

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MÓVIL AUTÓNOMO PARA IZAJE Y TRANSPORTE DE PANELES PREFABRICADOS DE HORMIGÓN

Guido Pasqualini – María Paz Cresta

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

2026

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MÓVIL AUTÓNOMO PARA IZAJE Y TRANSPORTE DE PANELES PREFABRICADOS DE HORMIGÓN

Guido Pasqualini – María Paz Cresta

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

2026

Agradecimientos

En primer lugar, queremos agradecer a los profesores de la carrera de Ingeniería Mecánica por la formación brindada a lo largo de estos años, que nos permitió adquirir las herramientas necesarias para encarar este proyecto con criterio y seguridad.

A la Universidad Nacional de Rosario, por brindarnos el espacio y las oportunidades para formarnos no solo como profesionales, sino también como personas.

En particular, agradecemos a nuestros directores de proyecto, Ing. Pedro Sismondi, Ing. Guillermo Rodríguez e Ing. Juan Sismondi, por su acompañamiento, disposición y aportes a lo largo del desarrollo del trabajo, ayudándonos a tomar decisiones y a ordenar el proceso en cada etapa.

Finalmente, a nuestras familias, por el apoyo incondicional durante todos estos años de estudio.

Resumen

Cresta Grúas, empresa de izaje de San Jorge (Santa Fe, Argentina), inició la producción y montaje de paneles prefabricados de hormigón enfrentando una limitación operativa concreta: sus grúas telescópicas no acceden a obras con entradas angostas y requieren reposicionamientos sucesivos que interrumpen el trabajo. El objetivo del presente proyecto es el diseño conceptual y técnico de un pórtico móvil autónomo que resuelva esta restricción, con capacidad de izaje de 10 toneladas.

El equipo opera en dos configuraciones: transporte (ancho 2,40 m, alto 3,40 m, sin permiso especial) y trabajo (ancho entre ejes 2,40–3,50 m, altura bajo gancho 3,90 m). La estructura principal en acero incluye viga telescópica de ancho variable, patas con nivelación hidráulica independiente y viga–carril rigidizada para el sistema de izaje. Las verificaciones estructurales de flexión, torsión, efecto de pórtico, pandeo y cortante confirman la factibilidad de todas las secciones adoptadas.

El sistema hidráulico accionado por motor diésel industrial alimenta circuitos independientes de tracción, dirección y servicios. Cuatro módulos de rueda direccionables permiten los modos de conducción normal, cangrejo y pivot. La autonivelación activa mediante inclinómetro biaxial y cilindros hidráulicos de doble efecto garantiza la horizontalidad del panel en terrenos con pendientes de hasta 25 % y desniveles de $\pm 0,70$ m por pata.

Palabras clave: pórtico móvil, paneles prefabricados, izaje, estructura telescópica, hidráulica móvil, nivelación activa, *wheel drive*.

Abstract

Cresta Grúas, a lifting company based in San Jorge (Santa Fe, Argentina), began the production and installation of precast concrete panels while facing a concrete operational limitation: its telescopic cranes cannot access job sites with narrow entrances and require successive repositioning that interrupts the workflow. The objective of this project is the conceptual and technical design of an autonomous mobile gantry that addresses this restriction, with a lifting capacity of 10 tonnes.

The equipment operates in two configurations: transport (width 2.40 m, height 3.40 m, no special permit required) and working mode (axle width 2.40–3.50 m, hook height 3.90 m). The main structure in steel includes a variable-width telescopic beam, legs with independent hydraulic levelling and a stiffened crane rail beam for the hoisting system. Structural verifications of bending, torsion, portal frame effect, buckling and shear confirm the feasibility of all adopted cross-sections.

The hydraulic system, driven by an industrial diesel engine, supplies independent circuits for traction, steering and services. Four steerable wheel modules enable normal, crab and pivot driving modes. Active self-levelling by means of a biaxial inclinometer and double-acting hydraulic cylinders guarantees panel horizontality on terrain with slopes of up to 25 % and level differences of ± 0.70 m per leg.

Keywords: mobile gantry, precast panels, hoisting, telescopic structure, mobile hydraulics, active levelling, *wheel drive*.

Índice

Resumen	3
Abstract	5
1 Contexto de uso y necesidades	1
1.1 Diagnóstico	1
1.2 Criterio sobre fabricación y manipulación de paneles	1
1.3 Casos de uso y entorno de operación	1
1.4 Requisitos funcionales	2
1.5 Condicionantes de diseño	2
1.6 Alcance del proyecto	2
1.7 Necesidad y propuesta de valor	3
1.8 Conclusiones del capítulo	3
2 Estudio de mercado	5
2.1 Panorama general	5
2.2 Limitaciones de las soluciones existentes	5
2.3 Innovación central del proyecto	5
2.4 Posicionamiento	6
3 Condiciones límite del proyecto	7
4 Secuencia de uso	11
5 Arquitectura del sistema y decisiones	15
5.1 Visión general del dispositivo	15
5.2 Modos de operación y envolventes	15
5.2.1 Material estructural adoptado	19
5.2.2 Viga–carril rigidizada	19
5.2.3 Viga superior telescópica	20
5.2.4 Columnas/patas telescópicas	22
5.2.5 Sistema de rodadura: rueda seleccionada, tracción y direccionamiento	25
6 Sistema hidráulico integral del pórtico móvil	29
6.1 Arquitectura general del sistema	29
6.2 Recorrido del sistema hidráulico	29
6.3 Dimensionamiento del sistema hidráulico	31
6.3.1 Parámetros hidráulicos adoptados	31
6.4 Caudales adoptados por circuito	31
6.5 Caudal máximo simultáneo de diseño	32
6.6 Volumen del tanque hidráulico	32
6.7 Selección del motor térmico	32
6.7.1 Motor seleccionado	33
6.7.2 Bomba seleccionada	33
7 Sistema de control electrohidráulico	37
7.1 Arquitectura general del sistema de control	37
7.2 Interfaz del operador	37

7.3	Control de traslación	38
7.4	Dirección	39
7.5	Modos de conducción	39
7.6	Transición entre configuraciones	40
7.7	Sistema de autonivelación	41
7.8	Interlocks y condiciones de habilitación	42
7.9	Resumen funcional del sistema de control	45
8	Viga superior telescópica. Memoria de cálculo	47
8.1	Aclaración geométrica	47
8.2	Datos geométricos adoptados	47
8.3	Carga de cálculo	48
8.4	Material y secciones	48
8.5	Verificación por flexión	49
8.5.1	Tramo central	49
8.5.2	Tramo telescópico	49
8.6	Verificación por cortante	50
8.7	Verificación de flecha (método de rigidez equivalente)	50
8.8	Conclusión	50
9	Selección de cilindros hidráulicos para patas telescópicas	53
9.1	Descripción del sistema y camino de cargas	53
9.2	Datos de diseño adoptados	54
9.3	Verificación de fuerza a presión de trabajo	54
9.4	Selección del diámetro de vástago	55
9.5	Verificación de pandeo del vástago	55
9.6	Caudal requerido y tiempo de maniobra	57
9.7	Modelo seleccionado y nomenclatura	57
9.8	Resumen de verificaciones	58
9.9	Conclusión	58
10	Cilindros de accionamiento de la viga superior telescópica	59
10.1	Función y disposición en el pórtico	59
10.2	Datos de entrada (geometría y masa)	59
10.3	Criterio de fuerza requerida	59
10.4	Presión disponible para el circuito de telescopado	60
10.5	Selección del modelo (serie ISO 6020/2)	60
10.6	Tiempo de maniobra (orden de magnitud)	61
10.7	Montaje recomendado (criterio mecánico)	61
10.8	Nomenclatura del cilindro seleccionado (según catálogo)	61
11	Verificación I: torsión de largueros longitudinales y viga telescópica superior	63
11.1	Objetivo	63
11.2	Parámetros de diseño y modelo de carga	63
11.3	Método de verificación: fórmula de Bredt-Batho	64
11.4	Verificación: largueros longitudinales RHS $250 \times 100 \times 10$	65
11.5	Verificación: viga telescópica superior	65
11.5.1	Tramo central: $2 \times$ RHS $300 \times 180 \times 10$	65
11.5.2	Tramos telescópicos: RHS $250 \times 150 \times 10$	66

11.6	Resumen general de verificación a torsión	67
11.7	Conclusión	67
12	Verificación II: momentos en cabeza de columnas por efecto de pórtico	69
12.1	Objetivo	69
12.2	Modelo adoptado	69
12.3	Datos de entrada	69
12.4	Propiedades geométricas de las secciones	70
12.5	Cálculo de momentos	70
12.6	Verificación del tubo exterior RHS $250 \times 250 \times 10$	70
12.7	Verificación del tubo interior RHS $220 \times 220 \times 10$	71
12.8	Resumen	71
12.9	Conclusión	71
13	Verificación III: frente a acciones inerciales longitudinales	73
13.1	Propiedades de los tornillos M14 clase 8.8	73
13.2	Verificación a corte por fuerza inercial	73
13.3	Verificación a tracción por momento en cabeza de columna	74
13.4	Verificación combinada corte-tracción	75
13.5	Resumen	75
13.6	Conclusión	75
14	Verificación estructural IV de la horquilla portarrueda	77
14.1	Objeto	77
14.2	Descripción del componente y criterio resistente adoptado	77
14.3	Datos de diseño	77
14.4	Momento flector de cálculo	78
14.5	Propiedades geométricas de la sección equivalente	78
14.6	Verificación a flexión	78
14.7	Verificación a cortante	78
14.8	Resumen de verificaciones	79
14.9	Conclusión	79
15	Verificación de la rueda 12.00-20 (SOLIDEAL RES 550)	81
15.1	Objetivo	81
15.2	Datos de catálogo y verificación de capacidad	81
16	Selección del sistema de tracción (wheel drive Bonfiglioli serie 600 – 609 W.V)	83
16.1	Objetivo	83
16.2	Datos adoptados y velocidades de diseño	83
16.3	Cálculo de fuerzas	84
16.4	Caso A — Condición dimensionante	84
16.5	Caso B — Plano a velocidad máxima	85
16.6	Equipo de referencia seleccionado	86
16.7	Criterio de cierre	86
17	Sistema de orientación de rueda (tornamesa - piñón - accionamiento hidráulico)	87
17.0.1	Criterio general de selección	87
17.0.2	Tornamesa seleccionada (corona de giro con engrane externo)	87

17.0.3 Piñón seleccionado	87
17.0.4 Chaveta del eje del piñón	87
17.0.5 Arquitectura adoptada (motor + reductor + piñón)	88
17.0.6 Velocidad de diseño adoptada	88
17.0.7 Motor hidráulico seleccionado	88
17.0.8 Verificación por capacidad del engrane	89
Conclusiones	91
Bibliografía	93

1 Contexto de uso y necesidades

1.1 Diagnóstico

Cresta Grúas, empresa especializada en izaje y transporte de cargas, **se está expandiendo** y comenzó la **producción de muros prefabricados** y el **montaje** de los mismos. Con las grúas disponibles **muchos trabajos no son accesibles** (ancho de ingreso tipo cochera, interferencias), y además las **grúas telescópicas requieren reposicionamientos** sucesivos: el movimiento no es continuo; hay que “tomar, trasladar, apoyar y volver a mover” la grúa para seguir avanzando. Para resolverlo se requiere el diseño de un **pórtico móvil** de izaje que asegure **traslación continua del panel, autónomo y transportable**, con **capacidad objetivo 10 t**, adaptable a condiciones de obra y de traslado.

1.2 Criterio sobre fabricación y manipulación de paneles

Los paneles se fabrican sobre *mesa basculante*, que permite **desmolde por inclinación sin tracción** sobre la pieza. A diferencia de moldes tradicionales (que requieren “tirar” del panel y por ello incorporan armadura extra solo para el desmolde), en el sistema basculante la armadura se dimensiona **para cargas de servicio**. Por lo tanto, **no** deben trasladarse paneles inclinados ni someterlos a flexiones transversales no previstas: el pórtico debe **garantizar la horizontalidad** del panel durante toda la operación, incluso con terreno irregular (nivelación independiente por pata).

El sistema debe **cambiar de configuración** entre:

- **Transporte en carretón:** envoltente de referencia 2,60 m (ancho) × 5,00 m (largo) × 3,40 m (alto).
- **Operación en obra:** *ancho operativo entre ejes de patas 2,60–3,50 m, largo operativo 5,00 m, altura bajo gancho 3,90 m; altura de patas regulable en forma independiente en cada pata.*

El pórtico debe **trabajar por encima del camión que transporta los paneles**, con *altura libre y holguras* suficientes para tomar, posicionar y retirar la carga de forma segura, manteniendo el **panel horizontal** durante toda la maniobra (sin inclinaciones que induzcan esfuerzos no previstos).

1.3 Casos de uso y entorno de operación

- **Reordenamiento de stock de paneles** en el playón del área industrial de San Jorge (Santa Fe): movimientos cortos, y relocalización precisa.
- **Traslado interno en planta/playón:** recorridos repetidos con maniobras frecuentes en pasillos angostos.
- **Descarga y montaje en obra:** toma desde camión y colocación en posición final de montaje.

- **Obras con accesos restringidos:** patios o frentes donde una grúa convencional no entra o no puede apoyar estabilizadores.
- **Terreno irregular:** pendientes hasta 30 % y diferencias de nivel locales; nivelación *independiente* por pata con recorrido $\pm 0,70$ m. *Ejemplo:* una pata puede quedar *bajo el cordón* de la vereda mientras las otras tres apoyan sobre el *pavimento/suelo firme*; el sistema debe nivelar el bastidor para mantener el panel horizontal.

1.4 Requisitos funcionales

- **Autonomía:** no depender de grúa externa para armarse, cargarse al carretón ni operar.
- **Versatilidad dimensional:** cambio entre configuración de transporte y trabajo; *ancho regulable* por viga telescópica; *altura bajo gancho* adecuada para paneles altos.
- **Maniobrabilidad:** *tracción y dirección independientes por rueda* con modos: avance longitudinal, traslación lateral (*crab*), movimiento diagonal y giro sobre el propio eje (*pivot turn*).
- **Seguridad de izaje:** *velocidad restringida (baja)* por criterios de seguridad, especialmente a partir de cierta altura.
- **Armado por una sola persona:** prioridad operativa; sin herramientas especiales.

1.5 Condicionantes de diseño

- **Capacidad:** 10 t .
- **Geometría en transporte:** 2,40 m (ancho) $\times$ 5,00 m (largo) $\times$ 3,40 m (alto).
- **Geometría en obra:** *ancho entre ejes de patas* 2,40–3,50 m; *largo operativo* 5,00 m; *altura bajo gancho* 3,90 m.
- **Terreno:** pendientes hasta 30 %; nivelación $\pm 0,70$ m por pata (cilindros de doble efecto con montaje *trunnion*).
- **Integración logística:** altura libre y holguras para operar por encima del camión transportador de paneles.

1.6 Alcance del proyecto

El alcance comprende el **diseño conceptual y técnico** del pórtico: estructura principal, viga telescópica, viga - carril rigidizada), patas regulables, módulo de rueda, y sistema de izaje y maniobra (modos de tracción/dirección). **No** se incluyen la fabricación de paneles ni la logística general de obra ajena al equipo.

1.7 Necesidad y propuesta de valor

- **Necesidad:** montar paneles donde las grúas no acceden o requieren múltiples reposicionamientos; reducir dependencia de terceros.
- **Propuesta:** pórtico móvil **autónomo**, **compacto en transporte**, **ajustable en obra**, con **maniobras precisas** en espacios reducidos y **nivelación activa** para proteger los paneles.
- **Impacto esperado:** menor tiempo de maniobra total, mayor disponibilidad operativa, seguridad de paneles y personal, y mayor alcance comercial de Cresta Grúas.

1.8 Conclusiones del capítulo

El análisis de uso real de Cresta Grúas muestra una oportunidad concreta: un pórtico móvil que **complemente** a las grúas, resuelva **accesos restringidos** y garantice **horizontalidad** del panel. Las **condiciones dimensionales**, de **estabilidad** y de **maniobra** aquí fijadas encuadran el diseño técnico que se desarrolla en los capítulos siguientes.

2 Estudio de mercado

2.1 Panorama general

En el mercado existen equipos afines al concepto propuesto:

- **Pórticos sobre neumáticos (RTG) y *straddle carriers***: típicos de puertos y parques logísticos.
- **Pórticos puente fijos**: en naves industriales o playones, con implantación permanente o semipermanente.

2.2 Limitaciones de las soluciones existentes

- Operan **dentro de un predio** (yard/playón); no contemplan mudanzas frecuentes entre obras.
- La **regulación geométrica** (ancho/altura) es acotada y **no está pensada** para accesos angostos ni para trabajar por encima de un camión portapaneles manteniendo estricta horizontalidad.

2.3 Innovación central del proyecto

La propuesta introduce una **doble configuración** que **no es estándar** en pórticos de este rango:

1. **Modo transporte (compacto)**: el equipo **ingresa en carretón** dentro de una *envolvente compatible con circulación ordinaria* (**ancho total** $\leq 2,60$ m y **altura total** $\leq 4,30$ m del conjunto vehículo+carga; para carretones, **largo total** $\leq 22,40$ m). En este proyecto se adopta como criterio de diseño $h_{\text{total}} \leq 4,10$ m, a fin de contar con margen operativo durante el transporte.
2. **Modo obra (expandible)**: configuración **autónoma** que **despliega ancho y altura bajo gancho** útiles, con **nivelación independiente por pata** para conservar la horizontalidad del panel y **operar por encima del camión portapaneles** en frentes estrechos.

Límite normativo de dimensiones en transporte. En modo transporte, el equipo sobre carretón deberá cumplir **ancho total** $\leq 2,60$ m y **altura total** $\leq 4,30$ m para circular *sin permiso especial* en rutas argentinas; el **largo máximo** depende de la categoría del conjunto, siendo $\leq 22,40$ m para carretones de libre circulación.¹

En conjunto, esto habilita **traslación continua del panel** en entornos con *accesos restringidos y terreno irregular*, un espacio poco cubierto por los pórticos tradicionales.

¹ Dirección Nacional de Planificación de Transporte de Cargas y Logística, *Nuevos vehículos, más carga. Escalabilidad y Bitrenes* (mayo 2019). Memoria de cálculo normativo (modificaciones al Memoria de cálculo R del Dto. 779/95 y Decretos 27/2018 y 32/2018): ancho 2,60 m; altura 4,30 m para cargas; longitudes según configuración (carretones hasta 22,40 m). Disponible en: https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/dnptcyl_nuevos_vehiculos_modificaciones_normativas_may2019.pdf. Consulta: 21/12/2025.

2.4 Posicionamiento

El equipo se ubica **entre** los pórticos logísticos y las grúas móviles: mantiene la **capacidad y repetitividad** del pórtico, y suma **transportabilidad real** (modo compacto) + **geometría ajustable en obra** (modo expandido) + **maniobras finas** (avance, lateral *crab*, diagonal y giro en sitio) para el **montaje de paneles prefabricados** en obras con accesos angostos.

3 Condiciones límite del proyecto

Este capítulo fija las **condiciones límite** (criterios de aceptación) que gobiernan el diseño y la verificación del pórtico. Cada condición se presenta con su *criterio operativo* y su *fundamento técnico*. Las memorias de cálculo detalladas se remitirán a los Memoria de cálculos correspondientes.

Parámetros base del problema

Panel de referencia (sin aislación).

- **Altura:** 2,90 m. Se adopta *mesa* menos *encofrado* y una *holgura operativa* para maniobras y tolerancias.
- **Largo:** 5,00 m (dos paneles por colada en mesa $\sim 11,8$ m).
- **Espesor:** 0,26 m (valor típico en viviendas premoldeadas de buena prestación).
- **Hormigón:** $\rho_h \approx 2300$ kg/m³.
- **Armadura:** dos mallas electrosoldadas de $\varnothing 8$ y separación de 150 mm en dos direcciones (superior e inferior) + *refuerzos locales en esquinas y zonas de izaje* (incorporados en el cómputo de acero).

Comprobación de masa (síntesis).

Convenciones: A = área del panel; V_h = volumen de hormigón; ρ_h = densidad del hormigón; M_h = masa de hormigón; $m_{s,base}$ = masa superficial de malla $\varnothing 8 @ 150$; α_{ref} = incremento por refuerzos locales (ángulos, placas de insertos, cercos); M_s = masa de acero total; M_{tot} = masa total del panel.

$$\begin{aligned}
 A &= 2,90 \times 5,00 = 14,50 \text{ m}^2 \\
 V_h &= 0,26 \times 14,50 = 3,77 \text{ m}^3 \\
 M_h &= V_h \cdot \rho_h = 3,77 \times 2300 = 8,671 \text{ t} \\
 m_{s,base} &= 10,53 \text{ kg/m}^2 \quad (\text{dos mallas } \varnothing 8 @ 150) \\
 \alpha_{ref} &= 0,30 \quad (\text{refuerzos locales e insertos, } 30\%) \\
 M_s &= A \cdot m_{s,base} \cdot (1 + \alpha_{ref}) = 14,50 \times 10,53 \times 1,30 = 0,198 \text{ t} \\
 M_{tot} &= M_h + M_s = 8,671 + 0,198 = \boxed{8,87 \text{ t} < 10 \text{ t}}
 \end{aligned}$$

Nota: el factor $\alpha_{ref} = 0,30$ cubre, en forma global, ángulos en esquinas, refuerzos alrededor de insertos de izaje y eventuales placas/varillas adicionales. Este valor se ajustará cuando se definan los detalles constructivos, pero es adecuado y conservador para el dimensionamiento del pórtico.

Listado de condiciones

C1. Capacidad de izaje.

Criterio: el dispositivo se dimensiona para **izar hasta 10 t**.

Fundamento: cubre el panel de referencia (masa verificada $\sim 8,85$ t) con margen estructural y dinámico; **consistente con el puente grúa de 10 t** usado en la extracción desde la mesa basculante.

C2. Dimensiones en transporte (sobre carretón propio).

Criterio: **ancho total** (vehículo+carga) $\leq 2,60$ m; **largo del equipo** $\leq 12,00$ m; **alto del equipo** $\leq 3,40$ m (para cumplir 4,10 m totales con $h_{\text{semi}} = 0,70$ m).

Fundamento: cumplimiento de límites viales *sin permiso* y compatibilidad con el carretón disponible en Cresta Grúas.

C3. Paso bajo portones.

Criterio: en configuración cerrada debe pasar bajo portones de **4,50 m** de altura.

Fundamento: alturas típicas de accesos industriales; al cumplir 3,40 m en transporte, esta condición se satisface con holgura.

C4. Altura bajo gancho en operación.

Criterio:

$$\begin{aligned} h_{\text{bajo gancho}} &\geq h_{\text{carr}} + h_{\text{panel}}^{\text{máx}} + \Delta h_{\text{holgura}} \\ &\geq 0,70 \text{ m} + 2,90 \text{ m} + 0,30 \text{ m} = \boxed{3,90 \text{ m}} \end{aligned}$$

Fundamento: el bajo gancho debe permitir la interposición **del carretón + el panel máximo transportable + una holgura de maniobra**, garantizando la horizontalidad durante toma/posicionamiento/retiro.

C5. Ancho en transporte (sobre carretón propio). *Criterio:* el equipo, en configuración de transporte, debe tener ancho exterior $< 2,6$ m, de modo de entrar dentro del carretón (ancho útil disponible $\approx 2,6$ m).

Fundamento: compatibilidad directa con el carretón disponible en Cresta Grúas (sin sobresalientes laterales), y adicionalmente se mantiene por debajo del límite vial general de 2,60 m para circulación ordinaria.

C6. Ancho de trabajo (luz interna). *Criterio:* la luz libre interna entre patas/estructuras laterales debe ser $> 2,60$ m, para envolver el carretón durante carga/descarga.

Fundamento: permitir operar directamente sobre el carretón, con margen para maniobra y tolerancias, manteniendo el panel horizontal en toma/posicionamiento/retiro.

C7. Largo operativo.

Criterio: $< 12,00$ m (condición límite para transporte sin desarme).

Fundamento: compatibilidad con circulación y maniobras de obra.

C8. Peso total en transporte.

Criterio: el conjunto deberá respetar el **PBTC** (Peso Bruto Total Combinado) y las **masas por eje** permitidas por la configuración tractor-carretón (ver Memoria de cálculo *Normativa de escalabilidad* y ficha técnica del equipo).

Fundamento: cumplimiento normativo para circulación ordinaria.

C9. Operatividad en pendiente.

Criterio: desplazamiento en pendientes hasta 25 % (14°) .

Fundamento: referencia de autoelevadores industriales.

C10. Nivelación por pata.

Criterio: compensación de desniveles $\pm 0,70$ m por pata. *Fundamento:* superar rampas/bordes manteniendo el panel horizontal.

C11. Configuración trabajo ↔ transporte.

Criterio: transición **sin equipos externos**.

Fundamento: autonomía funcional en obra y frentes angostos.

C12. Armado del sistema.

Criterio: armado por **una sola persona** en condiciones seguras.

Fundamento: operatividad sin personal especializado ni herramientas especiales.

C13. Sistema de freno.

Criterio: frenado efectivo para detener movimiento en transporte y en obra.

Fundamento: seguridad operacional y control de maniobras.

C14. Velocidad de elevación.

Criterio: **limitada y controlada**; se adopta $v_{\text{izaje}} \leq 0,15$ m/s con arranques/paradas suaves (perfil de aceleración limitado).

Fundamento: estabilidad del conjunto y reducción de sollicitaciones dinámicas sobre panel, percha y pórtico.

4 Secuencia de uso

En esta sección se muestran las tres escenas clave que describen el funcionamiento del equipo: **transporte**, **apertura para operación** y **posicionamiento previo a la toma**.

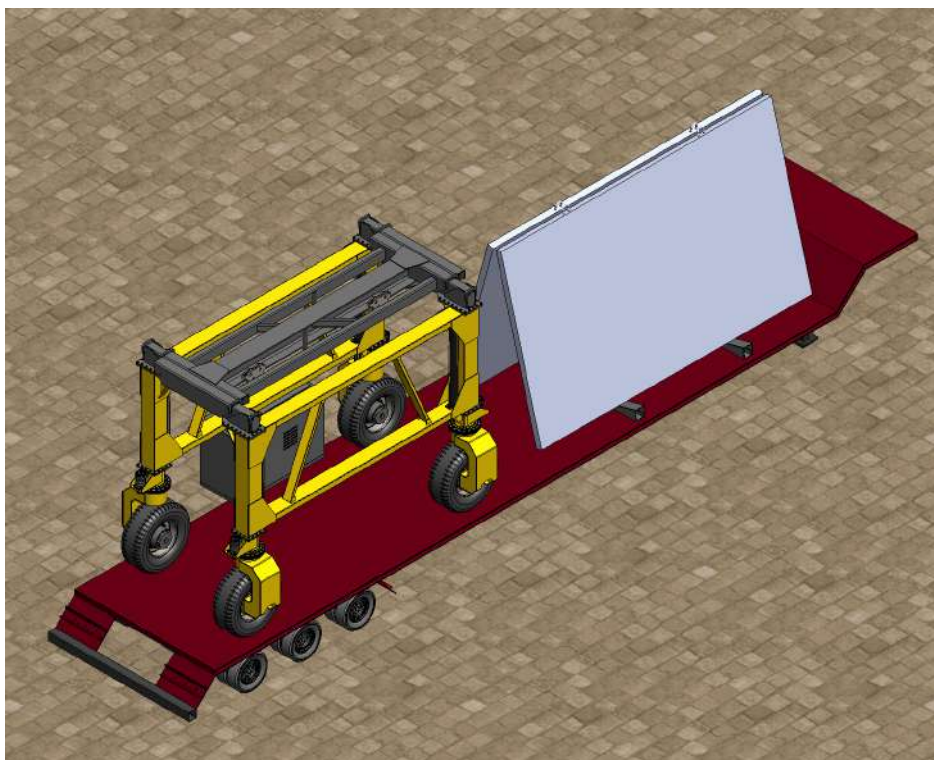


Figura 1: **Modo transporte**: equipo cerrado, viga superior y columnas retraídas para traslado en carretón.

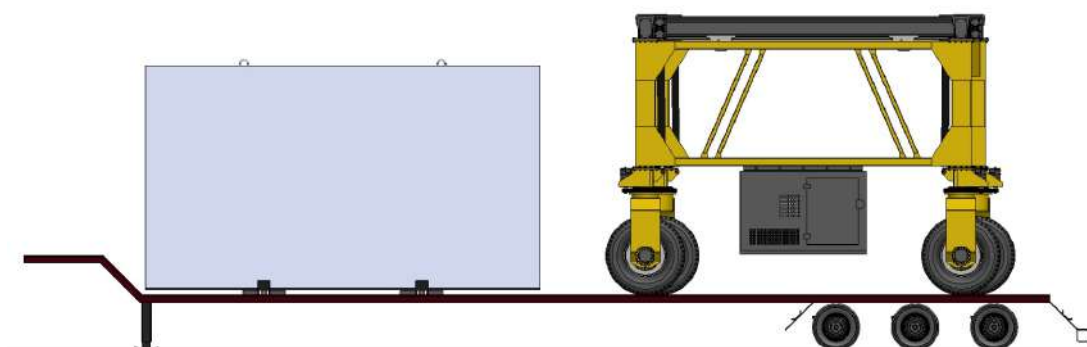


Figura 2: Modo transporte, vista lateral.

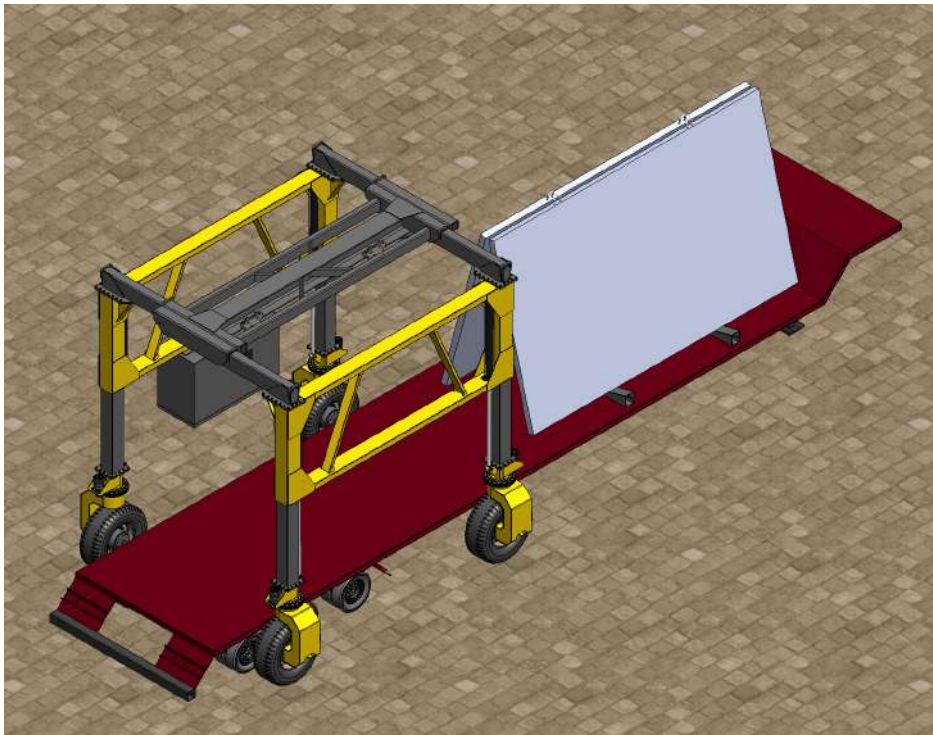


Figura 3: Equipo desplegado (ancho y altura de trabajo), listo para aproximación y maniobra de izaje.

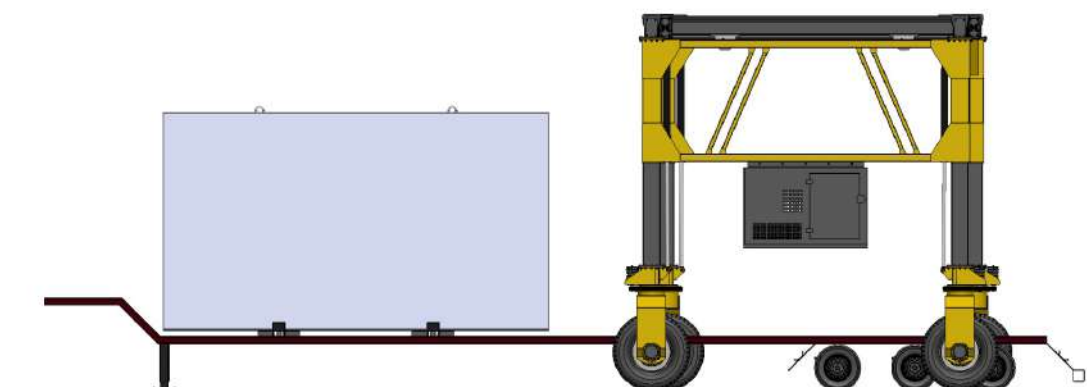


Figura 4: Modo trabajo, vista lateral.

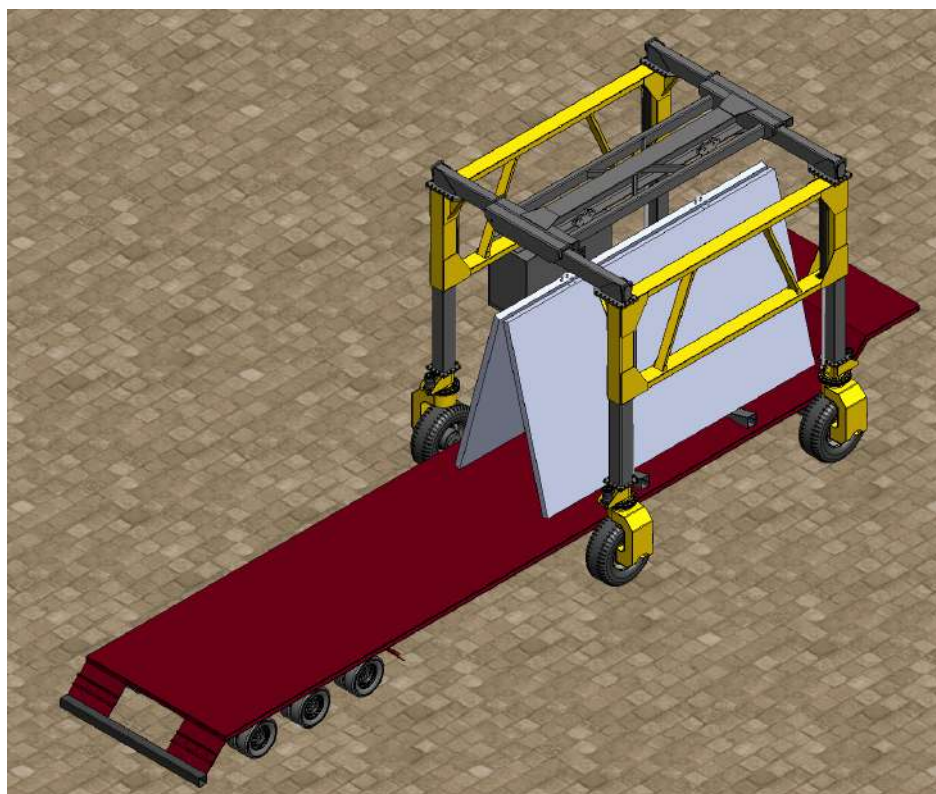


Figura 5: **Previo a la toma:** el pórtico se posiciona sobre el camión/paneles y alinea el sistema de izaje para levantar manteniendo el panel horizontal.

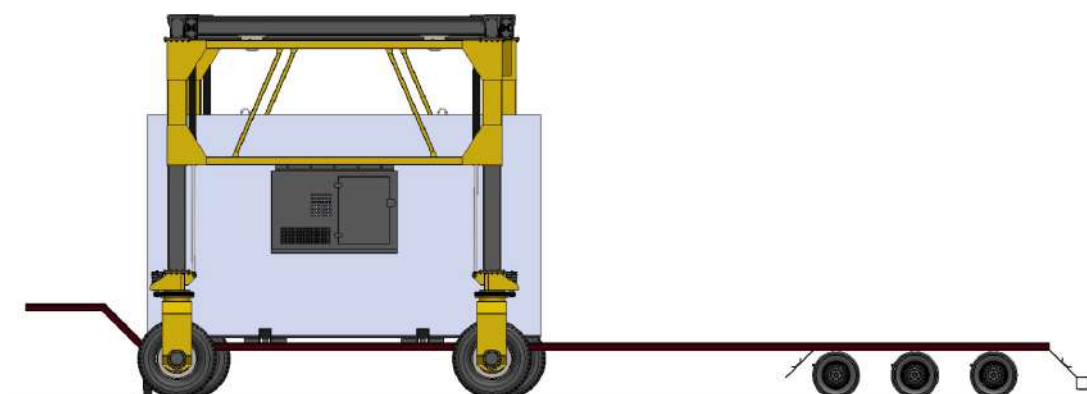


Figura 6: Modo trabajo, vista lateral.

5 Arquitectura del sistema y decisiones

5.1 Visión general del dispositivo

El equipo es un **pórtico móvil compacto** para manipulación de **paneles prefabricados de hormigón** que combina: patas verticales telescópicas con nivelación independiente, **armadura superior** (ancho variable para transporte/obra) y **módulos de rueda** direccionables.

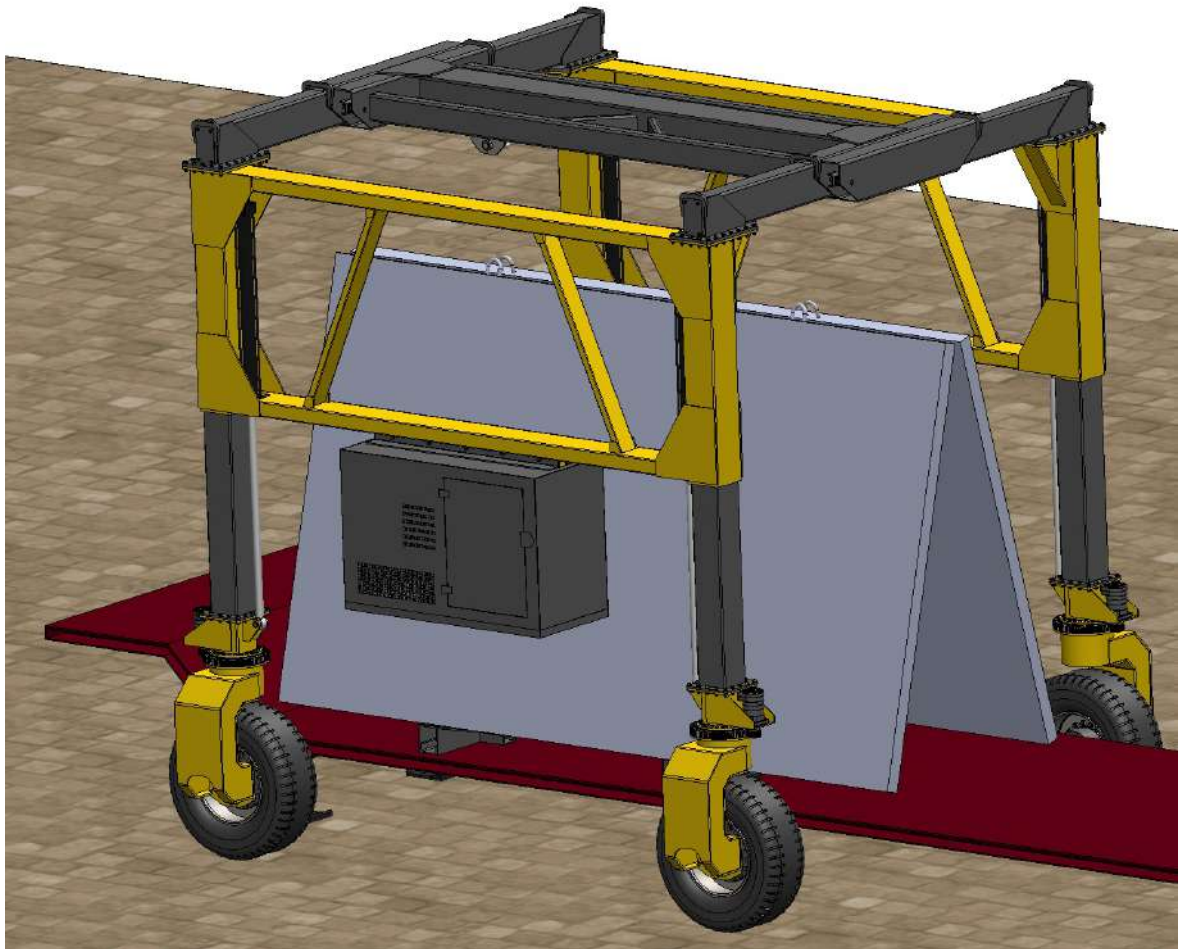


Figura 7: Pórtico móvil posicionado sobre el panel prefabricado de hormigón en el carretón.

5.2 Modos de operación y envoltentes

Se contemplan dos configuraciones principales: **transporte** y **trabajo**.

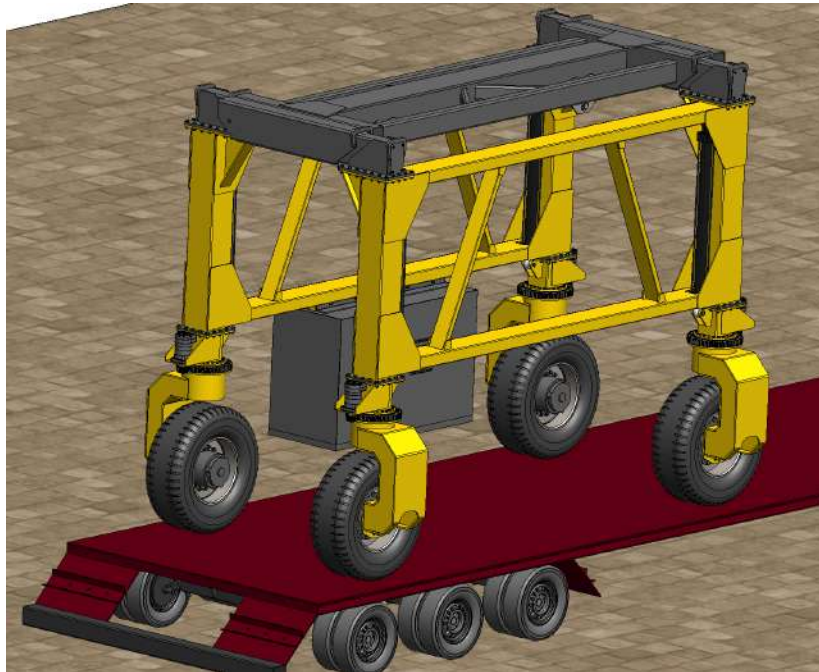


Figura 8: Pórtico en configuración de transporte (armadura replegada).

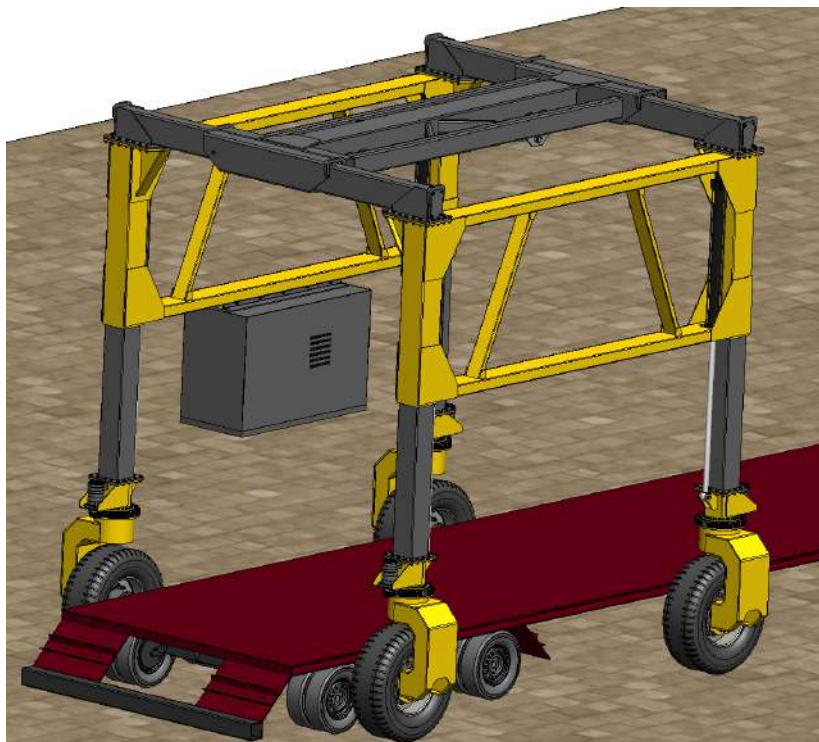


Figura 9: Pórtico en configuración de trabajo (armadura extendida).

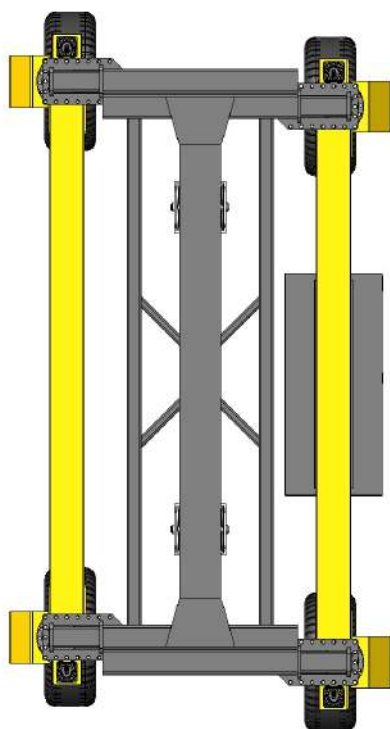


Figura 10: Vista en planta, configuración de transporte.

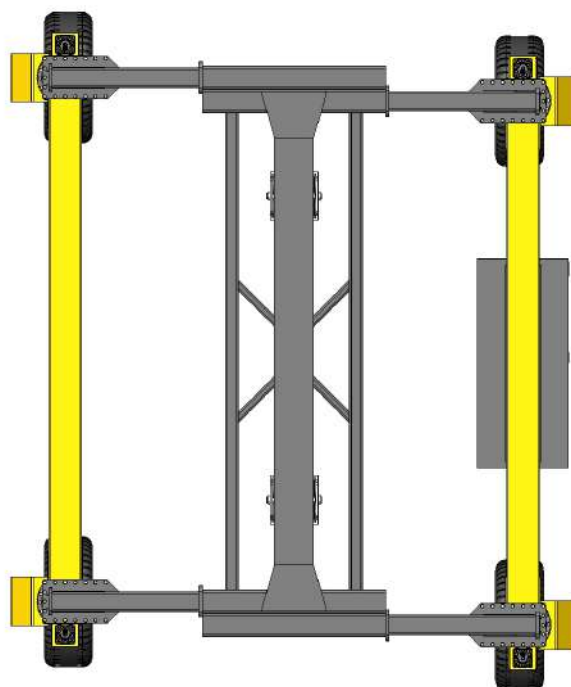


Figura 11: Vista en planta, configuración de trabajo.

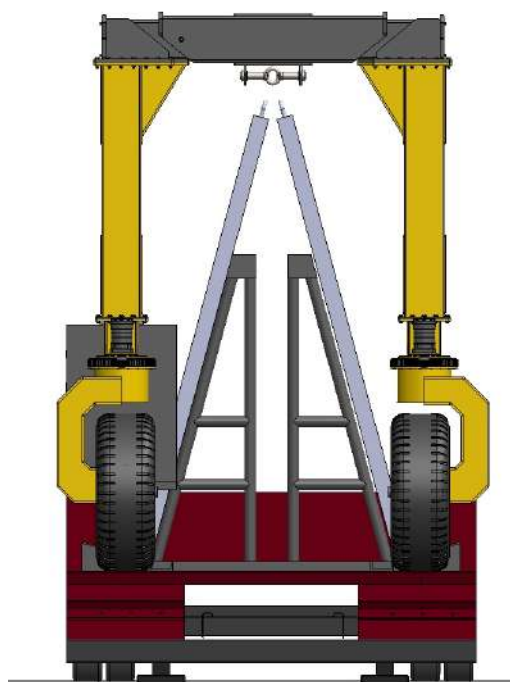


Figura 12: Vista lateral, configuración de transporte.

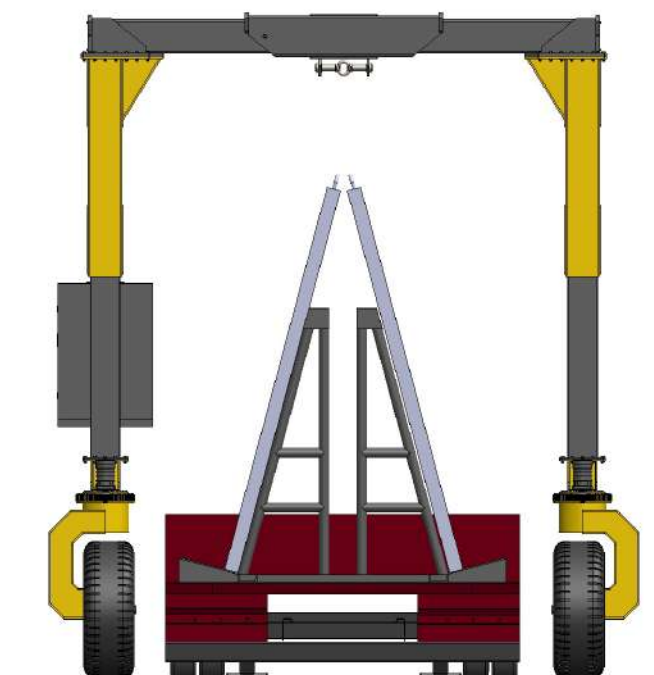


Figura 13: Vista lateral, configuración de trabajo.

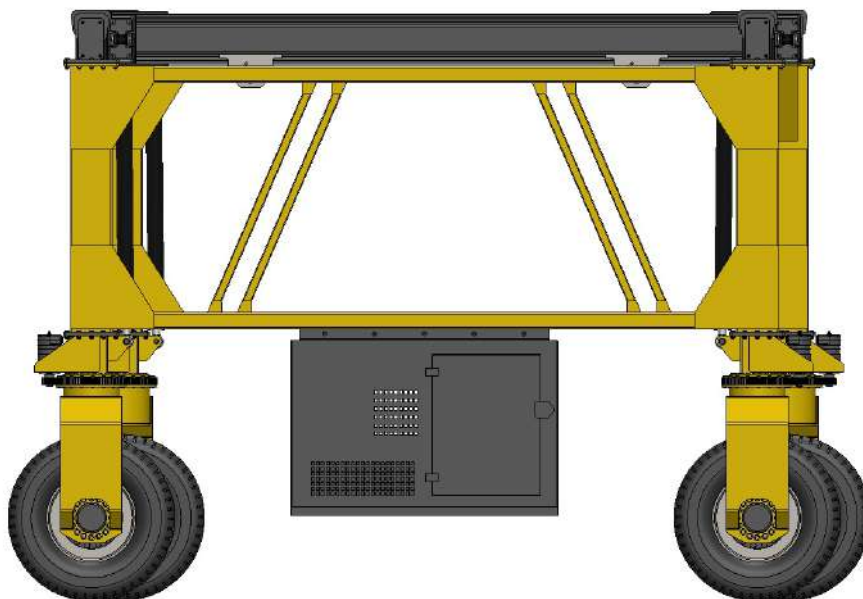


Figura 14: Vista lateral derecha, configuración de transporte.

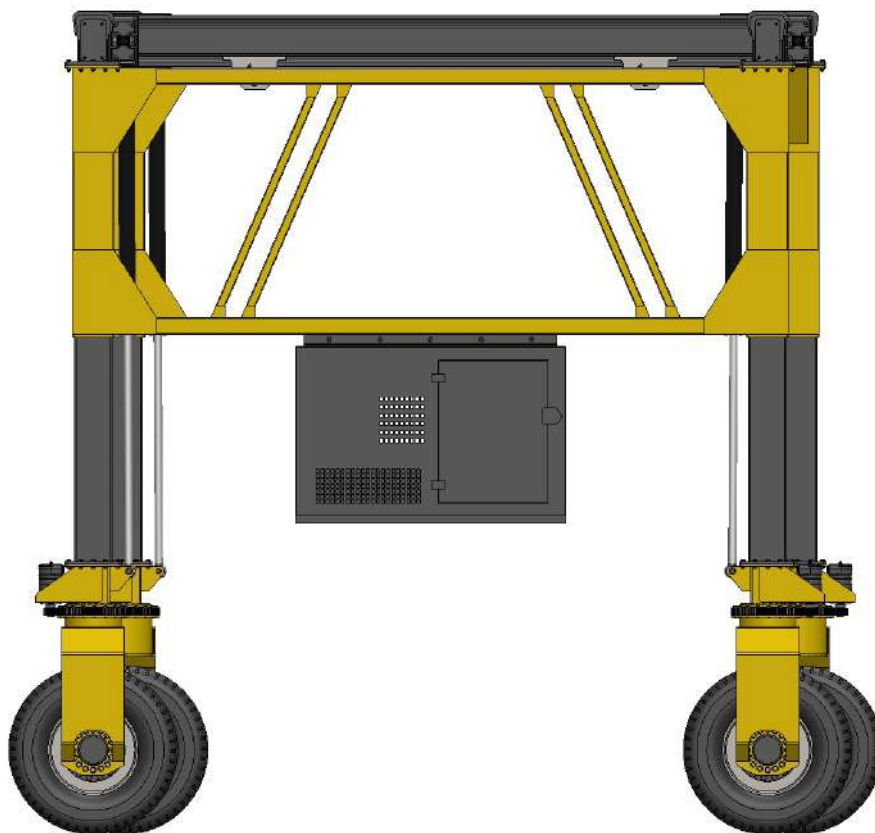


Figura 15: Vista lateral derecha, configuración de trabajo.

5.2.1 Material estructural adoptado

Propiedades del acero estructural S355 (adoptadas). Para el dimensionamiento de las secciones se adopta acero estructural **S355**. Se consideran las siguientes propiedades nominales: densidad $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, peso específico $\gamma = 78,5 \text{ kN/m}^3$, módulo de elasticidad $E = 210000 \text{ MPa}$, coeficiente de Poisson $\nu = 0,30$, módulo de corte $G \approx 81000 \text{ MPa}$ y coeficiente de dilatación térmica $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Para elementos con espesor nominal $t \leq 40 \text{ mm}$, se adopta límite elástico $f_y = 355 \text{ MPa}$ y resistencia última $f_u = 490 \text{ MPa}$ [2].

5.2.2 Viga–carril rigidizada

La viga–carril rigidizada (VCR) se resuelve mediante un perfil **HEB 300** como elemento resistente principal, complementado con refuerzos laterales **RHS 180×100×6,35** y diagonales **RHS 120×60×6,35** dispuestas en configuración en “X”. Esta disposición conforma un sistema estructural rigidizado que incrementa la rigidez global del conjunto y mejora el comportamiento frente a solicitaciones torsionales originadas por posibles excentricidades del carro de izaje.

El dimensionamiento de la VCR se realiza verificando los estados de servicio de flexión y deformación vertical, adoptando como criterio de rigidez un límite de flecha admisible $f_{\text{adm}} = L/600$ para una luz de $L = 3,7 \text{ m}$.

