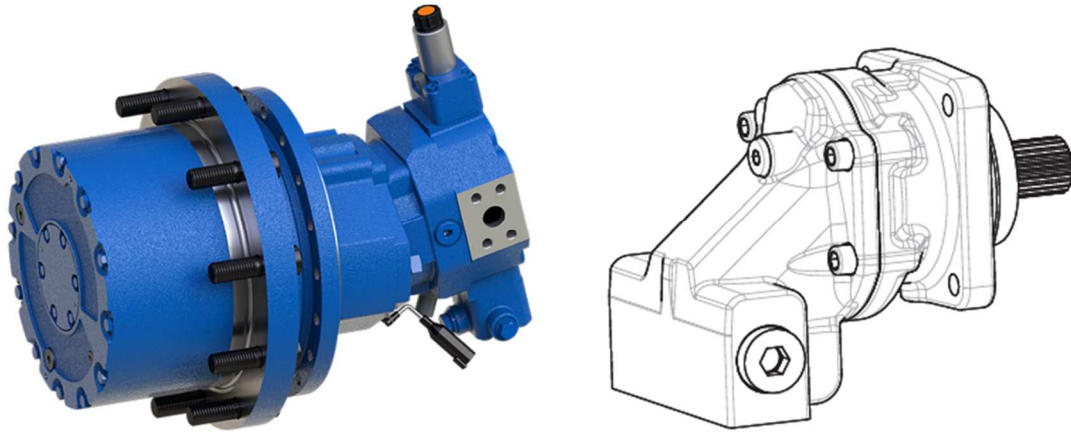


Figura 4-44: Reductor y motor elegidos

Con la configuración seleccionada, el sistema desarrolla una velocidad aproximada de 42 rpm en el tambor y un par disponible de 18,26 kN·m, valor ligeramente superior al par de diseño requerido. Este criterio permitió evitar sobredimensionamientos innecesarios en el conjunto motriz y estructural, manteniendo un compromiso adecuado entre capacidad de corte, peso total y compacidad del sistema.

Diseño y Dimensionamiento del cabezal

El drum cutter es el componente de trabajo del equipo y constituye la herramienta de fresado rotativo que ataca directamente la escoria solidificada en la boca del convertidor. El conjunto está formado por el tambor de fresado, la estructura soporte (POS 04), los cobertores traseros y lateral, el motor hidráulico de pistones axiales Rexroth A2FEM 63, el reductor planetario Rexroth HYDROTRAC GFT 8130 E W, y las picas de ataque tipo Round Attack con sus portapicas y clips de retención, como se aprecia en la figura 4-45. El diámetro efectivo de corte es de 560 mm.



Figura 4-45: Renderizado conjunto cabezal de corte

Geometría del tambor y disposición de picas

El tambor de fresado, denominado también cabezal de corte es un componente fabricado en acero F-36 a partir de chapa rolada y soldada. Su geometría se compone de tres secciones coaxiales principales.

La primera corresponde al cuerpo cilíndrico principal, de $\varnothing 396$ mm y 200 mm de longitud, sobre cuya superficie se sueldan perimetralmente los portapicas (pick boxes) mediante cordón continuo en todo su contorno. Esta sección constituye la zona activa de corte del tambor.

La segunda sección corresponde a un tramo cónico de transición, el cual reduce progresivamente el diámetro desde $\varnothing 396$ mm hasta $\varnothing 343,5$ mm a lo largo de 150 mm de longitud.

Finalmente, el tambor incorpora un escalón cilíndrico final de $\varnothing 295$ mm y 50 mm de longitud, sobre el cual se suelda la brida circular de vinculación con el reductor planetario.

La longitud total del tambor es de 350 mm. Considerando la proyección radial de las picas montadas, el conjunto alcanza un radio efectivo de corte de 280 mm, equivalente a un diámetro total de trabajo de 560 mm.

La disposición de las herramientas de corte se desarrolló siguiendo criterios utilizados en bibliografía especializada [13] como se ven en la figura 4-46, adoptándose una configuración de 42 picas distribuidas en tres hélices con un ángulo de hélice de 12° y un ángulo de ataque de 30° . Esta configuración permite obtener una entrada progresiva de las herramientas sobre el material, reduciendo impactos y distribuyendo las sollicitaciones de manera más uniforme durante el fresado.

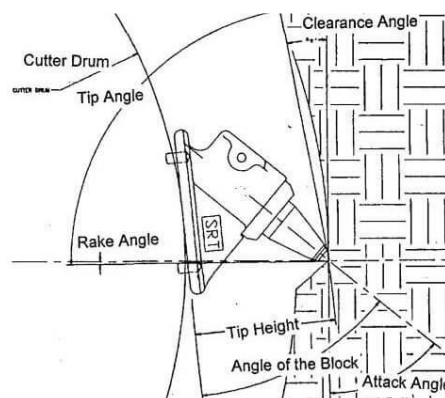


Figura 4-46: Disposición de referencia de la pica

Asimismo, la geometría helicoidal adoptada limita a un máximo de tres picas simultáneamente en contacto efectivo con el material a plena profundidad de corte, hipótesis conservadora utilizada posteriormente para el cálculo de fuerzas y torque de diseño del sistema.

▪ **Picas de ataque — Epiroc Round Attack ER 15/46/38/22 C**

Las herramientas de corte seleccionadas corresponden a picas tipo Round Attack, modelo Epiroc ER 15/46/38/22 C, Part Number 3311004567 [14]. Se trata de herramientas de inserción cilíndrica fabricadas con punta de carburo de tungsteno, desarrolladas para aplicaciones de fresado en roca y materiales de elevada dureza, condición compatible con el proceso de remoción de escoria solidificada considerado en este proyecto.

La designación del modelo indica las principales dimensiones geométricas de la herramienta: diámetro de mango de 15 mm, longitud total de 46 mm, diámetro de cabeza de 38 mm y ángulo de inserto de 22°, correspondiente a una geometría tipo C de cuerpo largo.

Cada pica se aloja individualmente en su respectivo portapicas (pick box), el cual se encuentra soldado al cuerpo del tambor. La retención se realiza mediante clips elásticos Epiroc ES 450, permitiendo el reemplazo individual de herramientas directamente en campo sin necesidad de operaciones de soldadura. Dichos elementos se observan en la figura 4-47 a continuación.



Figura 4-47: Elementos seleccionados

Este criterio constructivo simplifica significativamente las tareas de mantenimiento y reposición de elementos desgastados, reduciendo tiempos de intervención y facilitando la operación del equipo en el entorno agresivo de la acería, caracterizado por la presencia de polvo, vibraciones y elevadas temperaturas residuales.

- **Motor hidráulico y reductor**

El accionamiento del tambor de fresado se realiza mediante un motor hidráulico de pistones axiales Rexroth A2FEM 63, de cilindrada volumétrica $V_g = 63 \text{ cm}^3$, presión nominal de trabajo de 400 bar y par nominal de 401 N·m [14], acoplado directamente a un reductor planetario coaxial Rexroth HYDROTRAC GFT 8130 E W, con relación de transmisión $i = 50,6$ y capacidad máxima de torque de 20.000 N·m [15].

La selección de la variante A2FEM responde a que se trata de una configuración de eje hueco específicamente desarrollada para montaje directo sobre reductores de la serie GFT, permitiendo conformar un conjunto motor–reductor compacto e integrado dentro de la estructura soporte del drum cutter.

Con la relación de reducción adoptada, el sistema desarrolla una velocidad de giro aproximada de 42 rpm en el tambor y un par disponible de 18.262 N·m, valor suficiente para satisfacer las condiciones de operación previstas y los requerimientos de torque establecidos durante el dimensionamiento del equipo.

La vinculación entre el tambor y el eje de salida del reductor se realiza mediante diez bulones M22 $\times$ 1,5; de longitud efectiva 62 mm. La unión incorpora arandelas planas y sistemas de aseguramiento tipo Nord-Lock M22, como se muestra en la figura 4-48, seleccionados para prevenir el aflojamiento por vibraciones e impactos propios del proceso de remoción mecánica de escoria solidificada.

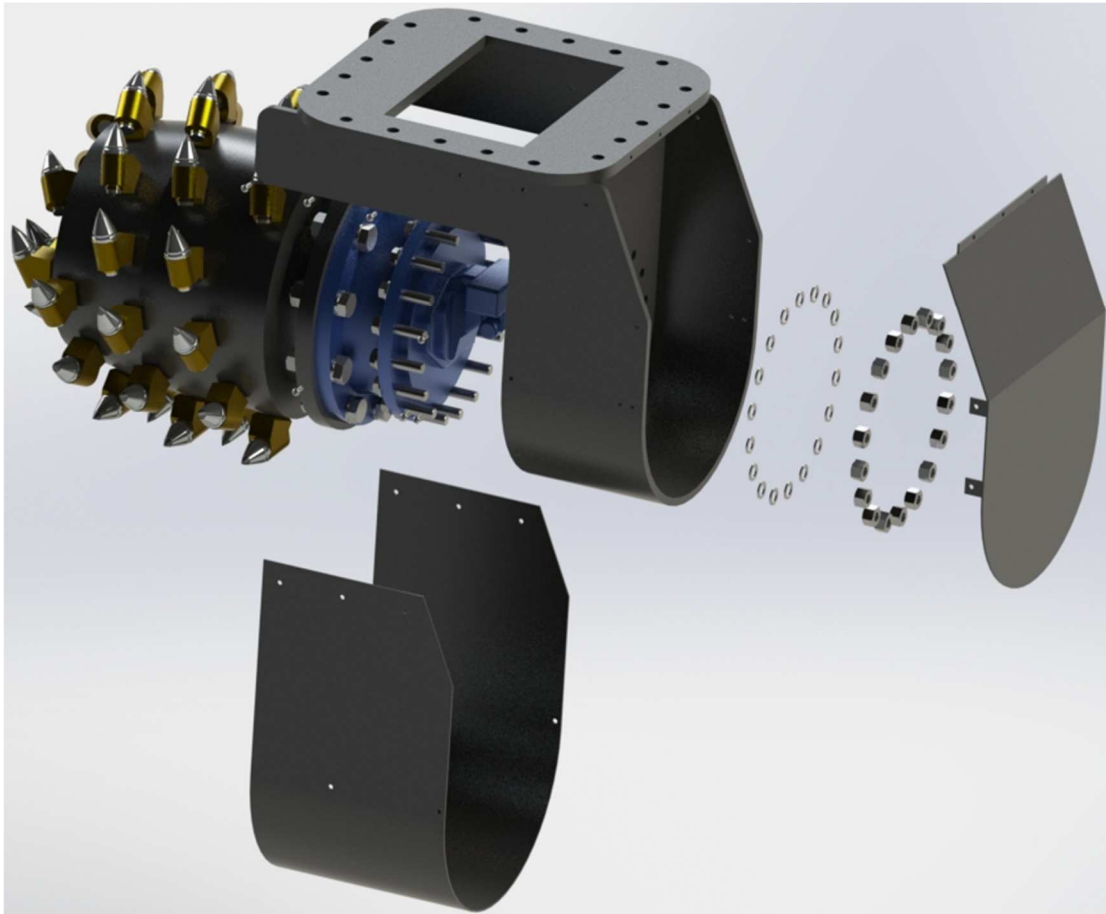


Figura 4-48: Vista explosionada cabezal de corte

▪ Estructura soporte y cobertores

La estructura soporte constituye el elemento encargado de vincular mecánica y estructuralmente el conjunto del cabezal de corte con el Tramo 3 del brazo telescópico, el mismo se aprecia en la figura 4-49. Se trata de una estructura soldada fabricada íntegramente en acero F-36, diseñada para transmitir las sollicitaciones de torque, corte y vibración generadas durante la operación de remoción de escoria. El conjunto se compone de cuatro elementos principales.

La placa de brida circular corresponde a una chapa mecanizada mediante corte por plasma, cuya geometría replica la interfaz de montaje del reductor planetario. Sobre esta placa se fija el conjunto motor–reductor mediante diez bulones M22, constituyendo el principal punto de transmisión de esfuerzos entre el accionamiento y la estructura soporte.

Sobre la cara superior de la brida circular se suelda una brida rectangular, la cual actúa como interfaz de vinculación con el conjunto de anclaje ubicado en el extremo del Tramo 3. La unión entre ambos subconjuntos se realiza mediante bulones M16 × 1,5.

La estructura resistente principal del soporte se completa mediante una chapa lateral-inferior conformada a partir de una única pieza rolada, cuya geometría acompaña la curvatura de la brida circular y envuelve el conjunto por sus laterales y parte inferior. Esta pieza se suelda de manera continua a la brida circular y proporciona la rigidez estructural necesaria para transmitir las cargas de corte y el torque generado durante el funcionamiento del cabezal. A su vez esta pieza, completa el cerramiento del conjunto actuando como protección frente al ingreso de escoria, polvo y partículas provenientes del entorno de trabajo, resguardando el motor hidráulico y las conexiones hidráulicas internas.

Adicionalmente, el conjunto incorpora un cobertor trasero y un cobertor lateral, ambos destinados a incrementar la protección mecánica de los componentes internos frente a impactos y contaminación ambiental. Estos elementos se fijan mediante tornillos M6 × 12 DIN 7380 clase 8.8 y arandelas DIN 125.

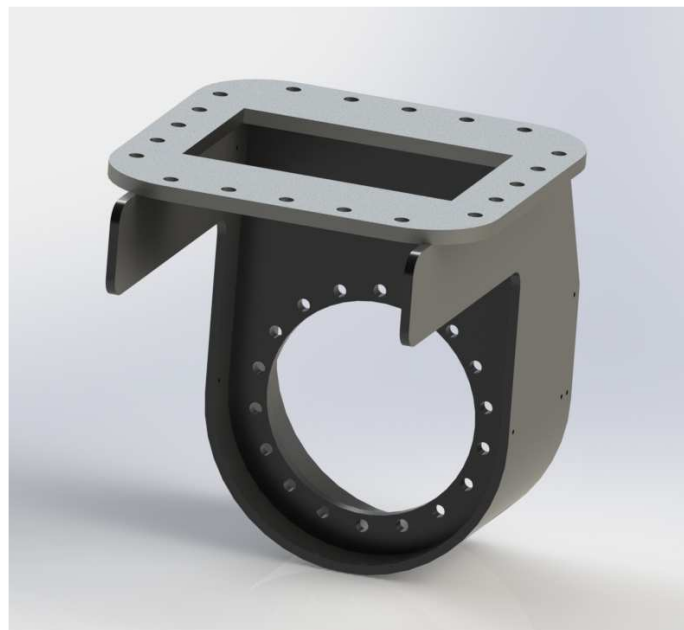


Figura 4-49: Modelado soporte del cabezal

- **Conjunto de unión Tramo 3 - soporte del cabezal**

El extremo delantero del Tramo 3 incorpora un conjunto soldado que actúa como interfaz mecánica entre el brazo telescópico y la estructura soporte del cabezal de

corte, como se observa en la figura 4-50. Este subconjunto fue diseñado para transmitir las cargas de corte, esfuerzos de flexión y sollicitaciones dinámicas generadas durante la operación del cabezal, asegurando una adecuada distribución de tensiones hacia la estructura del brazo.

Todos los componentes del conjunto fueron fabricados en acero F-36. La unión se compone de una brida rectangular encargada de alojar los bulones M16 provenientes de la estructura soporte del drum cutter; una chapa de unión soldada longitudinalmente al perfil estructural del Tramo 3, cuya función es transferir las cargas provenientes del cabezal hacia el brazo telescópico; una chapa tope soldada perimetralmente, que limita el desplazamiento axial del conjunto y contribuye al incremento de rigidez local, y chapas internas y externas de refuerzo destinadas a distribuir las tensiones en la zona de anclaje y reforzar localmente las paredes del perfil cajón del tramo en la región de máxima sollicitación.

La vinculación estructural al Tramo 3 se realiza mediante orejas soldadas en el interior del perfil cajón del tramo, criterio que permite aprovechar el espesor de las paredes estructurales como superficie resistente de apoyo y aumentar el área efectiva de transmisión de cargas mediante soldadura.

Esta configuración evita concentrar cordones sobre las caras exteriores del perfil, reduciendo concentraciones de tensiones y mejorando el comportamiento estructural de la unión frente a cargas cíclicas y vibraciones.

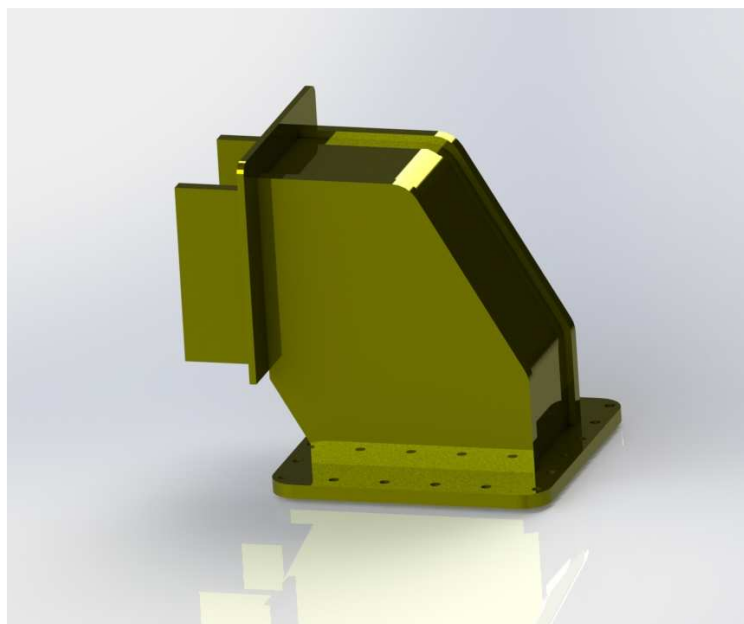


Figura 4-50: Renderizado mástil de unión

Carro de traslación

El diseño del carro de traslación excede a los objetivos propuestos del proyecto, de igual manera se plantea un diseño conceptual para integrarlo a la solución propuesta.

Bastidor estructural

El carro de transferencia constituye la estructura portante principal del equipo, siendo el componente encargado de soportar la base del brazo hidráulico y transmitir las cargas estáticas y dinámicas generadas durante la operación hacia el sistema de desplazamiento y apoyo.

Desde el punto de vista estructural, el conjunto fue concebido como un bastidor metálico rigidizado, diseñado para resistir esfuerzos combinados de flexión, torsión y cargas concentradas producidas por el peso propio del sistema, la acción de los actuadores hidráulicos y las solicitaciones variables originadas durante el proceso de corte.

La estructura se compone de perfiles estructurales longitudinales tipo HE, vinculados mediante travesaños y rigidizadores soldados, conformando un conjunto de elevada rigidez global y adecuada estabilidad frente a deformaciones. La utilización de perfiles estructurales tipo HE permitió obtener una elevada capacidad resistente frente a esfuerzos de flexión y una adecuada superficie de vinculación para la incorporación de placas rigidizadoras y elementos soldados del conjunto.

Para la fabricación del conjunto se seleccionó acero estructural soldable, priorizando criterios de resistencia mecánica, comportamiento frente a fatiga, facilidad constructiva y disponibilidad industrial.

Ruedas y Motorreductor

Para las ruedas del carro, se plantea utilizar, las ruedas ya implementadas para el desplazamiento de los portones del convertidor, que también corren por los rieles existentes en la plataforma.

Para impulsar el carro se utilizarán dos ruedas motrices, las cuales contarán con conjuntos de motorreductores eléctricos, los cuales serán alimentados del mismo tablero que alimenta los motores de los portones por su cercanía.

Central hidráulica

Criterios de selección

Este componente y todos sus accesorios incluidos fueron elegidos netamente de manera comercial, dimensionando la misma con todos los consumos hidráulicos que se deben alimentar en el dispositivo, como son los cilindros de elevación, el cilindro telescópico del brazo y también todos los consumos hidráulicos del cabezal de corte rotativo.

Teniendo en cuenta todas estos consumos y potencia hidráulica a satisfacer, aplicando un factor de seguridad o sobredimensión, decidimos optar por un modelo comercial con sistemas duplicados, es decir, posee 2 bombas y 2 motores para impulsar el fluido.

Este criterio fue elegido por el lado de la confiabilidad, ya que en un caso fortuito que una de las bombas o motores entre en falla, el sistema sería capaz de funcionar o regresar a su condición de inicio. Lo que ofrece una ventaja a la hora de poder realizarle un mantenimiento correctivo al equipo y, además, evita una exposición prolongada del cabezal de corte y el brazo a la temperatura remanente del convertidor.

Por otro lado, al ser 2 grupos de motobombas, trabajan nominalmente a baja carga siendo más eficiente, solo en situaciones extremas se exige el sistema y estamos hablando de un 80% de la potencia disponible entregada en nuestro sistema hidráulico.

La ubicación de la misma se definió en un extremo contrario a donde se extiende el cabezal de corte, para que el peso de esta colabore en el momento antivuelco, actuando como contrapeso desde el diseño.

Configuración HPU seleccionada

La central hidráulica seleccionada corresponde a una unidad industrial de alta potencia del tipo Hydraulic Power Unit (HPU) del catálogo Parker, ver figura 4-51, configurada para satisfacer los requerimientos de caudal y presión del sistema de accionamiento del cabezal rotativo.

El sistema está diseñado para operar con un volumen de aceite de aproximadamente 2400 litros, lo cual garantiza una adecuada disipación térmica, desacople de pulsaciones y estabilidad del fluido en régimen continuo de trabajo.

La generación de energía hidráulica se realiza mediante dos grupos motobomba independientes, cada uno compuesto por un motor eléctrico asíncrono trifásico de 110 kW, alimentado a 400 V en corriente alterna, acoplado a una bomba hidráulica de pistones axiales de caudal variable, con una cilindrada de 270 cm³/rev.

Cada bomba es capaz de entregar un caudal del orden de 405 L/min, permitiendo que el sistema opere con configuraciones de carga parcial o total, alcanzando un caudal combinado elevado en condiciones de máxima demanda. La utilización de bombas de caudal variable permite adaptar el suministro hidráulico a las condiciones de operación, optimizando la eficiencia energética y reduciendo la generación de calor.

El sistema incorpora un esquema de filtrado en línea de retorno mediante un filtro de 10 micrones, asegurando la limpieza del fluido hidráulico y contribuyendo a la vida útil de los componentes críticos, especialmente bombas y actuadores.

Desde el punto de vista constructivo, la central está montada sobre un tanque estructural metálico que cumple funciones de almacenamiento, disipación térmica y soporte de los componentes. Sobre el mismo se disponen los conjuntos motobomba, junto con las conexiones hidráulicas, líneas de aspiración, retorno y drenaje.

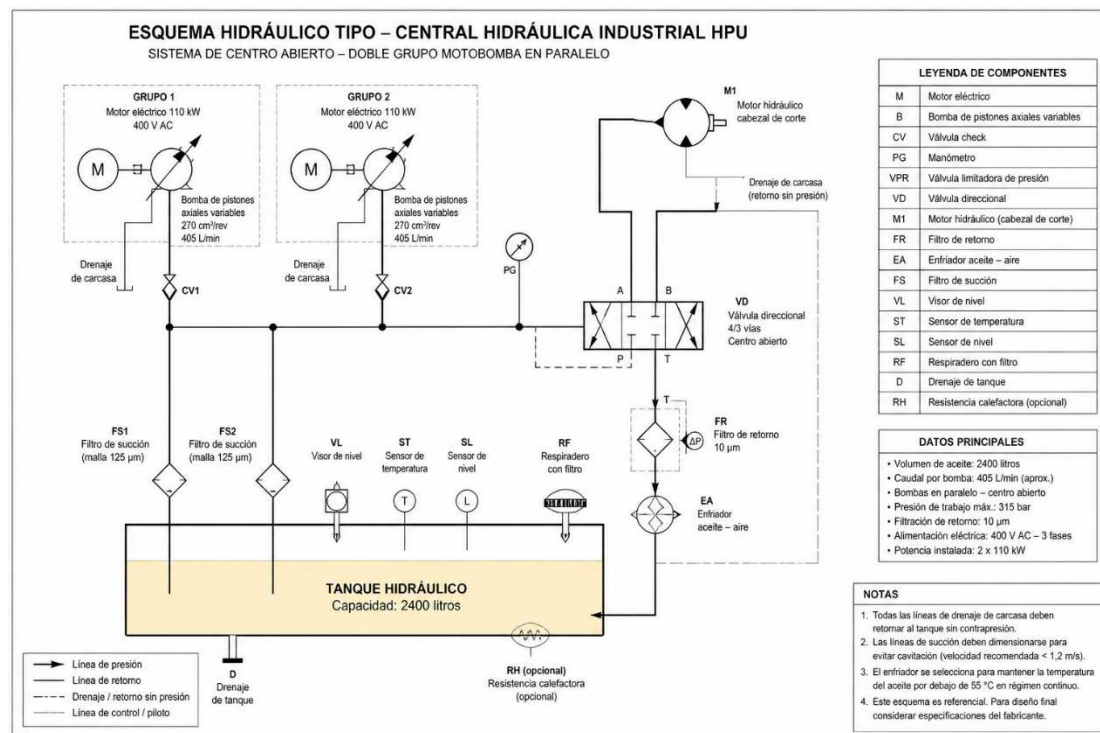


Figura 4-51: HPU seleccionada

Mangueras hidráulicas

El dimensionamiento de las líneas hidráulicas se realizó a partir del criterio de velocidad recomendada del fluido para sistemas hidráulicos industriales de alta potencia.

Para la línea principal de presión se adoptó una velocidad aproximada de 5 m/s, obteniéndose un diámetro hidráulico calculado de 27 mm. En consecuencia, se seleccionó una manguera comercial Parker SAE 100R15 de 1 1/4", apta para trabajo continuo a alta presión y condiciones severas de servicio.

Las líneas de retorno fueron sobredimensionadas a 1 1/2" con el objetivo de minimizar contrapresiones y reducir la generación térmica del sistema.

Para las líneas de aspiración se seleccionaron mangueras tipo SAE 100R4 de 2", limitando la velocidad del fluido para evitar fenómenos de cavitación en la entrada de las bombas hidráulicas.

Carrete retráctil

Con el objetivo de alimentar hidráulicamente el cabezal durante el movimiento telescópico del brazo, se incorporó un sistema de enrollado automático de mangueras hidráulicas mediante un carrete retráctil comercial CEJN, referencia 199510601, como se observa en la figura 4-52.



Figura 4-52: Carrete retráctil seleccionado

La incorporación de este sistema permite acompañar el desplazamiento longitudinal del brazo extensible manteniendo las mangueras ordenadas, protegidas y bajo tensión constante, evitando interferencias mecánicas, curvaturas excesivas y posibles daños por abrasión o atrapamiento durante la operación.

El carrete seleccionado corresponde a una versión de baja tensión, adecuada para aplicaciones con movimientos repetitivos y recorridos moderados, reduciendo los esfuerzos permanentes sobre las mangueras hidráulicas. El conjunto incorpora un sistema giratorio interno ("swivel") para transferencia de fluido a presión durante la rotación del carrete.

La capacidad de presión del carrete resulta ampliamente superior a la presión nominal de trabajo del sistema hidráulico del equipo, garantizando condiciones seguras de operación y un margen adecuado frente a sobrepresiones transitorias.

Asimismo, la longitud disponible del carrete permite cubrir completamente la carrera del brazo telescópico y el recorrido relativo del cabezal de corte, manteniendo radios de curvatura compatibles con las especificaciones de las mangueras.

Capítulo 5: Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

El presente trabajo permitió desarrollar una propuesta de solución orientada a resolver la problemática de remoción de escoria solidificada en la boca del convertidor LD dentro del entorno de una acería. A partir del relevamiento del método actualmente utilizado y de sus limitaciones operativas, se definieron criterios de diseño vinculados a seguridad, mantenibilidad, productividad y factibilidad de implementación.

Mediante una etapa inicial de generación y evaluación de alternativas se seleccionó una solución basada en un brazo telescópico hidráulico equipado con un cabezal de corte rotativo tipo drum cutter, por presentar el mejor equilibrio entre capacidad de remoción, compatibilidad con el entorno industrial y reducción del riesgo operativo.

El diseño desarrollado integró subsistemas estructurales, mecánicos e hidráulicos, incluyendo el brazo telescópico, sistema de guiado mediante patines, cilindros de elevación, mecanismo de extensión por poleas, central hidráulica, sistema de enrollado de mangueras y cabezal de corte. Cada componente fue seleccionado o dimensionado mediante criterios analíticos, validaciones estructurales y selección comercial cuando correspondió.

Las verificaciones realizadas permitieron comprobar que el conjunto satisface las condiciones de resistencia, estabilidad y funcionamiento establecidas para las condiciones de operación consideradas, obteniéndose márgenes adecuados frente a solicitaciones estructurales, pandeo, transmisión de torque y desgaste.

En términos generales, se concluye que la solución propuesta constituye una alternativa técnicamente viable y potencialmente aplicable para reemplazar el método actual de limpieza, contribuyendo a mejorar la seguridad operativa, disminuir tiempos improductivos y reducir el desgaste de equipos auxiliares.

En términos académicos, el proyecto permitió aplicar de manera integrada conocimientos vinculados al diseño mecánico, resistencia de materiales, hidráulica, elementos de máquinas, soldadura, selección de componentes comerciales y análisis estructural mediante herramientas CAD y simulación numérica, desarrollando una solución multidisciplinaria orientada a una problemática industrial real.

Recomendaciones

Como continuidad del presente trabajo, se recomienda avanzar hacia una etapa de ingeniería de detalle orientada a la fabricación y validación experimental del dispositivo, incorporando verificaciones adicionales bajo condiciones reales de operación.

Resultaría conveniente realizar ensayos experimentales sobre muestras representativas de escoria solidificada, con el objetivo de obtener valores más precisos de resistencia mecánica y comportamiento frente al corte, permitiendo refinar las hipótesis adoptadas durante el dimensionamiento del cabezal rotativo y las cargas de diseño utilizadas en el proyecto.

En futuras etapas también podría incorporarse un sistema de automatización y control que permita mejorar el posicionamiento del brazo, controlar variables operativas del cabezal y reducir aún más la intervención del operador durante el proceso de limpieza.

Para finalizar, se recomienda complementar el desarrollo técnico realizado mediante estudios económicos, análisis de mantenibilidad y evaluación de factibilidad industrial, con el objetivo de determinar el impacto operativo y productivo de una eventual implementación del sistema en planta.

Bibliografía

- [1] Zhang, X., Wang, Y., Liu, H., & Chen, Z. (2025). Cutting performance analysis of cutting drums based on cutting force characteristics.
- [2] IRAM-IAS U500-503/12 — Aceros al carbono para uso estructural. Instituto Argentino de Normalización y Certificación / Instituto Argentino de Siderurgia. Acero F-36, Sy = 360 MPa mín., Su = 520 MPa mín. Equivalente a S355JR (EN 10025-2) y ASTM A572 Gr.50.
- [3] Ensinger GmbH. TECAST T natural — Technical Datasheet, PA 6 C (Cast polyamide 6). Ensinger Group, revisión 2023/07/19. Disponible en: <https://www.ensinger-online.com>. Norma de referencia: EN ISO 604 (resistencia a compresión).
- [4] Parker Hannifin Corporation. Heavy Duty Hydraulic Roundline Cylinders — Series RDH, Catalog HY08-1320-2/NA. Parker Hannifin, 2020.
- [5] CYESA — Cables y Eslingas S.L.U. Cable de acero 6×36WS-IWRC. Disponible en: <https://www.cyesa.com/productos/cables-de-acero-y-accessorios/cables-generalistas/6x36ws-iwrc-p56897>. Norma de referencia: EN 12385-4.
- [6] Uniropo Ltd. Sheave and Drum Dimensions — Technical Information. Disponible en: <https://www.uniropo.com/sheave-drum-dimensions/>
- [7] Deutsches Institut für Normung. DIN 15061-1: Lifting appliances — Groove profiles for wire rope sheaves. DIN, 1977.
- [8] SKF Group. SKF Rolling Bearings Catalogue. SKF, 2018. Disponible en: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings>.
- [9] Gutekunst Federn. Resorte de compresión D-263Z-10 — Acero EN 10270-1, Ø 2,5 × 32 × 44 mm. Catálogo Gutekunst Federn 2013. Disponible en: <https://www.federnshop.com/en/products/compression-springs/d-263z-10/>
- [10] Blickle Räder+Rollen GmbH. FPO 50×25/15-11K — Rueda guía de poliamida. Disponible en: <https://www.blickle.us/es-us/producto/FPO-50x25-15-11K-761492>.

[11] Parker Hannifin Corporation. Cylinder Mounting Accessories, Catalog HY08-1300-1/NA. Parker Hannifin, 2023. Disponible en: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Industrial-Cylinder/cylinder/cat/english/HY08-1300-1_NA_ACCY.pdf.

[12] Shigley, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, R.G. — Mechanical Engineering Design. 10ma edición. McGraw-Hill, 2015.

[13] Abdulkadir, I. et al. (2019) — Mechanical properties and cutting performance of drum cutter picks on hard rock-like materials. Journal of Manufacturing Processes, 40, pp. 1–12. doi: 10.1016/j.jmapro.2019.01.003.

[14] Epiroc AB — Picks for Drum Cutters. Product catalog, Part Number 3311004567 — ER 15/46/38/22 C. Disponible en: https://www.epiroc.com/content/dam/epiroc/hydraulic-attachment-tools/brochures/en/Epiroc_Picks_Drum_Cutters_9864007401.pdf.

[15] Bosch Rexroth AG — Planetary gearboxes for mobile applications HYDROTRAC GFT 8000 Series 40. Data sheet RE 77117/09.2023. Lohr am Main, 2023.

Anexo A: Memoria de cálculo

Verificación estructural del Brazo hidráulico

Predimensionamiento de secciones transversales

- **Criterio general**

Las dimensiones de los tramos se determinan a partir de restricciones geométricas y funcionales, no de un proceso iterativo de cálculo estructural. El proceso va de adentro hacia afuera: se fija la dimensión interior del Tramo 3 (T3) y se derivan los demás por anidamiento telescópico.

Los criterios adoptados son:

Restricción funcional: paso de la polea: la polea de reenvío ($D_{paso} = 280 \text{ mm}$) debe entrar en el Tramo 3 con holgura operativa de 20 mm por lado ($h_{v_{tot}} = 40 \text{ mm}$).

Restricción de anidamiento: huelgo lateral de 25,4 mm (1") por lado entre tramos, criterio estándar para guías de deslizamiento industriales.

Espesores de pared: $t = 10 \text{ mm}$ para el Tramo 2 (T2) y el Tramo 3 (T3); $t = 12 \text{ mm}$ para el tramo 1 (T1) por ser el tramo más solicitado.

- **Altura interna mínima del Tramo 3: condición de la polea**

La condición de paso de la polea determina la altura interior mínima que debe tener T3. Sumando el diámetro de la polea más el huelgo total (ver ecuación A.1)

$$Hint_{min} = D_{polea} + h_{v_{tot}} = 280 + 40 = 320 \text{ mm} \quad (A.1)$$

Se adopta $H_{int_T3} = 356 \text{ mm} > 320 \text{ mm}$, para disponer de margen constructivo.

- **Secuencia de anidamiento T3 → T2 → T1**

La altura exterior de cada tramo se obtiene sumando dos veces el espesor de pared a la altura interior (ver Ecuación A.2):

$$H_{ext} = H_{int} + 2 \cdot t \quad (A.2)$$

La altura interior del tramo exterior se obtiene a partir de la altura exterior del tramo interior más el huelgo de anidamiento por ambos lados:

$$Hint_Text = Hext_Tint + 2 \cdot huelgototal$$

▪ Geometría de los tramos

Los resultados obtenidos de las medidas geométricas y parámetros del material en el modelo CAD, se muestran en la Tabla A-1:

Tabla A-1: Dimensiones adoptadas en modelo CAD

Parámetro	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Unidad
Ancho exterior	440	365	294	mm
Alto exterior	356	427	502	mm
Espesor	12	10	10	mm
Longitud	4000	4000	3500	mm
Masa	960	502	575	kg

Verificación Estructural de Tramos

El material adoptado para todos los perfiles fue acero F-36 (Tabla A-2) según IRAM- IAS U500-503/12, equivalente al acero S355JR (EN 10025-2).

Tabla A-2: Propiedades del material adoptado, acero F-36

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Límite elástico	Sy	355	MPa
Resistencia última	Su	520	MPa
Módulo de elasticidad	E	210000	MPa
Factor de seguridad requerido	FSreq	2	—

▪ Criterios de resistencia

Se aplica el criterio de tensión equivalente de Von Mises (ver Ecuación A.3). Para una sección cajón de pared delgada, las tensiones normales y tangenciales se calculan como:

Tensión de flexión:

$$\sigma = \frac{M}{W_x}$$

Tensión de Corte sección cajón (dos trabajan paredes):

$$\tau = \frac{V}{2 \cdot t \cdot H}$$

Aplicando criterio de Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (A.3)$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

▪ **Propiedades resistentes de sección: Perfil cajón rectangular**

Para sección hueca rectangular con espesor de pared constante, siendo B y H las dimensiones exteriores y Bi, Hi las interiores, se calculan las propiedades (Tabla A.3):

Momento de inercia:

$$I_x = \frac{BH^3 - B_i H_i^3}{12}$$

Módulo resistente:

$$W_x = \frac{I_x}{H/2}$$

Area de sección:

$$A = BH - B_i H_i$$

Tabla A-3: Propiedades resistentes de los tramos

Propiedad	Símbolo	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3
Momento de inercia	Ix [mm ⁴]	3,86×10 ⁸	4,30×10 ⁸	5,43×10 ⁸
Módulo resistente	Wx [mm ³]	2,17×10 ⁶	2,01×10 ⁶	2,16×10 ⁶
Area de sección	Área [mm ²]	18528	15440	15520

▪ **Caso crítico de cargas**

Caso crítico se da cuando el brazo esta horizontal, completamente extendido. Las reacciones en los patines determinan las cargas actuantes sobre cada tramo Como se muestra en la Figura A-1.

Interfaz T3 - T2			
Distancia pat.sup T3 → CG T3 (desde pat.sup T3)	x_{T3_B}	1750	mm
Distancia pat.sup T3 → cabezal (desde pat.sup T3)	x_{dc_B}	3500	mm
Reacción patín inferior T2 (compresión)	R_{inf_T2}	47,210625	kN
Reacción patín superior T3 (tracción)	R_{sup_T3}	-37,645875	kN
Interfaz T2 - T1			
Distancia pat.sup T2 → CG T2 (desde pat.sup T2)	x_{T2_B}	2000	mm
Distancia pat.sup T2 → pat.inf T2 (desde pat.sup T2)	x_{inf_T2}	4000	mm
Reacción patín inferior T1 (compresión)	R_{inf_T1}	255,3878406	kN
Reacción patín superior T2 (tracción)	R_{sup_T2}	-203,2525956	kN

Figura A-1: Reacciones transferidas de los patines

Para calcular la carga distribuida por peso propio de cada tramo ver la ecuación A.4:

$$q = \frac{M \cdot g}{L} \quad (A.4)$$

▪ **Tramo 3: viga en voladizo simple**

Tramo 3 se apoya en los patines superiores (extremo trasero) y los patines inferiores del Tramo 2 (extremo delantero). Con una superposición de 500mm (S32), voladizo libre de 3000mm (vol3). El momento flector máximo (ver ecuación A.5) se produce en el apoyo de los patines, donde la carga del cabezal actúa (Mdc=400kg):

Aplicando la ecuación (A.4) al tramo 3:

$$q_3 = \frac{575kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{3500mm}$$

Ahora calculamos la fuerza del tramo y el momento:

$$F_{T3} = vol_3 * q_3$$

$$M_{T3} = F_{T3} \cdot \frac{vol_3}{2} + M_{dc} \cdot g \cdot vol_3 \quad (A.5)$$

Aplicando la ecuación (A.3):

$$\sigma_{eq} = 8,93 MPa$$

Luego calculando el FS obtenemos que cumple:

$$FS = 39,75 \geq 2$$

▪ **Tramo 2: viga en voladizo con carga concentrada**

El tramo 2 recibe su peso propio más la reacción R_{inf,T_2} transferida por el Tramo 3 en su extremo delantero, como se observa en la figura A-1. Tiene una superposición con el tramo 1 de 778mm (S21), un voladizo libre de 3222 mm (vol2):

Aplicando la ecuación (A.4) para el tramo 2:

$$q_2 = \frac{502kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{4000mm}$$

Ahora calculamos la fuerza del tramo y el momento:

$$F_{T2} = vol_2 * q_2$$

$$M_{T2} = F_{T2} \cdot vol \cdot \frac{vol_2}{2} + R_{inf,T_2} \cdot vol_2$$

Resultado realizando lo mismo que en el tramo anterior:

$$\sigma_{eq} = 79,42 MPa$$

$$FS = 4,47 \geq 2$$

▪ **Tramo 1: viga con dos apoyos y dos voladizos**

Apoyo A1 (base) a 425 mm del extremo trasero (X_A1). Apoyo A2 (cilindro de elevación) a 2810 mm (X_A2). Las reacciones se calculan por equilibrio de momentos y fuerzas, la distancia entre apoyos de 2385mm (d_ap), al tramo 1 además del peso propio del tramo se le suma la masa del cilindro de extensión y el carro de poleas.

$$M_{cil} = 380kg$$

$$q_1 = \frac{960kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{4000mm}$$

$$R_{A2} = \frac{\Sigma M_{A1}}{d_{ap}} = \frac{(q_1 \cdot L_1 \cdot (\frac{L_1}{2} - x_{A1})) + R_{inf,T_1} \cdot (x_F - x_{A1}))}{d_{ap}} = 391,95kN$$

$$R_{A1} = q_1 \cdot L_1 + R_{inf,T_1} - R_{A2}$$

Resultado realizando lo mismo que en el tramo anterior:

$$\sigma_{eq} = 162,08 MPa$$

$$FS = 2,19 \geq 2$$

Los tres tramos verifican estructuralmente para la condición de máxima sollicitación adoptada (Tabla A-4).

Tabla A-4: Resultados de la verificación estructural de los tramos

Tramo	Momento Max [kN·m]	σ_{eq} [MPa]	FS
Tramo 3	19,0	8,9	39,8
Tramo 2	158,5	79,4	4,47
Tramo 1	306,2	162,1	2,19

El Tramo 1 resulta el componente más exigido, alcanzando un factor de seguridad de 2,19, valor que permanece por encima del mínimo requerido ($FS = 2$). Los Tramos 2 y 3 presentan márgenes significativamente superiores, indicando que el diseño concentra correctamente la capacidad resistente donde la demanda estructural es mayor.

Selección del Cilindro de Elevación: Parker Serie RDH

▪ Datos geométricos de montaje

A partir del modelo CAD se extraen las distancias de montaje del cilindro de elevación, que definen la geometría del triángulo de fuerzas (Tabla A-5):

Tabla A-5: Parámetros de montaje

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Distancia horizontal pivote inf. al pivote sup.	dX	1120,98	mm
Altura pivote base respecto al pivote del tramo	dY	1105,22	mm
Distancia punto A al punto B en el tramo	x_B	2385	mm
Longitud total del brazo extendido	L_brazo	10.075,6	mm
Ángulo mínimo de operación	α_{min}	6	°
Carrera propuesta	carrera	1500	mm

▪ Verificación de carrera: ángulo máximo alcanzable

Se propone una carrera de 1500 mm y se verifica geométricamente el ángulo máximo cubierto. La longitud del cilindro en función del ángulo α del brazo se calcula como:

$$Lc = \sqrt{((x_B * \cos(\alpha) - dX)^2 + ((x_B * \sin(\alpha) - dY)^2}$$

La longitud máxima disponible con la carrera propuesta es:

$$Lc, max = Lc(\alpha_{min}) + carrera = 1843,8 + 1500 = 3343,8 \text{ mm}$$

Verificación:

$$Lc(69^\circ) = 3342 \text{ mm} < 3343,8 \text{ mm}$$

Entonces como resultado tenemos que:

$$\text{ángulo máximo alcanzable } (69^\circ) > (60^\circ) \text{ Ángulo requerido}$$

▪ **Fuerza requerida para el caso crítico ($\alpha = 6^\circ$)**

El caso crítico se produce con el brazo en posición casi horizontal ($\alpha = 6^\circ$, mínimo de operación), donde el brazo efectivo del cilindro es mínimo. Se plantea equilibrio de momentos respecto al apoyo de la base (punto A):

$$M_{grav} = (P_{total} - M_{cab}) \cdot g \cdot d_{CG} + M_{cab} \cdot g \cdot d_{punta}$$

Donde:

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}, \text{ aceleración gravitatoria}$$

$$d_{CG} = 4,587 \text{ m}, \text{ es la distancia horizontal del CG al punto A}$$

$$d_{punta} = 9,598 \text{ m}, \text{ es la distancia a la punta del brazo}$$

$$P_{total} = 2850 \text{ kg}, \text{ es el peso del conjunto del brazo}$$

$$M_{cab} = 400 \text{ kg}, \text{ es la masa del cabezal}$$

La fuerza en los dos cilindros, con un brazo efectivo de palanca de 1,5734m es:

$$F_{2cil} = \frac{M_{grav}}{b_{ef}} = \frac{147.920 \text{ Nm}}{1,5734 \text{ m}} = 94.013 \text{ N}$$

$$F_{max} = \frac{F_{2cil}}{2} = 47.007 \text{ N (por cada cilindro)}$$

▪ **Diámetro mínimo del émbolo**

Para calcular la fuerza de diseño se aplica un factor de seguridad empírico $FS = 1,4$ para equipos de elevación industrial:

$$F_{dis} = F_{max} \cdot FS = 47.007 \times 1,4 = 65.810 \text{ N}$$

El diámetro mínimo del émbolo se obtiene igualando la fuerza hidráulica a la fuerza de diseño, la presión de trabajo en el circuito de elevación es de 210 bar:

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{dis}}{P_{nom} \cdot \pi}} \cdot 1000 = \sqrt{\frac{4 \cdot 65.810 \text{ N}}{210 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \pi}} \cdot 1000 = 63,2 \text{ mm}$$

El bore inmediato superior disponible en Parker RDH es 3,25" = 82,6 mm. Fuerza máxima a 210 bar:

$$F_{max_cil} = 112,5 \text{ kN} \rightarrow FS_f = 1,71 \geq 1,4 \text{ (diseño)}$$

▪ Pandeo del vástago: Verificación de Euler

El vástago trabaja a compresión durante la extensión. Con condición articulado-articulado ($K = 1$), la carga crítica de pandeo de Euler es (ver ecuaciones A.6):

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (A.6)$$

Donde:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$FS_{pandeo} = \frac{P_{cr}}{F_{dis}}$$

Para el vástago Rod No.2 ($\varnothing 2,0'' = 50,8 \text{ mm}$), con $L_{libre} = 1650 \text{ mm}$:

$$P_{cr} = 248.87 \text{ N}$$

$$FS_{pandeo} = 3,78 \geq 2,0$$

▪ Cilindro seleccionado

Luego de las verificaciones y análisis se selecciona el cilindro de extensión, teniendo en cuenta que cumpla con los requisitos necesarios (ver tabla A-6).

