



Diseño de vehículo para ensayo de carga de anclajes en locaciones petroleras

Rossetto Federico Matias

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

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

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Título y nombre del director/a

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

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año:2026

Resumen

El desarrollo de operaciones de perforación en yacimientos no convencionales, como los presentes en la formación Vaca Muerta, requiere la utilización de sistemas de anclaje que garanticen la estabilidad de las estructuras involucradas. La verificación del comportamiento de estos anclajes mediante ensayos de carga constituye una práctica fundamental para asegurar su correcto funcionamiento bajo condiciones reales de operación.

Sin embargo, la ejecución de estos ensayos en campo presenta dificultades asociadas a la necesidad de aplicar fuerzas de magnitud considerable en direcciones específicas, así como a las condiciones variables del terreno y la dispersión de los puntos de anclaje dentro de la locación. Estas condiciones plantean la necesidad de contar con equipos capaces de desplazarse de manera autónoma y operar de forma segura y eficiente en entornos no preparados.

En este contexto, el presente trabajo tiene como objetivo **diseñar** un vehículo destinado a la realización de ensayos de carga sobre anclajes de torres de perforación. El desarrollo se centra en la definición de la arquitectura general del equipo, el diseño estructural del chasis y el dimensionamiento del sistema hidráulico necesario para la generación y control de la fuerza de ensayo.

Para ello, se realiza un análisis de las solicitaciones actuantes sobre la estructura, considerando las condiciones de operación y la aplicación de esfuerzos de tracción en direcciones inclinadas. Asimismo, se lleva a cabo la selección de componentes comerciales adecuados y la integración de los distintos subsistemas en una propuesta de diseño coherente y funcional.

Como resultado, se obtiene una solución de ingeniería capaz de integrar las funciones de movilidad, posicionamiento, estabilización y aplicación de carga en un único sistema. El diseño desarrollado permite la aplicación de fuerzas del orden de 8 toneladas en direcciones controladas, garantizando condiciones adecuadas de estabilidad y operación en entornos reales de campo. La validez del modelo propuesto se sustenta mediante el análisis estructural y la verificación de las solicitaciones en los distintos componentes del sistema.

Palabras clave: Ensayo de carga, Anclajes, Vehículo de ensayo, Sistema hidráulico, Diseño estructural.

Abstract

The development of drilling operations in unconventional reservoirs, such as those present in the Vaca Muerta formation, requires the use of anchoring systems to ensure the stability of the structures involved. The verification of the behavior of these anchors through load testing constitutes a fundamental practice to guarantee their proper performance under real operating conditions.

However, performing these tests in field conditions presents difficulties associated with the need to apply forces of considerable magnitude in specific directions, as well as with variable terrain conditions and the dispersion of anchoring points within the site. These conditions highlight the need for equipment capable of autonomous movement and efficient operation in unprepared environments.

In this context, the present work aims to design a vehicle intended for conducting load tests on drilling rig anchors. The development focuses on defining the overall architecture of the system, the structural design of the chassis, and the sizing of the hydraulic system required for the generation and control of the test force.

To this end, an analysis of the loads acting on the structure is carried out, considering operating conditions and the application of tensile forces in inclined directions. Additionally, the selection of suitable commercial components and the integration of the different subsystems into a coherent and functional design proposal are performed.

As a result, an engineering solution is obtained that addresses the identified problem by integrating mobility, stabilization, and load application functions into a single system, suitable for operation under real field conditions.

Keywords: Load testing, Anchors, Test vehicle, Hydraulic system, Structural design.