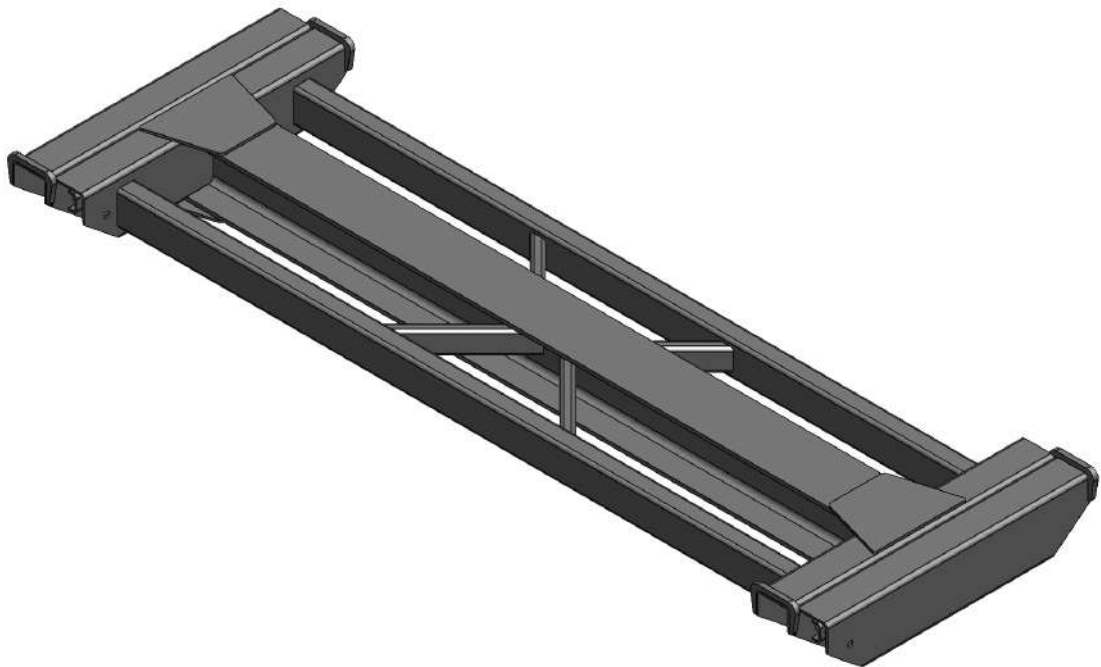


Figura 16: **VCR**: HEB 300 con refuerzos laterales RHS y diagonales en “X”. (1077 kg)

Equipo de elevación y carros. Para minimizar la **altura bajo gancho** se prevé un **conjunto de bajo gálibo**².

■ **Dos carros Yale HTG-C 5 t** [5]. (*geared travel*) con **track clamp** (freno de inmovilización accionado por cadena desde piso), compatibles con **HEB 300**.

■ **Dos bloques de cadena ultra low-headroom 5 t** (uno por carro Yale HTG-C), con **cadena G80 y acortador**. Cada bloque toma un **inserto de izaje** del panel. La horizontalidad queda garantizada por el sistema de nivelación activa de patas (condición C10). Esta solución minimiza la altura muerta bajo el HEB 300, preservando la altura bajo gancho de 3,90 m (condición C4).

5.2.3 Viga superior telescópica

Tramo central $2 \times \text{RHS}^3 300 \times 180 \times 10$ (S355) + telescópicos laterales **RHS 250 $\times$ 150 $\times$ 10** (S355). **Solape** mínimo $s_{\min} = 0,35$ m para que la *zona de mayor momento* opere con ambos perfiles *solidarios* (mayor I y menor flecha). Verificada para $L = 3,50$ m; en transporte $L_{\min} = 1,85$ m. Véase *Viga superior telescópica. Memoria de cálculo*.

La selección de cilindros de accionamiento del telescópico superior, incluyendo criterio de fuerza, carrera y tiempo de maniobra, se desarrolla en el *capítulo: Selección de cilindros hidráulicos para patas telescópicas*.

La verificación a torsión de los largueros longitudinales y de la viga telescópica superior bajo hipótesis de rueda descargada se presenta en *Verificación I: torsión de largueros longitudinales y viga telescópica superior*

²**Gálibo:** altura total disponible del conjunto de izaje bajo la viga/carril; en configuraciones “low-headroom” se busca la *menor* distancia entre la cara inferior del carril y el punto de toma de la carga.

³RHS = *Rectangular Hollow Section* (tubo estructural rectangular).

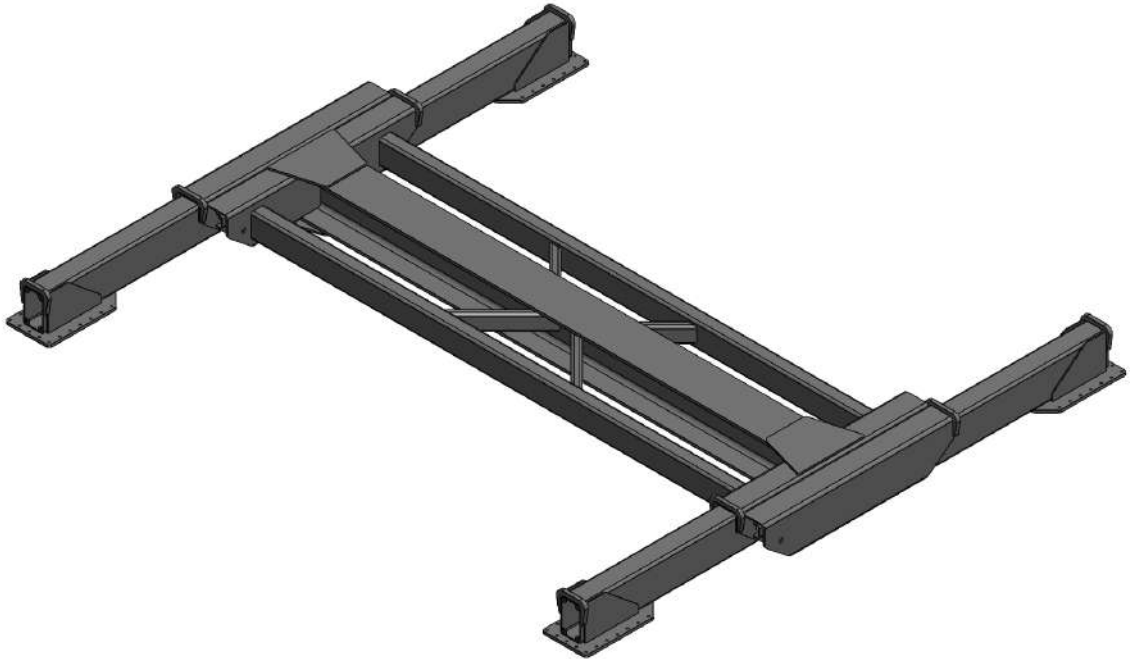


Figura 17: Viga telescópica: **2×RHS 300×180×10** (centro) + **RHS RHS 250×150×10** (telescópicos) con **solape** $s_{\min} = 0,35 \text{ m}$, guías reemplazables y **trabas** de seguridad. (1597 kg)

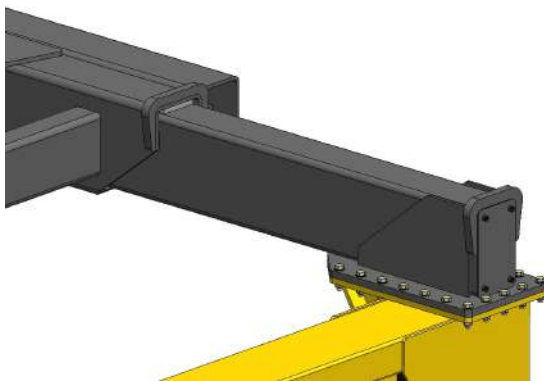


Figura 18: Unión telescópica de la viga en posición abierta

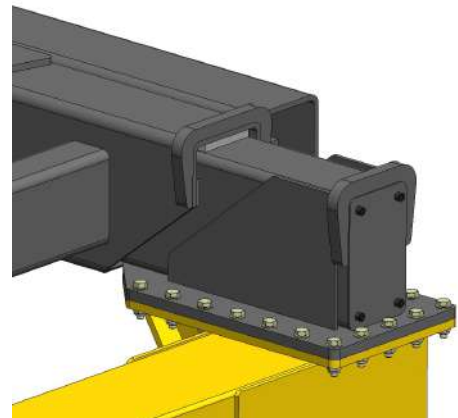


Figura 19: Unión telescópica de la viga en posición cerrada

La verificación de la unión atornillada frente a acciones inerciales longitudinales se presenta en el *Memoria de cálculo G*.

5.2.4 Columnas/patas telescópicas

El sistema de nivelación independiente del pórtico se resuelve mediante **cuatro patas telescópicas**, cada una compuesta por un tubo exterior RHS $250 \times 250 \times 10$ solidario a la estructura del pórtico y un tubo interior RHS $220 \times 220 \times 10$ guiado mediante patines de UHMW-PE.

El accionamiento y soporte de carga se realiza mediante un **cilindro hidráulico de doble efecto montado exteriormente** a los tubos, con rótulas en ambos extremos. La rótula superior ancla al tubo exterior y la rótula inferior ancla a la base del módulo de rueda, de modo que **el cilindro es el elemento resistente a compresión axial**: la carga vertical transita desde la estructura del pórtico al cilindro y de allí al suelo a través de la rueda. Los tubos cumplen exclusivamente función de **guiado lateral**.

La fijación en posición a cualquier altura operativa se garantiza mediante **bloqueo hidráulico** por válvulas antirretorno pilotadas incorporadas en el circuito C de servicios, que inmoviliza el cilindro automáticamente al liberar el mando. El recorrido de nivelación es de $\pm 0,70$ m por pata, cubriendo la condición C10 del Capítulo 3.

La selección de cilindros, verificación de pandeo del vástago y caudal requerido se desarrollan en *Selección de cilindros hidráulicos para patas telescópicas*.

La verificación de los tubos de columna bajo flexo-compresión por efecto de pórtico se desarrolla en *Selección de cilindros hidráulicos para patas telescópicas*.

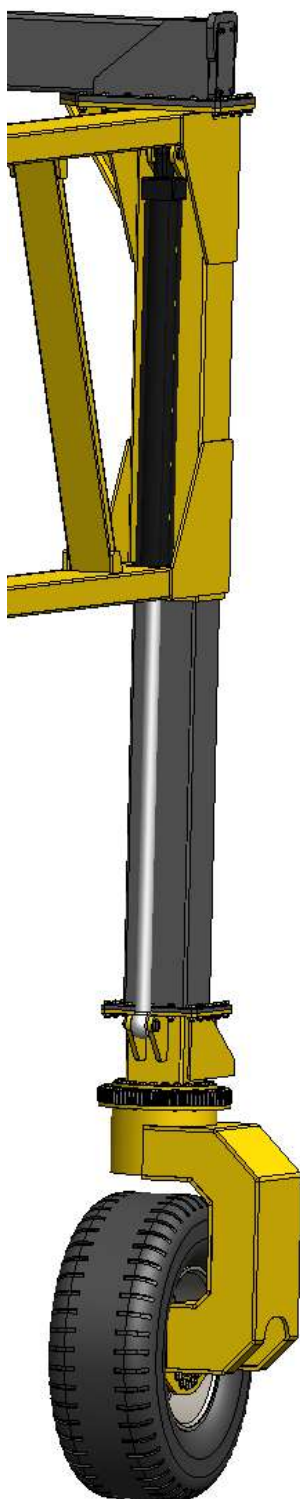


Figura 20: Pata telescópica del pórtico. Tubo exterior RHS 250×250×10 y tubo interior RHS 220×220×10, guiados mediante patines de UHMW-PE.

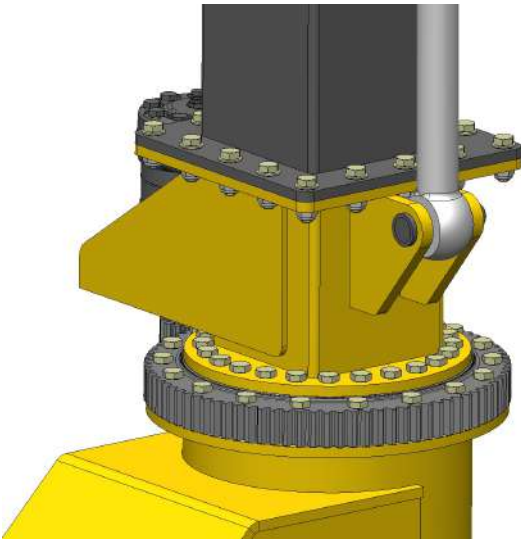


Figura 21: Rótula inferior del cilindro hidráulico de nivelación: anclaje a la base del módulo de rueda y corona de giro de orientación.

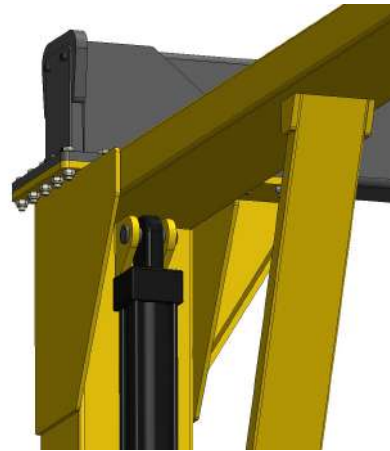


Figura 22: Rótula superior del cilindro hidráulico de nivelación: anclaje al tubo exterior de la pata telescópica y nudo de la armadura diagonal.

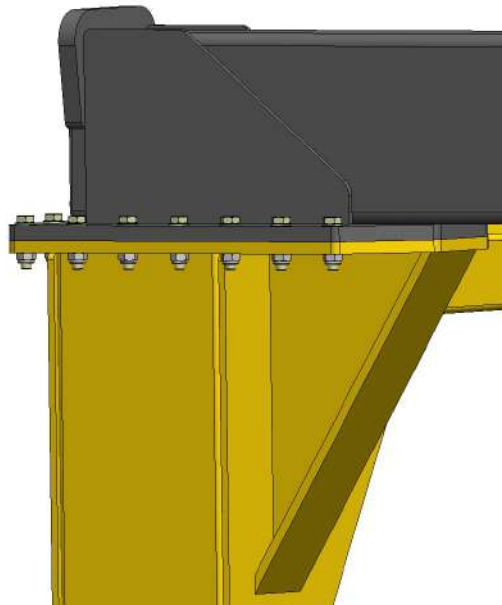


Figura 23: Nudo viga telescópica – columna: placa de unión atornillada y rigidizadores de refuerzo en la cabeza de la columna.

5.2.5 Sistema de rodadura: rueda seleccionada, tracción y direccionamiento

El pórtico se desplaza a baja velocidad sobre superficies mixtas (playones logísticos de hormigón y sectores de ripio/tierra **preparados en obra**, con nivelación y compactación previa), por lo que la selección de la rueda se orienta a: (i) robustez ante pinchaduras, (ii) capacidad de carga por rueda con margen, y (iii) diámetro suficiente para mejorar la superación de irregularidades y reducir sollicitaciones dinámicas en el bastidor.

Rueda seleccionada (neumático superelástico / resilient)

Se adopta la rueda **355/65-15 SOLIDEAL RES 550** (serie Magnum), montada sobre **llanta 9.75-15**. Las dimensiones y capacidades nominales informadas por el fabricante son:

■ **Diámetro exterior:** Ø1090 mm.

■ **Ancho:** 283 mm.

Estos valores se toman de la ficha técnica del fabricante [9].

La selección y verificación del conjunto rueda–llanta se realiza contrastando la **carga de diseño por rueda** (en la condición más desfavorable de reparto no uniforme y con efectos dinámicos) contra las capacidades nominales del conjunto, considerando además la restricción de **carga admisible en dirección** para los módulos que actúen como directrices. El desarrollo completo de criterios, compatibilidad geométrica y selección de llanta se presenta en el *Verificación de la rueda 12.00-20 (SOLIDEAL RES 550)*.

Módulos de rueda direccionables

Conjunto direccionable compuesto por: **corona de giro** (tornamesa/rodamiento de orientación) para el giro del módulo; **fuste** RHS 200 × 200 × 10 (S355) que actúa como *columna tubular* portante; y **soporte de rueda** para el alojamiento del eje. La selección de la tornamesa, piñón, motor hidráulico y reductor de orientación, así como la verificación por capacidad del engrane y las protecciones hidráulicas del ramal de dirección, se desarrollan en *Sistema de orientación de rueda (tornamesa - piñón - accionamiento hidráulico)*.

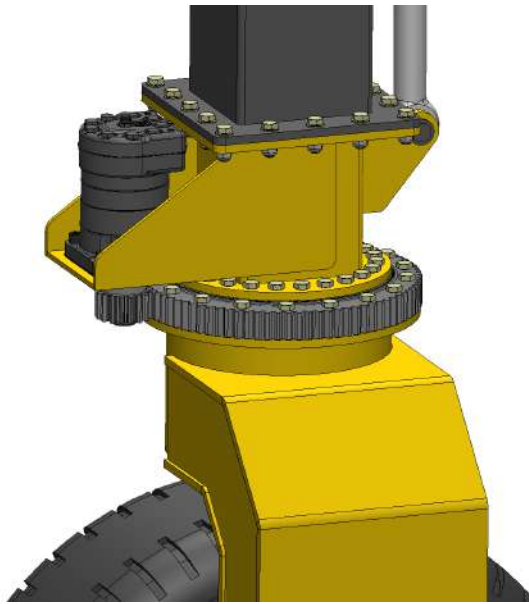


Figura 24: Módulo de rueda direccional. Se distinguen: fuste tubular RHS 200×200×10 (S355), corona de giro, soporte de rueda y reductor de orientación con piñón.

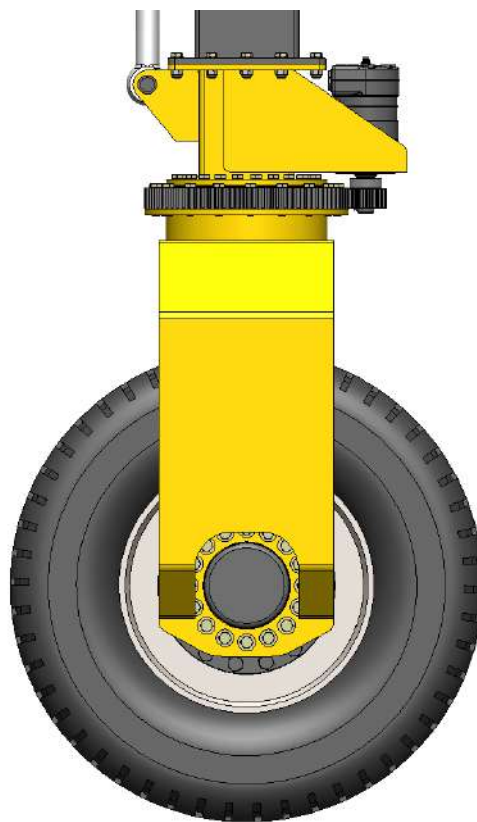


Figura 25: Vista lateral: Módulo de rueda direccional

Sistema de tracción (wheel drives)

Para la traslación se adopta una solución tipo *travel drive / wheel drive* **uno por rueda**, de modo de disponer de tracción distribuida y redundancia operativa. Como referencia de diseño se selecciona la **serie Bonfiglioli 600, tamaño 609 (609 W..V)**, por su rango de relaciones de reducción y prestaciones para equipos móviles de este porte. La selección y dimensionamiento (par requerido en rueda, relación de reducción, motor hidráulico y freno) se desarrollan en *Selección del sistema de tracción (wheel drive Bonfiglioli serie 600 – 609 W.V)*.



Figura 26: Sistema de tracción: *wheel drive* comercial Bonfiglioli Serie 600

La verificación estructural simplificada de la horquilla portarrueda se desarrolla en *Verificación estructural IV de la horquilla por- tarrueda*.

6 Sistema hidráulico integral del pórtico móvil

El pórtico móvil dispone de un sistema hidráulico integral que acciona las funciones de tracción, dirección y servicios (patas y telescópicos superiores). El sistema permite la traslación del equipo, la orientación de las ruedas, la nivelación mediante patas telescópicas y el ajuste geométrico del ancho de trabajo, asegurando bloqueo hidráulico en posición.

6.1 Arquitectura general del sistema

Se adopta una central hidráulica accionada por motor diésel industrial, alimentando tres circuitos independientes mediante una bomba triple de engranajes externos, con el objetivo de asegurar independencia funcional entre subsistemas y evitar interferencias hidráulicas entre funciones críticas.

Circuito A – Tracción

Destinado al desplazamiento del pórtico sobre sus ruedas, alimenta los wheel drives de cada estación motriz. Puede operar simultáneamente con el direccionamiento y con la autonivelación activa. Durante la transición estructural, la tracción asiste la apertura del sistema telescópico superior.

Circuito B – Dirección

El circuito de dirección acciona el sistema hidráulico de orientación de ruedas mediante control proporcional incremental. Permite modificar el ángulo de las ruedas en cualquiera de los modos de conducción (Normal, Cangrejo o Pivot), manteniendo la posición alcanzada al liberar el mando. Puede operar en simultáneo con la tracción y autonivelación. No participa en tareas de elevación ni en la modificación del ancho estructural del pórtico.

Circuito C – Servicios

El circuito de servicios alimenta las patas telescópicas y el sistema telescópico superior de modificación de ancho. Permite la elevación del equipo, la autonivelación estructural y la transición entre configuración de transporte y configuración de trabajo. La elevación y nivelación pueden operar durante el ciclo de trabajo, incluso con carga suspendida, dentro de los límites de corrección establecidos. En cambio, la apertura o cierre del telescopado superior constituye una etapa diferenciada del ciclo operativo y no se ejecuta bajo carga suspendida. Durante la transición estructural (transporte ↔ trabajo), el equipo debe encontrarse en condición controlada y sin panel suspendido.

6.2 Recorrido del sistema hidráulico

1. **Tanque hidráulico.** El fluido hidráulico se almacena en el tanque. Antes de ingresar a la bomba, atraviesa un filtro de aspiración que retiene partículas gruesas y protege el conjunto motriz.

2. **Bomba triple de engranajes externos.** Es accionada por el motor diésel Kubota V3307-DI-T-E3B mediante acople directo. Aspira el fluido desde el tanque, lo presuriza y lo distribuye a través de tres secciones independientes hacia:

- Circuito A– Tracción.
- Circuito B– Dirección.
- Circuito C– Servicios.

3. **Protección post-bomba.** Cada ramal incorpora una válvula limitadora de presión independiente, tarada a la presión nominal del sistema ($p_{\text{nom}} = 210 \text{ bar}$). Ante sobrepresión, el fluido es derivado al tanque, protegiendo la bomba y los componentes aguas abajo.

4. **Circuito A– Tracción.** El fluido presurizado alimenta una **válvula proporcional** de control de caudal, que regula la velocidad de traslación en función de la orden del operador. Desde allí se dirige a los cuatro *wheel drives* **Bonfiglioli 609 W.V** (uno por rueda, configuración 4WD), cada uno integrado por motor hidráulico y reducción planetaria para generar el par requerido en rueda (véase Memoria de cálculo 16.4). El circuito incorpora:

- válvulas de alivio cruzadas para protección ante picos dinámicos,
- válvulas anti-cavitación para evitar vacío en cámaras del motor,
- bloqueo hidráulico en posición neutra,
- freno SAHR de aplicación automática ante pérdida de señal o presión.

El retorno del fluido es filtrado antes de reincorporarse al tanque.

5. **Circuito B– Dirección.** El fluido presurizado alimenta una **válvula proporcional** que gobierna el motor hidráulico de orientación **Bosch Rexroth A2FM** ($V_g = 10 \text{ cm}^3/\text{rev}$). El motor transmite movimiento al reductor planetario ($i_{\text{red}} = 50$) y al piñón P/N 39201001, que acciona la corona de giro **Kaydon MTE-265X** de cada módulo de rueda (véase Memoria de cálculo 17). El circuito incorpora:

- válvulas de alivio cruzadas,
- válvulas anti-cavitación,
- doble antirretorno pilotado para bloqueo hidráulico de posición,
- freno negativo de seguridad (SAHR).

El retorno es filtrado antes de volver al tanque.

6. **Circuito C– Servicios.** El fluido presurizado alimenta los cilindros de las patas telescópicas y del sistema telescópico superior mediante válvulas de control independientes por función.

Cada pata dispone de:

- **válvula proporcional** para regulación continua de velocidad de extensión/retracción, permitiendo correcciones graduales durante la autonivelación,
- **válvula de alivio independiente** tarada a 160 bar, inferior a la presión nominal del sistema (210 bar), dado que las patas operan a baja velocidad y no requieren alta densidad de potencia,
- válvula antirretorno pilotada para bloqueo bajo carga,

- cilindro de doble efecto **Rexroth CSM1/MP5 Ø100/Ø56, carrera 1 300 mm** (véase Memoria de cálculo 9).

El sistema telescópico superior no requiere control fino de velocidad sino únicamente apertura o cierre a velocidad controlada. Por ello incorpora **válvula direccional con estrangulador**, junto con cilindros de doble efecto **ANS 4PI Ø32/Ø18, carrera 825 mm** y antirretorno pilotado para inmovilización en posición (véase Memoria de cálculo 10). El retorno de ambos ramales es filtrado antes de su ingreso al tanque.

7. **Bloque de retorno común.** Recibe el fluido de los tres circuitos, incorpora filtrado de retorno e instrumentación de control (presostatos y termómetro de aceite), y lo reintegra al tanque cerrando el ciclo.

6.3 Dimensionamiento del sistema hidráulico

6.3.1 Parámetros hidráulicos adoptados

Presión nominal del sistema

En una bomba triple de secciones independientes, la presión nominal no se determina a partir del caudal total sino a partir del circuito hidráulicamente más exigente, que en este caso es el circuito de tracción (Caso A, Memoria de cálculo 16.4). Cada sección de la bomba opera a la presión que le impone su circuito. Se adopta una presión nominal común a los tres ramales:

$$p_{\text{nom}} = 210 \text{ bar}$$

determinada a partir de la potencia hidráulica requerida por el circuito dominante y el caudal de tracción:

$$p_{\text{mín}} = \frac{P_{h,\text{trac}} \cdot 600}{Q_{\text{trac}}} = \frac{34,4 \text{ kW} \cdot 600}{100 \text{ L/min}} = 206 \text{ bar}$$

Se adopta 210 bar como valor estándar inmediatamente superior, dentro del rango de operación continua admisible de todos los componentes seleccionados (cilindros Rexroth CSM1/M1, motor A2FM, tornamesa Kaydon MTE-265X). Los circuitos de dirección y servicios operan a presiones iguales o inferiores a 210 bar, por lo que adoptar una presión nominal común simplifica el diseño del sistema sin penalizar ningún subsistema.

6.4 Caudales adoptados por circuito

Circuito de tracción

El caudal requerido se determina en el Memoria de cálculo 16.4 (Caso A, pendiente 15°, $v_2 = 2,0 \text{ km/h}$):

$$Q_{\text{trac}} = 100 \text{ L/min}$$

equivalente a 25 L/min por rueda en configuración 4WD.

Circuito de dirección

Del cálculo del motor hidráulico de orientación (Memoria de cálculo 17, ecuación 17.0.7), el caudal teórico resulta $Q_{\text{teo}} \approx 2,7 \text{ L/min}$. Se adopta un valor mayorado para contemplar pérdidas volumétricas reales y fricción del conjunto reductor–piñón–corona:

$$Q_{\text{dir}} = 5 \text{ L/min}$$

Circuito de servicios

El dimensionamiento considera la nivelación simultánea de las cuatro patas, que constituye la maniobra de mayor demanda del circuito. El cambio de configuración estructural no se ejecuta en simultáneo. De acuerdo con el Memoria de cálculo 9 (Sección 9.6):

$$Q_{\text{serv}} = 15 \text{ L/min}$$

6.5 Caudal máximo simultáneo de diseño

El caudal máximo simultáneo corresponde a la operación conjunta de los tres circuitos:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{trac}} + Q_{\text{dir}} + Q_{\text{serv}} = 100 + 5 + 15 \text{ L/min} = 120 \text{ L/min}$$

6.6 Volumen del tanque hidráulico

A partir del caudal máximo simultáneo de diseño obtenido ($Q_{\text{total}} = 120 \text{ L/min}$), se estima el volumen del tanque hidráulico.

En centrales hidráulicas es habitual adoptar un volumen del orden de 2 a 3 veces el caudal por minuto del sistema. Con un criterio compacto se adopta:

$$V_{\text{tanque}} = 2 Q_{\text{total}} = 2 \cdot 120 = 240 \text{ L}$$

Por lo tanto, se adopta un tanque hidráulico de aproximadamente 240 L.

6.7 Selección del motor térmico

Potencia hidráulica máxima

Considerando la presión nominal adoptada y el caudal máximo simultáneo de diseño:

$$P_h = \frac{p_{\text{nom}} \cdot Q_{\text{total}}}{600} = \frac{210 \text{ bar} \cdot 120 \text{ L/min}}{600} = 42 \text{ kW}$$

La potencia mecánica en el eje del motor se obtiene a partir del rendimiento global de la bomba, definido como $\eta_{global} = \eta_v \cdot \eta_m$. Para bombas de engranajes externos, el valor de referencia es $\eta_{global} = 0,85$ (fuente: Bosch Rexroth, citado en [16]):

$$\eta_{bomba} = 0,85$$

La potencia mecánica requerida en el eje del motor resulta:

$$P_{motor} = \frac{P_h}{\eta_{bomba}} = \frac{42 \text{ kW}}{0,85} = 49,4 \text{ kW}$$

6.7.1 Motor seleccionado

Se selecciona el motor diésel industrial:

Kubota V3307-DI-T-E3B

Principales características nominales [14]:

- 4 cilindros en línea, cilindrada 3,331 L, turboalimentado.
- Potencia nominal: $P_{m\acute{a}x} = 55,4 \text{ kW}$ a 2 600 rpm.
- Par máximo: $\approx 265\text{--}300 \text{ N}\cdot\text{m}$.
- Refrigeración líquida.

La potencia instalada de 55,4 kW cubre la demanda calculada de 49,4 kW con un margen del $\approx 11 \%$, garantizando capacidad operativa frente a transitorios de arranque, variaciones de carga y consumo de auxiliares (ventilador, alternador, bomba de agua).

6.7.2 Bomba seleccionada

Se adopta una **bomba triple Parker serie PGP 517**, conformada por tres secciones de engranajes externos en carcasa de aluminio acopladas sobre un mismo eje, con tres salidas hidráulicas independientes [15]. La serie admite ensambles tándem y triples con entrada común, lo que simplifica la línea de aspiración. La sección de mayor requerimiento de potencia (tracción) se ubica en el lado del eje motriz, minimizando el par transmitido por los acoples intermedios.

Desplazamientos requeridos. El desplazamiento geométrico V_g es el volumen de aceite que la bomba desplaza teóricamente por cada vuelta del eje, determinado por la geometría de sus engranajes. En la práctica, parte de ese volumen se pierde por fugas internas antes de llegar a la salida, por lo que el caudal real entregado es:

$$Q_{real} = V_g \cdot n \cdot \eta_v$$

donde η_v es el rendimiento volumétrico, que cuantifica esas pérdidas por fugas. La fricción interna de la bomba, en cambio, no reduce el caudal sino la potencia disponible en el eje, y queda

contemplada en el rendimiento global $\eta_{global} = \eta_v \cdot \eta_m$ utilizado en la selección del motor térmico (véase subsección anterior).

El rendimiento volumétrico se estima a partir de las curvas de caudal del fabricante para el modelo de 44 cc (Fig. 27): a $n = 2800$ rpm y $p = 210$ bar, el caudal real leído es $Q_{real} \approx 110$ L/min, frente al caudal teórico $Q_{teo} = V_g \cdot n/1000 = 44 \times 2800/1000 = 123,2$ L/min, resultando:

$$\eta_v = \frac{Q_{real}}{Q_{teo}} = \frac{110}{123,2} \approx 0,90 \quad [15]$$

Despejando el desplazamiento geométrico mínimo necesario para garantizar el caudal requerido por cada circuito:

$$V_{g,min} = \frac{Q_{req} \cdot 1000}{n \cdot \eta_v}$$

con $n = 2600$ rpm (velocidad nominal del motor Kubota V3307-DI-T-E3B [14]), se obtiene:

$$V_{g,trac} = \frac{100 \text{ L/min} \times 1000 \text{ cm}^3/\text{L}}{2600 \text{ rpm} \times 0,90} = 42,7 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$V_{g,serv} = \frac{15 \text{ L/min} \times 1000 \text{ cm}^3/\text{L}}{2600 \text{ rpm} \times 0,90} = 6,4 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$V_{g,dir} = \frac{5 \text{ L/min} \times 1000 \text{ cm}^3/\text{L}}{2600 \text{ rpm} \times 0,90} = 2,1 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Se seleccionan los modelos comerciales de desplazamiento inmediatamente superior a cada valor mínimo calculado.

Modelos adoptados.

Secc.	Modelo	Circuito	V_g [cm ³ /rev]	Q [L/min]	$p_{m\acute{a}x,cont}$ [bar]	$n_{m\acute{a}x}$ [rpm]
1 (delantera)	PGP517B-0440	Tracción	44,0	102,9	220	2800
2 (central)	PGP517B-0190	Servicios	19,0	44,5	250	3300
3 (trasera)	PGP517B-0160	Dirección	16,0	37,4	250	3400

Q calculado como $V_g \cdot n \cdot \eta_v/1000$ con $n = 2600$ rpm, $\eta_v = 0,90$. Código B corresponde a unidad múltiple según nomenclatura Parker [15].

PGP 517 Specification - Standard Displacements

Pump Displacement	Code	0160	0190	0230	0280	0330	0380	0440	0520	0700
	cm ³ /rev	16.0	19.0	23.0	28.0	33.0	38.0	44.0	52.0	70.0
Max. Continuous Pressure	bar	250	250	250	250	250	250	220	200	160
Minimum Speed @ Max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Maximum Speed @ 0 Inlet & Max. outlet pressure	rpm	3400	3300	3300	3100	3000	3000	2800	2700	2400
Pump Input Power @ Max. Pressure and 1500 rpm	kW	11	13.1	15.8	19.3	22.7	26.1	27	28.6	31.2
Dimension "L"	mm	70.3	73.3	77.4	82.4	87.5	92.5	98.6	106.7	124.9
Approximate Weight ¹⁾	kg	8.00	8.12	8.29	8.50	8.70	8.91	9.16	9.49	10.24

Figura 27: Especificaciones técnicas de la serie PGP 517 — desplazamientos estándar, presión continua máxima y velocidad máxima admisible por modelo. Fuente: [15].

Verificación de presión. La sección de tracción (PGP517B-0440) admite $p_{\text{máx}} = 220$ bar [15], con un margen del 4,8 % sobre la presión nominal del sistema ($p_{\text{nom}} = 210$ bar). Las secciones de servicios (0190) y dirección (0160) admiten $p_{\text{máx}} = 250$ bar, con un margen del 19 %. Todos los valores se encuentran dentro del rango de operación continua declarado por el fabricante [15].

Verificación de velocidad. La velocidad máxima admisible de la sección de tracción (PGP517B-0440) es $n_{\text{máx}} = 2\,800$ rpm [15], con un margen del 7,7 % sobre la velocidad nominal del motor Kubota ($n = 2\,600$ rpm). Las secciones de servicios y dirección admiten 3 300 y 3 400 rpm respectivamente, con márgenes superiores al 27 %. En todos los casos la bomba opera dentro del rango continuo admisible del fabricante.

Caudales Los caudales entregados por cada sección se calculan como $Q = V_g \cdot n \cdot \eta_v / 1000$ con $n = 2\,600$ rpm y $\eta_v = 0,90$:

$$Q_{\text{trac}} = \frac{44,0 \times 2600 \times 0,90}{1000} = 102,9 \text{ L/min} > 100 \text{ L/min requeridos}$$

$$Q_{\text{serv}} = \frac{19,0 \times 2600 \times 0,90}{1000} = 44,5 \text{ L/min} > 15 \text{ L/min requeridos}$$

$$Q_{\text{dir}} = \frac{16,0 \times 2600 \times 0,90}{1000} = 37,4 \text{ L/min} > 5 \text{ L/min requeridos}$$

El excedente en los circuitos de dirección y servicios es gestionado por la válvula limitadora de presión independiente de cada ramal, que deriva el fluido al tanque cuando la demanda del actuador es inferior al caudal disponible. Este comportamiento es inherente a sistemas de desplazamiento fijo y está contemplado en el dimensionamiento térmico del tanque.

7 Sistema de control electrohidráulico

El pórtico móvil utiliza un sistema de control electrohidráulico. La potencia de accionamiento es hidráulica, mientras que el comando de las funciones se realiza eléctricamente mediante un PLC industrial.

Las válvulas empleadas en los circuitos de tracción y dirección son válvulas proporcionales con actuador eléctrico integrado. Estas reciben una señal eléctrica proporcional desde el PLC y desplazan su elemento móvil interno, regulando el caudal de aceite enviado a los motores hidráulicos de las ruedas (*wheel drives*) o al motor hidráulico de dirección.

7.1 Arquitectura general del sistema de control

El sistema está compuesto por:

- Control remoto inalámbrico industrial (transmisor).
- Receptor montado en el pórtico.
- PLC industrial compacto.
- Módulos electrónicos de accionamiento de válvulas proporcionales.
- Sensores de realimentación.

El operador genera los comandos desde el control remoto. La señal es transmitida por radio al receptor instalado en el equipo, el cual la convierte en una señal eléctrica para el PLC. El PLC procesa la orden y envía una señal proporcional a las válvulas correspondientes. El movimiento resultante es supervisado mediante sensores (ángulo de ruedas, presión, posición de cilindros e inclinación), cuya información retorna al PLC para limitar recorridos y verificar condiciones de seguridad.

7.2 Interfaz del operador

El pórtico se opera sin cabina, mediante un control remoto portátil inalámbrico. El dispositivo incorpora los siguientes elementos:

Elemento	Función
Joystick proporcional de doble eje	Eje Y: traslación. Eje X: dirección (velocidad de giro de ruedas según modo activo)
Botón de habilitación (<i>dead-man</i>)	Debe mantenerse presionado para ejecutar cualquier función. Al soltarlo, el PLC anula todas las órdenes y las válvulas retornan a posición neutra
Selector de modo operativo	3 posiciones: ■ Transporte: patas retraídas y telescópico cerrado. Habilita tracción y dirección. Botón mantenido de apertura activo ■ Sin carga: patas extendidas y telescópico abierto. Velocidad controlada por joystick sin límite adicional. Botones de patas, autonivelación y botón mantenido de cierre activos ■ Con carga: patas extendidas y telescópico abierto. Velocidad controlada por joystick con límite máximo impuesto por el PLC. Botones de patas y autonivelación activos
Botón mantenido de apertura	Activo únicamente con el selector en Transporte . Mientras se mantiene presionado, el PLC ejecuta secuencialmente: rotación de ruedas a 90° y apertura del telescópico con asistencia de tracción. Al soltarlo, el movimiento se detiene y la posición queda bloqueada hidráulicamente
Botón mantenido de cierre	Activo únicamente con el selector en Sin carga y patas retraídas. Mientras se mantiene presionado, el PLC ejecuta secuencialmente: cierre del telescópico con asistencia de tracción y rotación de ruedas a 0°. Al soltarlo, el movimiento se detiene y la posición queda bloqueada hidráulicamente
Botones de patas (subir / bajar)	Activos en modo Sin carga y Con carga . Extienden o retraen las cuatro patas simultáneamente. Actúan en paralelo con la autonivelación, que permanece activa en todo momento
Selector de modo de conducción	3 posiciones: Normal / Cangrejo / Pivot
Paro de emergencia	Detiene inmediatamente todas las funciones hidráulicas y aplica el freno SAHR en los <i>wheel drives</i>

Tabla 1: Elementos del control remoto inalámbrico.

7.3 Control de traslación

El eje longitudinal del joystick (eje Y) controla la traslación. Cuando el operador lo desplaza hacia adelante o hacia atrás, el PLC envía una señal proporcional a las válvulas del circuito de tracción. El caudal hidráulico se dirige a los *wheel drives*, produciendo el giro de las ruedas en el sentido correspondiente. Cuanto mayor es el desplazamiento del joystick, mayor es el caudal

suministrado y, por lo tanto, mayor es la velocidad de desplazamiento. Al soltar el joystick, la señal vuelve a cero y el equipo se detiene.

En modo **Con carga**, el PLC impone un límite máximo de velocidad independientemente del desplazamiento del joystick, garantizando una traslación segura con panel suspendido.

7.4 Dirección

El eje X del joystick gobierna la **velocidad de giro** del sistema de orientación, no un ángulo absoluto de ruedas. Mientras el operador mantiene el joystick desplazado, las ruedas continúan girando. Al soltarlo, se detienen y conservan el ángulo alcanzado. Para corregir la orientación, el operador desplaza el joystick en sentido contrario.

El PLC energiza la válvula proporcional del circuito de dirección en función del desplazamiento del joystick, enviando caudal al motor hidráulico de orientación. Cuanto mayor es el desplazamiento, mayor es la velocidad de giro de las ruedas.

El sensor de ángulo de ruedas cumple dos funciones. Por un lado, el PLC lo utiliza para **limitar el recorrido máximo por software**, deteniendo el movimiento de orientación antes de alcanzar posiciones geoméricamente inadmisibles. Por otro, verifica la **coordinación angular** entre ruedas antes de habilitar la tracción: en modo Cangrejo confirma que todas las ruedas alcanzaron el mismo ángulo; en modo Pivot confirma que cada rueda alcanzó su posición tangencial calculada; durante la apertura estructural verifica que todas las ruedas estén orientadas a 90° antes de habilitar el telescopio superior. No se implementa centrado automático.

7.5 Modos de conducción

El sistema permite tres modos de conducción seleccionables desde el control remoto. El comportamiento del eje X varía según el modo activo, ya que el PLC aplica una lógica distinta sobre qué ruedas mueve, en qué sentido y con qué coordinación entre ellas.

Modo Normal. Las ruedas delanteras y traseras se orientan en sentidos contrarios respecto al eje longitudinal del pórtico, de forma análoga a la dirección convencional de un vehículo. El equipo describe una trayectoria curva con radio de giro variable en función del ángulo alcanzado. Este modo se utiliza para desplazamientos generales y maniobras amplias.

Modo Cangrejo. Las cuatro ruedas se orientan en paralelo y con el mismo ángulo. El equipo se desplaza manteniendo constante la orientación del chasis. Si el ángulo es distinto de 0°, el desplazamiento es inclinado respecto al eje longitudinal; si alcanza 90°, el desplazamiento es estrictamente lateral. Este modo permite aproximaciones laterales sin necesidad de rotar el equipo.

Modo Pivot. El PLC orienta automáticamente cada rueda a su posición tangencial calculada respecto al círculo de giro centrado en el eje vertical del pórtico. Una vez confirmada la coordi-

nación angular por el sensor, la tracción genera la rotación del equipo sobre su propio centro sin desplazamiento lateral, permitiendo reorientar el pórtico en espacios reducidos.

7.6 Transición entre configuraciones

El pórtico dispone de dos configuraciones geométricas principales: configuración de transporte, con patas retraídas, telescópico cerrado y ruedas alineadas a 0° ; y configuración de trabajo, con telescópico abierto y patas extendidas.

Transporte → Sin carga. Una vez que el equipo desciende del camión y se posiciona sobre el terreno con el selector en **Transporte**, el operador presiona el botón mantenido de apertura. El PLC ejecuta la maniobra en dos etapas secuenciales:

1. Energiza la válvula del circuito de dirección y rota las cuatro ruedas hasta 90° respecto al eje longitudinal. La etapa siguiente permanece bloqueada hasta que el sensor de ángulo confirma la posición requerida en todas las ruedas.
2. Energiza la válvula del circuito de servicios y suministra caudal al cilindro telescópico; simultáneamente, la tracción asiste la apertura desplazando el equipo hacia afuera a velocidad reducida. El ancho aumenta progresivamente hasta alcanzar la configuración de trabajo requerida.

Al soltar el botón en cualquier momento, todas las válvulas retornan a posición neutra, el movimiento se detiene y la posición queda bloqueada hidráulicamente mediante válvulas antirretorno pilotadas.

Una vez alcanzado el ancho de trabajo, el operador selecciona **Sin carga** en el selector. En este estado se habilitan los botones de patas y la autonivelación entra en operación continua. Esta transición se realiza sin carga suspendida.

Sin carga → Transporte. El operador retrae las cuatro patas mediante los botones de patas hasta la posición de transporte, verifica que no haya carga suspendida y selecciona **Transporte** en el selector. A continuación presiona el botón mantenido de cierre. El PLC ejecuta la maniobra en tres etapas secuenciales:

1. Energiza la válvula del circuito de dirección y rota las cuatro ruedas hasta 90° respecto al eje longitudinal. La etapa siguiente permanece bloqueada hasta que el sensor de ángulo confirma la posición requerida en todas las ruedas.
2. Energiza la válvula del circuito de servicios en sentido inverso y suministra caudal al cilindro telescópico para el cierre; simultáneamente, la tracción asiste el cierre desplazando el equipo hacia adentro a velocidad reducida. El ancho disminuye progresivamente hasta alcanzar la configuración de transporte.
3. Una vez cerrado el telescópico, el PLC energiza la válvula del circuito de dirección y rota las cuatro ruedas de regreso a 0° . El sensor de ángulo confirma la posición antes de habilitar la tracción.

Al soltar el botón en cualquier momento, todas las válvulas retornan a posición neutra y la posición queda bloqueada hidráulicamente.

7.7 Sistema de autonivelación

El pórtico incorpora un sistema de autonivelación automática destinado a mantener horizontal la estructura superior mediante el accionamiento independiente de las cuatro patas telescópicas.

La variable de control del sistema es el ángulo de inclinación de la estructura superior rígida que vincula las columnas.

Medición de inclinación

Se instala un único inclinómetro biaxial en el centro estructural de la viga superior.

Un inclinómetro biaxial es un sensor electrónico que mide inclinación respecto a la vertical en dos ejes ortogonales. Internamente emplea tecnología MEMS (*Micro-Electro-Mechanical Systems*), basada en microacelerómetros integrados capaces de detectar la componente gravitatoria en cada eje y convertirla en señal eléctrica proporcional al ángulo.

El sensor entrega al PLC dos señales:

- θ_x : inclinación según el eje longitudinal del pórtico.
- θ_y : inclinación según el eje transversal del pórtico.

La orientación de dichos ejes depende de la disposición física del sensor durante el montaje. Un único inclinómetro es suficiente debido al comportamiento rígido de la estructura superior.

Se selecciona un inclinómetro biaxial industrial modelo 1765 marca SENSOREX [17], adecuado para la medición simultánea de inclinación en dos ejes ortogonales.

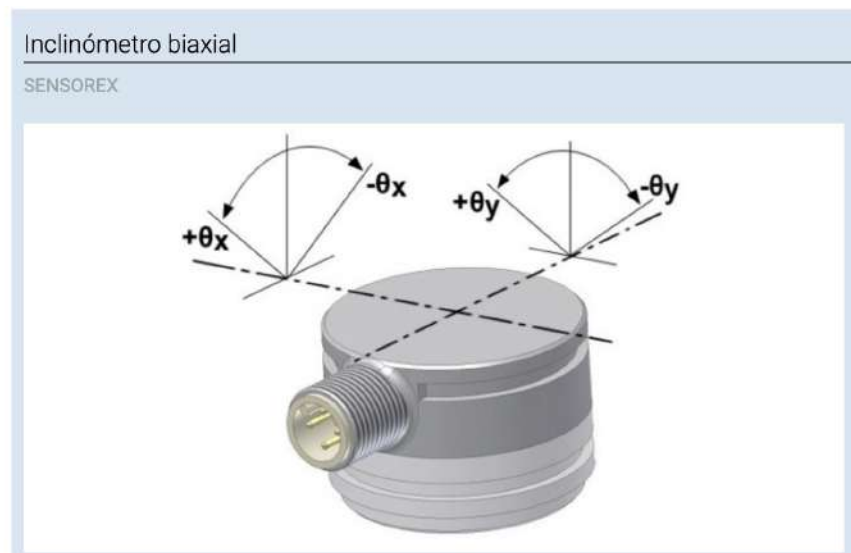


Figura 28: Inclinómetro biaxial industrial SENSOREX modelo 1765. Fuente: [17].

Como se observa en la Figura 28, el sensor permite la medición simultánea de θ_x y θ_y .

Principio de funcionamiento

El PLC compara continuamente los valores medidos con el valor objetivo:

$$\theta_x = 0^\circ \quad ; \quad \theta_y = 0^\circ$$

Ante una desviación angular, el PLC calcula la corrección necesaria y acciona las válvulas proporcionales correspondientes a cada pata.

Cada pata puede comandarse de manera independiente. La corrección no se limita a pares rígidos, pudiendo actuarse sobre una, dos, tres o cuatro patas según la combinación de inclinaciones detectada.

Estrategia de corrección

Si se detecta que un extremo de la estructura se encuentra a menor altura que el opuesto (por ejemplo $\theta_x = +1,5^\circ$), el PLC identifica las patas de ese extremo y ordena su extensión hasta restablecer la horizontalidad.

La señal enviada a cada válvula es proporcional al error angular medido. A medida que el ángulo disminuye, la señal de mando se reduce progresivamente hasta ingresar dentro de la tolerancia establecida.

Operación durante trabajo con carga

La autonivelación opera de forma continua desde el encendido del equipo hasta su apagado, independientemente del modo de operación o del estado de carga.

Durante las operaciones de elevación, izaje, desplazamiento con carga suspendida y descarga, el sistema corrige activamente las variaciones de inclinación mediante el accionamiento independiente de las patas telescópicas.

La velocidad de corrección es proporcional al error angular medido. El sistema compensa variaciones lentas y sostenidas de inclinación; no está diseñado para compensar oscilaciones dinámicas rápidas del conjunto carga–estructura.

7.8 Interlocks y condiciones de habilitación

El sistema de control incorpora una lógica de interbloqueos (*interlocks*) implementada en el PLC. Un interlock es una condición lógica de seguridad que debe cumplirse para que una función pueda ejecutarse; si no se cumple, el PLC bloquea automáticamente la maniobra solicitada aun cuando el operador emita la orden. Los interlocks no constituyen elementos físicos independientes sino reglas programadas que supervisan continuamente el estado operativo del equipo.

Habilitación general de funciones

Para que cualquier función hidráulica pueda ejecutarse deben cumplirse simultáneamente las siguientes condiciones:

Condición	Estado requerido
Botón de habilitación (<i>deadman</i>)	Presionado
Paro de emergencia	Inactivo
Comunicación transmisor–receptor	Válida
PLC	Sin fallas internas
Presión hidráulica	Dentro del rango operativo
Alarmas críticas de sensores	Ausentes

Tabla 2: Condiciones de habilitación general del sistema.

Si alguna condición deja de cumplirse, el PLC anula las señales proporcionales, las válvulas retornan a posición neutra y el movimiento se detiene de forma controlada.

Interlocks por función

Función	Condiciones para habilitar	Restricciones durante ejecución
Traslación	■ Selector en cualquier modo operativo ■ Sin apertura o cierre estructural en curso ■ Sin falla crítica del inclinómetro	■ En modo Con carga: velocidad máxima limitada por el PLC independientemente del desplazamiento del joystick ■ Durante apertura o cierre estructural: velocidad controlada automáticamente por el sistema
Dirección	■ Selector en cualquier modo operativo ■ Sin apertura o cierre estructural en curso	■ Ángulo máximo limitado por software según modo de conducción activo ■ Tracción inhibida hasta confirmar coordinación angular en modos Cangrejo y Pivot
Apertura estructural	■ Selector en modo Transporte ■ Velocidad de traslación = 0 ■ Sin carga suspendida (sensor de presión en patas)	■ Ruedas rotan a 90° antes de habilitar el telescópico (verificado por sensor de ángulo) ■ Tracción asiste la apertura a velocidad reducida
Cierre estructural	■ Selector en modo Transporte ■ Patas retraídas (sensor de posición de cilindros) ■ Sin carga suspendida (sensor de presión en patas) ■ Velocidad de traslación = 0	■ Ruedas rotan a 90° antes de habilitar el telescópico (verificado por sensor de ángulo) ■ Tracción asiste el cierre a velocidad reducida ■ Ruedas rotan a 0° al completarse el cierre
Botones de patas	■ Selector en modo Sin carga o Con carga	La autonivelación permanece activa en paralelo en todo momento.
Autonivelación	Activa de forma continua desde el encendido. No existe condición que la inhabilite.	La velocidad de actuación de las patas se reduce ante traslación rápida o aceleraciones bruscas.

Tabla 3: Interlocks por función del sistema de control.

Condición segura ante falla (*Fail-Safe*)

Ante pérdida de señal inalámbrica, corte eléctrico, falla del PLC o falla crítica de sensores, el sistema adopta automáticamente la siguiente condición segura:

N°	Acción automática
1	Señales proporcionales anuladas
2	Válvulas retornan a posición neutra
3	Caudal hidráulico reducido a cero
4	Bloqueo hidráulico por válvulas antirretorno pilotadas
5	Freno SAHR aplicado automáticamente en los <i>wheel drives</i>

Tabla 4: Acciones automáticas ante condición de falla.

7.9 Resumen funcional del sistema de control

El sistema de control electrohidráulico integra potencia hidráulica, comando eléctrico y supervisión electrónica en una arquitectura centralizada gobernada por PLC.

El operador emite órdenes desde un control remoto inalámbrico. El PLC las recibe, verifica las condiciones de habilitación y gobierna las válvulas proporcionales de los circuitos de tracción, dirección, servicios y patas.

El sistema opera bajo tres principios fundamentales:

- Control proporcional de caudal para regulación continua de velocidad y posición.
- Supervisión permanente mediante sensores de inclinación, presión, posición de cilindros y ángulo de ruedas.
- Lógica de interbloqueos que garantiza coherencia operativa y condición segura ante falla.

La traslación y la dirección operan mediante control incremental proporcional. Las transiciones estructurales se ejecutan en etapas secuenciales verificadas por el PLC. La autonivelación corrige continuamente la inclinación mediante accionamiento independiente de patas.

Ante pérdida de señal o falla eléctrica, el sistema adopta automáticamente condición segura, bloqueando hidráulicamente todos los actuadores y aplicando el freno en las ruedas.

8 Viga superior telescópica. Memoria de cálculo

8.1 Aclaración geométrica

La distancia mínima entre centros de patas es

$$L_{\min} = 1,85 \text{ m.}$$

Dado que los apoyos reales se encuentran sobre los tramos telescópicos, el tramo central fijo no puede igualarse a $L_{\min}$. En consecuencia, se adopta un tramo central fijo

$$L_0 = 1,45 \text{ m,}$$

siendo los tramos telescópicos los responsables de completar la luz total.

8.2 Datos geométricos adoptados

$$L_{\min} = 1,85 \text{ m}$$

$$L_{\max} = 3,50 \text{ m}$$

$$\Delta L = L_{\max} - L_{\min} = 1,65 \text{ m}$$

$$\Delta = \frac{\Delta L}{2} = 0,825 \text{ m}$$

Longitudes expuestas por lado:

$$e_{\min} = \frac{L_{\min} - L_0}{2} = \frac{1,85 - 1,45}{2} = 0,200 \text{ m}$$

$$e_{\max} = \frac{L_{\max} - L_0}{2} = \frac{3,50 - 1,45}{2} = 1,025 \text{ m}$$

Para el cálculo de flecha y tensiones se adopta un modelo simplificado de **viga simplemente apoyada con rigidez variable a lo largo de la luz**.