Tabla A-6: Principales características del cilindro seleccionado

Parámetro	Símbolo	Valor	Observación
Serie	-	Parker RDH	Catálogo HY08-1320-3/NA
Diámetro del émbolo	D_emb	3,25" = 82,6 mm	1er bore estándar > D_min
Diámetro del vástago	D_vas	2,0" = 50,8 mm	Rod No.2, Rosca 1-1/2"-12 UNF
Carrera	L_car	1500 mm (60")	Cubre rango 6° a 69°
Presión de trabajo	Pnom	210 bar	Circuito de elevación
Cantidad	-	2	Paralelos, simetría del sistema

Selección del Cilindro de Extensión: Parker Serie RDH

▪ Fuerza gravitacional total: caso horizontal

El caso crítico es el brazo completamente horizontal, donde el momento gravitacional es máximo. Las fuerzas actuantes son (ver ec. A.7 a A.9):

$$F_{punta} = C \cdot g = 1000kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 9.810 N \quad (A.7)$$

$$F_{brazo} = \frac{M_{brazo} \cdot g}{2} = \frac{1600kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{2} = 15.696 N \quad (A.8)$$

$$F_{grav} = F_{punta} + F_{brazo} = 25.506 N \quad (A.9)$$

▪ Fuerzas de fricción y de avance

La resistencia por fricción en los patines y la presión de avance sobre la escoria se calculan como:

$$F_{fric} = \mu \cdot F_{grav} = 0,10 \times 25.506 = 2.551 N$$

$$F_{mat} = \sigma_{contacto} \cdot A_{ef} = 500.000 \times 0,40 \times 0,15 = 30.000 N$$

$$F_{total} = F_{grav} + F_{fric} + F_{mat} = 58.057 N$$

▪ Fuerza requerida en el cilindro

Con arquitectura de reenvío 2:1, el cilindro debe ejercer el doble de la fuerza del brazo. Incorporando las pérdidas por eficiencia del sistema y el factor dinámico:

$$F_{cil, ideal} = i \cdot F_{total} = 2 \times 58.057 = 116.113 \text{ N}$$

$$F_{cil, real} = \frac{F_{cil, ideal}}{n} \cdot f_{din} = \frac{116.113}{0,90} \times 1,3 = 167.719 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza de diseño adoptada es: $F_{diseño} = 170 \text{ kN}$

▪ Diámetro del émbolo según presión hidráulica

Con presión de diseño $P = 300 \text{ bar}$, el área mínima del émbolo es:

$$A_{min} = \frac{F_{diseño}}{P} = \frac{170.000}{30.000.000} = 5,667 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D_{teórico} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{min}}{\pi}} \cdot 1000 = 84,9 \text{ mm}$$

▪ Verificación de pandeo: selección del vástago

La carrera de 3175 mm (125") es significativa. Se evalúan tres diámetros de vástago disponibles en Parker RDH (Tabla A-7). La carga crítica de Euler se calcula con $K = 1$ (articulado-articulado) y $L_{libre} = 3300 \text{ mm}$:

Tabla A-7: Resultados diámetros evaluados

Vástago	D (mm)	P _{cr} (kN)	F _s	Estado
C3D250 — 2,5" = 63,5 mm	63,5	151,9	0,89	No cumple
C4D300 — 3,0" = 76,2 mm	76,2	314,9	1,85	No cumple
C2D350 — 3,5" = 88,9 mm	88,9	583,5	3,43	Cumple

Nota: El vástago C2D350 (3,5") solo es compatible con bore 5" en Parker RDH. El émbolo queda determinado por compatibilidad con el vástago, no por la presión hidráulica.

El vástago seleccionado es el C2D350, ya que cumple criterio $F_s \geq 3$.

Selección y Verificación del Sistema de Cables y Poleas

▪ Descripción del sistema

El sistema de reenvío tiene arquitectura 2:1, es decir, un único cilindro hidráulico acciona los tres tramos telescópicos a través de un sistema de cables y poleas. Cada circuito lleva dos cables en paralelo. El circuito crítico es el que transmite el peso de Tramo 3 más el cabezal de corte.

▪ Tensión en el cable: circuito crítico

La carga total sobre el circuito crítico es el peso de T3 más el cabezal. Se divide entre los dos cables en paralelo y se aplica el factor dinámico ($k_{din}=1,3$):

$$F_{total} = (M_{T3} + M_{cab}) \cdot g = (575 \text{ kg} + 400 \text{ kg}) \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9564,75 \text{ N}$$

$$F_{cable} = \frac{F_{total}}{2} = 4782,375 \text{ N}$$

$$F_{dis} = F_{cable} \cdot k_{din} = 4782,375 \cdot 1,3 = 6217,1 \text{ N}$$

▪ Factor de seguridad del cable

El cable seleccionado es 6×36 IWRC galvanizado, Ø10 mm, grado 1770 MPa (catálogo CYESA, EN 12385-4). Carga de rotura tabulada: Frotura = 63 kN. El factor de seguridad obtenido es:

$$F_{Scable} = \frac{F_{rotura}}{F_{dis}} = \frac{63000}{6217,1} = 10,13 \geq 3 \text{ (requerido)}$$

▪ Verificación relación D/d entre la polea y el cable

La relación entre el diámetro de paso de la polea y el diámetro del cable determina la vida útil del cable. Según ISO 16625, la relación mínima recomendada es $D/d \geq 25$:

$$\frac{D}{d} = \frac{280}{10} = 28 \geq 25 \text{ (requerido)}$$

Polea de reenvío y eje

▪ Perfil de garganta — DIN 15061

El perfil de garganta debe soportar el cable en un arco de contacto de 120° a 150°, con radio ligeramente mayor al radio del cable para evitar pinzamiento. Según DIN 15061 para cable Ø10 mm:

$$r_{min} = 0,530 \cdot d = 0,530 \cdot 10 = 5,30 \text{ mm}$$

$$r_g = 0,535 \cdot d \approx 5,5 \text{ mm (adoptado)}$$

$$h = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ mm [profundidad mínima DIN]}$$

$$D_{ext} = D_{paso} + 2 \cdot h = 280 + 30 = 310 \text{ mm}$$

Entonces nos queda, ángulo de apertura: $\alpha = 35^\circ$. Ancho de llanta: $W_L = 28$ mm. Espesor de llanta: $t = 15$ mm (gobernado por criterio geométrico $t \geq h$).

▪ **Dimensionamiento del eje: Selección del material**

Material del eje: SAE 4140 Templado y Revenido. $S_y = 655$ MPa, $S_u = 850$ MPa. El eje tiene dos diámetros: d_{rod} en los extremos (asiento del rodamiento) y $d_{central}$ en la zona del cubo del carro (escalón de retención axial).

▪ **Verificación del eje: criterio de Von Mises**

Los extremos del eje trabajan en voladizo (distancia apoyo-carga $e = 58,75$ mm). Se aplican dos casos: operación normal ($FS_{req} = 3$) y emergencia con válvula limitadora ($FS_{req} = 1,5$). La tensión equivalente de Von Mises para flexión + cortante es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F}{A}\right)^2}$$

Donde el módulo resistente a flexión W y el área de sección A son los siguientes:

$$W = \pi \cdot \frac{d^3}{32}$$

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

Calculando, se obtienen los siguientes resultados (tabla A-8):

Tabla A-8: Resultados de la verificación por Von Mises

D (mm)	σ_{eqN} (MPa)	Fs-N	σ_{eqE} (MPa)	Fs-E
40	117,6	5,57	598,6	1,09
45	82,8	7,91	421,6	1,55
50	60,6	10,82	308,3	2,12

Del análisis se observa que el diámetro de 40 mm no satisface el criterio de diseño bajo condición excepcional.

El primer diámetro que cumple simultáneamente ambas verificaciones corresponde a $d = 45 \text{ mm}$. Sin embargo, se adoptó un diámetro de 50 mm debido a criterios de integración constructiva y disponibilidad comercial, ya que coincide con el diámetro interior normalizado del rodamiento seleccionado SKF NU310 ECP ($d = 50 \text{ mm}$).

- **Rodamiento seleccionado: SKF NU 310 ECP**

Se selecciona el rodamiento de rodillos cilíndricos SKF NU 310 ECP ($50 \times 110 \times 27 \text{ mm}$, $C = 127 \text{ kN}$, $C_0 = 112 \text{ kN}$). Este tipo solo admite carga radial, lo cual es correcto ya que el eje fijo evita cargas axiales significativas. La verificación de vida es:

En condición normal:

$$\frac{C}{F} = \frac{127}{12,44} = 10,21 \geq 3 \text{ (Cumple)}$$

En condición de emergencia:

$$\frac{C}{F} = \frac{127}{63,34} = 2,01 \geq 1,5 \text{ (Cumple)}$$

Verificación de Patines de Deslizamiento

- **Material seleccionado: PA6-G (Poliamida 6 Colada)**

Los patines son de PA6-G (TECAST T natural). La presión admisible en servicio se adopta conservadoramente:

$$p_{adm} = 10 \text{ MPa}$$

El coeficiente de rozamiento se adopta como:

$$\mu = 0,30 \text{ (PA6 – G deslizando en seco sobre acero)}$$

- **Cálculo de reacciones: caso crítico**

El brazo colocado horizontalmente, completamente extendido. El CG de cada tramo se asume en su centro geométrico ($L/2 = X_{T3}$), válido para perfiles de sección constante. El par de patines actúa como viga biapoyada. Sumando momentos respecto al patín superior del tramo 3 (T3):

$$R_{inf}, T_2 = \frac{F_{T3} \cdot x_{T3} + F_{dc} \cdot x_{dc}}{S_{32}}$$

$$R_{sup,T_3} = F_{T3} + F_{dc} - R_{inf,T_2} \text{ (equilibrio de fuerzas)}$$

El mismo procedimiento se aplica en la interfaz T2-T1 usando R_{inf,T_2} como carga concentrada en el extremo de Tramo 2 (Tabla A-9), para este caso longitud del tramo es 4000mm (L), y el punto de aplicación de la carga $X_{T2} = L/2$.

$$R_{inf,T_1} = \frac{F_{T2} \cdot x_{T2} + R_{inf,T_2} \cdot x_{inf}}{S_{32}}$$

$$R_{sup,T_2} = F_{T2} + R_{inf,T_2} - R_{inf,T_1} \text{ (equilibrio de fuerzas)}$$

▪ Verificación de presión de contacto

La presión de contacto en cada posición se calcula como:

$$p = \frac{F}{A_{ef}} \leq p_{adm} = 10 \text{ MPa}$$

Tabla A-9: Verificación del factor de seguridad ($p_{adm} = 10\text{MPa}$)

Posición	Fuerza (kN)	Área efectiva (mm²)	p contacto (MPa)	FS
Pat. sup T3 (tracción)	-37,646	52500	0,72	13,95
Pat. inf T2 (compresión)	47,211	72000	0,66	15,25
Pat. sup T2 (tracción)	-203,253	52500	3,87	2,58
Pat. inf T1 (compresión)	255,388	72000	3,55	2,82

▪ Verificación cilindro: fuerza de fricción total

La fricción total en los patines es la resistencia que debe vencer el cilindro para extender el brazo. Se verifica que el cilindro tenga capacidad suficiente:

$$F_{fric} = \mu \cdot \Sigma R = 0,30 \times 543497N = 163049 N$$

Comparando con el valor de la fuerza de diseño del cilindro:

$$F_{cilindro} = 170 \text{ kN} > F_{fric} = 163 \text{ kN}$$

Como resultado obtenemos un margen disponible en el cilindro de 6951N.

Verificación de soportes de articulación del cilindro de elevación

Los soportes de articulación del cilindro de elevación son piezas soldadas al Tramo 1 que transmiten la reacción del cilindro a la estructura del brazo. Se verifican dos soportes: el soporte que recibe la carga del vástago a través del knuckle, y el soporte que actúa como pivote fijo de la base del brazo. Ambos son fabricados en acero F-36 (IRAM-IAS U500-503/12, $S_y = 355 \text{ MPa}$) y soldados al tramo con cordones de filete. La verificación contempla cuatro modos de falla: aplastamiento en el agujero del pin, tracción neta en la sección crítica, desgarrar por cortante (tear-out) y falla del cordón de soldadura. En todos los casos la fuerza de análisis se toma sin factor de seguridad adicional, incorporando el FS en el criterio de falla, según Shigley [12].

Tensión admisible a aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = 0,9 \cdot S_y = 319,5 \text{ MPa}.$$

Tensión admisible a cortante (Von Mises):

$$\tau_{adm} = 0,577 \cdot S_y = 204,8 \text{ MPa}$$

Electrodo de soldadura: E7018, $f_u = 482 \text{ MPa}$

$$\tau_{adm_s} = 0,3 \cdot f_u = 144,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

▪ Verificación de Soporte: Articulación del vástago

El soporte de la POS 2 [Anexo B, PF-PL-01] articula la punta del vástago del cilindro de elevación con el Tramo 1 del brazo extensible. Está compuesto por dos placas laterales de 25,4 mm de espesor (1") soldadas al costado y a la cara inferior del tramo, unidas por dos placas intermedias de 12 mm de espesor. La fuerza máxima de análisis es $F = 47 \text{ kN}$, correspondiente al caso crítico con el brazo en posición de mínimo ángulo ($\alpha = 6^\circ$), con el cilindro a 135° respecto al eje del tramo. El pin Parker (ref. 0683720000, $\varnothing 1,750'' = 44,45 \text{ mm}$) transmite la fuerza entre el knuckle y las dos placas del soporte.

▪ Aplastamiento en el agujero del pin

$$A_{ap} = d_{pin} \cdot t \cdot n = 44,45 \text{ mm} \cdot 25,4 \text{ mm} \cdot 2 = 2258 \text{ mm}^2$$

$$ap = \frac{F}{Aap} = \frac{47000}{2258} = 20,8 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{ap} = \frac{319,5 \text{ MPa}}{20,8 \text{ MPa}} = 15,35$$

La verificación a aplastamiento sobre el agujero del pin arroja una tensión de 20,8 MPa, frente a una admisible de 319,5 MPa (FS = 15,35).

▪ Tracción neta en la sección crítica

La sección crítica es el plano que pasa por el agujero del pin. El área neta descuenta el diámetro del pin:

$$Aneta = (bpin - dpin) \cdot t \cdot n = (150 - 44,45) \cdot 25,4 \cdot 2 = 5362 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{Aneta} = 8,77 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_{trac}} = \frac{355 \text{ MPa}}{8,77 \text{ MPa}} = 40,49$$

La sección neta en el plano del agujero, con un ancho útil de 105,55 mm descontando el diámetro del pin, lo que resulta en una tensión de tracción de 8,77 MPa (FS = 40,50).

▪ Desgarro por cortante (tear out)

$$Atear = 2 \cdot eborde \cdot t \cdot n = 2 \cdot 108,8 \text{ mm} \cdot 25,4 \text{ mm} \cdot 2 = 11.052 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{tear} = \frac{F}{Atear} = 4,25 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{tear}} = \frac{204,8 \text{ MPa}}{4,25 \text{ MPa}} = 48,16$$

El desgarro por cortante presenta un factor de seguridad de 48,16.

▪ Soldadura por método lineal

Donde $L_{total} = 1562 \text{ mm}$, Excentricidad $dexc = 100 \text{ mm}$, Módulo lineal del grupo(275x125mm) Zlin. Entonces, la fuerza resultante por mm de cordón es:

$$fdir = \frac{F}{L_{total}} = 30,09 \frac{N}{mm}$$

$$Z_{lin} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{125 \cdot 275^2}{6} = 1575520 \text{ mm}^2$$

$$fM = \frac{M}{Z_{lin}} = \frac{F \cdot d_{exc}}{Z_{lin}} = 2,98 \frac{N}{mm}$$

$$f_{res} = \sqrt{\frac{F}{L_{total}}} = 30,24 \frac{N}{mm}$$

El cateto mínimo constructivo para $t = 25,4 \text{ mm}$ es $w_{\min} = 8 \text{ mm}$ (Se adopta $w = 8 \text{ mm}$ para todo el soporte). La fuerza admisible es:

$$f_{adm} = \tau_{adm,s} \cdot a = 144,6 \cdot (8 \cdot 0,707) = 817,9 \text{ N/mm}$$

$$FS = \frac{f_{adm}}{f_{res}} = \frac{817,9}{30,24} = 27,04$$

Finalmente, el grupo de cordones de soldadura, con una longitud total de 1562 mm distribuida entre los bordes de ambas placas y las placas de unión, se verifica con un cordón de cateto $w = 8 \text{ mm}$, resultando en $FS = 27,04$.

▪ Verificación de soporte: Pivote de la base del brazo

El soporte de la POS 8 [Anexo B – PF-PL-01] actúa como pivote fijo de la base del brazo sobre el Tramo 1. Hay un soporte por cada lado del tramo (dos en total, simétricos), cada uno verificado de forma independiente. El soporte está compuesto por dos placas laterales de 25,4 mm y un tocho central mecanizado de $125 \times 150 \text{ mm}$ que aloja el buje de bronce SAE 660. La fuerza de análisis es la reacción del apoyo de la base $R_{A1} = 122,9 \text{ kN}$, correspondiente al caso crítico de brazo horizontal. El pin de articulación es el mismo Parker ref. 0683720000 ($\varnothing 1,750''$), verificado a cortante con $FS = 3,8$ en la hoja de bujes de articulación. El diámetro del agujero en el soporte es $D = \varnothing 75 \text{ mm}$, para alojar el buje de bronce, que a su vez aloja el pin.

A pesar de recibir una carga 2,6 veces mayor que el soporte de la articulación del vástago, el soporte del pivote presenta factores de seguridad igualmente holgados gracias a la contribución del tocho central. En tracción neta, el área útil del tocho (9375 mm^2) más que duplica la de las dos placas laterales (3810 mm^2), resultando en una tensión de tracción de tan solo 9,32 MPa ($FS = 38,09$). El aplastamiento arroja $FS = 9,90$ y el tear-out $FS = 35,14$. La soldadura, con una longitud total de 1756 mm formada por los cordones perimetrales de las placas y la base del tocho, se verifica con el mismo cordón de cateto $w = 8 \text{ mm}$ adoptado para el soporte antes calculado, resultando en $FS = 11,68$. La excentricidad de la carga respecto al plano de soldadura

es de tan solo 62,5 mm (mitad de la separación entre placas), por lo que el momento sobre el grupo de cordones es prácticamente despreciable frente a la componente de fuerza directa.

Diseño Cabezal de corte: Fuerzas, Potencia y componentes

Modelo de fuerza de corte

La resistencia a compresión de la escoria solidificada BOF se adopta $\sigma_c = 30$ MPa, estimada a partir de la bibliografía especializada y comparada con hormigón armado (Abdulkadir et al., 2019 [13]). El modelo empírico de fuerza de corte por pica para cabezales de corte es:

$$F_{pica} = k \cdot \sigma_c \cdot h \cdot b_{ef} = 1,2 \cdot 30 \cdot 0,02 \cdot 0,02 = 14,4 \text{ kN}$$

Donde:

$\sigma_c = 30$ MPa, es la resistencia de la escoria del BOF

$k = 1,2$ es el factor empírico para materiales duros tipo hormigón

$h = 20$ mm la profundidad de corte por pasada

$b_{ef} = 20$ mm el ancho efectivo de contacto por pica

Con $N_{act} = 3$ picas activas simultáneamente:

$$F_t = N_{act} \cdot F_{pica} = 3 \cdot 14,4 \text{ kN} = 43,2 \text{ kN}$$

$$T = F_t \cdot r = 43,2 \cdot 0,35 = 15,12 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T_{dis} = 1,2 \cdot T = 1,2 \cdot 15,12 = 18,144 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Potencia hidráulica requerida

La potencia mecánica en el tambor, para la velocidad propuesta de 40 rpm:

$$P_{mec} = \frac{T_{dis} \cdot n}{9,550} = \frac{18,144 \cdot 40}{9,550} = 76,0 \text{ kW}$$

Incorporando el rendimiento total del sistema motor-reductor ($\eta_{total} = 0,85$):

$$Phid = \frac{Pmec}{\eta_{total}} = \frac{76,0}{0,85} = 89,4 \text{ kW}$$

El caudal necesario a presión nominal de trabajo $p = 400 \text{ bar}$:

$$Q = \frac{600 \cdot Phid}{p} = \frac{600 \cdot 89,4}{400} = 134,1 \text{ l/min}$$

Selección del motor y reductor

Motor seleccionado: Rexroth A2FEM63 ($V_g = 63 \text{ cm}^3$, $p_{nom} = 400 \text{ bar}$, $M_{nom} = 401 \text{ N}\cdot\text{m}$) [14]. La velocidad del motor en operación:

$$n_{motor} = \frac{Q \cdot 1000}{V_g} = \frac{134,1 \cdot 1000}{63} = 2129 \text{ rpm}$$

Reductor seleccionado: Rexroth GFT 8130 E W ($i = 50,6$, $T_{max} = 20.000 \text{ N}\cdot\text{m}$) [15].

La velocidad real del tambor y el par disponible son:

$$n_{tambor} = \frac{n_{motor}}{i} = \frac{2129}{50,6} = 42,07 \text{ rpm}$$

Entonces el torque disponible en el tambor es:

$$T_{tambor} = M_{mot} \cdot i \cdot \eta_{red} = 401 \cdot 50,6 \cdot 0,90 = 18.262 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Por lo que, verifica que es superior al torque de diseño ($T_{dis} = 18.144 \text{ N}\cdot\text{m}$). Como se observa los valores son cercanos, pero el criterio a lo largo de toda la predimensión del equipo fue utilizar factores de seguridad, ir a un valor superior por sobredimensión en el torque nos condiciona a sobredimensionar todos los componentes del equipo.

Selección y verificación de bulones

Cabezal de corte

El conjunto del cabezal de corte incorpora tres grupos principales de uniones abulonadas, destinadas a vincular el tambor de fresado, el reductor planetario y la estructura soporte del cabezal. El dimensionamiento y verificación de las uniones se realizó conforme a los criterios propuestos por Shigley [12], empleando las expresiones correspondientes al cálculo de precarga y torque de apriete:

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t$$

$$T = K \cdot F_i \cdot d$$

donde:

F_i : precarga del bulón

S_p : tensión de prueba del material

A_t : área resistente de la rosca

T : torque de apriete

K : coeficiente de torque

d : diámetro nominal del bulón

Para todas las uniones se adoptó:

$$K = 0,20$$

correspondiente a contacto acero–acero sin lubricación.

Los Grupos A y B corresponden a uniones definidas directamente por el fabricante Rexroth para el reductor planetario GFT 8130 E W, por lo que su capacidad resistente se considera validada por catálogo para el torque nominal del conjunto. En consecuencia, en dichos casos únicamente se verifica el torque de apriete requerido para montaje.

El Grupo C corresponde a una unión diseñada específicamente para este proyecto y, por lo tanto, fue verificada analíticamente frente a transmisión de torque por fricción.

▪ **Grupo A: Unión tambor de fresado y reductor planetario**

La unión entre el tambor de fresado y el eje de salida del reductor se materializa mediante diez bulones: M22×1.5, Grado 10.9, de longitud efectiva 62 mm, especificados por Rexroth en la posición D8 del catálogo RE 77117 [15].

En esta configuración, el torque no es transmitido por corte en los bulones, sino mediante el piloto mecanizado de precisión incorporado en la brida del reductor. Dicho piloto consiste en un escalón cilíndrico mecanizado que acopla con ajuste sobre la brida del tambor, asegurando el centrado geométrico y la transmisión de par por contacto de forma.

Bajo este criterio, los bulones trabajan predominantemente a tracción axial, garantizando el cierre y la precarga de la unión.

Adoptando bulones Grado 10.9:

$$S_p = 830 \text{ MPa}$$

$$A_t = 303 \text{ mm}^2$$

Se obtiene una precarga individual y torque de apriete recomendado:

$$F_i = 188,6 \text{ kN}$$

$$T = 830 \text{ N} \cdot \text{m}$$

▪ Grupo B: Unión reductor planetario y estructura soporte

La vinculación entre el cuerpo del reductor planetario y la brida circular de la estructura soporte se realiza mediante dieciocho bulones: M16, Grado 10.9 ; especificados por Rexroth en la posición D4 del catálogo RE 77117 [15].

El criterio resistente es equivalente al utilizado en el Grupo A, dado que la transmisión de torque se realiza mediante el piloto mecanizado de precisión del reductor, mientras que los bulones trabajan principalmente generando la precarga necesaria para mantener el contacto entre superficies. Entonces, para:

$$S_p = 830 \text{ MPa}$$

$$A_t = 157 \text{ mm}^2$$

Resulta:

$$F_i = 97,7 \text{ kN}$$

$$T = 313 \text{ N} \cdot \text{m}$$

▪ Grupo C: Unión soporte y Tramo 3

La unión entre la brida rectangular del soporte del drum cutter y la brida de vinculación del Tramo 3 se resuelve mediante veinte bulones: M16, Grado 10.9.

A diferencia de las uniones anteriores, esta configuración no dispone de piloto mecanizado de precisión, tratándose de una unión brida–brida convencional con

agujeros de holgura estándar. En consecuencia, la transmisión del torque depende exclusivamente de la fricción generada entre las superficies de contacto a partir de la precarga de los bulones.

El criterio adoptado fue:

$$T_{dis} \leq \mu \cdot F_i \cdot \sum r_i$$

donde:

$\mu = 0,15$, corresponde al coeficiente de fricción acero–acero sin lubricación

F_i : es la precarga individual de cada bulón

$\sum r_i$: suma distancias radiales de los bulones respecto al centro de la brida

La geometría de la unión corresponde a una disposición rectangular de:

$$410 \text{ mm} \times 437,5 \text{ mm}$$

Con cinco bulones por lado, resultando:

$$\sum r_i = 4672,6 \text{ mm}$$

El torque de diseño transmitido por el drum cutter es:

$$T_{dis} = 18,14 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Con bulones M16 Grado 10.9:

$$S_p = 830 \text{ MPa}$$

$$A_t = 157 \text{ mm}^2$$

La precarga obtenida es:

$$F_i = 97,7 \text{ kN}$$

Y el torque máximo transmisible por fricción resulta:

$$T_{fric} = 68,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Obteniéndose un factor de seguridad:

$$FS_{fric} = 3,78$$

Quedando superior al mínimo adoptado, $FS_{min} = 3,5$, seleccionado específicamente para contemplar las condiciones severas de vibración e impacto propias del proceso de remoción de escoria.

El torque de apriete especificado para todos los bulones del Grupo C es:

$$T = 313 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Union Base Soporte al Carro

Los bulones (POS 15) fijan la base soporte del brazo (POS 07) al carro de traslación (POS 06), dichos elementos se observan en la planimetría [Anexo B, PF-PL-01]. Son 20 bulones distribuidos perimetralmente en la placa base de 1800×1020 mm. Se analizan dos casos de carga.

▪ Caso A: peso brazo, sin cabezal de corte

Con el brazo horizontal completamente extendido, sin cabezal activo, solo el peso del brazo ($W_{brazo} = 2850 \text{ kg}$) genera un momento volcador sobre la placa base. Este es el caso crítico porque cuando el cabezal está en operación, su componente vertical de fuerza (F_{tv} hacia arriba) alivia el volcamiento generando un momento neto negativo (Caso B).

El momento volcador es:

$$MA = W_{brazo} \cdot dCG = 27,96 \cdot 5,347 = 149,49 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

La tracción por el momento volcador sobre los bulones del lado en tensión (10 bulones en la placa base de 1020mm, distancia al eje 510mm):

$$d_{max} = \frac{W_{placa}}{2} = 510 \text{ mm}$$

$$FM = \frac{MA}{n_{trac} \cdot d_{max}} = \frac{149490000}{10 \cdot 510} = 29312 \text{ N}$$

Sumando la tracción por peso axial (distribuida entre los 20 bulones):

$$F_{t,A} = FM + \frac{V_{axial}}{n_{total}} = 29312 \text{ N} + 1888 \text{ N} = 31200 \frac{\text{N}}{\text{bulón}}$$

▪ Caso B: con cabezal incluido

Cuando el cabezal está en operación, la fuerza tangencial $F_t = 43,2 \text{ kN}$, actúa a 30° hacia arriba. Sus componentes generan momentos en sentidos opuestos:

$$M_{neto} = M_{peso} + M_{F_t, h} + M_{F_t, v}$$

$$M_{neto} = 149,5 + 41,3 - 232,2 = -41,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

El momento neto negativo indica que el cabezal de corte vuelca la base en sentido contrario. Entonces la carga es mucho menor que en Caso A, por lo que el Caso B no es el crítico.

▪ Selección del bulón: Grado 8.8

Sin cortante en Caso A ($F_t = 0$), la resistencia requerida es solo a tracción. El área de estrés mínima se obtiene de:

$$A_{s, min} = \frac{F_t, A \cdot FS}{S_y} = \frac{31200 \cdot 2,5}{640} = 121,9 \text{ mm}^2$$

El M16 Grado 8.8 tiene $A_s = 157 \text{ mm}^2 > 121,9 \text{ mm}^2$, por lo que es el primer bulón que cumple.

Verificando:

$$\sigma = \frac{F_t, A}{A_s} = \frac{31200}{157} = 198,7 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{640}{198,7} = 3,22 \geq 2,5$$

▪ Torque de apriete

La precarga objetivo se calcula según Shigley, ecuación 8-31, usando el 75% de la resistencia de prueba:

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_t = 0,75 \cdot 600 \cdot 157 = 70650 \text{ N}$$

El torque de apriete se calcula con el factor de tuerca $K = 0,20$ (acero-acero sin lubricar), ecuación 8-27 de Shigley [12]:

$$T = K \cdot F_i \cdot d = 0,20 \cdot 70650 \cdot 0,016 = 226 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Verificación de soldaduras

Las soldaduras correspondientes al conjunto del cabezal de corte fueron dimensionadas mediante el método lineal propuesto por Shigley [12], Capítulo 9, en el cual el cordón de soldadura se modela como una línea resistente uniforme. Bajo este criterio, la fuerza distribuida por unidad de longitud se determina mediante la ecuación A.10:

$$f = \frac{F}{L_{total}} \quad (A.10)$$

donde:

f : fuerza por unidad de longitud del cordón [N/mm]

F : carga total aplicada [N]

L_{total} : longitud efectiva total del cordón [mm]

La fuerza admisible por unidad de longitud se obtiene a partir de la ecuación A.11:

$$f_{adm} = \tau_{adm} \cdot a \quad (A.11)$$

siendo:

$$\tau_{adm} = 0,3 \cdot f_u$$

$$a = 0,707 \cdot w$$

donde:

$f_u = 482 \text{ MPa}$ (resistencia última del electrodo E7018)

a : garganta efectiva del cordón

w : tamaño de cateto del cordón

De este modo, resulta:

$$\tau_{adm} = 144,6 \text{ MPa}$$

Los tamaños mínimos de cordón se adoptaron conforme a la Tabla 9-3 de Shigley, en función del espesor de la pieza de mayor espesor involucrada en cada unión. Este criterio permite asegurar un adecuado aporte térmico durante el proceso de soldadura, evitando fenómenos de fragilidad en la zona afectada por el calor (ZAC).

Todos los componentes estructurales del conjunto fueron modelados en acero F-36 y las uniones fueron consideradas ejecutadas mediante electrodo E7018.

▪ **Grupo 1: Tambor de fresado**

La unión entre cada portapicas y el tambor se realiza mediante un cordón perimetral continuo de doble cara, con una longitud efectiva total de 170 mm por portapicas. Para una fuerza de diseño de:

$$F_{pica} = 14,4 \text{ kN}$$

la sollicitación distribuida resulta:

$$f = 42,35 \text{ N/mm}$$

De la verificación analítica se obtiene una garganta requerida de:

$$a = 0,41 \text{ mm}$$

No obstante, el criterio constructivo gobierna el diseño. Para un espesor de chapa de $t = 12,2 \text{ mm}$, la Tabla 9-3 de Shigley establece un tamaño mínimo:

$$w_{min} = 6 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se adopta:

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

obteniéndose un factor de seguridad:

$$FS = 14,48$$

La unión entre la brida circular y el tambor transmite el torque de trabajo del conjunto mediante un cordón anular continuo de doble cara dispuesto sobre el perímetro exterior del tambor ($\varnothing 396 \text{ mm}$), con una longitud efectiva total de:

$$L_{total} = 2488 \text{ mm}$$

La fuerza tangencial equivalente sobre el cordón resulta:

$$f = 43,15 \text{ N/mm}$$

Dado que el espesor mínimo involucrado continúa siendo de 12,2 mm, el tamaño mínimo constructivo vuelve a gobernar el diseño, adoptándose nuevamente:

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

con un factor de seguridad:

$$FS = 14,22$$

▪ **Grupo 2: Estructura soporte del cabezal**

Las uniones correspondientes a la estructura soporte fueron verificadas considerando como carga de diseño la fuerza tangencial total transmitida por el conjunto:

$$F_t = 43,2 \text{ kN}$$

La unión entre la chapa lateral/inferior y la brida circular presenta una longitud efectiva de soldadura de:

$$L = 1350 \text{ mm}$$

resultando:

$$f = 32,0 \text{ N/mm}$$

Por otro lado, la unión entre la misma chapa y la brida rectangular se materializa mediante dos cordones de 500 mm cada uno, obteniéndose:

$$f = 43,2 \text{ N/mm}$$

En ambos casos, el espesor mínimo corresponde a la chapa lateral de 12,2 mm, por lo que el criterio constructivo determina nuevamente:

$$w_{min} = 6 \text{ mm}$$

Adoptando:

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

se obtienen factores de seguridad de:

$$FS = 19,17$$

y

$$FS = 14,20$$

respectivamente.

La unión entre la brida circular y la brida rectangular vincula dos componentes de 25,4 mm de espesor mediante un cordón de 396 mm de longitud efectiva. Para esta configuración se obtiene:

$$f = 109,1 \text{ N/mm}$$

La Tabla 9-3 de Shigley establece para este espesor un tamaño mínimo:

$$w_{min} = 8 \text{ mm}$$

por lo que se adopta:

$$w = 8 \text{ mm}$$

obteniéndose:

$$FS = 7,50$$

▪ Grupo 3: Unión entre Tramo 3 y soporte del cabezal de corte

Las dos orejas interiores soldadas al Tramo 3 fueron verificadas considerando la misma fuerza tangencial total:

$$F_t = 43,2 \text{ kN}$$

La longitud efectiva total de soldadura corresponde al perímetro combinado de ambas orejas:

$$L_{total} = 932 \text{ mm}$$

obteniéndose:

$$f = 46,35 \text{ N/mm}$$

La pared del Tramo 3 constituye el elemento de menor espesor involucrado en la unión ($t \approx 10 \text{ mm}$), determinando un tamaño mínimo constructivo de:

$$w_{min} = 5 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se adopta:

$$w = 5 \text{ mm}$$

resultando un factor de seguridad:

$$FS = 11,03$$

En todos los grupos analizados, el dimensionamiento final de las soldaduras quedó gobernado por criterios constructivos mínimos y no por resistencia mecánica, lo cual resulta consistente con las elevadas longitudes efectivas de cordón disponibles en las distintas uniones del conjunto.

Verificación de estabilidad longitudinal y condición de vuelco

Con el objetivo de garantizar la estabilidad del equipo durante las condiciones más desfavorables de operación, se realizó una verificación estática de equilibrio longitudinal frente al posible vuelco generado por la carga aplicada en el extremo del brazo de trabajo.

El análisis se efectuó considerando como eje de vuelco la línea de apoyo delantera del equipo (centro de la rueda delantera), evaluando los momentos estabilizantes producidos por el peso propio de la estructura y los momentos volcadores originados por la carga útil en condición de máximo alcance operativo, como se observa en la figura A-2.

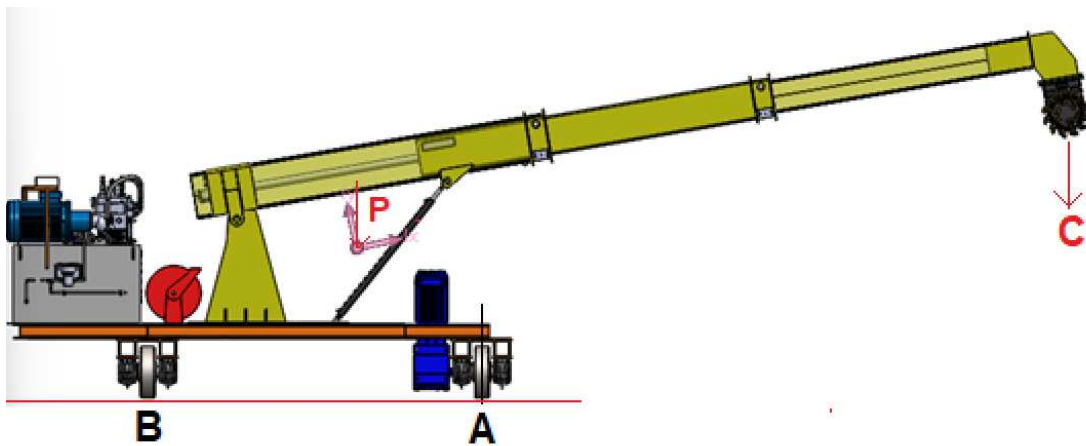


Figura A-2: Peor condición del conjunto frente al vuelco

Para el desarrollo del cálculo se adoptó el siguiente criterio de estabilidad (ver ecuación A.12):

$$\sum M_{estabilizadores} \geq f_s \times \sum M_{volcadores} \quad (A.12)$$

donde:

$M_{estabilizantes}$: momentos generados por el peso propio del equipo y el contrapeso.

$M_{volcadores}$: momento producido por la carga aplicada.

fs : factor de seguridad adoptado.

Entonces ahora descomponemos los términos de la ecuación A.1, para evaluar las fuerzas y distancias que influyen en los momentos:

$$\sum M_{estabilizadores} = (P \cdot L_{CG}) + (C_w \cdot L_{CW})$$

$$\sum M_{volcadores} = C \cdot L_c$$

siendo:

P: peso total del equipo

L_{CG} : distancia horizontal del centro de gravedad al punto de apoyo

C_w : masa del contrapeso

L_{CW} : brazo del contrapeso respecto al punto de vuelco

C: carga aplicada

L_c : alcance horizontal de la carga

fs : factor de seguridad de diseño

Desarrollando la expresión (A.1):

$$(P \cdot L_{CG}) + (C_w \cdot L_{CW}) \geq fs \cdot (C \cdot L_c)$$

Donde los valores en la peor condición se observan a continuación (Tabla A-10):

Tabla A-10: Variables físicas que interactúan en el equilibrio del conjunto

Variable	Símbolo	Valor	Unidad
Carga puntual del cabezal	C	1000	kg
Peso del equipo completo	P	8600	kg
Distancia de la carga al punto apoyo	Lc	7,65	m

Distancia CG del equipo al punto apoyo	LCG	1,6	m
Distancia del contrapeso al punto apoyo	LCW	4,6	m
Factor de seguridad	fs	1,5	

▪ Hipótesis de cálculo y Resultados

Para simplificar el análisis y evaluar la condición más crítica de funcionamiento, se adoptaron las siguientes hipótesis: comportamiento cuasiestático del sistema; distribución rígida de masas; terreno perfectamente horizontal; ausencia de efectos dinámicos y cargas de impacto; carga aplicada en el extremo del brazo en condición de máximo alcance; centro de gravedad obtenido a partir de las propiedades físicas del modelo CAD.

El factor de seguridad adoptado ($fs = 1,5$) contempla posibles sollicitaciones dinámicas, movimientos bruscos y tolerancias propias del sistema hidráulico y estructural.

Ahora aplicando la fórmula mencionada en el apartado anterior, despejamos cuanto debería dar el valor del contrapeso para que el sistema este en equilibrio.

Reemplazando:

$$C_w = \frac{1,5(1000Kg \cdot 7,65) - (8600Kg \cdot 1,6)}{4,6}$$

$$C_w = \frac{11475Kg - 13760Kg}{4,6}$$

$$C_w = -496,73 \text{ kg}$$

El resultado obtenido para el contrapeso requerido presenta un valor negativo, indicando que el peso propio del equipo resulta suficiente para garantizar la estabilidad longitudinal bajo las condiciones de carga analizadas, sin necesidad de incorporar masa adicional de contrapesado.

Simulaciones

Tambor de fresado

En primera instancia se simula una carga puntual en el tambor rotativo, especialmente distribuida en la carga de apoyo del porta pica. Se aplica una carga de 14.4 kN obteniéndose un factor de seguridad (FOS) mínimo de 7.8, como se observa figura A-3, junto a las tensiones equivalentes.

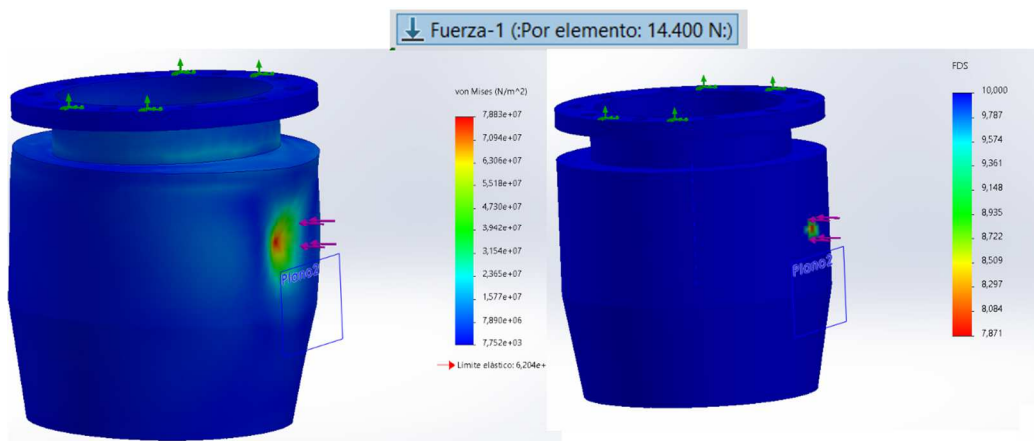


Figura A-3: Resultados tensión Equivalentes y FOS

Luego se aplica el supuesto mencionado en el capítulo de diseño, donde se considera que tres picas actúan simultáneamente, como se muestra en la figura A-4, y se aplican 14.4kN en tres superficies de apoyo resultando un factor de seguridad mínimo de 6.67.

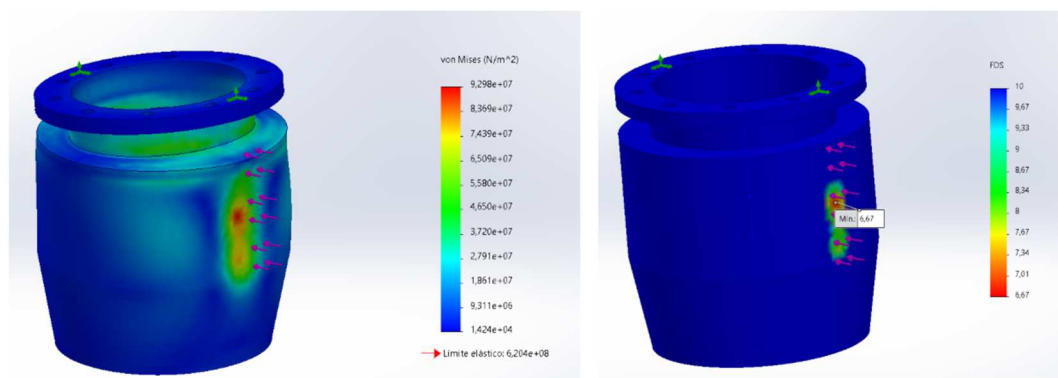


Figura A-4: Caso de análisis 3 picas en simultaneo

Por último, se repite el análisis, aplicando de 144kN distribuida en la cara inferior del tambor, simulando un contacto severo, ver figura A-5, y el mismo arroja un FOS mínimo de 3.28.