Tabla de contenido

Resumen.....	3
Abstract.....	4
Introducción.....	9
Contexto energético y operativo	9
Descripción de la formación Vaca Muerta.....	9
Operaciones en campo y equipos involucrados.....	10
Sistemas de anclaje en torres de perforación.....	11
Problemática identificada.....	12
Justificación del proyecto	13
Objetivo general y objetivos específicos	13
Objetivo general.....	13
Objetivos específicos	14
Alcance y limitaciones del trabajo	14
Capítulo 1 – Planteo del problema y requerimientos de diseño	15
1.1 Ensayo de carga en anclajes	16
1.2 Sistemas de anclaje y condiciones de trabajo	17
1.3 Análisis de cargas del sistema	17
1.4 Condiciones de operación y requerimientos del sistema.....	18
1.5 Criterios de diseño y metodología adoptada	19
CAPÍTULO 2 – DESARROLLO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE ENSAYO	20
2.1 Descripción general del sistema	21
2.2 Arquitectura general del sistema.....	22
2.3 Sistema de movilidad y dirección	23
2.4 Sistema de posicionamiento.....	24
2.5 Sistema de aplicación de carga	25
2.6 Sistema de medición.....	26
2.7 Secuencia de operación del sistema.....	27
2.8 Criterios de diseño adoptados.....	28
Capítulo 3 – Análisis cinemático, estructural y verificación de estabilidad.....	29
3.1 Modelo mecánico y configuraciones de operación	30
3.1.1 Hipótesis de cálculo.....	30
3.1.2 Configuraciones de operación	31
3.1.3 Definición del modelo de apoyo	32
3.2 Análisis geométrico y cinemático del mecanismo	34
3.2.1 Descripción del mecanismo articulado	34
3.2.2 Definición de eslabones y coordenadas	35
3.2.3 Ecuaciones de posición en función del ángulo de entrada.....	36
Este procedimiento permite obtener directamente la orientación del eslabón intermedio en la configuración analizada, una vez conocido el ángulo γ	40
3.2.4 Determinación de la geometría completa del mecanismo	41
3.2.5 Determinación de la geometría de las fuerzas externas	45
3.2.6 Determinación geométrica de la fuerza del cilindro hidráulico	46
3.2.7 Determinación geométrica de la fuerza del ensayo.....	50

3.3	Análisis de cargas actuantes.....	51
3.3.1	Condición de análisis adoptada.....	51
3.3.2	Definición del ángulo de la fuerza de ensayo.....	52
3.3.3	Fuerza de ensayo aplicada.....	53
3.3.4	Descomposición de la carga.....	54
3.3.5	Transmisión de cargas en el sistema.....	55
3.4	Análisis de equilibrio del mecanismo.....	56
3.4.1	Definición del sistema y diagrama de cuerpo libre.....	56
3.4.2	Planteo de ecuaciones de equilibrio por eslabón.....	57
3.4.3	Simplificaciones mecánicas del sistema.....	62
3.4.4	Obtención del sistema reducido de ecuaciones.....	64
3.4.5	Reacción en el apoyo del suelo.....	66
3.4.6	Resolución numérica del sistema.....	70
3.4.7	Análisis e interpretación de resultados.....	73
3.4.8	Distribución de cargas en el sistema real.....	73
3.5	Verificación de estabilidad del equipo.....	74
3.5.1	Verificación al deslizamiento.....	74
3.5.2	Verificación al vuelco.....	75
3.6	Conclusiones del capítulo.....	77
CAPÍTULO 4 - DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO		78
4.1	Arquitectura hidráulica del sistema.....	79
4.1.1	Descripción general del circuito.....	79
4.1.2	Configuración de los subsistemas hidráulicos.....	81
4.2	Dimensionamiento del sistema de dirección.....	82
4.2.1	Modelo físico del sistema de dirección.....	82
4.2.2	Determinación del momento resistente al giro.....	83
4.2.3	Análisis geométrico del mecanismo de dirección.....	85
4.2.4	Determinación del brazo mínimo del cilindro.....	87
4.2.5	Determinación de la fuerza del cilindro hidráulico.....	88
4.2.6	Discusión de resultados.....	89
4.3	Sistema de tracción hidráulica.....	89
4.3.1	Modelo de tracción del vehículo.....	89
4.3.2	Determinación de la fuerza de tracción requerida.....	90
4.3.3	Determinación del par en las ruedas.....	91
4.4	Dimensionamiento de actuadores hidráulicos.....	92
4.4.1	Cilindros de posicionamiento del sistema de ensayo.....	92
4.4.2	Cilindros de dirección.....	94
4.5	Sistema de aplicación de carga.....	97
4.5.1	Función del sistema de aplicación de carga.....	97
4.5.2	Fuerza de tracción requerida.....	97
4.5.3	Determinación del torque en el tambor.....	97
4.5.4	Velocidad de operación del sistema.....	98
4.5.5	Potencia requerida.....	98
4.6	Determinación de los parámetros del sistema hidráulico.....	98
4.6.1	Presión de diseño.....	99
4.6.2	Condiciones de operación del sistema.....	99
4.6.3	Criterio de dimensionamiento del sistema.....	100
4.6.4	Consideraciones finales.....	101