Se define un eje longitudinal x medido desde uno de los apoyos, de modo que $x = 0$ corresponde al apoyo y $x = L/2$ al centro de la viga, aprovechando la simetría del sistema.

Debido a la configuración telescópica de la viga superior, la sección transversal no es uniforme en toda la longitud, sino que presenta dos zonas claramente diferenciadas:

- En el tramo inicial, comprendido entre el apoyo y el inicio del solape con el tramo central fijo ($0 \leq x \leq a$), la resistencia a la flexión está gobernada por el perfil telescópico, adoptándose una rigidez flexional I_1 .
- En el tramo central, donde el perfil telescópico se superpone con el tramo fijo ($a \leq x \leq L/2$), la sección resulta doble y presenta una mayor rigidez flexional, representada por I_2 .

El valor de a representa la longitud máxima del tramo telescópico expuesto desde cada apoyo y se adopta como:

$$a = e_{\max} = 1,025 \text{ m.}$$

8.3 Carga de cálculo

La carga total que solicita la viga telescópica superior comprende el panel prefabricado, los accesorios de izado y el peso propio de la viga–carril rigidizada con sus carros. Se distinguen dos grupos según la aplicación del factor dinámico de izaje φ :

- **Carga dinámica** ($\varphi = 1,30$): panel prefabricado más bloques de cadena y cadenas. Estos elementos constituyen el *hoist load* según la norma EN 13001-2 [3]: arrancan desde el suelo y están sujetos al impulso dinámico del izaje.
- **Carga estática** ($\varphi = 1,00$): viga–carril rigidizada (VCR) y carros Yale HTG-C. Forman parte de la estructura fija del pórtico, permanecen suspendidos en todo momento y no experimentan el arranque desde el suelo.

Componente	Grupo	Masa	Peso [kN]	Factor
Panel prefabricado	Dinámico	10,000 kg	98,10 kN	$\times 1,30$
Bloques de cadena + cadenas	Dinámico	100 kg	0,98 kN	$\times 1,30$
Subtotal dinámico		10,100 kg	99,08 kN	
VCR (HEB 300 + refuerzos)	Estático	1,077 kg	10,57 kN	$\times 1,00$
2× carros Yale HTG-C 5t	Estático	133 kg	1,30 kN	$\times 1,00$
Subtotal estático		1,210 kg	11,87 kN	
Carga de cálculo total			$P = 1,30 \times 99,08 + 11,87 = 140,7 \text{ kN}$	

Tabla 5: Cargas adoptadas para la verificación de la viga telescópica superior. El factor dinámico $\varphi = 1,30$ (clase HC4, EN 13001-2) se aplica únicamente al *hoist load*: panel más accesorios de izado.

El modelo estructural adoptado es el de una viga simplemente apoyada, sometida a una carga puntual centrada, con luz:

$$L = L_{\text{máx}} = 3,50 \text{ m.}$$

Las reacciones en los apoyos resultan:

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{140,7 \text{ kN}}{2} = 70,4 \text{ kN.}$$

8.4 Material y secciones

Propiedad	Valor
Material	Acero estructural S355
Límite elástico	$f_y = 355 \text{ MPa}$
Tensión admisible a flexión (ASD)	$\sigma_{\text{adm}} = 0,6 f_y = 213 \text{ MPa}$
Tensión admisible a cortante (von Mises)	$\tau_{\text{adm}} = \sigma_{\text{adm}} / \sqrt{3} = 123 \text{ MPa}$
Flecha admisible en servicio	$f_{\text{adm}} = L/600 = 3,50/600 = 5,83 \text{ mm}$

Tabla 6: Propiedades del material y criterios admisibles adoptados para la verificación de la viga telescópica superior.

Tramo	Sección	$I \text{ [m}^4\text{]}$	$W \text{ [m}^3\text{]}$
Central (fijo)	2×RHS 300 × 180 × 10	$2,2461 \times 10^{-4}$	$1,4974 \times 10^{-3}$
Telescópico (c/lado)	RHS 250 × 150 × 10	$6,3503 \times 10^{-5}$	$5,0803 \times 10^{-4}$

Tabla 7: Secciones adoptadas y propiedades geométricas. I : momento de inercia respecto al eje fuerte. W : módulo resistente elástico.

8.5 Verificación por flexión

8.5.1 Tramo central

El momento flector máximo resulta:

$$M_{\text{máx}} = \frac{P L}{4} = \frac{140,7 \text{ kN} \cdot 3,50 \text{ m}}{4} = 123,1 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

La tensión normal máxima es:

$$\sigma_{\text{mid}} = \frac{M_{\text{máx}}}{W_2} = \frac{123,1 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}{1,4974 \times 10^{-3} \text{ m}^3} = 82,2 \text{ MPa}.$$

Dado que:

$$\sigma_{\text{mid}} = 82,2 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}} = 213 \text{ MPa} \quad \checkmark$$

la sección central cumple la verificación a flexión.

8.5.2 Tramo telescópico

Para una viga simplemente apoyada con carga puntual centrada:

$$M(x) = R \cdot x.$$

La sección más solicitada del tramo telescópico corresponde a $x = a = 1,025 \text{ m}$. El momento actuante resulta:

$$M_{\text{tel}} = R \cdot a = 70,4 \text{ kN} \cdot 1,025 \text{ m} = 72,2 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

Con criterio conservador, se supone que dicho momento es resistido por un único perfil telescópico. La tensión normal es:

$$\sigma_{\text{tel}} = \frac{M_{\text{tel}}}{W_1} = \frac{72,2 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}}{5,0803 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 142,1 \text{ MPa}.$$

Dado que:

$$\sigma_{\text{tel}} = 142,1 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}} = 213 \text{ MPa} \quad \checkmark$$

la sección telescópica cumple la verificación a flexión.

8.6 Verificación por cortante

En perfiles tubulares rectangulares (RHS), el esfuerzo cortante es resistido principalmente por las dos alas laterales:

$$A_{\text{web}} \approx 2t(h - 2t),$$

donde t es el espesor del perfil y h su altura total.

Se verifica en la sección crítica RHS $250 \times 150 \times 10$ (tramo telescópico), que es la de menor área resistente al cortante:

$$A_{\text{web}} = 2 \cdot 0,01 \text{ m} \cdot (0,25 \text{ m} - 2 \cdot 0,01 \text{ m}) = 0,0046 \text{ m}^2.$$

$$\tau = \frac{V_{\text{máx}}}{A_{\text{web}}} = \frac{70,4 \times 10^3 \text{ N}}{0,0046 \text{ m}^2} = 15,3 \text{ MPa}.$$

Dado que:

$$\tau = 15,3 \text{ MPa} < \tau_{\text{adm}} = 123 \text{ MPa} \quad \checkmark$$

la verificación por cortante no resulta condicionante para el dimensionamiento de la viga.

8.7 Verificación de flecha (método de rigidez equivalente)

Para la verificación del estado de servicio, se define un momento de inercia equivalente obtenido como promedio ponderado por longitud de los distintos tramos:

$$I_{\text{eq}} = \frac{1}{L} (I_1 \cdot 2a + I_2 \cdot (L - 2a)).$$

$$I_{\text{eq}} = \frac{1}{3,50} (6,3503 \times 10^{-5} \cdot 2 \cdot 1,025 + 2,2461 \times 10^{-4} \cdot (3,50 - 2 \cdot 1,025)) = 1,3025 \times 10^{-4} \text{ m}^4.$$

Flecha máxima para viga simplemente apoyada con carga puntual centrada:

$$f_{\text{máx}} = \frac{P L^3}{48 E I_{\text{eq}}} = \frac{140,7 \times 10^3 \text{ N} \cdot (3,50 \text{ m})^3}{48 \cdot 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \cdot 1,3025 \times 10^{-4} \text{ m}^4} = 4,60 \text{ mm}.$$

$$f_{\text{máx}} = 4,60 \text{ mm} < f_{\text{adm}} = 5,83 \text{ mm} \quad \checkmark$$

La viga cumple el criterio de rigidez en estado de servicio, con un margen del 21 %.

8.8 Conclusión

La viga superior telescópica, conformada por un tramo central doble RHS $300 \times 180 \times 10$ y tramos telescópicos RHS $250 \times 150 \times 10$, verifica los criterios de flexión, cortante y deformación para la carga de cálculo adoptada ($P = 140,7 \text{ kN}$). El resumen se presenta en la Tabla 8.

Verificación	Sección	Valor	Admisible	Estado
Flexión tramo central	2×RHS 300×180×10	82,2 MPa	213 MPa	✓
Flexión tramo telescópico	RHS 250×150×10	142,1 MPa	213 MPa	✓
Cortante	RHS 250×150×10	15,3 MPa	123 MPa	✓
Flecha	sección equiv.	4,60 mm	5,83 mm	✓

Tabla 8: Resumen de verificaciones de la viga telescópica superior.

9 Selección de cilindros hidráulicos para patas telescópicas

Este Memoria de cálculo documenta la arquitectura del sistema de patas telescópicas, el camino de cargas adoptado y la selección de los cilindros hidráulicos que accionan las cuatro patas del pórtico. La elección se realiza verificando capacidad de carga, presión de trabajo, recorrido y resistencia a pandeo del vástago, bajo criterio conservador de diseño acorde a la operación sobre terreno irregular.

9.1 Descripción del sistema y camino de cargas

Cada pata telescópica está conformada por dos tubos estructurales concéntricos:

- **Tubo exterior:** RHS $250 \times 250 \times 10$, longitud 1,600 m, solidario a la estructura del pórtico en su extremo superior.
- **Tubo interior:** RHS $220 \times 220 \times 10$, longitud 1,600 m, deslizante en dirección vertical, guiado dentro del tubo exterior mediante patines de UHMW-PE con holguras controladas.

El accionamiento se realiza mediante un cilindro hidráulico de doble efecto montado **exteriormente** a los tubos, con **rótulas en ambos extremos**: la rótula superior anclada al tubo exterior y la rótula inferior anclada a la base del módulo de rueda. Dicha base es solidaria a la tornamesa y no participa del giro de orientación.

El montaje adoptado es **MP5** (horquilla autoalineante en la base, *self-aligning clevis at base*), con extremo de vástago tipo **G** (roscado ISO 6020-1) apto para cabeza oscilante CGKD. Esta configuración de doble rótula es la que corresponde a la arquitectura del sistema: permite pequeñas desalineaciones angulares en ambos extremos durante las maniobras de nivelación, sin transmitir momentos de flexión al cuerpo del cilindro.

Camino de cargas verticales

La carga desciende desde la estructura del pórtico al tubo exterior, desde este a la rótula superior del cilindro, a través del cuerpo del cilindro bloqueado hidráulicamente, hasta la rótula inferior y la base de la rueda, transfiriéndose finalmente al suelo.

En consecuencia, **el elemento resistente a compresión axial es el cilindro hidráulico**. Los tubos telescópicos cumplen exclusivamente función de **guiado lateral**, restringiendo desplazamientos transversales y garantizando la verticalidad del conjunto.

Bloqueo hidráulico en posición

La fijación de la altura de trabajo se logra mediante **válvulas antirretorno pilotadas** incorporadas en el circuito C de servicios (véase Sección 6). Una vez alcanzada la posición requerida, la

válvula bloquea el fluido en ambas cámaras, impidiendo cualquier movimiento del vástago ante carga vertical estática.

Función de los tubos telescópicos

Su función estructural se limita a:

- Restringir desplazamientos laterales ante cargas horizontales (viento, impacto, inercia durante traslación).
- Garantizar la verticalidad del cilindro, evitando que trabaje a flexión por desalineación.

El solape mínimo entre tubo exterior e interior garantiza el guiado lateral sin juego excesivo, en consistencia con la holgura controlada de los patines de UHMW-PE.

9.2 Datos de diseño adoptados

Parámetro	Valor	Fuente / criterio
Cantidad de cilindros	$n = 4$	una por pata
Peso propio del pórtico (sin módulos de rueda)	3,683 kg	modelo CAD
Carga de panel (con $\varphi = 1,30$)	127,5 kN	EN 13001-2, HC4
Fuerza total de diseño	$F_{\text{total}} = 163,6 \text{ kN}$	ver cálculo
Presión de trabajo circuito C	$P = 160 \text{ bar}$	ver justificación
Carrera requerida	$X = 1,300 \text{ mm}$	condición C10
Factor de seguridad sobre fuerza	$FS = 1,30$	criterio propio
Coeficiente de reparto pata crítica	$\beta = 0,50$	criterio conservador
Coeficiente de pandeo	$K = 1,00$	extremos articulados
Módulo elástico	$E = 210 \text{ GPa}$	acero

Tabla 9: Datos de diseño para la selección de cilindros de patas.

Fuerza total sobre las cuatro patas:

$$F_{\text{total}} = 3,683 \times 9,81 + 1,30 \times 10,000 \times 9,81 = 36,1 + 127,5 = 163,6 \text{ kN}$$

Justificación de $P = 160 \text{ bar}$. Las patas operan a baja velocidad y no requieren alta densidad de potencia. La fuerza disponible a 160 bar para el émbolo seleccionado (125,0 kN, según catálogo RE 17343, pág. 7) supera con margen la fuerza de diseño (106,3 kN), mientras que operar por debajo de la presión nominal del sistema (210 bar) reduce el desgaste de sellos y el riesgo ante daño en mangueras en entorno de obra. La presión se regula mediante la válvula de alivio independiente del circuito C.

9.3 Verificación de fuerza a presión de trabajo

Criterio de reparto de carga. En operación real la carga no se distribuye uniformemente entre las cuatro patas. La presencia de pendientes, irregularidades del terreno, tolerancias geométri-

cas y maniobras de nivelación pueden producir que una pata tome una fracción significativamente mayor del peso total. Se adopta $\beta = 0,50$ como hipótesis conservadora: la pata crítica toma el 50 % de la fuerza total.

$$F_{\text{cil,crit}} = \beta \cdot F_{\text{total}} = 0,50 \times 163,6 = 81,8 \text{ kN}$$

$$F_{\text{req}} = FS \cdot F_{\text{cil,crit}} = 1,30 \times 81,8 = 106,3 \text{ kN}$$

Diámetro mínimo de émbolo.

$$D_{\text{mín}} = \sqrt{\frac{4 F_{\text{req}}}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 106,3 \times 10^3}{\pi \times 160 \times 10^5}} = 92,0 \text{ mm}$$

Se adopta el diámetro comercial inmediatamente superior disponible en la serie CSM1: $\varnothing 100 \text{ mm}$.

Verificación de capacidad disponible.

$$F_{\text{disp}} = P \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 160 \times 10^5 \cdot \frac{\pi (0,100)^2}{4} = 125,7 \text{ kN} > 106,3 \text{ kN} \quad \checkmark$$

9.4 Selección del diámetro de vástago

De acuerdo con la tabla de áreas del catálogo Rexroth RE 17343 [7] (tabla *Areas, forces, flow*, pág. 7), para el émbolo de $\varnothing 100 \text{ mm}$ los únicos diámetros de vástago disponibles en la serie CSM1 son:

$\varnothing$ émbolo	$\varnothing$ vástago disponible	F_1 a 160 bar [kN]	F_3 (tiro) a 160 bar [kN]
100 mm	56 mm	125,0	86,2
100 mm	70 mm	125,0	64,0

Tabla 10: Combinaciones de vástago disponibles para émbolo $\varnothing 100 \text{ mm}$, serie CSM1 (RE 17343, pág. 7). El vástago $\varnothing 50 \text{ mm}$ no existe para este émbolo.

Se adopta el diámetro mínimo disponible: $d = \varnothing 56 \text{ mm}$.

9.5 Verificación de pandeo del vástago

Se verifica el vástago en la condición más desfavorable: cilindro completamente extendido y sin apoyo lateral, con ambos extremos articulados ($K = 1,0$).

Determinación de la longitud de pandeo. La longitud de pandeo L es la **distancia entre centros de rótulas con el vástago completamente extendido**. Para el montaje MP5 con cabeza oscilante CGKD en el extremo del vástago, esta longitud comprende la carrera más la longitud del cuerpo del cilindro entre los dos puntos de anclaje en posición retraída.

De la tabla dimensional MP5 del catálogo RE 17343 [7] (pág. 15), para $\varnothing AL = 100$ mm, la longitud de instalación retraída es:

$$ZJ = 300 \text{ mm}$$

A esta dimensión se suma la carrera y la longitud del extremo de vástago con cabeza oscilante CGKD 50 (dimensión $N_{\text{máx}}$ de la tabla de la pág. 32, [7]):

$$N_{\text{CGKD50}} \approx 58 \text{ mm}$$

La longitud efectiva de pandeo resulta:

$$L = ZJ + X + N_{\text{CGKD50}} = 300 + 1,300 + 58 \approx \mathbf{1,658 \text{ mm}}$$

Se adopta conservadoramente $L = 1,700$ mm para cubrir tolerancias de montaje y posición de los centros de rótula.

Verificación analítica (Euler, § 95–96, [20]). Propiedades del vástago sólido $\varnothing 56$ mm:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 56^4}{64} = 481,1 \times 10^3 \text{ mm}^4 \quad i = \frac{d}{4} = 14,0 \text{ mm}$$

Esbeltez y validez de la fórmula de Euler (§ 97, [20]):

$$\lambda = \frac{KL}{i} = \frac{1,0 \times 1,700}{14,0} = 121,4 > \lambda_{\text{lím}} = 100 \quad \checkmark$$

Carga crítica de Euler:

$$P_{\text{cr}} = \frac{\pi^2 EJ}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 \times 210,000 \times 481,1 \times 10^3}{(1,700 \times 10^3)^2} = \mathbf{344,6 \text{ kN}}$$

Verificación frente al criterio de seguridad:

$$P_{\text{cr}} = 344,6 \text{ kN} > 1,30 \cdot F_{\text{req}} = 138,2 \text{ kN} \quad \checkmark$$

$$\text{FS}_{\text{pandeo}} = \frac{P_{\text{cr}}}{F_{\text{req}}} = \frac{344,6}{106,3} = \mathbf{3,24}$$

Diámetro mínimo requerido por pandeo (referencia):

$$J_{\text{mín}} = \frac{138,2 \times 10^3 \times (1,700 \times 10^3)^2}{\pi^2 \times 210,000} = 193,0 \times 10^3 \text{ mm}^4 \Rightarrow d_{\text{mín}} = 44,5 \text{ mm}$$

El vástago adoptado $\varnothing 56$ mm supera $d_{\text{mín}}$ en un +26 %.

Verificación	Valor	Límite	Margen	Estado
Diámetro vástago vs. mínimo por pandeo	$\varnothing 56$ mm	44,5 mm	+26 %	✓
Carga crítica de Euler	344,6 kN	138,2 kN	FS = 3,24	✓
Esbeltez (validez Euler, § 97)	$\lambda = 121,4$	$\lambda_{\text{lím}} = 100$	—	✓

Tabla 11: Resumen de verificación a pandeo del vástago ($\varnothing 56$ mm, $L = 1,700$ mm, $K = 1,0$, carga guiada por tubos RHS).

9.6 Caudal requerido y tiempo de maniobra

Parámetro	Expresión	Sustitución	Resultado
Área del émbolo	$A = \frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi \times 100^2}{4}$	$7,854 \times 10^3 \text{ mm}^2$
Volumen por cilindro	$V_1 = A \cdot X$	$7,854 \times 10^3 \times 1,300$	10,21 L
Volumen total (4 patas)	$V_{\text{tot}} = 4 V_1$	$4 \times 10,21$	40,8 L
Caudal adoptado*	—	—	$Q = 15 \text{ L/min}$
Tiempo de maniobra	$t = V_{\text{tot}}/Q$	40,8/15	$\approx 2,7 \text{ min}$

* Coherente con el dimensionamiento del circuito C (véase Sección 6).

Tabla 12: Caudal y tiempo de maniobra para las cuatro patas en simultáneo.

9.7 Modelo seleccionado y nomenclatura

El cilindro se identifica según la documentación técnica del fabricante [7]:

Código adoptado (Rexroth):

CSM1 / MP5 / 100 / 56 / 1300 / A3X / B11 / C / G / U / M / W

Campo	Significado
CS / M1	Serie CSM1. Cilindro diferencial con medición de posición
MP5	Horquilla autoalineante en la base (<i>self-aligning clevis at base</i>)
100 / 56	Diámetro de émbolo / vástago (mm)
1300	Carrera (mm)
A3X	Tapas bridadas cabeza y base; serie 30–39
B11	Conexión ISO 1179-1; posición de puertos
C	Vástago cromado duro
G	Extremo de vástago roscado (ISO 6020-1), apto para cabeza oscilante CGKD
U	Sin amortiguación en fin de carrera
M	Sellos para aceite mineral HL/HLP y HFA
W	Sin opciones adicionales

Tabla 13: Desglose del código de pedido (RE 17343, ed. 2024-10). El montaje MP5 con extremo G configura rótulas en ambos extremos, coherente con la arquitectura del sistema.

9.8 Resumen de verificaciones

Verificación	Valor obtenido	Límite	Margen	Estado
Fuerza disponible a 160 bar	125,7 kN	106,3 kN	+18 %	✓
Diámetro vástago vs. mínimo por pandeo	Ø 56 mm	44,5 mm	+26 %	✓
Carga crítica Euler ($L = 1,700$ mm, carga guiada)	344,6 kN	138,2 kN	FS = 3,24	✓
Esbeltez (validez Euler, § 97)	$\lambda = 121,4$	$\lambda_{\text{lím}} = 100$	—	✓

Tabla 14: Resumen de verificaciones del cilindro de pata telescópica (Ø 100/Ø 56, carrera 1,300 mm, $P = 160$ bar, montaje MP5, $K = 1,0$).

9.9 Conclusión

El sistema de patas telescópicas funciona bajo el principio de que **el cilindro hidráulico es el elemento resistente a compresión axial**, mientras los tubos RHS cumplen exclusivamente función de guiado lateral.

La selección Ø 100/Ø 56, carrera 1,300 mm, montaje MP5 con cabeza oscilante CGKD en el extremo del vástago, cumple todos los requisitos:

- **Fuerza:** capacidad disponible a 160 bar (125,7 kN) supera la fuerza de diseño (106,3 kN) con margen del +18 %.
- **Pandeo:** verificación analítica de Euler para carga guiada con FS = 3,24, aplicando la longitud real entre rótulas $L = 1,700$ mm.
- **Carrera:** $X = 1,300$ mm satisface la condición C10 ($\pm 0,70$ m por pata, Capítulo 3).

El bloqueo en posición queda garantizado por las válvulas antirretorno pilotadas del circuito C, y el tiempo de maniobra completa de las cuatro patas en simultáneo resulta $t \approx 2,7$ min a caudal nominal de 15 L/min.

10 Cilindros de accionamiento de la viga superior telescópica

10.1 Función y disposición en el pórtico

Los cilindros de este Memoria de cálculo se destinan al **cambio de ancho** de la viga superior telescópica, permitiendo pasar entre la configuración de *transporte* y la de *trabajo*. Su rol es **generar el desplazamiento longitudinal del telescopado** y acompañar el movimiento guiado del conjunto (patines/guías y rodados alineados con la dirección de apertura).

Una vez alcanzada la posición requerida (ancho de trabajo o de transporte), el sistema **queda fijado en posición** mediante **bloqueo hidráulico** por válvulas antirretorno pilotadas, consistent con la solución adoptada en el circuito C de servicios (véase Sección 6).

Se adopta un esquema de **4 cilindros** trabajando en paralelo y de manera simétrica (**2 por lado**), con carrera compatible con el desplazamiento lateral requerido.

10.2 Datos de entrada (geometría y masa)

De Memoria de cálculo B:

- Luz mínima: $L_{\min} = 1,85 \text{ m}$
- Luz máxima: $L_{\max} = 3,50 \text{ m}$
- Variación total: $\Delta L = 1,65 \text{ m}$
- Desplazamiento requerido por lado: $\Delta = \Delta L/2 = 0,825 \text{ m}$

A los fines de dimensionamiento del accionamiento, se toma como referencia la masa del **conjunto telescópico lateral a desplazar** (orden de magnitud):

$$m_{\text{lado}} \approx 1000 \text{ kg}$$

(estructura lateral y elementos solidarios al desplazamiento transversal). Dado que el movimiento se realiza con guiado y rodadura, la fuerza requerida no se determina por el peso vertical, sino por las **resistencias al desplazamiento** (rozamientos, desalineaciones y arranque).

10.3 Criterio de fuerza requerida

Durante la apertura/cierre, el esfuerzo principal proviene de:

- rozamiento en guías/patines,
- pérdidas por alineación y tolerancias,
- esfuerzo inicial de arranque,

- condiciones de uso (polvo/suciedad y pequeñas irregularidades).

Como referencia, se estima la resistencia al desplazamiento como una fracción del peso del lado:

$$W_{\text{lado}} = (1000 \text{ kg}) (9,81 \text{ m/s}^2) = 9810 \text{ N} = 9,81 \text{ kN}$$

$$F_{\text{res,lado}} = (0,05) (9,81 \text{ kN}) = 0,4905 \text{ kN} \approx 0,49 \text{ kN}$$

Para contemplar condiciones reales de operación (arranque y desalineaciones), se adopta como **fuerza de diseño por lado**:

$$F_{\text{d,lado}} = 5 \text{ kN}$$

Distribuida en **2 cilindros por lado**:

$$F_{\text{d,cil}} = \frac{5 \text{ kN}}{2} = 2,5 \text{ kN (por cilindro)}$$

10.4 Presión disponible para el circuito de telescopado

La central hidráulica seleccionada para el sistema entrega una presión máxima del orden de 3000 psi ($\approx 207 \text{ bar}$). Para el accionamiento de apertura/cierre se adopta una presión de trabajo de referencia:

$$P_d = 160 \text{ bar}$$

coherente con una operación controlada del telescopado, y regulable mediante la lógica hidráulica del circuito (alivio/reducción).

10.5 Selección del modelo (serie ISO 6020/2)

Se selecciona un cilindro normalizado **ANS, serie ISO “4PI” (ISO 6020/2)** [8], con:

- **Alesaje (bore):** $\varnothing 32 \text{ mm}$
- **Vástago (rod):** $\varnothing 18 \text{ mm}$
- **Carrera (stroke):** $s = 825 \text{ mm}$
- **Guarniciones:** tipo S
- **Amortiguación:** no requerida

Del catálogo del fabricante (serie ANS ISO 4PI), para el cilindro $\varnothing 32/\varnothing 18$ se adoptan las áreas efectivas:

$$A_P = 8,04 \text{ cm}^2 \text{ (empuje)} \quad A_T = 5,50 \text{ cm}^2 \text{ (tiro)}$$

A la presión de diseño $P_d = 160 \text{ bar}$:

$$F_{\text{push}} = (160 \text{ bar}) (8,04 \text{ cm}^2) = (160 \cdot 8,04) (10 \text{ N}) = 12864 \text{ N} = 12,9 \text{ kN}$$

$$F_{\text{pull}} = (160 \text{ bar}) (5,50 \text{ cm}^2) = (160 \cdot 5,50) (10 \text{ N}) = 8800 \text{ N} = 8,8 \text{ kN}$$

Como la fuerza disponible por cilindro resulta superior a $F_{d,cil} = 2,5 \text{ kN}$, la selección **cumple con margen suficiente** para el accionamiento del telescopado.

10.6 Tiempo de maniobra (orden de magnitud)

Para estimar el tiempo de apertura/cierre se calcula el volumen hidráulico a desplazar en la carrera completa $s = 0,825 \text{ m}$ para los cilindros seleccionados $\varnothing 32/\varnothing 18$.

Usando las áreas del fabricante:

$$A_P = 8,04 \text{ cm}^2 \quad A_T = 5,50 \text{ cm}^2 \quad s = 82,5 \text{ cm}$$

Volumen por cilindro:

$$V_{\text{push},1} = (8,04 \text{ cm}^2) (82,5 \text{ cm}) = 663 \text{ cm}^3 \approx 0,66 \text{ L}$$

$$V_{\text{pull},1} = (5,50 \text{ cm}^2) (82,5 \text{ cm}) = 454 \text{ cm}^3 \approx 0,45 \text{ L}$$

Como trabajan **4 cilindros en paralelo**:

$$V_{\text{push,tot}} = 4 (0,66 \text{ L}) = 2,65 \text{ L} \quad V_{\text{pull,tot}} = 4 (0,45 \text{ L}) = 1,82 \text{ L}$$

Con el caudal nominal de la central ($Q \approx 2 \text{ GPM} \approx 7,6 \text{ L/min}$) [6]:

$$t_{\text{push}} = \frac{2,65 \text{ L}}{7,6 \text{ L/min}} = 0,35 \text{ min} \approx 21 \text{ s}$$

$$t_{\text{pull}} = \frac{1,82 \text{ L}}{7,6 \text{ L/min}} = 0,24 \text{ min} \approx 14 \text{ s}$$

En la práctica, este movimiento puede operarse deliberadamente **más lento** mediante regulación de caudal para lograr una apertura/cierre suave.

10.7 Montaje recomendado (criterio mecánico)

Se recomienda un montaje **articulado por pasadores** en ambos extremos (orejas/rótulas), para que el cilindro trabaje principalmente a tracción/compresión y no quede sometido a flexión por desalineación. El tipo exacto de fijación (brida, orejas, articulado, etc.) se define según el detalle constructivo de los puntos de anclaje en la viga.

10.8 Nomenclatura del cilindro seleccionado (según catálogo)

De acuerdo con el catálogo del fabricante para cilindros ANS serie *4PI* (ISO 6020/2) [8], el modelo seleccionado queda identificado como:

4PI 32 18 825 CI T S 1 2 1 XV97

donde cada campo significa [8]:

- **4PI**: serie del cilindro (ANS, ISO 6020/2).
- **32**: diámetro de émbolo (*bore*) = 32 mm.
- **18**: diámetro de vástago (*rod*) = 18 mm.
- **825**: carrera (*stroke*) = 825 mm.
- **CI**: tipo de montaje = muñones fijos intermedios (MT4).
- **T**: extremo de vástago = *floating joint*.
- **S**: sellos estándar para aceite mineral.
- **1 / 1**: ubicación de puertos.
- **2**: variante de material = vástago en acero inoxidable.
- **XV97**: posición de muñones MT4 = 97 mm.

Justificación del montaje CI (MT4). Se adopta el montaje **CI** (muñones fijos intermedios, MT4) debido a que el movimiento de apertura/cierre del telescopado es guiado y puede presentar pequeñas desalineaciones. El apoyo por muñones permite la rotación del cilindro respecto del eje del pasador, de modo que el actuador trabaje principalmente a *tracción/compresión* y se minimicen momentos de flexión no deseados en el cuerpo del cilindro. Este criterio resulta coherente con el uso de un *floating joint* en el extremo del vástago, configurando una articulación en ambos extremos.

11 Verificación I: torsión de largueros longitudinales y viga telescópica superior

11.1 Objetivo

El presente Memoria de cálculo verifica la resistencia a torsión de los elementos transversales y longitudinales del pórtico bajo la condición de carga asimétrica que se produce cuando una rueda queda parcialmente descargada al desplazarse sobre terreno irregular.

Cuando una rueda pierde carga, el desequilibrio genera simultáneamente:

- Un **momento torsor sobre los largueros laterales longitudinales** (RHS $250 \times 100 \times 10$, longitud 4,00 m), por la asimetría de reacciones entre la rueda descargada y su par del mismo lado.
- Un **momento torsor sobre la viga telescópica superior** ($2 \times$ RHS $300 \times 180 \times 10$ en tramo central; RHS $250 \times 150 \times 10$ en tramos telescópicos), por la asimetría de reacciones entre el lado descargado y el lado cargado.

11.2 Parámetros de diseño y modelo de carga

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud entre ejes delantera/trasera (L)	4,00	m
Ancho entre ejes izquierda/derecha (B)	3,50	m
Masa total de diseño (6 600 kg + 10 000 kg, con margen) (m)	18 000	kg
Peso total ($W = m \cdot g$)	176,6	kN
Carga nominal por rueda ($R_0 = W/4$)	44,1	kN
Carga rueda descargada ($\beta = 0,50$)	$R_{\min} = 22,1$	kN
Diferencia de carga (ΔF)	22,1	kN

Tabla 15: Parámetros de carga para verificación a torsión.

Propiedad	Valor
Material	Acero estructural S355
Límite elástico	$f_y = 355$ MPa
Tensión admisible a flexión (ASD)	$\sigma_{\text{adm}} = 0,6 f_y = 213$ MPa
Tensión admisible a cortante (von Mises)	$\tau_{\text{adm}} = \sigma_{\text{adm}}/\sqrt{3} = 123$ MPa

Tabla 16: Material y criterio admisible adoptados para la verificación a torsión.

Escenario adoptado (vista superior)

Se analiza el caso en que la rueda delantera izquierda (FL) queda descargada al 50 %. La diferencia $\Delta F = 22,1$ kN se redistribuye hacia los demás apoyos a través de los elementos estructurales del pórtico, generando los torsores .

Rueda	Posición	Carga nominal R_0 [kN]	Variación [kN]	Carga resultante [kN]
FL	Delantera izquierda (descargada)	44,1	-22,1	22,1
FR	Delantera derecha	44,1	0	44,1
RL	Trasera izquierda	44,1	0	44,1
RR	Trasera derecha (diagonal opuesta)	44,1	+22,1	66,2
Total		176,6	0	176,6

Tabla 17: Redistribución de cargas por rueda bajo hipótesis de descarga del 50 % en la rueda FL (beta = 0,50, Caso IV). Referencias: FL (*Front Left*, delantera izquierda), FR (*Front Right*, delantera derecha), RL (*Rear Left*, trasera izquierda), RR (*Rear Right*, trasera derecha). La rueda diagonalmente opuesta (RR) absorbe el diferencial de carga; las ruedas FR y RL conservan su carga nominal. Equilibrio verificado: suma de reacciones = 176,6 kN.

Cálculo de los torsores de diseño

Torsor sobre el larguero longitudinal. El larguero izquierdo vincula las ruedas FL y RL a lo largo de la longitud $L = 4,00$ m. La rueda FL queda descargada en ΔF respecto a su valor nominal. El momento torsor sobre el larguero se calcula tomando como brazo la semitrocha $B/2$:

$$T_{largo} = \Delta F \cdot \frac{B}{2} = (44,1 \text{ kN} - 22,1 \text{ kN}) \times \frac{3,50 \text{ m}}{2} = 22,1 \text{ kN} \times 1,75 \text{ m} = \boxed{38,7 \text{ kN}\cdot\text{m}}$$

Se aplica conservadoramente el torsor completo sobre un único larguero (no se distribuye entre superior e inferior).

Torsor sobre la viga telescópica superior. La viga telescópica superior vincula el lado izquierdo (descargado) con el lado derecho (cargado) a lo largo del ancho $B = 3,50$ m. El brazo es la semibatalla $L/2$:

$$T_{telesc} = \Delta F \cdot \frac{L}{2} = (44,1 \text{ kN} - 22,1 \text{ kN}) \times \frac{4,00 \text{ m}}{2} = 22,1 \text{ kN} \times 2,00 \text{ m} = \boxed{44,2 \text{ kN}\cdot\text{m}}$$

11.3 Método de verificación: fórmula de Bredt-Batho

Todos los elementos verificados son **secciones tubulares cerradas** (RHS). Para este tipo de sección, la tensión tangencial debida a torsión es uniforme en todo el perímetro y viene dada por la **fórmula de Bredt-Batho**:

$$\tau_t = \frac{T}{2 A_m t_{\min}}$$

donde A_m es el área encerrada por la línea media de la sección y $t_{\min}$ es el espesor mínimo de pared.

La tensión admisible a torsión para acero S355 (criterio ASD) es: $\tau_{adm} = 123,0$ MPa

11.4 Verificación: largueros longitudinales RHS $250 \times 100 \times 10$

Propiedades de la sección

Parámetro	Valor	Unidad
Dimensiones exteriores	250×100	mm
Espesor de pared	$t = 10$	mm
Lados de línea media	240×90	mm
Área encerrada	$A_m = 240 \times 90 = 21\,600$	mm ²
Torsor de diseño	$T_{larg} = 38,7$	kN·m

Tabla 18: Propiedades del larguero longitudinal RHS $250 \times 100 \times 10$.

$$\tau_{larg} = \frac{T_{larg}}{2 A_m t} = \frac{38,7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}}{2 \times 21\,600 \text{ mm}^2 \times 10 \text{ mm}} = \frac{38\,700\,000}{432\,000} = 89,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{larg} = 89,6 \text{ MPa} < \tau_{adm} = 123,0 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{123,0}{89,6} = 1,37 \right)$$

11.5 Verificación: viga telescópica superior

La viga telescópica superior presenta dos secciones distintas a lo largo de su longitud:

- **Tramo central:** sección doble compuesta por $2 \times \text{RHS } 300 \times 180 \times 10$.
- **Tramos telescópicos:** sección simple RHS $250 \times 150 \times 10$ (un tubo por lado).

El torsor de diseño es $T_{telesc} = 44,2$ kN·m sobre la viga como conjunto. La verificación se realiza para cada tramo por separado.

11.5.1 Tramo central: $2 \times \text{RHS } 300 \times 180 \times 10$

En el tramo central actúan **dos tubos en paralelo**. Por simetría geométrica, cada tubo absorbe la mitad del torsor total:

$$T_{\text{tubo}} = \frac{T_{\text{telesc}}}{2} = \frac{44,2}{2} = 22,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Parámetro	Valor	Unidad
Dimensiones exteriores	300×180	mm
Espesor de pared	$t = 10$	mm
Lados de línea media	290×170	mm
Área encerrada	$A_m = 290 \times 170 = 49\,300$	mm ²
Torsor por tubo	$T_{\text{tubo}} = 22,1$	kN·m

Tabla 19: Propiedades del tramo central de la viga telescópica ($2 \times \text{RHS } 300 \times 180 \times 10$, por tubo).

$$\tau_{\text{central}} = \frac{T_{\text{tubo}}}{2 A_m t} = \frac{22,1 \times 10^6}{2 \times 49\,300 \times 10} = \frac{22\,100\,000}{986\,000} = \mathbf{22,4 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{\text{central}} = 22,4 \text{ MPa} < \tau_{\text{adm}} = 123,0 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{123,0}{22,4} = \mathbf{5,49} \right)$$

11.5.2 Tramos telescópicos: RHS $250 \times 150 \times 10$

Cada tramo telescópico es un **tubo único**. Se adopta conservadoramente que el torsor total actúa sobre un único brazo telescópico sin redistribución:

$$T_{\text{tel}} = T_{\text{telesc}} = 44,2 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Parámetro	Valor	Unidad
Dimensiones exteriores	250×150	mm
Espesor de pared	$t = 10$	mm
Lados de línea media	240×140	mm
Área encerrada	$A_m = 240 \times 140 = 33\,600$	mm ²
Torsor de diseño	$T_{\text{tel}} = 44,2$	kN·m

Tabla 20: Propiedades del tramo telescópico RHS $250 \times 150 \times 10$.

$$\tau_{\text{tel}} = \frac{T_{\text{tel}}}{2 A_m t} = \frac{44,2 \times 10^6}{2 \times 33\,600 \times 10} = \frac{44\,200\,000}{672\,000} = \mathbf{65,8 \text{ MPa}}$$

$$\tau_{\text{tel}} = 65,8 \text{ MPa} < \tau_{\text{adm}} = 123,0 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{123,0}{65,8} = \mathbf{1,87} \right)$$

11.6 Resumen general de verificación a torsión

Elemento	Sección	Torsor [kN·m]	τ_t [MPa]	τ_{adm} [MPa]	C.S.	Estado
Larguero longitudinal	RHS 250 × 100 × 10	38,7	89,6	123,0	1,37	✓
Viga telescópica — tramo central	2×RHS 300 × 180 × 10	44,2	22,4	123,0	5,49	✓
Viga telescópica — tramo telescópico	RHS 250 × 150 × 10	44,2	65,8	123,0	1,87	✓

Tabla 21: Resumen de verificación a torsión de los elementos del pórtico. Hipótesis: $\Delta F = 22,1$ kN ($\beta = 0,50$, Caso IV).

El elemento **más comprometido** es el **larguero longitudinal** RHS 250 × 100 × 10, con C.S. = 1,37, seguido por el tramo telescópico con C.S. = 1,87. El tramo central de la viga telescópica tiene amplio margen por el efecto de los dos tubos actuando en paralelo.

11.7 Conclusión

Todos los elementos del pórtico verifican la resistencia a torsión bajo la hipótesis conservadora de descarga del 50 % en una rueda.

Los aspectos determinantes del buen comportamiento son:

- La adopción de **secciones tubulares cerradas** (RHS) en todos los elementos del marco: su constante torsional es órdenes de magnitud superior a la de perfiles abiertos equivalentes.
- El **doble tubo en el tramo central** de la viga telescópica, que distribuye el torsor entre ambos perfiles y reduce significativamente la tensión unitaria.
- El **sistema de autonivelación activa** (Capítulo 7), que corrige continuamente el desequilibrio de reacciones mediante actuación independiente de patas, reduciendo la magnitud real del torsor en operación respecto a la hipótesis conservadora de cálculo.

12 Verificación II: momentos en cabeza de columnas por efecto de pórtico

12.1 Objetivo

La viga superior está unida rígidamente a los tubos exteriores de las patas. Esta conexión impide la rotación libre en los nodos superiores, generando momentos flectores en la cabeza de cada columna que se suman a la compresión axial del izaje. El presente Memoria de cálculo cuantifica esos momentos y verifica los tubos exteriores e interiores de las patas.

12.2 Modelo adoptado

Se adopta el modelo de **pórtico en II con columnas articuladas en la base** (Tabla 27, [20]), cuyos nodos se corresponden con la estructura real de la siguiente manera:

- **Base (nodos A y D):** la transmisión de esfuerzos entre el módulo de rueda y el terreno se realiza a través del neumático superelástico. Dado que el neumático no ofrece resistencia a la rotación, se modela el apoyo como una **articulación** (momento nulo en la base). La hipótesis es conservadora: cualquier rigidez real del contacto rueda–suelo reduciría los momentos en los nodos superiores.
- **Cabeza (nodos B y C):** unión rígida entre viga y patas → **nudo rígido**.

12.3 Datos de entrada

Parámetro	Valor	Unidad
Carga de cálculo P (Memoria de cálculo B, con $\varphi = 1,30$)	137,2	kN
Luz máxima entre ejes de patas l	3,500	m
Distancia $a = b$ (carga centrada)	1,750	m
Altura total de la pata en posición extendida h	2,955	m
Longitud tubo exterior	1 600	mm
Longitud tubo interior	1 600	mm
Solape mínimo entre tubos	270	mm
Inicio de la zona de solape desde la base z_s	1 330	mm
Módulo de elasticidad E (acero S355)	210 000	MPa
Límite elástico f_y (acero S355)	355	MPa
Tensión admisible $\sigma_{adm} = 0,6 f_y$	213	MPa

Tabla 22: Datos de entrada para la verificación de pórtico.

12.4 Propiedades geométricas de las secciones

Elemento	Sección	A [mm ²]	J [mm ⁴]	W [mm ³]
Tubo exterior (columna)	RHS 250 × 250 × 10	9 600	$9,232 \times 10^7$	$7,386 \times 10^5$
Tubo interior	RHS 220 × 220 × 10	8 400	$6,188 \times 10^7$	$5,626 \times 10^5$
Viga (inercia equiv. J_2)	sección variable	—	$1,303 \times 10^{-4} \text{ m}^4$	—

Tabla 23: Propiedades geométricas de las secciones (acero S355). Radio de giro del tubo exterior: $i_{\text{ext}} = \sqrt{J/A} = 98,1 \text{ mm}$.

12.5 Cálculo de momentos

El parámetro de rigidez relativa del pórtico es (Tabla 27, [20]):

$$k = \frac{J_2 h}{J_1 l} = \frac{1,303 \times 10^{-4} \times 2,955}{9,232 \times 10^{-5} \times 3,500} = \mathbf{1,191} \quad \Rightarrow \quad n = 3 + 2k = \mathbf{5,382}$$

Momentos en cabeza de columnas (carga centrada, $a = b = l/2$):

$$M_B = M_C = \frac{3ab}{2nl} P = \frac{3 \times 1,75 \text{ m} \times 1,75 \text{ m}}{2 \times 5,382 \times 3,50 \text{ m}} \times 137,2 \text{ kN} = \boxed{33,5 \text{ kN} \cdot \text{m}}$$

El momento varía linealmente a lo largo de cada columna, desde cero en la base articulada hasta M_B en la cabeza:

$$M(z) = M_B \cdot \frac{z}{h}$$

donde z es la coordenada vertical medida desde la base ($z = 0$) y $h = 2,955 \text{ m}$ es la altura total de la pata.

12.6 Verificación del tubo exterior RHS 250 × 250 × 10

La sección crítica es la cabeza de la columna ($z = h$), donde actúan simultáneamente la compresión axial y el momento flector.

La tensión normal total bajo flexo-compresión es:

$$\sigma_{\text{tot}} = \sigma_N + \sigma_M = \frac{N}{A} + \frac{M_B}{W}$$

donde $N = P/2 = 68,6 \text{ kN}$ es la fuerza axial por columna, A el área de la sección, M_B el momento en la cabeza y W el módulo resistente elástico. σ_N es la tensión por compresión axial y σ_M la tensión por flexión, ambas evaluadas en la fibra más solicitada de la sección.

Sustituyendo:

$$\sigma_N = \frac{N}{A} = \frac{68\,600 \text{ N}}{9\,600 \text{ mm}^2} = 7,1 \text{ MPa} \quad \sigma_M = \frac{M_B}{W} = \frac{33,5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}{7,386 \times 10^5 \text{ mm}^3} = 45,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{tot}} = 7,1 + 45,4 = \mathbf{52,5 \text{ MPa}} < \sigma_{\text{adm}} = 213 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{213}{52,5} = \mathbf{4,06} \right)$$

Se verifica que la sección es corta según el criterio del § 97 [20]:

$$\lambda = \frac{\nu h}{i_{\text{mín}}} = \frac{1,0 \times 2955}{98,1} = 30,1 < \lambda_{\text{lím}} = 100 \quad \checkmark$$

El pandeo elástico no es condicionante; la resistencia queda gobernada por la tensión admisible ya verificada.

12.7 Verificación del tubo interior RHS 220 × 220 × 10

El tubo interior está solidario al módulo de rueda y queda expuesto al momento flector solo en la zona que no está reforzada por el solape, es decir, por debajo de $z_s = 1\,330 \text{ mm}$ medido desde la base. Su sección crítica es el extremo superior de esa zona, donde el momento es máximo antes del solape.

El momento en esa sección se obtiene de la variación lineal $M(z) = M_B \cdot z/h$:

$$M_{\text{int}} = M_B \cdot \frac{z_s}{h} = 33,5 \text{ kN} \cdot \text{m} \times \frac{1\,330 \text{ mm}}{2\,955 \text{ mm}} = \mathbf{15,1 \text{ kN} \cdot \text{m}}$$

El tubo interior no lleva carga axial porque la compresión vertical generada por el peso del panel sigue el siguiente camino: entra por la viga en los nodos B y C, baja por el **tubo exterior** como fuerza axial $N = P/2$, y llega al cilindro hidráulico, que la transmite directamente al módulo de rueda. El tubo interior queda fuera de ese camino de carga axial; lo único que le llega es el momento flector, transmitido por contacto en la zona de solape.

Por lo tanto se verifica solo a flexión:

$$\sigma_{\text{int}} = \frac{M_{\text{int}}}{W_{\text{int}}} = \frac{15,1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}{5,626 \times 10^5 \text{ mm}^3} = \mathbf{26,8 \text{ MPa}} < \sigma_{\text{adm}} = 213 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{213}{26,8} = \mathbf{7,95} \right)$$

12.8 Resumen

Elemento	Sección	σ [MPa]	σ_{adm} [MPa]	C.S.	Estado
Tubo exterior — flexo-compresión	RHS 250 × 250 × 10	52,5	213	4,06	✓
Tubo exterior — pandeo	RHS 250 × 250 × 10	$\lambda = 30,1$	$\lambda_{\text{lím}} = 100$	—	✓
Tubo interior — flexión	RHS 220 × 220 × 10	26,8	213	7,95	✓

Tabla 24: Resumen de verificaciones. $P = 137,2 \text{ kN}$; $M_B = 33,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$; $k = 1,191$.

12.9 Conclusión

Los tubos exteriores e interiores de las patas telescópicas verifican bajo las solicitaciones generadas por el efecto de pórtico, con coeficientes de seguridad adecuados en todos los casos.

13 Verificación III: frente a acciones inerciales longitudinales

Cuando el pórtico se desplaza longitudinalmente con la carga suspendida, una aceleración o frenado genera una fuerza horizontal inercial que se transmite a la estructura. Esta fuerza produce un esfuerzo de corte en los tornillos de la unión entre la columna y la viga superior.

Al mismo tiempo, el peso del panel suspendido en el centro del pórtico genera un momento flector en la cabeza de cada columna. El momento tiende a rotar la placa de unión, generando tracción en una fila de tornillos y compresión en la fila opuesta.

La unión está formada por dos placas de 16 mm de espesor, unidas mediante **17 tornillos M14 clase 8.8**. Los tornillos están dispuestos en forma de U: 7 tornillos en una fila, 7 tornillos en la fila opuesta y 3 tornillos intermedios en el lateral izquierdo. Los centros de los tornillos se ubican a 20 mm de los bordes de la placa, cuyas dimensiones son 600 × 330 mm.

13.1 Propiedades de los tornillos M14 clase 8.8

Propiedad	Expresión	Valor	Nota
Límite de fluencia	f_{yb}	640 MPa	Clase 8.8: $f_{yb} = 0,8 \times f_{ub} = 0,8 \times 800$
Área resistente neta	A_s	115 mm ²	Valor tabulado para M14 paso 2 mm según ISO 898-1 [22]
Tensión admisible	$\sigma_{adm} = 0,6 f_{yb}$	384 MPa	Criterio ASD: 60 % del límite de fluencia
Capacidad admisible a tracción	$F_{t,adm} = A_s \cdot \sigma_{adm}$	44,2 kN	Fuerza axial máxima admisible por tornillo
Capacidad admisible a corte	$F_{v,adm} = F_{t,adm} / \sqrt{3}$	25,5 kN	Criterio de von Mises: $\tau_y = \sigma_y / \sqrt{3}$

Tabla 25: Propiedades y capacidades admisibles de los tornillos

13.2 Verificación a corte por fuerza inercial

Valor tabulado para M14 paso 2 mm (ISO 898-1 [19])

Para representar una maniobra de frenado conservadora se adopta una desaceleración igual a 0,10 g.

La masa total del sistema, compuesta por la estructura y la carga útil, es:

$$m = 18\,000 \text{ kg}$$

La fuerza horizontal inercial total resulta:

$$F_{in} = m \cdot a = 18\,000 \cdot 0,981 = 17,7 \text{ kN}$$

Esta fuerza se distribuye entre las cuatro columnas del pórtico, por lo que a cada columna le corresponde:

$$H_{in,col} = \frac{F_{in}}{4} = \frac{17,7}{4} = 4,4 \text{ kN}$$

Suponiendo una distribución uniforme en la unión, los 17 tornillos resisten esta sollicitación a corte en partes iguales. Por lo tanto, la fuerza de corte por tornillo resulta:

$$F_v = \frac{H_{in,col}}{17} = \frac{4,4}{17} = 0,26 \text{ kN}$$

Comparando con la capacidad admisible:

$$F_v = 0,26 \text{ kN} \ll F_{v,adm} = 25,5 \text{ kN} \quad \checkmark$$

La verificación a corte se satisface ampliamente y no resulta condicionante para el diseño de la unión.

13.3 Verificación a tracción por momento en cabeza de columna

El panel suspendido en el centro del pórtico genera en la cabeza de cada columna un momento flector igual al calculado por efecto de pórtico en el Memoria de cálculo F (Tabla 24):

$$M_B = 33,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Este momento tiende a rotar la placa de unión, generando tracción en una fila de tornillos y compresión en la fila opuesta.

Para esta verificación se adopta un modelo de par de fuerzas entre las dos filas principales de tornillos. Los tres tornillos intermedios del lateral izquierdo se ignoran de manera conservadora, ya que su aporte frente a este momento es reducido.

El brazo entre las dos filas resistentes es la distancia vertical entre los centros de los tornillos superior e inferior:

$$b = 330 \text{ mm} - 20 \text{ mm} - 20 \text{ mm} = 290 \text{ mm}$$

Al repartir la fuerza de la fila traccionada entre los 7 tornillos, resulta una tracción:

$$F_{t,M} = \frac{M_B}{b \cdot 7} = \frac{33,5 \text{ kN} \cdot \text{m}}{0,290 \text{ m} \times 7} = 16,5 \text{ kN}$$

La compresión axial transmitida por la columna contribuye al cierre de la unión, reduciendo parcialmente la tracción en los tornillos de la fila solicitada. A efectos de estimación simplificada y conservadora, se considera un alivio equivalente distribuido uniformemente entre los 17 tornillos. La fuerza axial por columna es igual a la mitad de la carga de cálculo (véase Memoria de cálculo F):

$$N = \frac{P}{2} = \frac{137,2 \text{ kN}}{2} = 68,6 \text{ kN}$$

El alivio de tracción por tornillo resulta:

$$F_N = \frac{N}{17} = \frac{68,6 \text{ kN}}{17} = 4,0 \text{ kN}$$

Por lo tanto, la tracción neta en el tornillo más solicitado resulta:

$$F_{t,\text{net}} = F_{t,M} - F_N = 16,5 \text{ kN} - 4,0 \text{ kN} = 12,5 \text{ kN}$$

Comparando con la capacidad admisible:

$$F_{t,\text{net}} = 12,5 \text{ kN} < F_{t,\text{adm}} = 44,2 \text{ kN} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{44,2 \text{ kN}}{12,5 \text{ kN}} = 3,5 \right)$$

13.4 Verificación combinada corte–tracción

El tornillo más solicitado recibe simultáneamente corte por inercia y tracción por el momento M_B . La condición de interacción resulta:

$$\frac{F_v}{F_{v,\text{adm}}} + \frac{F_{t,\text{net}}}{F_{t,\text{adm}}} = \frac{0,26}{25,5} + \frac{12,5}{44,2} = 0,010 + 0,283 = 0,293 \leq 1,0 \quad \checkmark$$

La componente de corte es prácticamente despreciable frente a la de tracción, por lo que la interacción no penaliza el resultado.

13.5 Resumen

Verificación	Valor obtenido	Admisible	C.S.	Estado
Tornillos a corte (inercia)	0,26 kN	25,5 kN	98	✓
Tornillos a tracción (momento M_B)	12,5 kN	44,2 kN	3,5	✓
Interacción corte–tracción	0,293	1,0	—	✓

Tabla 26: Resumen de verificaciones de la unión atornillada columna–viga superior.

13.6 Conclusión

La unión atornillada entre la columna y la viga superior verifica adecuadamente frente a todas las solicitaciones analizadas.

El esfuerzo de corte producido por las fuerzas inerciales durante la traslación del pórtico resulta muy pequeño en comparación con la capacidad resistente de los tornillos, por lo que no gobierna el diseño.

La condición más exigente corresponde a la tracción generada por el momento flector en la cabeza de la columna ($M_B = 33,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$, calculado en el Memoria de cálculo F), que produce un coeficiente de seguridad de 3,5. La verificación combinada corte–tracción confirma que la interacción entre ambas solicitaciones no penaliza el resultado ($0,293 \leq 1,0$). Este valor se obtiene adoptando hipótesis conservadoras, como ignorar el aporte resistente de los tornillos intermedios.

En consecuencia, la unión presenta capacidad suficiente para resistir las acciones inerciales longitudinales consideradas..