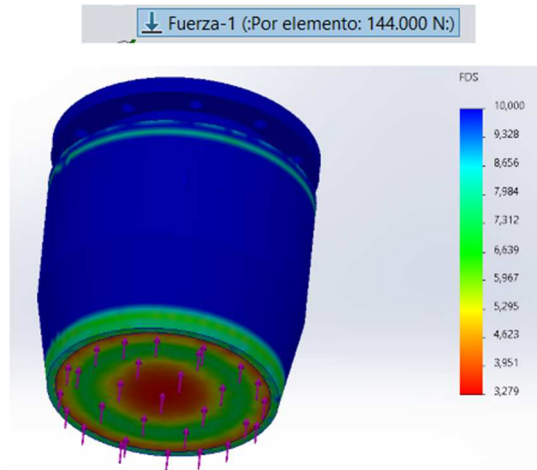


Figura A-5: análisis situación crítica

Soporte del tambor

Se realiza la simulación de carga en el soporte del tambor, aplicando una carga lineal equivalente a 9.8kN y una carga rotacional de 20000 N.m, ambas en el centro de gravedad del conjunto con tambor y moto reductor. Estas cargas ya se encuentran sobredimensionadas considerando cargas límites.

Se simula la parte central del soporte el cual el factor de seguridad mínimo es de 1.58, como se aprecia en la figura A-6. Este es un análisis preliminar de diseño.

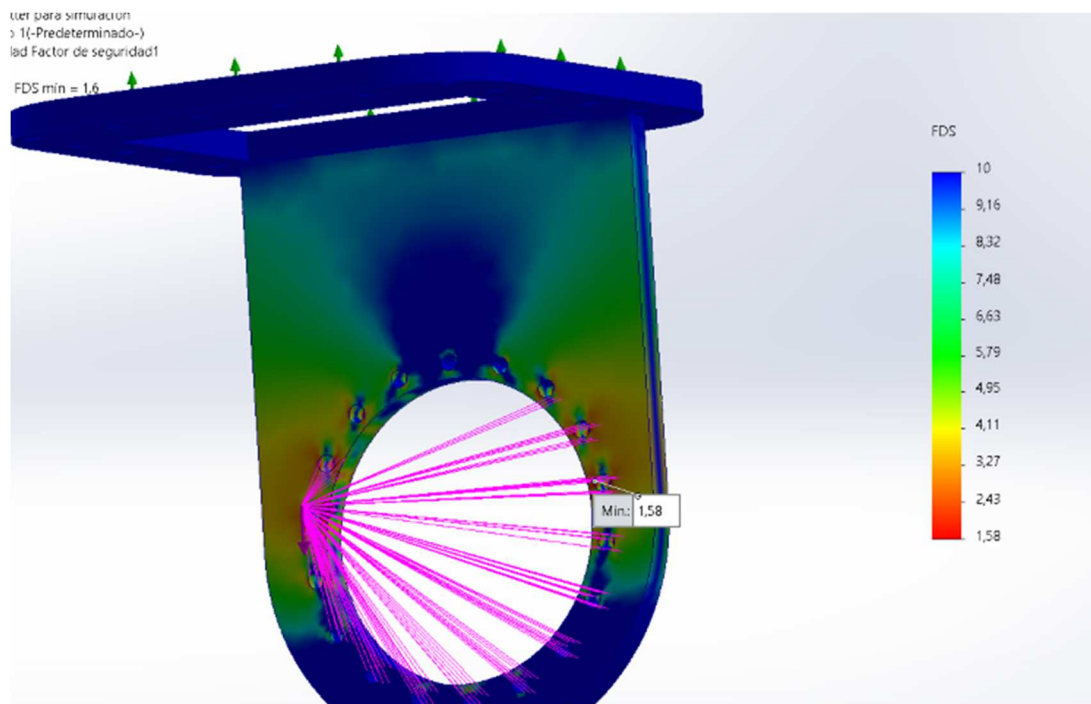


Figura A-6: análisis preliminar del soporte

Luego se incorporan las placas laterales y se repite el análisis

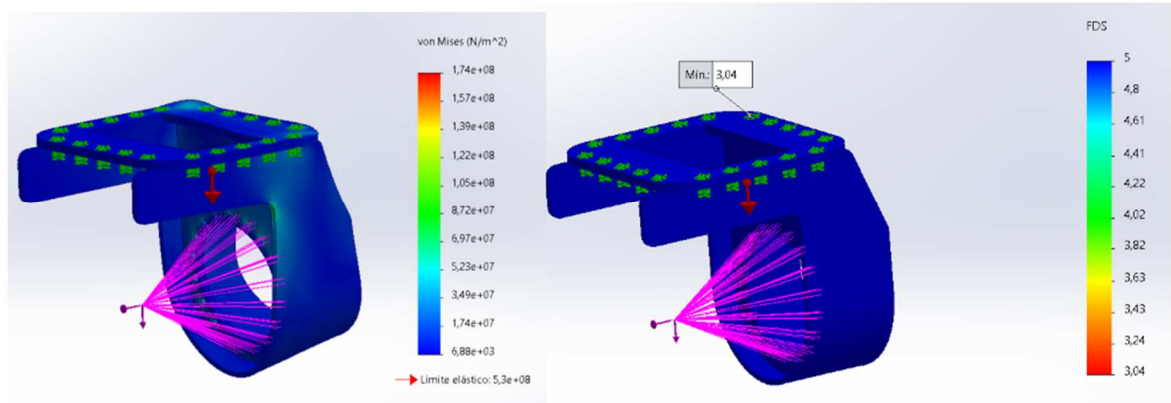


Figura A-7: Análisis del soporte completo

Los resultados obtenidos arrojan un factor de seguridad de 3. Si bien cumple con el mínimo constructivo, de las imágenes en la Figura A-7 se puede observar, que las secciones de mayor sollicitación son sectores muy puntuales. En la figura A-8 a continuación se observa una concentración de tensiones en los puntos de apoyo de los bulones, esto se puede atribuir a error numérico o de mallado en el análisis dentro del software.

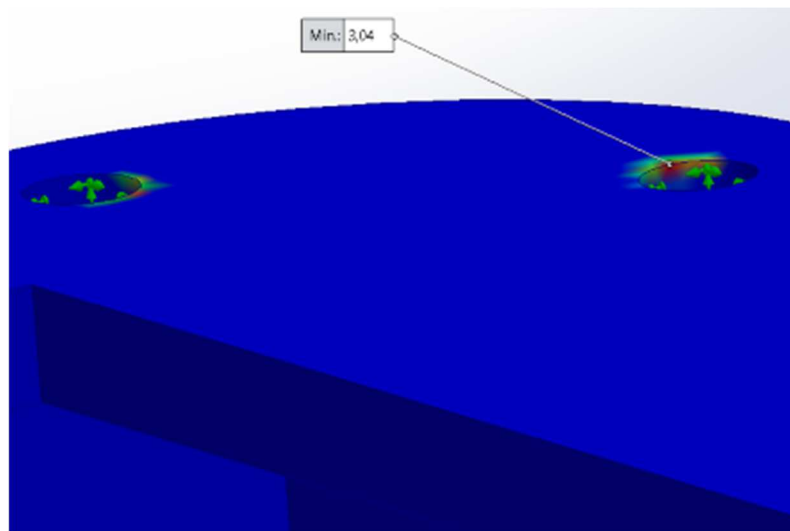
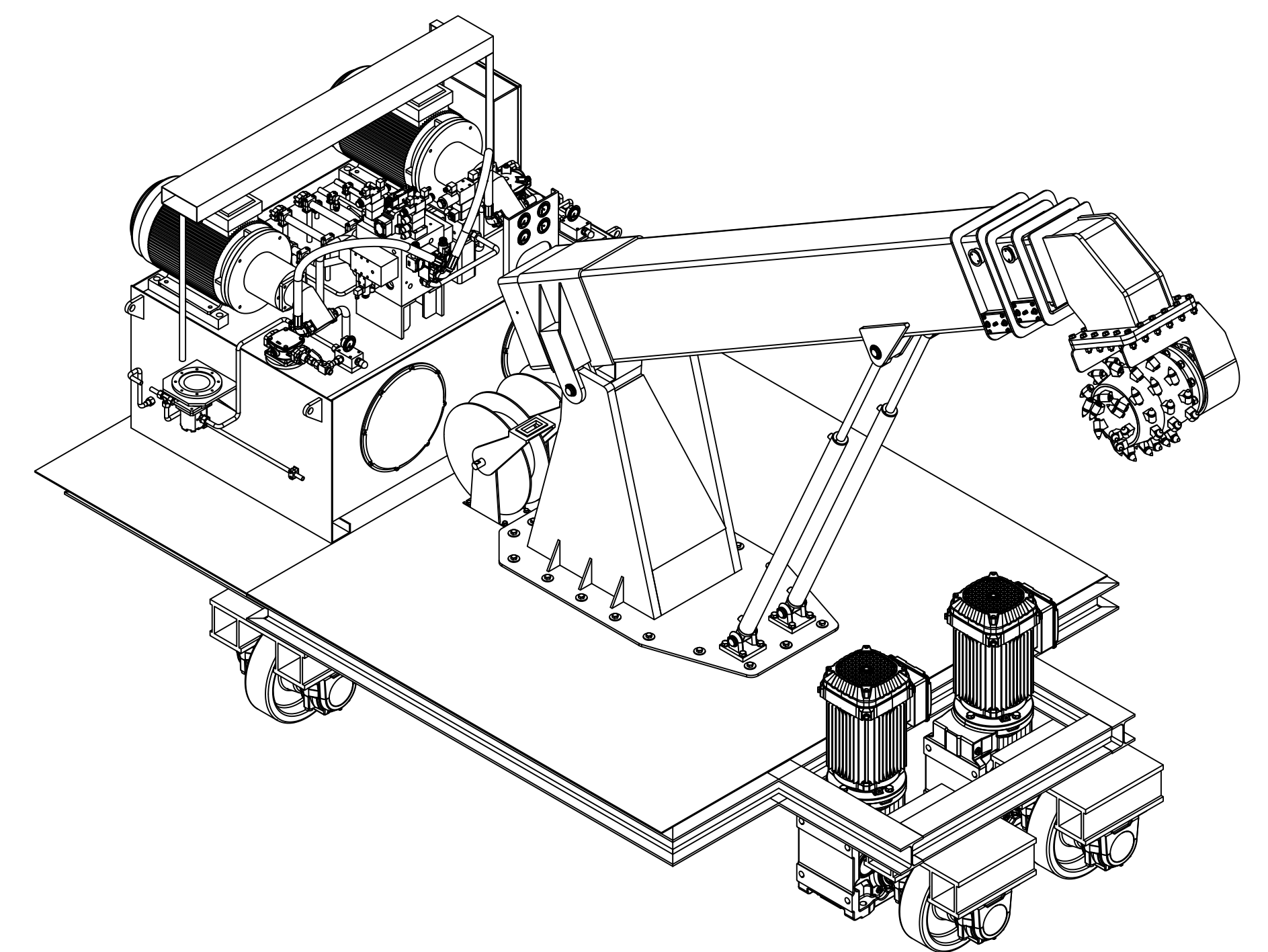
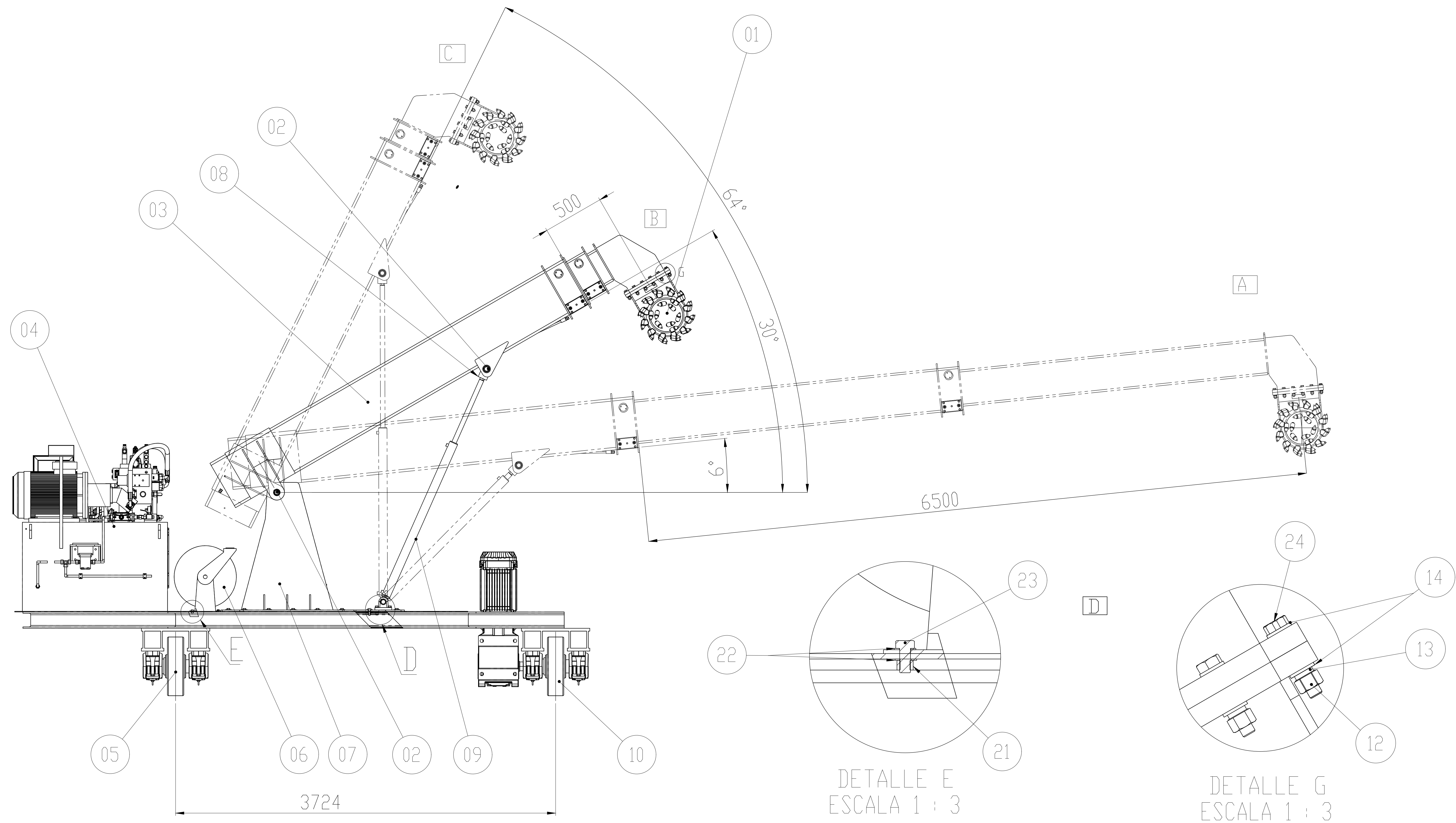


Figura A-8: Sectores críticos

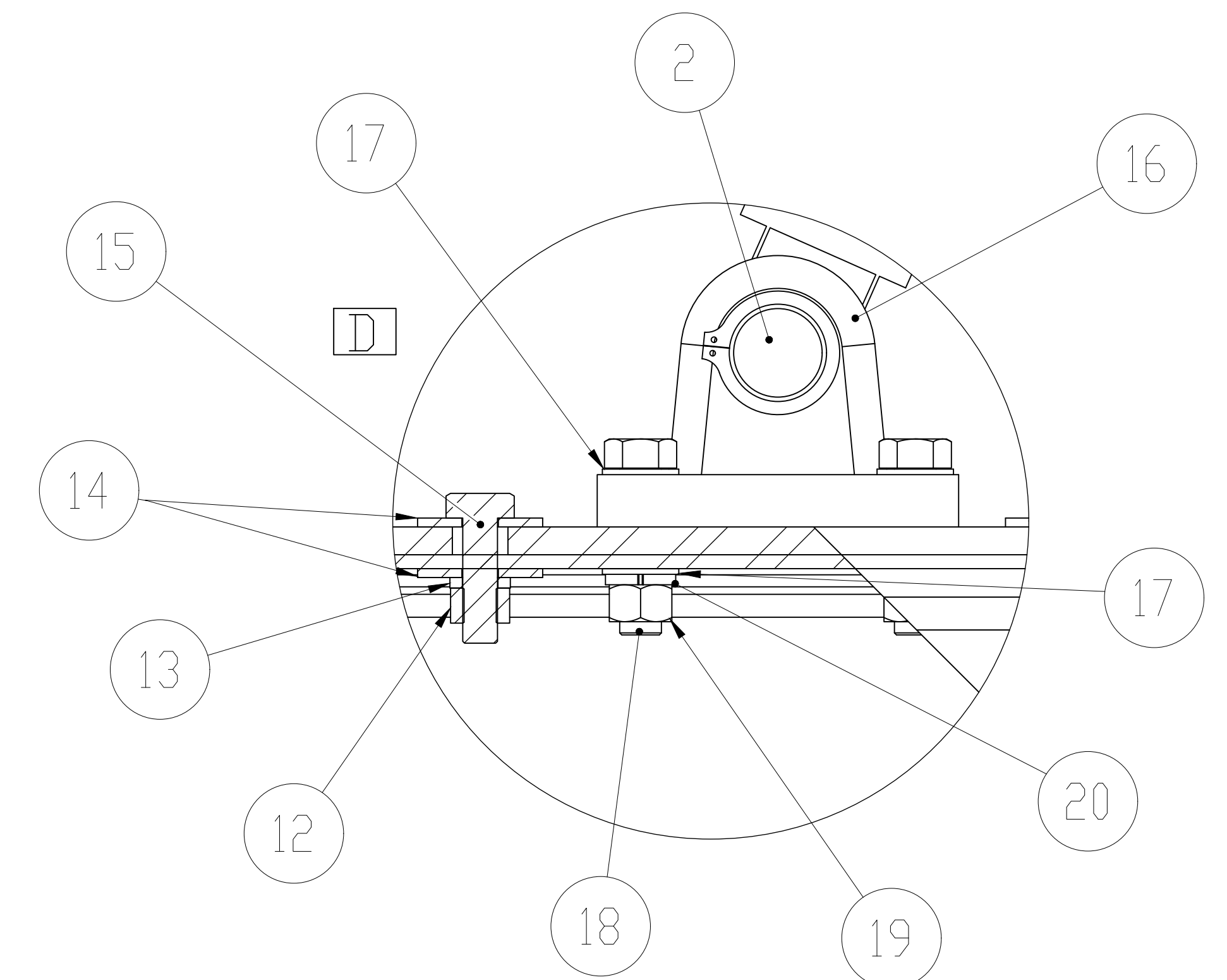
De igual manera, el análisis arroja valores mayores al factor de seguridad mínimo requerido.

Anexo B: Planimetría

En este anexo se presentan los planos de conjunto y detalle desarrollados para el diseño de la máquina de fresado de escoria para horno BOF, incluyendo sus principales subconjuntos y componentes.



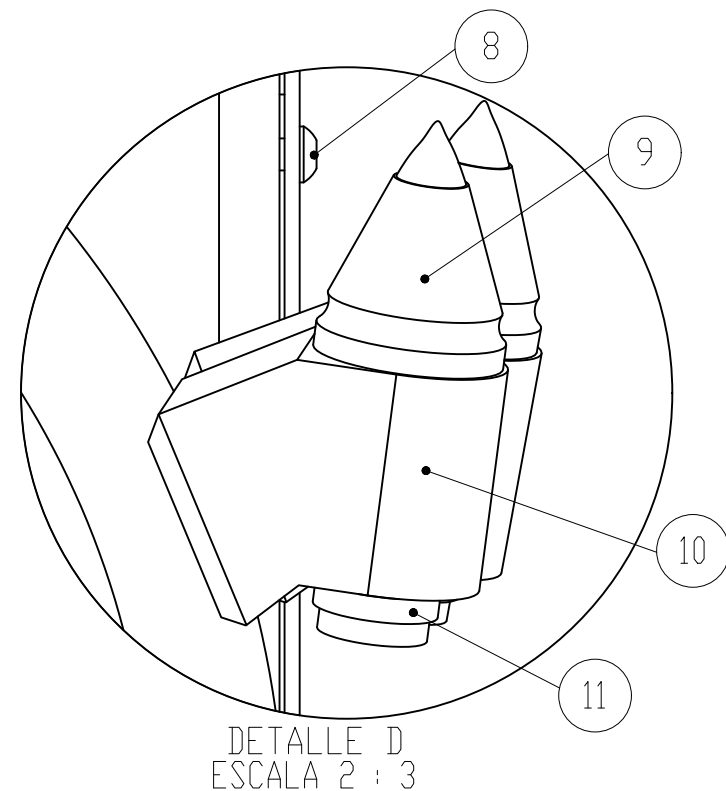
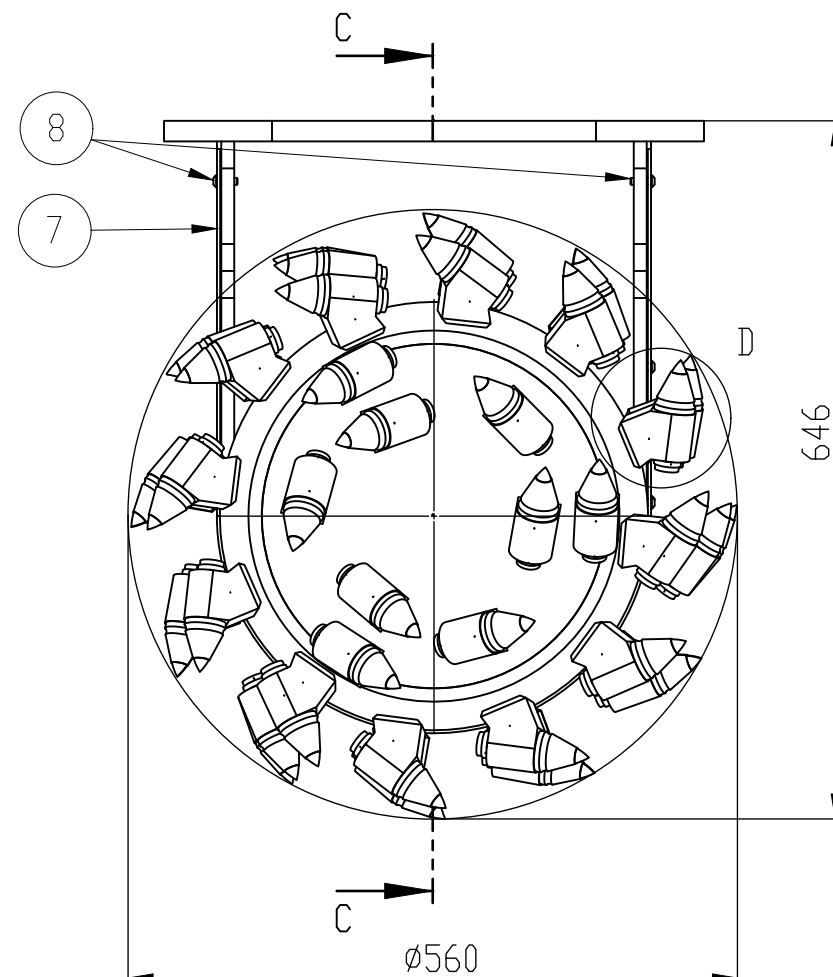
VISTA ISOMETRICA



DETALLE D
ESCALA 1 : 3

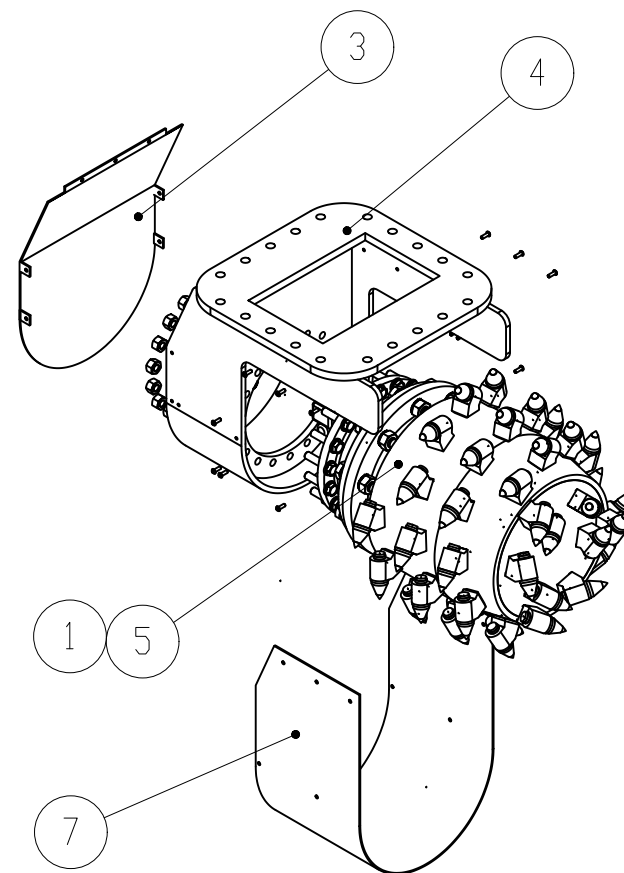
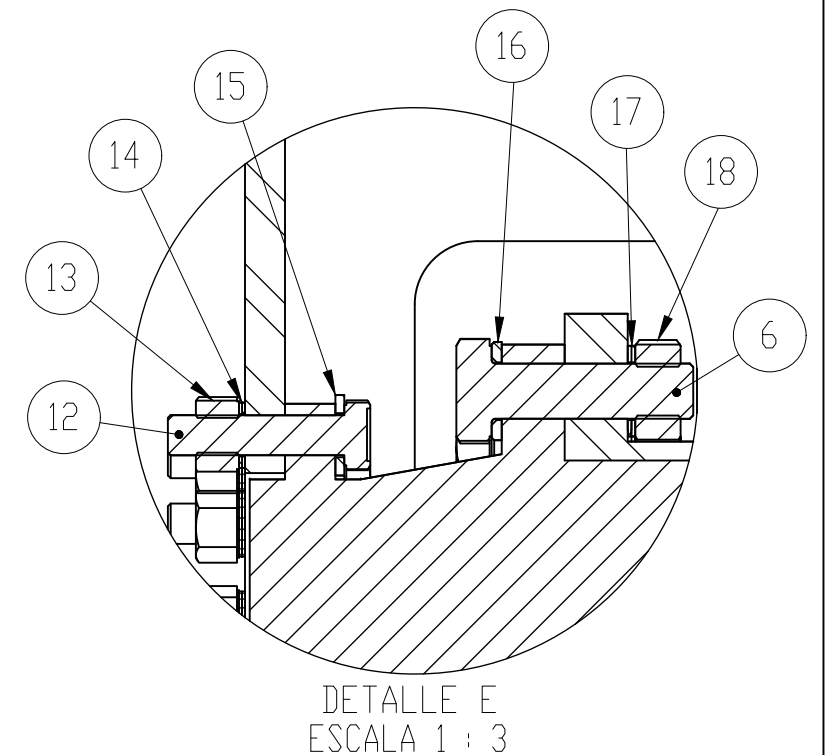
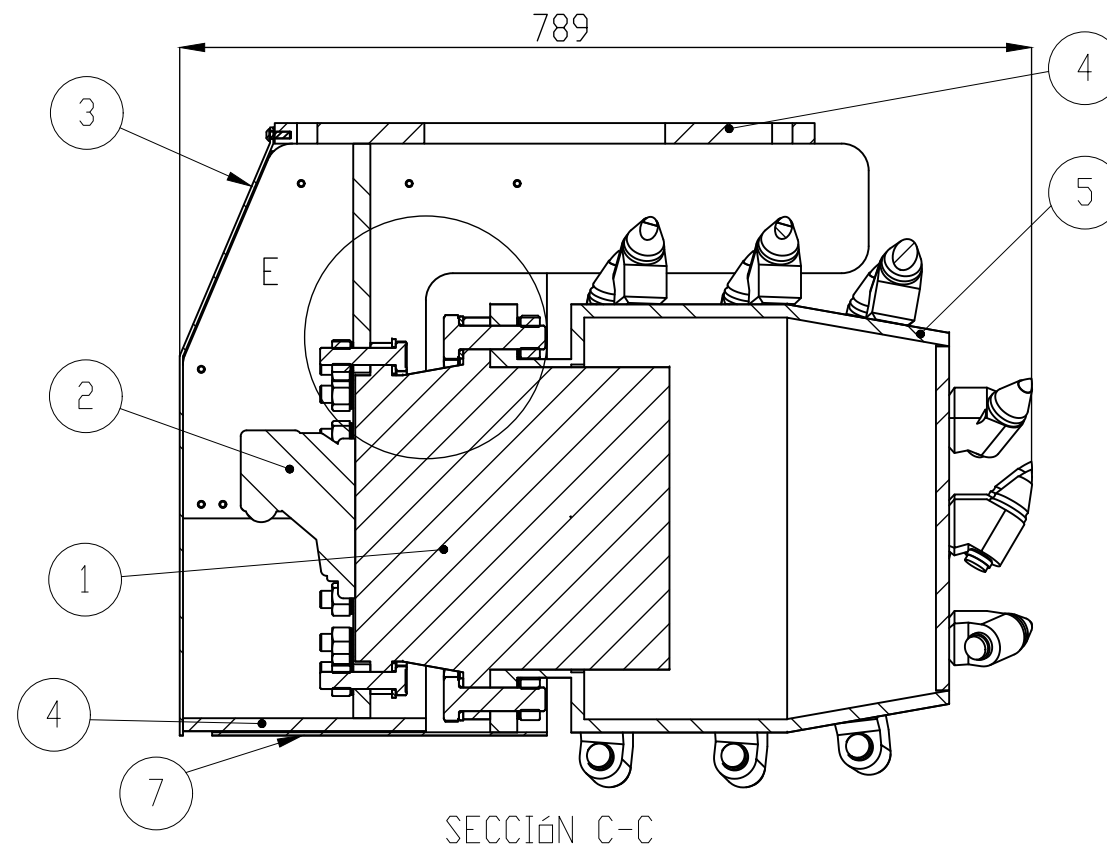
PESO TOTAL DEL CONJUNTO 8.6 Tn

24	TORNILLO HEXAGONAL M16x70-10.9	20					
23	TORNILLO HEXAGONAL 1/2"x1 1/8"-10.9	8					
22	ARANDELA PLANA 1/2"	16					
21	TUERCA HEXAGONAL 1/2"	8					
20	ARANDELA GROWER 3/4"-DIN 127	8					
19	TUERCA HEXAGONAL 3/4"	8					
18	TORNILLO HEXAGONAL 3/4"x3"-10.9	8					
17	ARANDELA PLANA 3/4"	16					
16	BASE DE MONTAJE-CLEVIS BRACKET	2	PARKER PART N° 0960160175				
15	TORNILLO HEXAGONAL M16x60-10.9	20					
14	ARANDELA PLANA M16-ISO 7089	80					
13	ARANDELA GROWER M16-DIN 127	40					
12	TUERCA HEXAGONAL M16-ISO 4032	40					
11	CARRO DE TRASLACION	1					
10	RUEDA CONDUCTORA DE CARRO	2					
09	CILINDRO HIDRAULICO DE INCLINACION	2	PARKER P.N° 3.25BRDHT24A60				
08	ACCESORIO DE CILINDRO-KNUCKLE	2	PARKER PART N° 0690950000				
07	BASE SOPORTE DE BRAZO	1	PF-PL-04				
06	CARRETE PARA MANGUERAS HIDRAULICAS	2	CEJN PART N° 199510601				
05	RUEDA CONDUCTA DE CARRO	2					
04	CENTRAL HIDRAULICA	1					
03	BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03				
02	PIVOT PIN Ø1.75	6	PARKER COD 0683720000				
01	DRUM CUTTER	1	PF-PL 02				
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION				
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF					
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
REVISO		MUCCIACCIARD BURFANI	1:25	01	CONJUNTO GENERAL	PF-PL-01	0



NOTAS
TORQUE DE APRIETE CONJUNTOS TORNILLO-TUERCA:
M16 CLASE 10.9 A 312 Nm
M22 CLASE 10.9 829 Nm

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



VISTA ISOMETRICA-EXPLOTADA
ESCALA 1 : 16

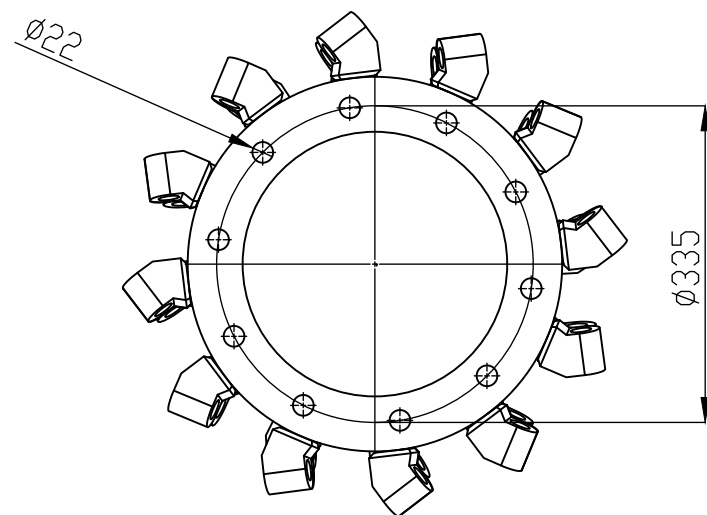
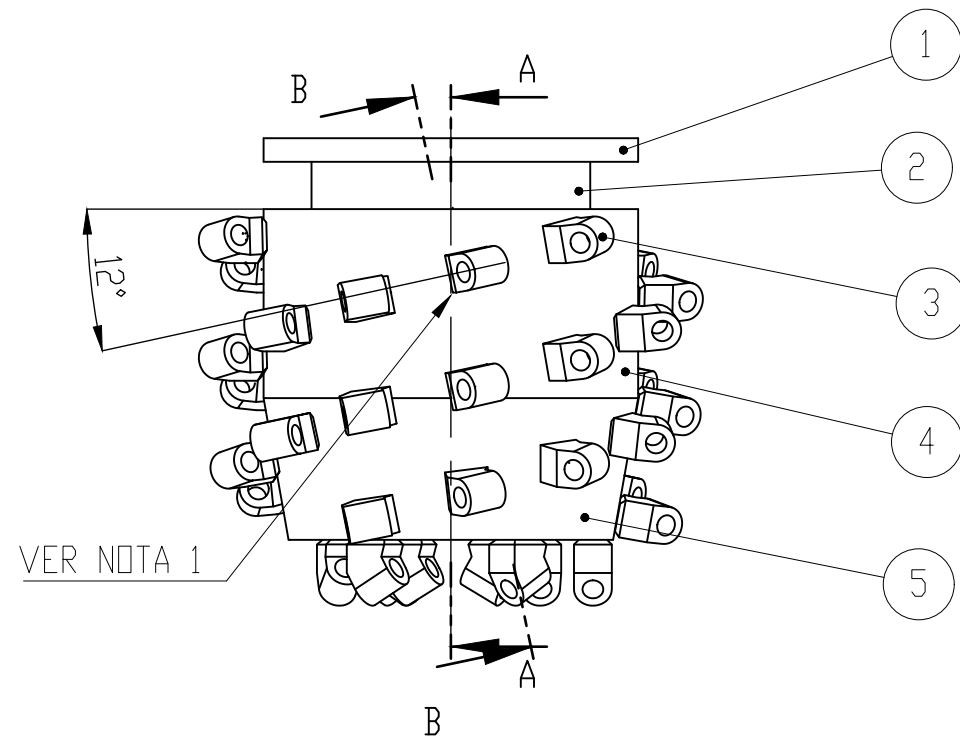
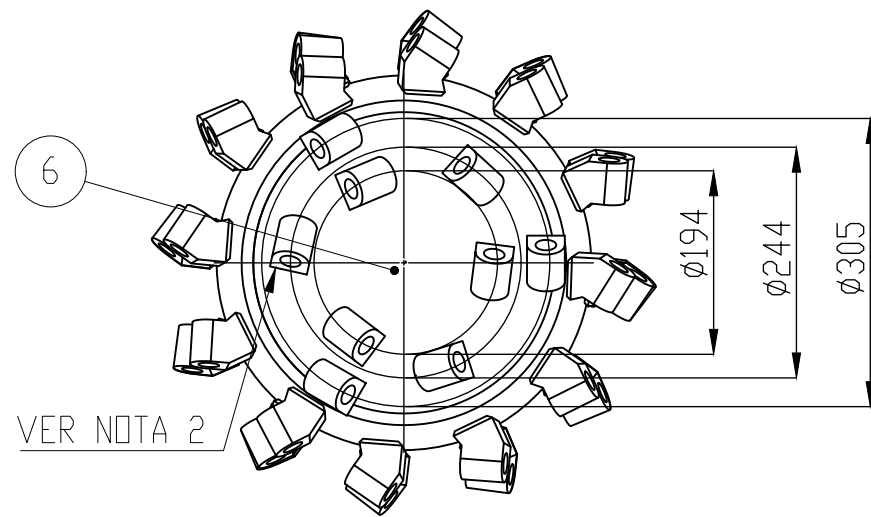
18	TUERCA HEXAGONAL M22-DIN 934	10	
17	ARANDELA NORD-LOCK NL22	10	
16	ARANDELA PLANA M22 ISO 7089	10	
15	ARANDELA PLANA M16 ISO 7089	18	
14	ARANDELA NORD-LOCK NL16	18	
13	TUERCA HEXAGONAL M16-DIN 934	18	
12	BULON HEXAGONAL M16x70 -Gr.10.9	18	
11	RETAINING CLIPS	42	EPIROC-ES 450
10	PICK BOXES	42	PF-PL-02-04
09	ROUND ATTACK PICKS	42	EPIROC-ER 15/46/38/22 C
08	TORNILLO BOTON M6x12-DIN 7380	17	
07	COBERTOR LATERAL DC	1	PF-PL-02-04
06	BULON HEXAONAL M22 x 1.5-Gr.10.9	10	LONGITUD EFECTIVA 62 mm
05	TAMBOR DE FRESADO DC	1	PF-PL-02-01
04	ESTRUCTURA SOPORTE DC	1	PF-PL-02-02
03	COBERTOR TRASERO DC	1	PF-PL-02-03
02	AXIAL PISTON FIXED MOTOR	1	BOSCH REXROTH A2FEM 63
01	PLANETARY GEARBOX HYDROTRAC GFT	1	BOSCH REXROTH 8130 E W
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION



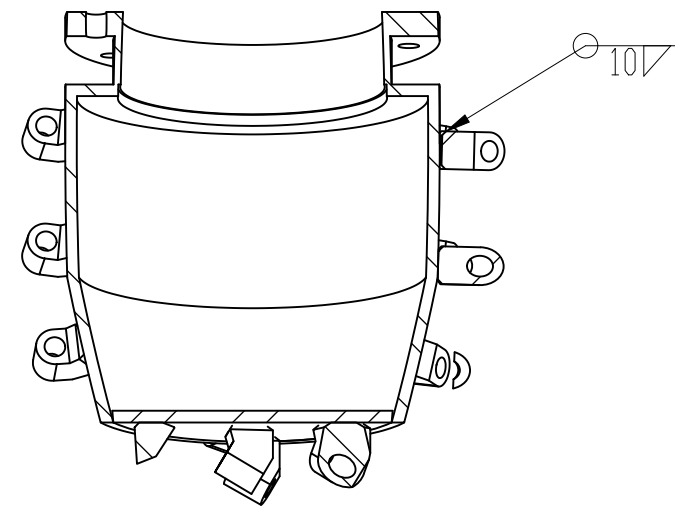
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

MAQUINA DE FRESADO DE
ESCORIA PARA HORNO BOF

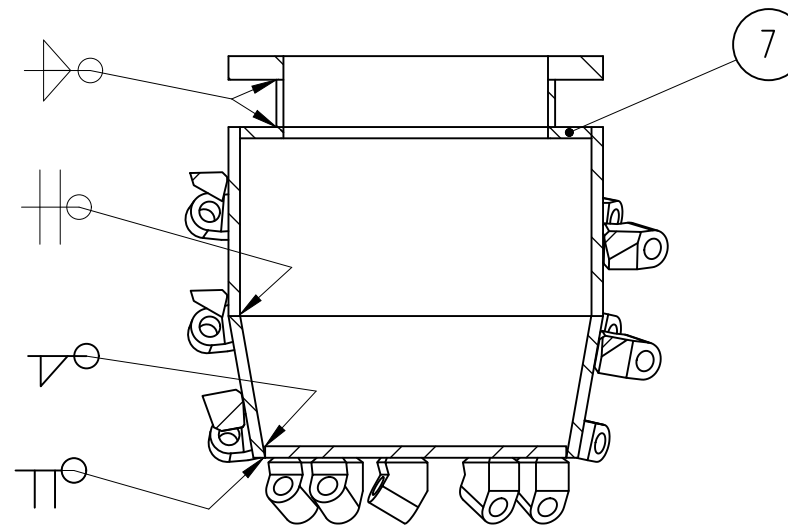
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	19/5/26	MUCCIACCIARD	1:7	02	DRUM CUTTER	PF-PL-02	0
REVISO	19/5/26	BUFARINI					



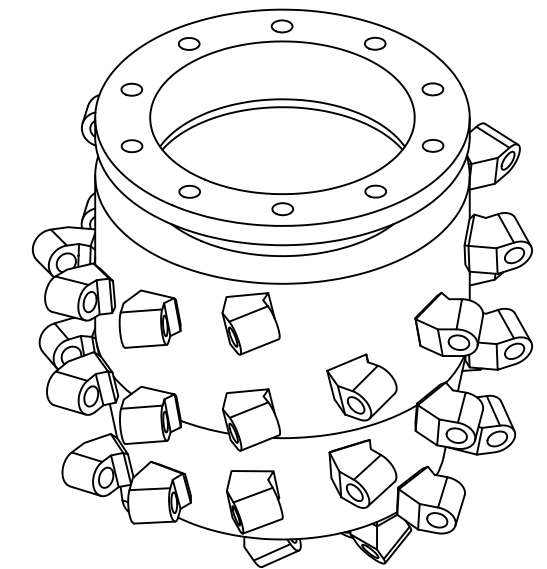
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 8



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 8



VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 8

NOTAS GENERALES:

- TODAS LAS SOLDADURAS: PROCESO GMAW (MIG/MAG) ALAMBRE ER70S-6, Ø1,2mm
- CATETOS SEGUN INDICACIÓN EN PLANO-PARA LOS CATETOS NO ACOTADOS e=6mm
- MATERIAL: ACERO F-36

NOTAS:

- 1)SOLDAR TODAS LAS PICAS TANGENTES AL TAMBOR SOBRE UNA HELICEE DE 12° DE ANGULO DE ATAQUE SEPRARADAS ENTRE SI 65mm
- 2)SOLDAR LAS PICAS INFERIORES EN LAS CIRCUNFERENCIAS INDICADAS EN EL PLANO, A 120° ENTRE SI