14 Verificación estructural IV de la horquilla portarrueda

14.1 Objeto

En el presente Memoria de cálculo se desarrolla una verificación estructural simplificada de la horquilla portarrueda en forma de “C”, con el objeto de justificar la factibilidad resistente de la geometría adoptada para el módulo de rueda. El análisis se plantea como una comprobación global de primer orden, orientada a verificar el comportamiento general del componente frente a la carga máxima de servicio.

14.2 Descripción del componente y criterio resistente adoptado

La horquilla portarrueda se materializa mediante la unión soldada de cuatro chapas de acero F24 (norma IRAM): dos chapas plegadas que definen la geometría principal del componente y dos chapas laterales de cierre obtenidas por corte láser. Esta disposición genera un conjunto cerrado y simétrico que, desde el punto de vista resistente, se modela como una **sección tipo cajón**.

La sollicitación principal es un **momento flector** generado por la excentricidad entre la línea de acción de la carga vertical (transmitida por la rueda) y la sección crítica del cuello de la horquilla. La verificación se realiza en dicha sección, que corresponde a la zona de menor rigidez del componente.

14.3 Datos de diseño

Parámetro	Símbolo	Valor
<i>Carga</i>		
Carga de diseño por rueda	P_d	66,2 kN
Excentricidad (cuello → eje rueda)	e	381 mm
<i>Geometría de la sección del cuello</i>		
Alto exterior	H	518 mm
Ancho exterior	B	175 mm
Espesor de chapa	t	12,7 mm
Alto interior	$H - 2t$	492,6 mm
Ancho interior	$B - 2t$	149,6 mm
<i>Material — Chapa F24 (norma IRAM)</i>		
Límite elástico	f_y	235 MPa
Tensión admisible a flexión (ASD)	$\sigma_{adm} = 0,6 f_y$	141 MPa
Tensión admisible a cortante (von Mises)	$\tau_{adm} = \sigma_{adm}/\sqrt{3}$	81,4 MPa

Tabla 27: Datos de diseño adoptados para la verificación de la horquilla portarrueda.

La carga de diseño $P_d = 66,2$ kN corresponde a la reacción máxima por rueda determinada en el Memoria de cálculo E (Tabla 17, rueda RR, $\beta = 0,50$). La excentricidad $e = 381$ mm corresponde a la distancia horizontal entre el eje de la rueda y la cara exterior del cuello de la horquilla.

14.4 Momento flector de cálculo

$$M_d = P_d \cdot e = 66,2 \text{ kN} \times 381 \text{ mm} = \mathbf{25,222 \text{ kN} \cdot \text{m}} = 25,222 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

14.5 Propiedades geométricas de la sección equivalente

Se modela la sección del cuello como una sección rectangular hueca de dimensiones exteriores $B \times H$ y espesor uniforme t .

El momento de inercia de una sección hueca se obtiene restando el momento de inercia del hueco interior al de la sección sólida exterior, ambos respecto al mismo eje: $I = I_{\text{ext}} - I_{\text{int}}$. El módulo resistente elástico relaciona directamente el momento flector actuante con la tensión normal máxima en la fibra más alejada del eje neutro. El cortante es resistido únicamente por las dos paredes verticales del cajón (almas), por lo que se opera con su área efectiva A_{web} .

Propiedad	Expresión	Resultado
Momento de inercia	$I = \frac{BH^3 - (B - 2t)(H - 2t)^3}{12}$	$539 \times 10^6 \text{ mm}^4$
Módulo resistente elástico	$W_{el} = \frac{I}{H/2}$	$2,08 \times 10^6 \text{ mm}^3$
Área de almas (cortante)*	$A_{\text{web}} = 2t(H - 2t)$	$12,512 \text{ mm}^2$

* El cortante es resistido únicamente por las dos paredes verticales del cajón.

Tabla 28: Propiedades geométricas de la sección del cuello de la horquilla.

14.6 Verificación a flexión

$$\sigma = \frac{M_d}{W_{el}} = \frac{25,222 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2,08 \times 10^6 \text{ mm}^3} = \mathbf{12,1 \text{ MPa}}$$

$$\sigma = 12,1 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}} = 141 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{141}{12,1} = \mathbf{11,7} \right)$$

14.7 Verificación a cortante

En una sección cajón, el cortante es resistido principalmente por las dos almas laterales ($A_{\text{web}} = 2t(H - 2t)$):

$$\tau = \frac{P_d}{A_{\text{web}}} = \frac{66,200 \text{ N}}{12,512 \text{ mm}^2} = 5,3 \text{ MPa}$$

$$\tau = 5,3 \text{ MPa} < \tau_{\text{adm}} = 81,4 \text{ MPa} \quad \checkmark \quad \left(\text{C.S.} = \frac{81,4}{5,3} = 15,4 \right)$$

14.8 Resumen de verificaciones

Verificación	Sección	Valor	Admisible	C.S.	Estado
Flexión	Sección cajón $175 \times 518 \times 12,7$	12,1 MPa	141 MPa	11,7	✓
Cortante	Almas ($A_{\text{web}} = 12,512 \text{ mm}^2$)	5,3 MPa	81,4 MPa	15,4	✓

Tabla 29: Resumen de verificaciones de la horquilla portarrueda. $P_d = 66,2 \text{ kN}$; $M_d = 25,2 \text{ kN} \cdot \text{m}$; material F24 (norma IRAM).

Los coeficientes de seguridad obtenidos ($\text{C.S.}_\sigma = 11,7$ y $\text{C.S.}_\tau = 15,4$) indican que la sección del cuello está ampliamente sobredimensionada para la carga de diseño considerada. Esto es consecuencia directa de la geometría adoptada: la sección $175 \times 518 \text{ mm}$ es necesaria para alojar el conjunto rueda y el wheel drive, no para resistencia estructural.

14.9 Conclusión

La horquilla portarrueda en forma de "C", construida mediante chapas de acero F24 (norma IRAM) de 12,7 mm de espesor, trabaja estructuralmente como una sección cerrada tipo cajón. Bajo esta hipótesis, la verificación simplificada demuestra que el componente resiste con amplio margen las sollicitaciones globales de flexión y cortante para la carga de diseño adoptada ($P_d = 66,2 \text{ kN}$).

Los coeficientes de seguridad obtenidos ($\text{C.S.} > 10$ en ambas verificaciones) confirman que la geometría propuesta es adecuada desde el punto de vista resistente, quedando como instancia posterior la validación local de uniones soldadas, apoyos y detalles constructivos.

15 Verificación de la rueda 12.00-20 (SOLIDEAL RES 550)

15.1 Objetivo

Este Memoria de cálculo documenta la adopción de la rueda superelástica **12.00-20** (SOLIDEAL RES 550) y la selección de la **llanta** compatible, asegurando: (i) compatibilidad geométrica (diámetro de asiento y ancho), (ii) capacidad de carga acorde a la condición más desfavorable del pórtico, y (iii) coherencia con el modo de servicio previsto (traslación lenta en **playones logísticos y zonas de obra preparadas**, con superficies de hormigón y ripio/tierra **nivelada y compactada**).

15.2 Datos de catálogo y verificación de capacidad

Según la ficha técnica del fabricante para **12.00-20** (SOLIDEAL RES 550), se adoptan los siguientes valores: [9]

- **Diámetro exterior: 1090 mm.**
- **Ancho: 283 mm.**
- **Altura útil (wearable height): 88 mm.**
- **Capacidad nominal (Other vehicles): 7560 kg** para $V \leq 6$ km/h; **6865 kg** para $V \leq 10$ km/h; **6300 kg** para $V \leq 25$ km/h.
- **Capacidad estática: 9515 kg** ($V = 0$ km/h).

Nota: la tabla también informa valores para “counterbalanced lift trucks”; en este trabajo la verificación se realiza con la categoría “Other vehicles”, por corresponder a una aplicación tipo grúa/pórtico móvil.

Para la verificación **no** se adopta simplemente “peso total / 4”. A fin de representar reparto no uniforme de cargas por irregularidades del terreno y tolerancias del sistema, se aplica un **factor de mayoración**:

$$Q_d = \left(\frac{W}{4} \right) k$$

donde W es el peso total de diseño del pórtico y $k > 1$ contempla el desbalance de apoyo. En este trabajo se adopta $k = 1.15$, resultando una **carga de diseño por rueda**:

$$Q_d \approx 7.2 \text{ t (7200 kg)}$$

Por lo tanto, se verifica que $Q_d \leq 7560$ kg en el régimen de traslación lenta ($V \leq 6$ km/h), conforme catálogo. [9]

16 Selección del sistema de tracción (wheel drive Bonfiglioli serie 600 – 609 W.V)

16.1 Objetivo

El presente Memoria de cálculo documenta la selección preliminar del sistema de tracción para la traslación del pórtico, basado en accionamientos tipo *wheel drive / travel drive*, adoptando una configuración de **una unidad motriz por rueda** (4WD).

El sistema se diseña para traslación lenta sobre superficies preparadas, tales como hormigón y ripio o suelo nivelado y compactado, considerando además maniobras habituales de obra que incluyen el ascenso y descenso de rampas cortas (por ejemplo, transición entre calzada y vereda), las cuales representan la condición de pendiente máxima de diseño.

16.2 Datos adoptados y velocidades de diseño

Masa total de diseño:

$$m = 18 \text{ t} = 18\,000 \text{ kg}$$

Aceleración gravitatoria:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Rueda seleccionada: **12.00-20 SOLIDEAL RES 550**. Diámetro exterior:

$$D = 1,090 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad r = \frac{D}{2} = \frac{1,090 \text{ m}}{2} = 0,545 \text{ m}$$

Pendiente máxima de operación:

$$\theta = 15^\circ$$

Coeficiente de rodadura adoptado:

$$C_{rr} = 0,02$$

Velocidades de diseño:

■ **v₁ (traslado en plano, equipo descendido):** $4,8 \text{ km/h} = \frac{4,8}{3,6} = 1,33 \text{ m/s}$.

■ **v₂ (traslado en pendiente máx 15°, equipo descendido):** $2,0 \text{ km/h} = \frac{2,0}{3,6} = 0,56 \text{ m/s}$.

■ **v₃ (equipo elevado / posicionamiento fino):** $0,8 \text{ km/h} = \frac{0,8}{3,6} = 0,22 \text{ m/s}$.

Criterio de diseño: no se considera como condición de dimensionamiento la combinación **pendiente máxima (15°) + velocidad máxima (4,8 km/h)**. En pendiente, la velocidad se limita deliberadamente por criterios de estabilidad, control y seguridad operativa.

16.3 Cálculo de fuerzas

Criterio de diseño: no se considera como condición de dimensionamiento la combinación **pendiente máxima (15°) + velocidad máxima (4,8 km/h)**. En pendiente la velocidad se limita deliberadamente por criterios de estabilidad y control operativo.

16.4 Caso A — Condición dimensionante

Pendiente $\theta = 15^\circ$

Velocidad $v_2 = 2,0 \text{ km/h} = 0,56 \text{ m/s}$

1. Fuerzas longitudinales

Componente por pendiente:

$$F_{\text{pend}} = mg \sin(15^\circ) = (18\,000)(9,81) \sin(15^\circ) = 45\,697 \text{ N}$$

Fuerza de rodadura:

$$F_{\text{rod}} = mg \cos(15^\circ) C_{rr} = (18\,000)(9,81) \cos(15^\circ)(0,02) = 3\,411 \text{ N}$$

Fuerza total requerida:

$$F_{\text{tot}} = 45\,697 + 3\,411 = 49\,108 \text{ N} = 49,1 \text{ kN}$$

2. Distribución por estación (4WD)

$$F_{\text{rueda}} = \frac{49\,108}{4} = 12\,277 \text{ N} = 12,3 \text{ kN}$$

3. Torque requerido por estación

Radio efectivo:

$$r = 0,545 \text{ m}$$

$$T_{\text{req}} = F_{\text{rueda}} \cdot r = (12\,277)(0,545) = 6\,690 \text{ N m} = \boxed{6,69 \text{ kN m}}$$

4. Velocidad angular de rueda

$$n_2 = \frac{v_2}{2\pi r} \cdot 60 = \frac{0,56}{2\pi \cdot 0,545} \cdot 60 = 9,81 \text{ rpm}$$

5. Potencia mecánica requerida

Potencia total:

$$P_{\text{tot,A}} = F_{\text{tot}} \cdot v_2 = (49\,108)(0,56) = 27,5 \text{ kW}$$

equivalente a 6,9 kW por rueda en configuración 4WD.

6. Caudal requerido

De la ecuación 16.4, la potencia mecánica total en la condición dimensionante resulta:

$$P_{\text{tot,A}} = 27,5 \text{ kW}$$

Adoptando un rendimiento global del sistema de traslación ($\eta_{\text{trasl}} = 0,8$):

$$P_{h,\text{trac}} = \frac{27,5}{0,8} = 34,4 \text{ kW}$$

Utilizando la relación:

$$P(\text{kW}) = \frac{p(\text{bar}) \cdot Q(\text{L/min})}{600}$$

con $p = 210$ bar, el caudal requerido resulta:

$$Q_{\text{traccin}} = \frac{34,4 \cdot 600}{210} = 98 \text{ L/min}$$

Se adopta:

$$Q_{\text{traccin}} = 100 \text{ L/min}$$

equivalente a 25 L/min por rueda en configuración 4WD.

16.5 Caso B — Plano a velocidad máxima

Velocidad $v_1 = 4,8 \text{ km/h} = 1,33 \text{ m/s}$

1. Fuerza resistente

$$F_{\text{plano}} = mgC_{rr} = (18\,000)(9,81)(0,02) = 3\,532 \text{ N} = 3,53 \text{ kN}$$

2. Velocidad angular

$$n_1 = \frac{1,33}{2\pi \cdot 0,545} \cdot 60 = 23,3 \text{ rpm}$$

3. Potencia

$$P_{\text{tot,B}} = (3\,532)(1,33) = 4,70 \text{ kW}$$

16.6 Equipo de referencia seleccionado

Se adopta como equipo de referencia el **Bonfiglioli 600 Series – 609 W.V** [10]. La selección se fundamenta en la clase de máquina indicada por el fabricante (**machine weight 16–22 t**), compatible con el peso total de diseño (18 t).

Como verificación adicional, el par nominal indicado para el modelo **609 W.V** (del orden de 30 kN m) supera ampliamente el par requerido estimado por estación ($T_{\text{req}} \approx 6,69 \text{ kN m}$), confirmando margen adecuado.

16.7 Criterio de cierre

La verificación final del conjunto se completará al definir:

- Presión y caudal disponibles en el circuito de tracción.
- Relación de reducción seleccionada dentro del rango del 609 W.V.
- Cilindrada del motor hidráulico acoplado al wheel drive.

Con esos datos se calcularán: velocidad final de traslación, par disponible en rueda y margen de diseño.

17 Sistema de orientación de rueda (tornamesa - piñón - accionamiento hidráulico)

17.0.1 Criterio general de selección

El conjunto de orientación de rueda debe permitir un giro controlado (baja velocidad aceptable) con alta capacidad a cargas combinadas (axiales, radiales y momento), buena rigidez, durabilidad y un diseño constructivo simple de integrar (horquilla + unión a la pata). Por disponibilidad de potencia hidráulica en el equipo, se adopta accionamiento mediante motor hidráulico + reductor + piñón, atacando una corona dentada externa.

17.0.2 Tornamesa seleccionada (corona de giro con engrane externo)

Se selecciona:

SKF/Kaydon – MT Series – MTE-265X [18]

17.0.3 Piñón seleccionado

Se selecciona piñón compatible:

Kaydon – Mating Pinion P/N 39201001 [12]

La relación geométrica del engrane, tomada de los datos del catálogo Kaydon 390 [18, 12], es:

$$i_g = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{17} = 4,94$$

donde $z_2 = 84$ es el número de dientes de la corona MTE-265X y $z_1 = 17$ el del piñón P/N 39201001.

17.0.4 Chaveta del eje del piñón

Para la transmisión del par entre el reductor y el piñón P/N 39201001 se adopta una **chaveta cuadrada paralela** conforme a la norma **ANSI B17.1 [21]**:

Chaveta $\frac{1}{4}'' \times \frac{1}{4}'' \times 2''$ — ANSI B17.1

Parámetro	Valor (pulgadas)	Valor (mm)
Ancho b	1/4"	6,35 mm
Alto h	1/4"	6,35 mm
Longitud L	2"	50,8 mm
Tipo	Cuadrada paralela	—
Norma	ANSI B17.1	—
Rango de eje (norma)	7/8" a 1-1/4"	22,2–31,8 mm

Tabla 30: Chaveta seleccionada para el eje del piñón P/N 39201001 (ANSI B17.1 [21]).

El diámetro de eje de salida del reductor planetario del conjunto motor A2FM [13] se encuentra dentro del rango indicado por la norma, lo que confirma la compatibilidad de la selección.

17.0.5 Arquitectura adoptada (motor + reductor + piñón)

Se adopta un conjunto compacto:

- motor hidráulico de pistones axiales, desplazamiento fijo,
- reductor planetario compacto,
- eje de piñón soportado por rodamientos (el piñón no trabaja colgado del eje del motor).

17.0.6 Velocidad de diseño adoptada

Se fija una velocidad lenta y controlable: 90° en 15 s $\Rightarrow n_{\text{corona}} \approx 1$ rpm.

$$n_{\text{piñón}} = i_g \cdot n_{\text{corona}} = 4,94 \text{ rpm}$$

Adoptando reductor $i_{\text{red}} = 50$:

$$n_m = n_{\text{piñón}} \cdot i_{\text{red}} = 4,94 \times 50 \approx 247 \text{ rpm}$$

17.0.7 Motor hidráulico seleccionado

Se selecciona:

Bosch Rexroth A2FM [13]

con desplazamiento nominal $V_g = 10 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

Caudal requerido:

$$Q \approx \frac{V_g \cdot n_m}{1000 \cdot \eta_v} \approx \frac{10 \times 247}{1000 \times 0,90} \approx 2,7 \text{ L/min}$$

Se adopta $Q_{dir} = 5 \text{ L/min}$ (véase Sección 6), con margen suficiente para cubrir pérdidas volumétricas reales.

17.0.8 Verificación por capacidad del engrane

Torque máximo admisible en el piñón. A partir del límite por diente informado en el catálogo Kaydon [12]:

Parámetro	Valor	Fuente
Fuerza límite por diente	$F_z = 7\,330 \text{ lbf} = 32,6 \text{ kN}$	Catálogo Kaydon [12]
Diámetro del piñón	$D_1 = 3,4'' = 86,4 \text{ mm}$	Catálogo Kaydon [12]

Tabla 31: Datos del piñón P/N 39201001 para verificación del engrane.

$$T_{\text{piñón,max}} = \frac{F_z \cdot D_1}{2} = \frac{32,6 \text{ kN} \times 0,0864 \text{ m}}{2} = 1,41 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Torque disponible en el piñón a presión nominal del sistema. El torque que llega al piñón considerando el conjunto motor–reductor a presión nominal $\Delta p = 210 \text{ bar}$:

$$T_{\text{piñón}} = \frac{\Delta p \cdot V_g}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot i_{\text{red}} \cdot \eta_{\text{red}} = \frac{210 \times 10^5 \times 10 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0,95 \times 50 \times 0,90 = 1,44 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Verificación	Valor	Límite	Estado
Torque en piñón a $\Delta p = 210 \text{ bar}$	1,44 kN·m	1,41 kN·m	Requiere limitación

Tabla 32: Verificación de capacidad del engrane piñón–corona.

El torque disponible a presión nominal supera levemente el límite admisible del engrane. En consecuencia, la incorporación de una **válvula limitadora de presión en el ramal de dirección** es **condición necesaria** para garantizar en todo momento:

$$T_{\text{piñón}} < T_{\text{piñón,max}} = 1,41 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Esta protección ya está contemplada en la arquitectura del circuito B (véase Sección 6), donde se incorporan válvulas de alivio cruzadas en el ramal de dirección taradas por debajo de la presión nominal del sistema.

Conclusiones

El presente trabajo alcanzó el objetivo planteado: el diseño conceptual y técnico de un pórtico móvil autónomo de 10 toneladas de capacidad, adaptado a las condiciones operativas reales de Cresta Grúas y verificado estructural e hidráulicamente.

Desde el punto de vista técnico, se concluye que:

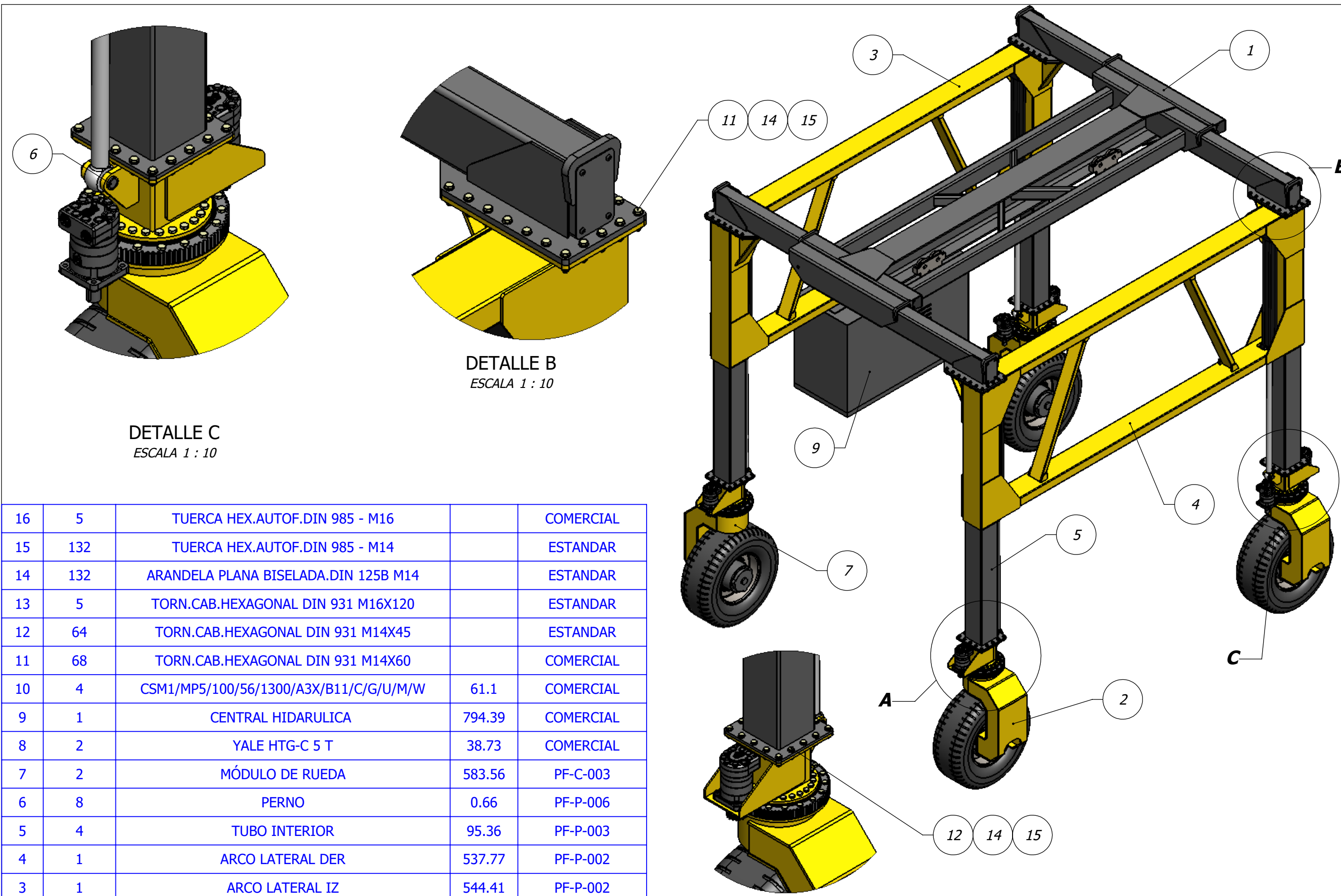
- El concepto de doble configuración transporte/trabajo resuelve la contradicción entre compactidad vial y prestación operativa: el equipo circula sin permiso especial y despliega el ancho y la altura necesarios en obra de forma autónoma.
- Las verificaciones estructurales de flexión, torsión, efecto de pórtico, pandeo y cortante confirman la factibilidad de todas las secciones adoptadas en acero S355, con coeficientes de seguridad adecuados en todos los casos, demostrando que el dimensionamiento estructural es coherente con las solicitaciones reales del equipo en operación.
- La adopción de secciones tubulares cerradas (RHS) en toda la estructura es determinante para el buen comportamiento torsional del conjunto, aportando una constante torsional órdenes de magnitud superior a la de perfiles abiertos equivalentes.
- Las patas telescópicas integran cilindros hidráulicos como elementos resistentes a compresión axial y tubos RHS concéntricos como guías laterales, conformando un sistema constructivamente simple y estructuralmente eficiente.
- El sistema hidráulico de tres circuitos independientes cubre la demanda máxima simultánea con márgenes razonables en todos los subsistemas, y la arquitectura de control electrohidráulico con PLC y mando remoto inalámbrico satisface los requisitos de autonomía, maniobrabilidad y seguridad operacional establecidos.
- La autonivelación activa continua reduce la magnitud real de los esfuerzos de torsión en operación respecto a las hipótesis conservadoras de cálculo, aportando un margen operativo adicional no contabilizado en las verificaciones.

Referencias

- [1] Dirección Nacional de Política y Regulación del Transporte Automotor de Cargas. *Nuevos vehículos y modificaciones normativas*. Ministerio de Transporte de la Nación, mayo de 2019. Disponible en: https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/dnptcyl_nuevos_vehiculos_modificaciones_normativas_may2019.pdf. Consulta: 21/12/2025.
- [2] Eurocode Applied. *Steel design properties (EN 1993) — Material properties (S355)*. Disponible en: <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties?>. Consulta: 20/01/2026.
- [3] European Committee for Standardization (CEN). *EN 13001-2: Crane safety – Load actions – Part 2: Load actions*. Norma técnica (PDF). Disponible en: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/33373/58580ec0857a4438a503f548a38a0dd6/SIST-EN-13001-2-2011.pdf>. Consulta: 03/02/2026.
- [4] Structolution. *Steel beam properties — HEB 300*. Tabla de propiedades geométricas y resistentes del perfil HEB 300 (módulos resistentes e inercias). Disponible en: https://structolution.com/steel-beam-properties/hot_rolled/heb/300. Consulta: 08/02/2026.
- [5] Yale / LiftingSafety. *Quick Fit Beam Trolley with Track Clamp (HTP–C / HTG–C): Push or Geared Travel*. Consulta: 22/12/2025. Disponible en: <https://www.liftingsafety.co.uk/lifting-equipment-shop/lifting-equipment-general/beam-trolleys/geared-travel-beam-trolleys/yale-geared-travel-chain-drive-beam-trolleys-monorail-i-beam/yale-quick-fit-track-clamp-locking-beam-trolley-3557>
- [6] AutomationDirect. *51060550017 Cut Sheet — Bucher T-Series hydraulic power unit (2 GPM, 3000 psi, 10 gal reservoir, 5 hp, 230/460 VAC)*. Ficha técnica (PDF). Disponible en: https://cdn.automationdirect.com/static/specs/cutsheet/51060550017_cutsheet.pdf.
- [7] Bosch Rexroth. *RE 17343 — Cylinders with position measurement system (serie CSM1/M1): nomenclatura de pedido y datos técnicos*. Documento técnico (PDF). Disponible en: <https://www.boschrexroth.com/es/ar/media-details/c3b514e6-2dcc-4c02-b664-40ef86e467b9>. Consulta: 19/01/2026.
- [8] ANS *ISO “4PI” Series – Hydraulic Cylinders (ISO 6020/2), Catalog 2021*. Catálogo técnico (PDF) disponible en TraceParts. Disponible en: https://cdn-product-content.traceparts.com/TraceParts/PartFamilies/ANS/53a7be39-a70b-0003-0980-800000000000/Documents/01_ANS_2021_serie_ISO.pdf. Consulta: 19/01/2026.
- [9] Camso (SOLIDEAL). *Solid Resilient Tires – Technical Data (RES 550 / RES 660 / RES 330)*. Ficha técnica / catálogo (PDF), 2401_MH_DataSheet_RES_A4_EN_V2. Disponible en: https://camso.co/content/files/products/MH/2401_MH_DataSheet_RES_A4_EN_V2.pdf
- [10] Bonfiglioli. *Serie 600 – Wheel Drive 609 (material de trabajo)*. Disponible en: https://www.bonfiglioli.com/_default_upload_bucket/TR_CAT_AFMA_STD_ENG_R03_1_1.pdf

- [11] Bonfiglioli. *600 Series — Travel Drives / Wheel Drives*. Ficha técnica y catálogo de reductores planetarios para tracción en rueda (interfaces a motor hidráulico/eléctrico, freno, altas relaciones de reducción). Disponible en: https://www.bonfiglioli.com/international/en/product/600-series_travel-drives_wheel-drives. Consulta: dic. 2025.
- [12] SKF/Kaydon Bearings, *Mating Pinions for MT Series – Catalog 390*, Disponible en: <https://www.kaydonbearings.com/downloads/catalog390/Kaydon390pinions.pdf>
- [13] Bosch Rexroth, *A2FM Axial Piston Fixed Motor – Data Sheet*, Disponible en: https://boschrexroth.africa/public/front_end/pdfs/products/869a9e0deaa5661e1e2af3cbe7dd96f8.pdf
- [14] Kubota Corporation. *Industrial Diesel Engine V3307-DI-T-E3B – 07 Series General Specification*. Kubota Corporation, Osaka, Japan. Disponible en: <https://www.dieselpartsdirect.com/documents/kubota-specs/kubota-07-series-v3307-di-t-e3b-specifications.pdf>. Consulta: marzo 2026.
- [15] Parker Hannifin Corporation. *PGP/PGM 500 Series Gear Pumps and Motors – Service Parts List*. Pump & Motor Division, document HY09-500_US. Disponible en: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Gear_Units/PGP_PGM/HY30-3300-UK.pdf. Consulta: marzo 2026.
- [16] Casey, B. *How to Calculate Hydraulic Pump and Motor Efficiency*. Hydraulic Supermarket, abril 2014. Disponible en: <https://www.hydraulicsupermarket.com/blog/all/hydraulic-pump-motor-efficiency/>. Consulta: marzo 2026.
- [17] SENSOREX, *Inclinómetro biaxial modelo 1765*. Disponible en: <https://www.industic.es/prod/inclinometro-biaxial-sensorex-1765> [Consulta: febrero 2026].
- [18] SKF/Kaydon Bearings, *MT Series Turntable Bearings – Catalog 390*, Disponible en: <https://www.kaydonbearings.com/downloads/catalog390/Kaydon390MT.pdf>
- [19] Eurocode Applied. *Design properties for metric steel bolts M5 to M39 (EN 1993)*. Disponible en: <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/bolt-design-properties>. Consulta: marzo 2026.
- [20] Pisarenko, G. S.; Yákovlev, A. P.; Matvéev, V. V. *Manual de resistencia de materiales*. Editorial Mir, Moscú, 1979.
- [21] Sunray Inc. *Key Size Versus Shaft Diameter — ANSI B17.1-1967 (R1998)*. Tabla de referencia. Disponible en: <https://www.sunray-inc.com/uploads/pdf/Keyway%20Chart.pdf>. Consulta: marzo 2026.
- [22] Eurocode Applied. *Design properties for metric steel bolts M5 to M39 (EN 1993)*. Disponible en: <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/bolt-design-properties>. Consulta: marzo 2026.

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



16	5	TUERCA HEX.AUTOF.DIN 985 - M16		COMERCIAL
15	132	TUERCA HEX.AUTOF.DIN 985 - M14		ESTANDAR
14	132	ARANDELA PLANA BISELADA.DIN 125B M14		ESTANDAR
13	5	TORN.CAB.HEXAGONAL DIN 931 M16X120		ESTANDAR
12	64	TORN.CAB.HEXAGONAL DIN 931 M14X45		ESTANDAR
11	68	TORN.CAB.HEXAGONAL DIN 931 M14X60		COMERCIAL
10	4	CSM1/MP5/100/56/1300/A3X/B11/C/G/U/M/W	61.1	COMERCIAL
9	1	CENTRAL HIDARULICA	794.39	COMERCIAL
8	2	YALE HTG-C 5 T	38.73	COMERCIAL
7	2	MÓDULO DE RUEDA	583.56	PF-C-003
6	8	PERNO	0.66	PF-P-006
5	4	TUBO INTERIOR	95.36	PF-P-003
4	1	ARCO LATERAL DER	537.77	PF-P-002
3	1	ARCO LATERAL IZ	544.41	PF-P-002
2	2	MÓDULO DE RUEDA	583.56	PF-C-003
1	1	VIGA SUP. TELESCÓPICA	1657.21	PF-C-002
POS.	CANT.	PARTE	P[KG.]	OBSERVACIONES

DETALLE A
ESCALA 1 : 15

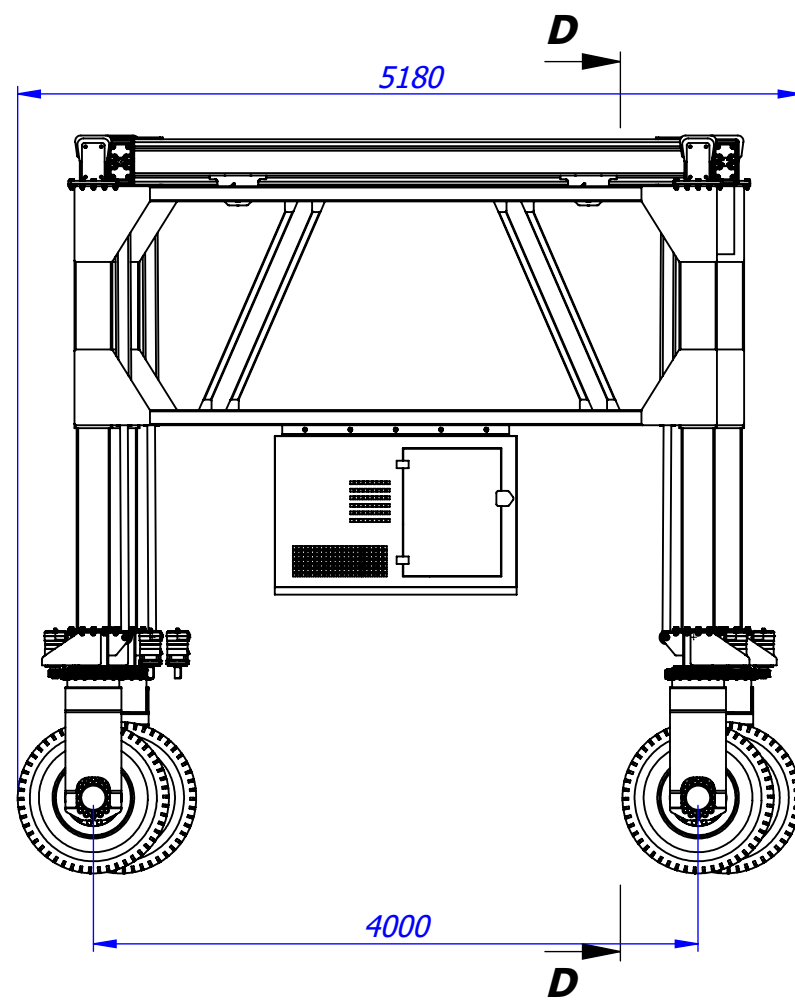
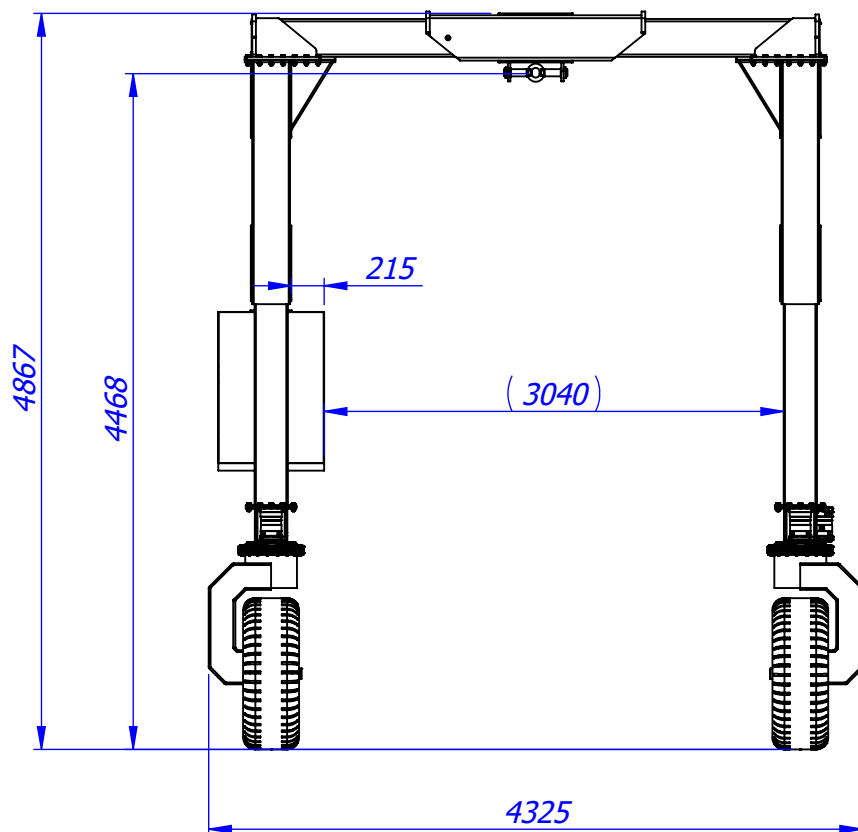
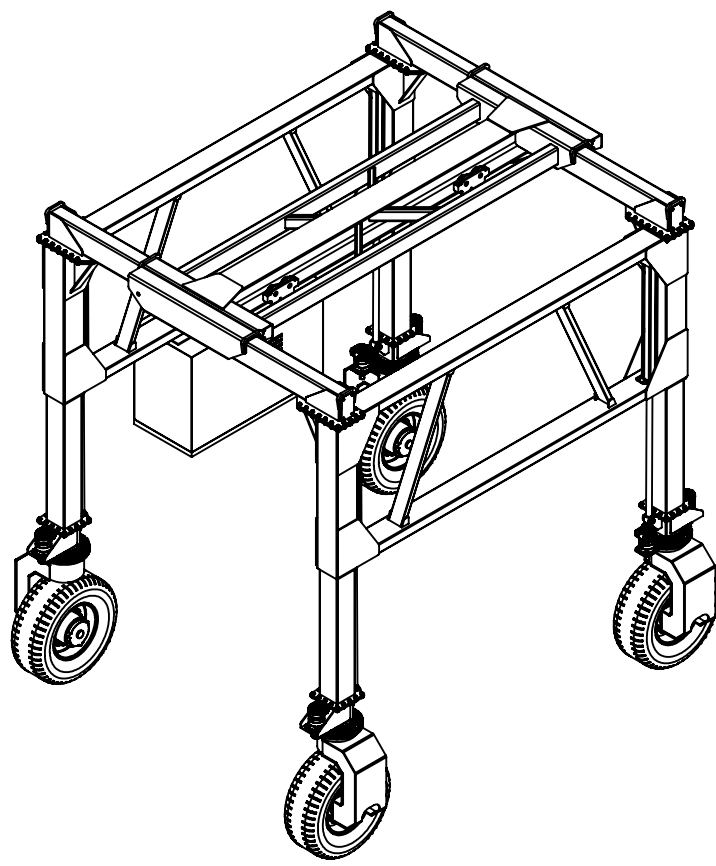
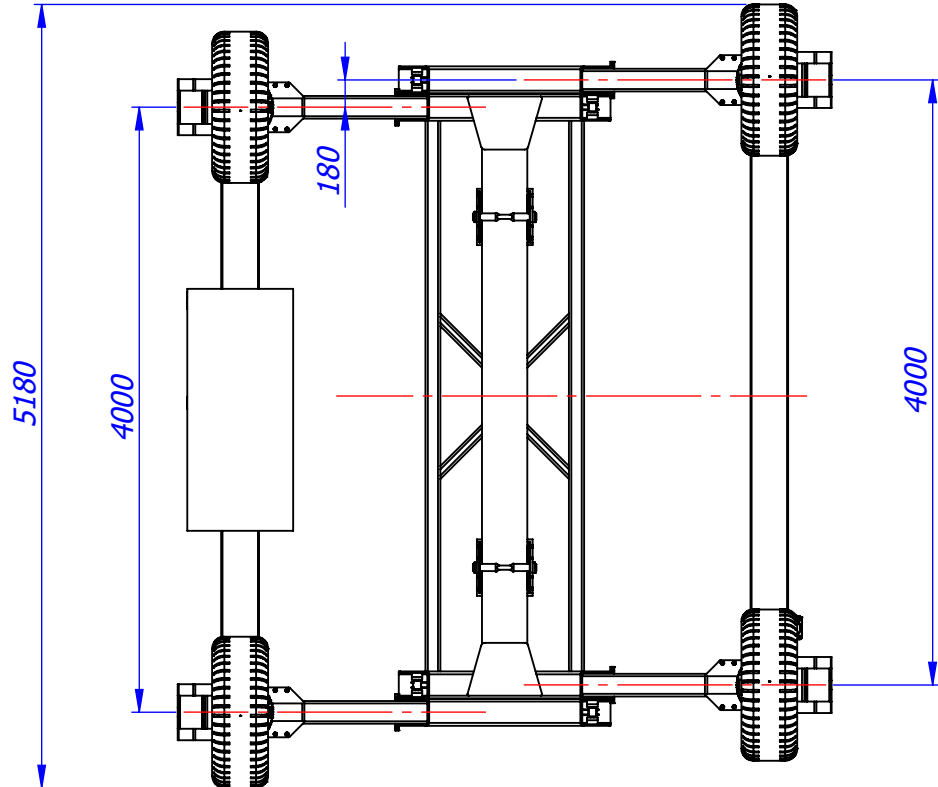
DETALLE B
ESCALA 1 : 10

DETALLE C
ESCALA 1 : 10

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



CONFIGURACIÓN TRABAJO

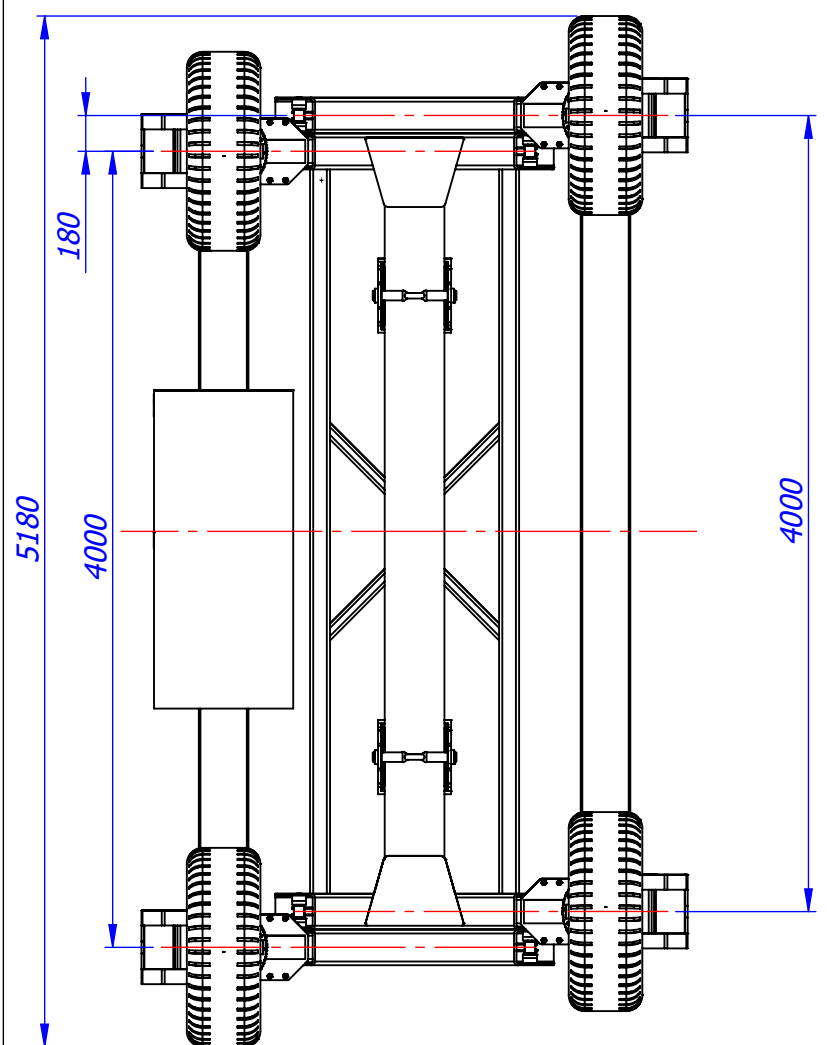


ESCALA 1:50

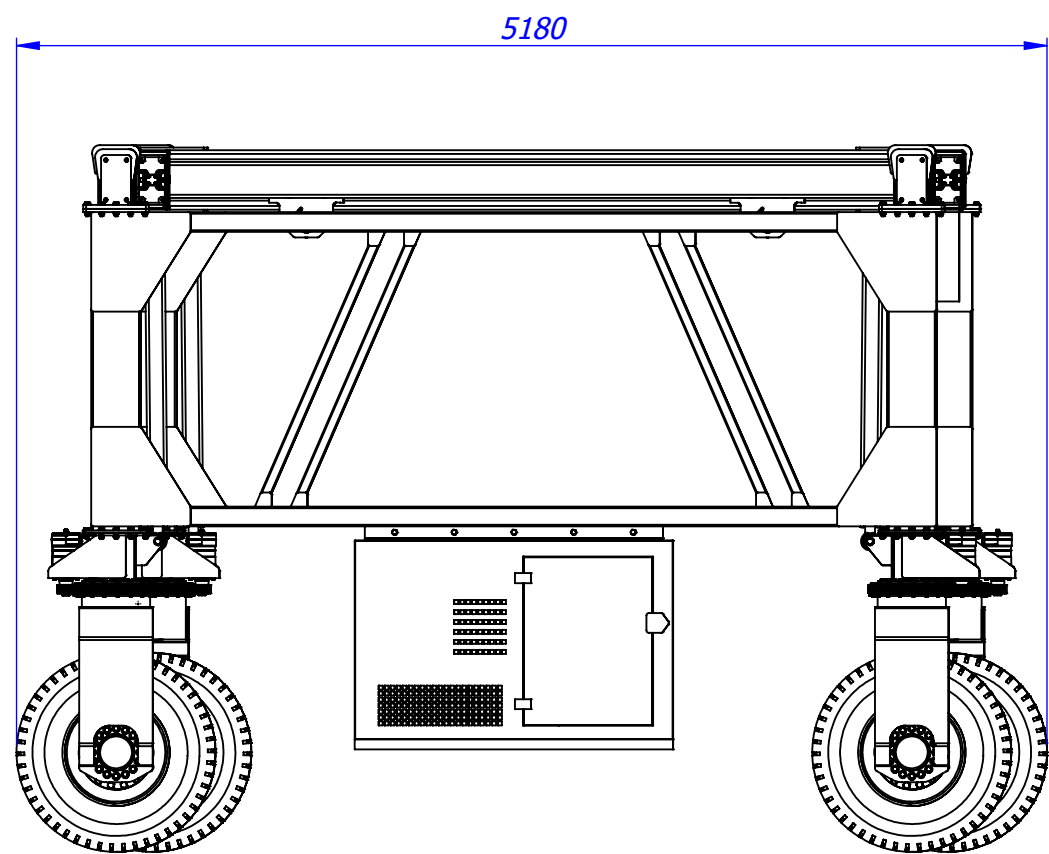
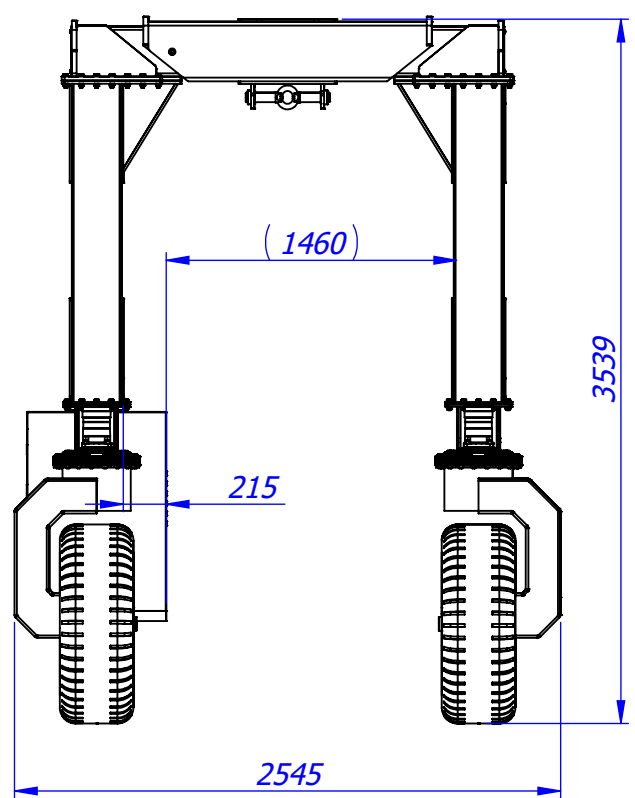
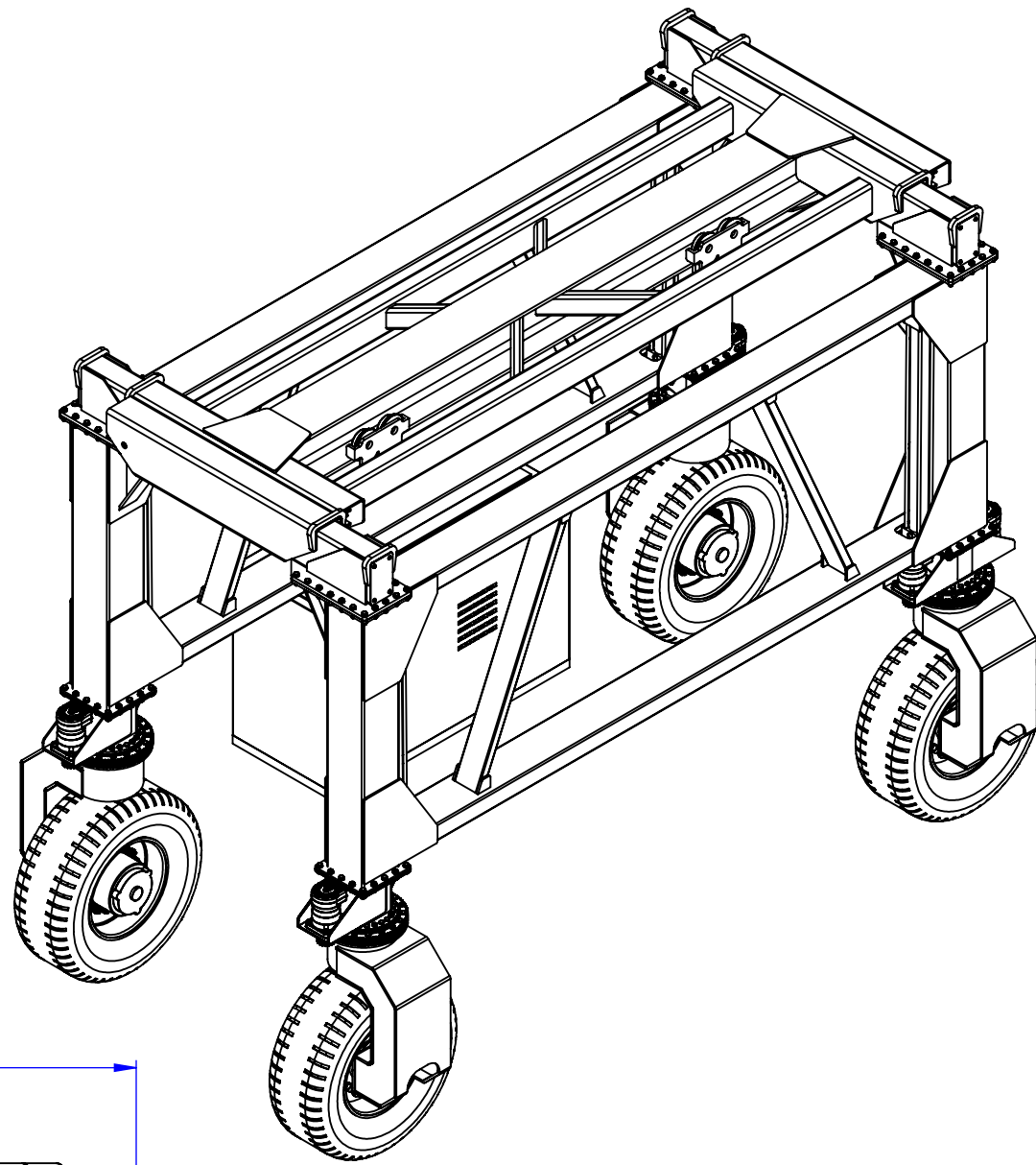
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: DISPOSITIVO	PF-C-001	HOJA 2/5 REV. —
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI			
APROBO				



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



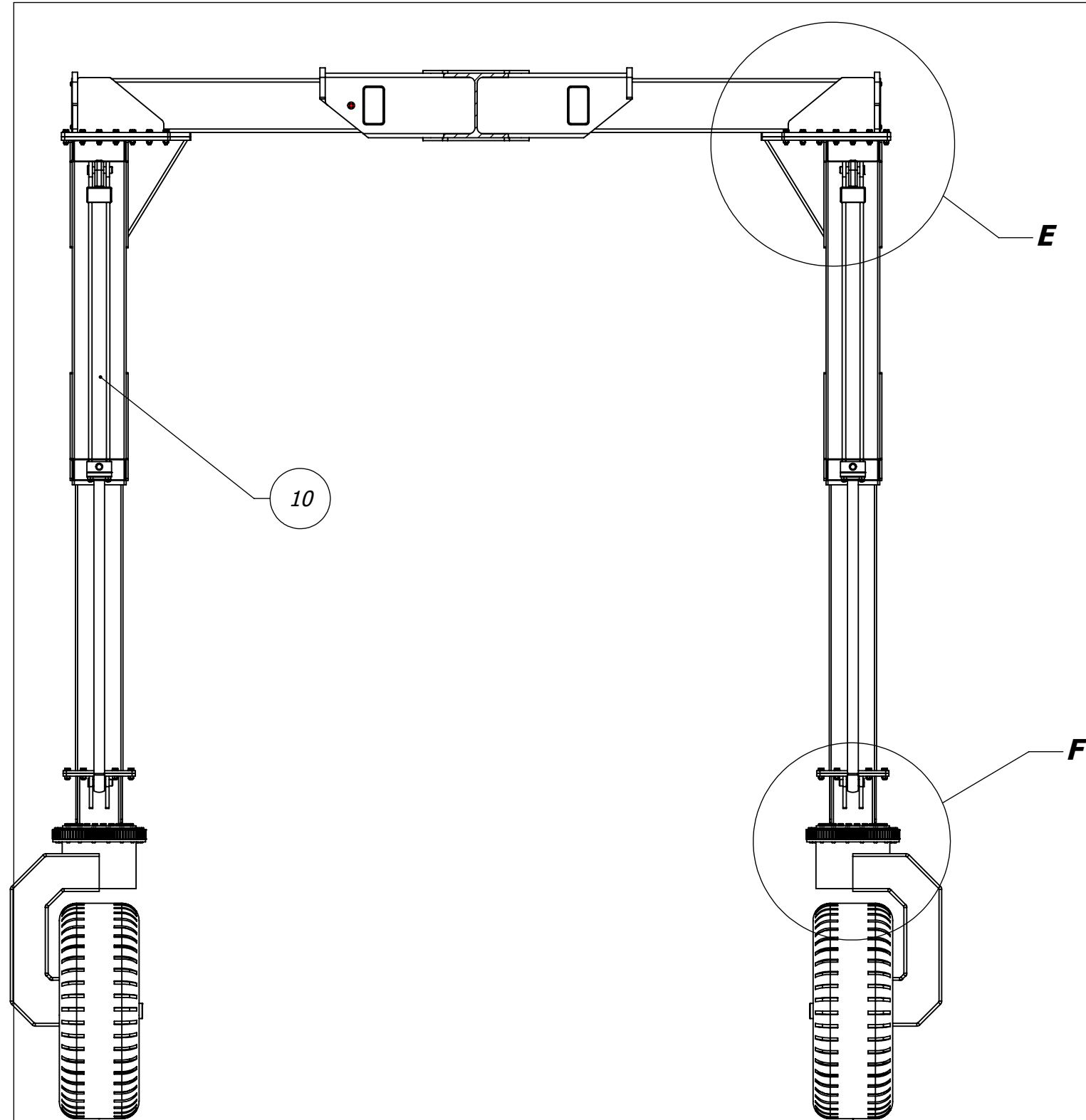
CONFIGURACIÓN TRANSPORTE



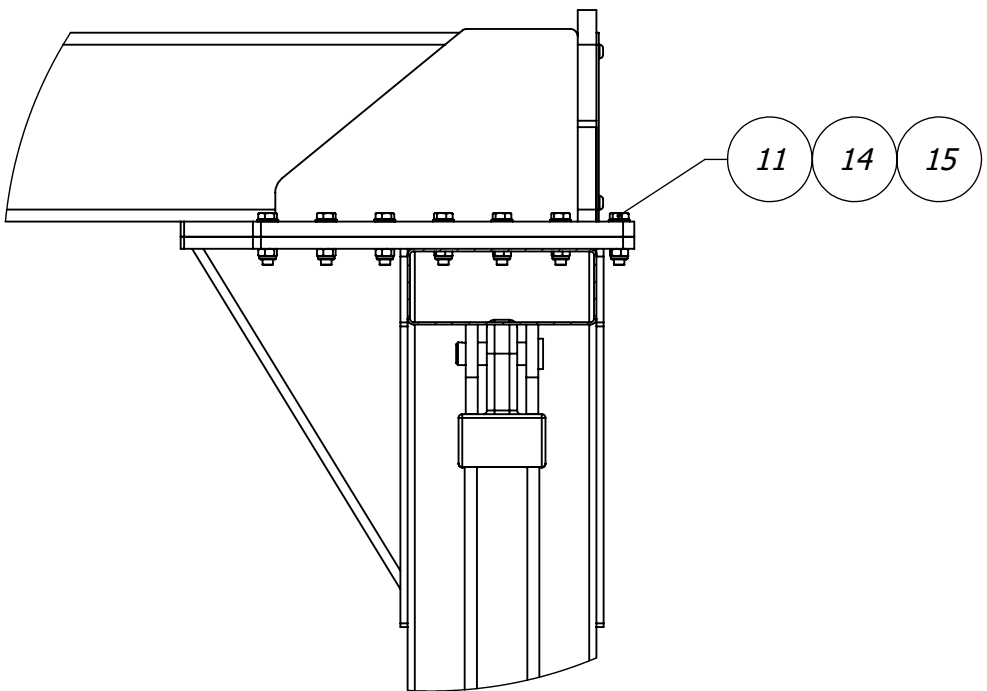
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE:	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-C-001	
APROBO			
			HOJA 3/5 REV.