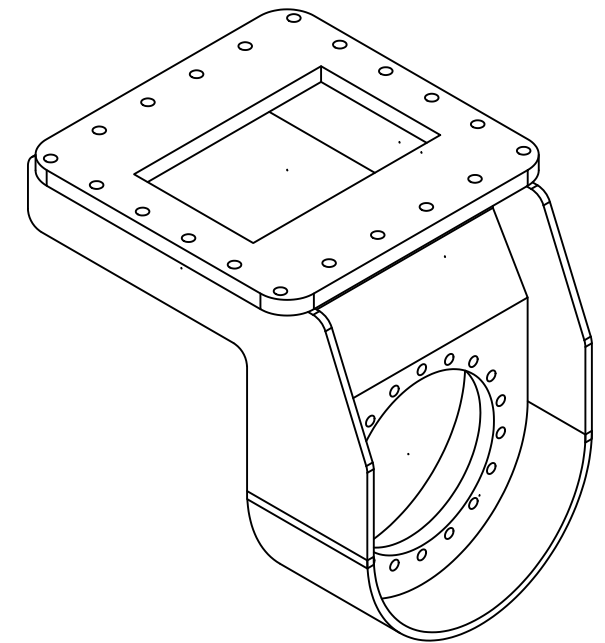
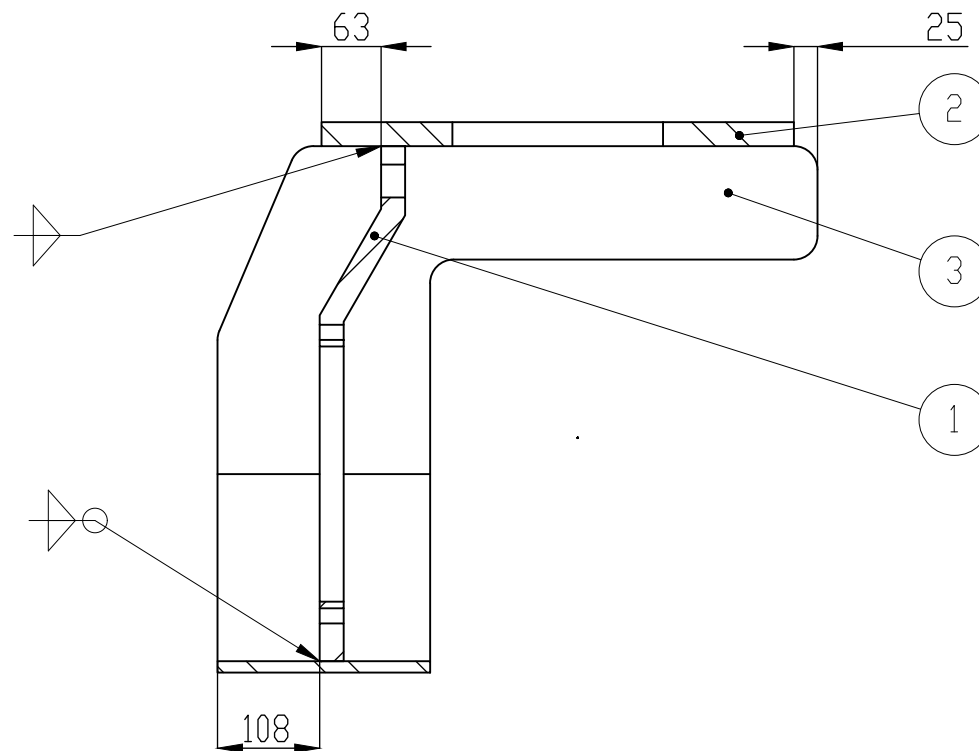
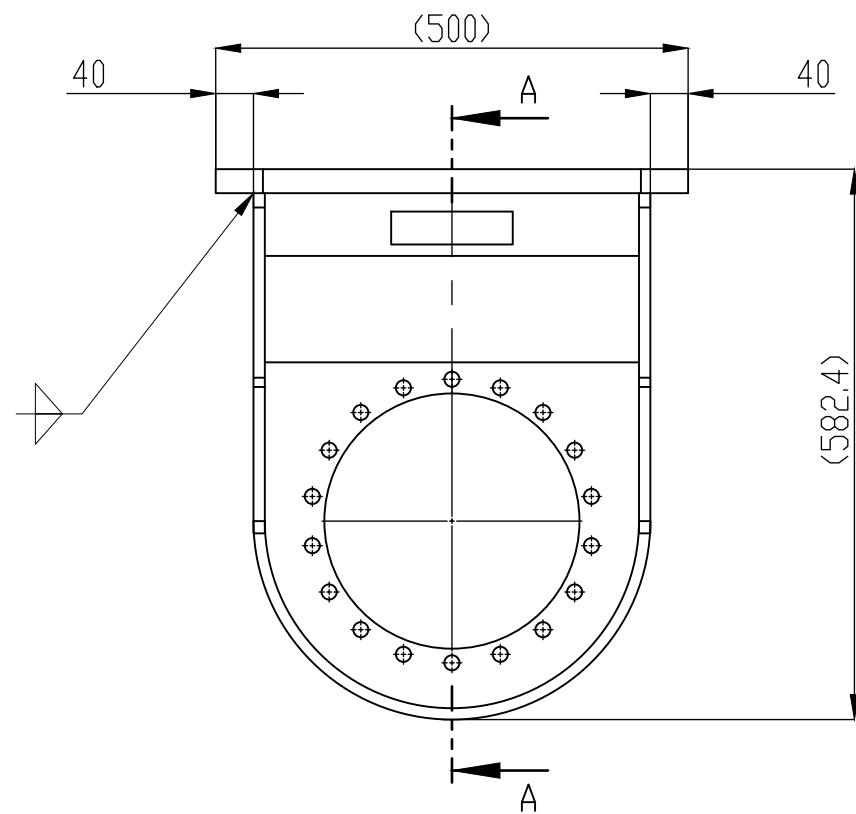
07	ANILLO CHAPA AC. F36 e=12.7	1	ØE=372 ØI=280
06	DISCO CHAPA AC. F36 Ø=320 e=12.7	1	
05	CHAPA ACERO F36 ROLADA CONICA	1	ØIM=372 ØIm=320 e=12.7 L=150
04	TUB CHAPA ACERO F36 ØI=372 e=12.7	1	LARGO 180 mm
03	PICK BOXES	42	PF-PL 08
02	TUB CHAPA ACERO F36 ØI=280 e=12.7	1	LARGO 50mm
01	BRIDA ØI=280 ØE=396 e=25.4	1	10 AGUJEROS PASANTES Ø22
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

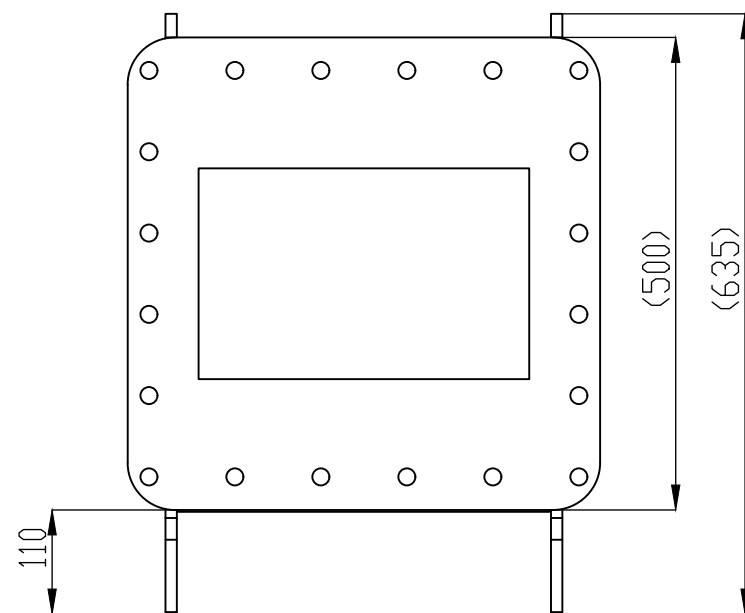
**MAQUINA DE FRESADO DE
ESCORIA PARA HORNO BOF**

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	19/5/26	MUCCIACCIARD	1:8	03	TAMBOR DE FRESADO	PF-PL-02-1	0
REVISO	19/5/26	BUFARINI					



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 8

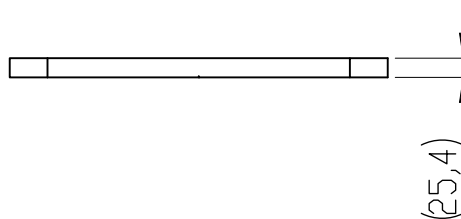
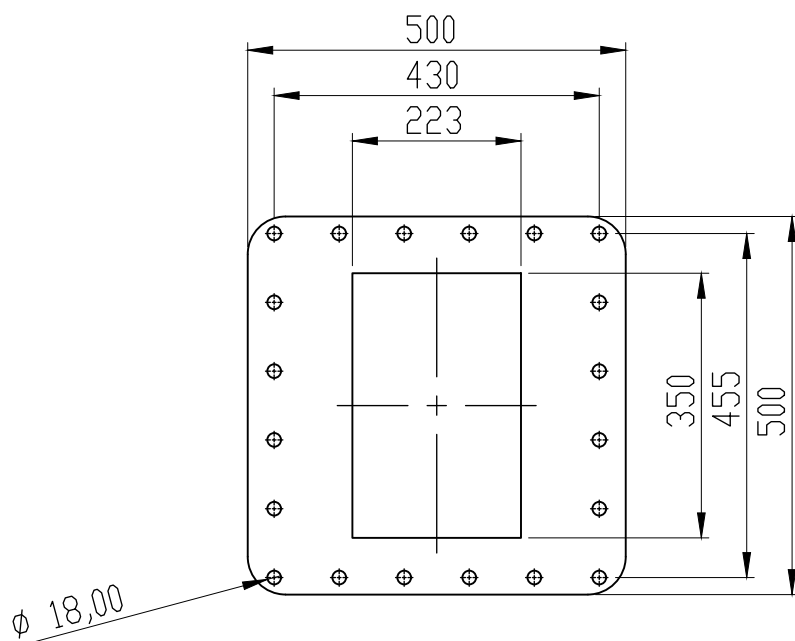
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 8



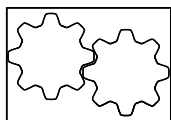
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

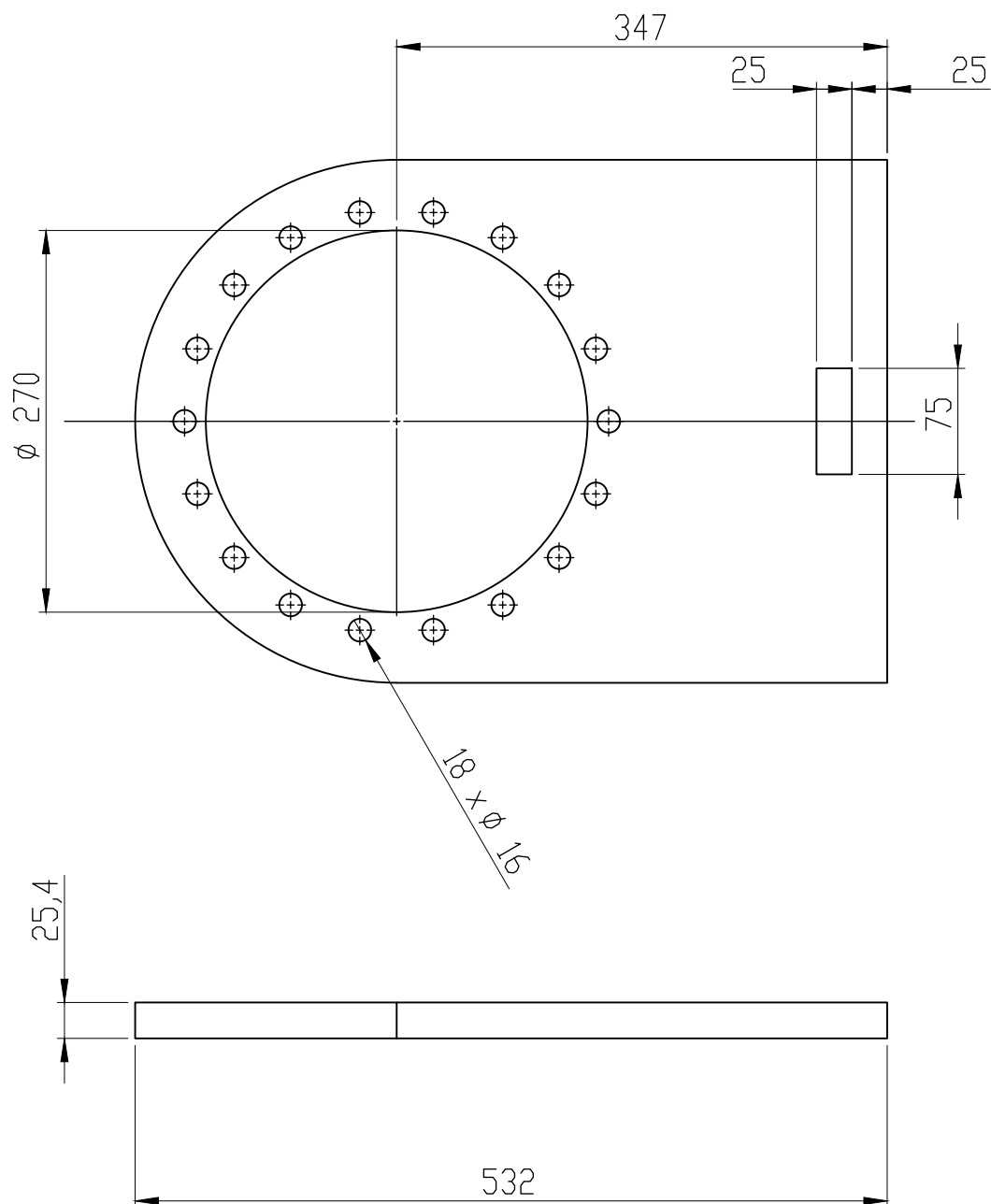
03	CUERPO LATERAL SOPRTE DC	1	PF-PL-02-2-3				
02	BRIDA RECTANGULAR	1	PF-PL-02-2-1				
01	CUERPO CENTRAL SOPORTE DC	1	PF-PL-02-2-2				
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION				
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF					
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:8	04	ESTRUCTURA SOPORTE DC	PF-PL-02-2	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

MAQUINA DE FRESADO DE
ESCORIA PARA HORNO BOF

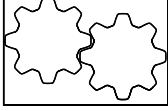


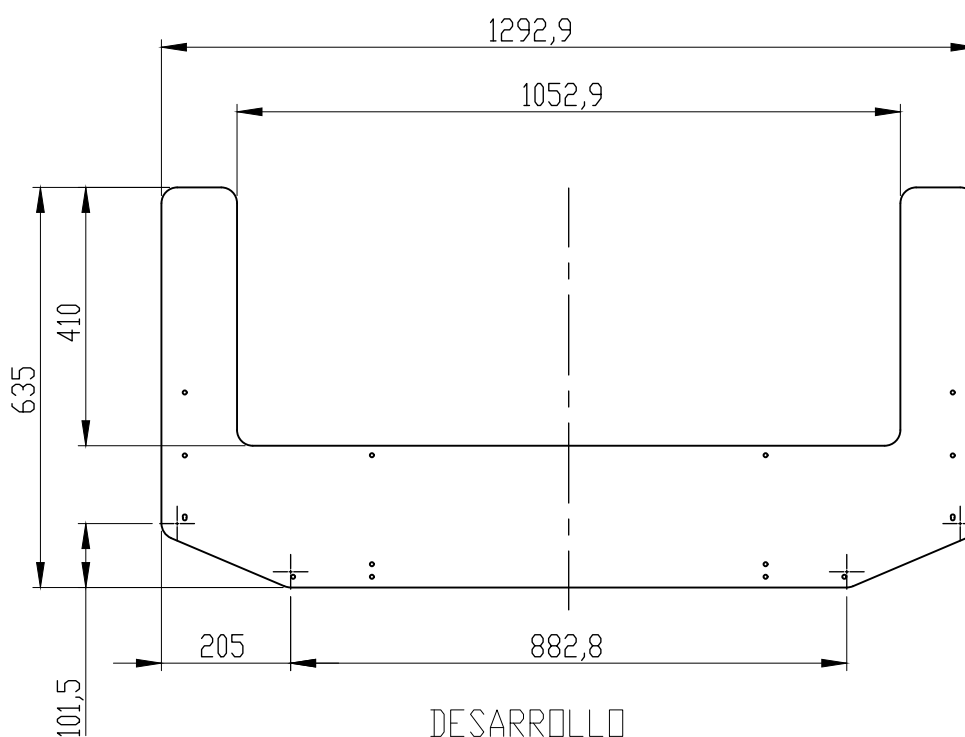
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	CHAPA SAE 1045 e=1"			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:10	05	BRIDA RECTANGULAR	PF-PL-2-2.1	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

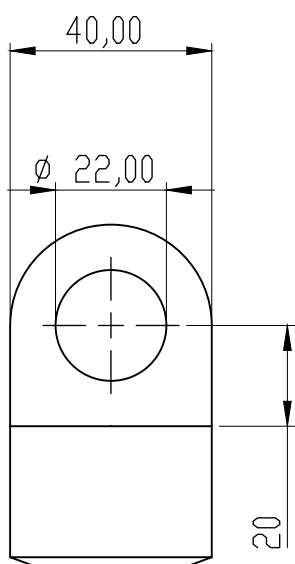
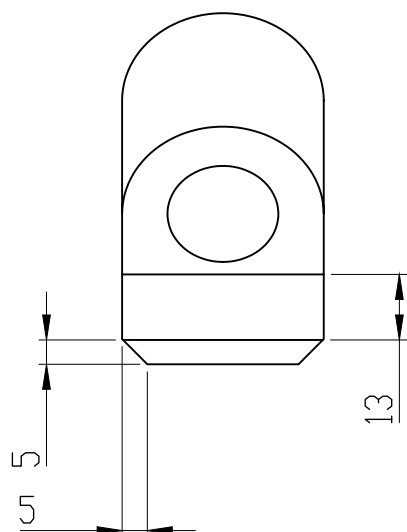
01	CHAPA SAE 1045 e=1"			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:5	06	CUERPO CENTRAL - SOPORTE DC	PF-PL-2-2.2	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



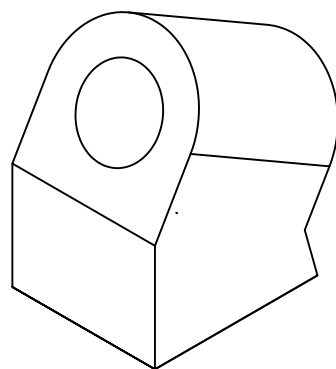
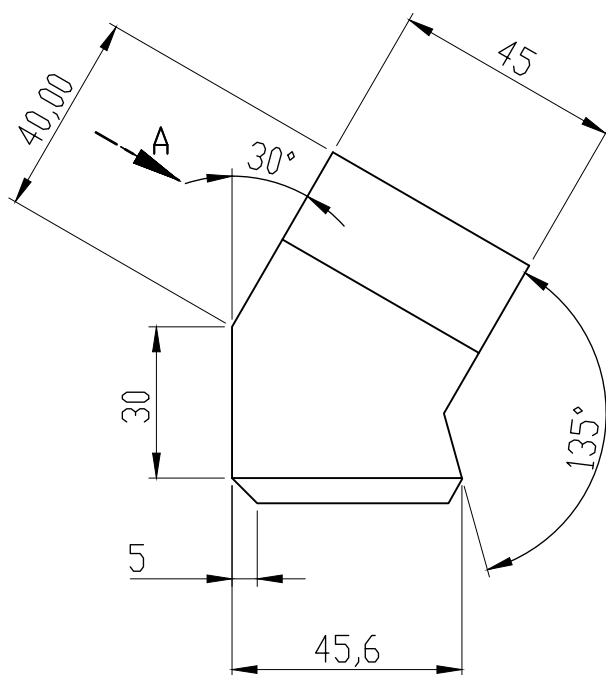
DESARROLLO
VISTA 1:12

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	CHAPA ACERO F-36 e=1/2"			1			
PDS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:10	07	CUERPO LATERAL SOPORTE DC	PF-PL-2-2.3	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



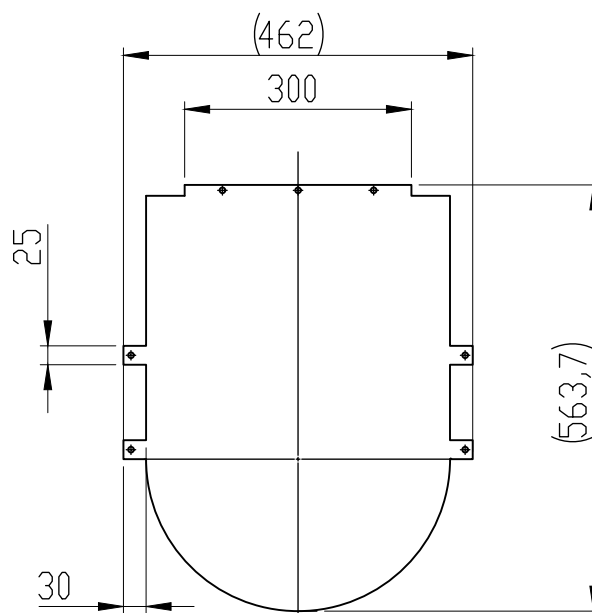
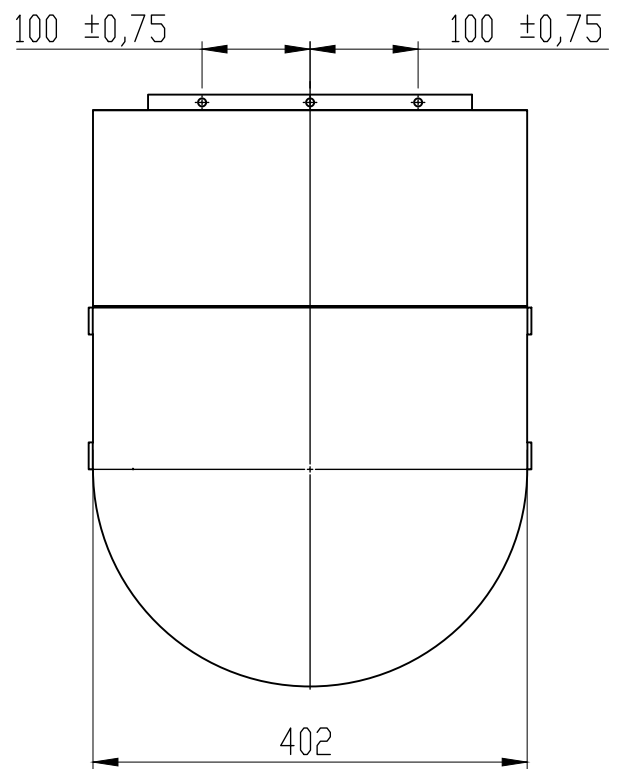
VISTA A
30,00°
ESCALA 2 : 3



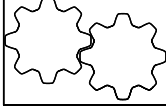
VISTA ISOMETRICA

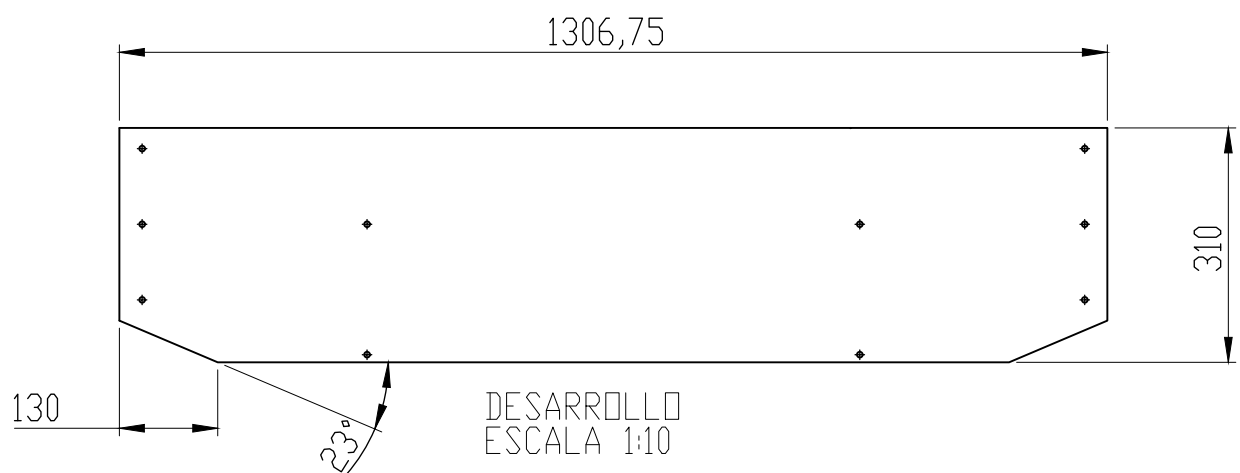
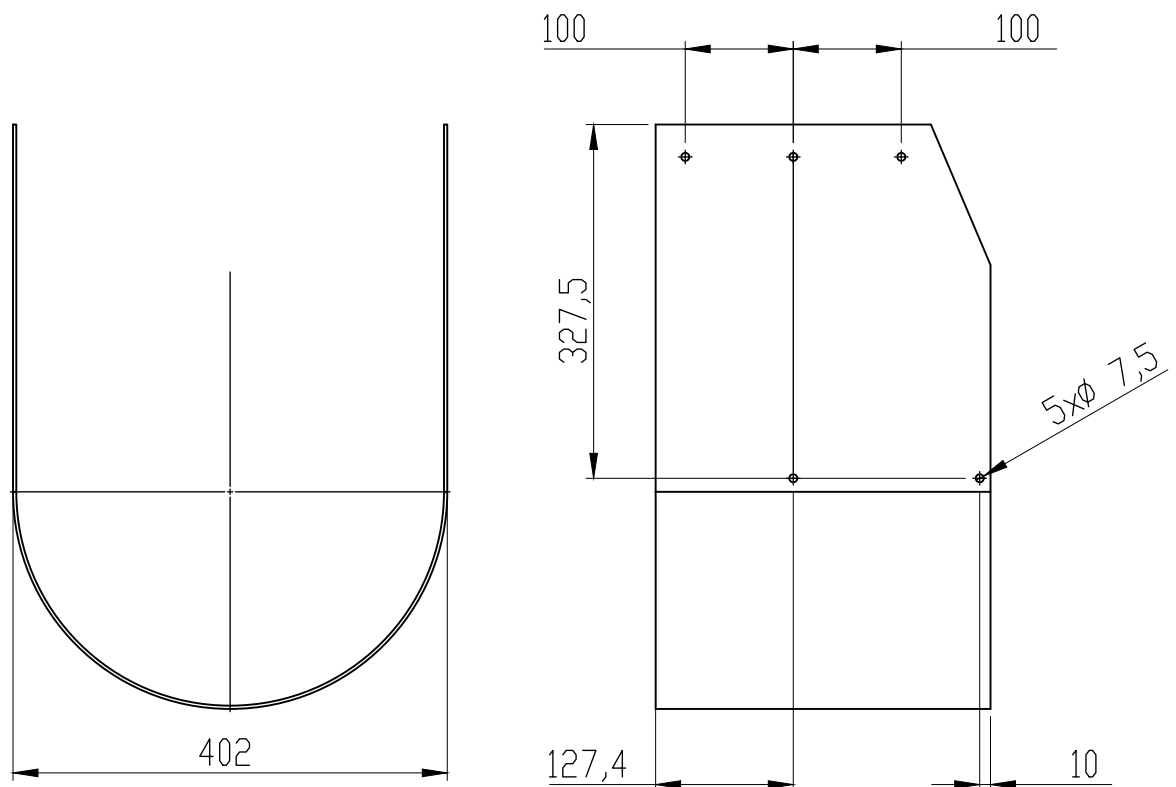
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	PORTAPICAS			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	2:3	08	PICK BOX	PF-PL-2-2.4	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



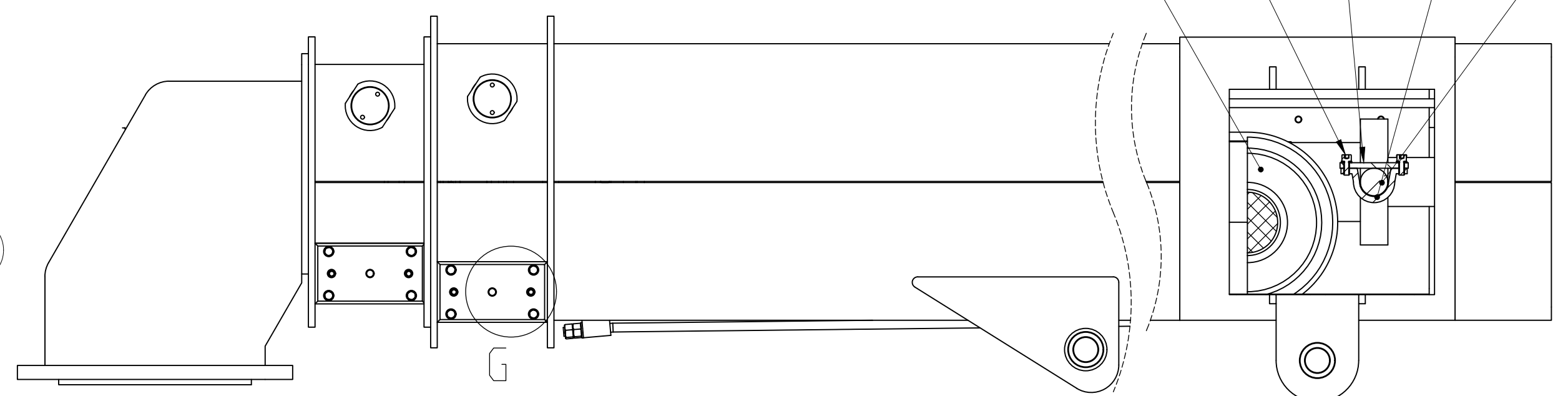
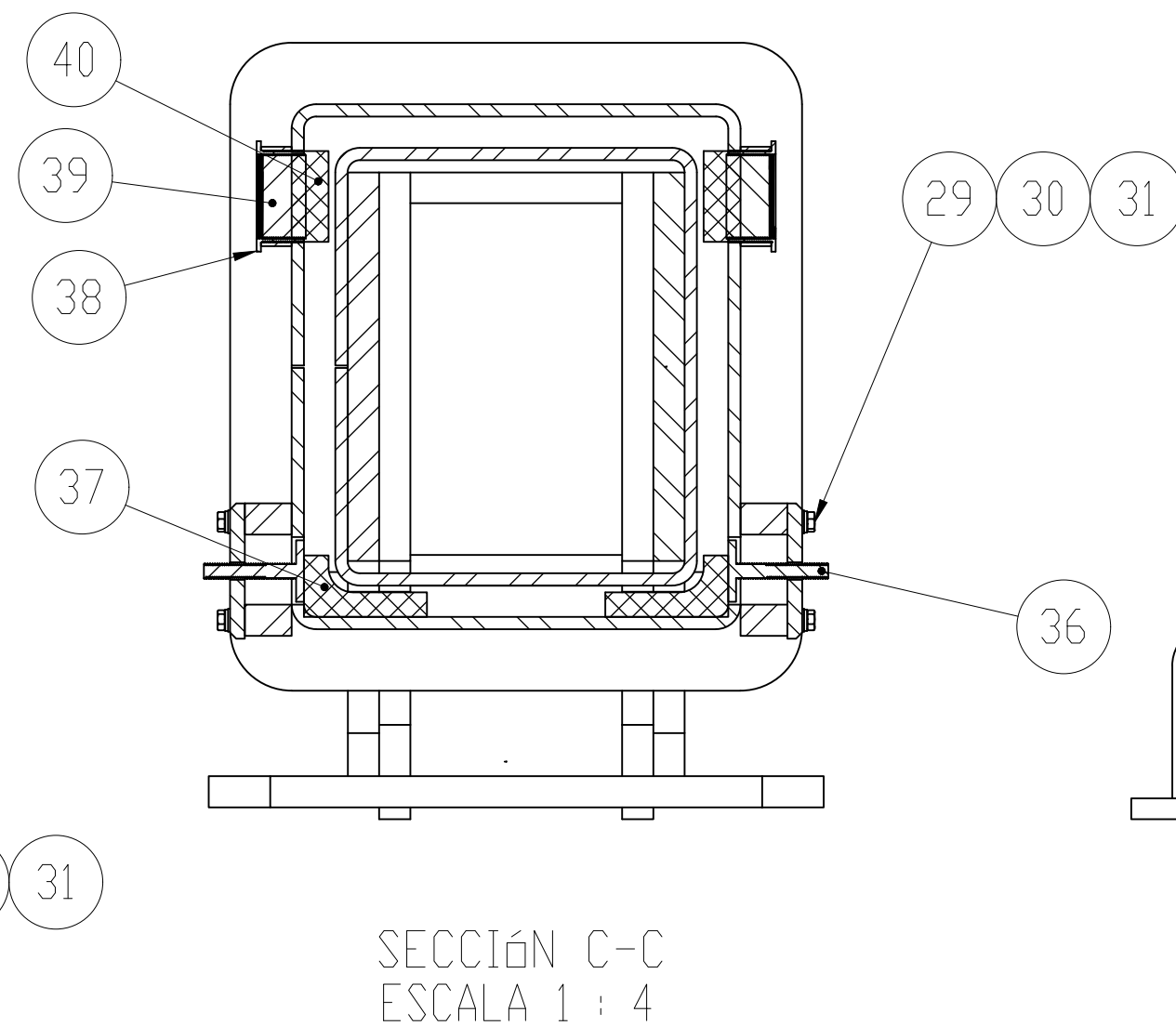
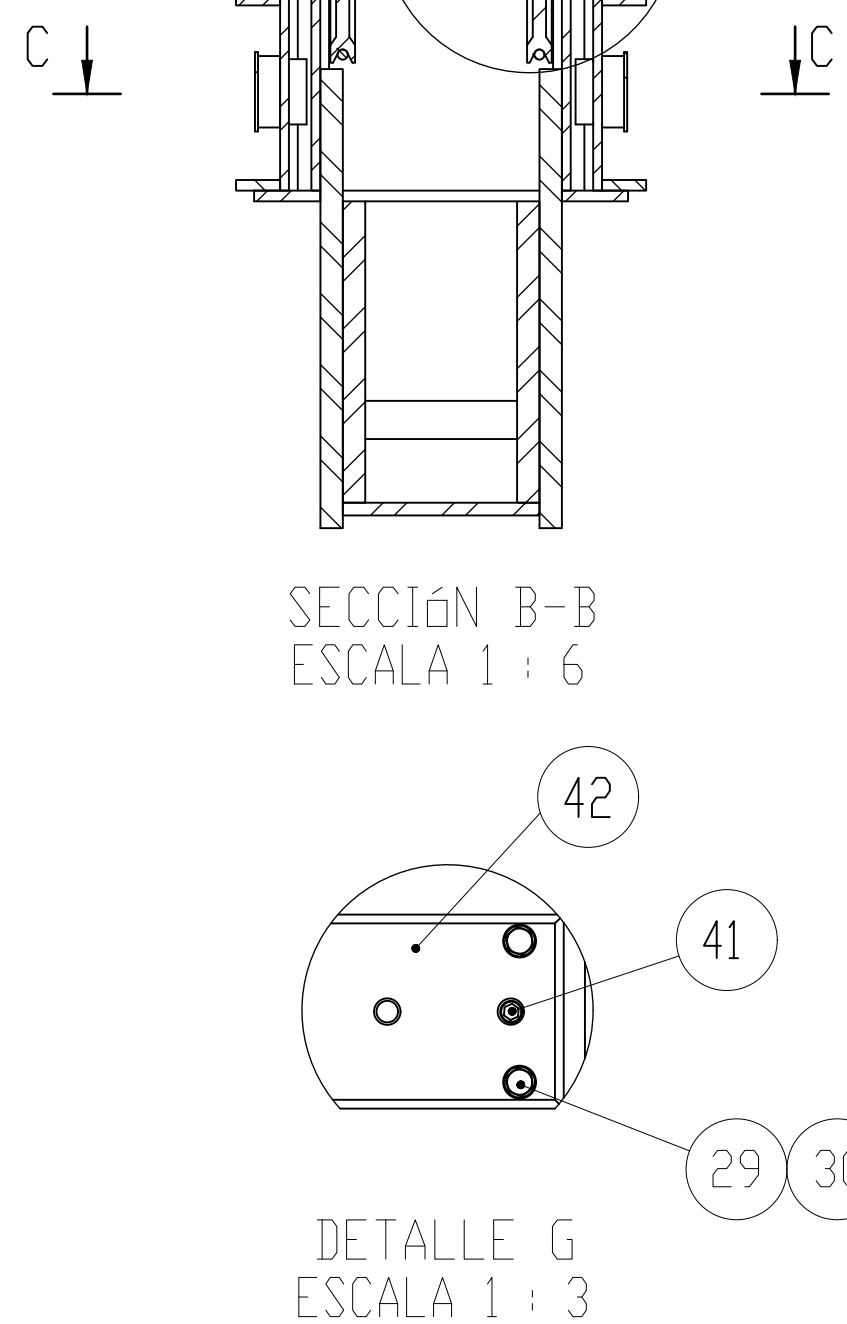
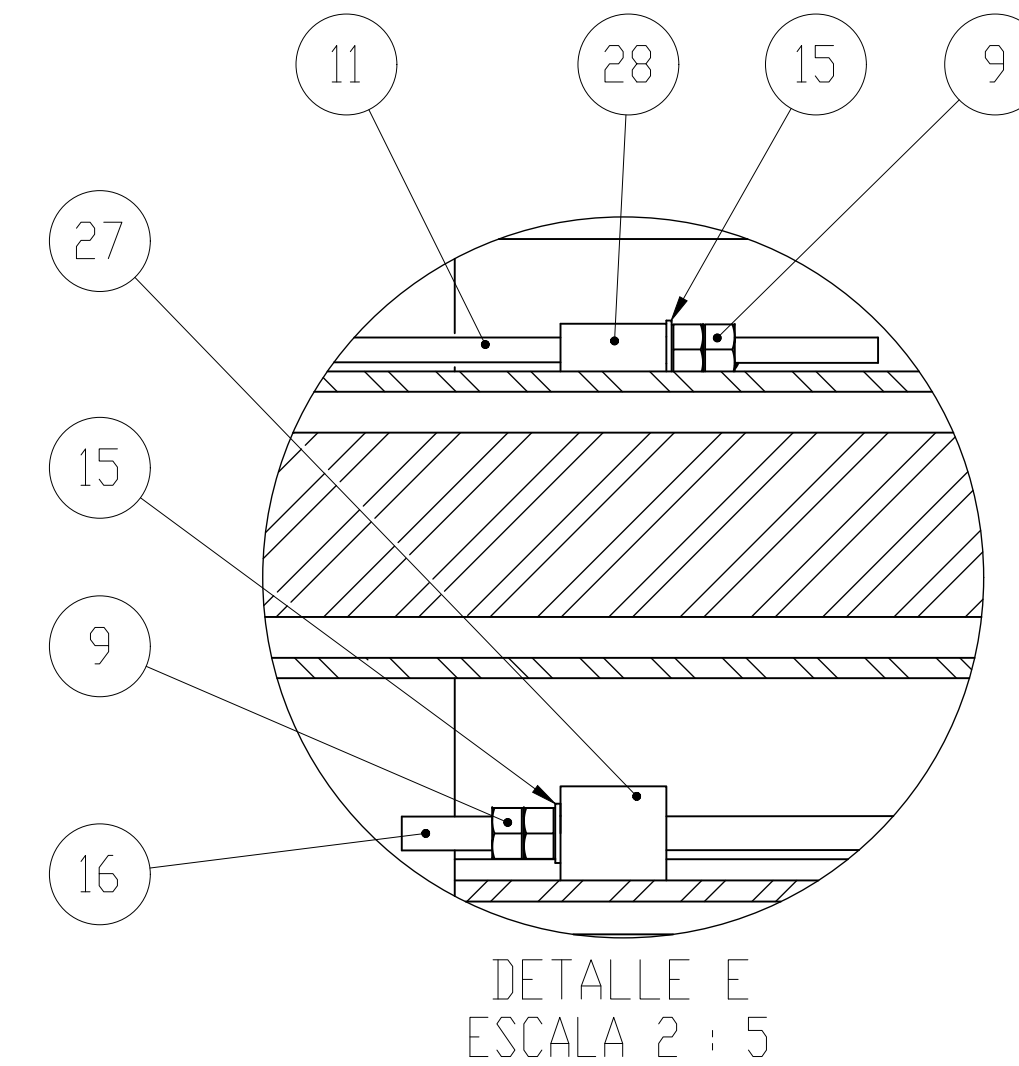
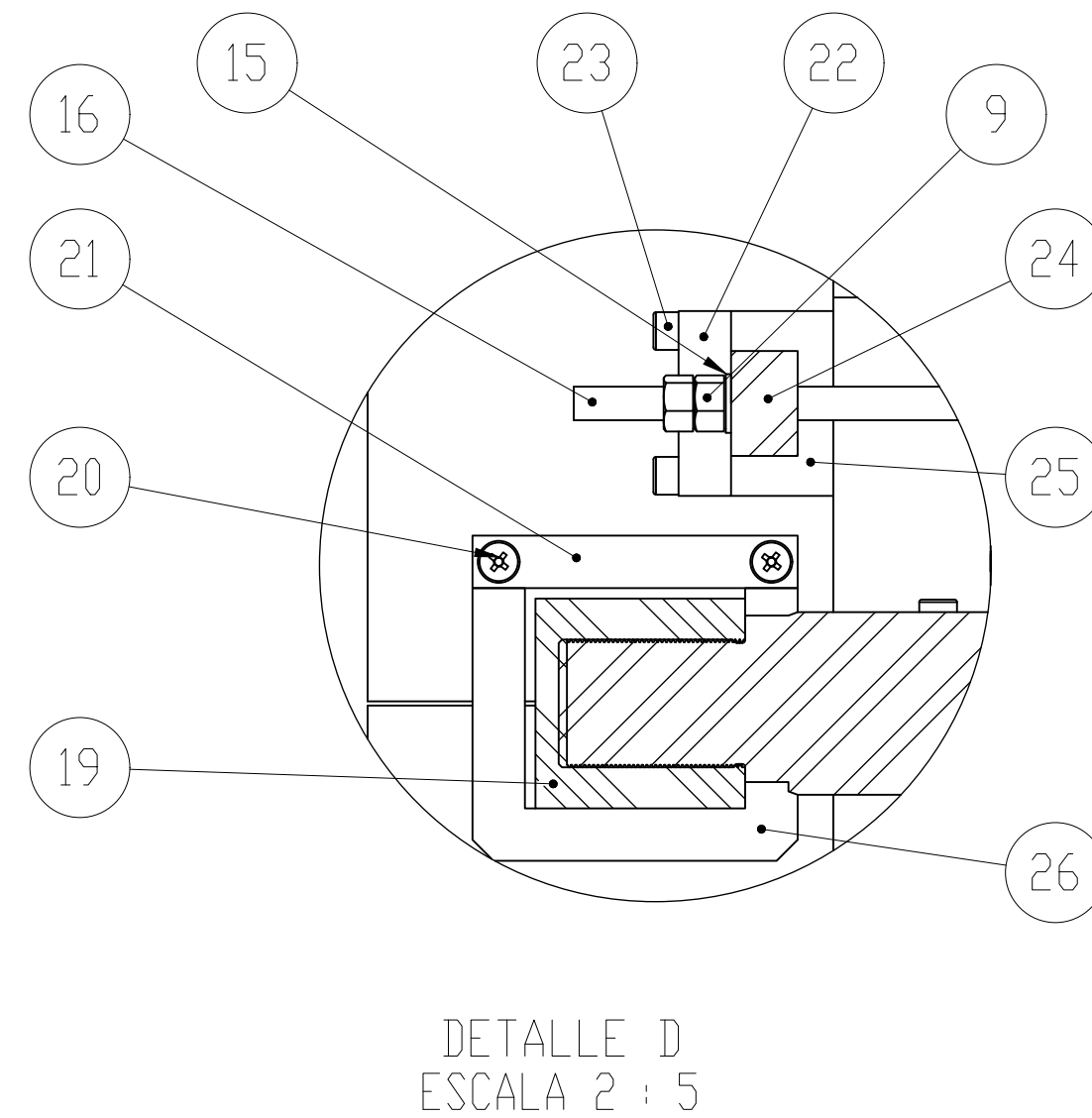
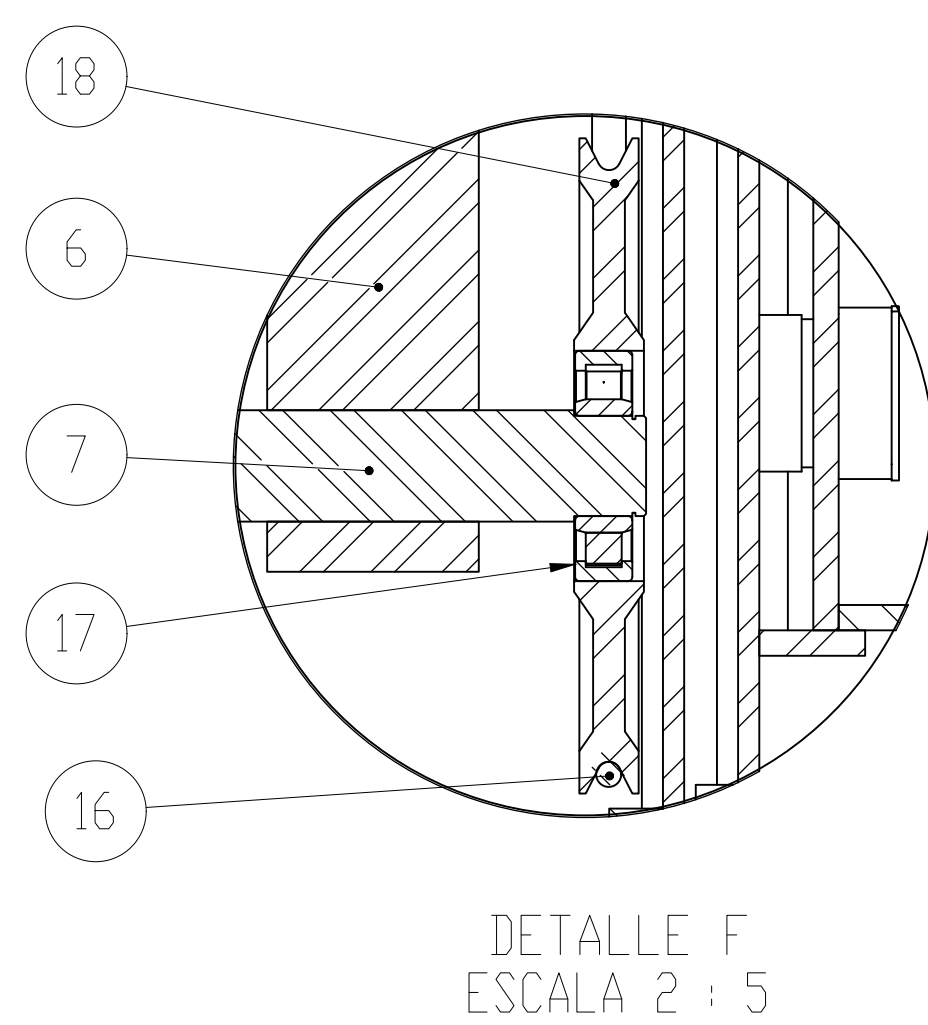
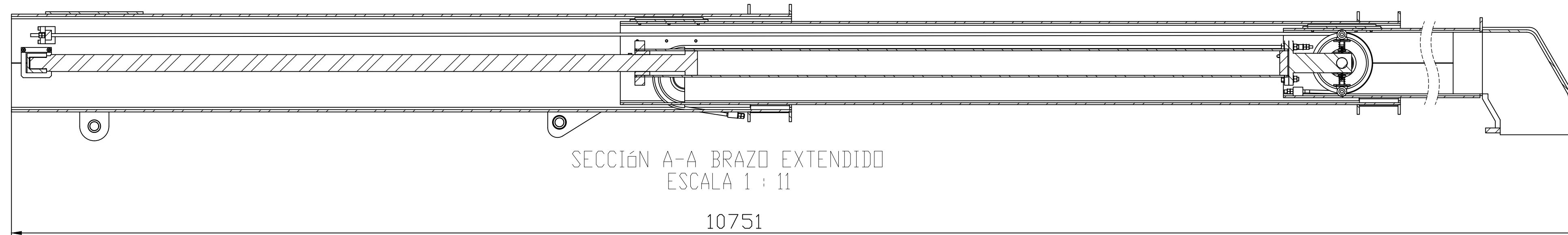
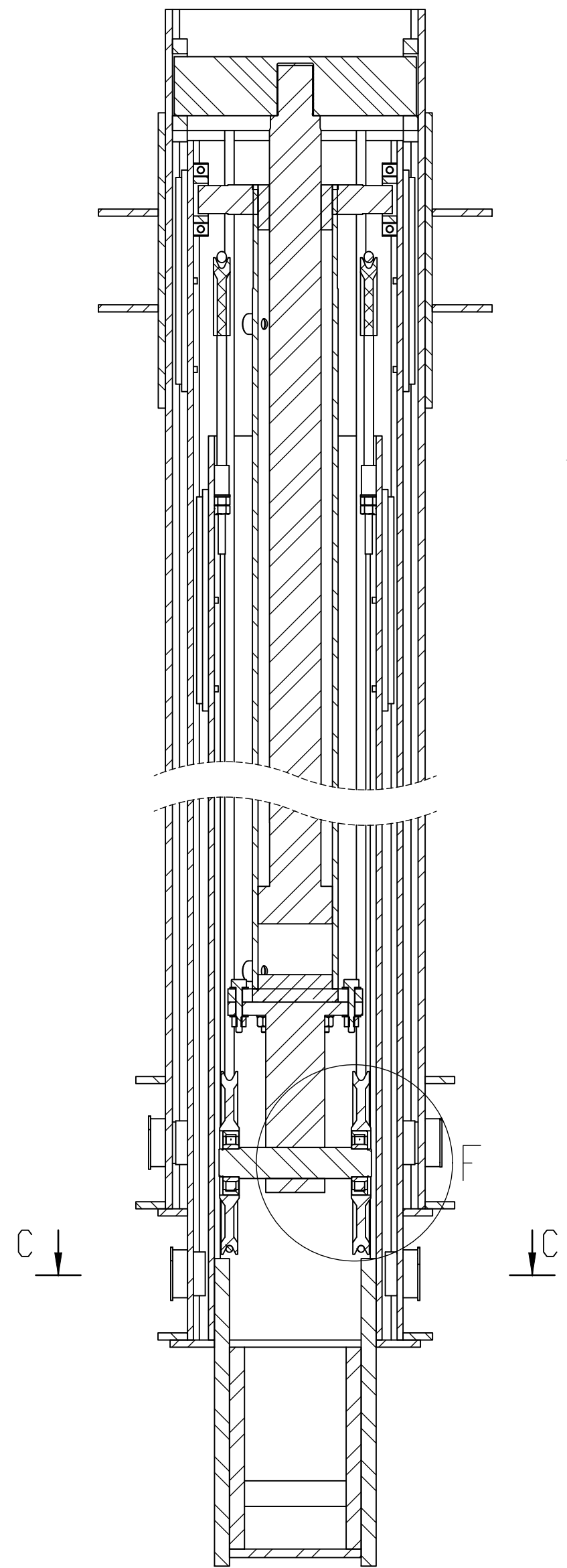
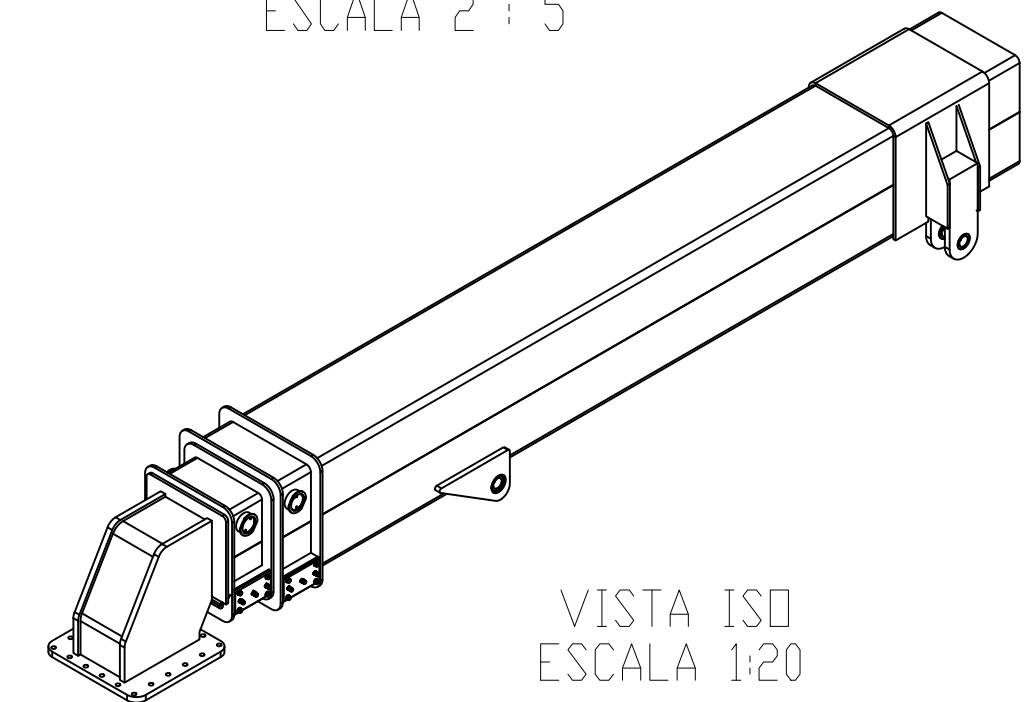
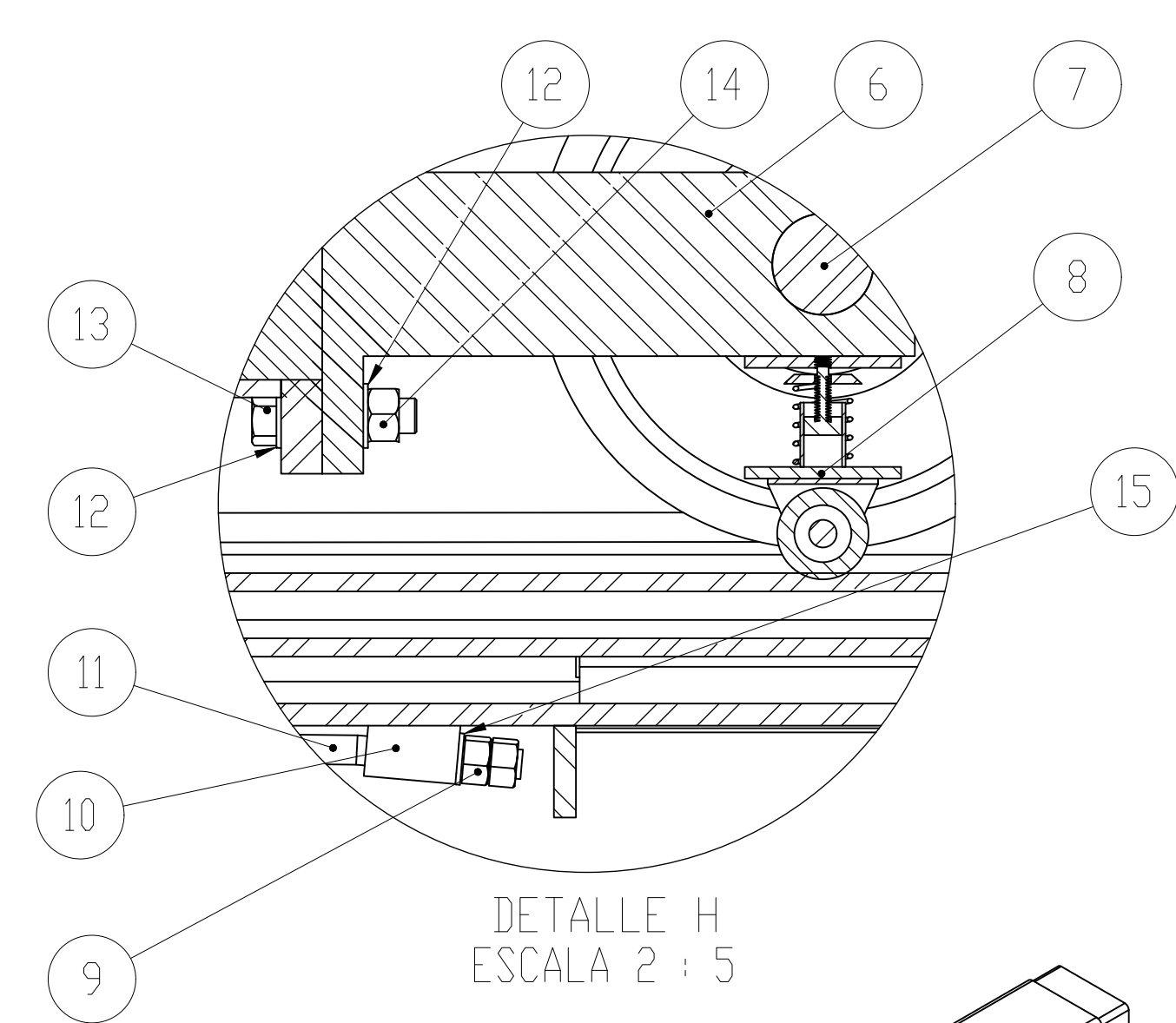
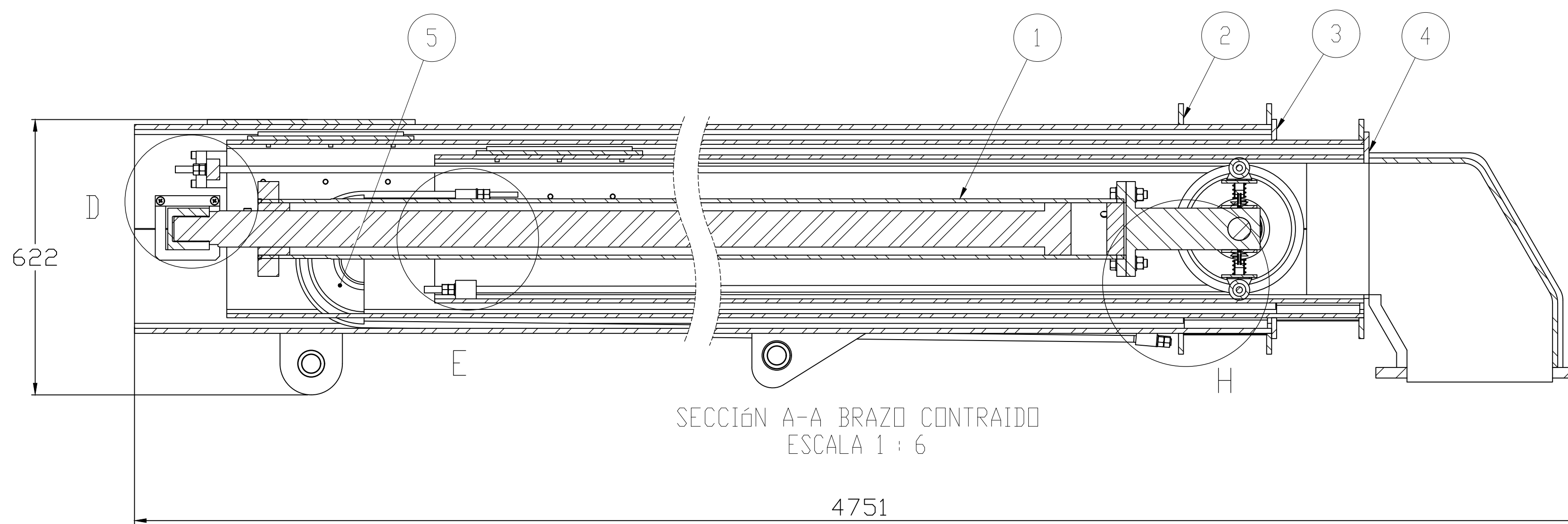
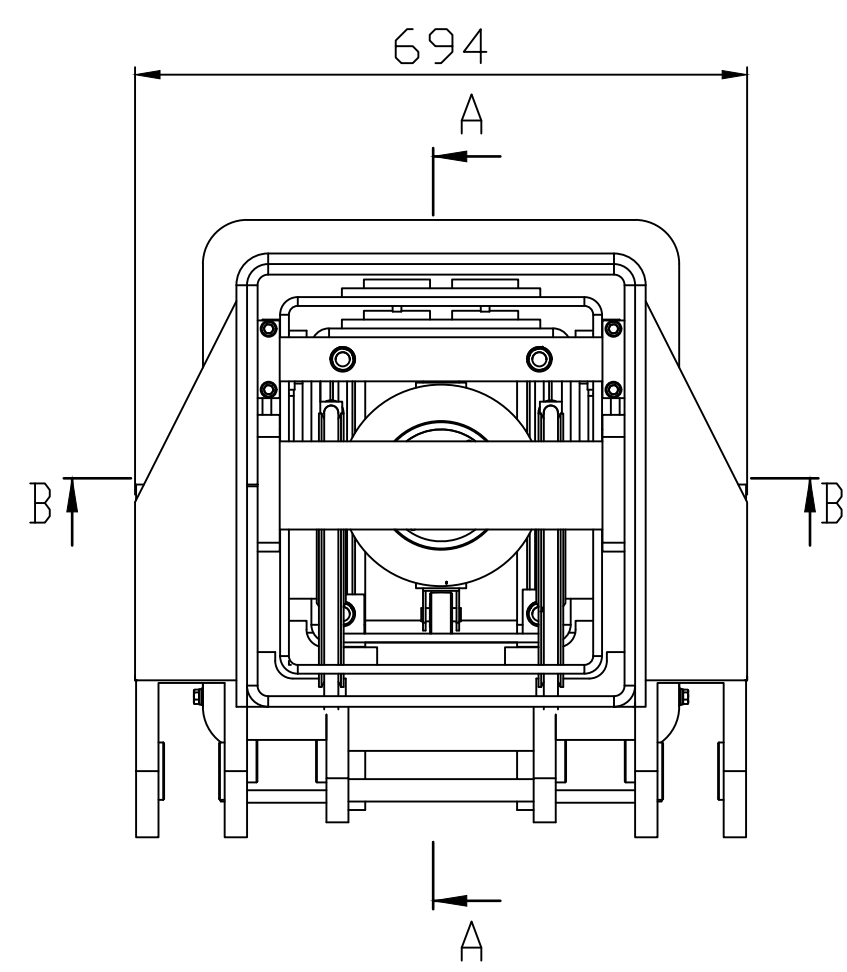
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	CHAPA SAE 1010 e=3mm			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:7	09	COBERTOR TRASERO DC	PF-PL-02-3	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

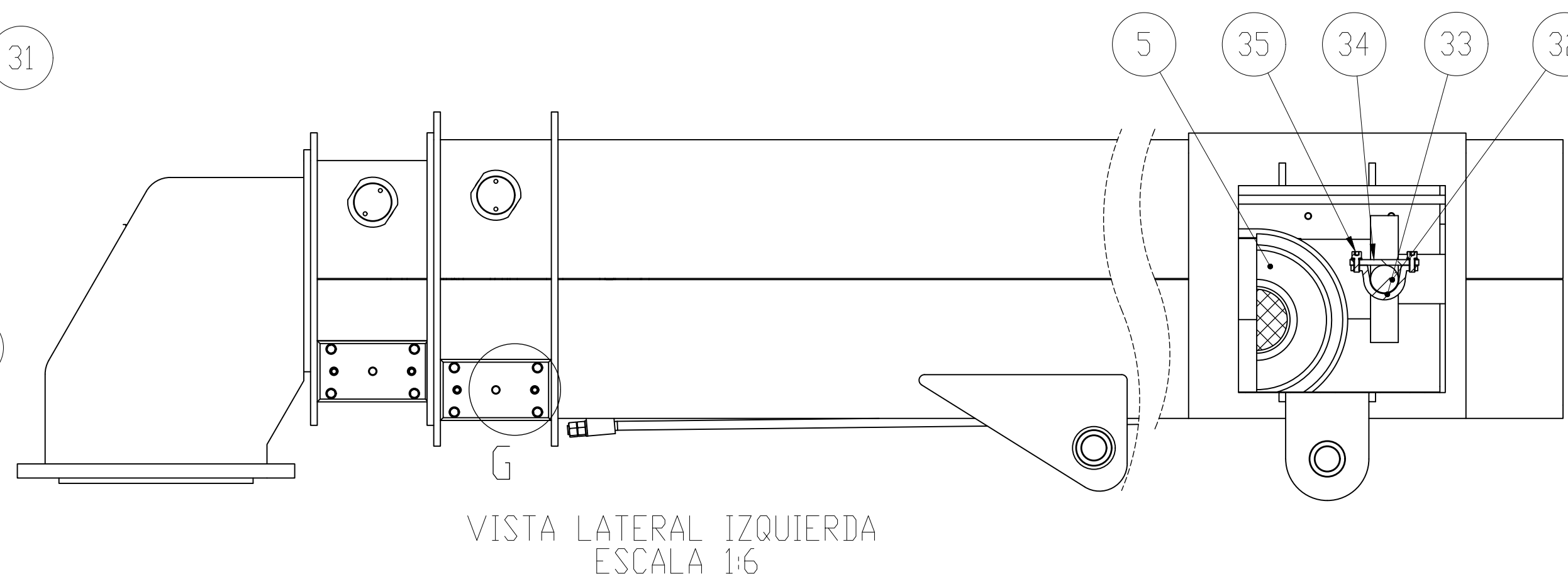
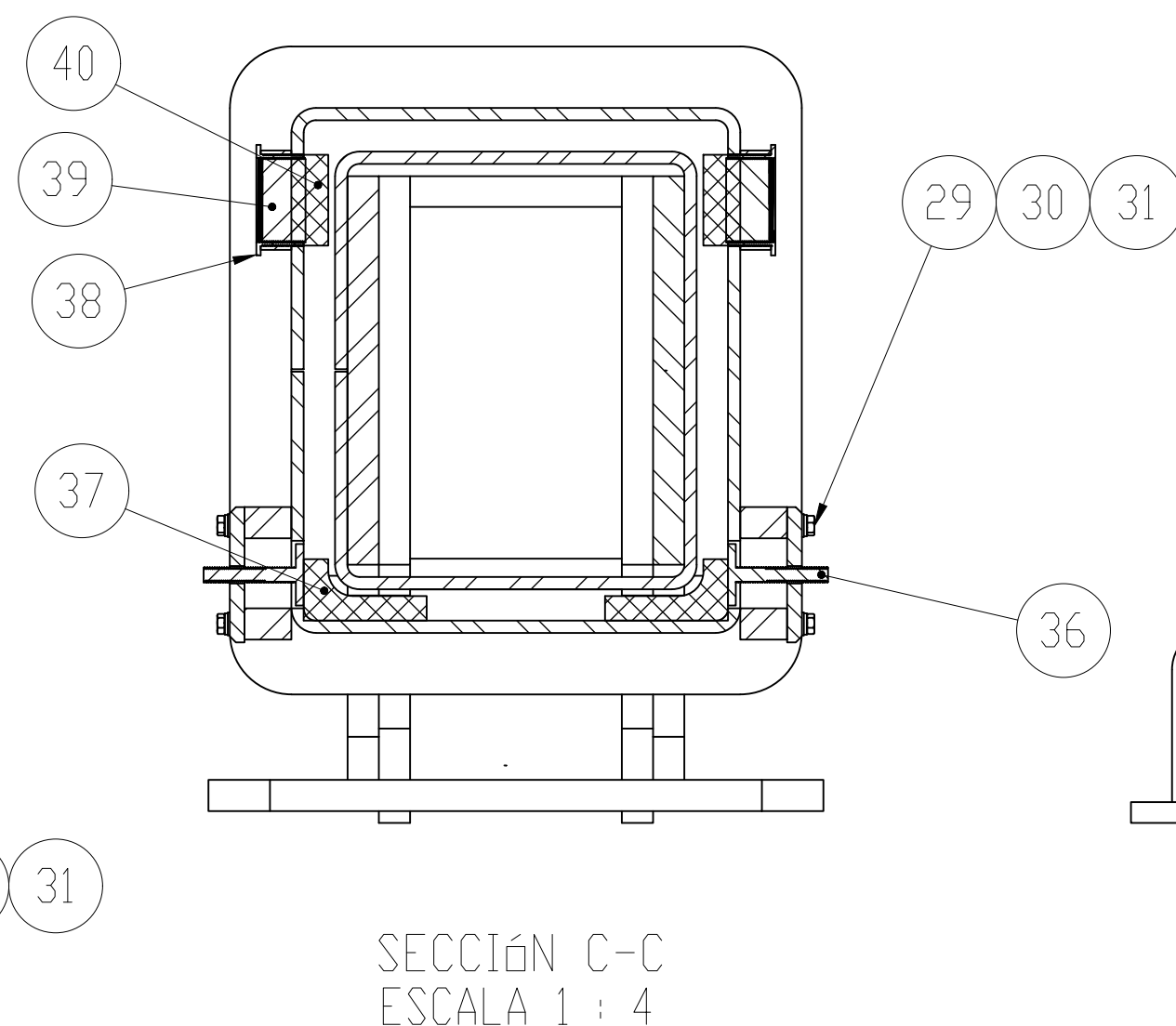
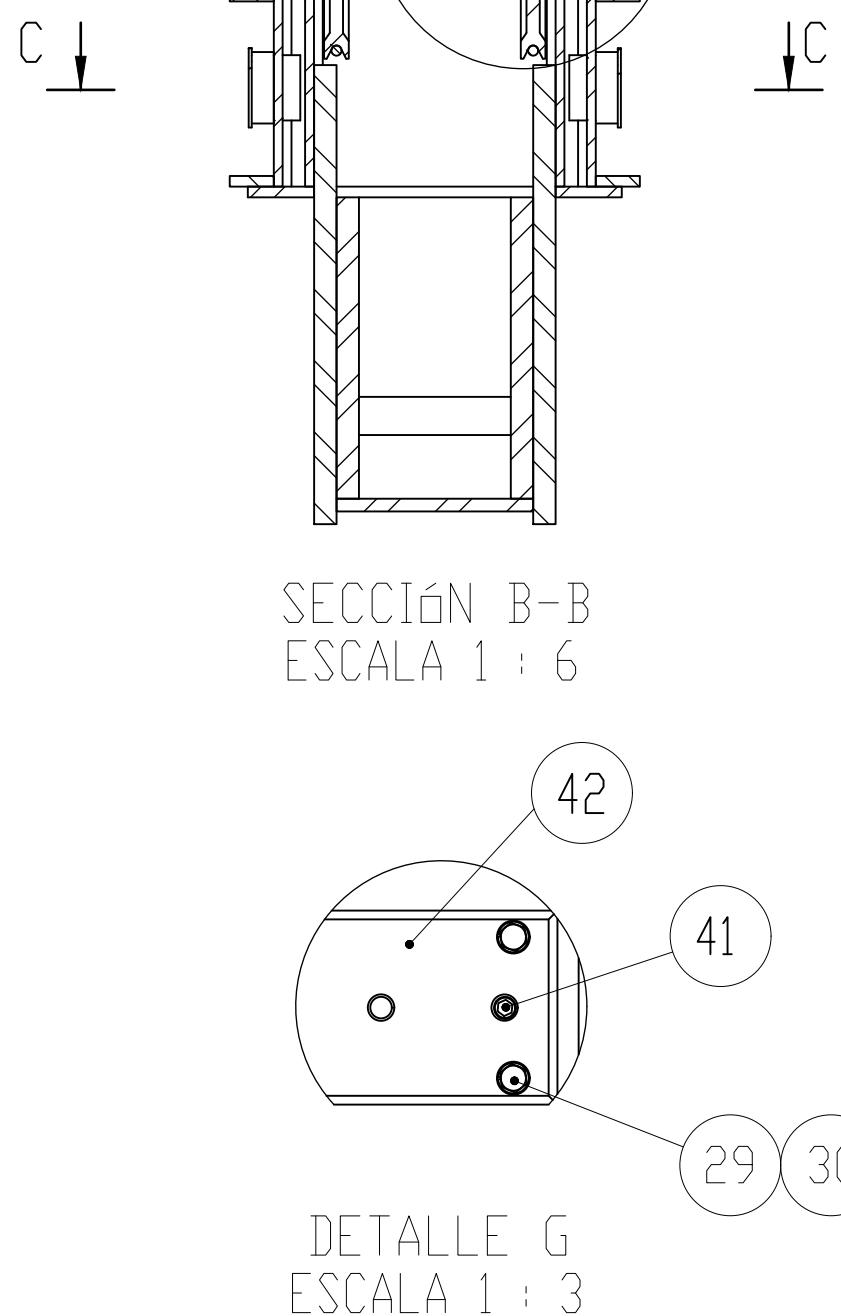
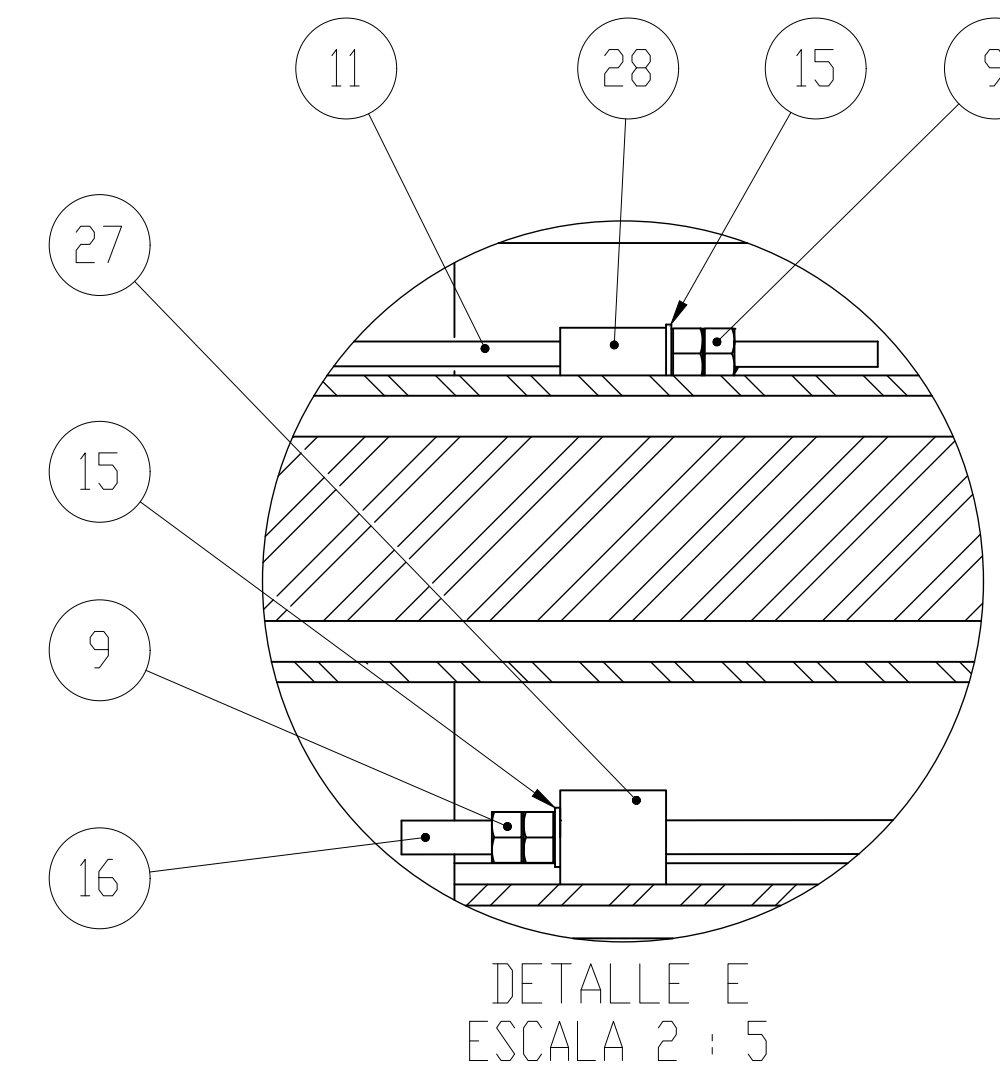
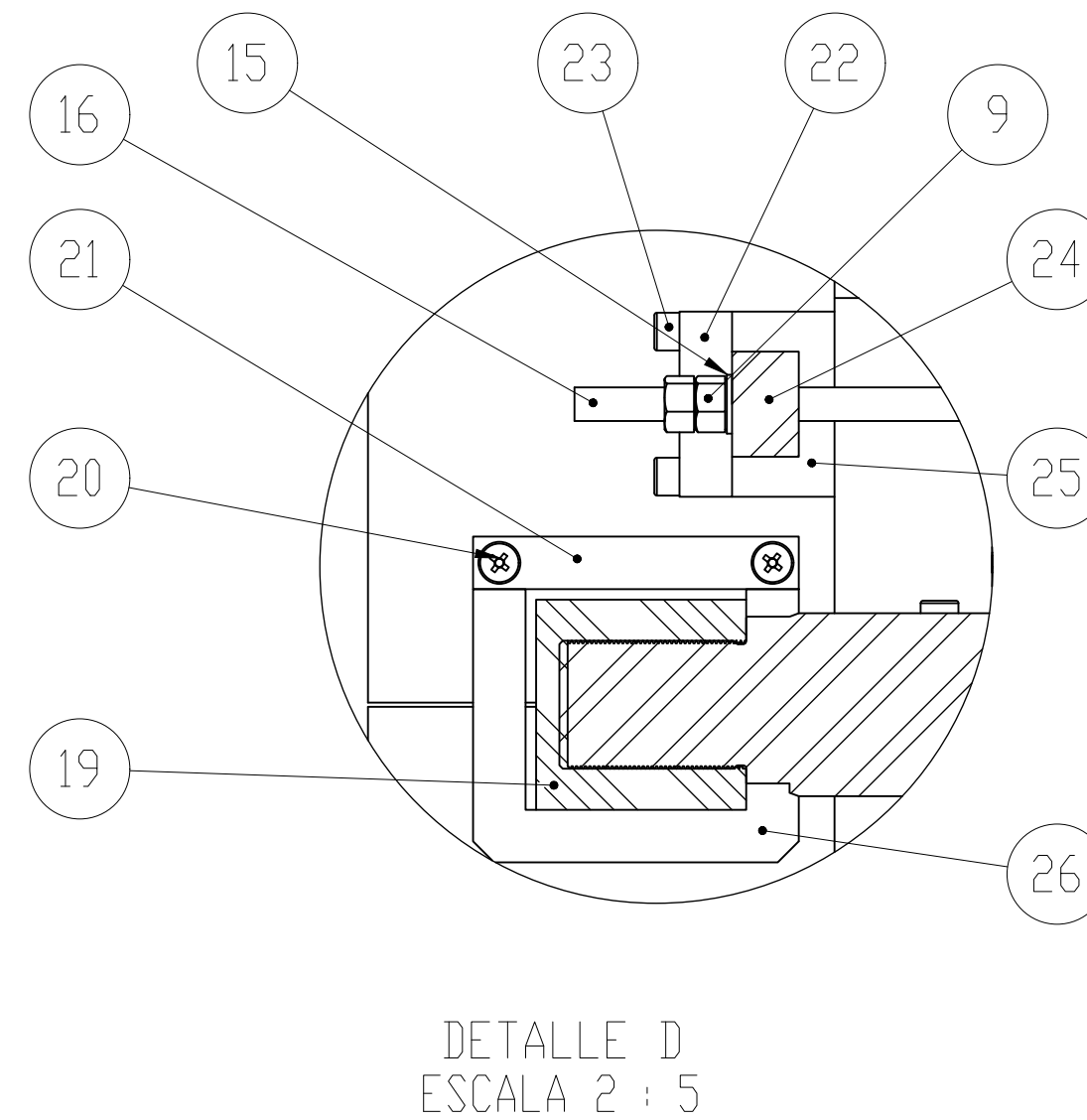
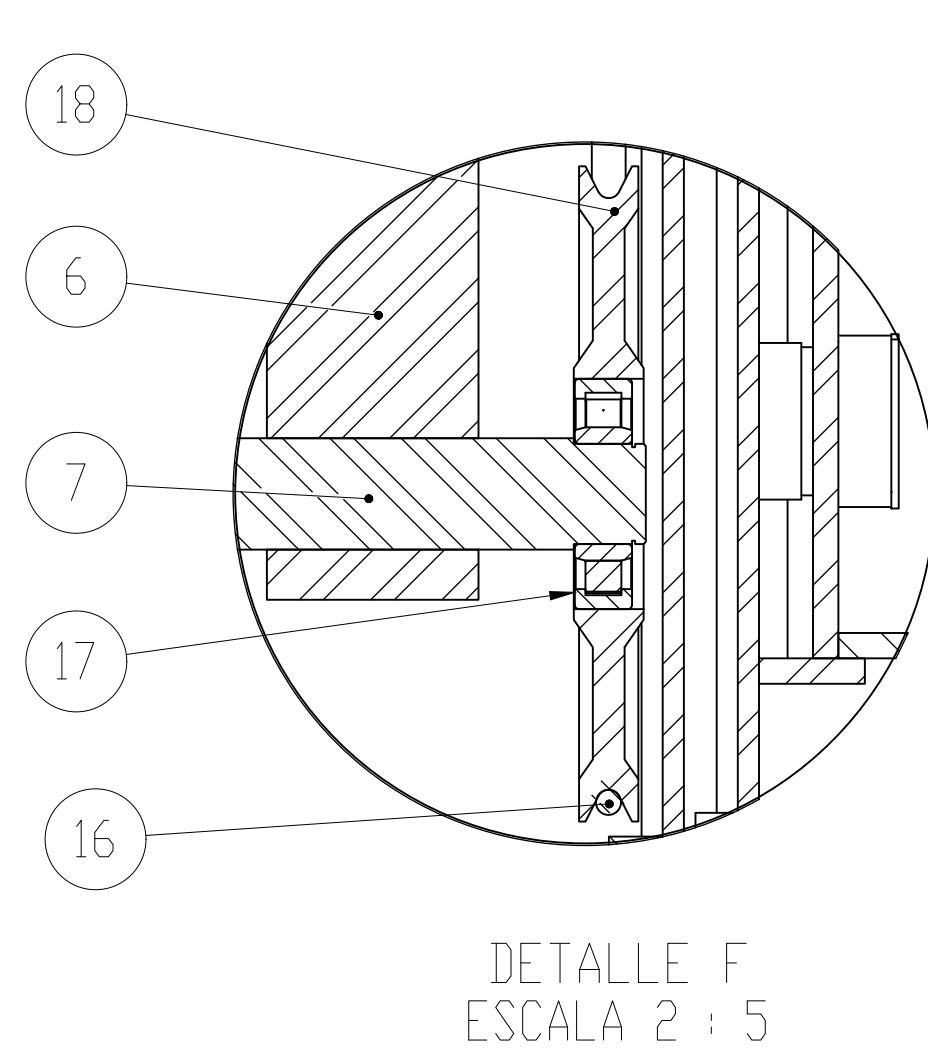
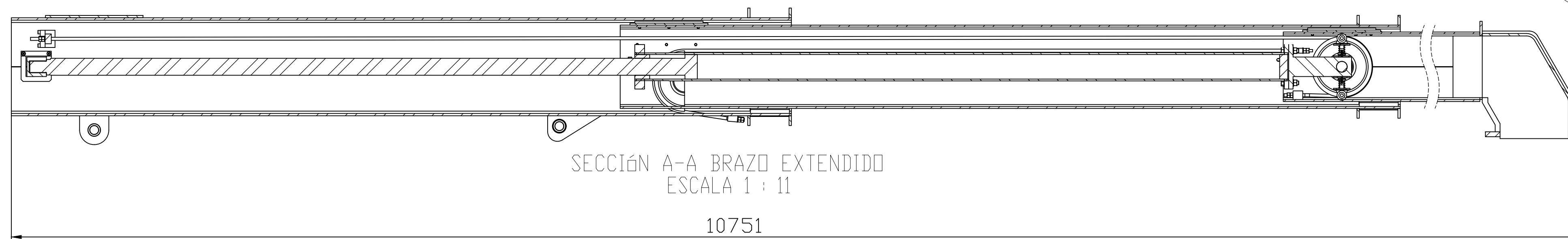
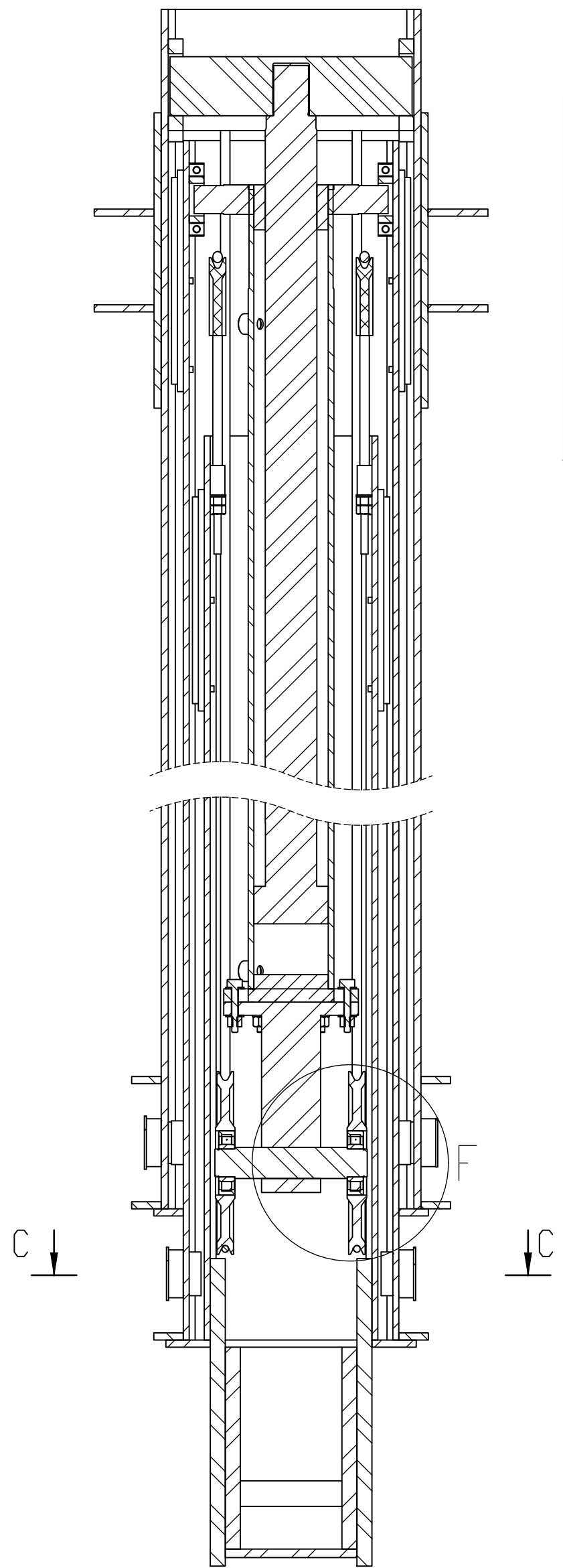
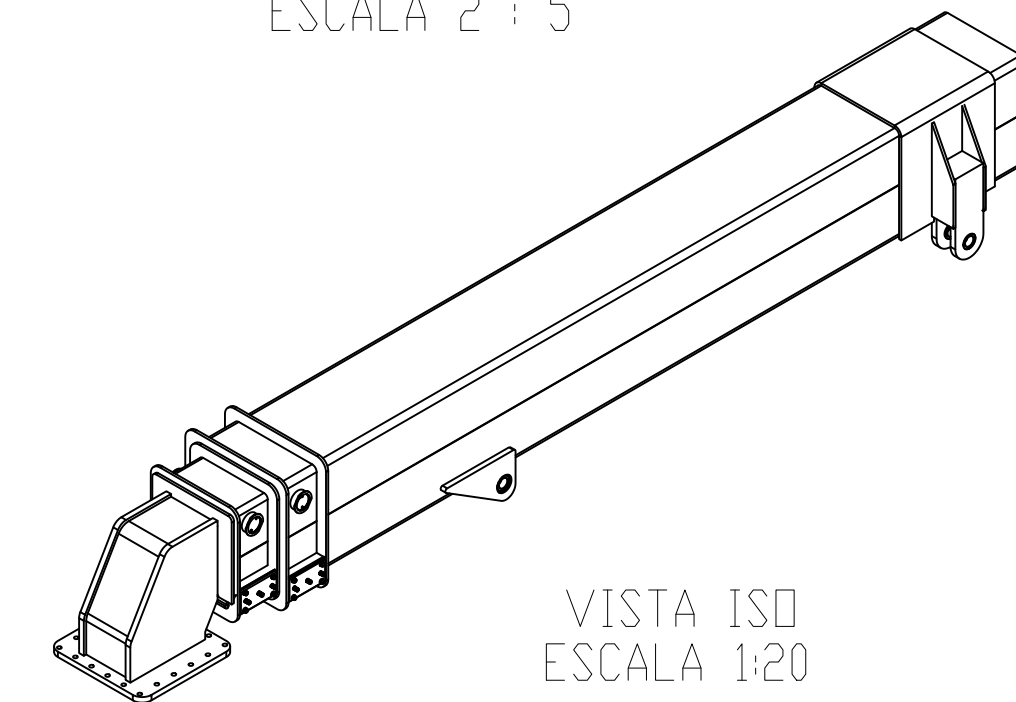
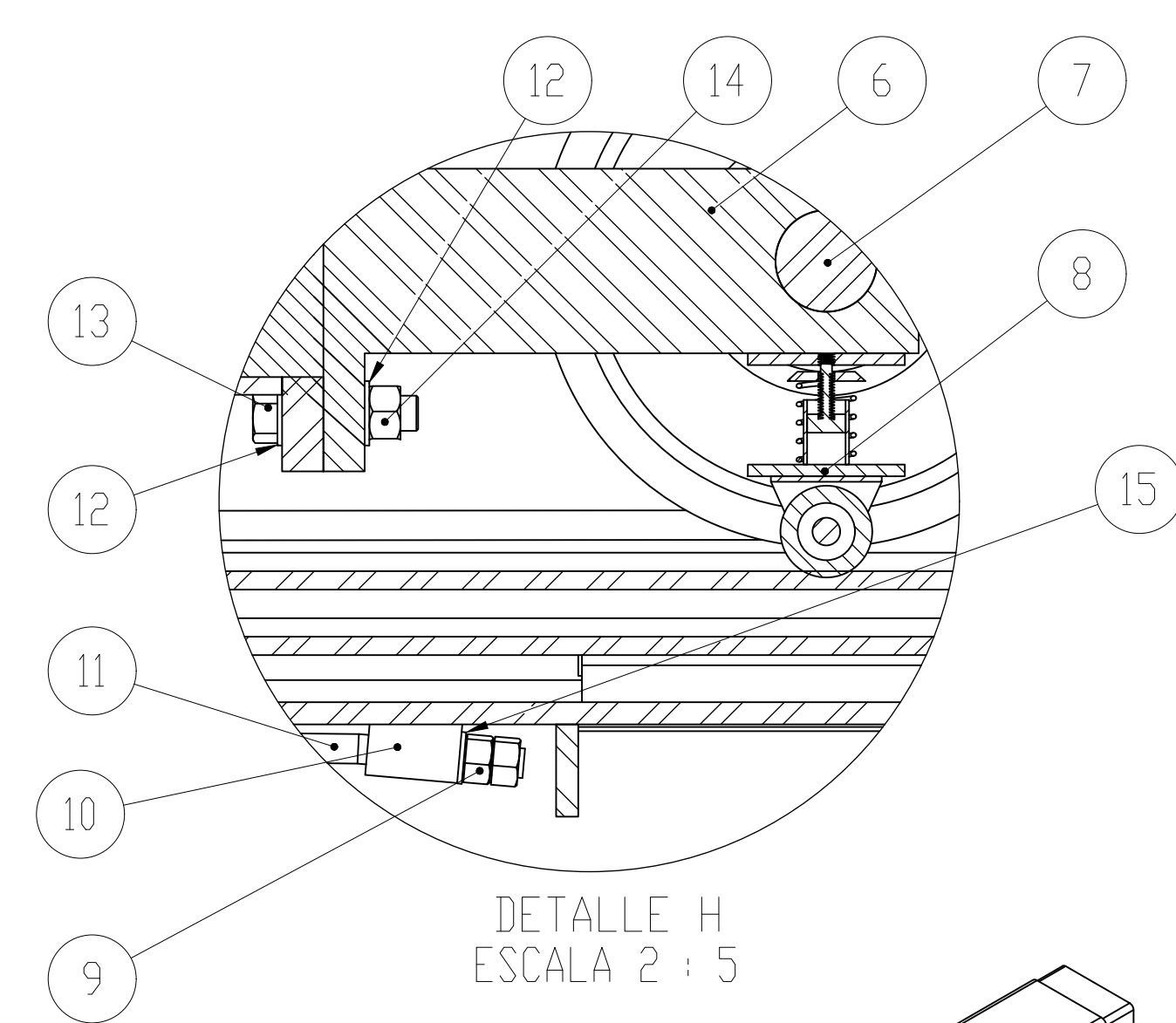
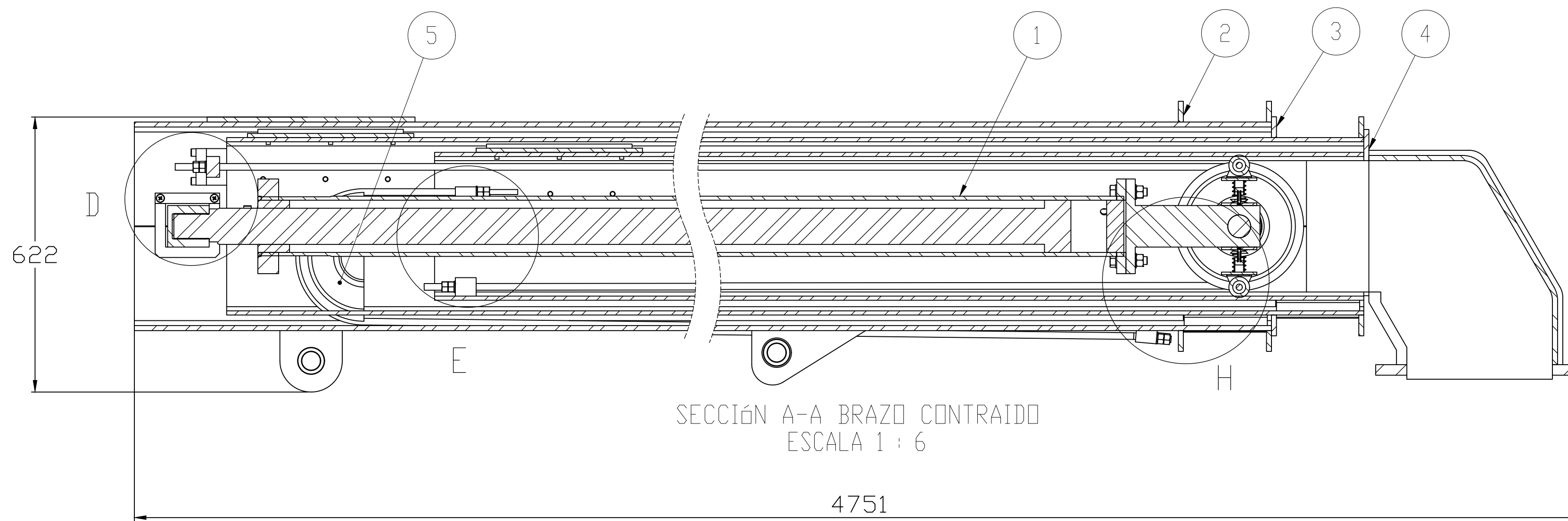
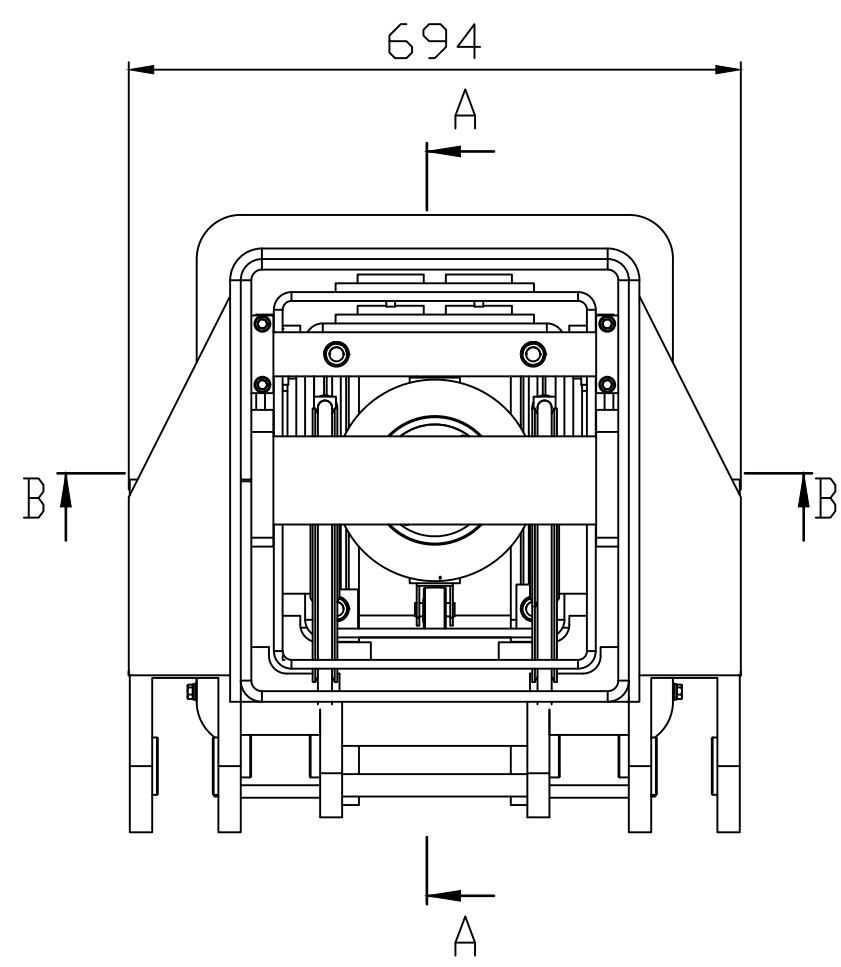
01	CHAPA SAE 1010 e=3mm			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:7	10	COBERTOR LATERAL DC	PF-PL-02-4	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