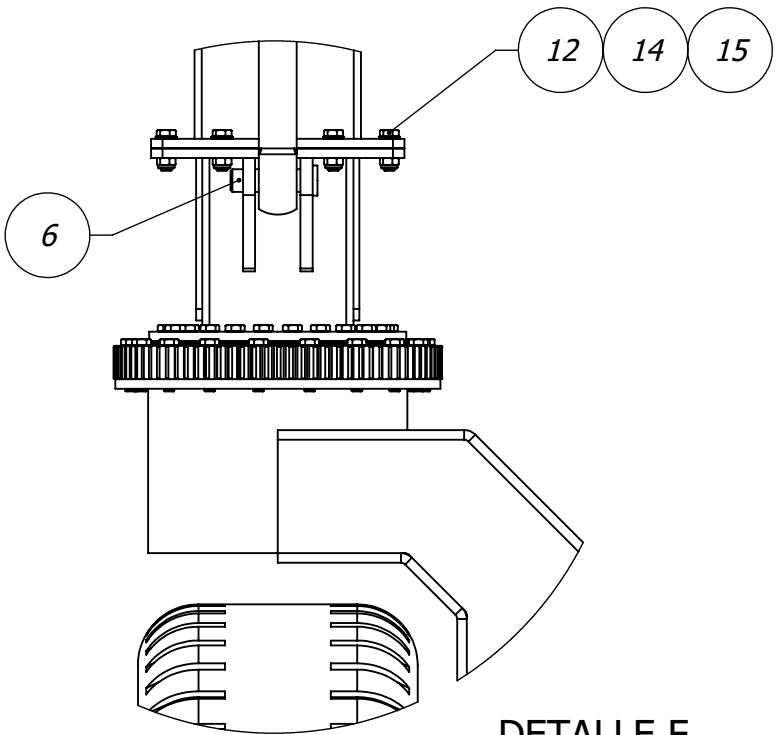
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 25



DETALLE E
ESCALA 1 : 10

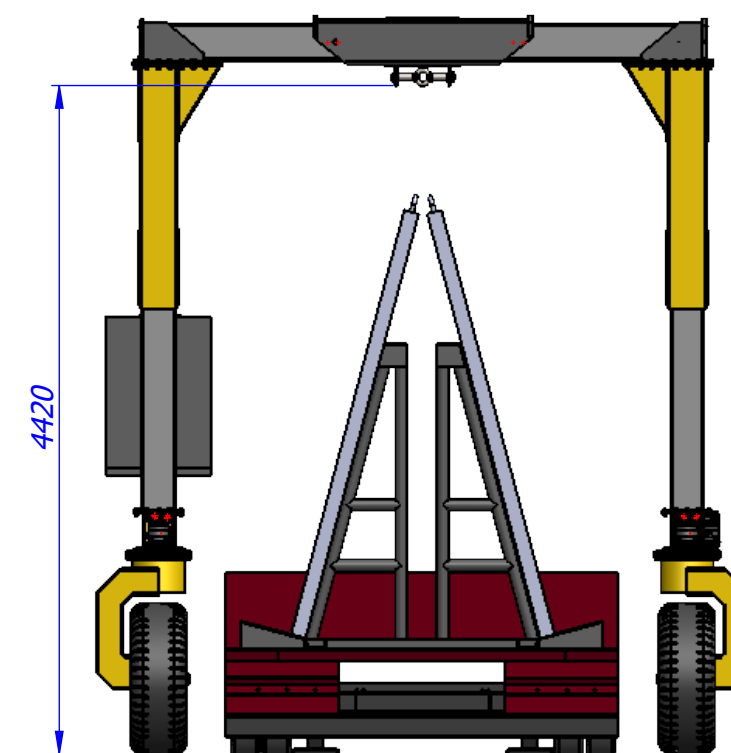
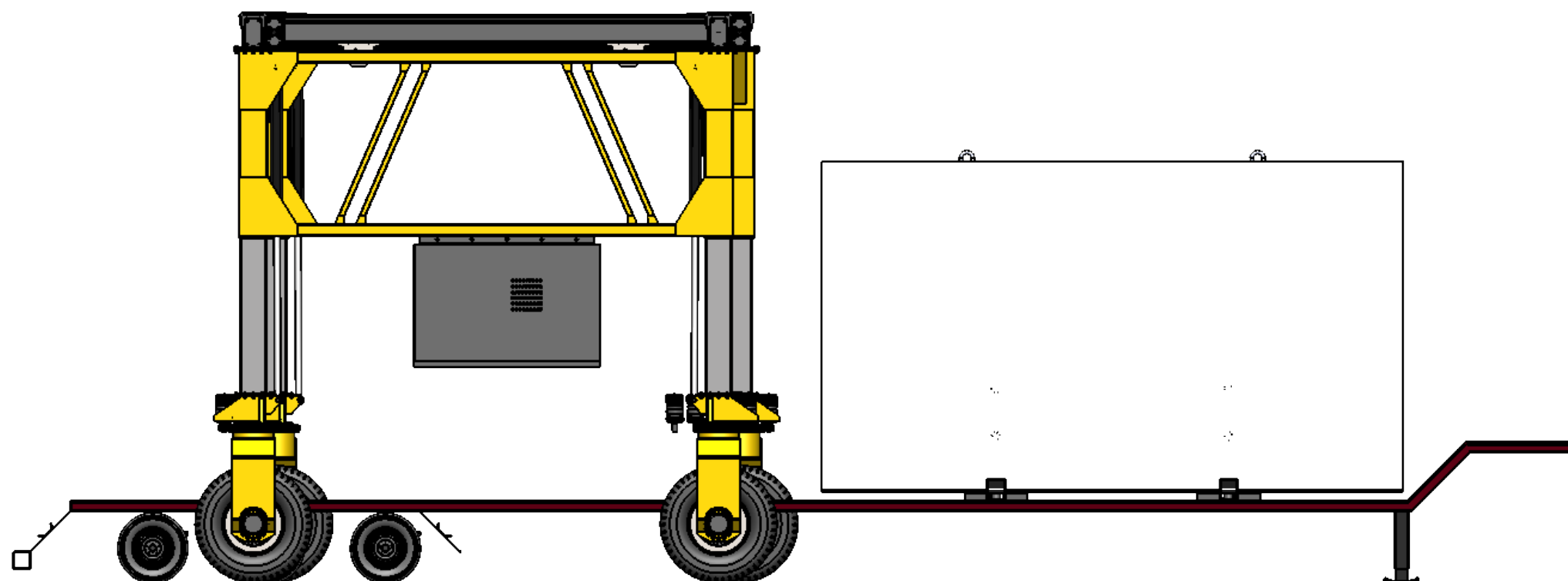
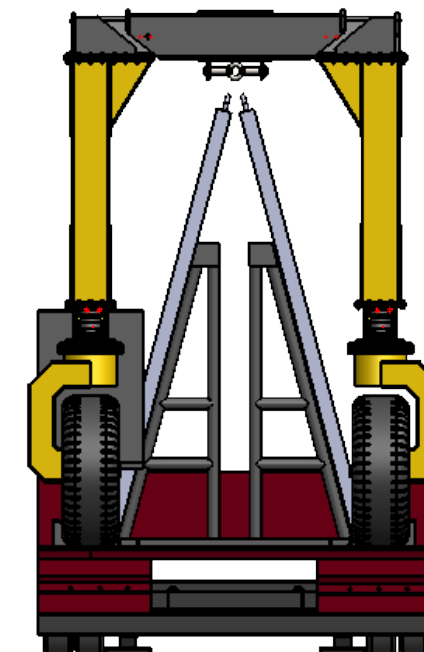
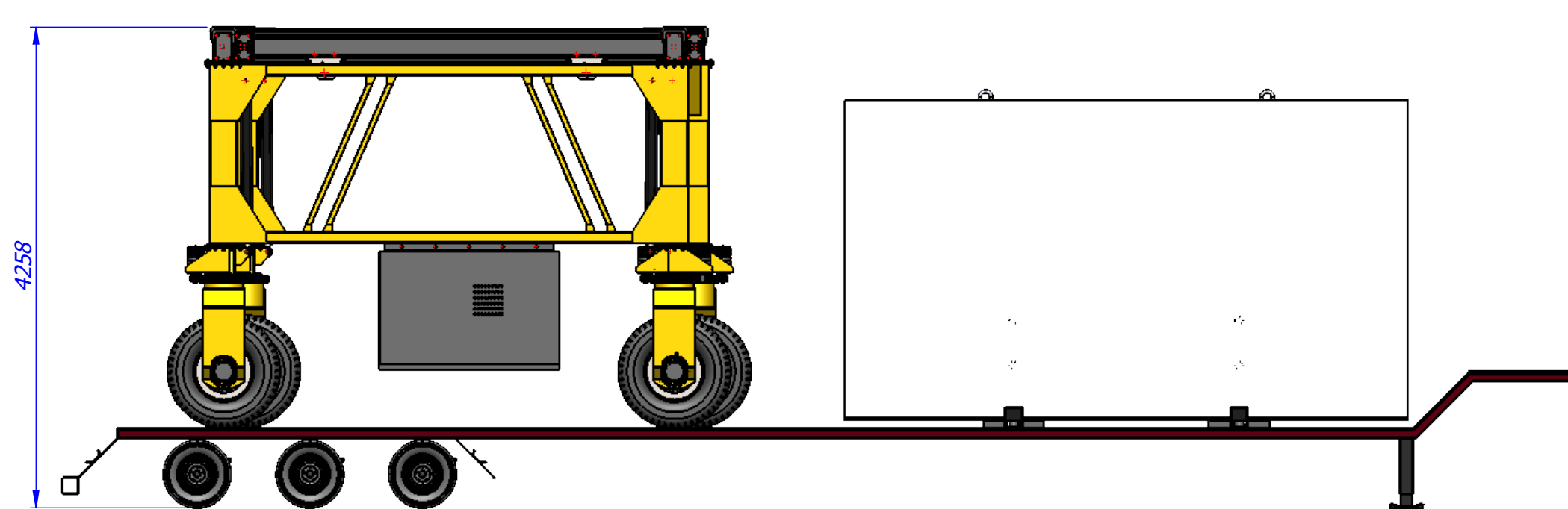


DETALLE F
ESCALA 1 : 10



		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: DISPOSITIVO	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-C-001		HOJA 4/5
APROBO					REV. —

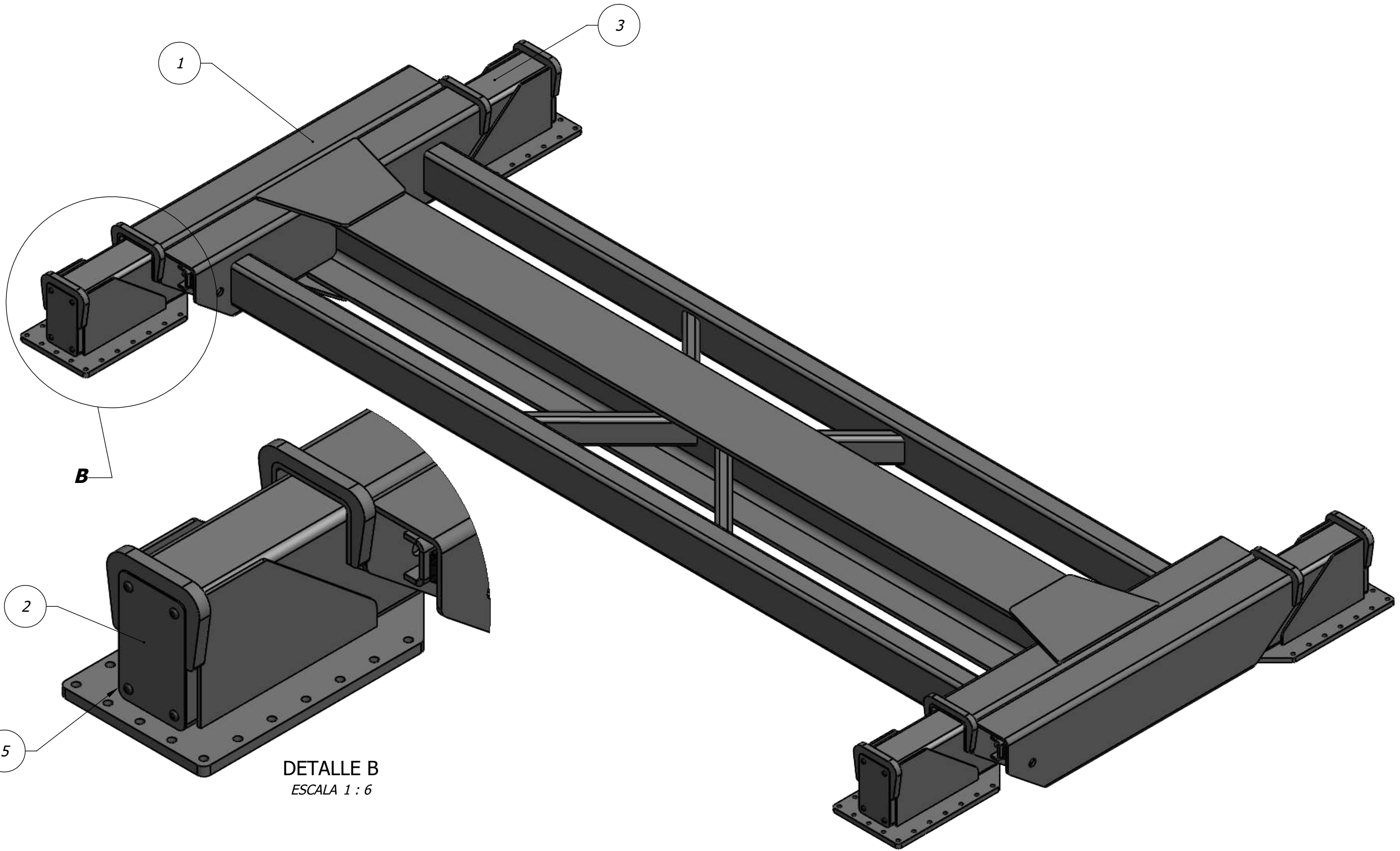
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: DISPOSITIVO	HOJA 5/5 REV. —
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-C-001		
APROBO					



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



DETALLE B
ESCALA 1 : 6

5	16	TORN.ALLEN CAB.BOTON ISO 7380 M10X20		COMERCIAL
4	4	CILINDRO DE 4PI3218825CITS12XV97	13.01	COMERCIAL
3	4	TUBO INT. VIGA SUP.	130.15	PF-P-009
2	4	TAPA	0.93	PF-P-007
1	1	VCR	1080.50	PF-P-001
POS.	CANT.	PARTE	P[KG.]	OBSERVACIONES



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DIBUJO
APROBO

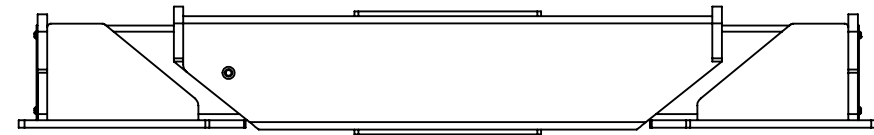
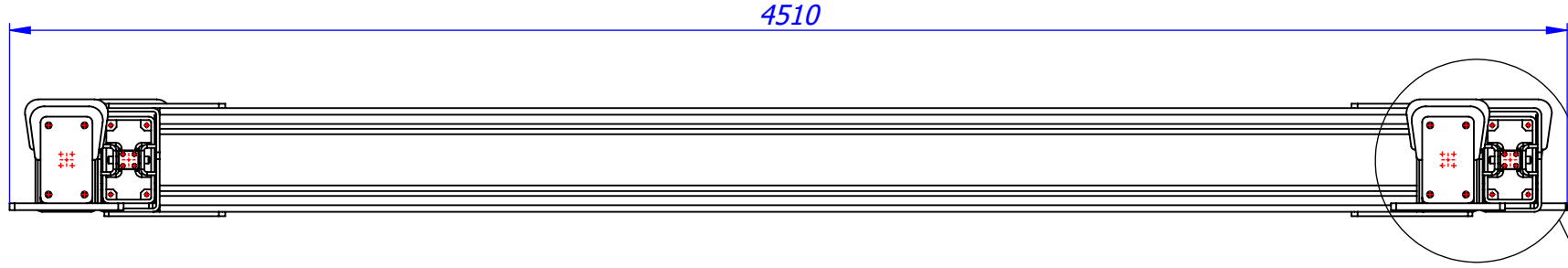
CRESTA - PASQUALINI

PARTE:
INDICAR NOMBRE DEL
ENSAMBLAJE
PF-C-002

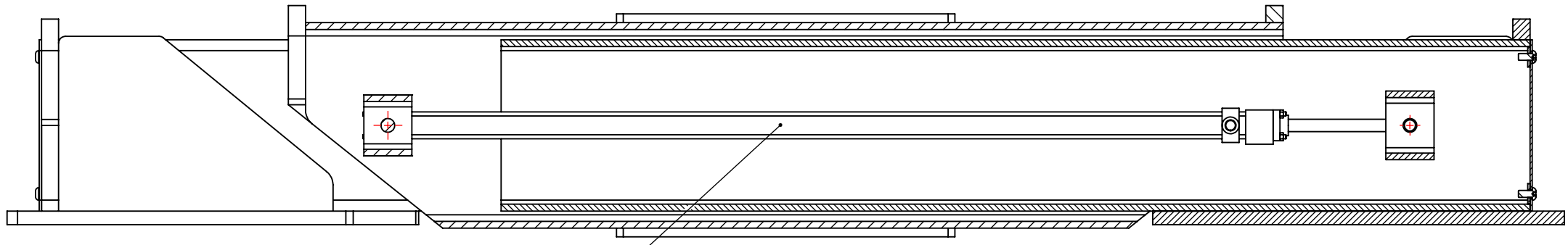
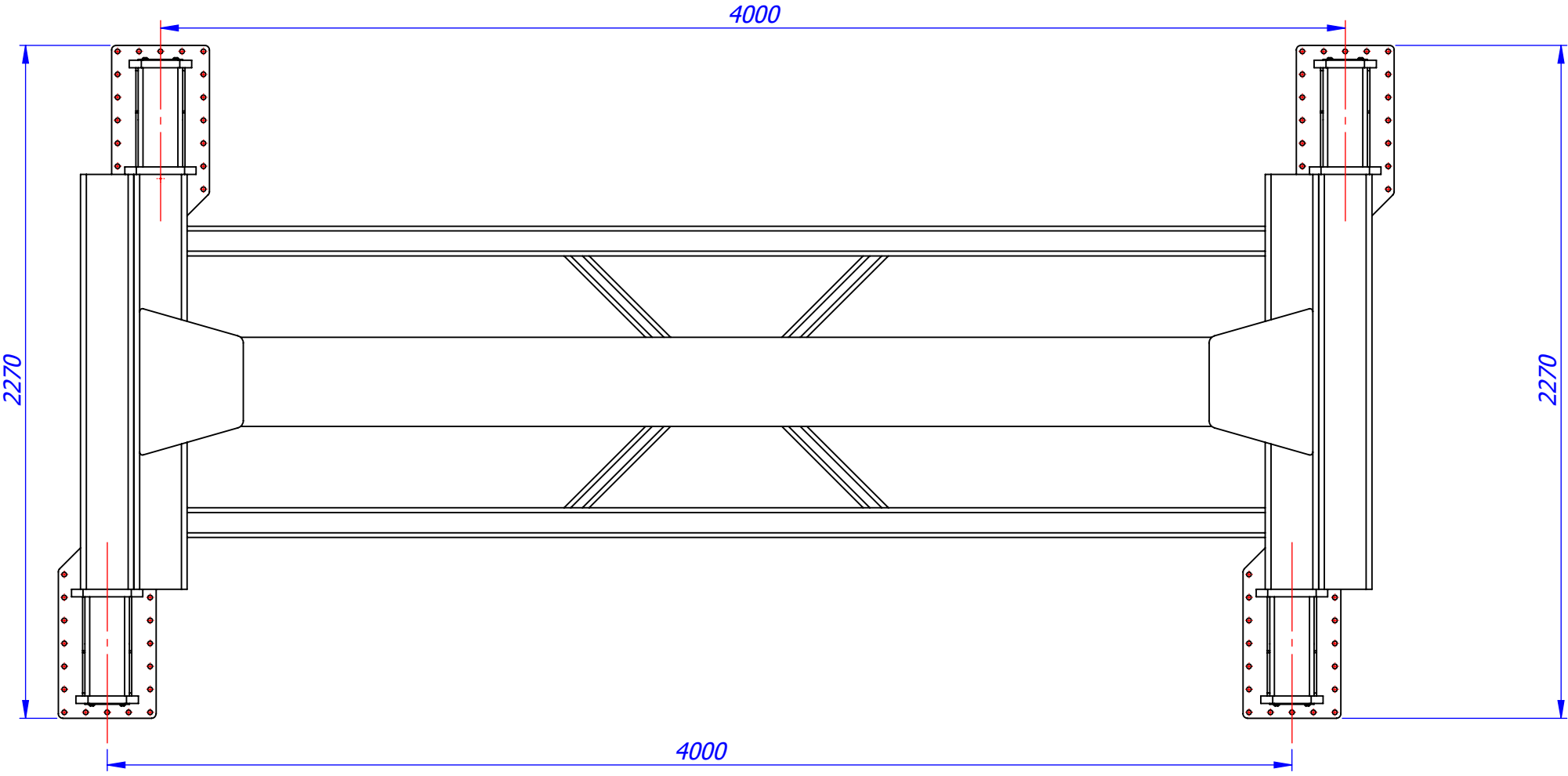
HOJA
1/3
REV.
—



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

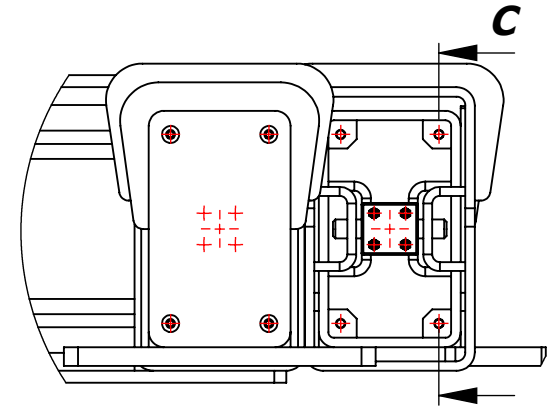


A



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 8

4



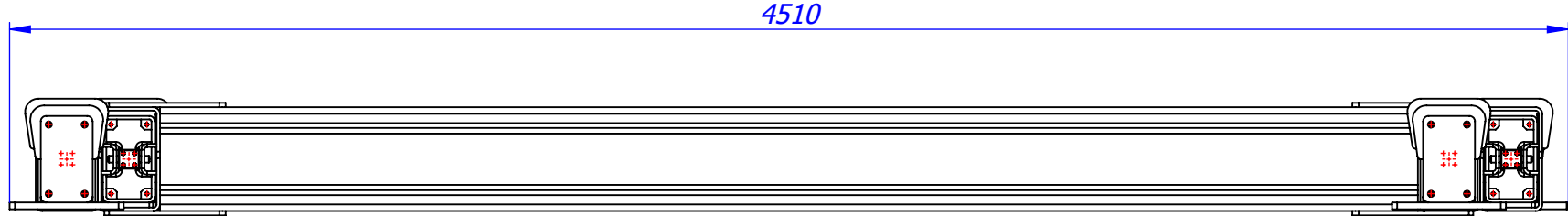
DETALLE A
ESCALA 1 : 8



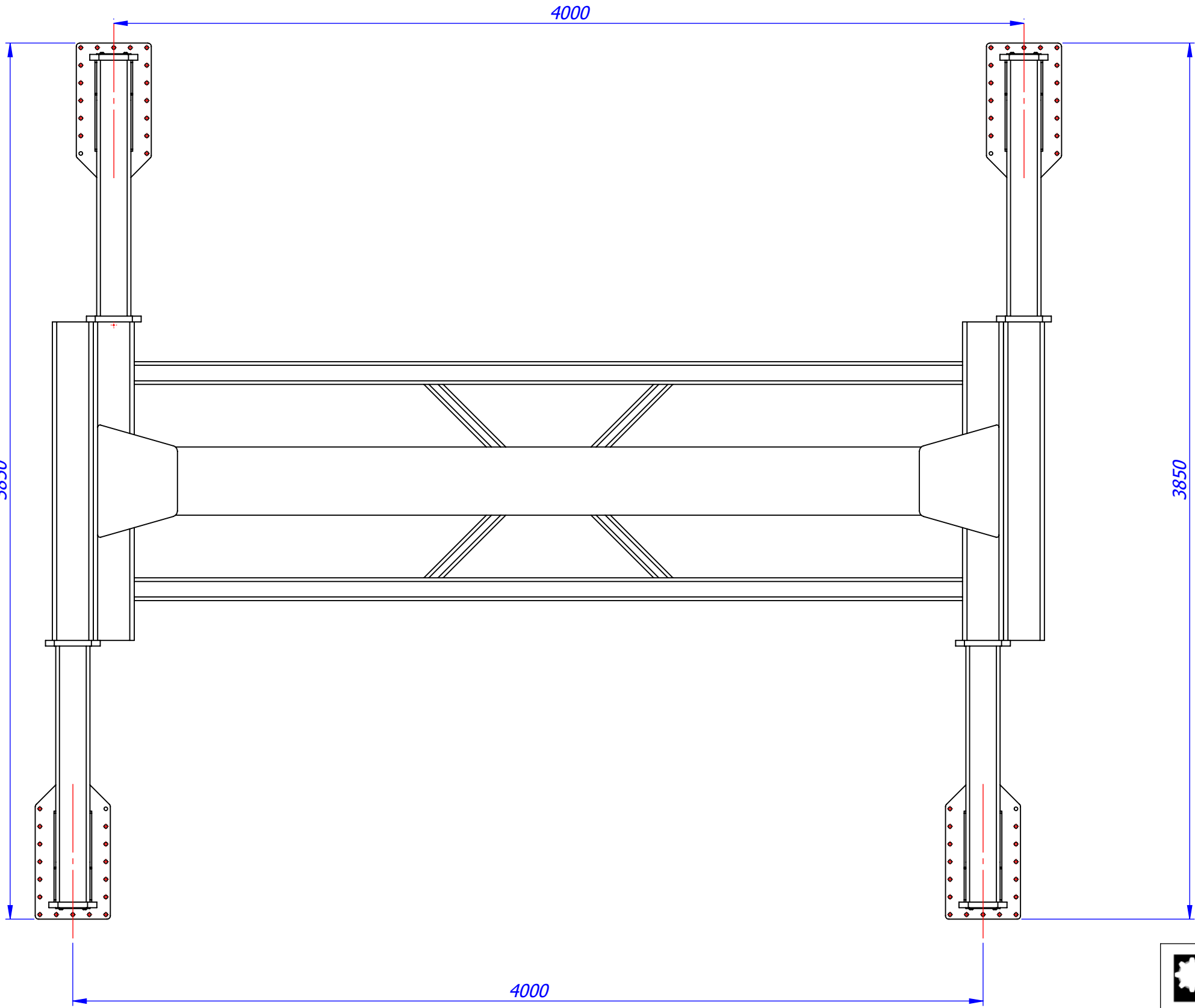
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: INDICAR NOMBRE DEL ENSAMBLAJE PF-C-002	HOJA 2/3 REV. —
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		
APROBO			



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



4510



4000

3850

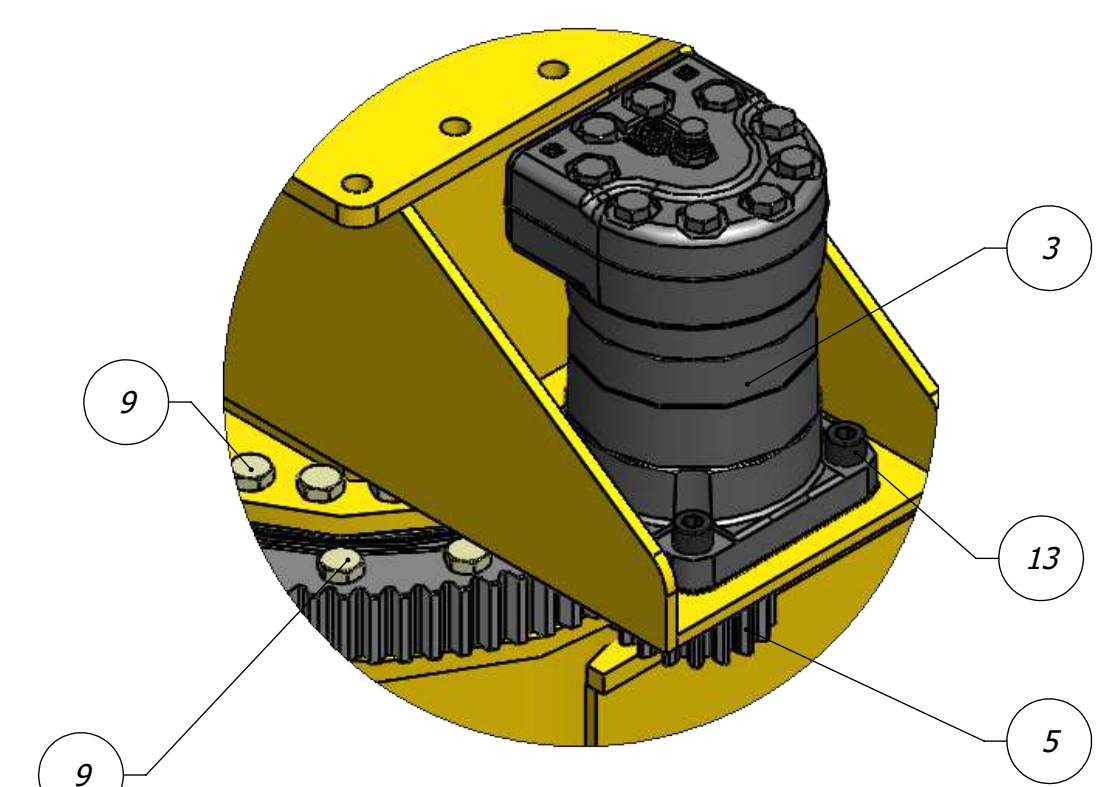
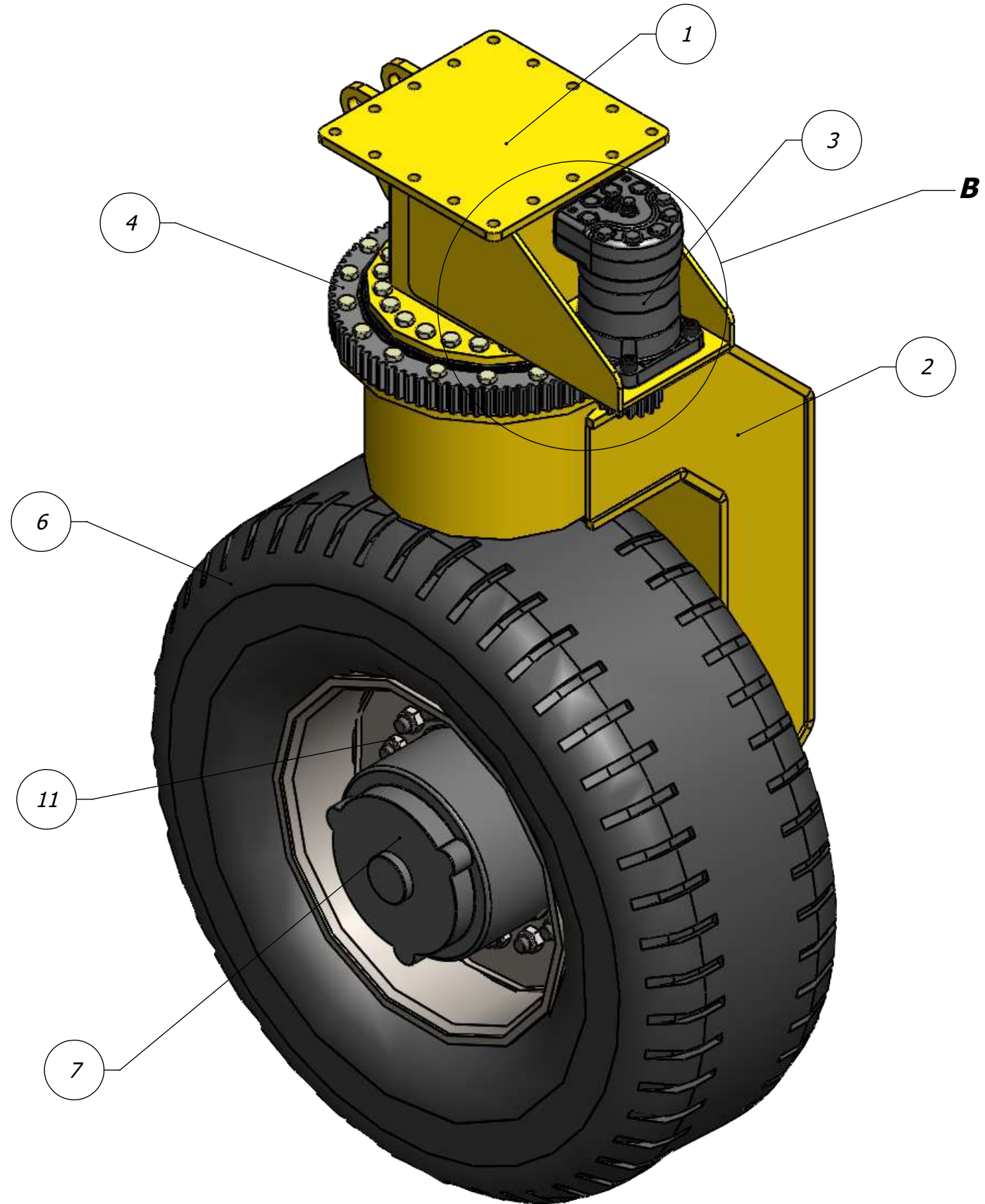
3850

4000



		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: VIGA SUP. TELESCÓPICA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-C-002		HOJA 3/3
APROBO					REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



DETALLE B
ESCALA 1 : 4

13	4	TORN.ALLEN CAB.CIL. DIN 912 M14X40		ESTANDAR
12	16	TUERCA HEX.AUTOF.DIN 985 - M16		COMERCIAL
11	16	TUERCA HEX.AUTOF.DIN 985 - M20		COMERCIAL
10	16	ARANDELA PLANA BISELADA.DIN 125B M20		COMERCIAL
9	42	TORN.CAB.HEXAGONAL DIN 931 M14X60		COMERCIAL
8	16	TORN.CAB.HEX.R.T. DIN 933 M16X75		COMERCIAL
7	1	WHEEL DRIVES 609	141.61	COMERCIAL
6	1	NEUMATICO	251.44	COMERCIAL
5	1	P/N 39201001	1.52	COMERCIAL
4	1	MTE-265X		COMERCIAL
3	1	BOSH REXROTH A2FM	3740.34	COMERCIAL
2	1	HORQUILLA	116.58	PF-P-005
1	1	BASE DE COLUMNA	41.50	PF-P-004
POS.	CANT.	PARTE	P[KG.]	OBSERVACIONES





PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DIBUJO
APROBO

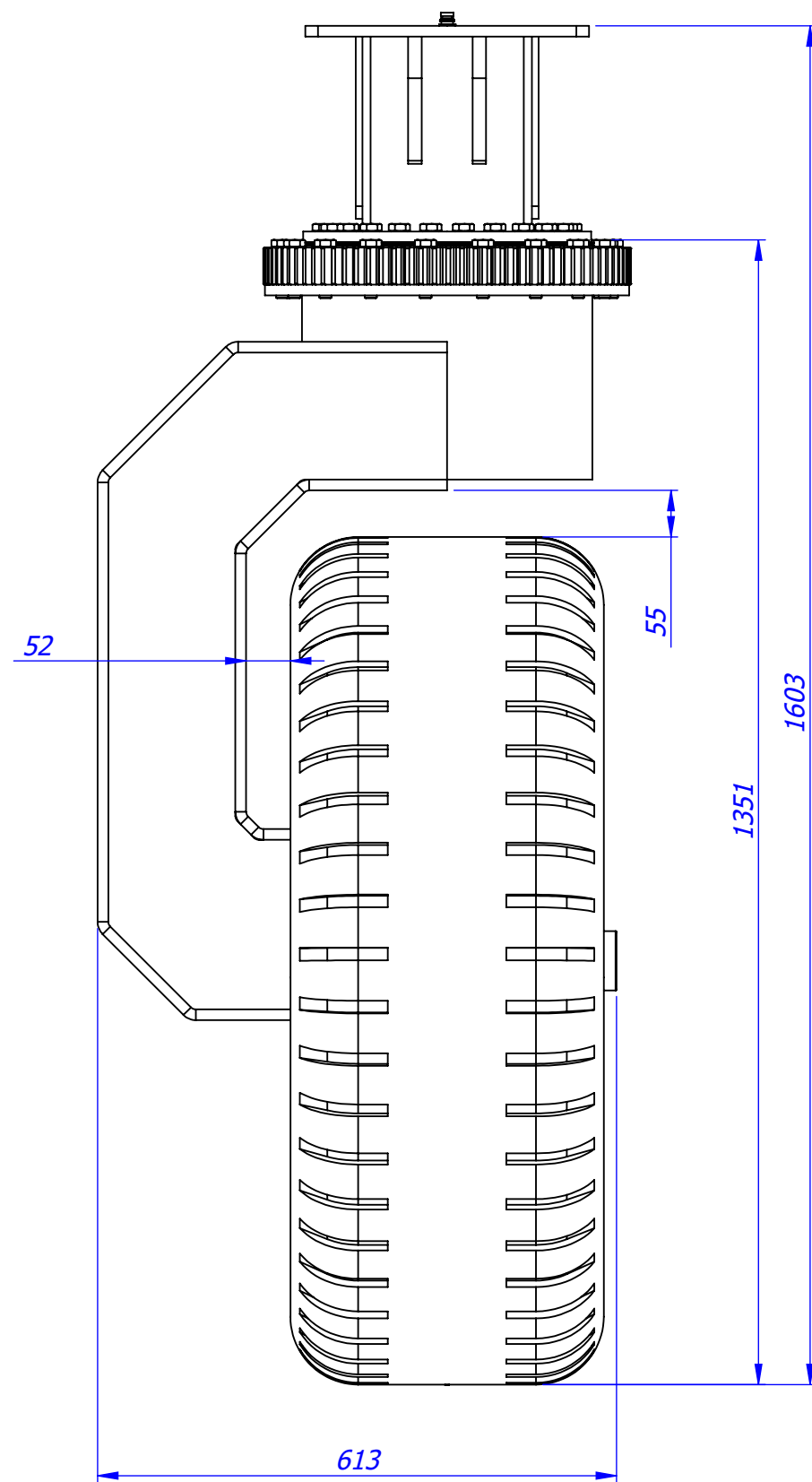
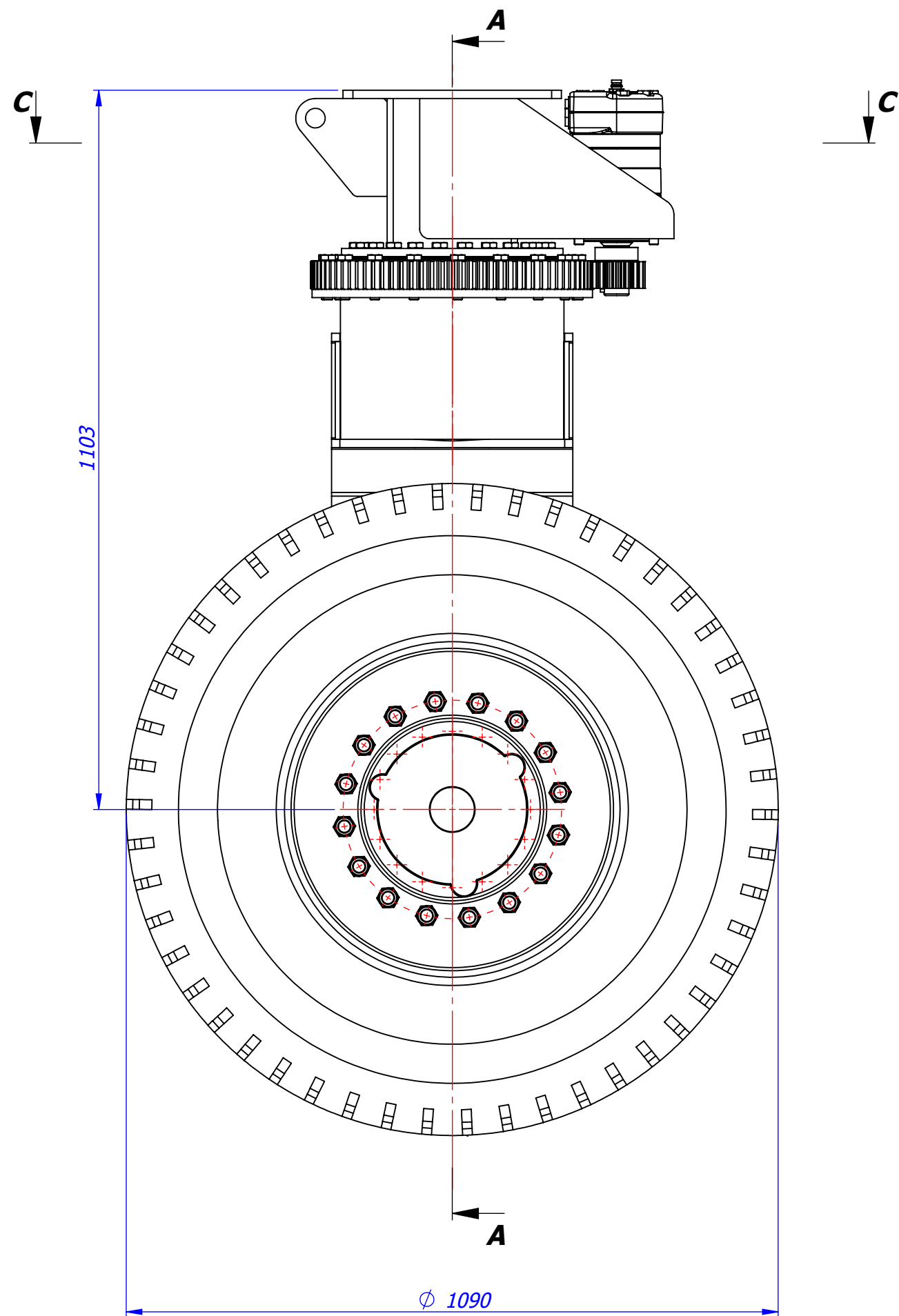
CRESTA - PASQUALINI

PARTE:
MÓDULO DE RUEDA

PF-C-003

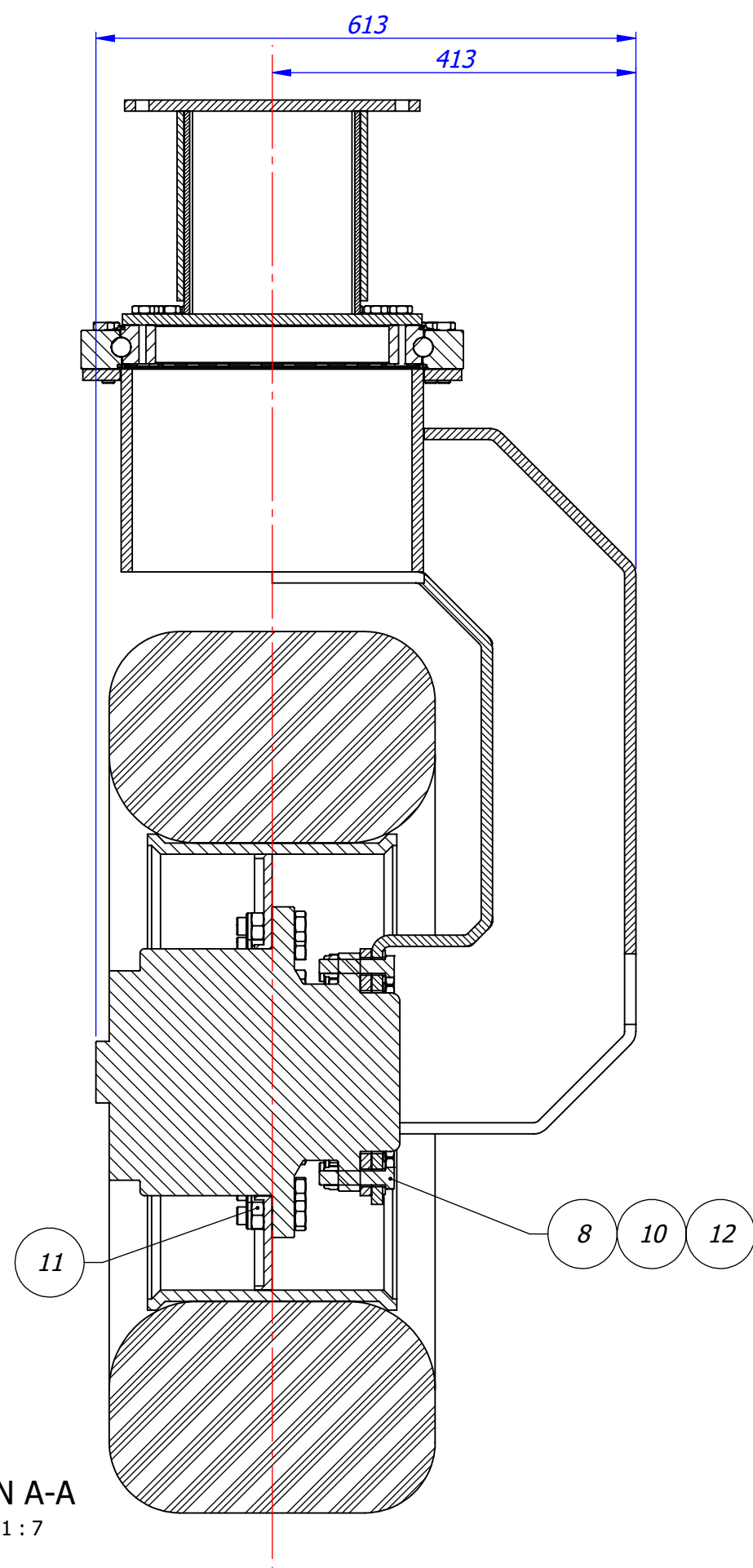
HOJA
1/3
REV.
—

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

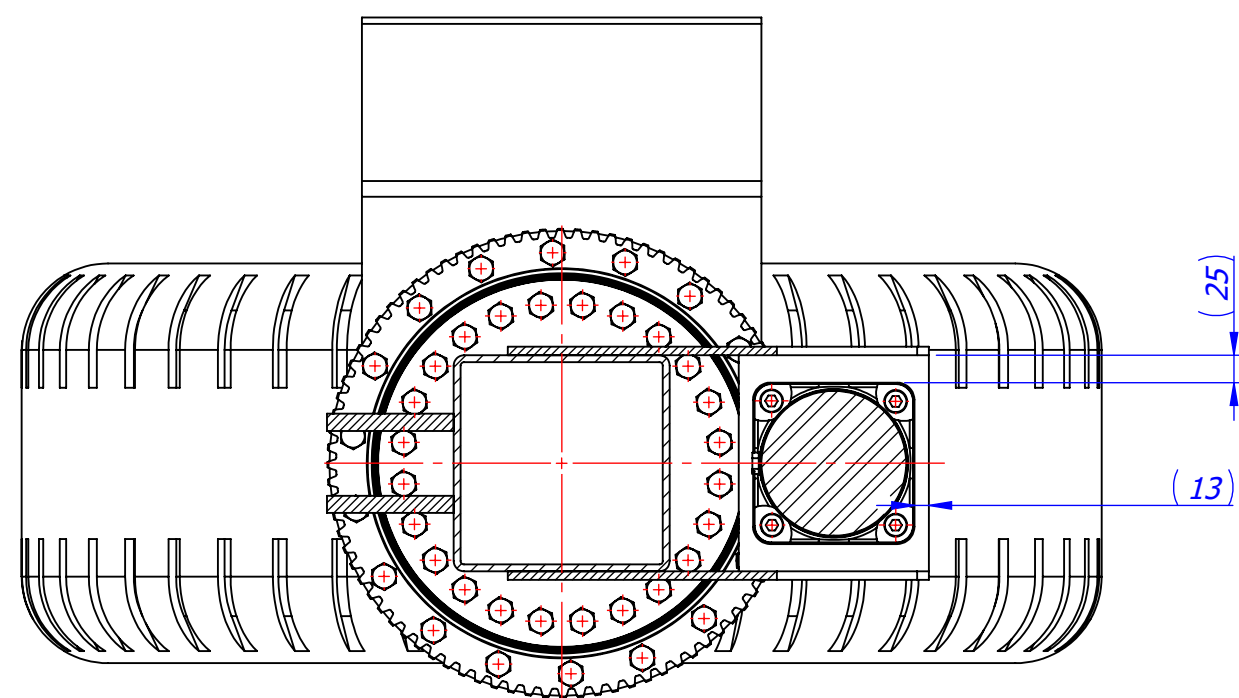


 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: MÓDULO DE RUEDA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-C-003	
APROBO			
			HOJA 2/3 REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

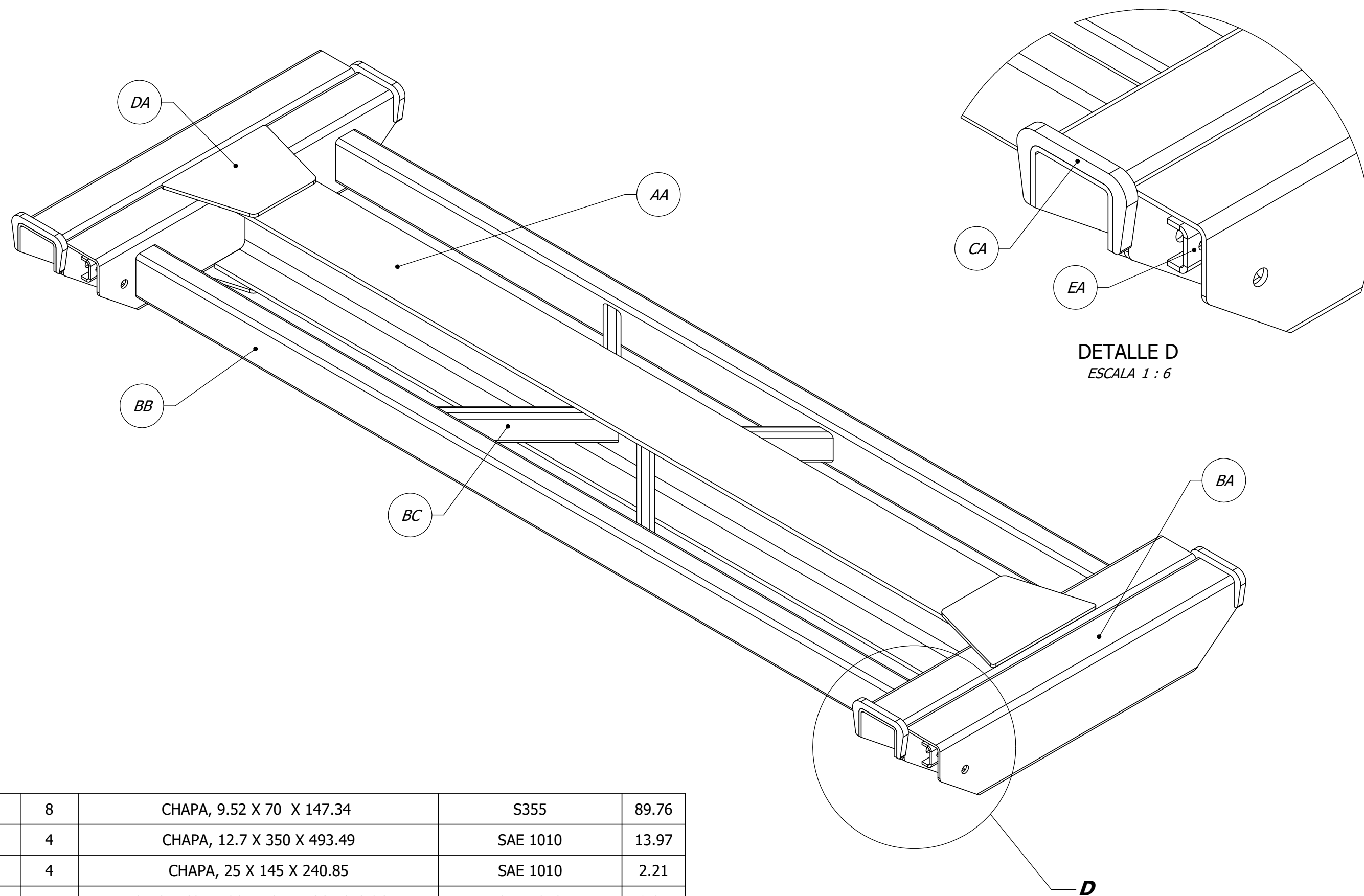


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 7



		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: MÓDULO DE RUEDA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-C-003		HOJA 3/3
APROBO					REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