42	PLACA DE SELLADO	4	PF-PL-03-16
41	ESPARRAGO ALLEN 1/2"x3"-DIN 913	8	
40	PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-15
39	BIJUE PRISIONERO-PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-14
38	TAPA EXTERIOR-PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-13
37	PATIN INFERIOR	4	PF-PL-03-12
36	PLACA DE APRIETE P. PATIN INFERIOR	4	PF-PL-03-11
35	TORNILLO ALLEN M12x1.5-DIN912	4	
34	TAPA DE SUJECION TRUNNION	2	PF-PL-03-10
33	ALOJAMIENTO PARA TRUNNION	2	PF-PL-03-10
32	TRUNNION FIJO INTERMEDIO	1	
31	ARANDELA PLANA 3/8"-ISO 7089	16	
30	ARANDELA GROWER 3/8"-DIN 127	16	
29	TORNILLO HEXAGONAL 3/8"-10.9	16	
28	SOPORTE TENSOR CABLE DE ACERO TE	2	PF-PL-03-3-2
27	SOPORTE CABLE ACERO TI	2	PF-PL-03-3-1
26	ALOJAMIENTO SOPORTE CILINDRO EXT.	2	PF-PL-03-1-2
25	ALOJAMIENTO SOPORTE CABLE AC. TI	2	PF-PL 03-1-1
24	SOPORTE TENSOR CABLE DE ACERO TI	1	PF-PL 03-9
23	TORNILLO ALLEN M12x.5x50	4	ISO 4762-DIN 912
22	TOPE FRONTAL CABLE ACERO TI	2	PF-PL 03-8
21	TOPE SUPERIOR DE APOYO CILINDRO	2	PF-PL 03-7
20	TORN. CABEZA PLANA AVELLANDA M10	4	LARGO:35mm-ISO 7046-DIN 965
19	BARRA DE APOYO PARA CILINDRO EXT.	1	PF-PL 03-6
18	POLEA DE REENVIO	2	PF-PL 03-4-4
17	RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS	2	50x110x27(SKF NU 310 ECP)
16	CABLE DE ACERO 6x36 IWRC (L=7550)	2	
15	ARANDELA PLANA M16-ISO 7089	8	
14	TUERCA HEXAGONAL 3/4"	12	
13	TORNILLO HEXAGONAL 3/4"x3"-10.9	12	
12	ARANDELA PLANA 3/4"-ISO 7089	24	
11	CABLE DE ACERO 6x36 IWRC (L=4400)	2	TERMINAL PRENSADO M16
10	SOPORTE TE CABLE DE ACERO	2	PF-PL 03-5
09	TUERCA HEXAGONAL M16-ISO 4032	16	
08	AMORTIGUADOR CARRO DE POLEAS	2	PF-PL 03-4-3
07	EJE CARRO DE POLEAS	1	PF-PL 03-4-2
06	SOPORTE ABRIDADO CARRO DE POLEAS	1	PF-PL 03-4-1
05	POLEA DE RETORNO	2	PF-PL 03-2-1
04	TRAMO 3 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-3
03	TRAMO 2 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-2
02	TRAMO 1 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-1
01	CILINDRO DE EXTENSION	1	PARKER PN° 5HDDRDHBS24A125
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION

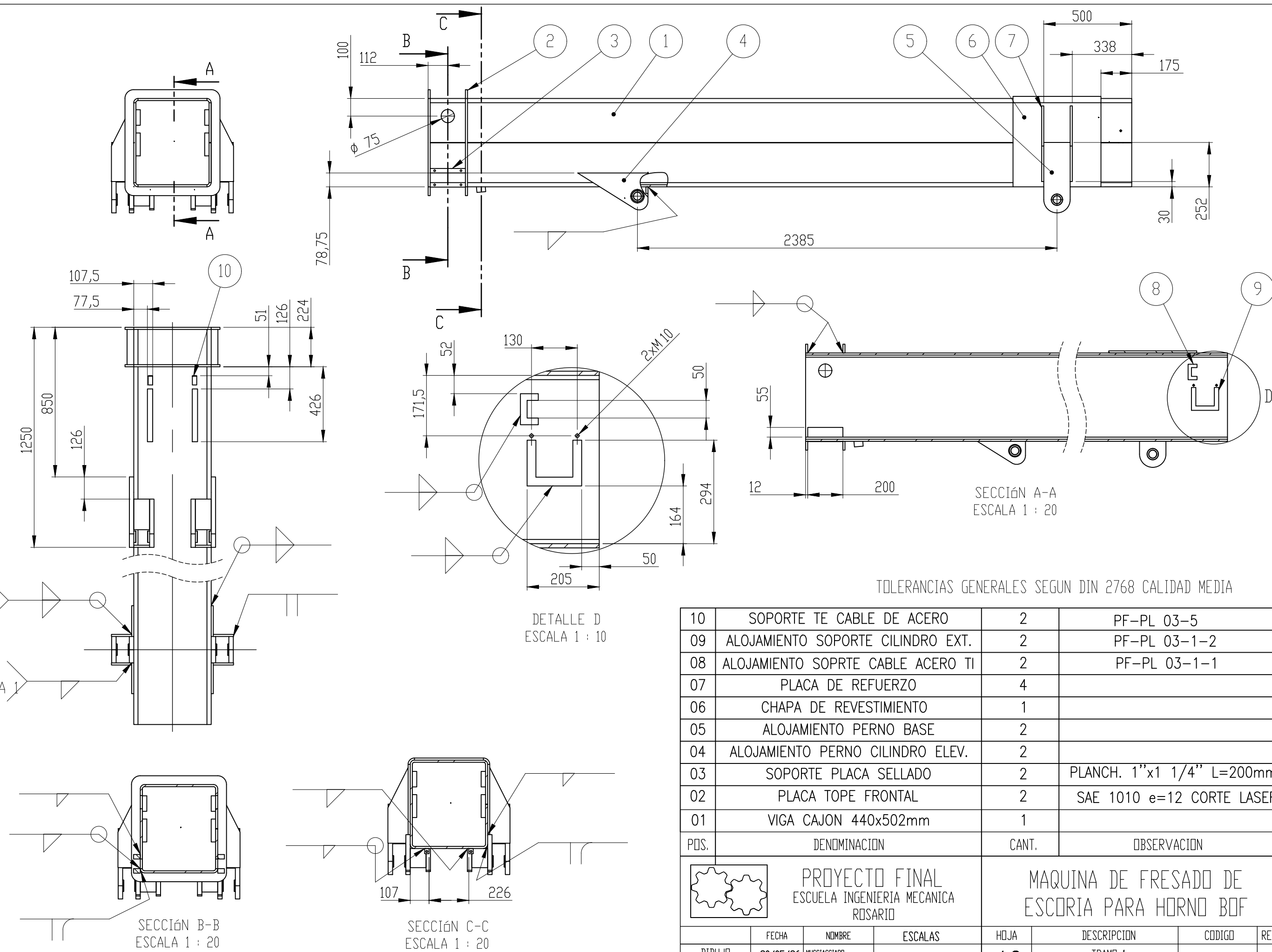
		PROYECTO FINAL		MAQUINA DE FRESADO DE			
		ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARO	1:25	11	BRAZO EXTENSIBLE	PF-PL-03	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA



42	PLACA DE SELLADO	4	PF-PL-03-16
41	ESPARRAGO ALLEN 1/2"x3"-DIN 913	8	
40	PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-15
39	BIJUE PRISIONERO-PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-14
38	TAPA EXTERIOR-PATIN REDONDO	4	PF-PL-03-13
37	PATIN INFERIOR	4	PF-PL-03-12
36	PLACA DE APRIETE P. PATIN INFERIOR	4	PF-PL-03-11
35	TORNILLO ALLEN M12x1.5-DIN912	4	
34	TAPA DE SUJECION TRUNNION	2	PF-PL-03-10
33	ALOJAMIENTO PARA TRUNNION	2	PF-PL-03-10
32	TRUNNION FIJO INTERMEDIO	1	
31	ARANDELA PLANA 3/8"-ISO 7089	16	
30	ARANDELA GROWER 3/8"-DIN 127	16	
29	TORNILLO HEXAGONAL 3/8"-10.9	16	
28	SOPORTE TENSOR CABLE DE ACERO TE	2	PF-PL-03-3-2
27	SOPORTE CABLE ACERO TI	2	PF-PL-03-3-1
26	ALOJAMIENTO SOPORTE CILINDRO EXT.	2	PF-PL-03-1-2
25	ALOJAMIENTO SOPORTE CABLE AC. TI	2	PF-PL 03-1-1
24	SOPORTE TENSOR CABLE DE ACERO TI	1	PF-PL 03-9
23	TORNILLO ALLEN M12x.5x50	4	ISO 4762-DIN 912
22	TOPE FRONTAL CABLE ACERO TI	2	PF-PL 03-8
21	TOPE SUPERIOR DE APOYO CILINDRO	2	PF-PL 03-7
20	TORN. CABEZA PLANA AVELLADA M10	4	LARGO:35mm-ISO 7046-DIN 965
19	BARRA DE APOYO PARA CILINDRO EXT.	1	PF-PL 03-6
18	POLEA DE REENVIO	2	PF-PL 03-4-4
17	RODAMIENTO DE RODILLOS CILINDRICOS	2	50x110x27(SKF NU 310 ECP)
16	CABLE DE ACERO 6x36 IWRC (L=7550)	2	
15	ARANDELA PLANA M16-ISO 7089	8	
14	TUERCA HEXAGONAL 3/4"	12	
13	TORNILLO HEXAGONAL 3/4"x3"-10.9	12	
12	ARANDELA PLANA 3/4"-ISO 7089	24	
11	CABLE DE ACERO 6x36 IWRC (L=4400)	2	TERMINAL PRENSADO M16
10	SOPORTE TE CABLE DE ACERO	2	PF-PL 03-5
09	TUERCA HEXAGONAL M16-ISO 4032	16	
08	AMORTIGUADOR CARRO DE POLEAS	2	PF-PL 03-4-3
07	EJE CARRO DE POLEAS	1	PF-PL 03-4-2
06	SOPORTE ABRIDADO CARRO DE POLEAS	1	PF-PL 03-4-1
05	POLEA DE RETORNO	2	PF-PL 03-2-1
04	TRAMO 3 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-3
03	TRAMO 2 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-2
02	TRAMO 1 DE BRAZO EXTENSIBLE	1	PF-PL 03-1
01	CILINDRO DE EXTENSION	1	PARKER PN° 5HDDRDHBS24A125
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION

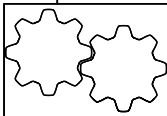
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
REVISO	20/05/26	MUCCIACCIARO	1:25	11	BRAZO EXTENSIBLE	PF-PL-03	0
	20/05/26	BUFARINI					

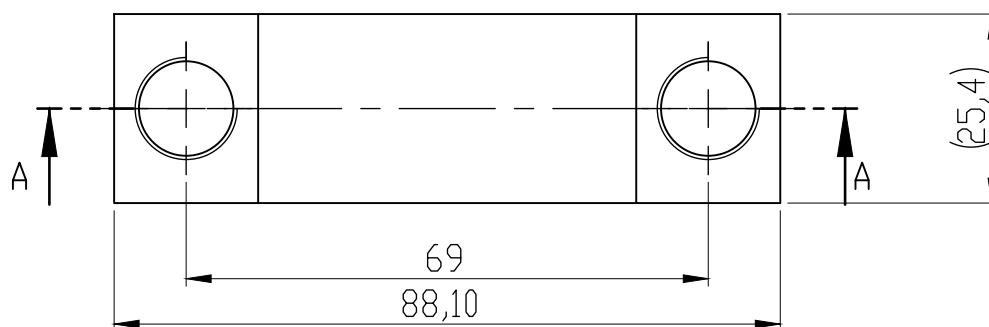
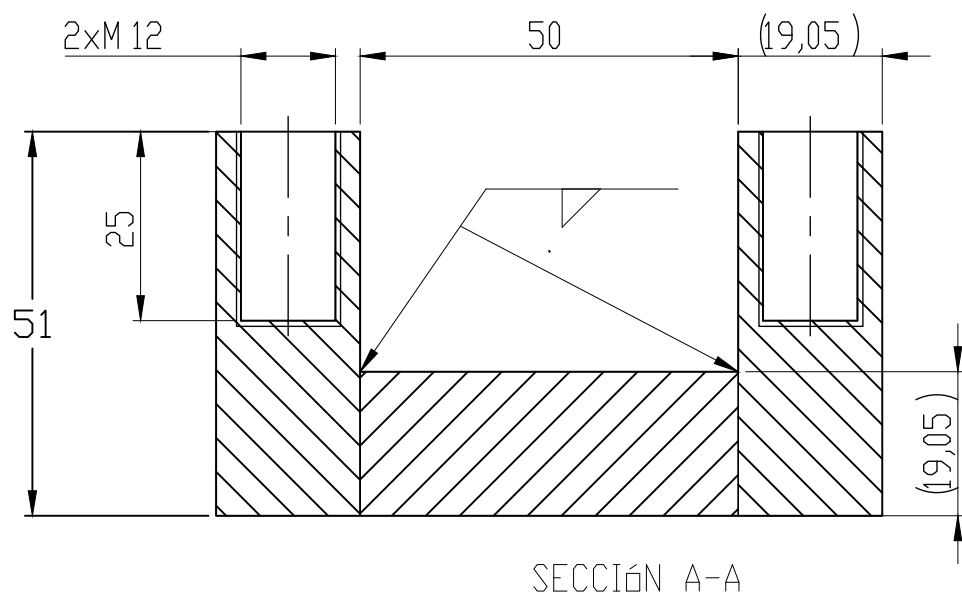


VER
NOTA 1

VER
NOTA 1

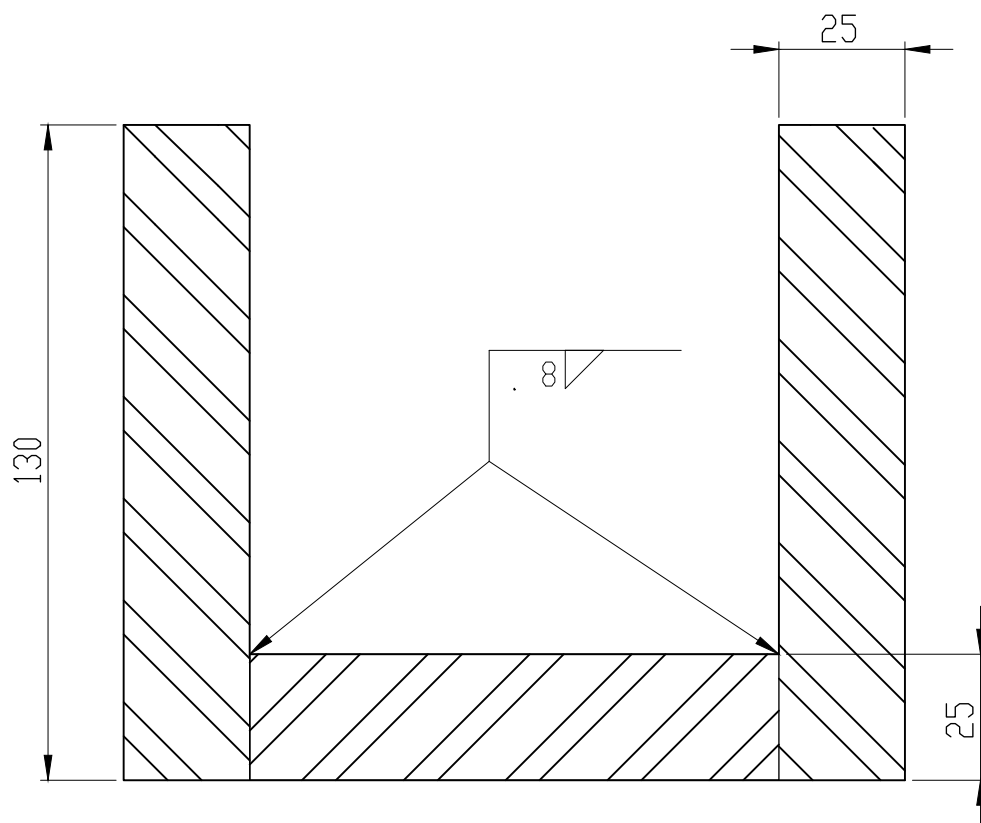
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

10	SOPORTE TE CABLE DE ACERO	2	PF-PL 03-5				
09	ALOJAMIENTO SOPORTE CILINDRO EXT.	2	PF-PL 03-1-2				
08	ALOJAMIENTO SOPRTE CABLE ACERO TI	2	PF-PL 03-1-1				
07	PLACA DE REFUERZO	4					
06	CHAPA DE REVESTIMIENTO	1					
05	ALOJAMIENTO PERNO BASE	2					
04	ALOJAMIENTO PERNO CILINDRO ELEV.	2					
03	SOPORTE PLACA SELLADO	2	PLANCH. 1"x1 1/4" L=200mm				
02	PLACA TOPE FRONTAL	2	SAE 1010 e=12 CORTE LASER				
01	VIGA CAJON 440x502mm	1					
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION				
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF					
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:20	12	TRAMO 1 BRAZO EXTENSIBLE	PF-PL-03-1	0
REVIS0	20/05/26	BUFARINI					

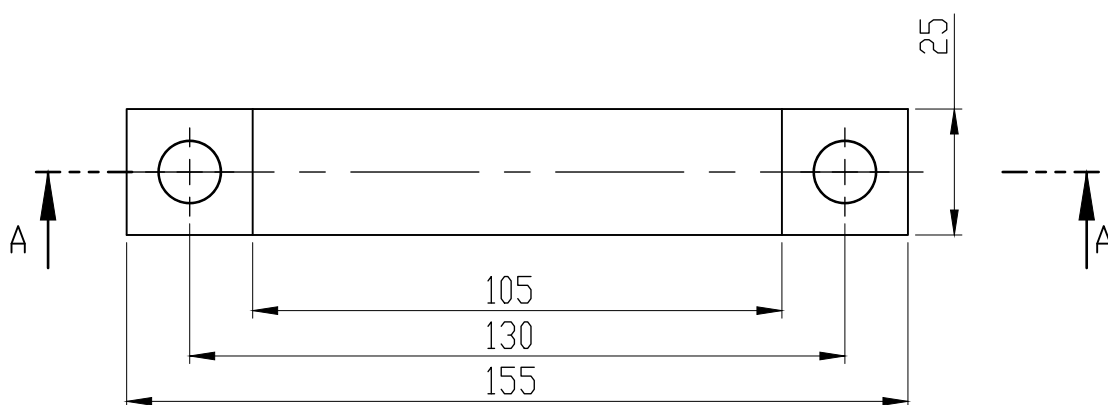


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

02	PLANCHUELA SAE1010 1"x3/4"		1	L=50			
01	PLANCHUELA SAE1010 1"x3/4"		2	L=51, PERFORADA			
POS.	DENOMINACION		CANT.	OBSERVACION			
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF				
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:1	14	ALOJAMIENTO SOPORTE CABLE DE ACERO TI	PF-PL-3-1.1	0
REVISOR	20/05/26	BUFARINI					

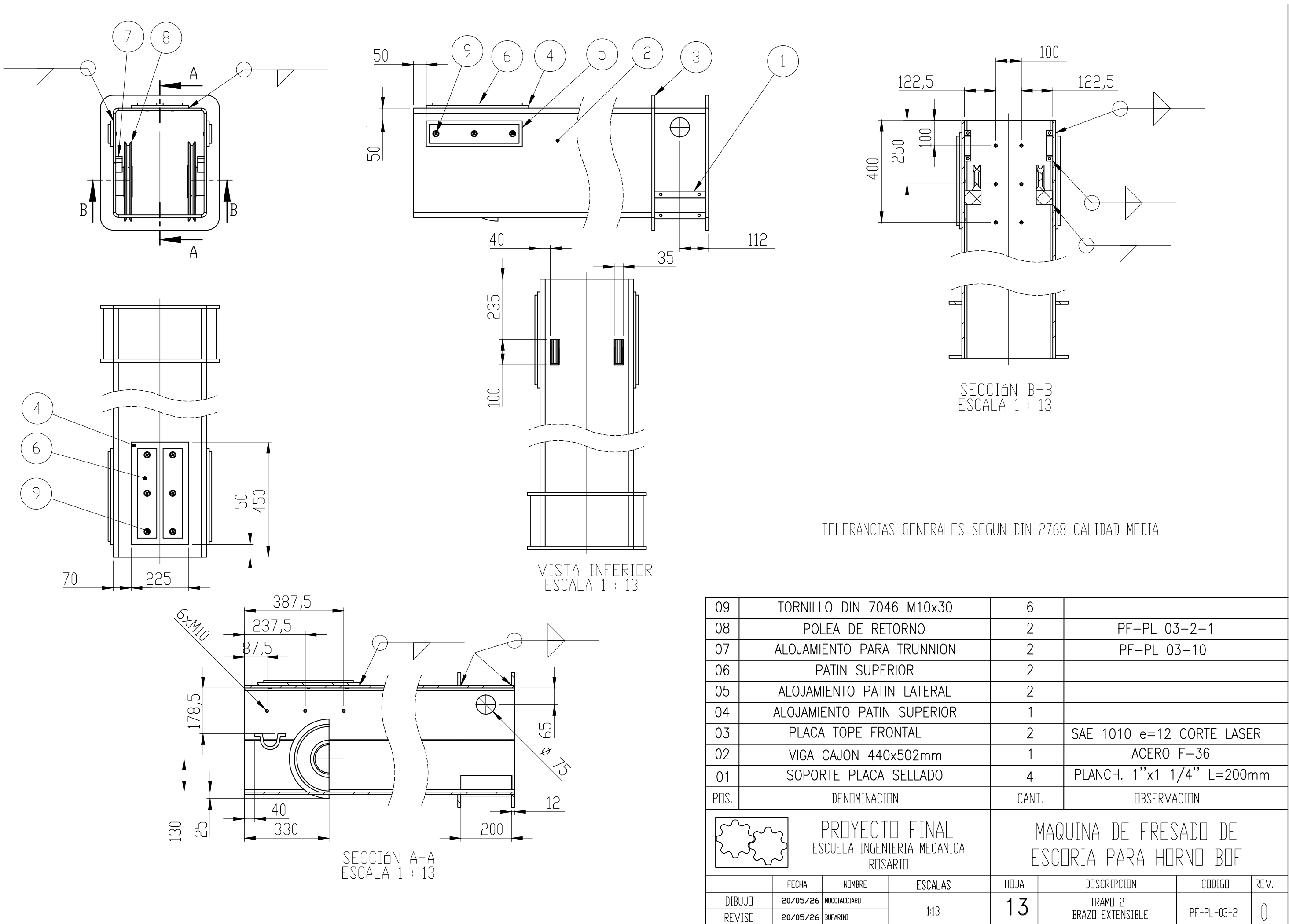


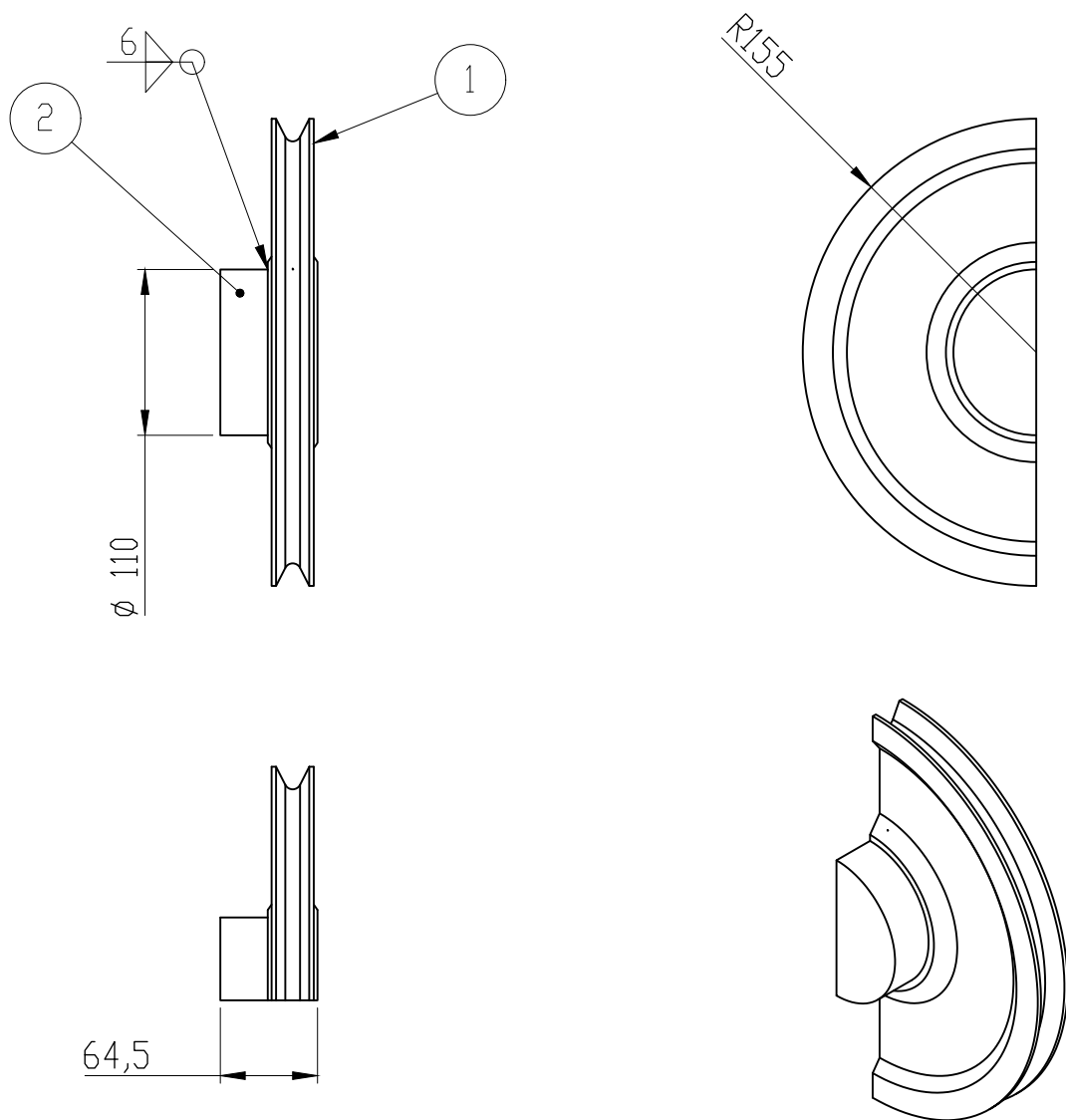
SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 3



TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

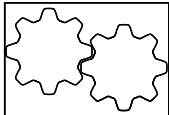
02	BARRA SAE1010 1"			1	L=105		
01	BARRA SAE1010 1"			2	L=130		
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:3	15	ALOJAMIENTO SOPORTE CILINDRO DE EXTENSION	PF-PL-3-1.2	0
REVISOR	20/05/26	BUFARINI					

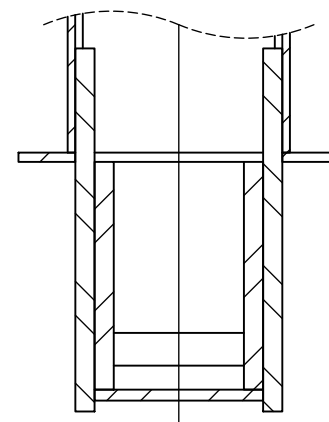
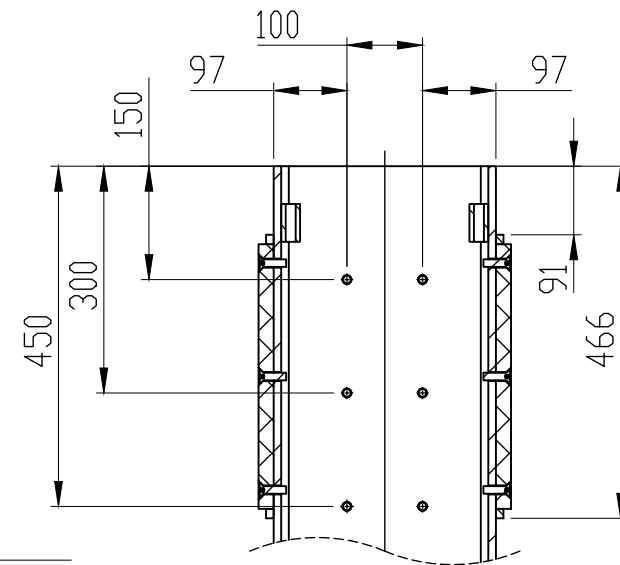
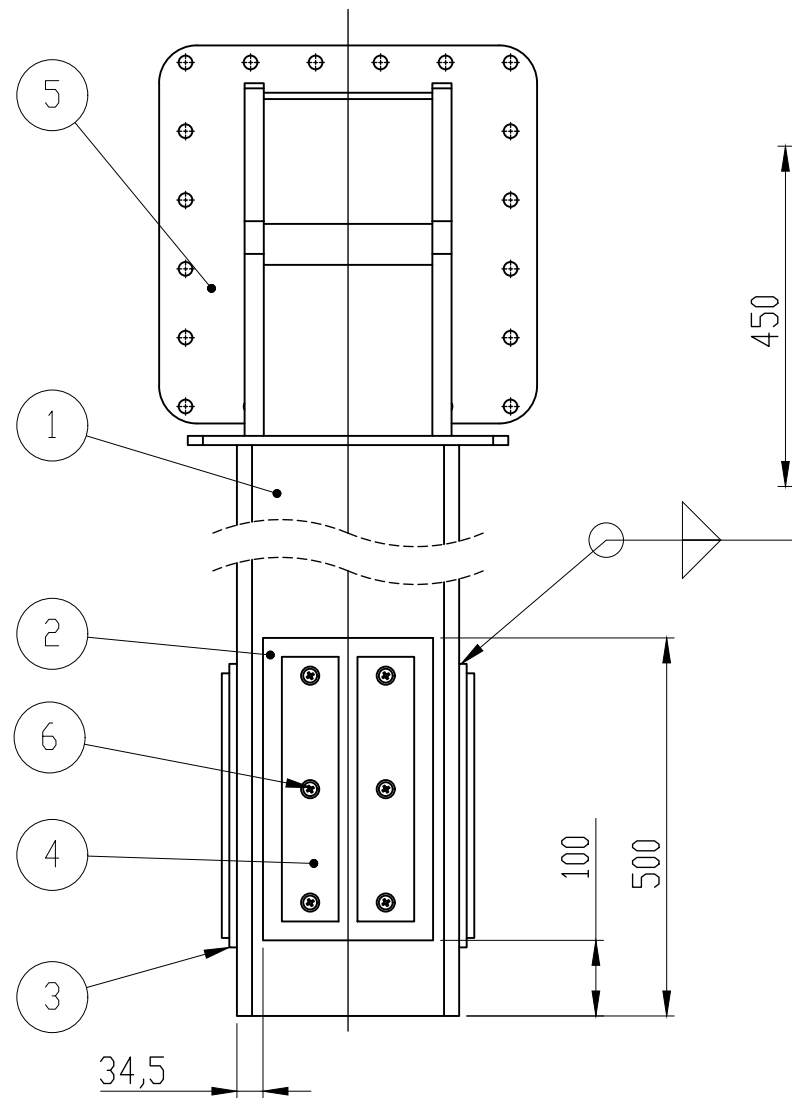
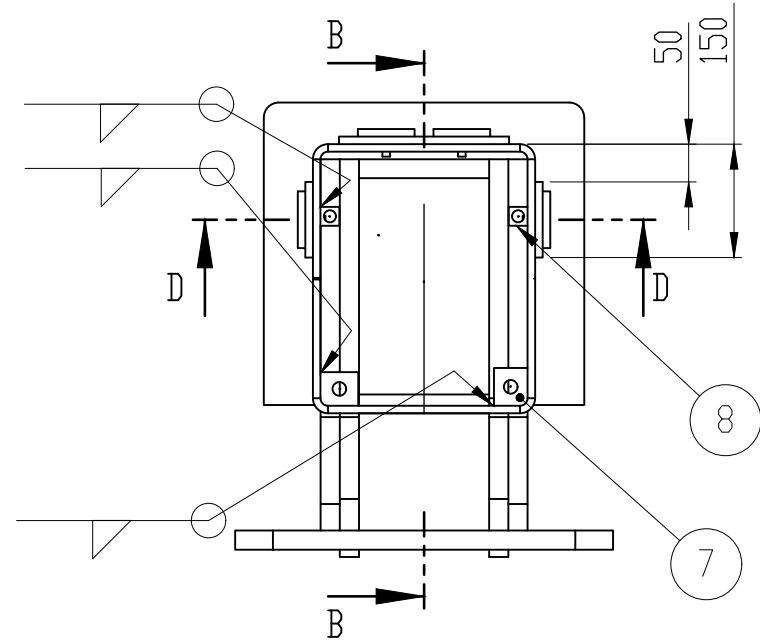




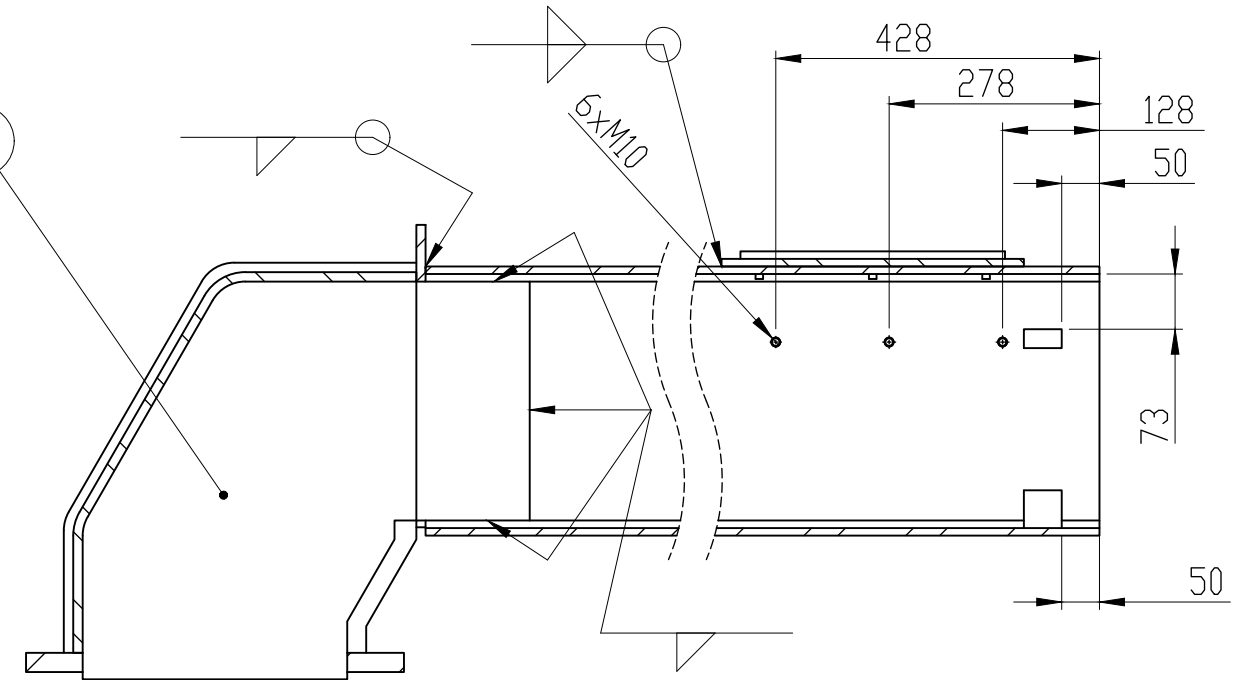
PROCESO:
 MECANIZAR POLEA POS 1 COMPLETA
 MECANIZAR EJE POS 2
 INSERTAR EJE EN LA POLEA Y SOLDAR
 CORTAR EL CONJUNTO CON PLASMA CNC

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

02	REDONDO SAE 1010 Ø110mm		1	L=64.5			
01	POLEA DE REENVIO		1	PF-PL-03-4.4			
POS.	DENOMINACION		CANT.	OBSERVACION			
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF				
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:5	16	POLEA DE RETORNO	PF-PL-3-2.1	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



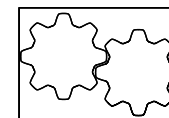
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

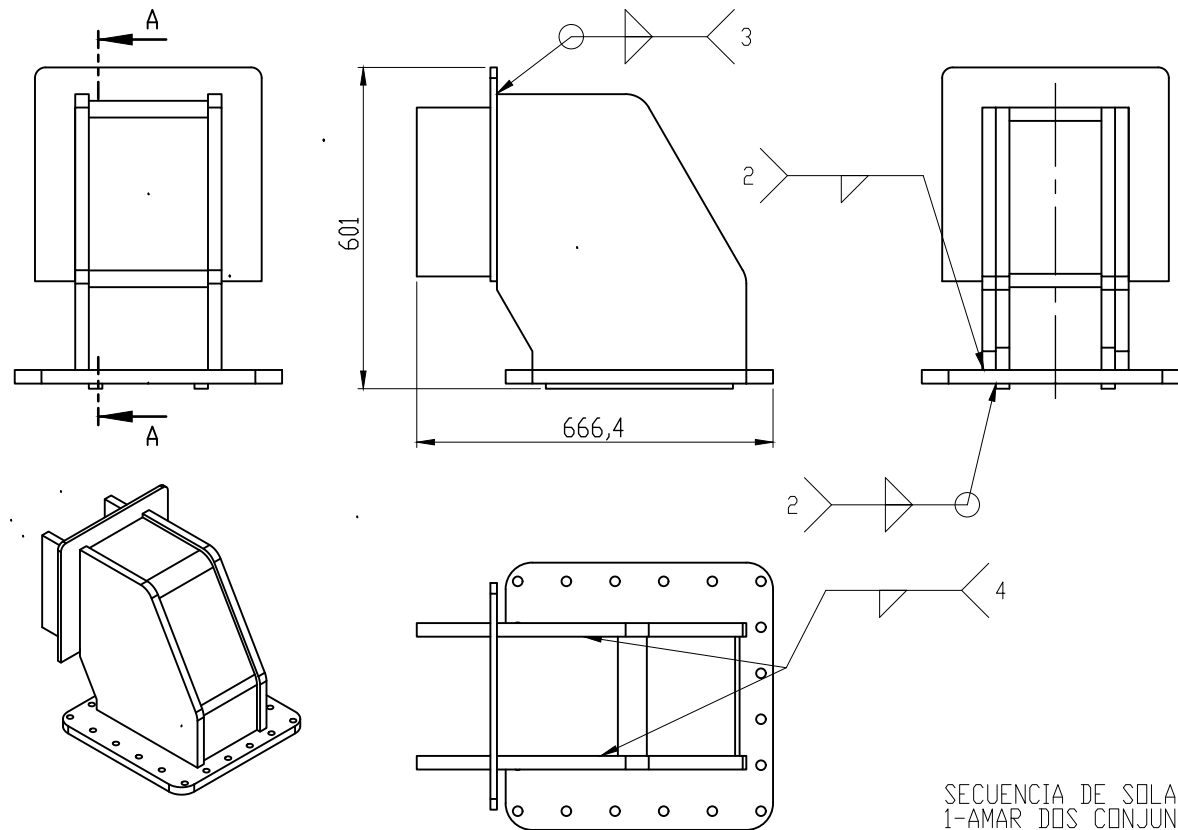
08	SOPORTE TENSOR CABLE DE ACERO TE	2	PF-PL 03-3-2
07	SOPORTE CABLE DE ACERO TI	2	PF-PL 03-3-1
06	TORNILLO DIN 7046 M10x30	6	
05	MASTIL TRAMO 3	1	PF-PL 03-3-0
04	PATIN SUPERIOR	2	
03	ALOJAMIENTO PATIN LATERAL	2	
02	ALOJAMIENTO PATIN SUPERIOR	1	
01	VIGA CAJON 294x356mm	1	ACERO F-36
PDS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION