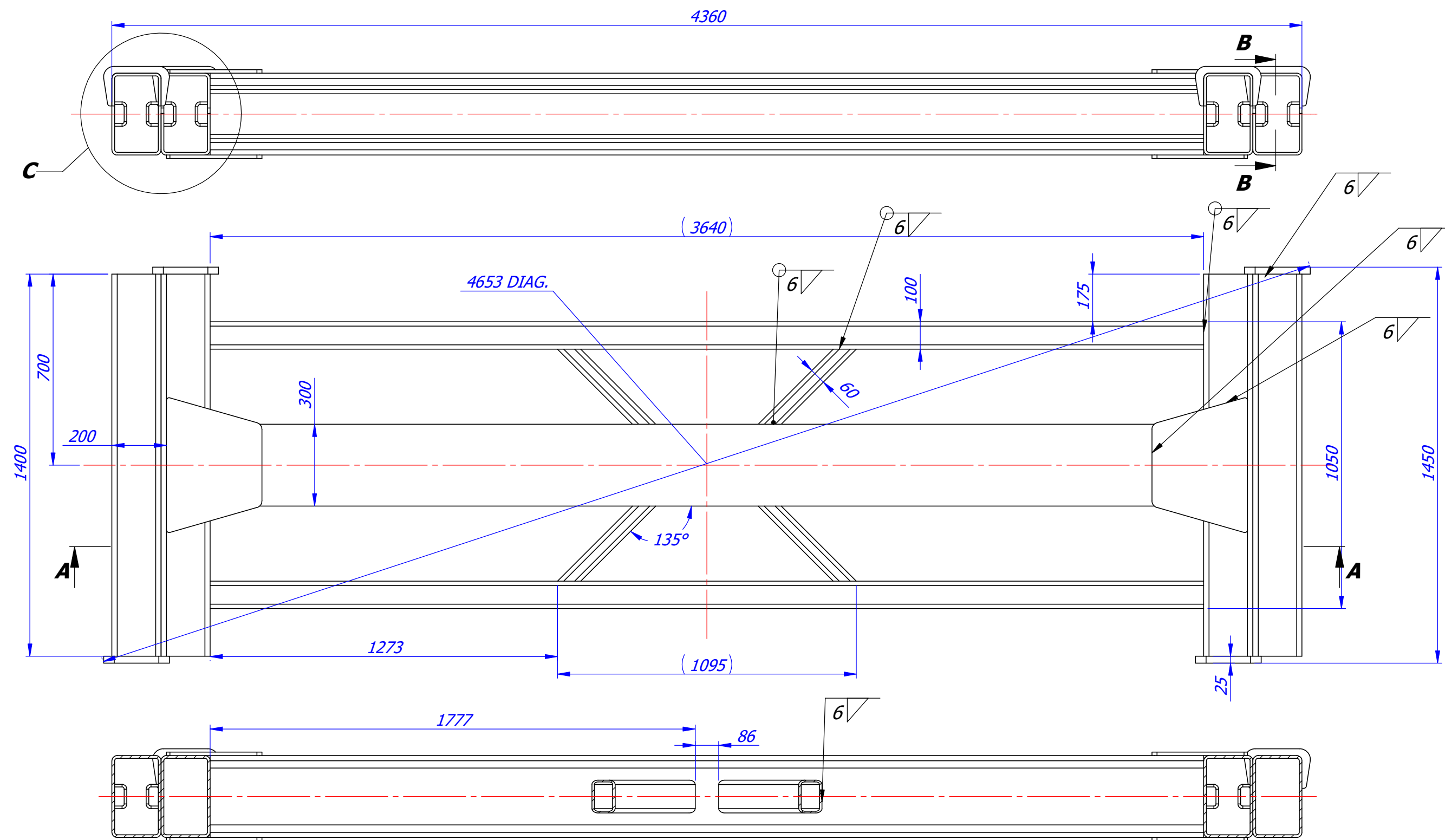


EA	8	CHAPA, 9.52 X 70 X 147.34	S355	89.76
DA	4	CHAPA, 12.7 X 350 X 493.49	SAE 1010	13.97
CA	4	CHAPA, 25 X 145 X 240.85	SAE 1010	2.21
BC	4	TUBO EST. 60 X 120 X 10 LARGO: 653.26mm	SAE 1010	9.27
BB	2	TUBO EST. 100 X 180 X 10 LARGO: 3640mm	SAE 1010	93.28
BA	4	TUBO EST. 180 X 300 X 10 LARGO: 1425mm	S355	89.76
AA	1	HEB 300 LARGO: 3640mm	S355	427.06
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]

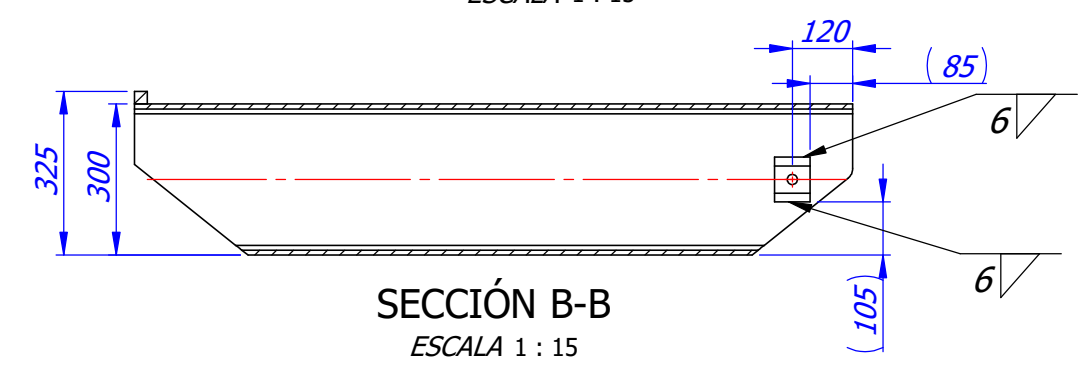
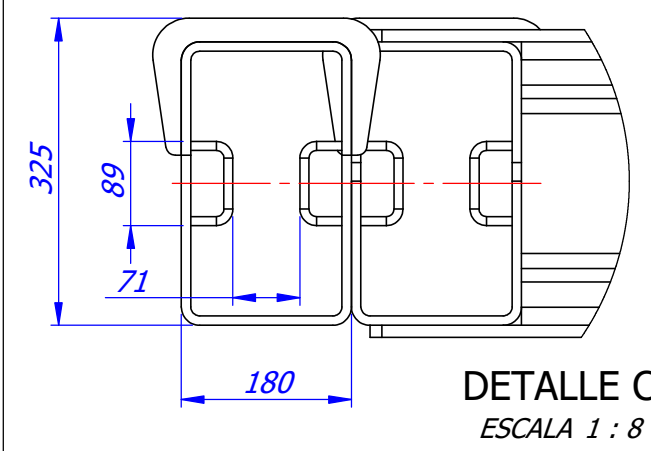
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: VCR	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-001		HOJA 1/3
APROBO					REV. —



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



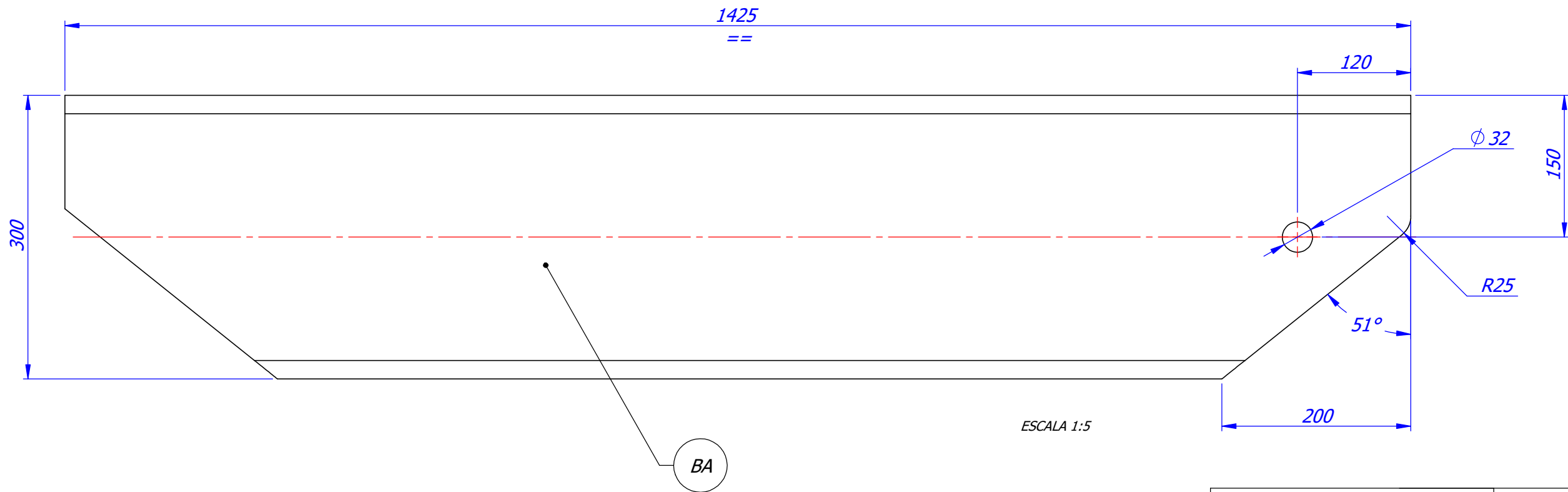
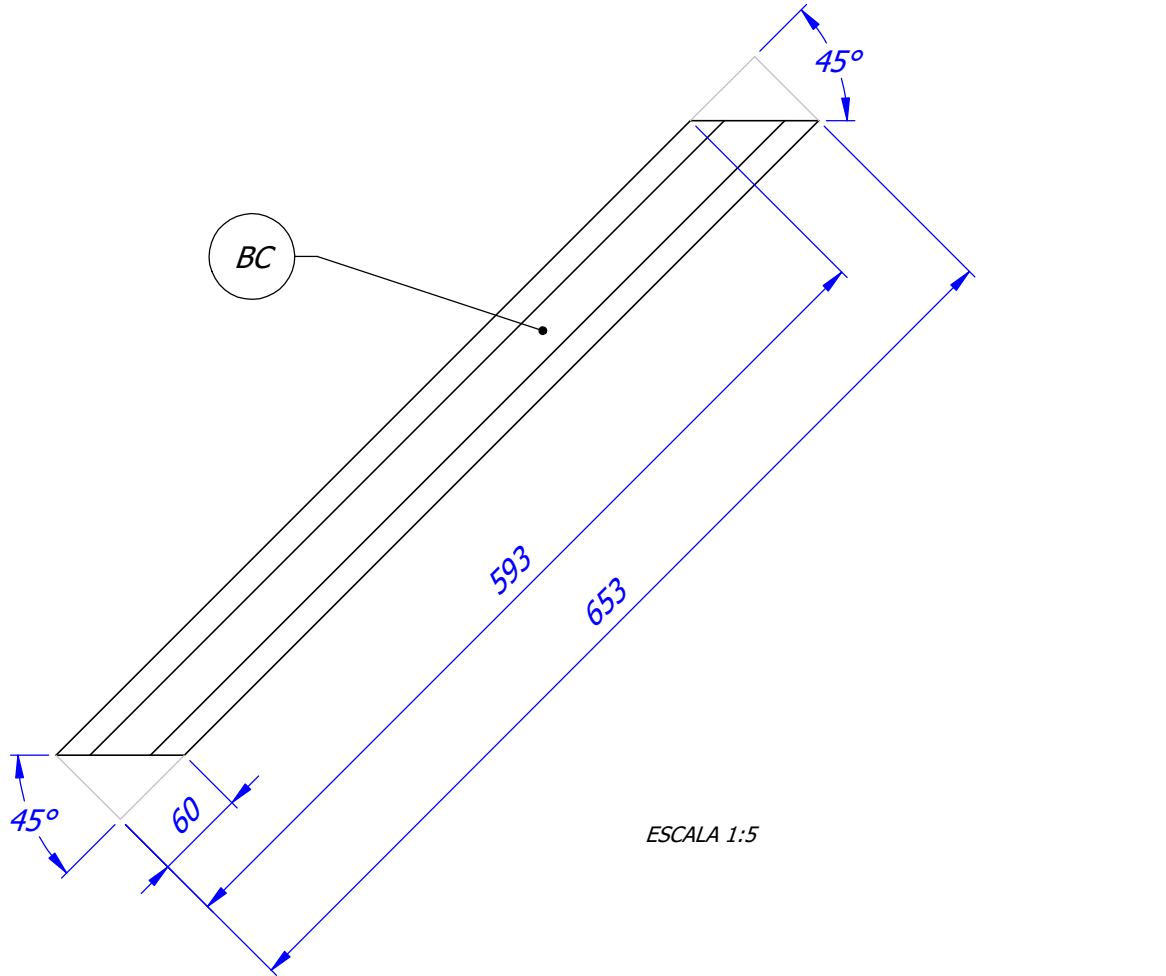
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15



S/I: SOLDADURA DE FILETE TODO ALREDEDOR, A = 6mm

 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: VCR	PF-P-001	HOJA 2/3 REV. —
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI			
APROBO				

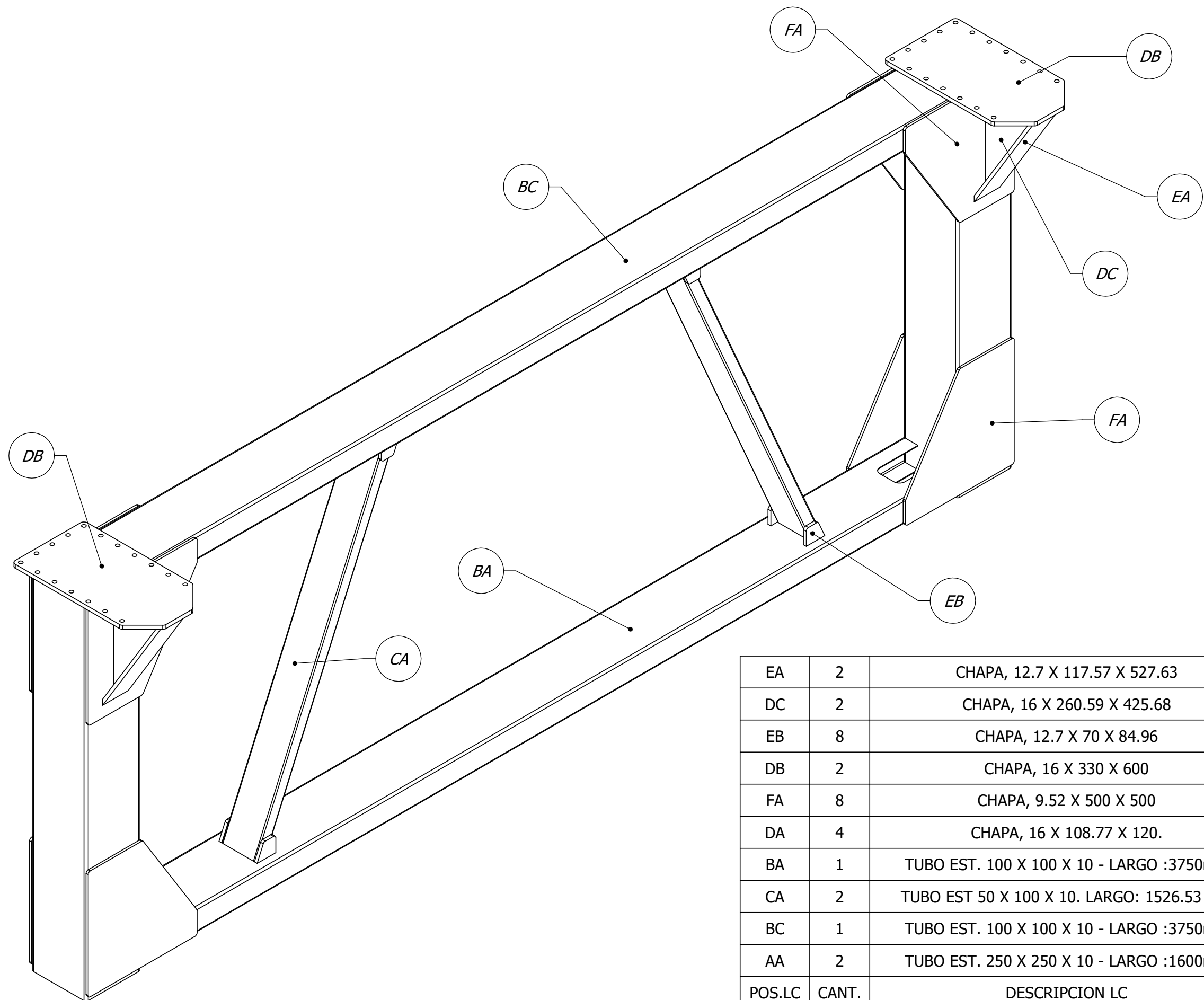
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



TOLERANCIAS GENERALES: $\pm 0,5$ mm SALVO INDICACIÓN CONTRARIA

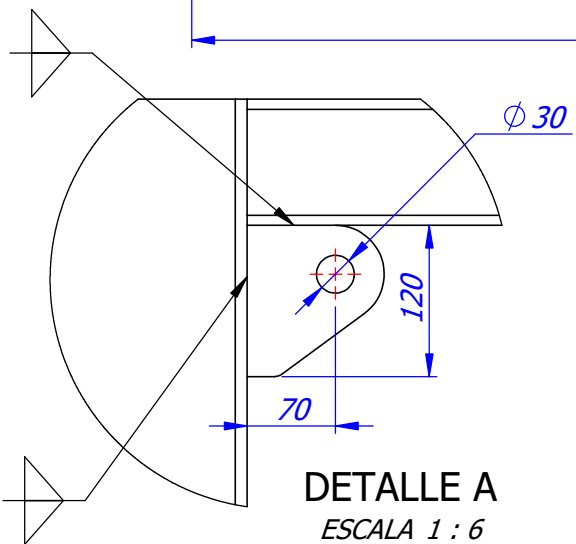
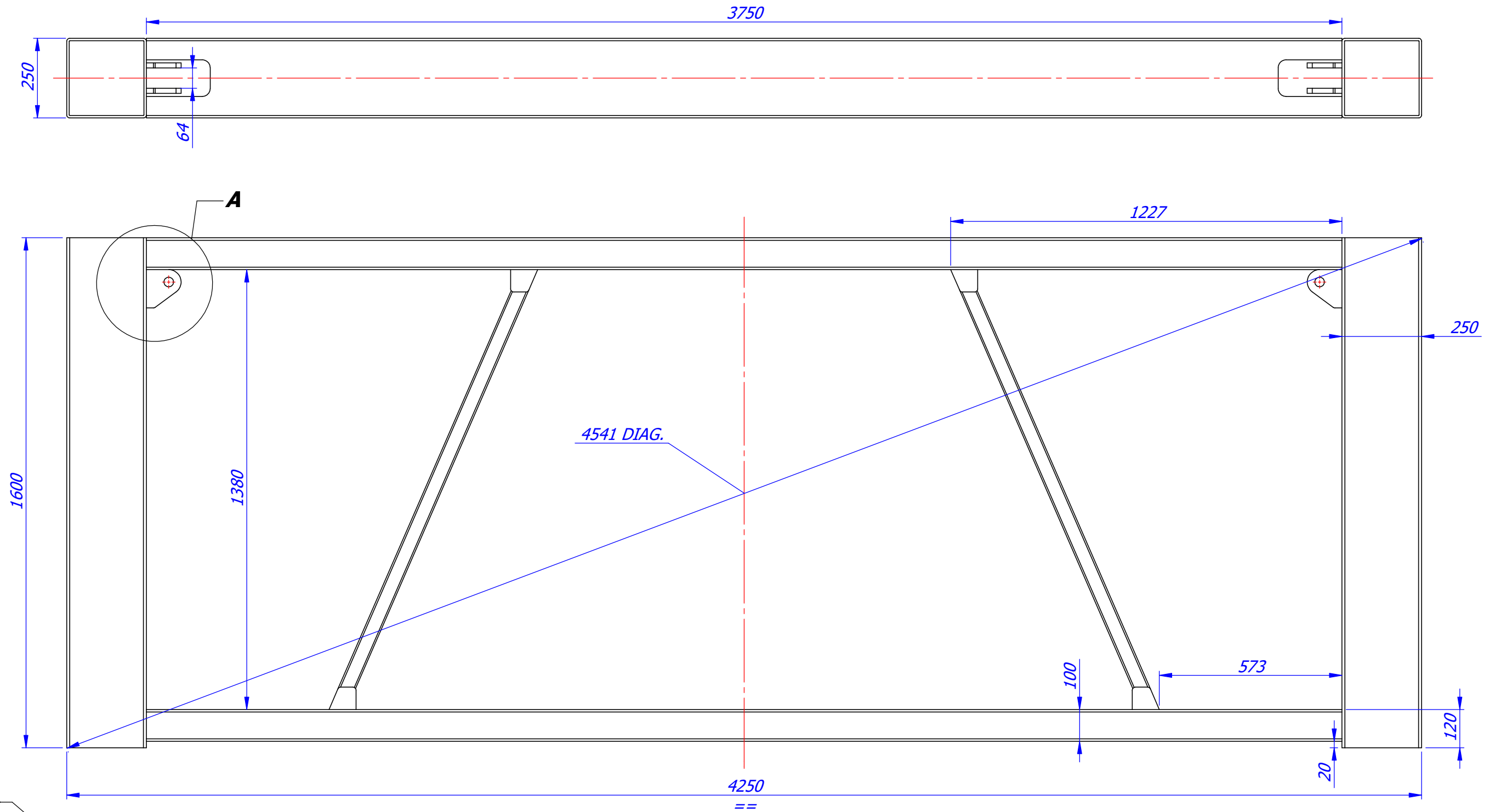
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: VCR	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-001		HOJA 3/3
APROBO					REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



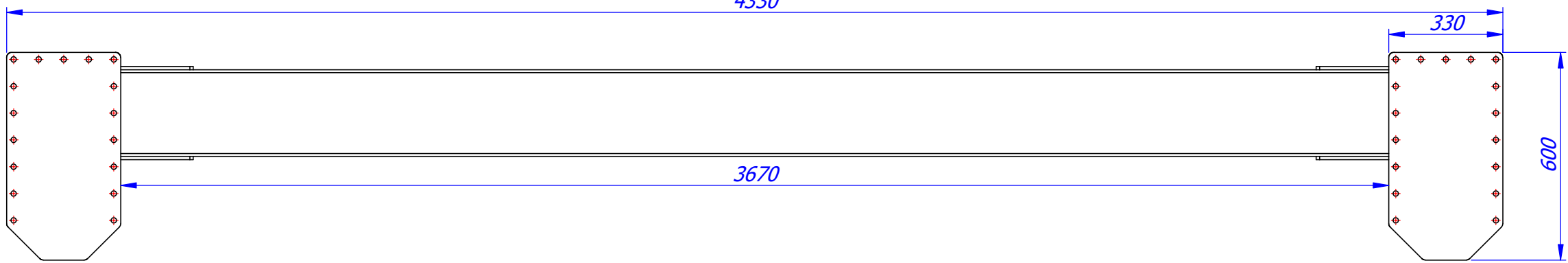
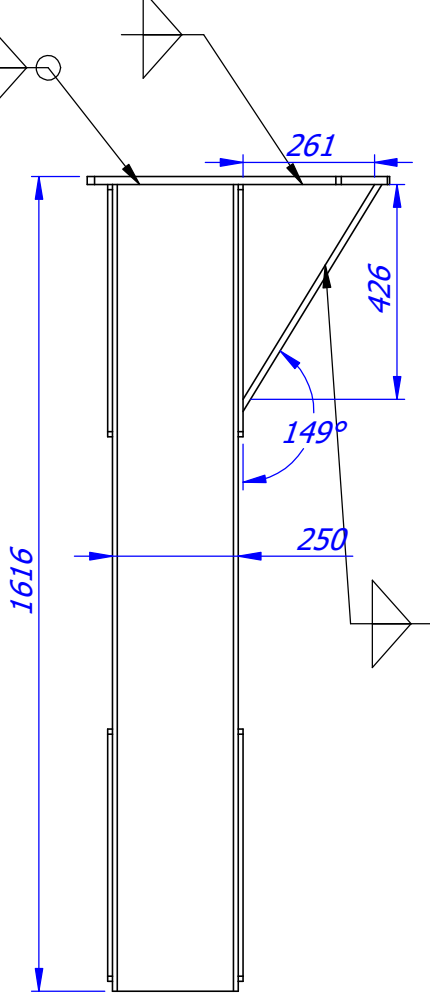
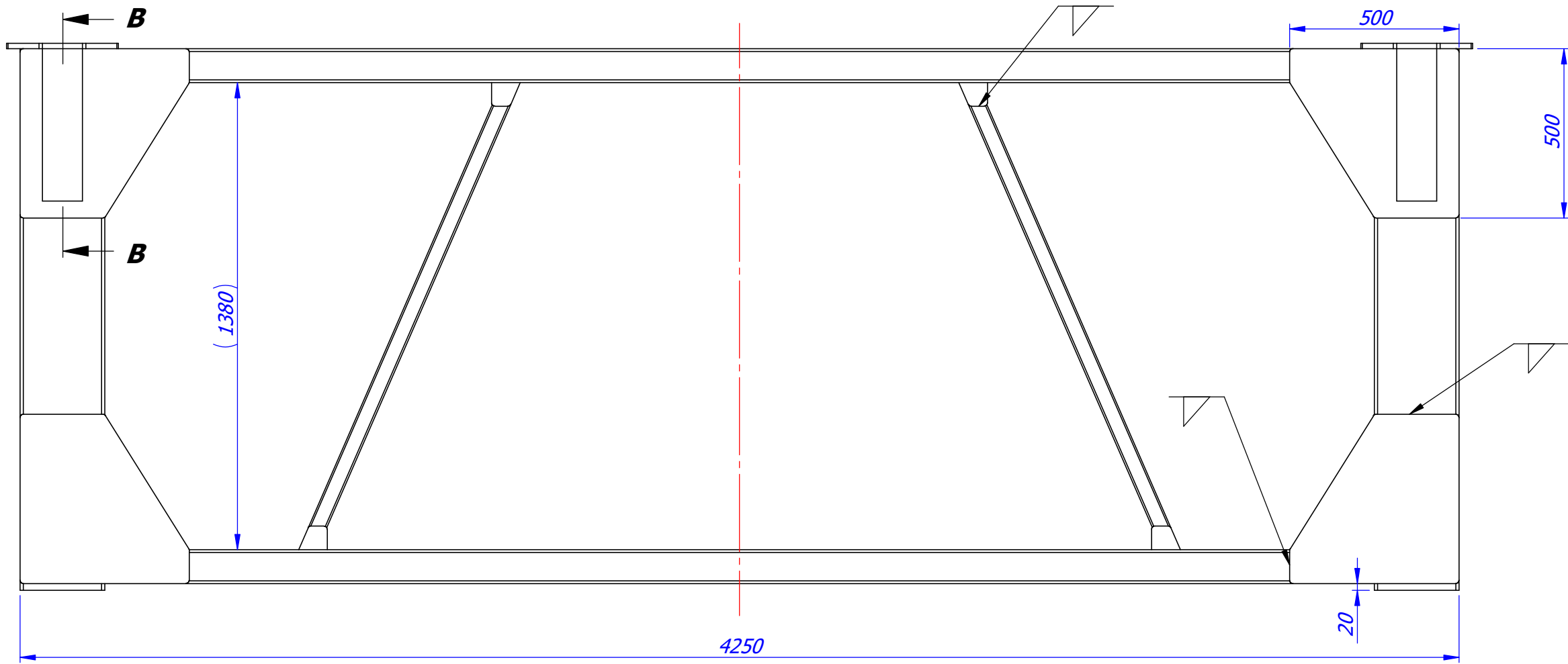
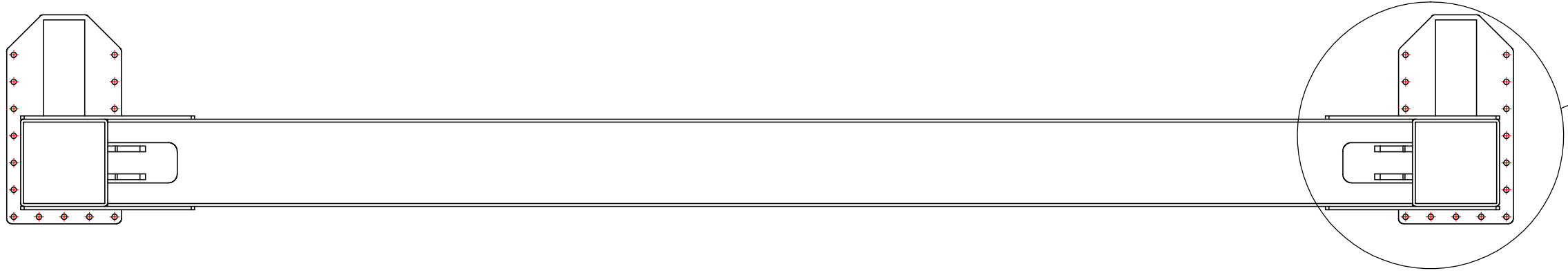
EA	2	CHAPA, 12.7 X 117.57 X 527.63	CHAPA F-24	6.03
DC	2	CHAPA, 16 X 260.59 X 425.68	CHAPA F-24	6.98
EB	8	CHAPA, 12.7 X 70 X 84.96	SAE 1010	0.49
DB	2	CHAPA, 16 X 330 X 600	CHAPA F-24	23.25
FA	8	CHAPA, 9.52 X 500 X 500	CHAPA F-24	14.98
DA	4	CHAPA, 16 X 108.77 X 120.	CHAPA F-24	1.18
BA	1	TUBO EST. 100 X 100 X 10 - LARGO :3750mm	S355	61.57
CA	2	TUBO EST 50 X 100 X 10. LARGO: 1526.53 mm	SAE 1010	9.12
BC	1	TUBO EST. 100 X 100 X 10 - LARGO :3750mm	S355	63.86
AA	2	TUBO EST. 250 X 250 X 10 - LARGO :1600mm	S355	96.56
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]





 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: 1ER ARMADO	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-P-002	HOJA 2/5
APROBO			REV. A

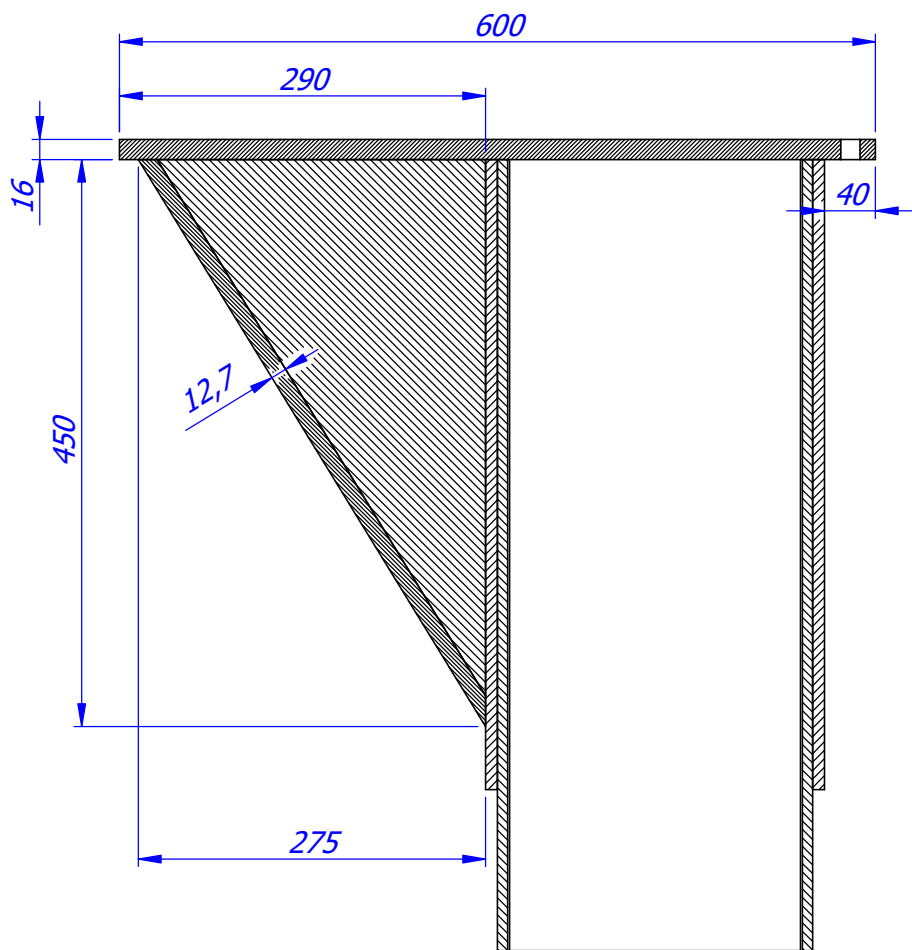
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



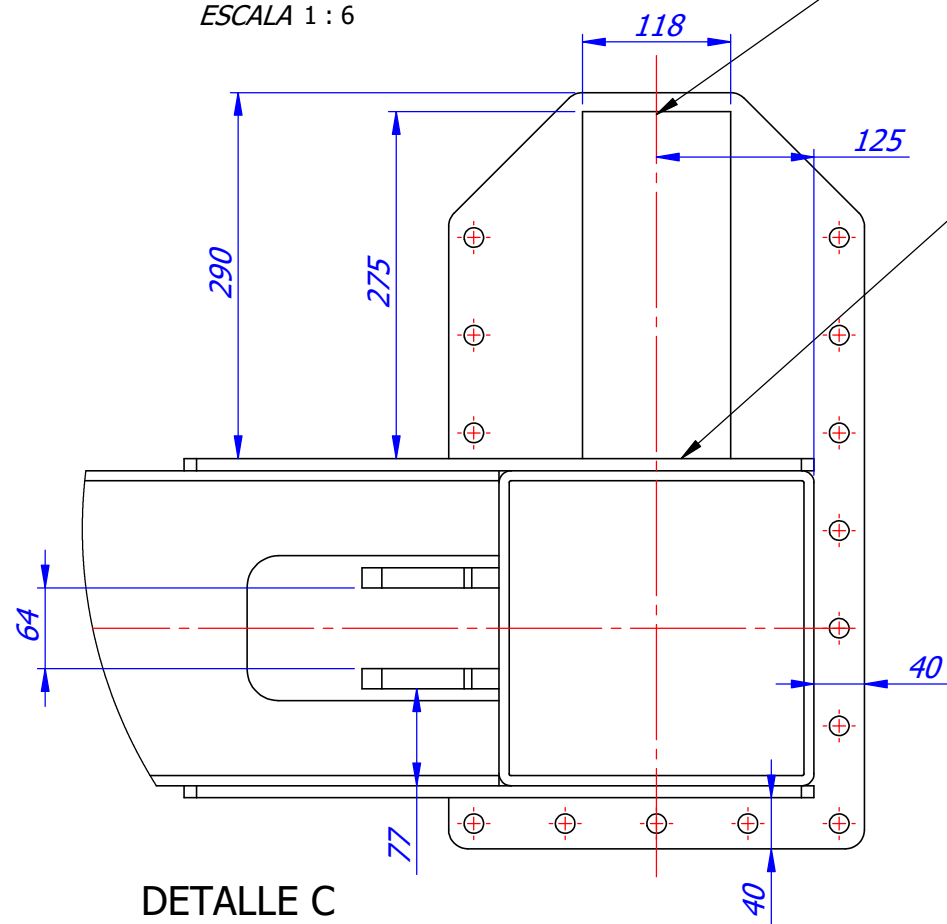
ESCALA 1:15

		PARTE: ARCO LATERAL		HOJA 3/5 REV. A
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-002	
APROBO				

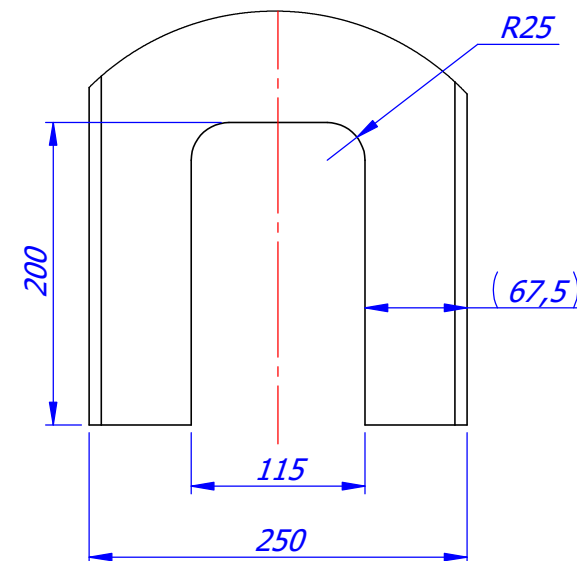
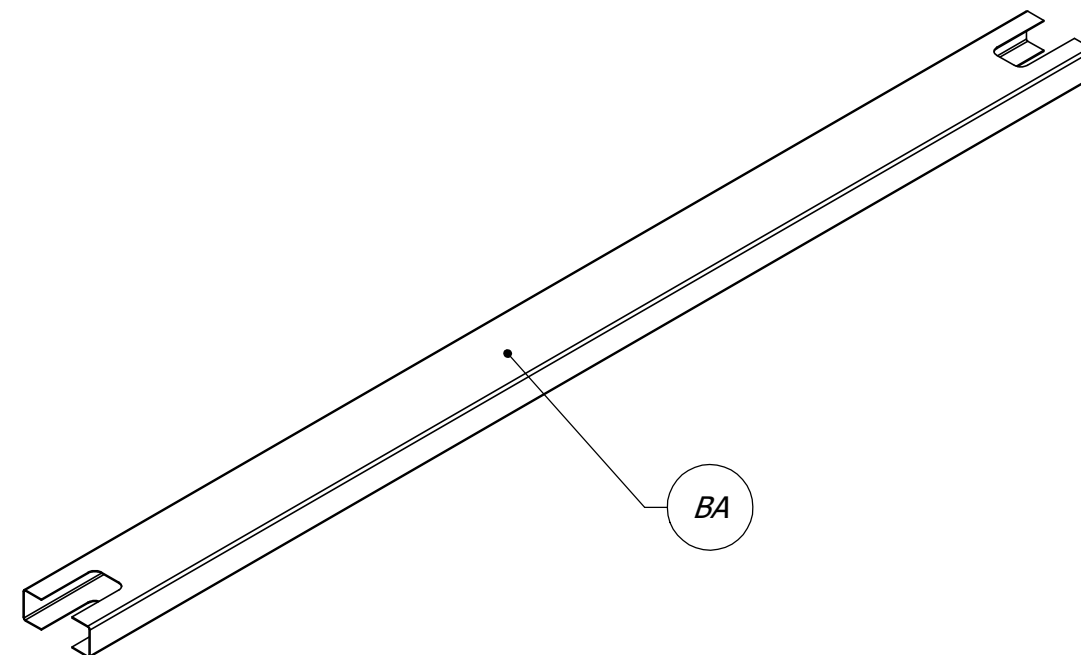
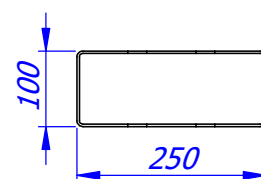
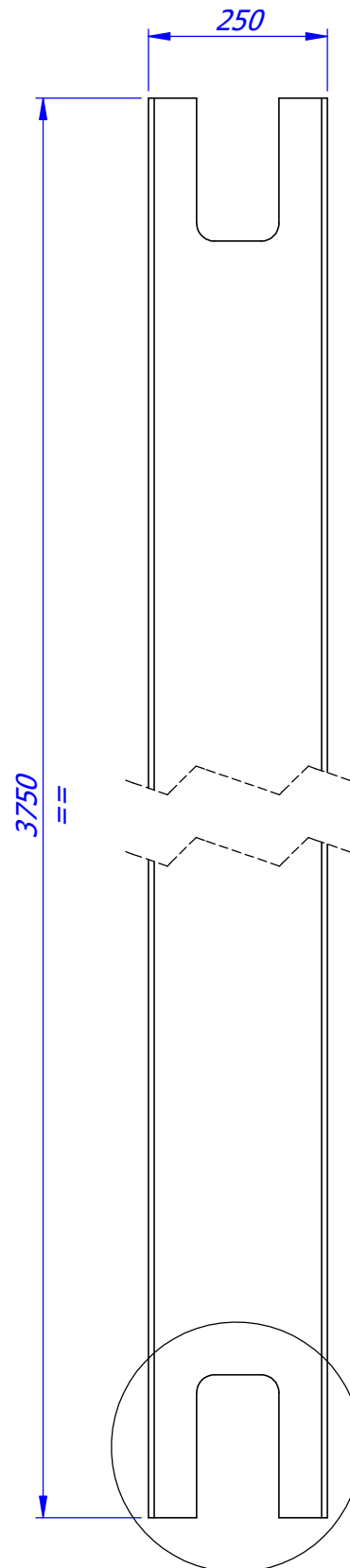
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 6



DETALLE C
ESCALA 1 : 6

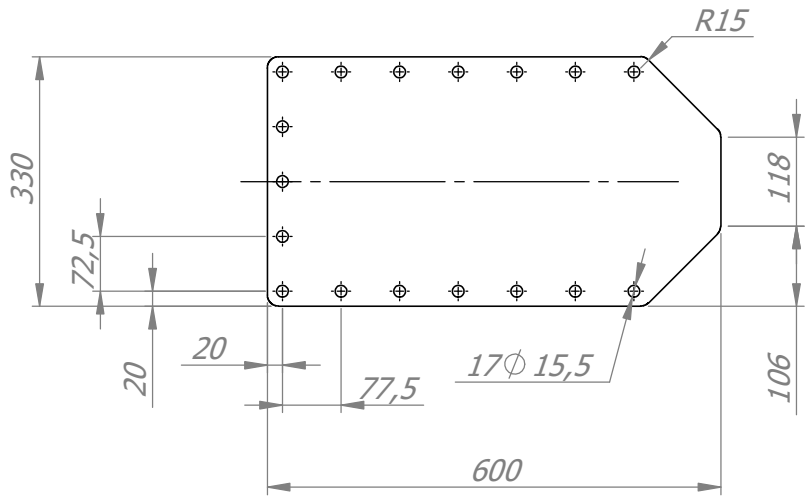
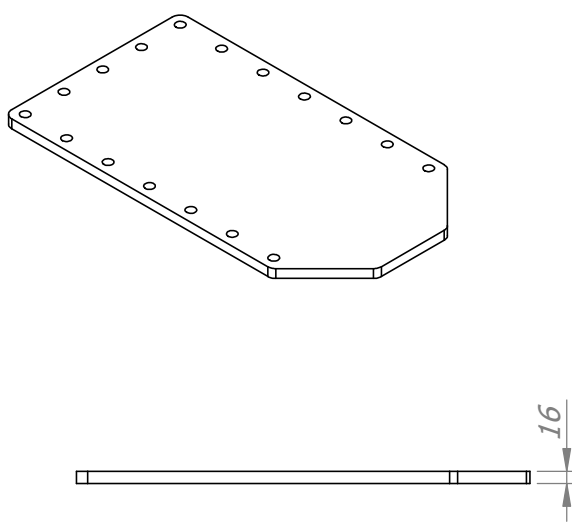


DETALLE D
ESCALA 1 : 5

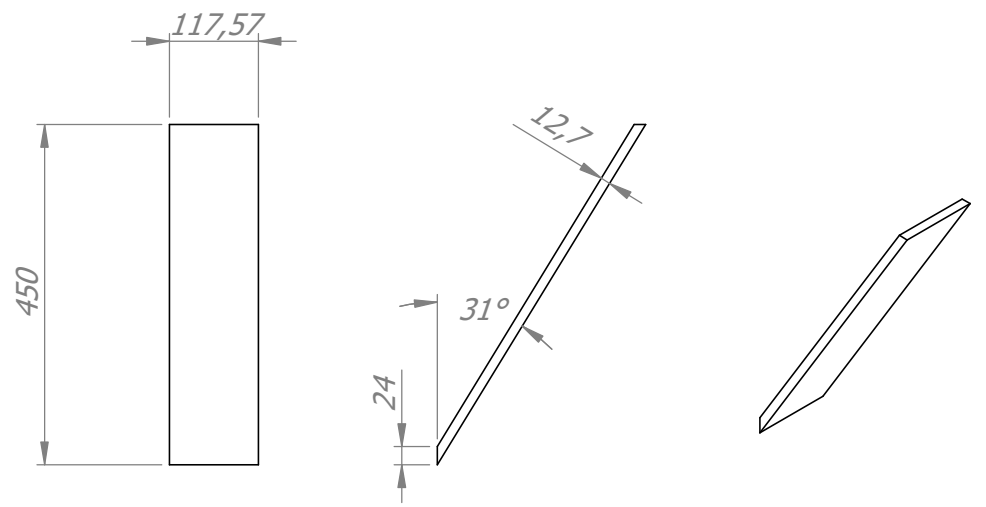
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: ARCO LATERAL	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-002		HOJA 4/5
APROBO					REV. A

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

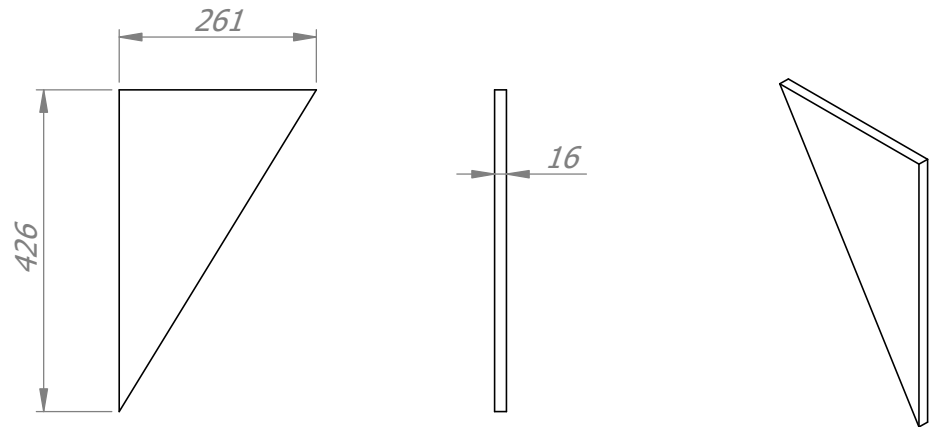
DB



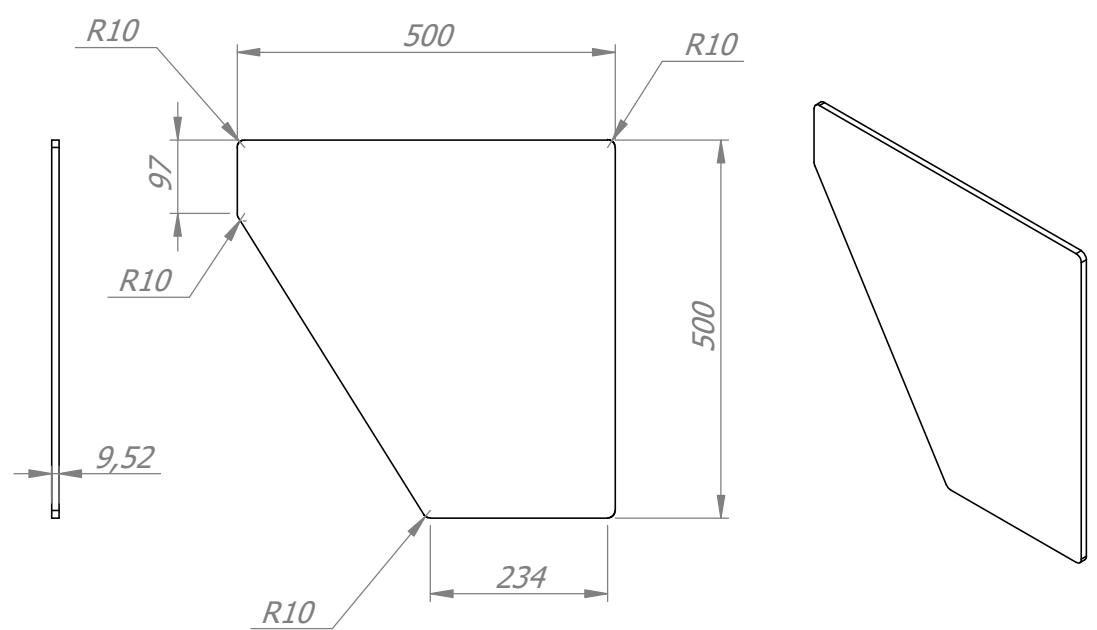
EA



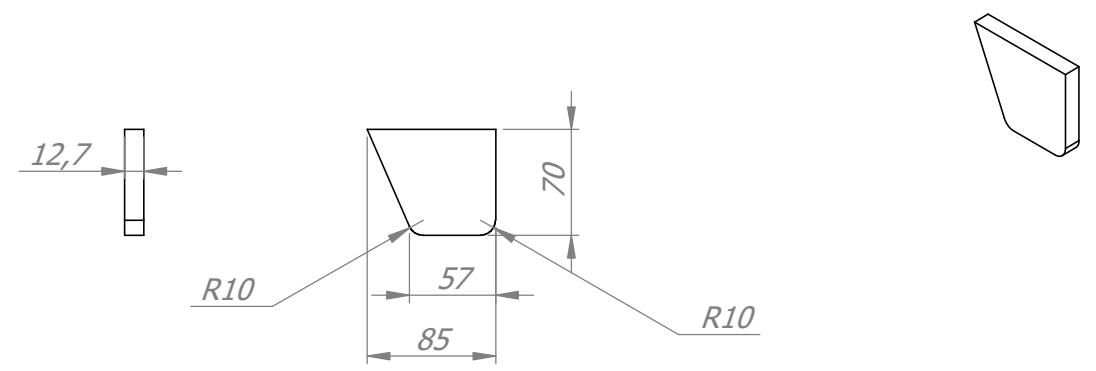
DC



FA



EB



ESCALA 1:10

NOTAS GENERALES:
1. MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010
2. PROCESO DE FABRICACIÓN: CORTE LÁSER
4. TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,5$ mm



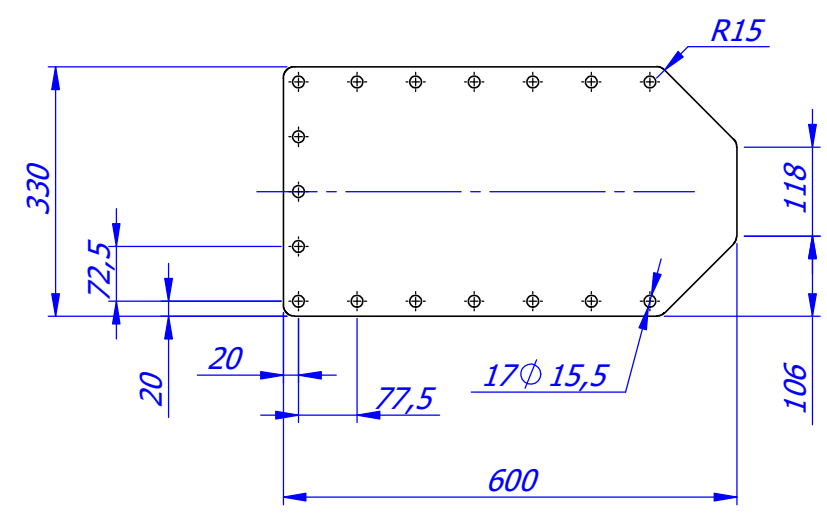
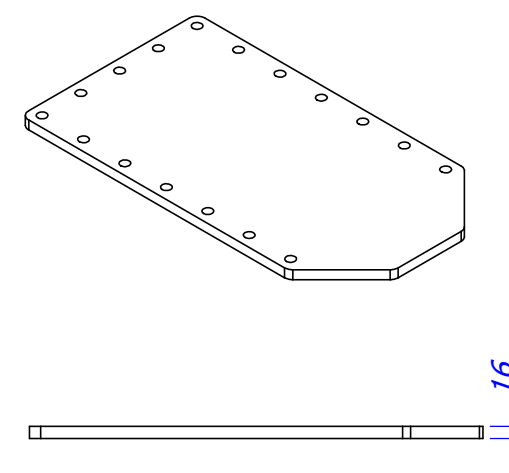
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI
APROBO	