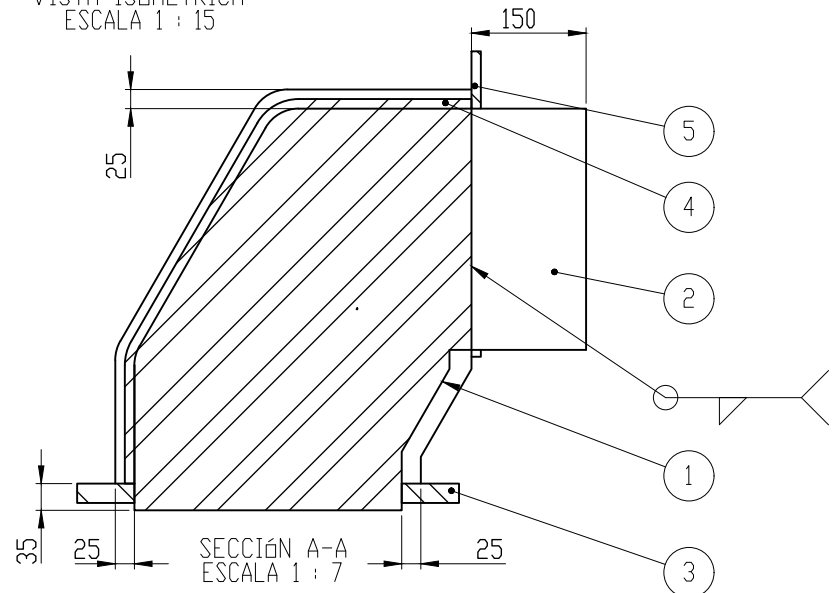
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

MAQUINA DE FRESADO DE
ESCORIA PARA HORNO BOF

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:10	17	TRAMO 3 BRAZO EXTENSIBLE	PF-PL-03-3	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

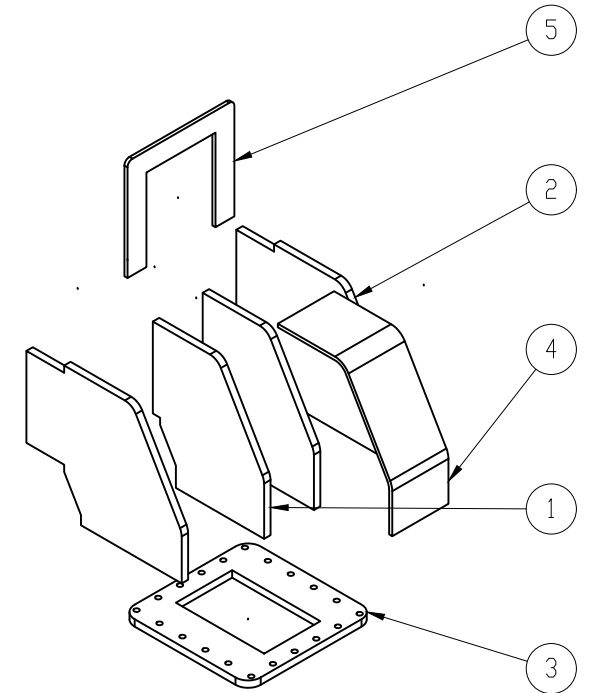


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 15

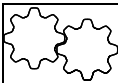


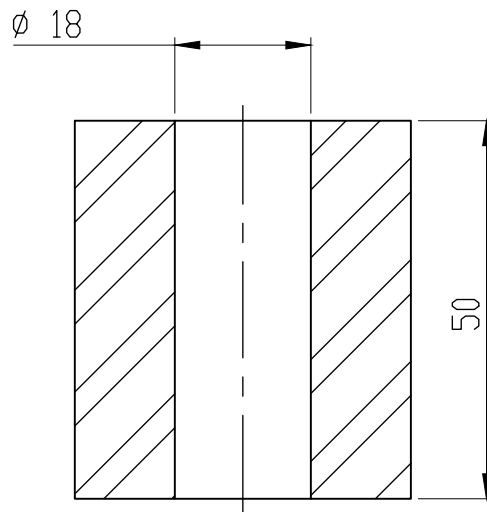
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

SECUENCIA DE SOLDADO:
1-AMAR DOS CONJUNTOS SOLDADOS
DE PLACA POS 1 CON POS 2
2-SOLDAR LOS DOS CONJUNTOS A LA
BRIDA POS3
3-COLOCAR Y SOLDAR PLACA POS 5
4-COLOCAR PLACA POS 4 SOBRE EL
CANTO DE POS 1 Y SOLDAR CONTRA
POS 2

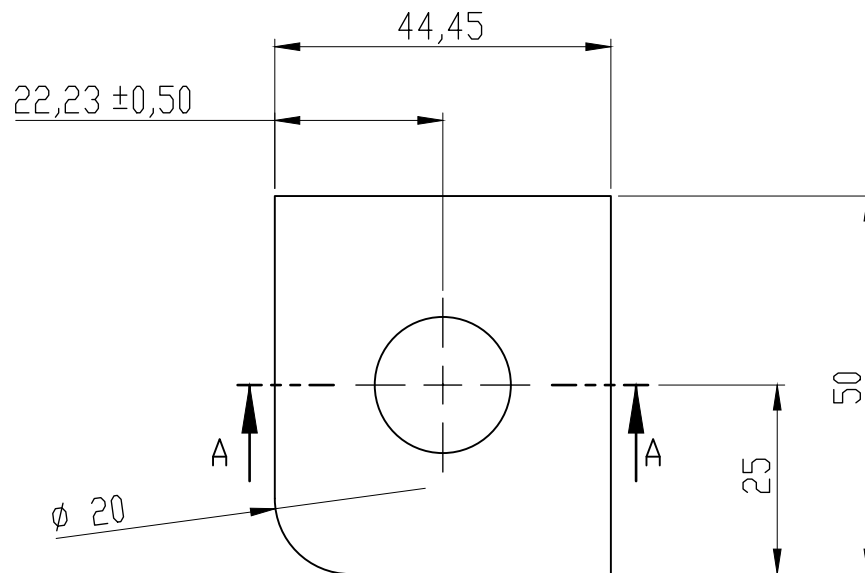


VISTA EXPLOSIONADA
ESCALA 1 : 15

05	PLACA TOPE FRONTAL	1					
04	CHAPA RECUBRIMIENTO	1					
03	BRIDA RECTANGULAR	1					
02	PLACA LATERAL EXTERIOR	2					
01	PLACA LATERAL INTERIOR	2					
PDS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION				
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF					
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCARD	1:10	18	MASTIL TRAMO 3	PF-PL-3-3.0	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

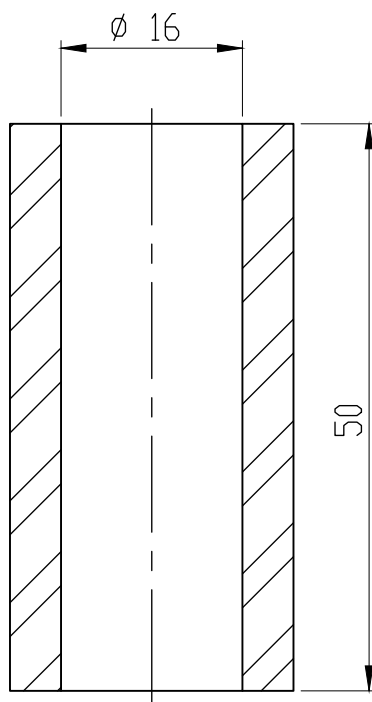


SECCIÓN A-A

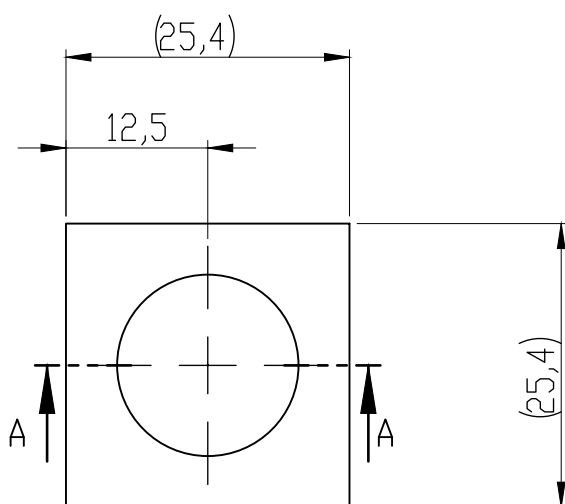


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	BARRA SAE 1010 50X50mm			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:1	19	SOPORTE CABLE ACERO	PF-PL-3-3.1	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

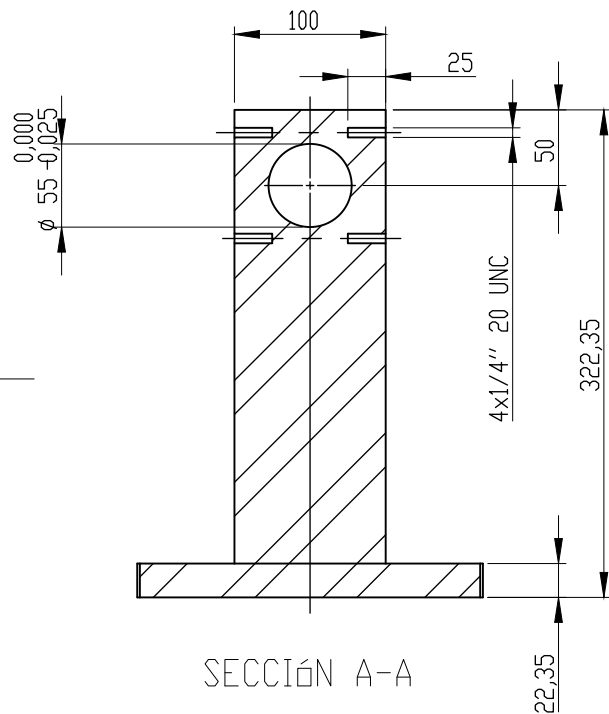
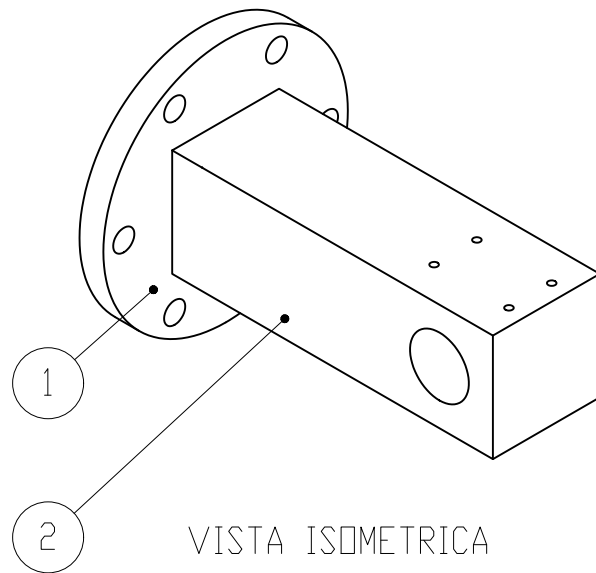


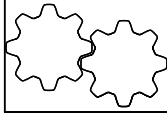
SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 2

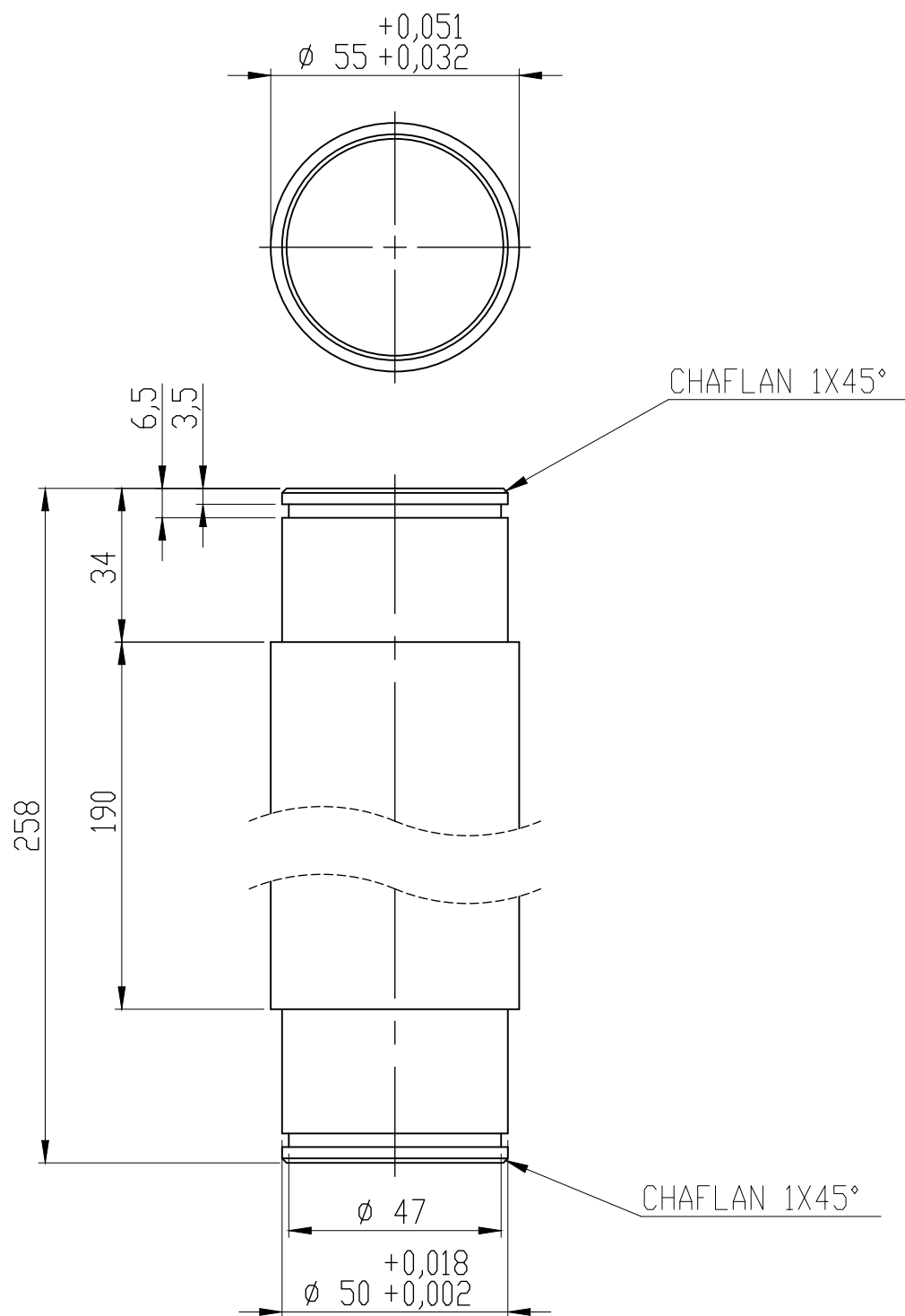


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	BARRA CUADRADA 1” SAE 1010			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:1	20	SOPORTE TENSOR CABLE ACERO TE	PF-PL-3-3.2	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



02	BARRA CUADRADA 4"x4" SAE 1045			1	MECANIZAR EN CENTRO CNC		
01	BRIDA Ø228.6 e=22.35			1			
POS.		DENOMINACION		CANT.		OBSERVACION	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1: 5	21	SOPORTE ABRIDADO	PF-PL-3-4.1	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

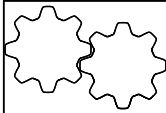


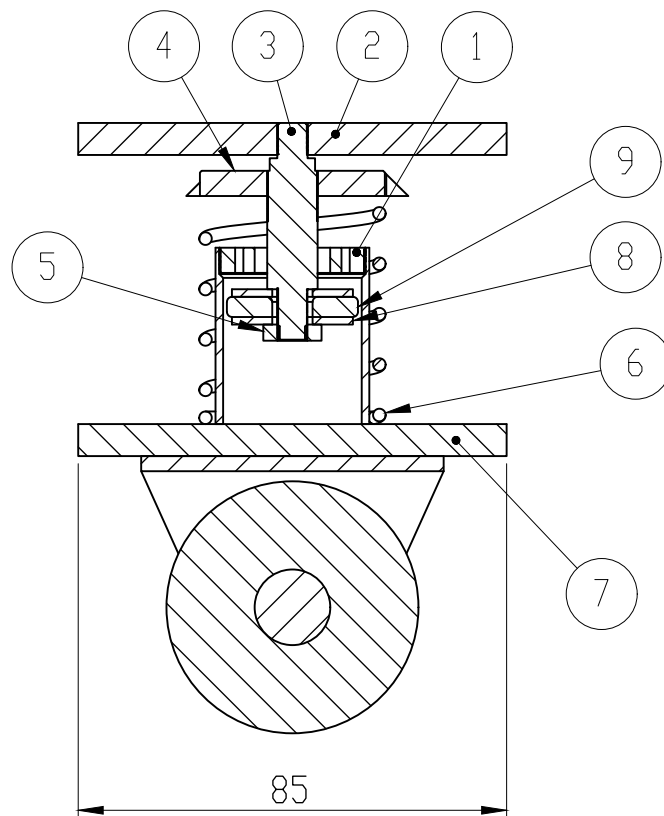
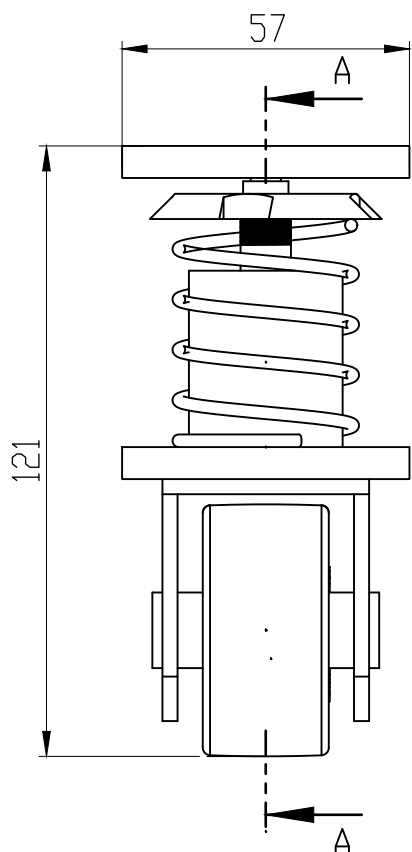
NOTAS:

MATAR CANTOS VIVOS

TRATAMIENTO TÉRMICO: TEMPLE Y REVENIDO HRC 28-32

TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN: DIN 2768-m

01	BARRA REDONDA SAE4140 Ø60mm		1				
POS.	DENOMINACION		CANT.	OBSERVACION			
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF				
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	2:3	22	EJE CARRO DE POLEAS	PF-PL-3-4.2	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 3

PROCEDIMIENTO DE ENSAMBLAJE:

- 1-COLOCAR POR EL EXTREMO CON 7mm DE ROSCA ÚTIL LA TUERCA DE PRESIÓN POS 4 EN EL VÁSTAGO POS 3 Y LUEGO ROSCAR ESTE EN PLACA POS 2
 - 2-COLOCAR POR EL OTRO EXTREMO DEL VÁSTAGO, LA TUERCA POS 1, ARANDELA POS 8, DISCO POS 9, ARANDELA POS 8 NUEVAMENTE Y POR ÚLTIMO APRETAR CON TUERCA POS 5 HASTA QUE EL ØE DEL DISCO SE EXPANDA HASTA Ø27mm
 - 3-INTRODUCIR RESORTE POS 6 EN EL CILINDRO DEL SUBCONJUNTO 7
 - 4-COLOCAR POR DENTRO DEL RESORTE Y LUEGO DENTRO DEL CILINDRO EL SUBCONJUNTO GUIADO POR EL DISCO POS 9 Y LUEGO ROSCAR LA TURCA POS 1
- LA PRECARGA DEL RESORTE SE REALIZA EN EL MONTAJE POR MEDIO DE LA TUERCA DE PRESION

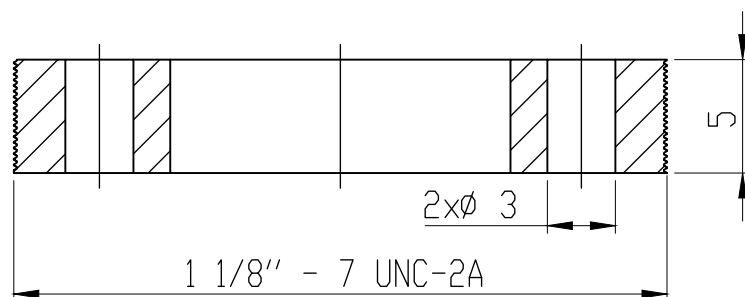
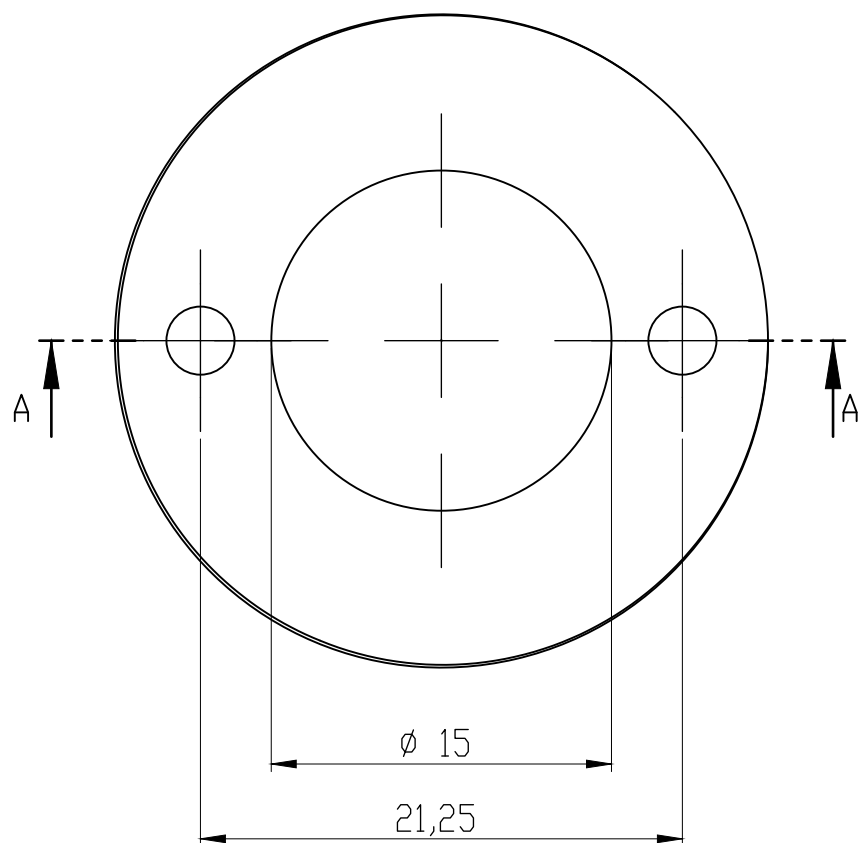
09	DISCO DE GOMA ØI=8 ØE=26 e=4	1	
08	ARANDELA PLANA ØI=8 ØE=24 e=1.5	1	
07	SUBCONJUNTO INFERIOR	1	
06	RESORTE GUTEKUNST D-263Z-10	1	
05	TURCA ISO 4036-M6	1	PL 03-4-3.5
04	TURCA DE PRESION	1	PL 03-4-3.4
03	VASTAGO	1	PL 03-4-3.3
02	PLACA SUPERIOR	1	PL 03-4-3.2
01	TUERCA DE SUJECION	1	PL 03-4-3.1
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

**MAQUINA DE FRESADO DE
ESCORIA PARA HORNO BOF**

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:3	23	AMORTIGUADOR	PF-PL-3-4.3	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

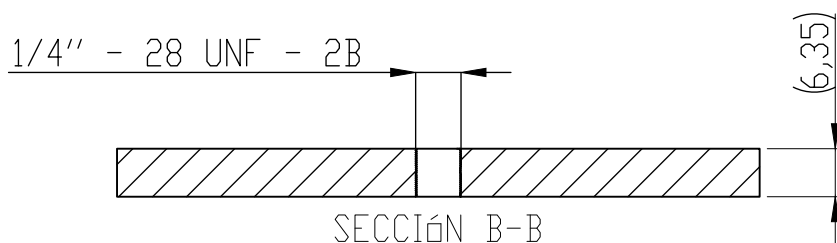
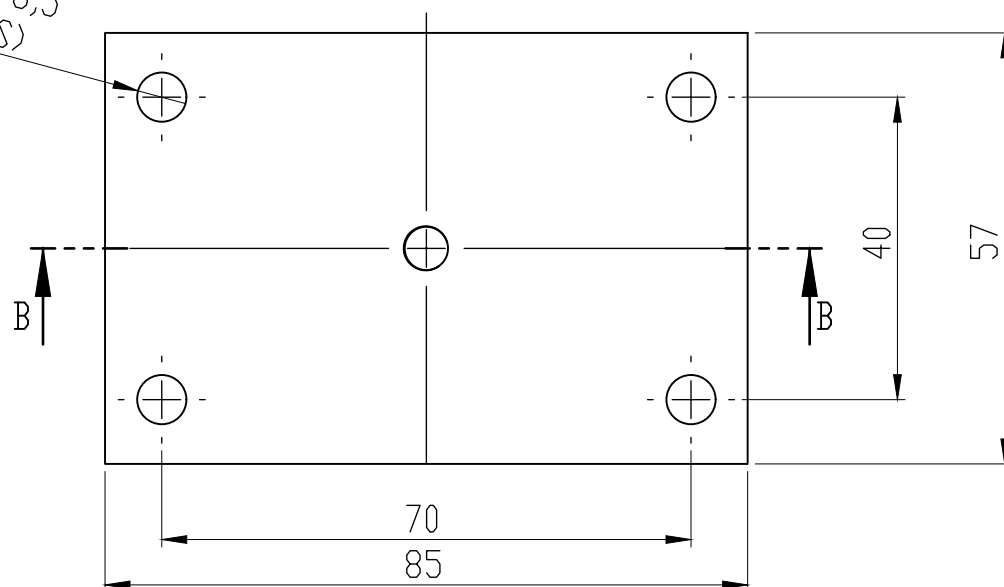


SECCIÓN A-A
ESCALA 3 : 1

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

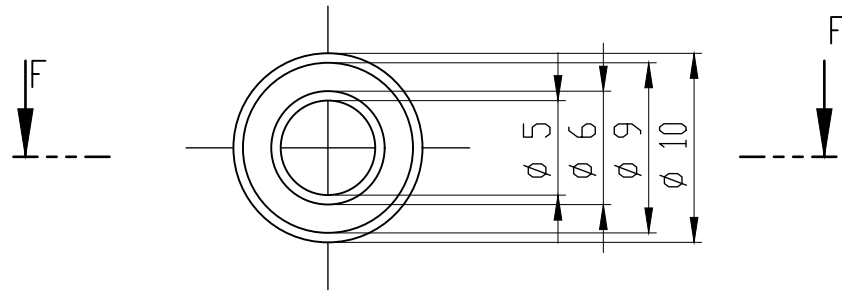
01	REDONDO 12L14 Ø30mm			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	3:1	24	TUERCA DE SUJECION	PL-3-4-3.1	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

4 AGUJ. $\varnothing$ 6,5
(PASANTES)



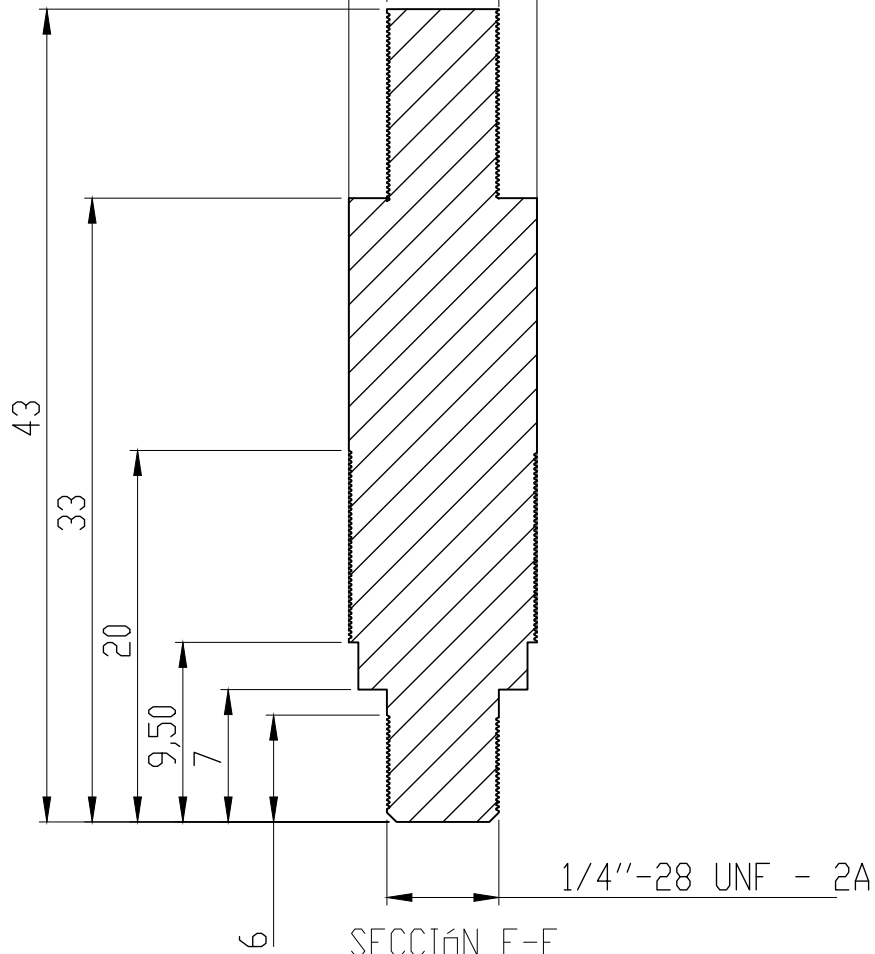
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	CHAPA SAE 1010 e=1/4''			1				
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION			
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE				ESCORIA PARA HORNO BOF
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.	
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	25	PLACA SUPERIOR	PL-3-4.3.2	0	
REVISO	20/05/26	BUFARINI						



3/8" - 24 UNF - 2A

1/4"-28 UNF - 2A

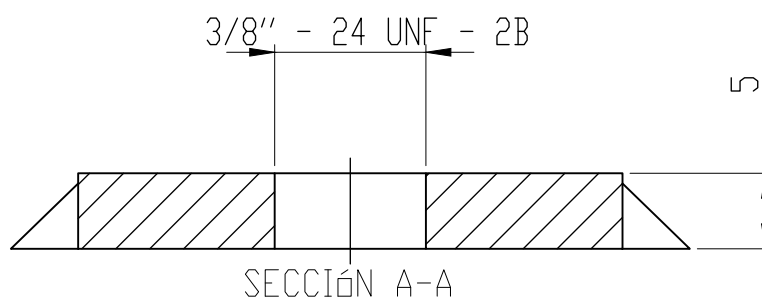


SECCIÓN F-F
ESCALA 5 : 2

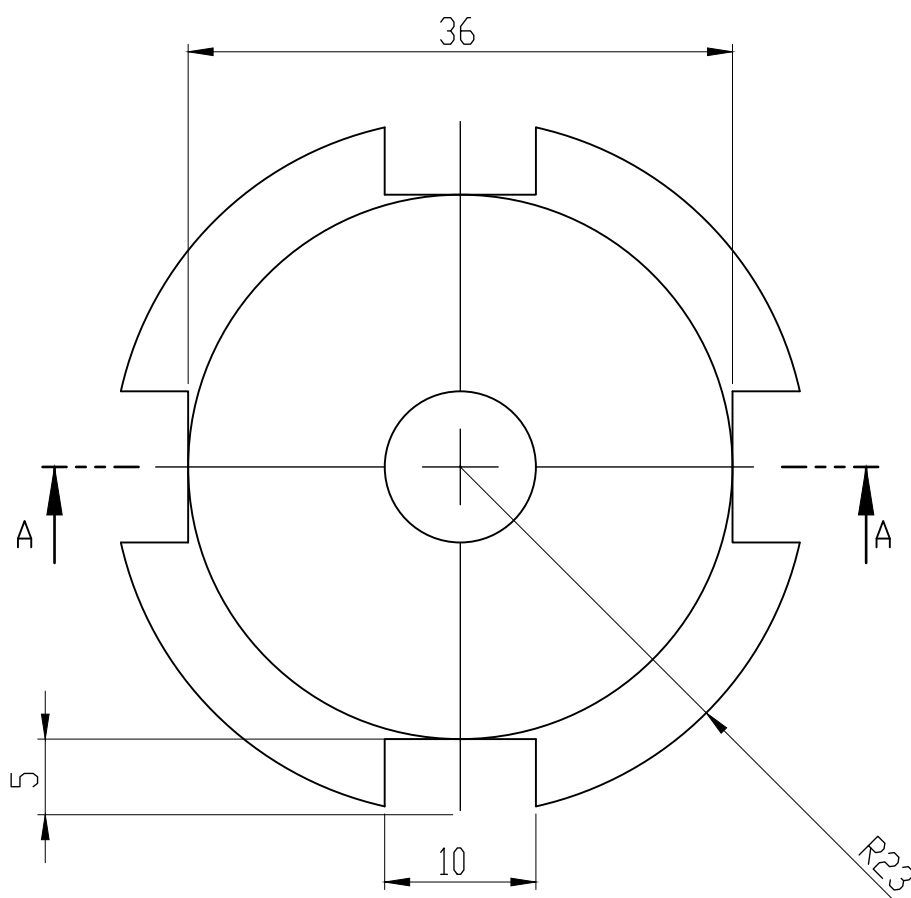
TRATAMIENTO SUPERFICIAL: ZINCADO ELECTROLITICO

TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	BARRA REDONDA SAE 1045 Ø10mm			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	26	PLACA SUPERIOR	PL-3-4-3.3	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



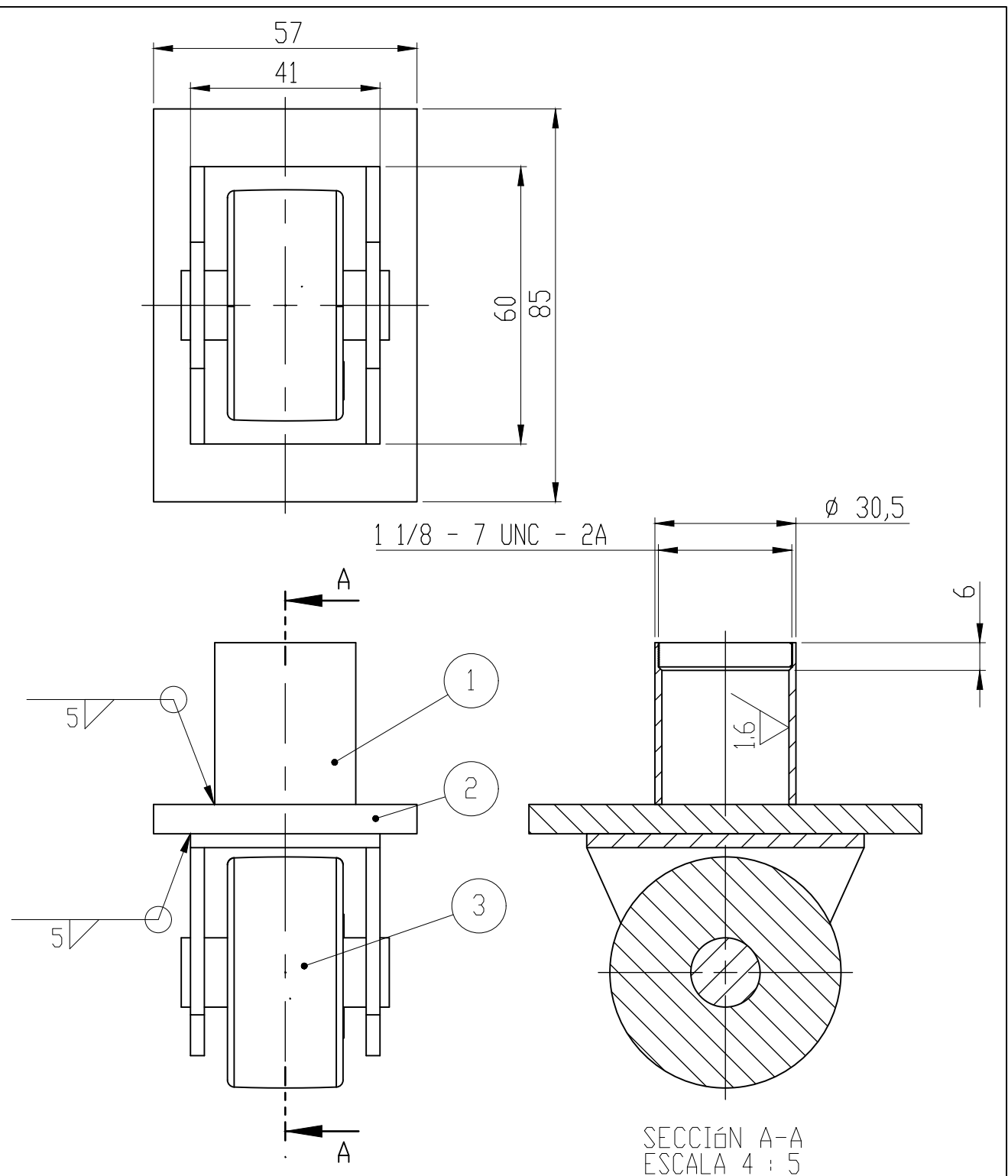
CHAFLAN 5x45



TRATAMIENTO SUPERFICIAL: ZINCADO ELECTROLITICO

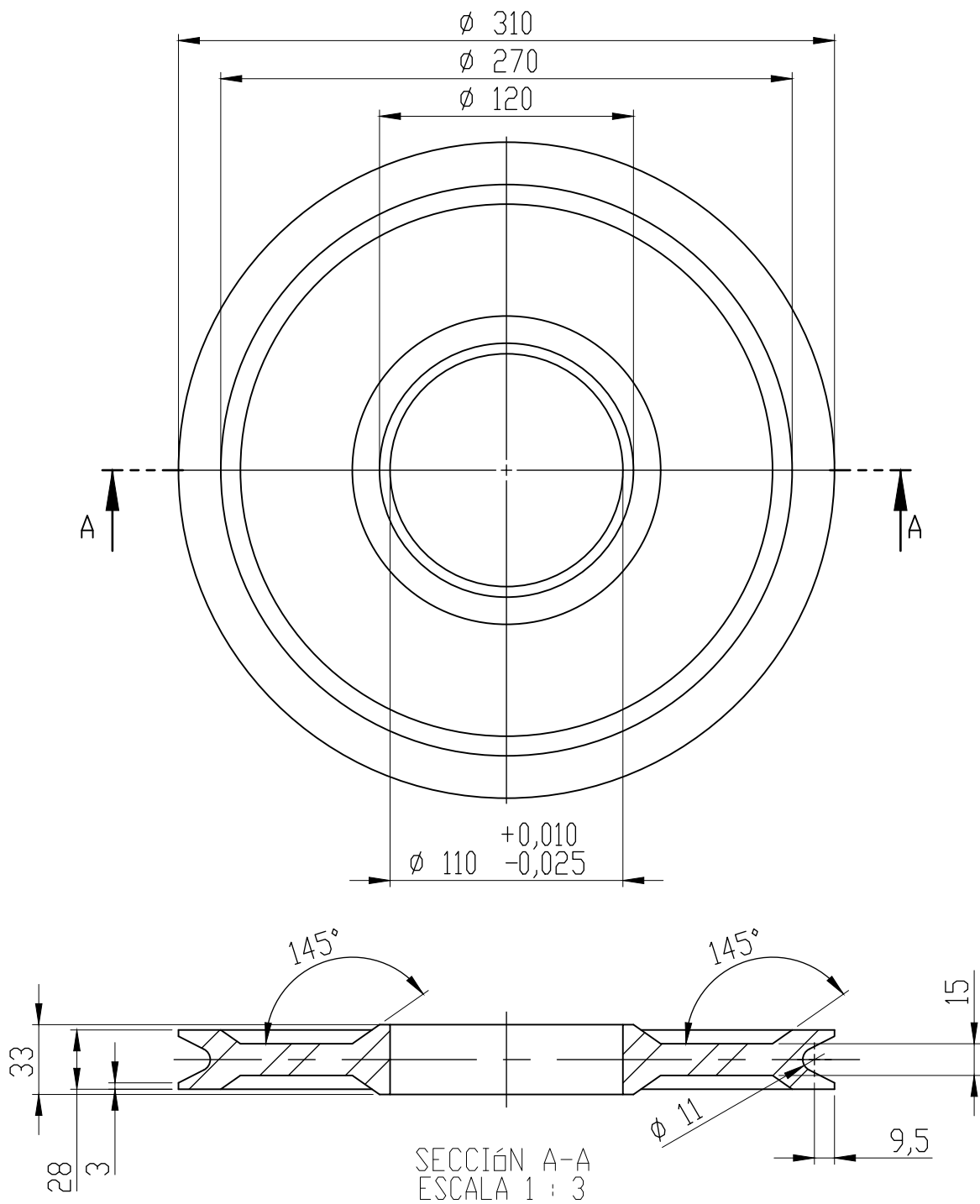
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

01	BARRA REDONDA Ø1” SAE 1045			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:1	27	TUERCA DE PRESION	PL-3-4-3.4	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



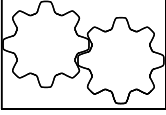
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768 CALIDAD MEDIA

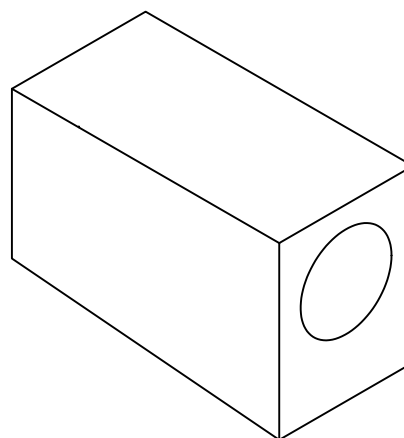
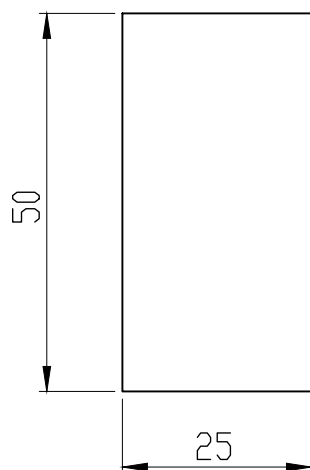
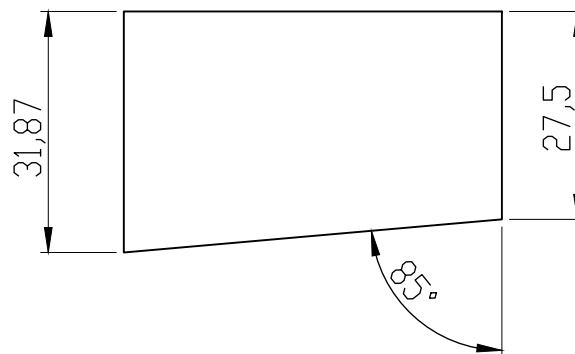
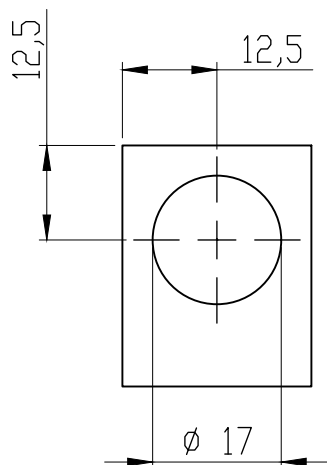
03	RUEDA BLICKLE FPO 50x25/15-11K	1					
02	PLACA INFERIOR	1					
01	CAMISA	1					
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION				
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF					
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	4:5	28	TUERCA DE PRESION	PL-3-4-3.5	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



NOTAS:

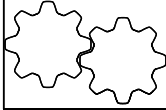
TRATAMIENTO TÉRMICO: TEMPLE SUPERFICIAL EN GARGANTA; HRC 40-45
 TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN ISO 2768-m
 MATAR CANTOS VIVOS

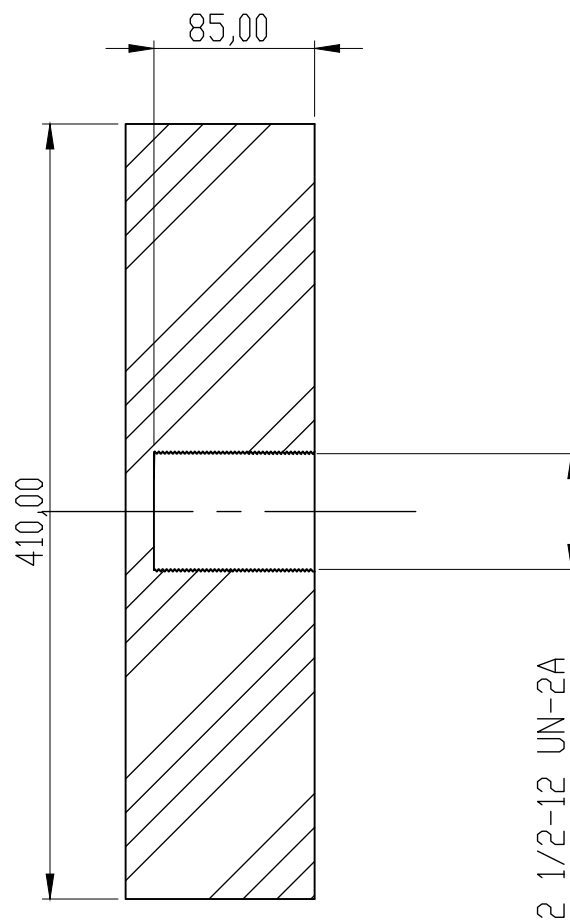
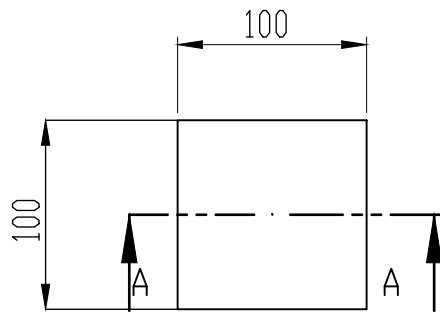
01	POLEA SAE 1045			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:3	29	POLEA DE REENVIO	PF-PL-3-4.4	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



VISTA ISOMETRICA

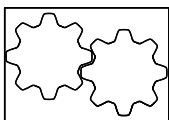
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

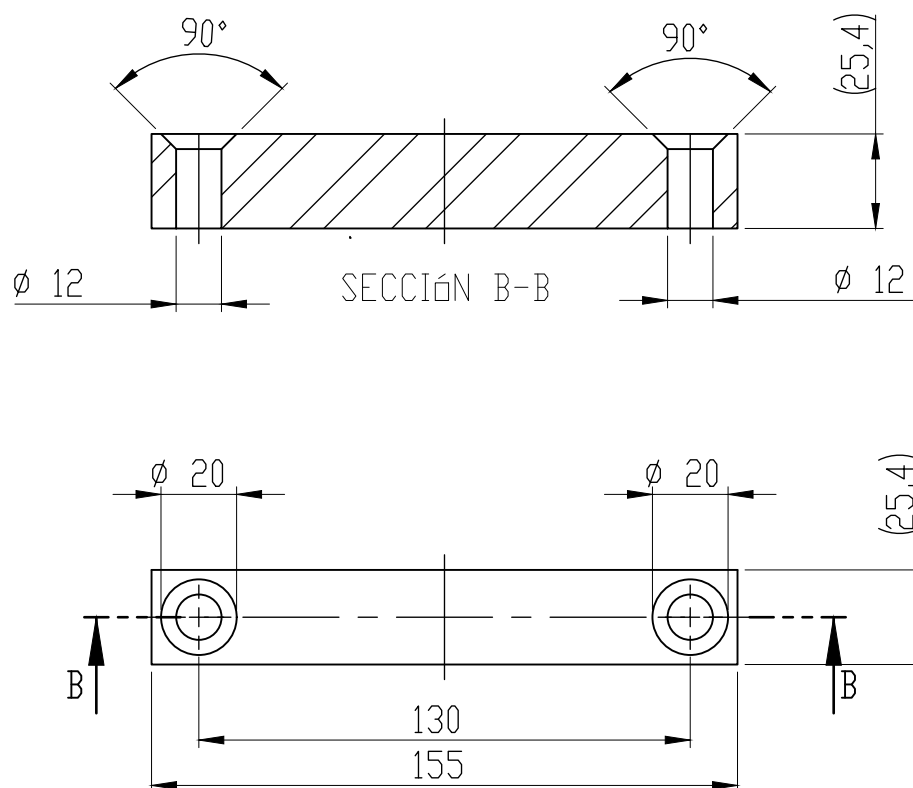
01	PLANCHUELA SAE 1020 1''x2''			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:1	30	SOPORTE TE CABLE DE ACERO	PF-PL-03-5	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 4

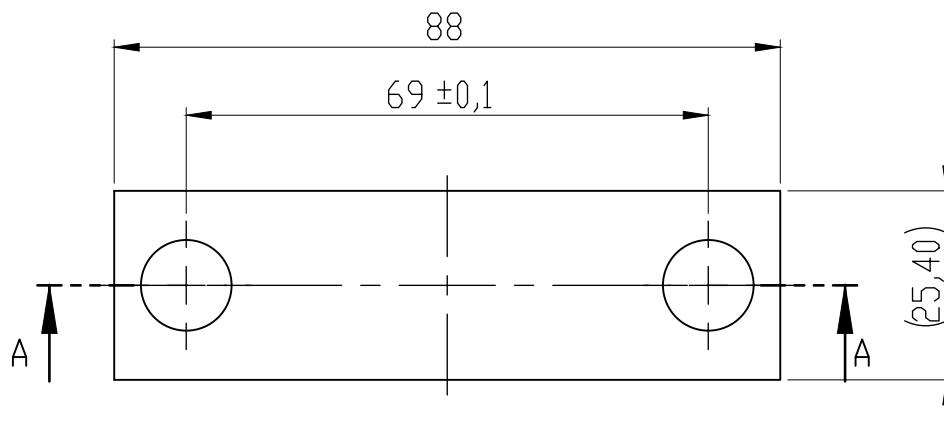
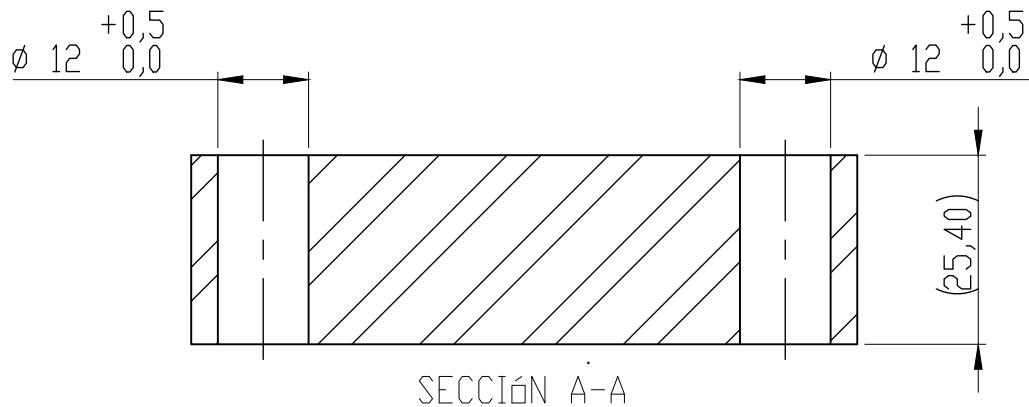
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGÚN DIN 2768-m

01	BARRA CUADRADA 100x100 SAE 1045			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:4	31	SOPORTE TE CABLE DE ACERO	PF-PL-03-5	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



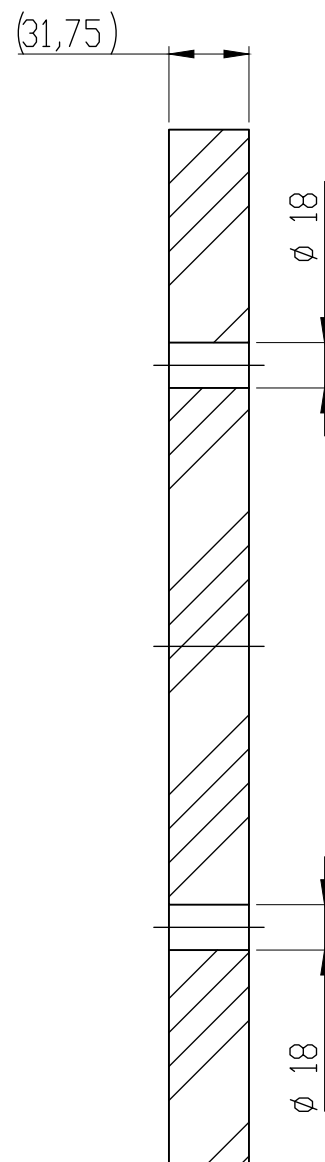
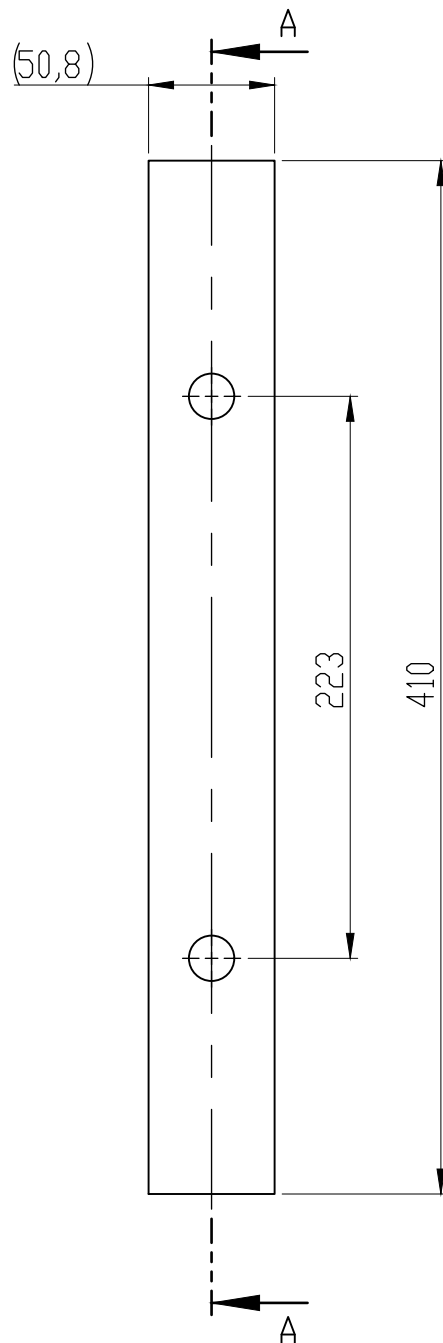
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	BARRA CUADRADA 1” SAE 1010			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	32	TOPE SUPERIOR APOYO CILINDRO	PF-PL-03-7	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

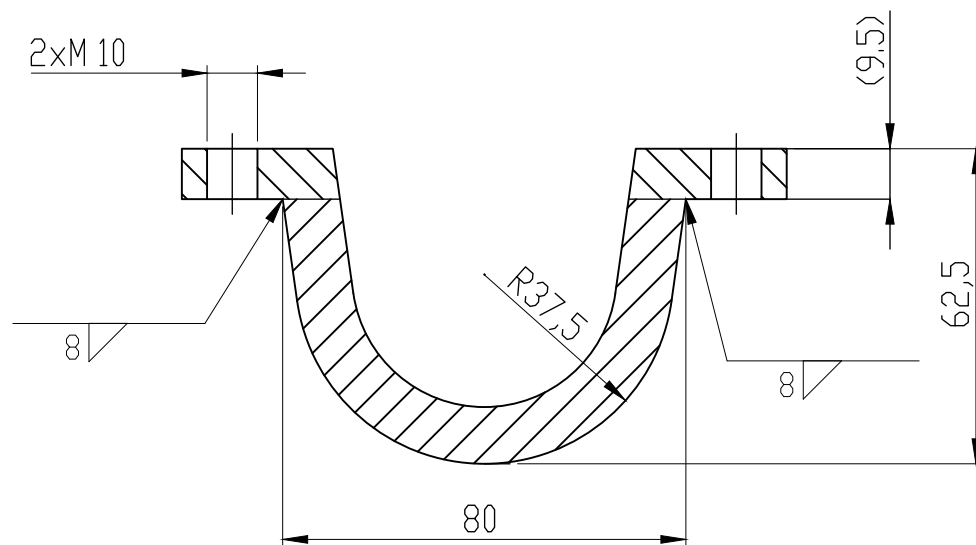
01	BARRA CUADRADA 1” SAE 1010			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	33	TOPE FRONTAL CABLE ACERO TI	PF-PL-03-8	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



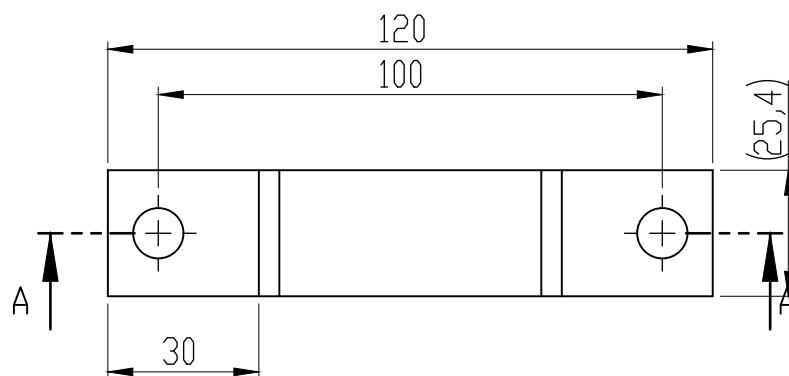
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	PLANCHUELA 2’’X1 1/4’’ SAE 1010			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:3	34	SOPORTE TENSOR CABLE ACERO TI	PF-PL-03-9	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

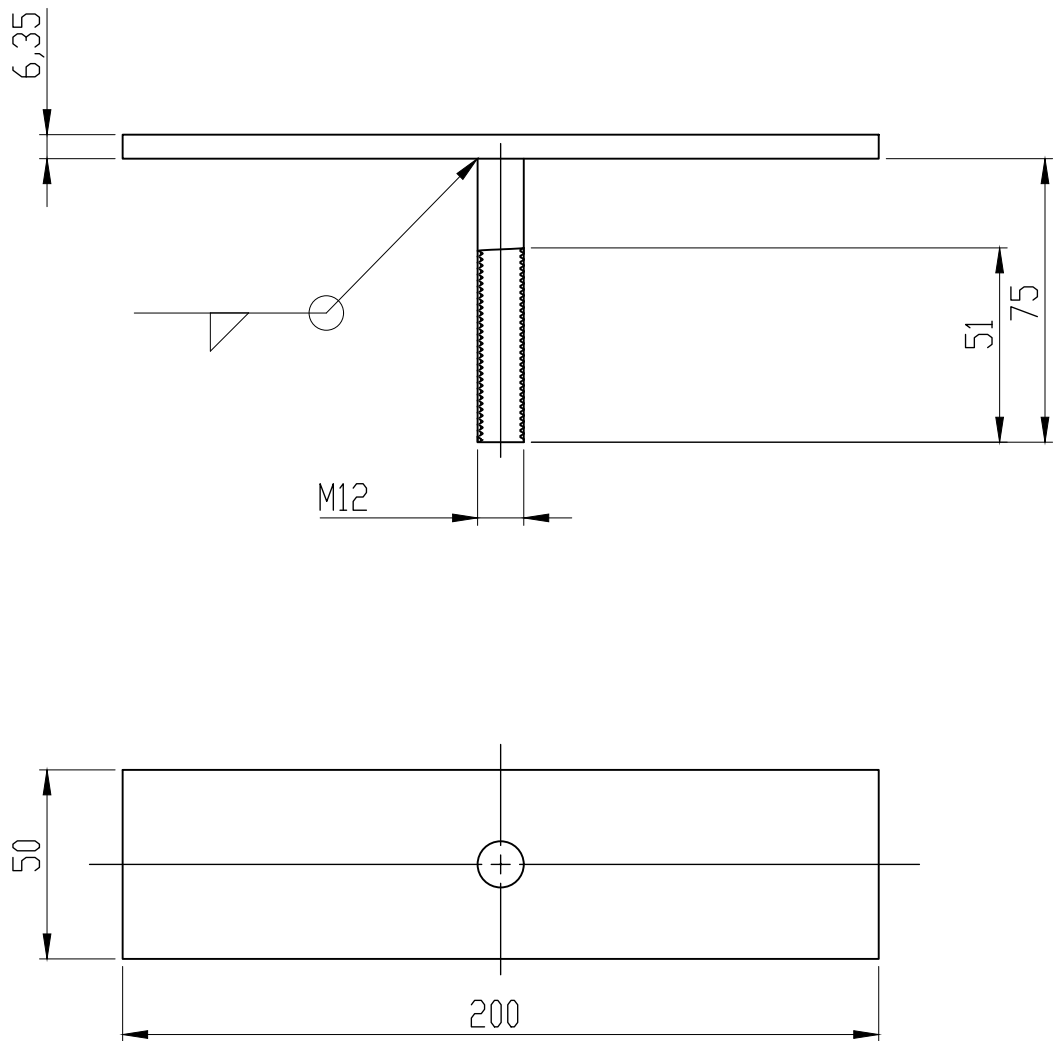


SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 3



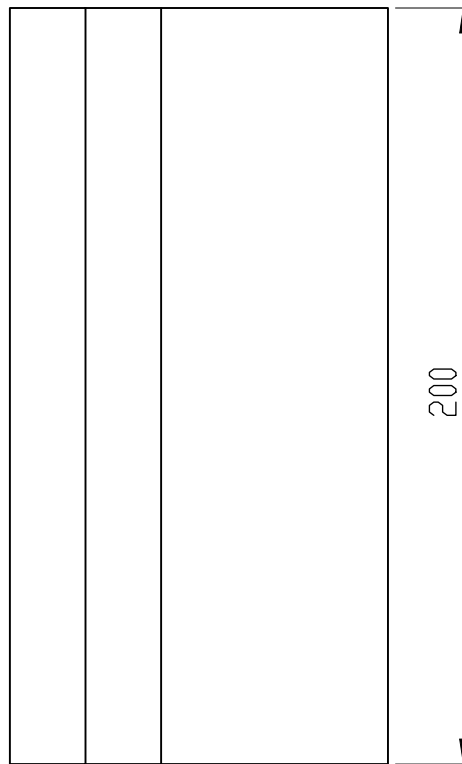
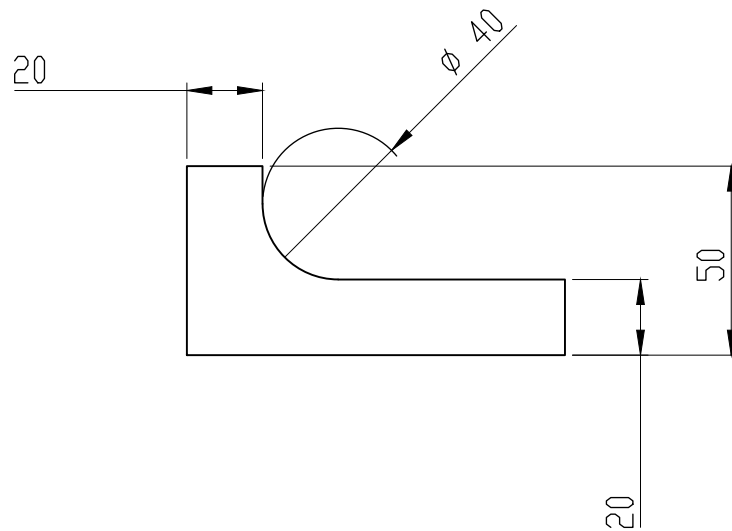
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	PLANCHUELA 1”X3/8” SAE 1010			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	2:3	35	ALOJAMIENTO PARA TRUNNION	PF-PL-03-10	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



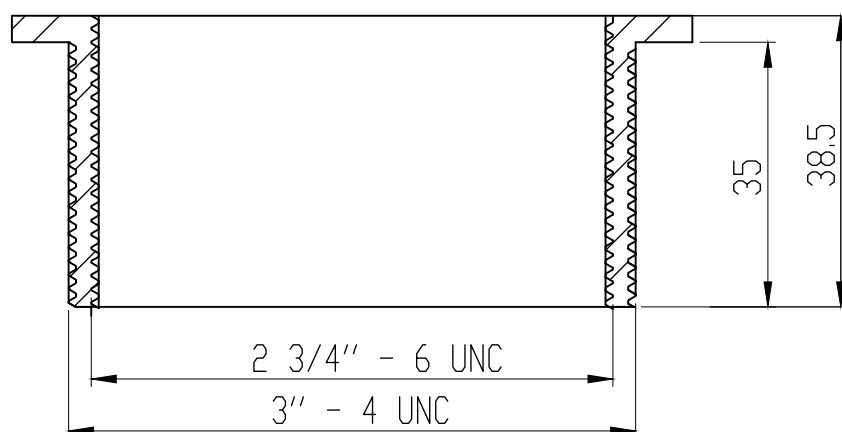
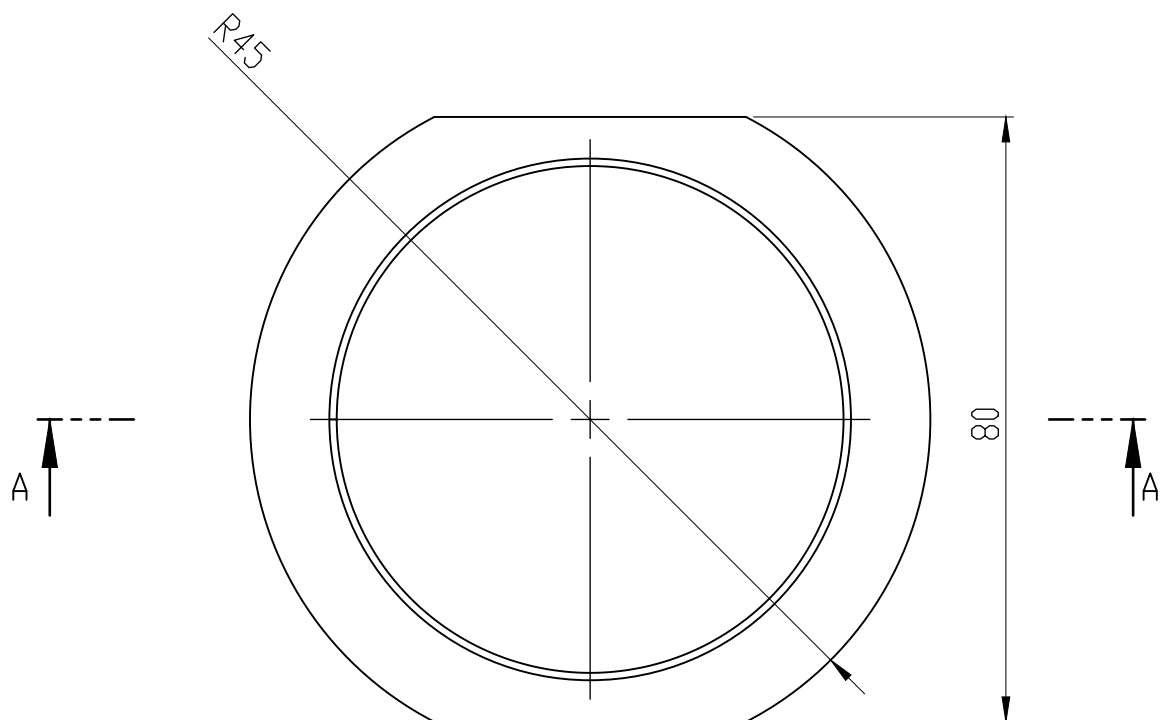
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

02	BARRA REDONDA Ø1/2” SAE 1010			1			
01	CHAPA SAE 1010 e=1/4”			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:1	36	PLACA DE APRIETE PARA PATIN INFERIOR	PF-PL-03-11	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

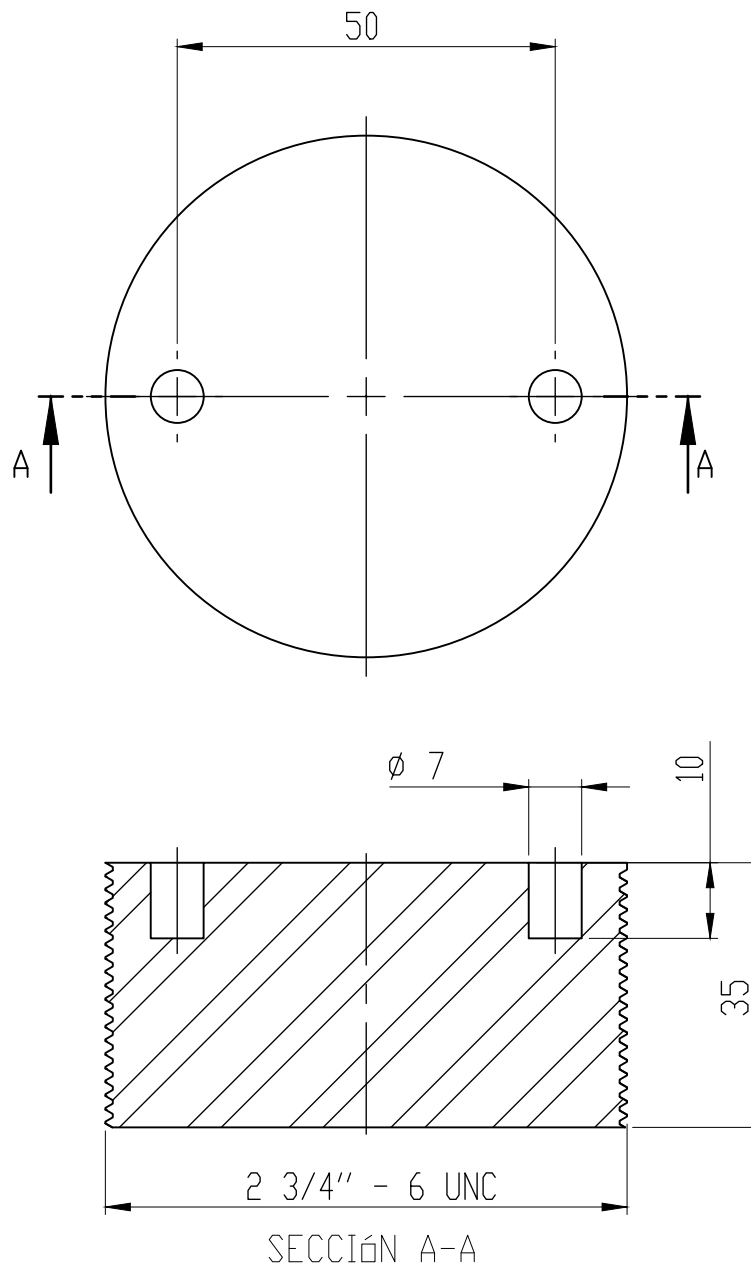
01	POLIAMIDA PA6-G			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:2	37	PATIN INFERIOR	PF-PL-03-12	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

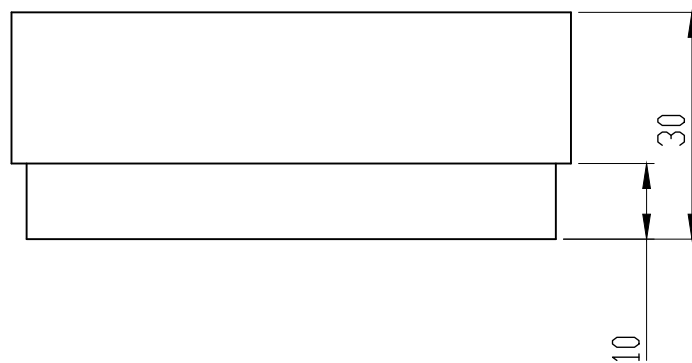
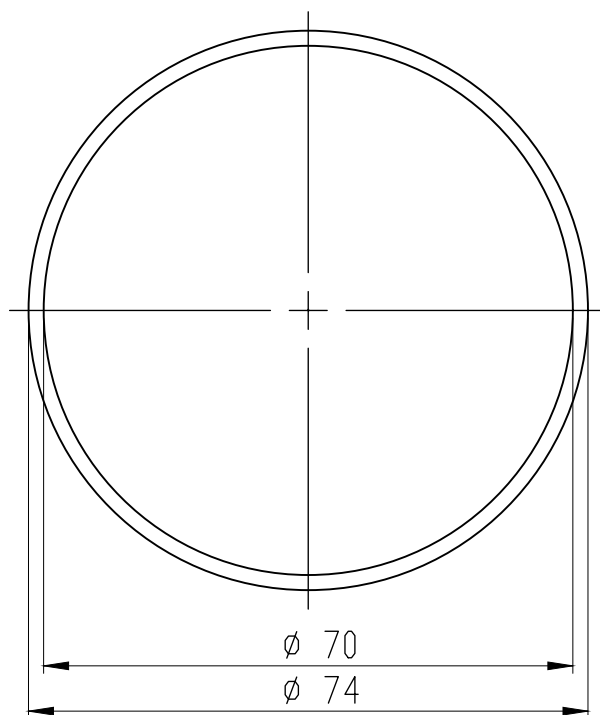
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGÚN DIN 2768-m

01	TUBO SIN COSTURA 88.9x50.8			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:1	38	TAPA EXTERIOR PATIN REDONDO	PF-PL-03-13	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



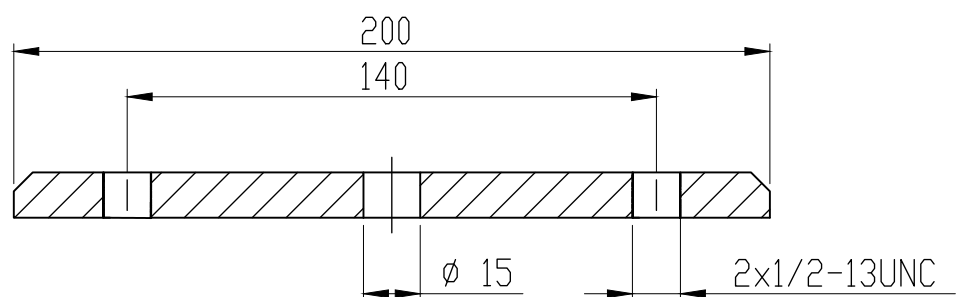
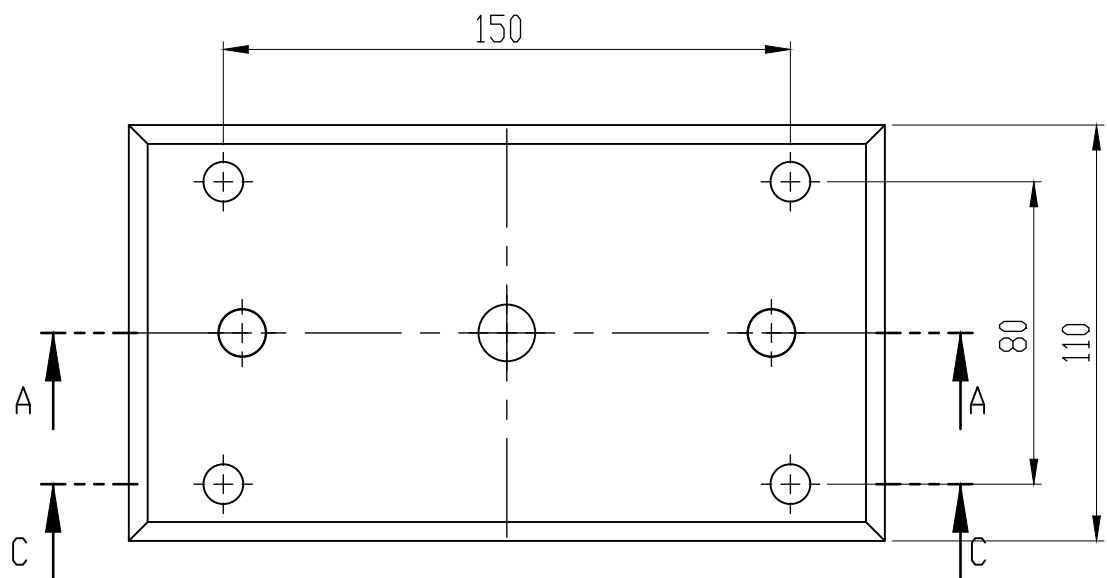
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	REDONDO SAE 1045 Ø90			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:1	39	BUJE PRISIONERO PATIN REDONDO	PF-PL-03-14	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

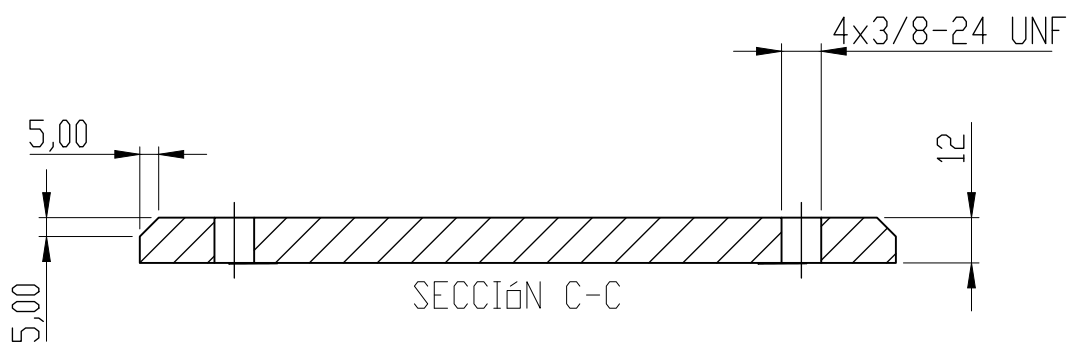


TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	POLIAMIDA PA6—G			1				
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION			
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE				ESCORIA PARA HORNO BOF
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.	
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	40	PATIN REDONDO	PF-PL-03-15	0	
REVISO	20/05/26	BUFARINI						

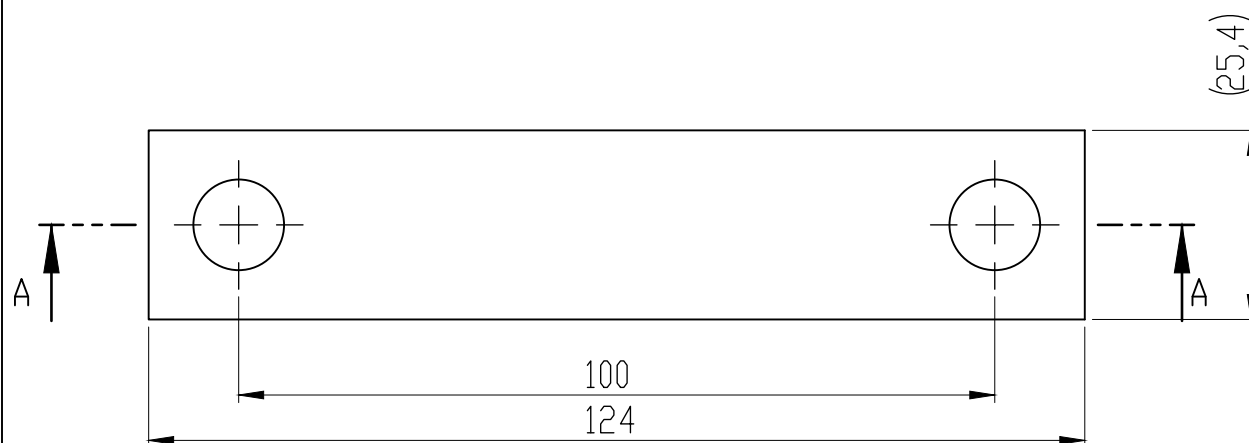
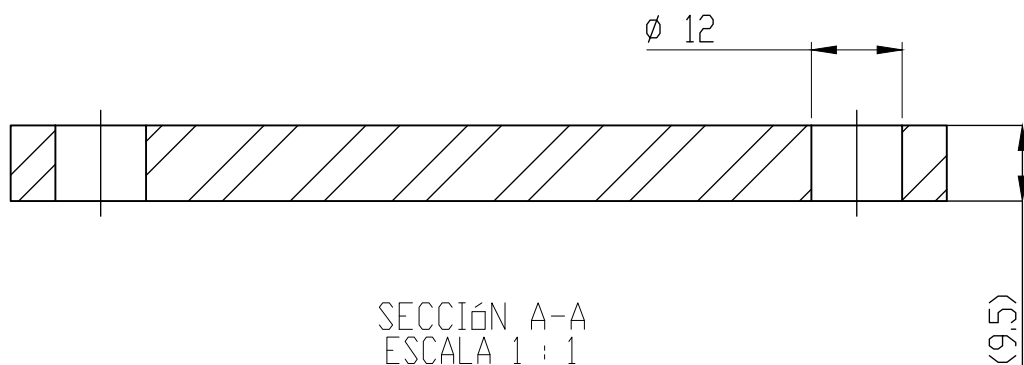


SECCIÓN A-A

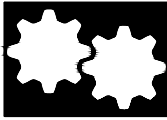


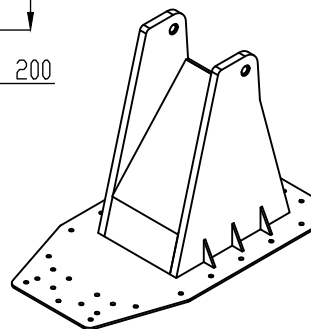
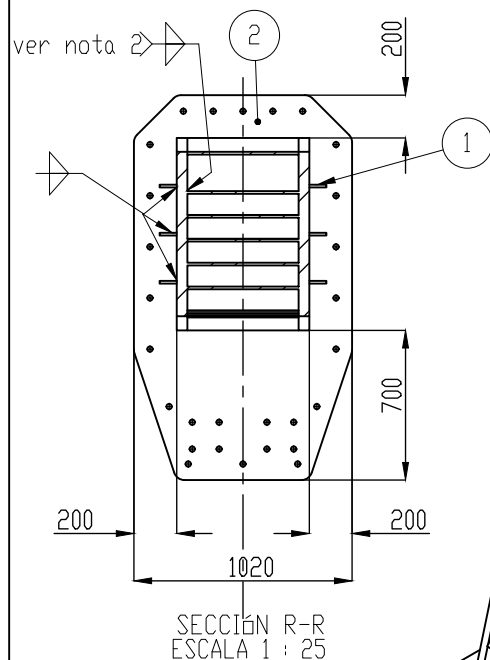
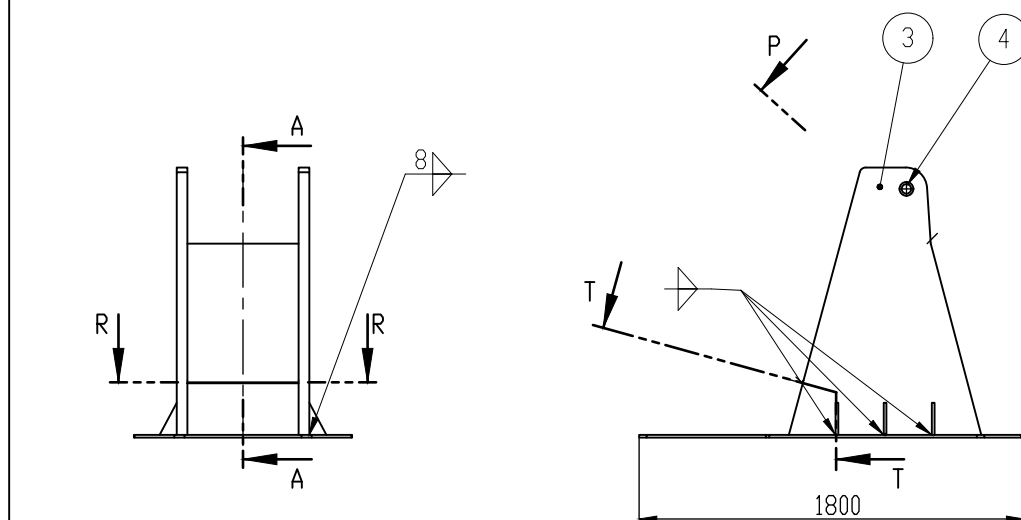
TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGUN DIN 2768-m

01	CHAPA SAE 1010 e=1/2"			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE			
				ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	41	PLACA DE SELLADO	PF-PL-03-16	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					

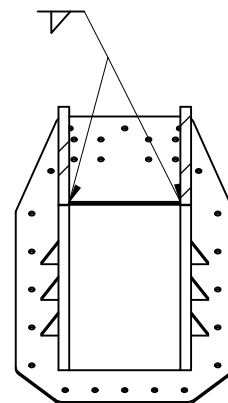


TOLERANCIAS GENERALES NO ACOTADAS SEGÚN DIN 2768-m

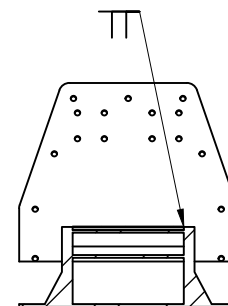
01	PLANCHUELA SAE 1010 1’’x3/8			1			
POS.	DENOMINACION			CANT.	OBSERVACION		
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MAQUINA DE FRESADO DE ESCORIA PARA HORNO BOF			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
DIBUJO	20/05/26	MUCCIACCIARDI	1:1	42	TAPA DE SUJECION TRUNNION	PF-PL-03-17	0
REVISO	20/05/26	BUFARINI					



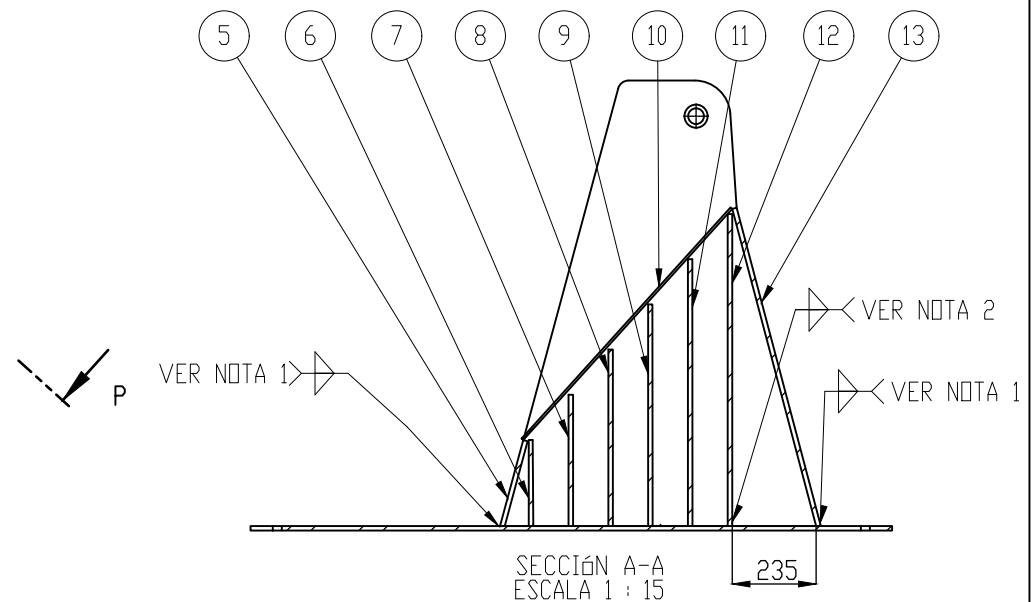
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1 : 30



SECCIÓN P-P
ESCALA 1 : 25



SECCIÓN T-T
ESCALA 1 : 25



NOTAS GENERALES:
 - TODAS LAS SOLDADURAS: PROCESO SMAW, ELECTRODO E7018
 - CATETOS SEGUN INDICACIÓN EN PLANO-PARA LOS CATETOS NO ACOTADOS $e=6\text{mm}$
 - MATERIAL: ACERO F-36
 1- SOLDAR REFUERZOS PARALELO A LA SUPERFICIE LATERAL DE LA CHAPA POS 3
 2- SOLDAR TODOS LOS REFUERZOS DE IGUAL MANERA, ESPECIADOS 100mm

13	SOPORTE 250x*20X12.7	1	
12	SOPORTE 250x875X12.7	1	
11	SOPORTE 250x748X12.7	1	
10	SOPORTE 250x874X12.7	1	
09	SOPORTE 250x621X12.7	1	
08	SOPORTE 250x495X12.7	1	
07	SOPORTE 250x368X12.7	1	
06	SOPORTE 241x520 $e=12.7$	1	
05	SOPORTE 250x520X12.7	1	
04	BUJE	1	
03	PLACAS LATERALES	1	
02	BASE	1	
01	CARTELA 150x80 $e=12.7$	1	
POS.	DENOMINACION	CANT.	OBSERVACION



PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

MAQUINA DE FRESADO DE
 ESCORIA PARA HORNO BOF

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	HOJA	DESCRIPCION	CODIGO	REV.
REVISO	20/05/26	MUCCIACCIARD	1:25	43	BASE SOPORTE DE BRAZO	PF-PL-04	0