PARTE: ARCO LATERAL	HOJA 5/5
PF-P-002	REV. A

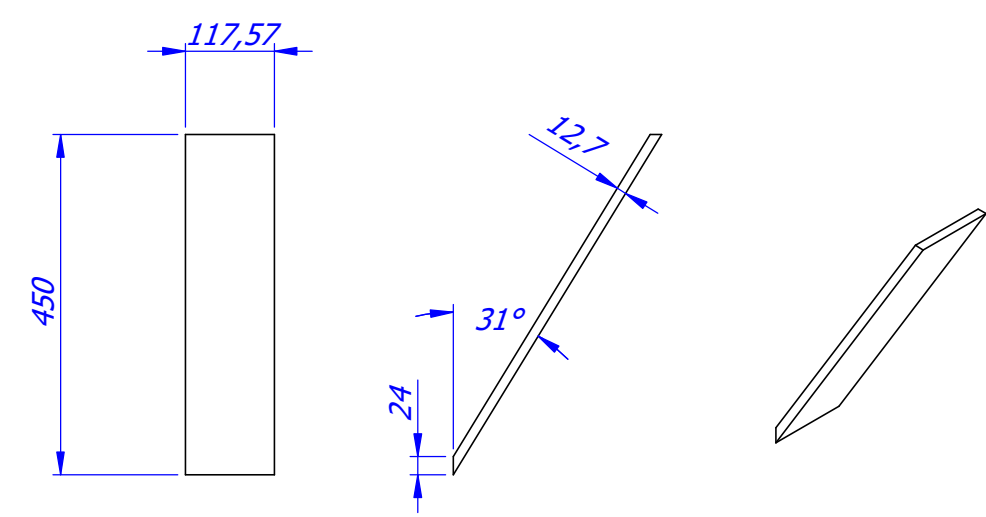


0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

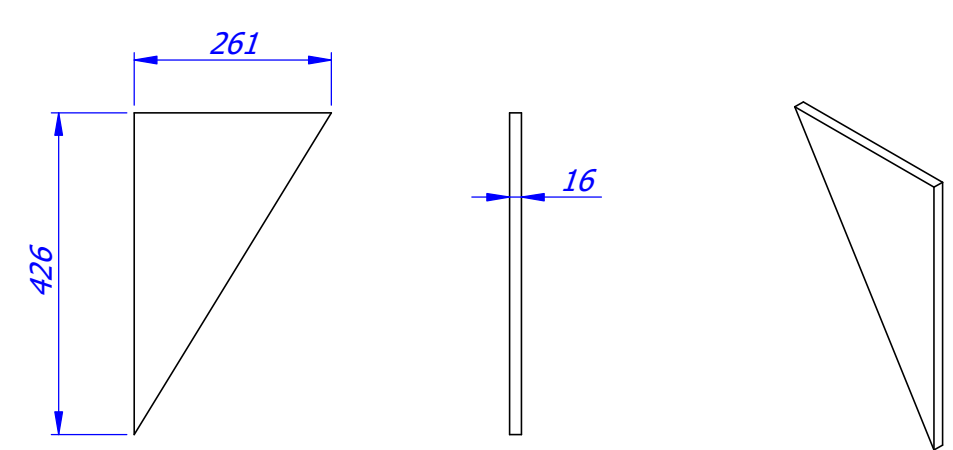
DB



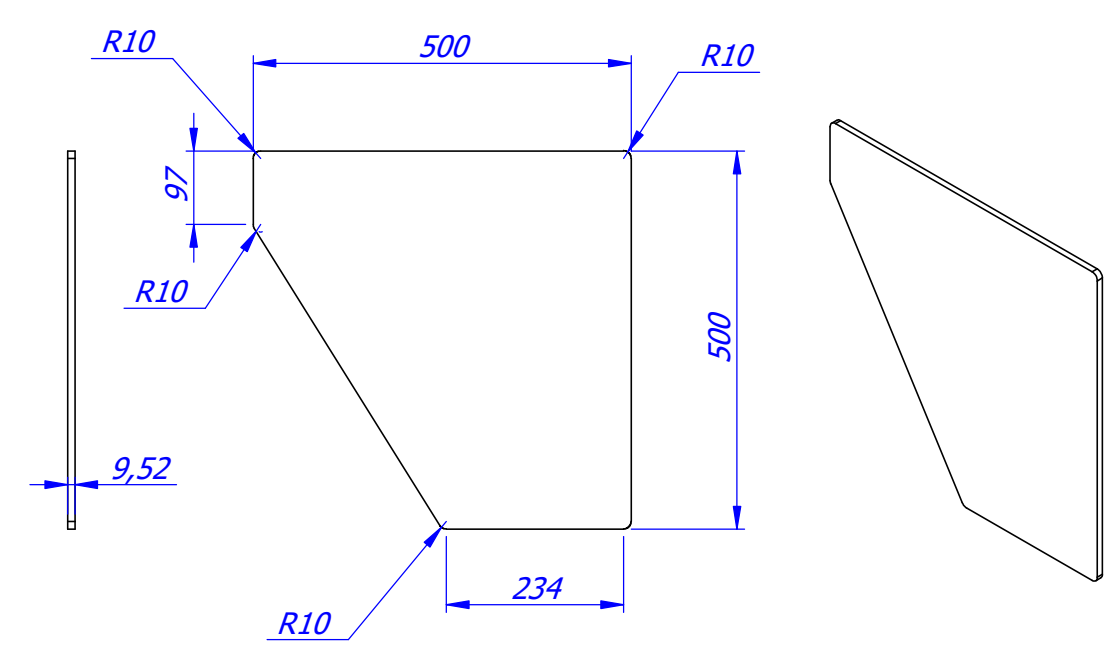
EA



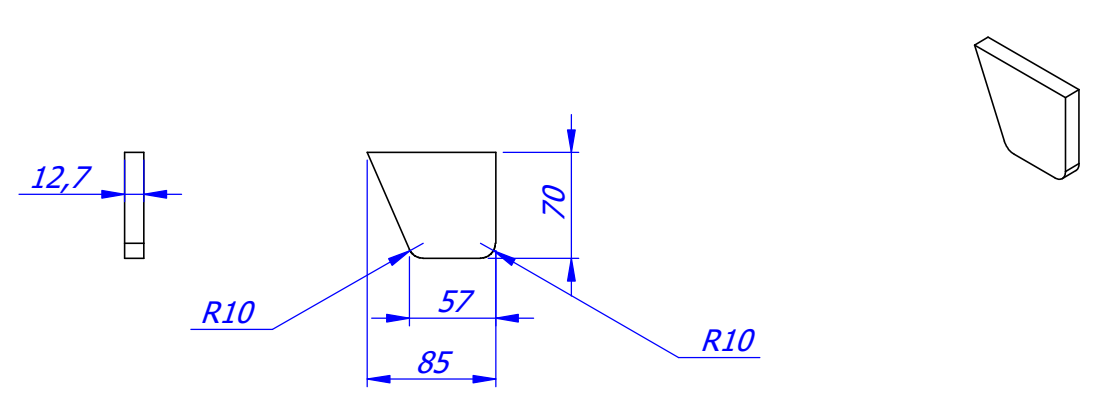
DC



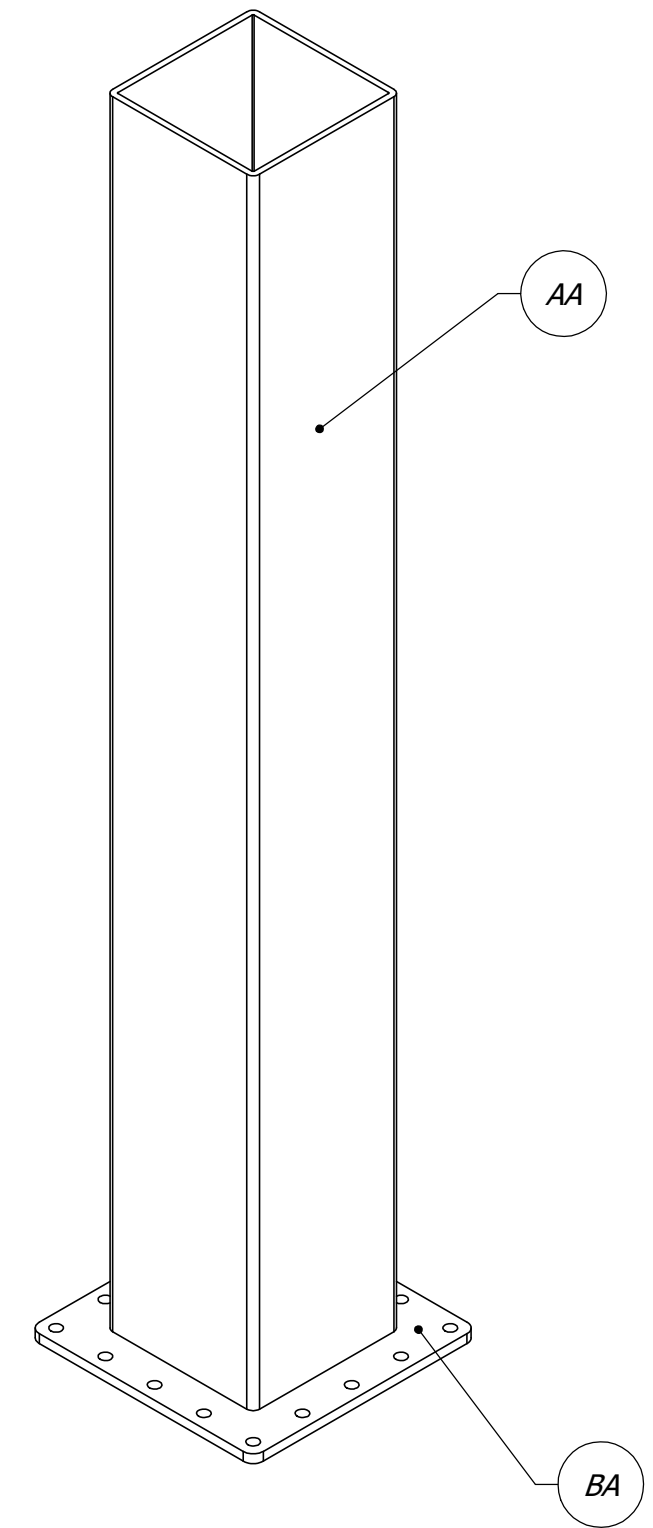
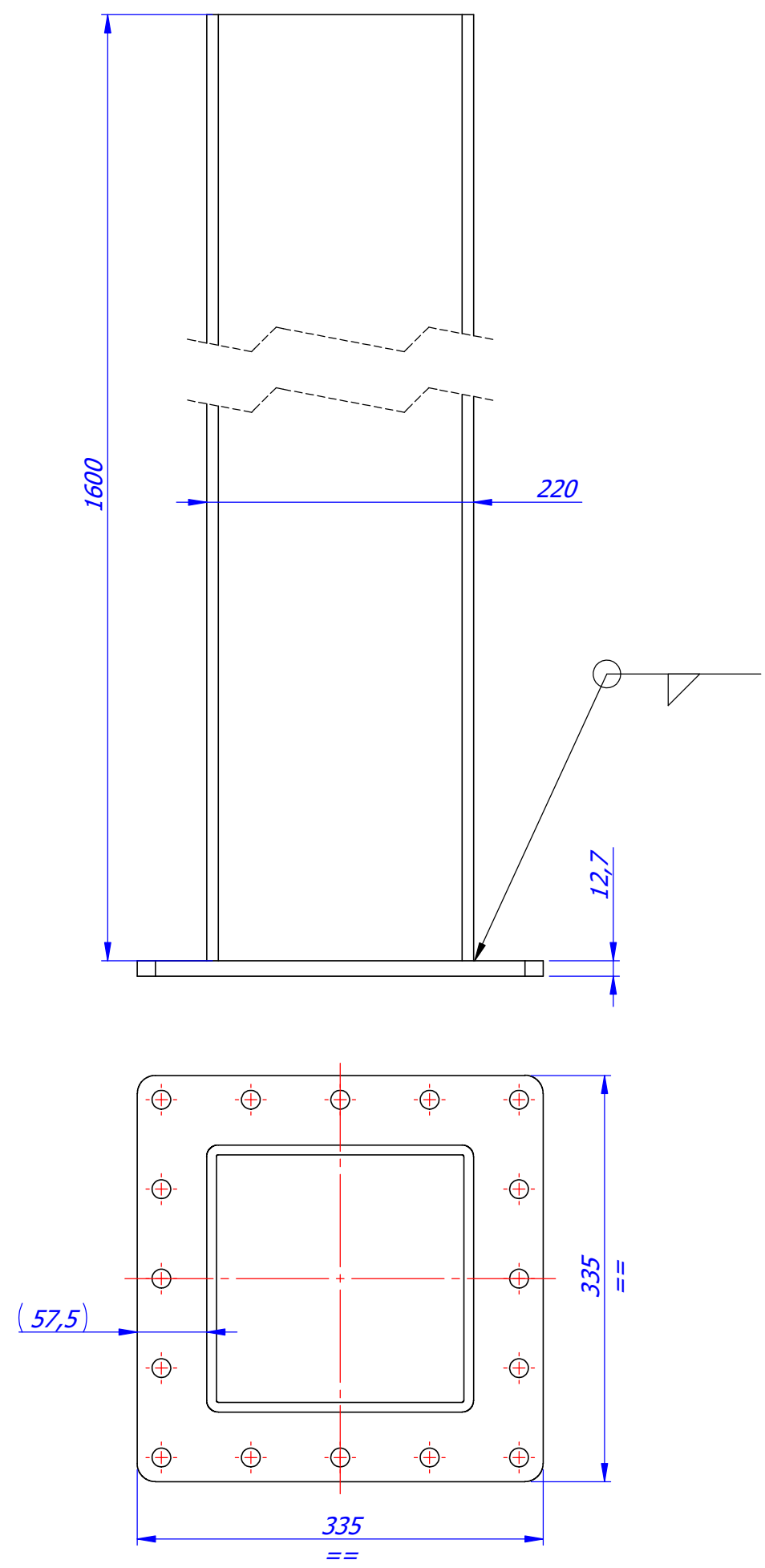
FA



EB



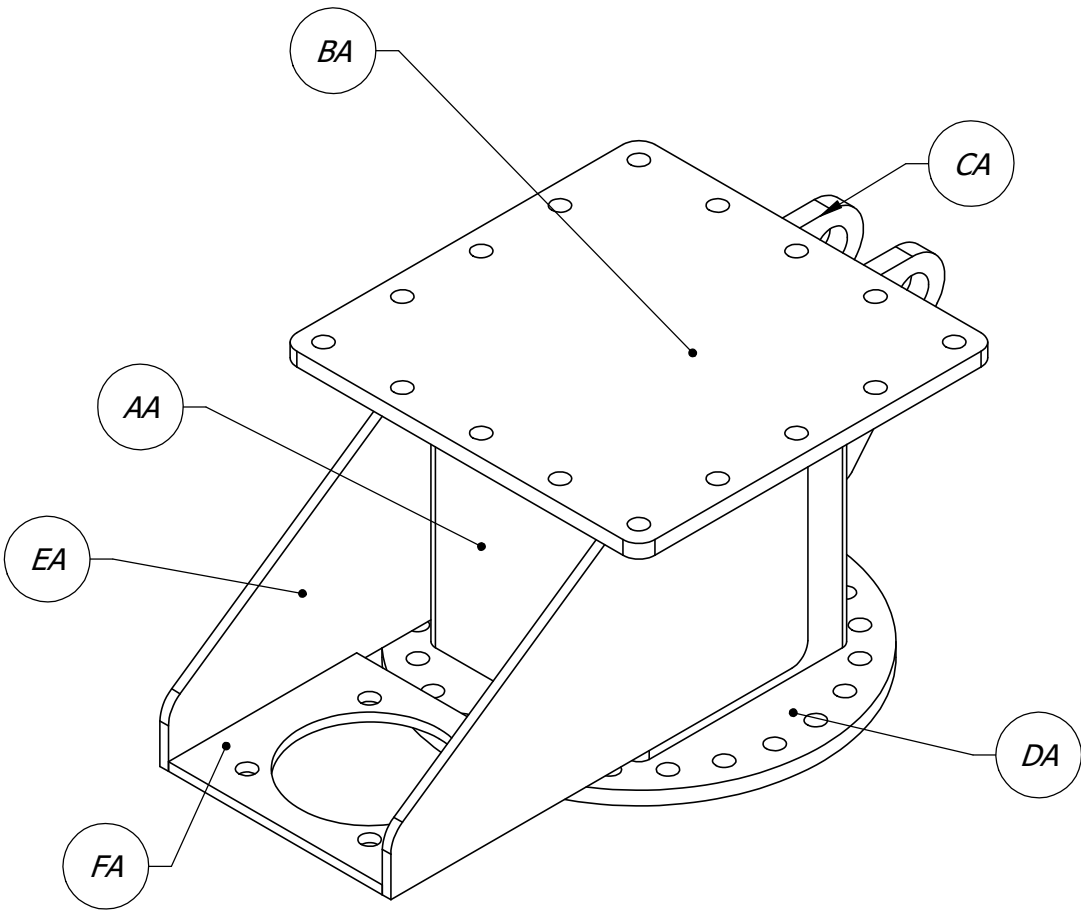
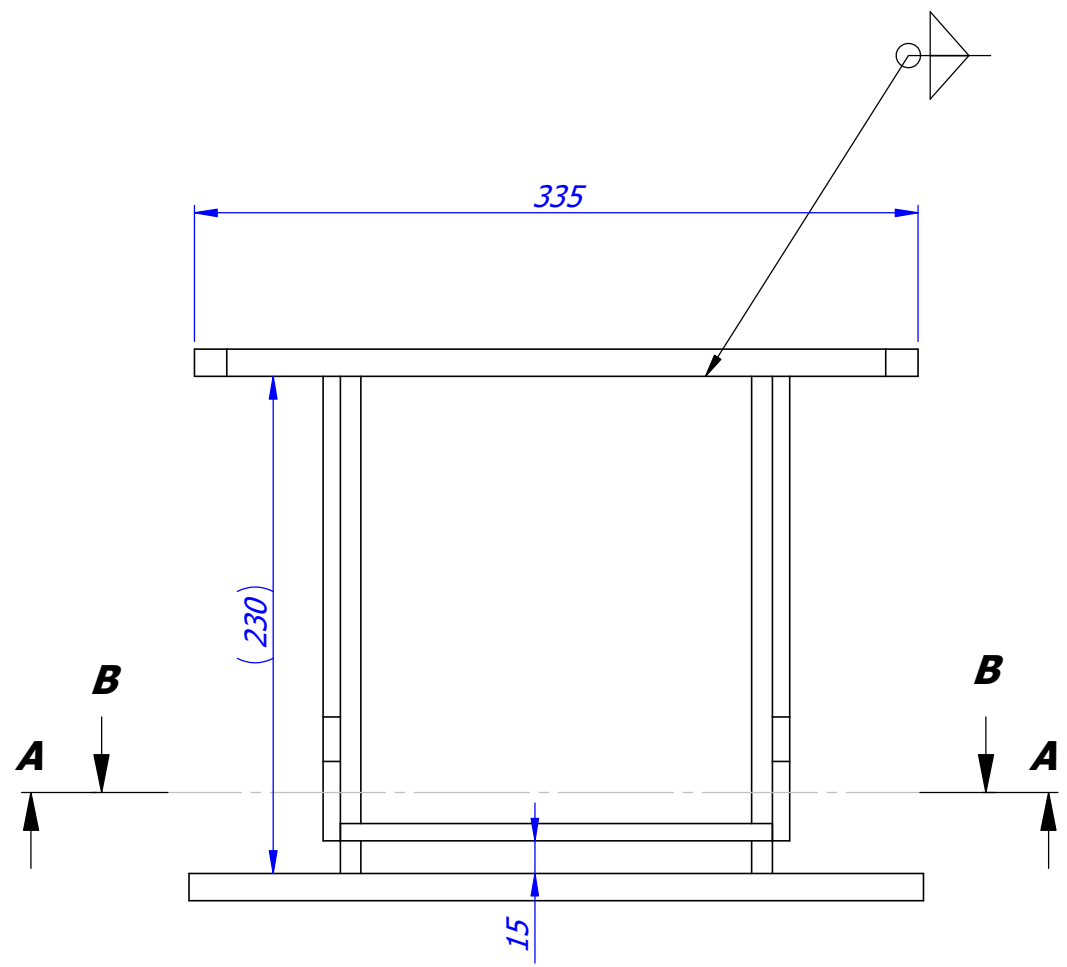
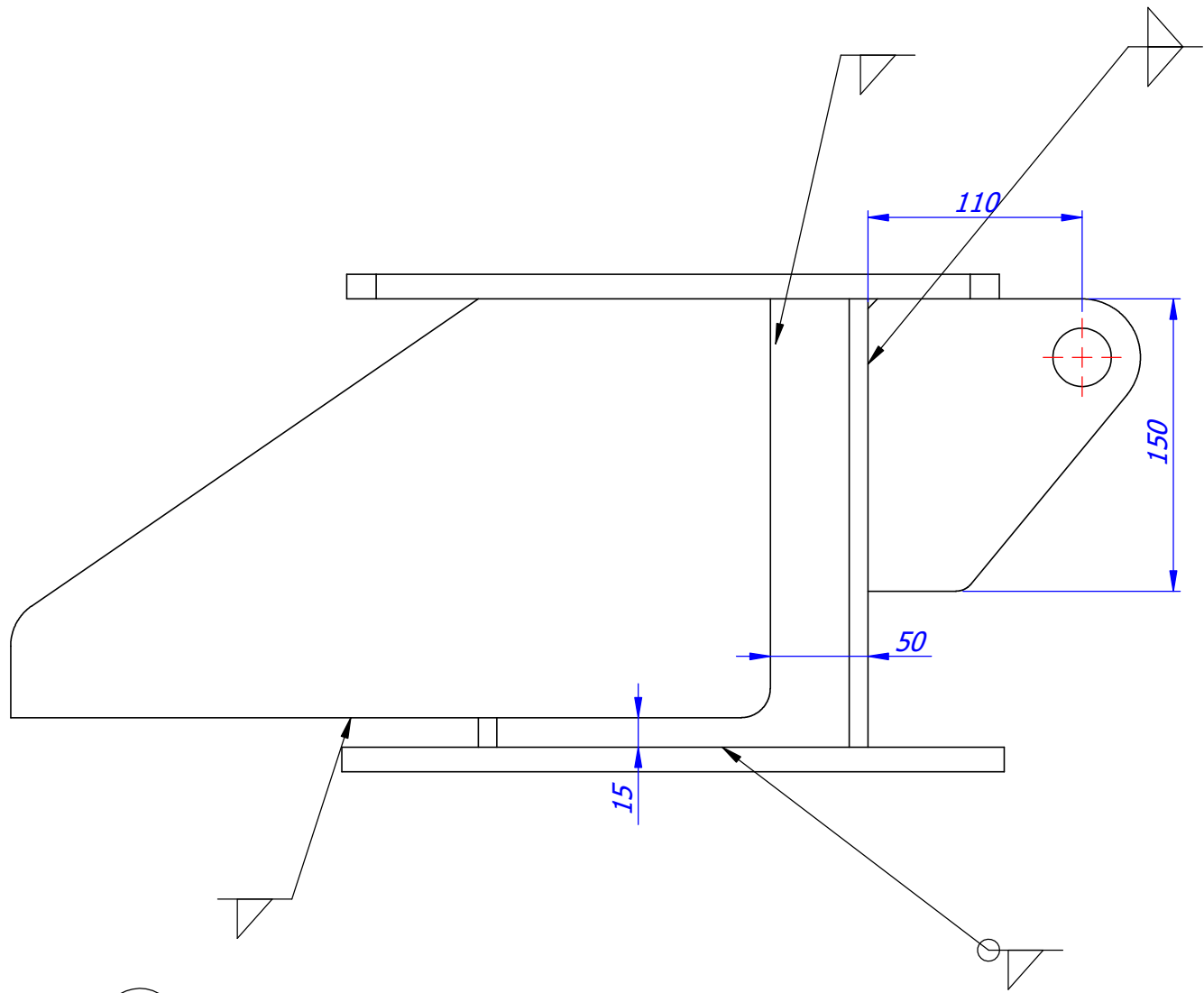
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



BA	1	CHAPA, 12.7 X 335 X 335	CHAPA F-24	10.90
AA	1	TUBO EST. 220 X 220 X 10 - LARGO: 1600 mm	S355	84.47
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: TUBO INTERIOR
		DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-P-003
		APROBO		
				HOJA 1/1
				REV. —



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



FA	1	CHAPA, 8 X 176.04 X 200	CHAPA F-24	1.33
EA	2	CHAPA, 8 X 215 X 390	CHAPA F-24	4.03
DA	1	CHAPA, 12.7 X 340 X 340	CHAPA F-24	8.62
CA	2	CHAPA, 16 X 140 X 150	CHAPA F-24	1.91
BA	1	CHAPA, 12.7 X 335 X 335	CHAPA F-24	10.90
AA	1	TUBO EST. 200 X 200 X 10 LARGO: 230mm	S355	8.78
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]



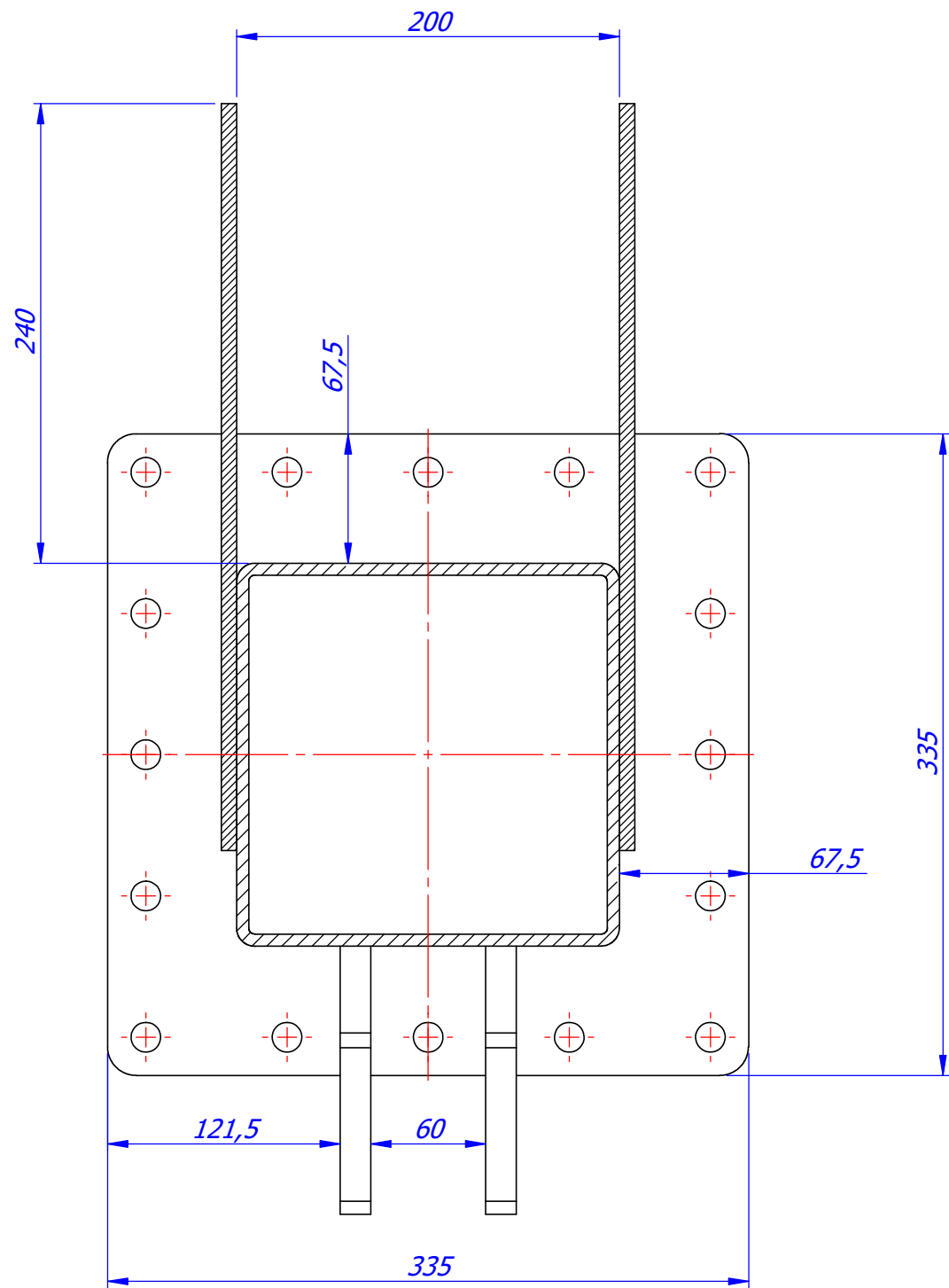
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PARTE:
BASE DE COLUMNA

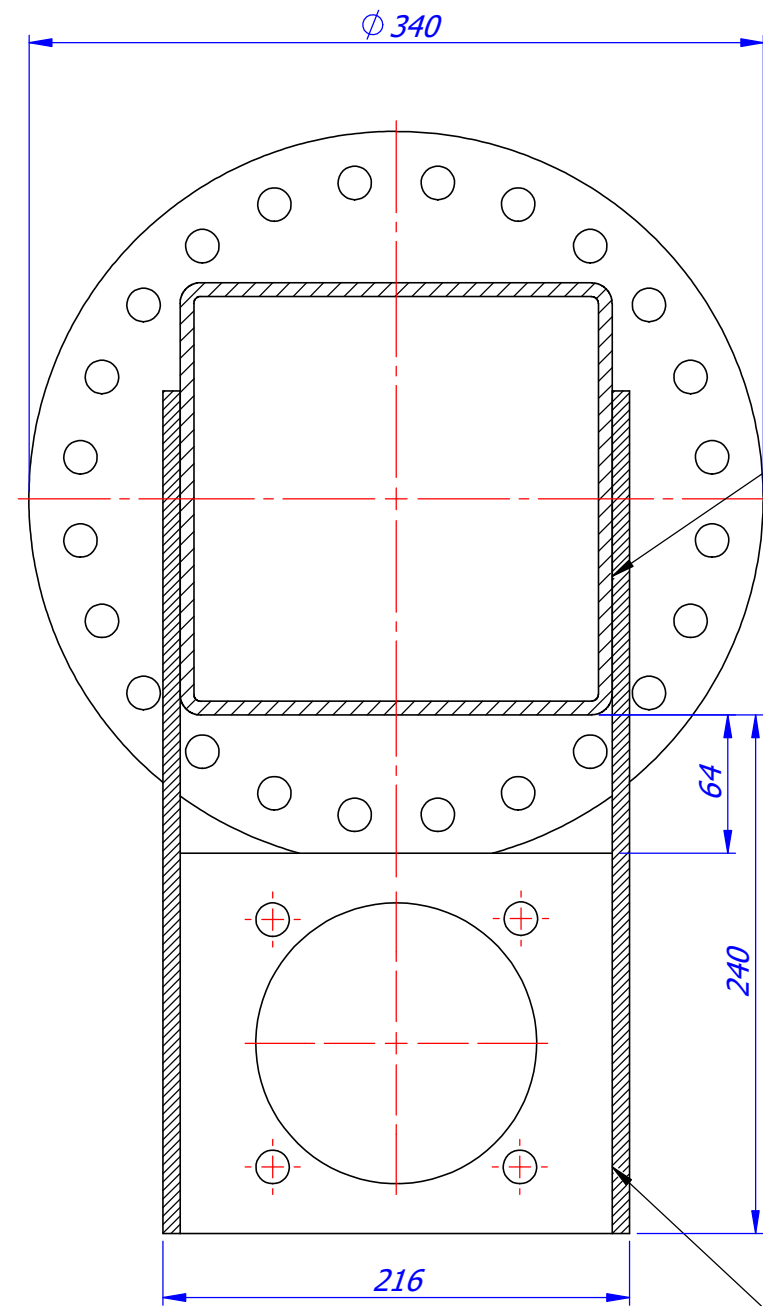
PF-P-004

HOJA
1/1
REV.
—

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3.5



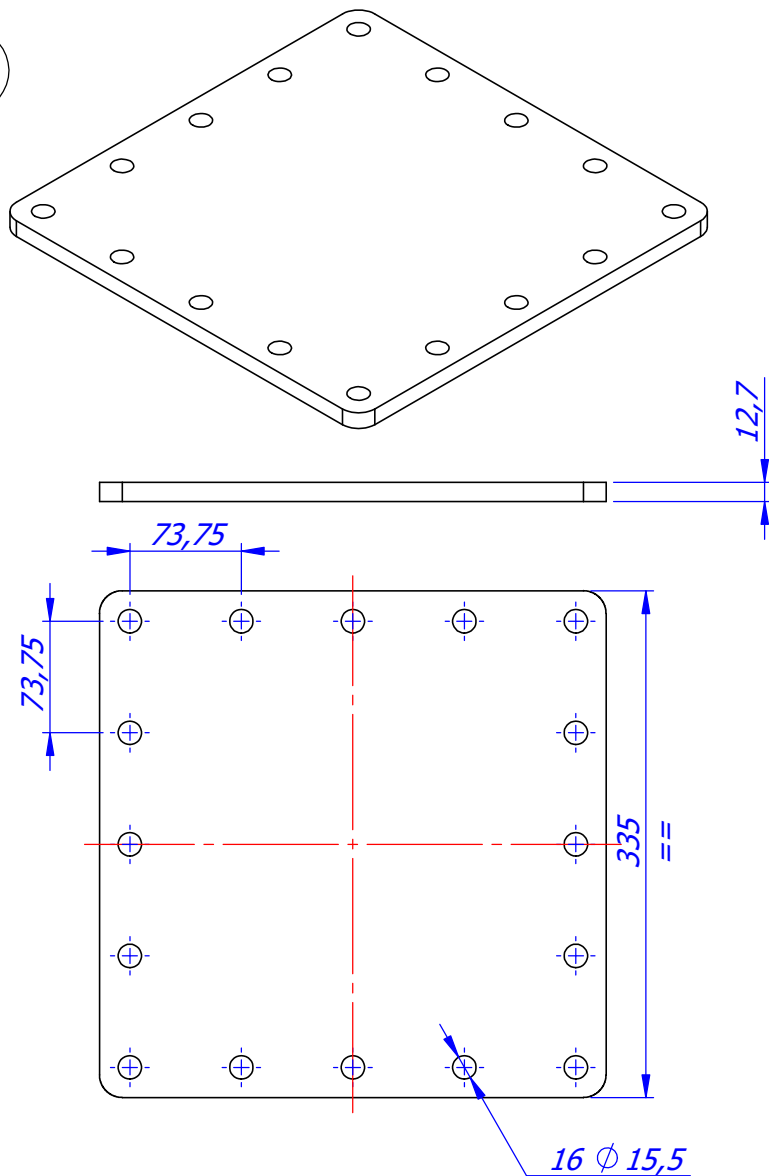
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 3.5

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: BASE DE COLUMNA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-004		HOJA 2
APROBO					REV. —

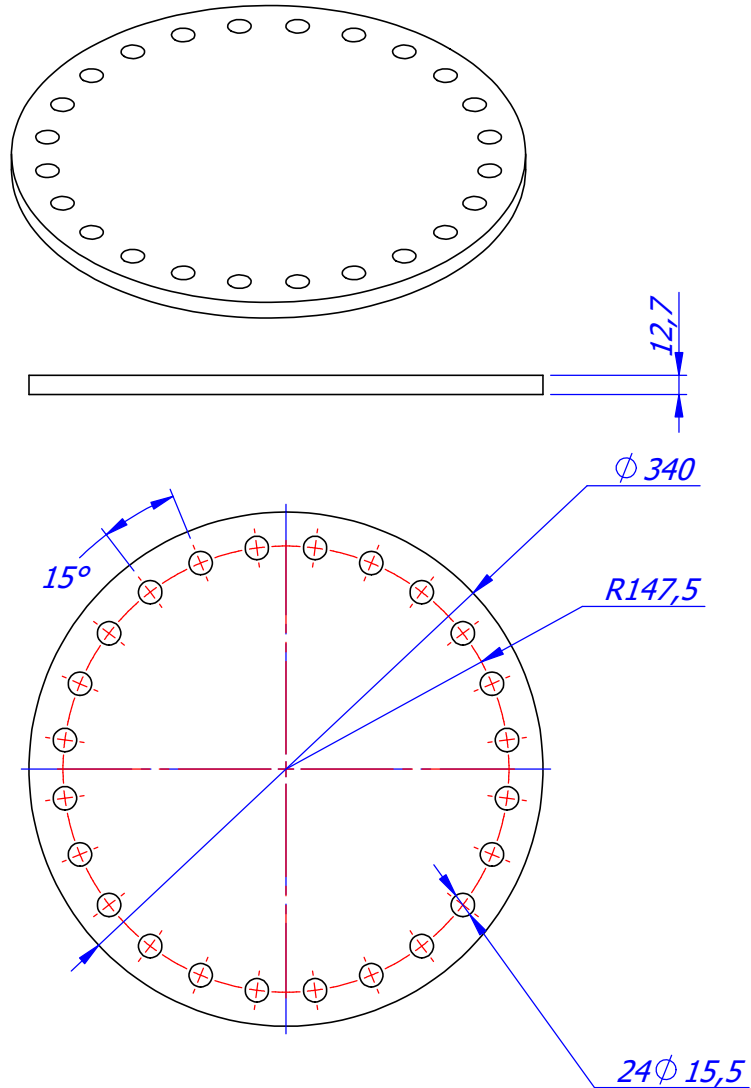
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



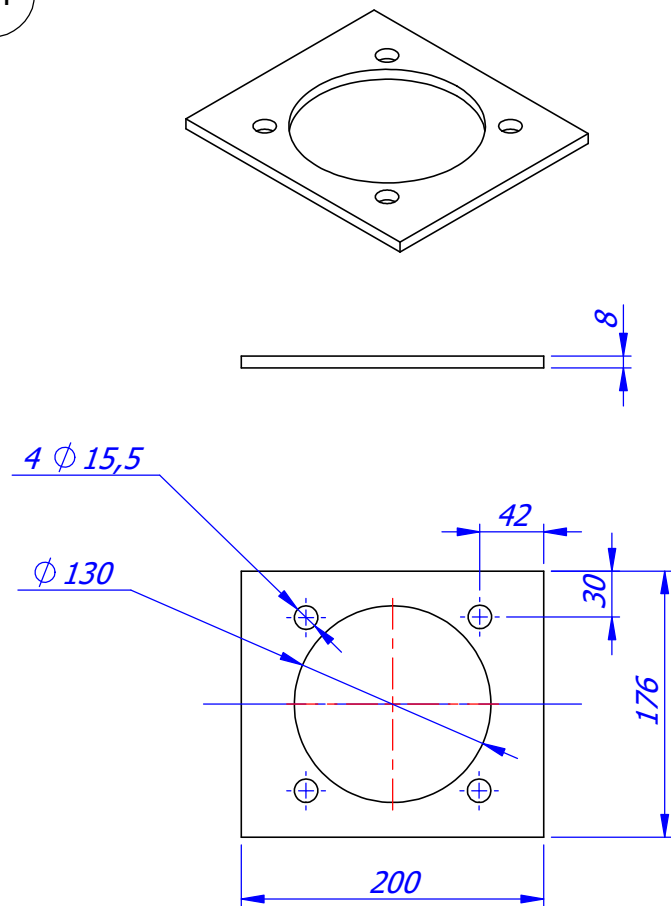
BA



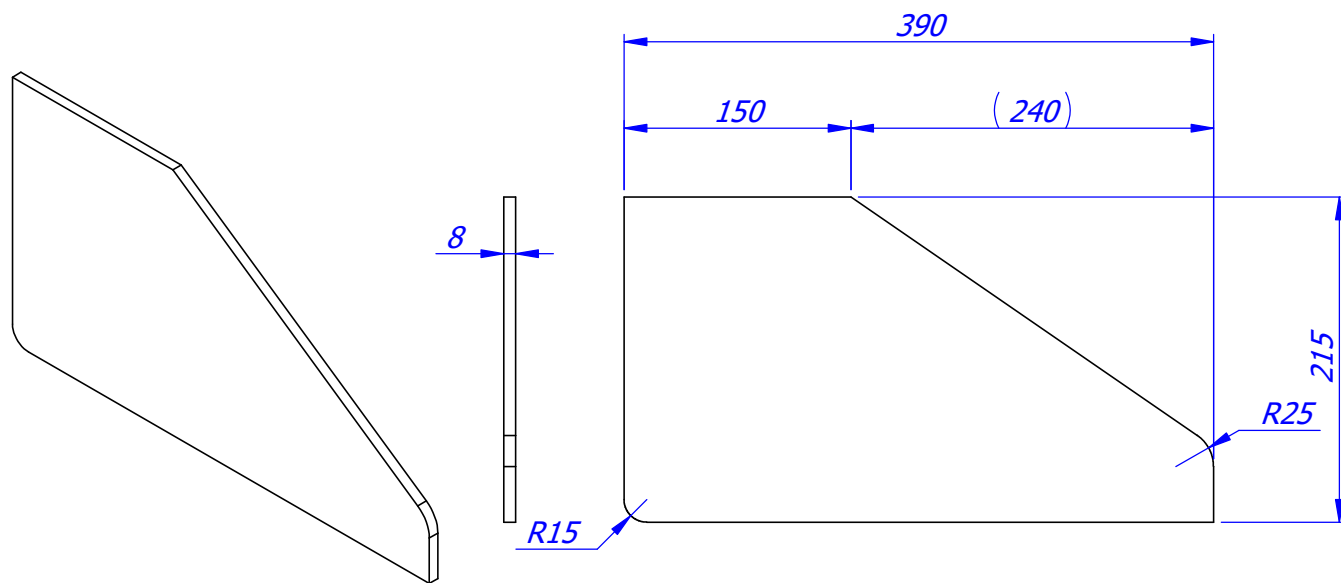
DA



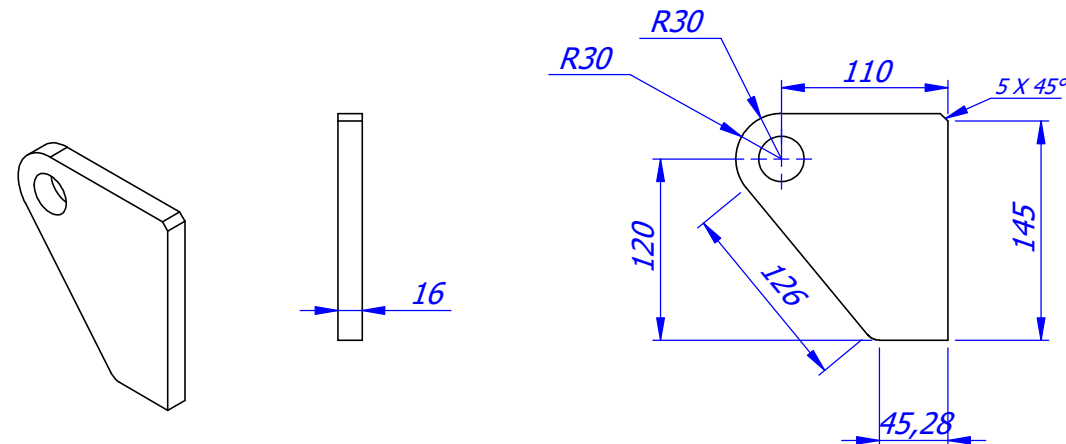
FA



EA



CA



ESCALA: 1:5

NOTAS GENERALES:

1. MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010
2. PROCESO DE FABRICACIÓN: CORTE LÁSER
4. TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,5$ mm



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

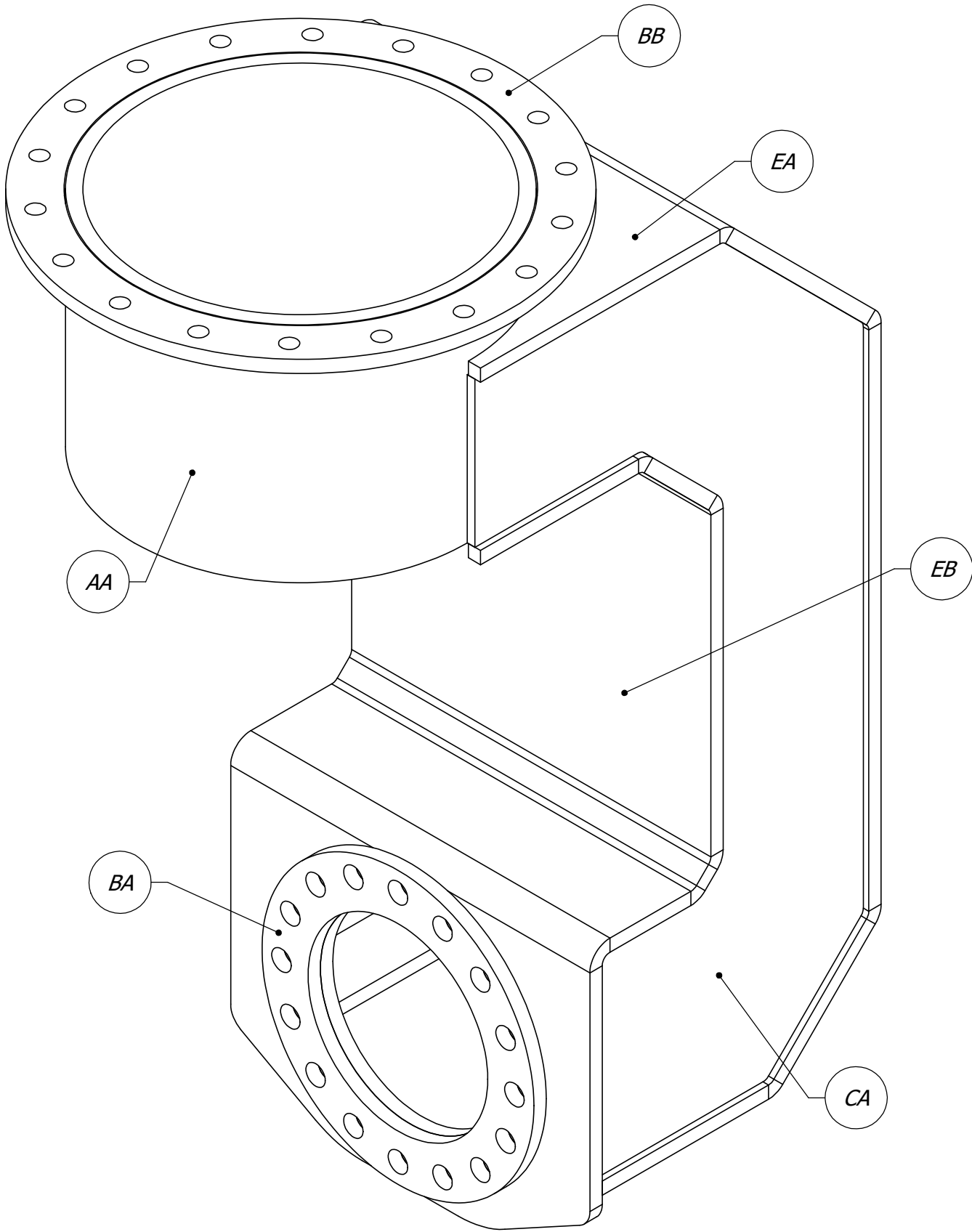
PARTE:
BASE DE COLUMNA

PF-P-004

HOJA
2/2
REV.
—



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

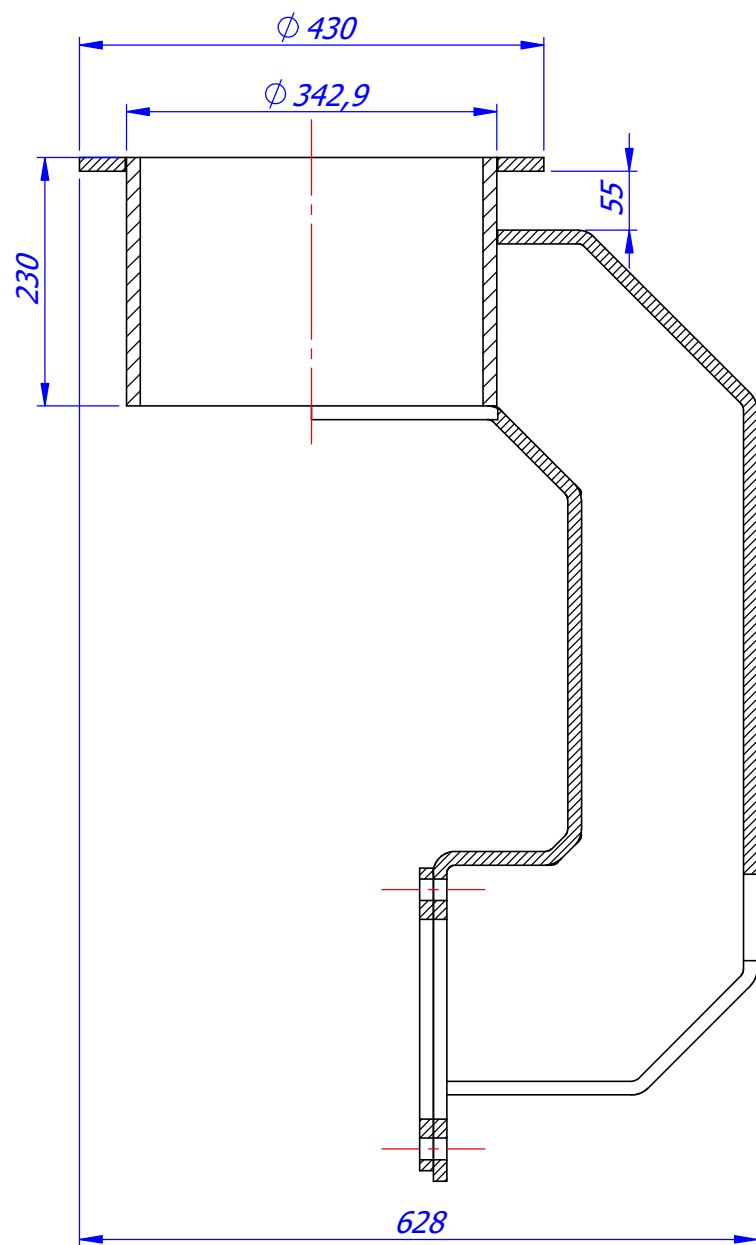


BA	1	CHAPA, 12.7 X 280 X 280	CHAPA F-24	2.97
EB	1	CHAPA, 250 x 370 x 717.7	CHAPA F-24	2.97
BB	1	CHAPA, 12.7 X 430 X 430	CHAPA F-24	4.84
EA	1	CHAPA, 370 x 412.7 x 800.4	CHAPA F-24	
CA	2	CHAPA, 7.9 X 400 X 775	CHAPA F-24	10.31
AA	1	TUBO DIAM 230 X 10 LARGO: 230mm	SAE 1010	23.85
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]

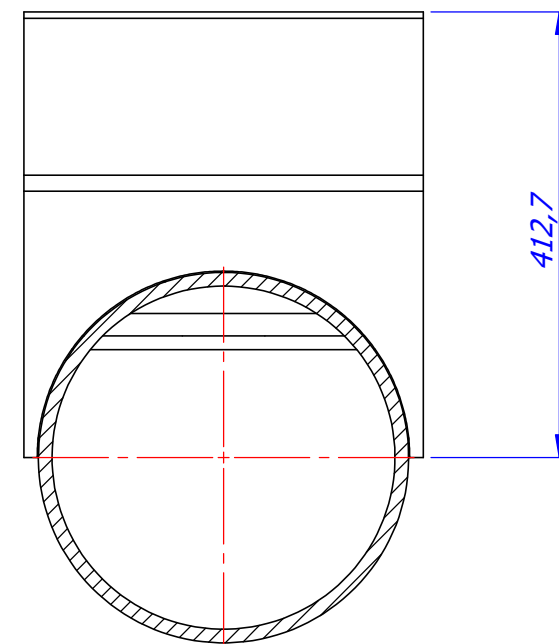
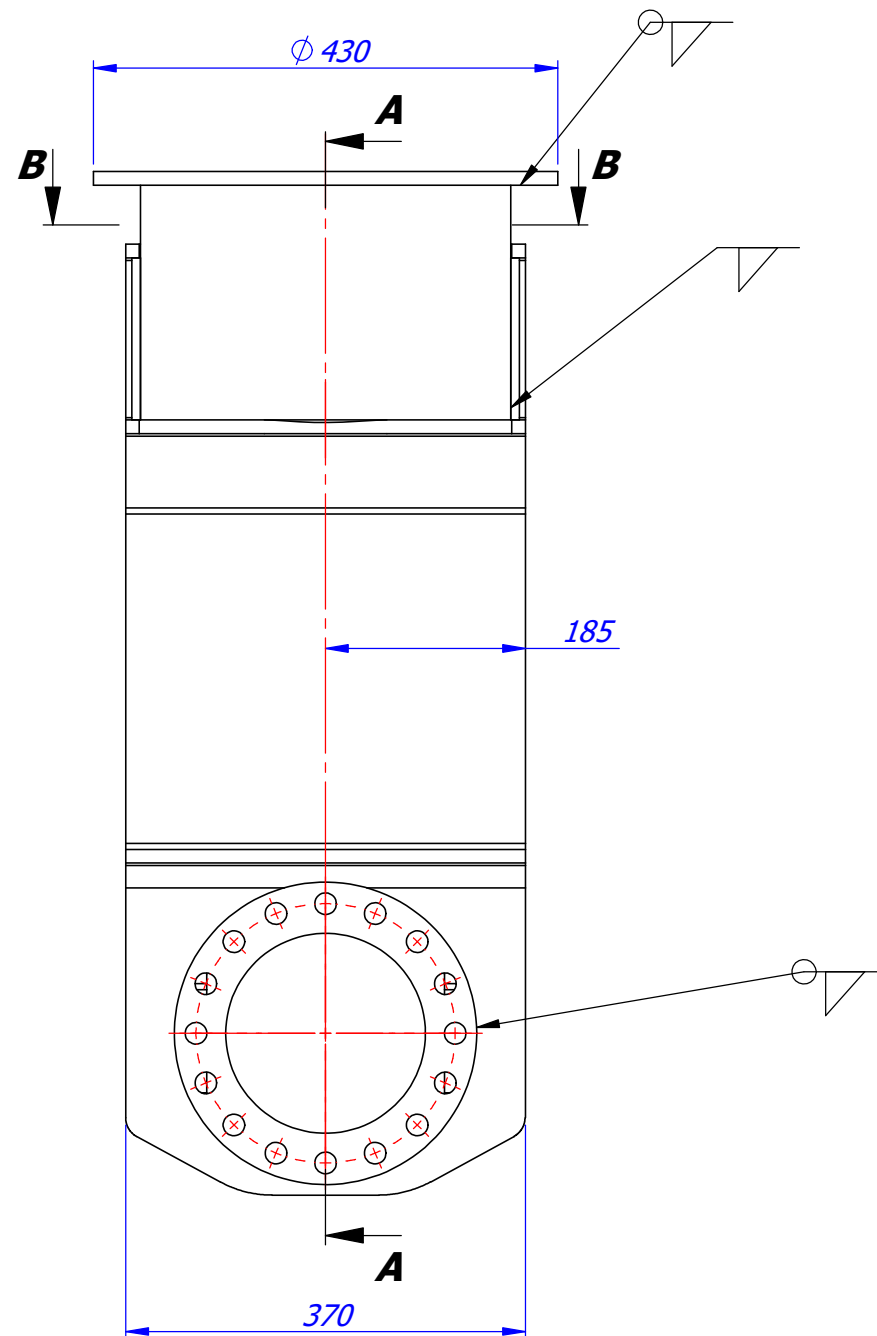
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: HORQUILLA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-005		HOJA 1/1
APROBO					REV. —



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

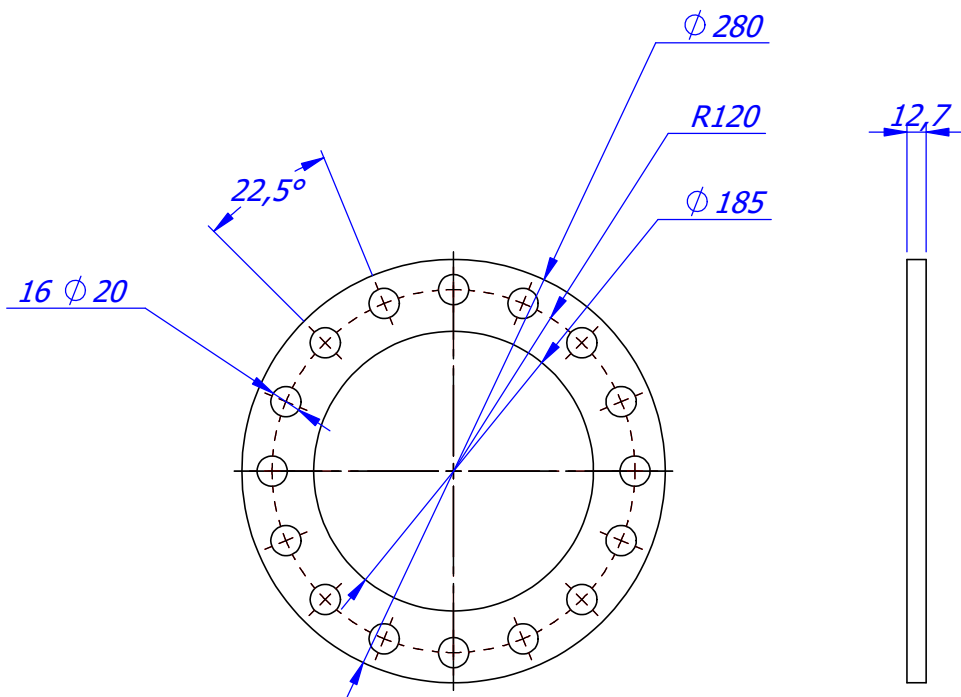
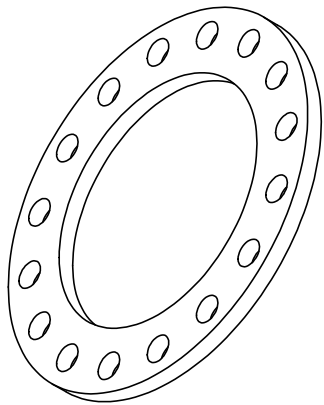


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 7

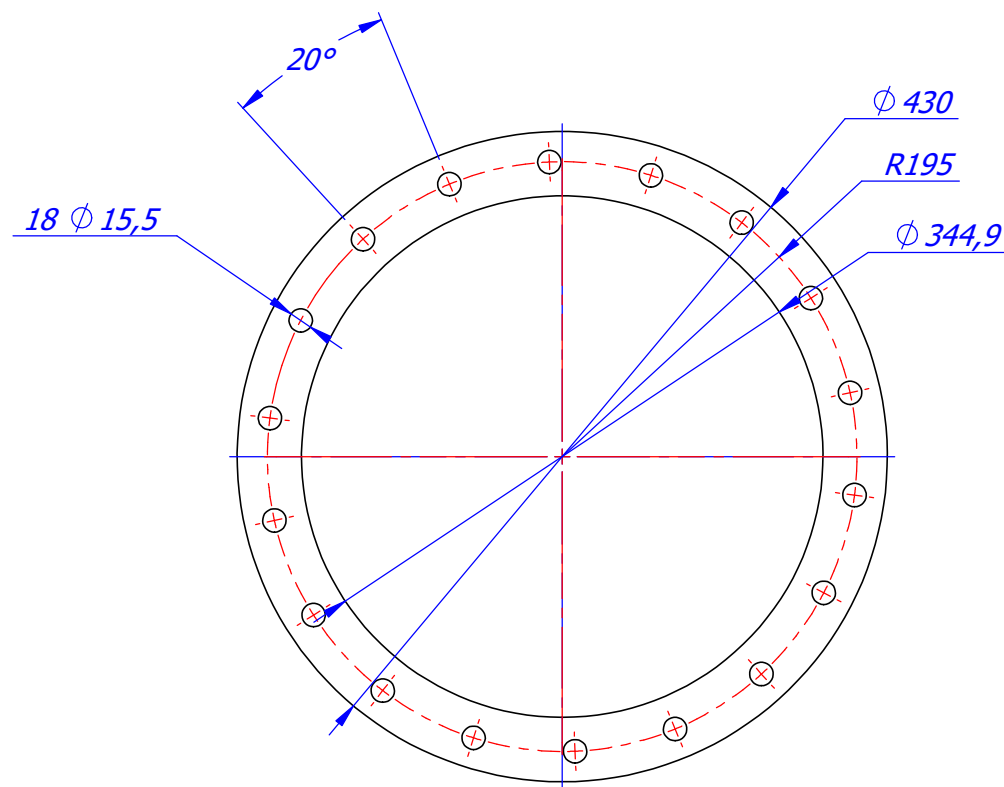
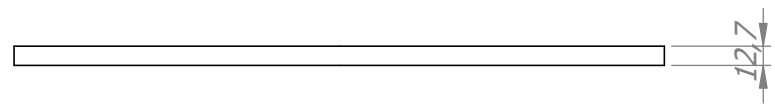
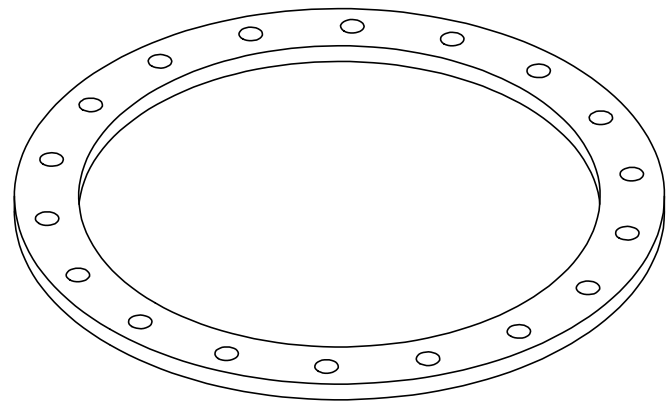
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: HORQUILLA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI		PF-P-005		HOJA Hoja 1
APROBO					REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

BA



BB



ESCALA 1:5

- NOTAS GENERALES:
- 1. MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010
 - 2. PROCESO DE FABRICACIÓN: CORTE LÁSER
 - 4. TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,5\text{ mm}$



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PARTE:
HORQUILLA

DIBUJO
APROBO

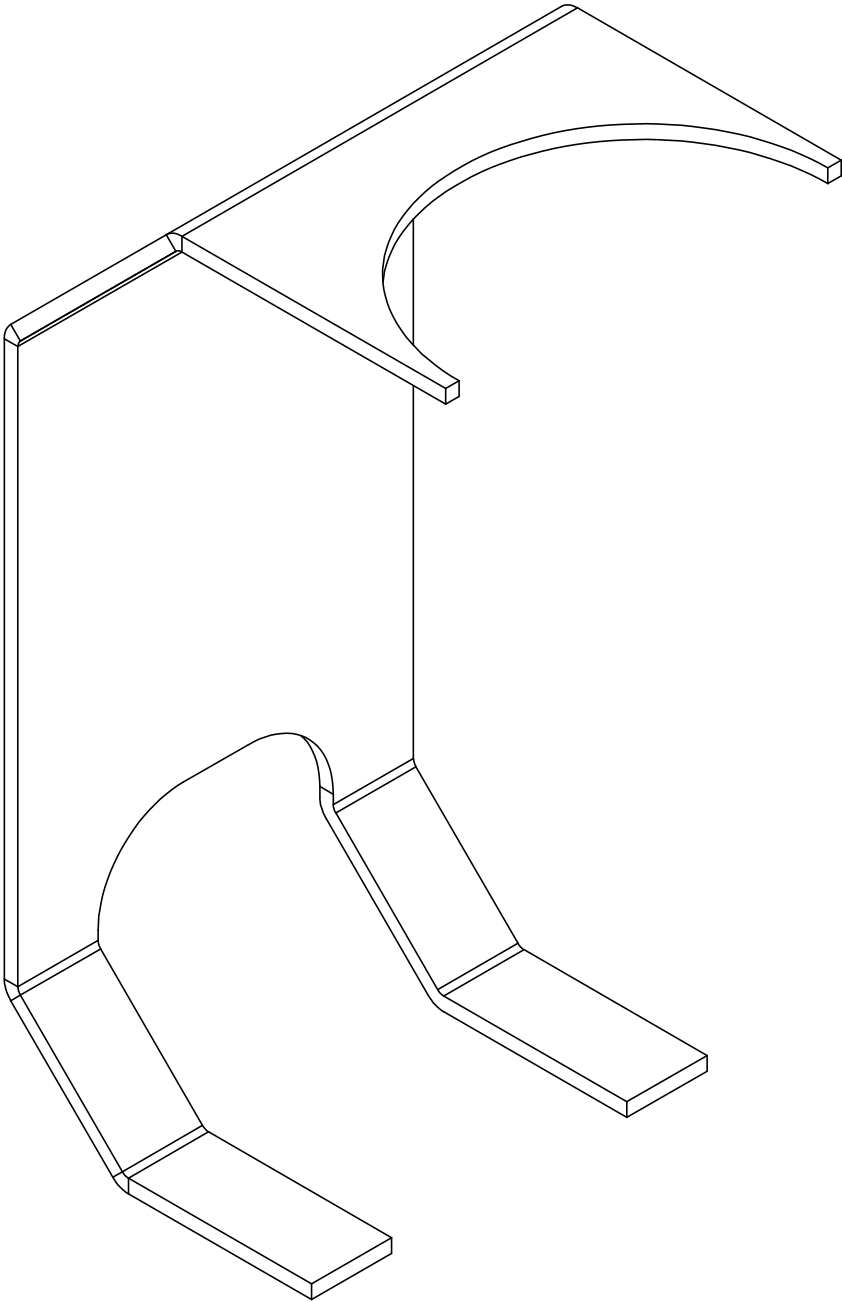
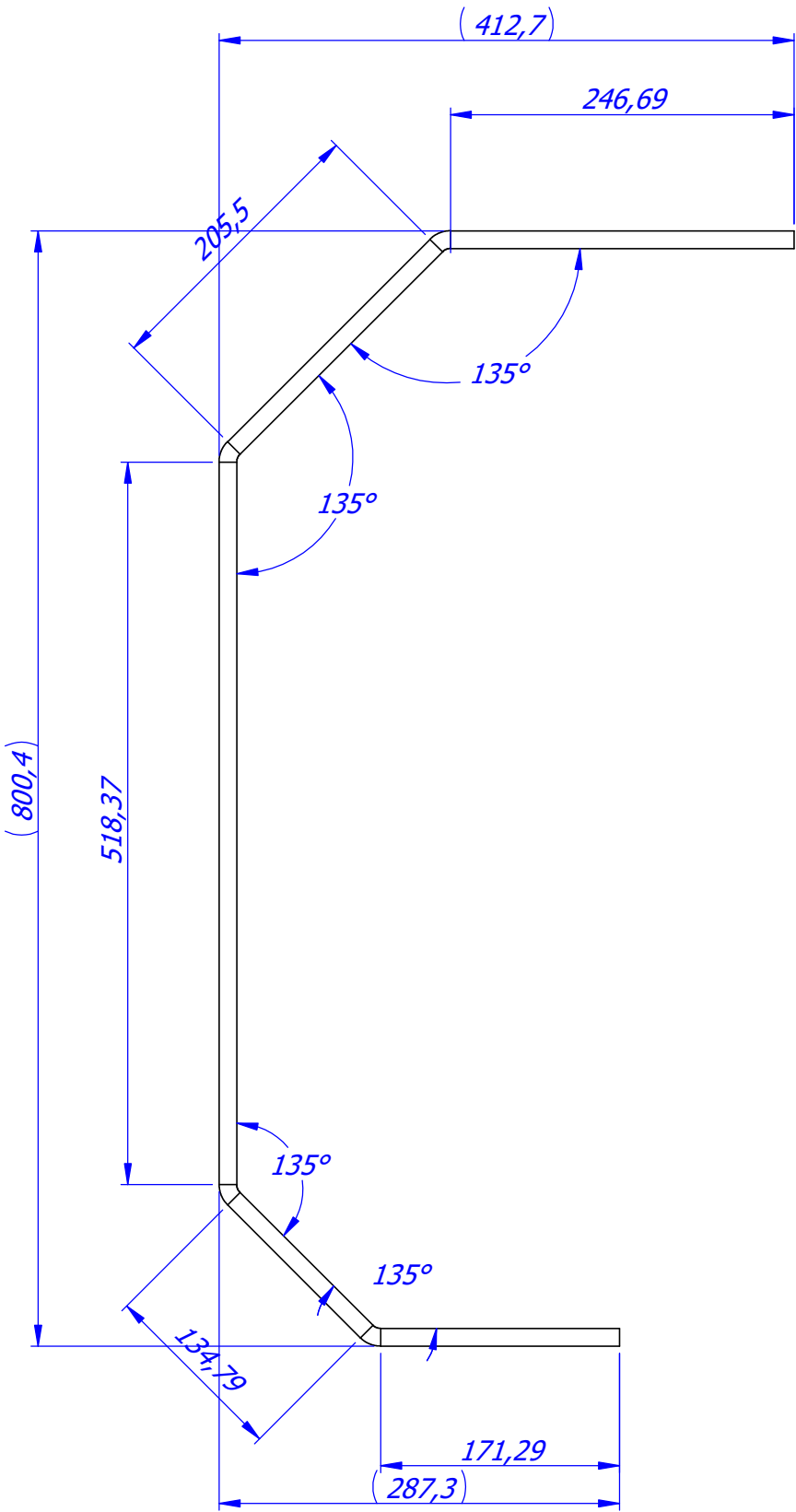
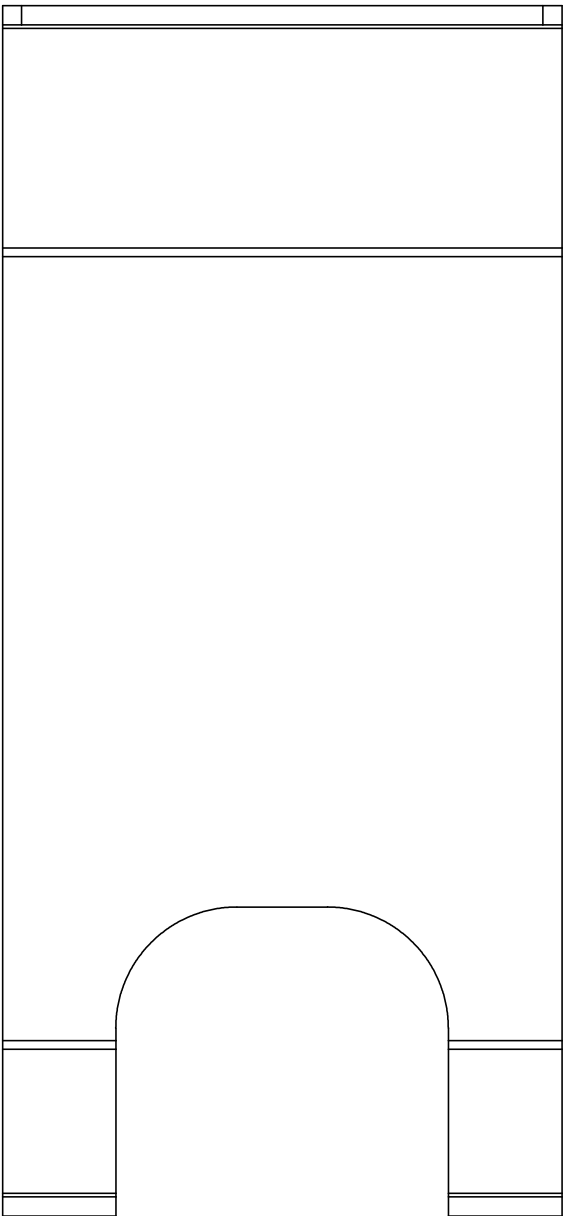
CRESTA - PASQUALINI

PF-P-005

HOJA
1/1 (2)(2)(2)
REV.
—



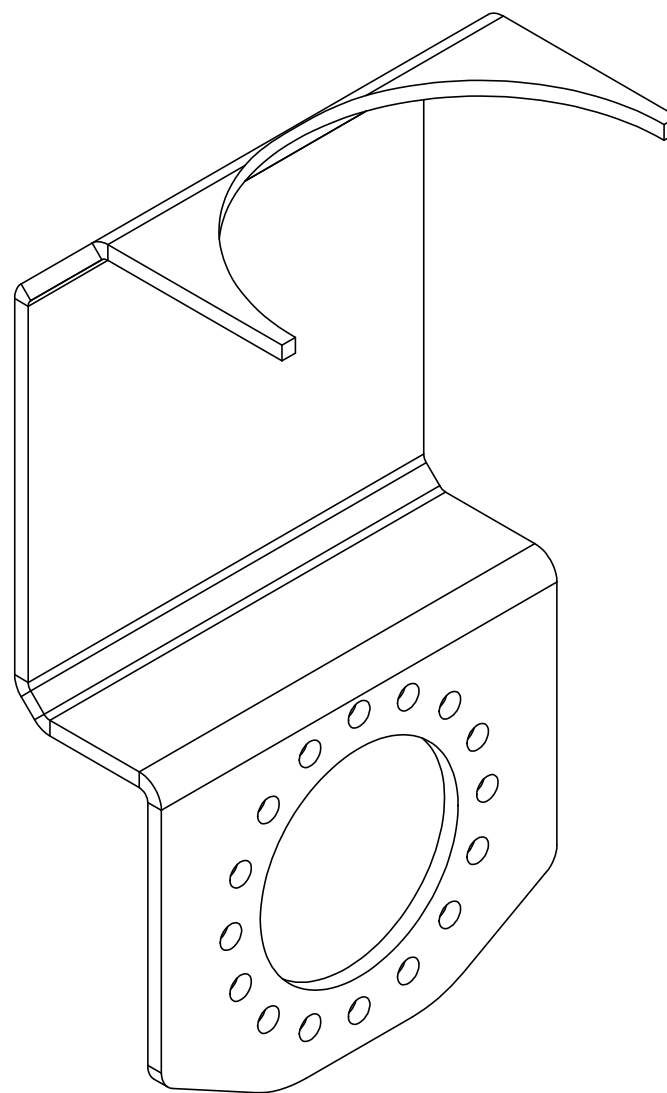
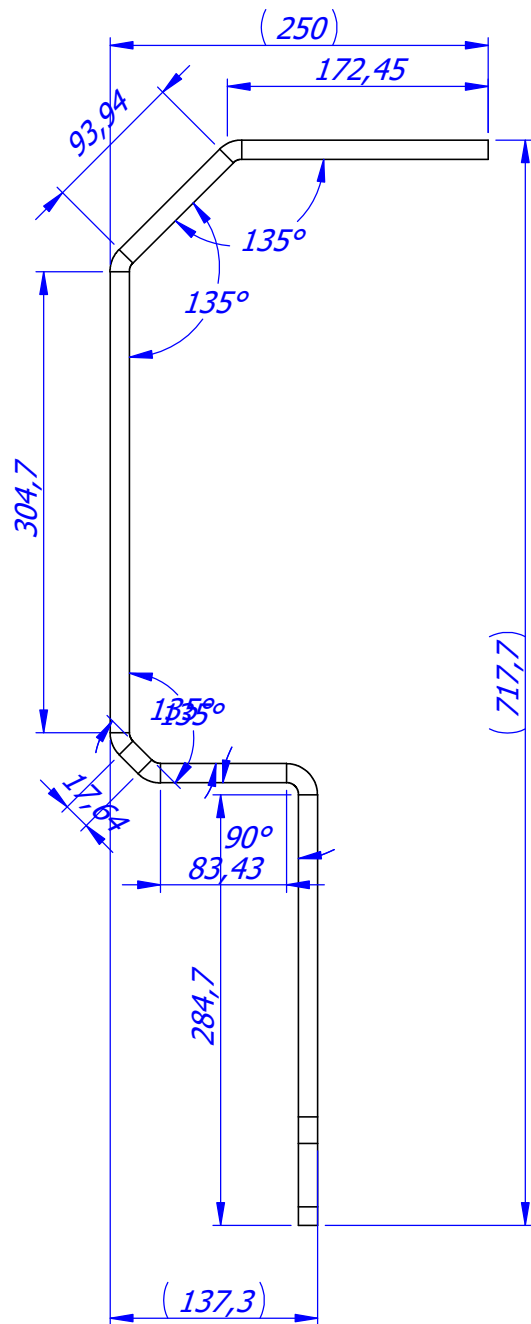
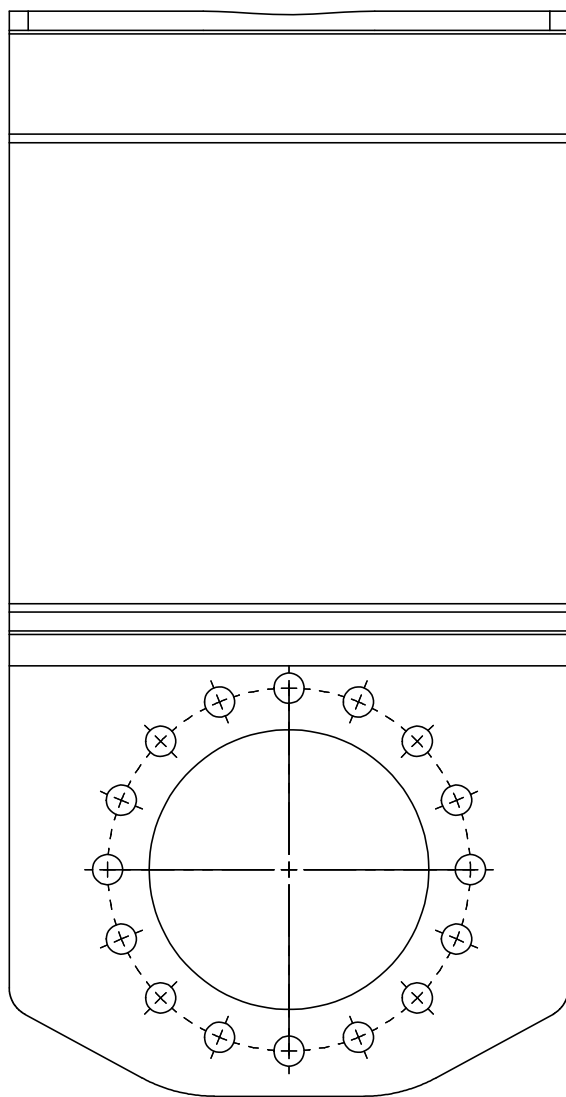
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



ESCALA 1:5

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: HORQUILLA	HOJA 1/1(2)
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-P-005		REV.	—
APROBO					

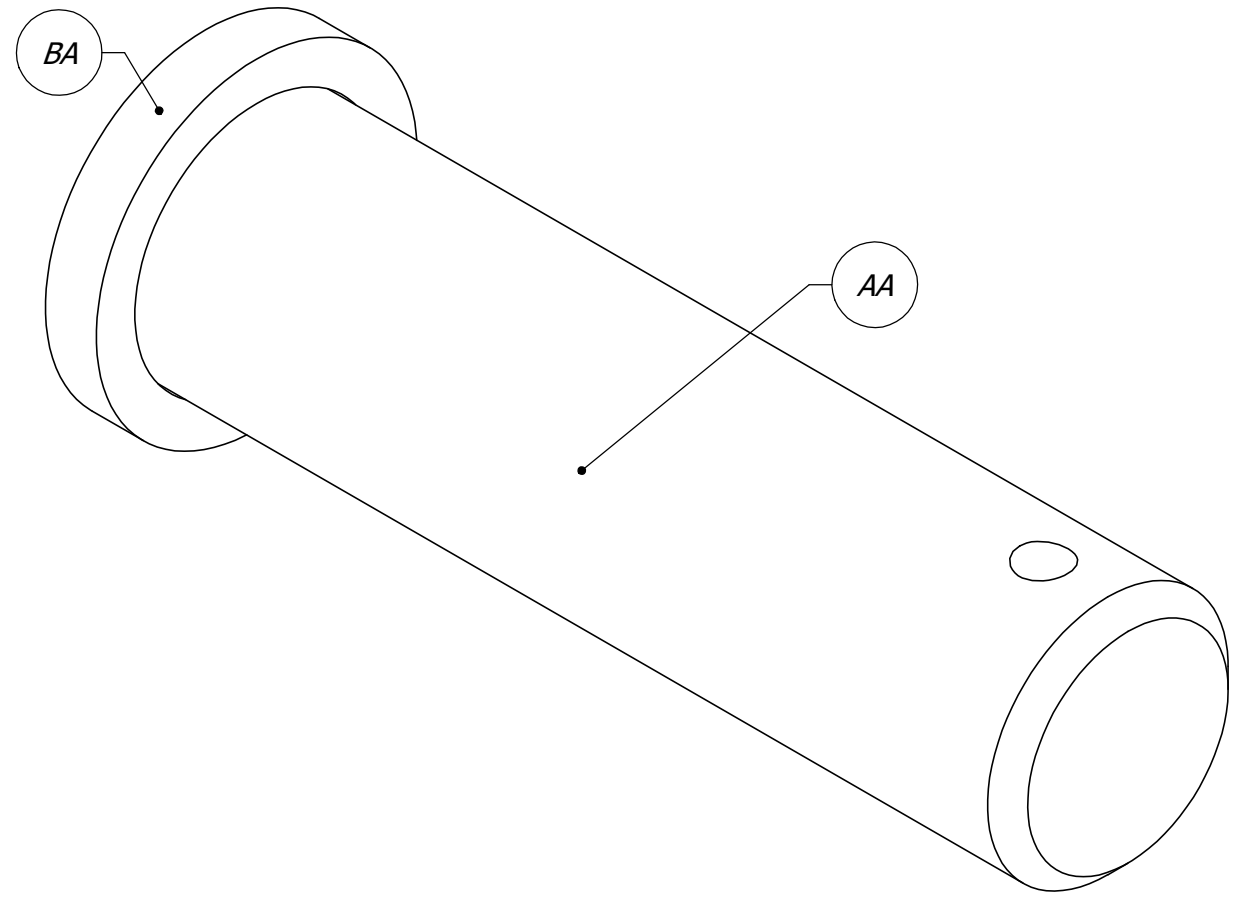
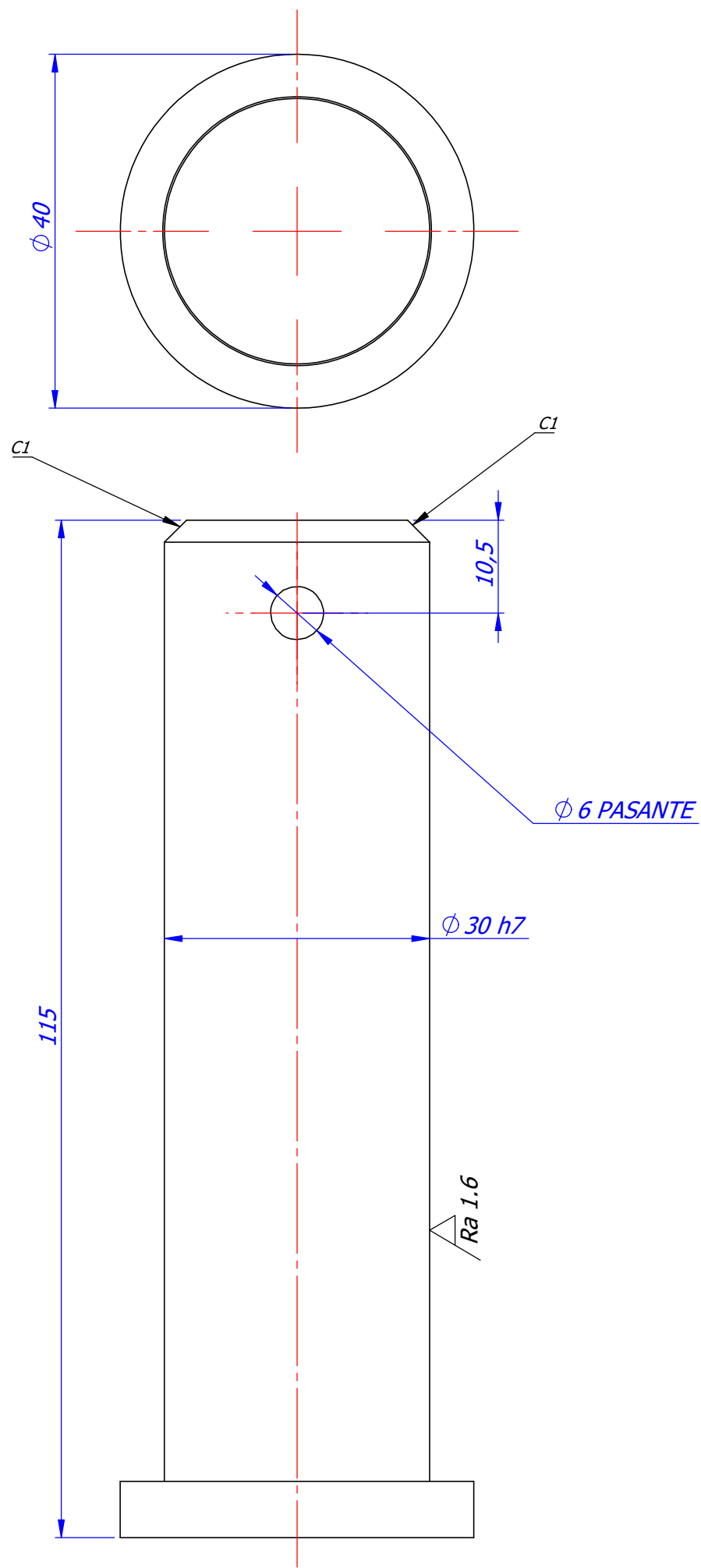
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



ESCALA 1:5

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: HORQUILLA	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI			PF-P-005	HOJA 1/1(2)(2)
APROBO					REV. —

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100

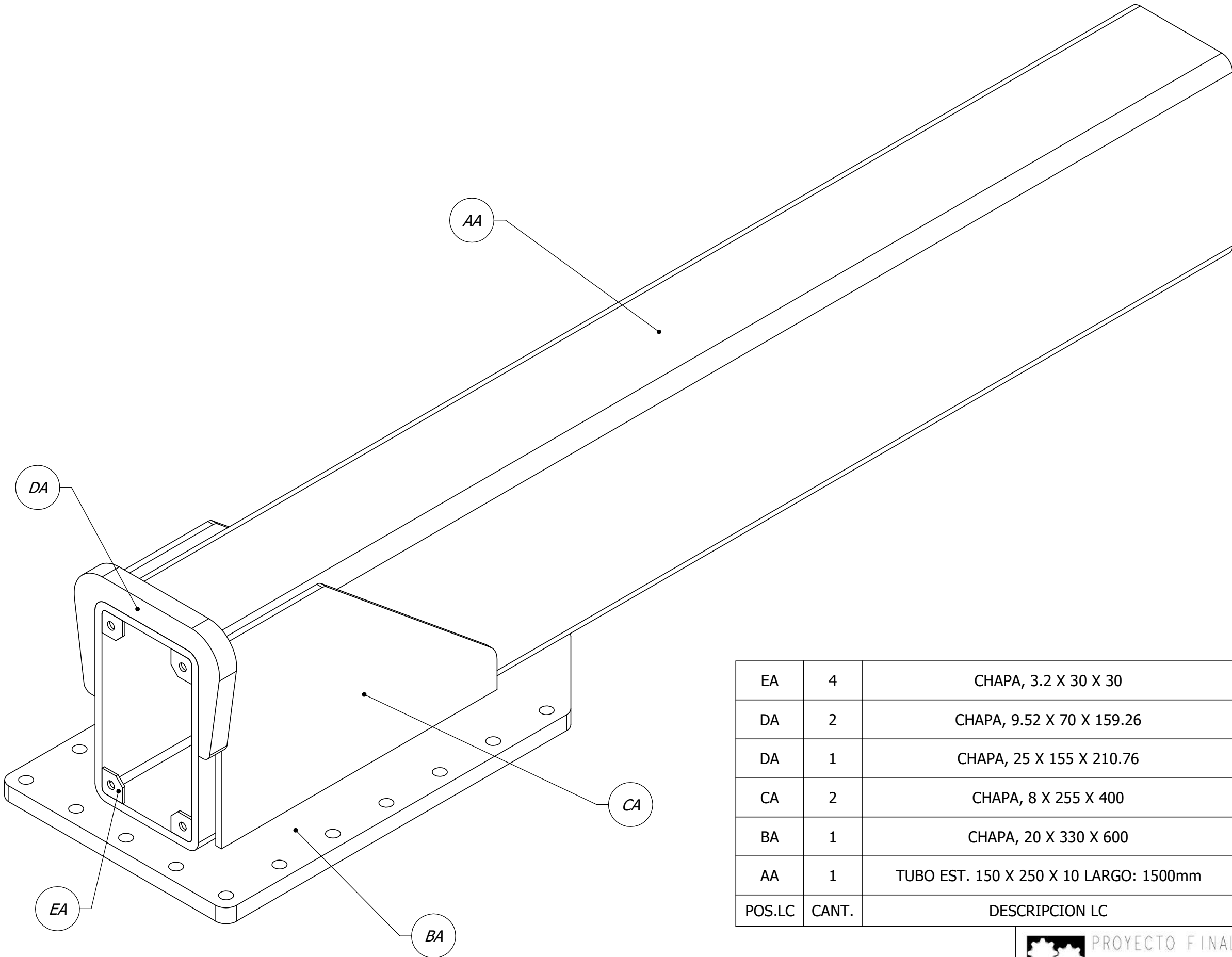


REDONDO SAE 4140 — Ø34 × 120 mm

- NOTAS:
1. T.T.: TEMPLE Y REVENIDO — DUREZA 28-32 HRC
 2. ARISTAS VIVAS ROMPER C0,5 SALVO INDICACIÓN CONTRARIA
 3. TOLERANCIAS GENERALES: ±0,5 mm SALVO INDICACIÓN CONTRARIA

BA	1	CHAPA, 6.35 X 40 X 40	CHAPA F-24	0.03
AA	1	REDONDO, Ø 34 - LARGO: 120 mm	SAE 4140	0.63
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]
		PARTE: PERNO		
		PF-P-006		HOJA 1/1
				REV. —
			PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO	
		DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	
		APROBO		

0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



EA	4	CHAPA, 3.2 X 30 X 30	CHAPA F-24	0.02
DA	2	CHAPA, 9.52 X 70 X 159.26	CHAPA F-24	2.28
DA	1	CHAPA, 25 X 155 X 210.76	CHAPA F-24	2.28
CA	2	CHAPA, 8 X 255 X 400	CHAPA F-24	4.81
BA	1	CHAPA, 20 X 330 X 600	CHAPA F-24	29.07
AA	1	TUBO EST. 150 X 250 X 10 LARGO: 1500mm	S355	87.49
POS.LC	CANT.	DESCRIPCION LC	MATERIAL LC	P[KG.]



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

PARTE:
TUBO INT. VIGA SUP.

DIBUJO

CRESTA - PASQUALINI

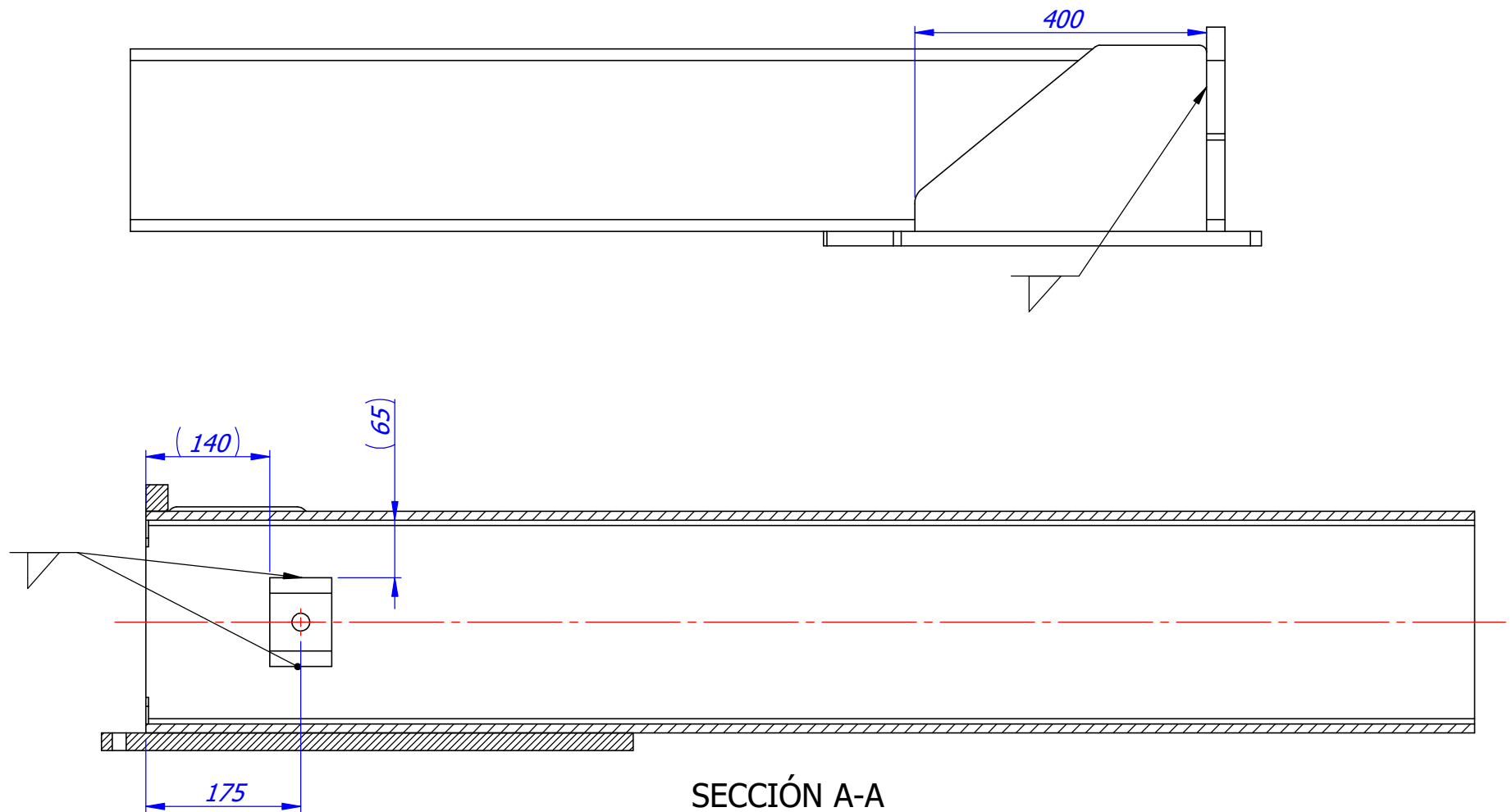
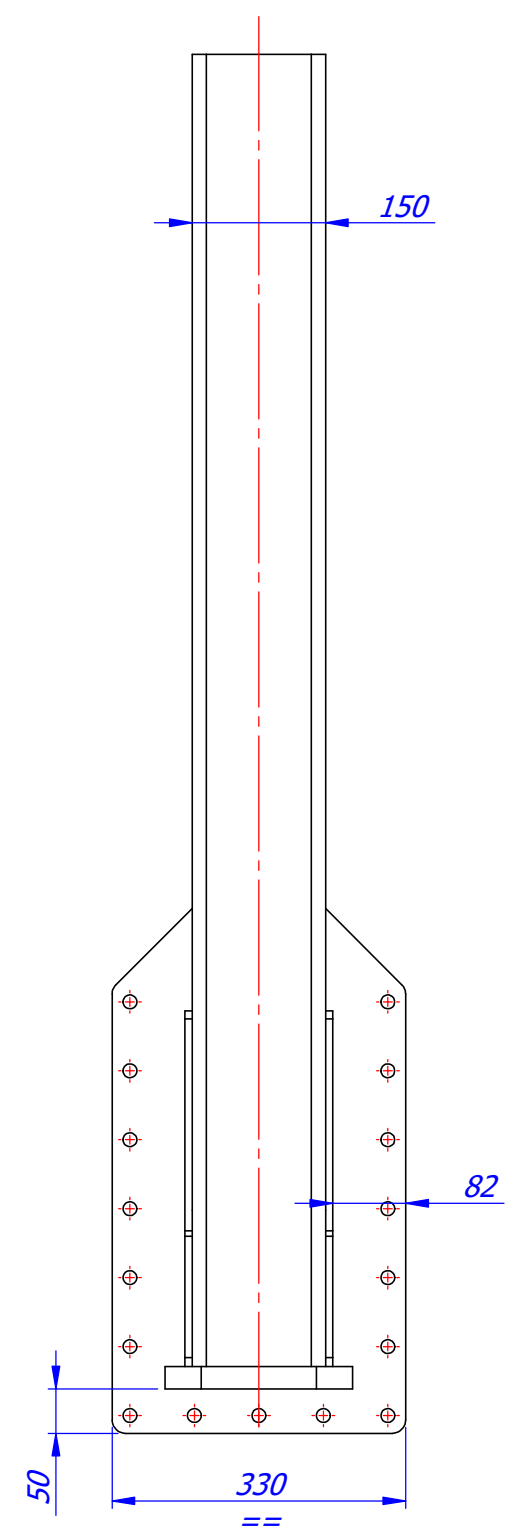
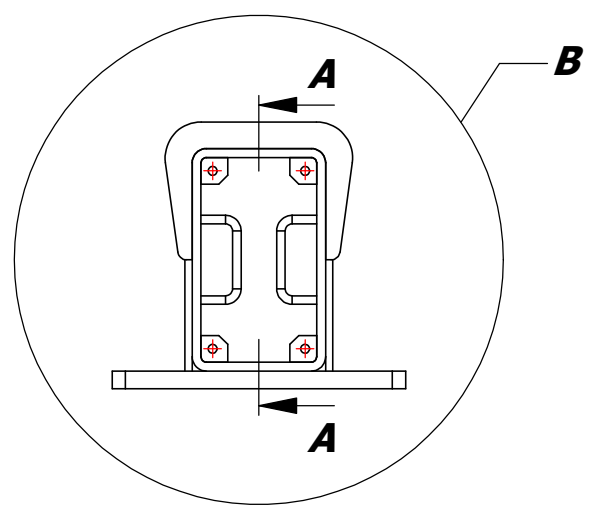
APROBO

PF-P-009

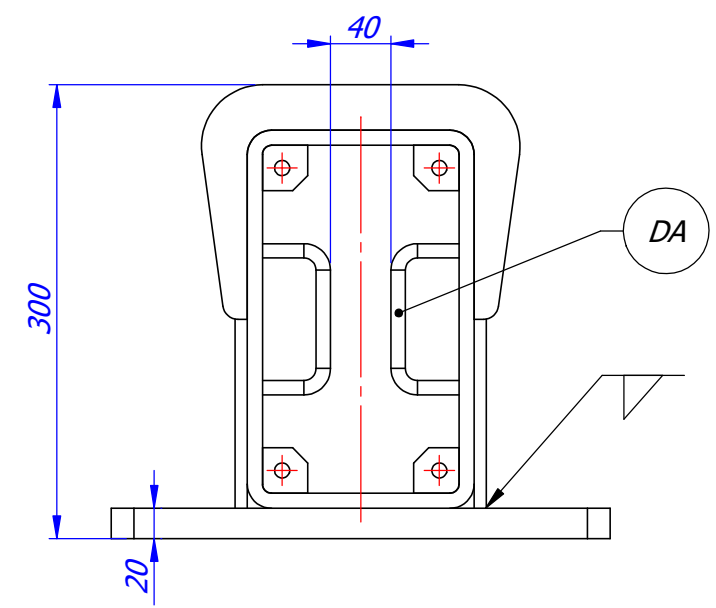
HOJA
1/3
REV.
—



0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 7

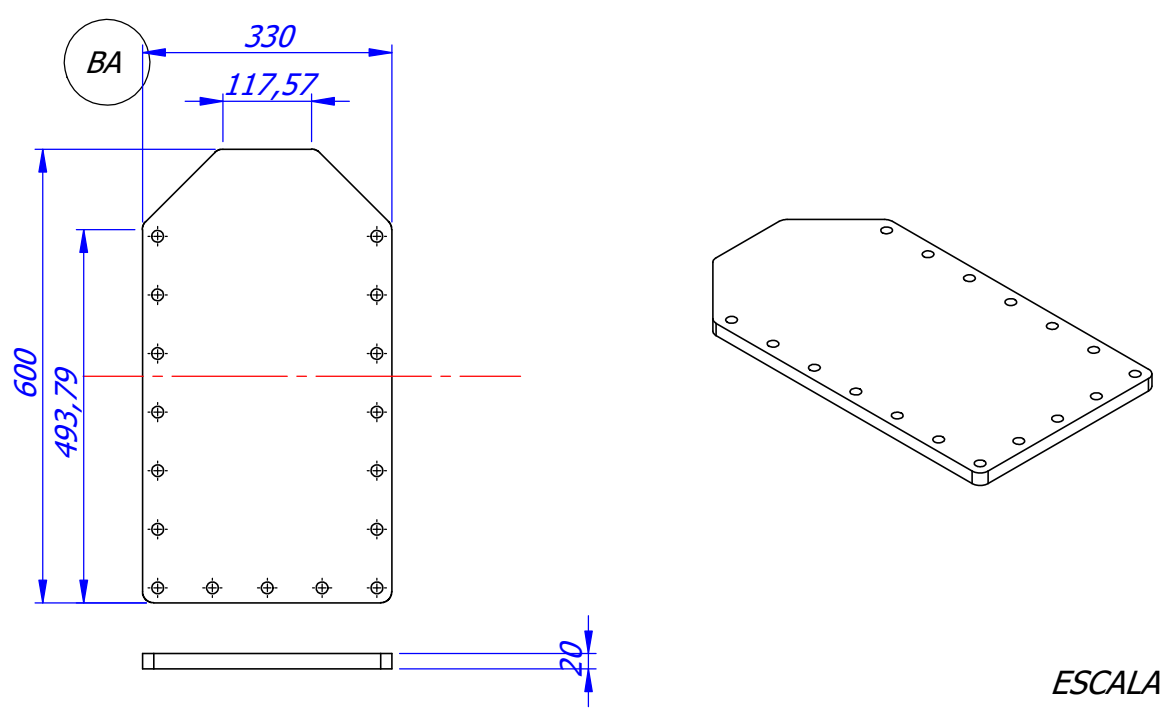


DETALLE B
ESCALA 1 : 5

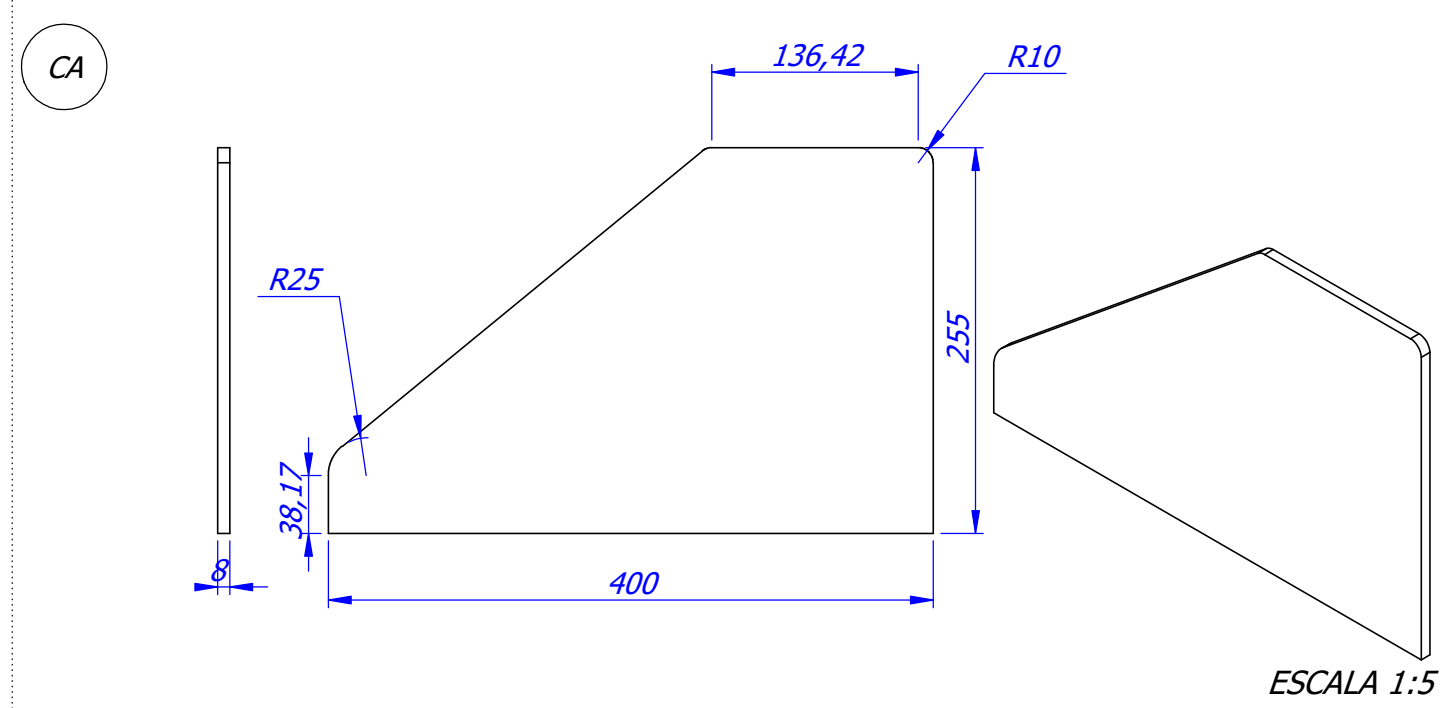


 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: TUBO INT. VIGA SUP.	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-P-009	
APROBO			
			HOJA 2/3 REV. —

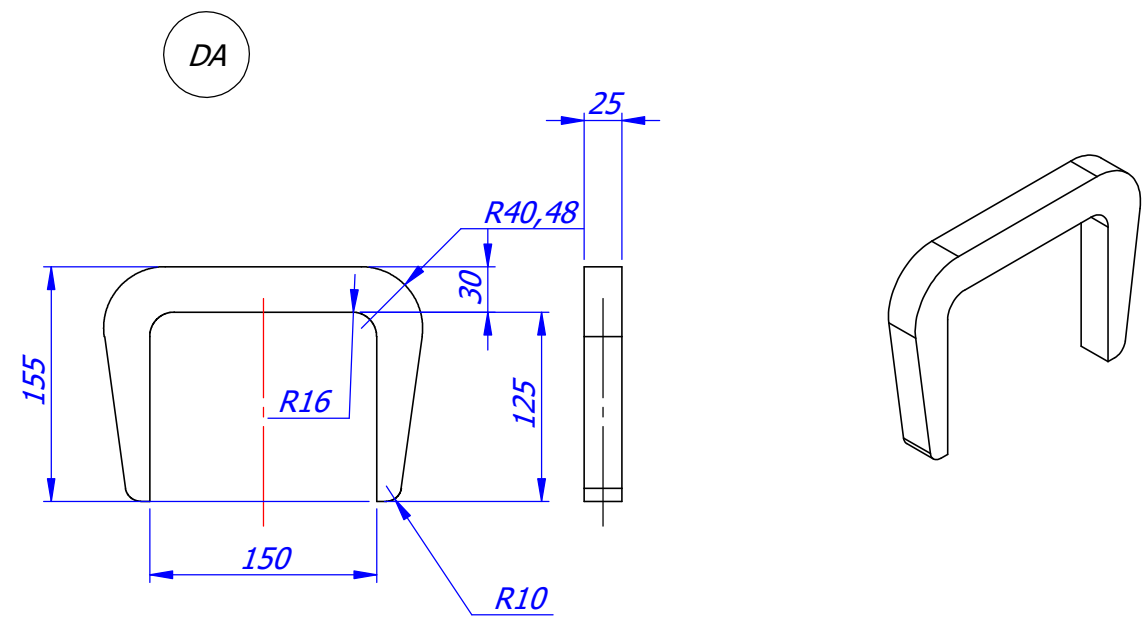
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100



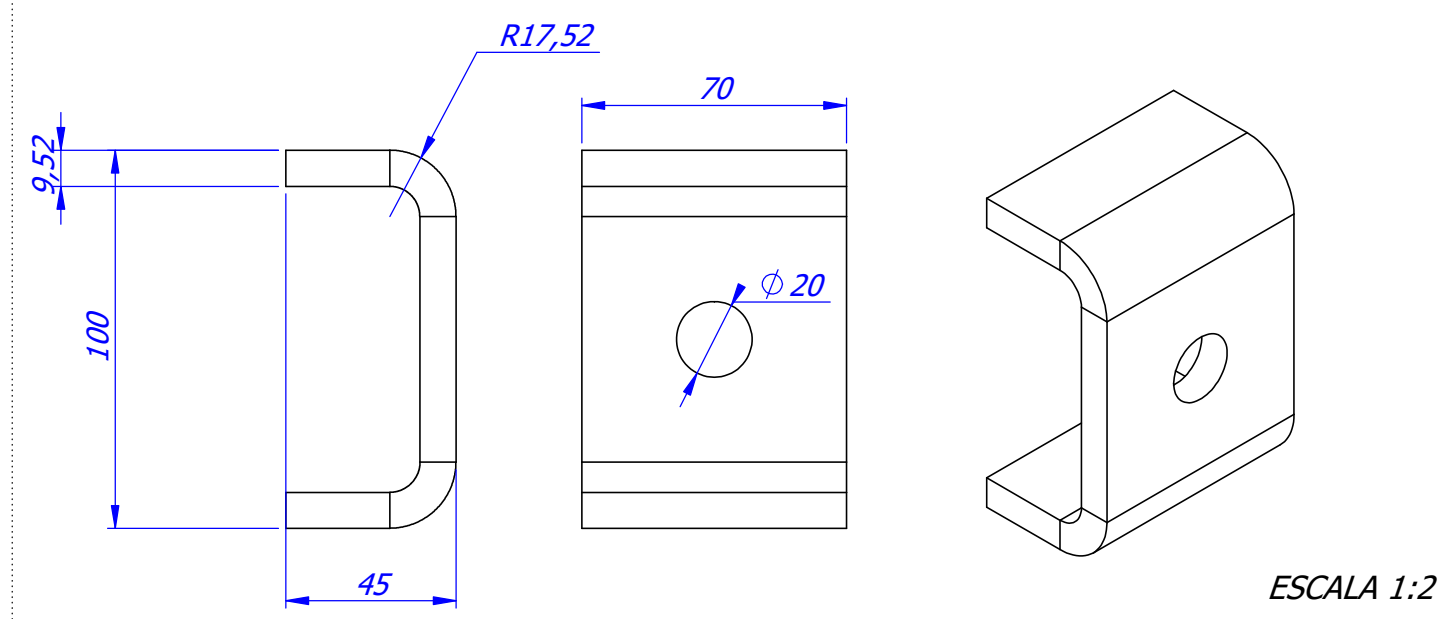
ESCALA 1:10



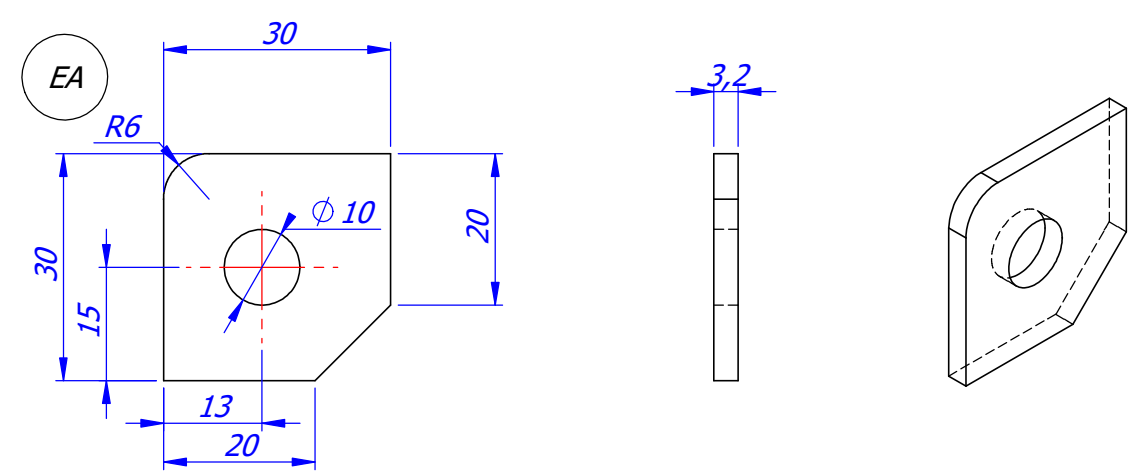
ESCALA 1:5



ESCALA 1:5



ESCALA 1:2



ESCALA 1:1

NOTAS GENERALES:
1. MATERIAL: CHAPA DE ACERO SAE 1010
2. PROCESO DE FABRICACIÓN: CORTE LÁSER
4. TOLERANCIA GENERAL: $\pm 0,5$ mm

 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PARTE: TUBO INT. VIGA SUP.	
DIBUJO	CRESTA - PASQUALINI	PF-P-009	
APROBO			
			HOJA 3/3 REV. —