4.6.5 Determinación del caudal requerido	101
4.7 Selección de la bomba hidráulica.....	105
4.8 Determinación de la potencia requerida	106
4.9 Esquema hidráulico general.....	107
4.10 Selección de componentes comerciales.....	109
4.10.1 Selección de motores hidráulicos de tracción.....	109
4.10.2 Selección del malacate.....	110
4.10.3 Selección de cilindros hidráulicos	111
4.10.4 Selección de válvulas hidráulicas.....	114
4.10.5 Selección de bombas hidráulicas	115
4.10.6 Selección de la válvula de alivio.....	117
4.10.7 Selección del filtro de succión	119
4.10.8 Selección del filtro de retorno	120
4.10.9 Diseño y selección del depósito hidráulico.....	121
4.10.10 Selección del manifold de distribución	123
4.10.11 Selección de mangueras hidráulicas	124
4.10.12 Selección de conexiones y racores hidráulicos	125
4.11 Conclusión sobre la selección de componentes hidráulicos.....	126
CAPÍTULO 5 - VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL Y VALIDACIÓN DEL DISEÑO.....	127
5.1 Introducción	128
5.2 Metodología de simulación	128
5.3 Simulación del mecanismo de ensayo	130
5.3.1 Definición de condiciones de contorno y vinculaciones	130
5.3.2 Resultados de la simulación.....	133
5.3.3 Conclusiones de la simulación.....	135
5.4 Simulación estructural del soporte del malacate	136
5.4.1 Definición de condiciones de contorno y cargas	136
5.4.2 Resultados de la simulación.....	138
5.4.3 Conclusiones de la simulación.....	141
5.5 Verificación de pernos en los vínculos del mecanismo	141
Capítulo 6 – Selección del grupo motriz y elementos de rodadura	143
6.1 Selección del motor de combustión interna	144
6.2 Selección de ruedas y llantas.....	145
7. Conclusiones	147
7.1 Conclusiones generales.....	147
7.2 Limitaciones del trabajo	148
7.3 Prospectiva y trabajos futuros.....	149
7.4 Reflexión final	150
Bibliografía.....	151
Anexo A – Imágenes vehículo en campo	152
Anexo B – Planos del sistema	157

Introducción

Contexto energético y operativo

En el contexto energético actual, la creciente demanda de hidrocarburos ha impulsado el desarrollo de tecnologías orientadas a la explotación de recursos no convencionales. Estos recursos, caracterizados por su baja permeabilidad y complejidad geológica, requieren la implementación de técnicas específicas de extracción, tales como la perforación horizontal y la estimulación hidráulica, las cuales implican elevados niveles de exigencia técnica y operativa.

En la República Argentina, este escenario ha cobrado especial relevancia a partir del desarrollo de la formación Vaca Muerta, considerada uno de los reservorios de hidrocarburos no convencionales más importantes a nivel mundial. La explotación de este tipo de yacimientos demanda no solo equipamiento de alta capacidad y tecnología avanzada, sino también soluciones de ingeniería adaptadas a condiciones de operación particulares.

Descripción de la formación Vaca Muerta

La formación Vaca Muerta se localiza en la Cuenca Neuquina, como se observa en la *Figura 1-1*, esta abarca principalmente las provincias de Neuquén, Río Negro, La Pampa y Mendoza. Se trata de una formación geológica de tipo shale, caracterizada por la presencia de hidrocarburos atrapados en rocas de muy baja permeabilidad, lo que impide su extracción mediante métodos convencionales.

Su relevancia a nivel nacional e internacional ha impulsado el desarrollo de numerosas locaciones de perforación, generando un entorno operativo altamente dinámico y exigente. Estas operaciones requieren la movilización constante de equipos, la ejecución de tareas en condiciones variables de terreno y la implementación de soluciones técnicas que garanticen la continuidad y seguridad del proceso productivo.

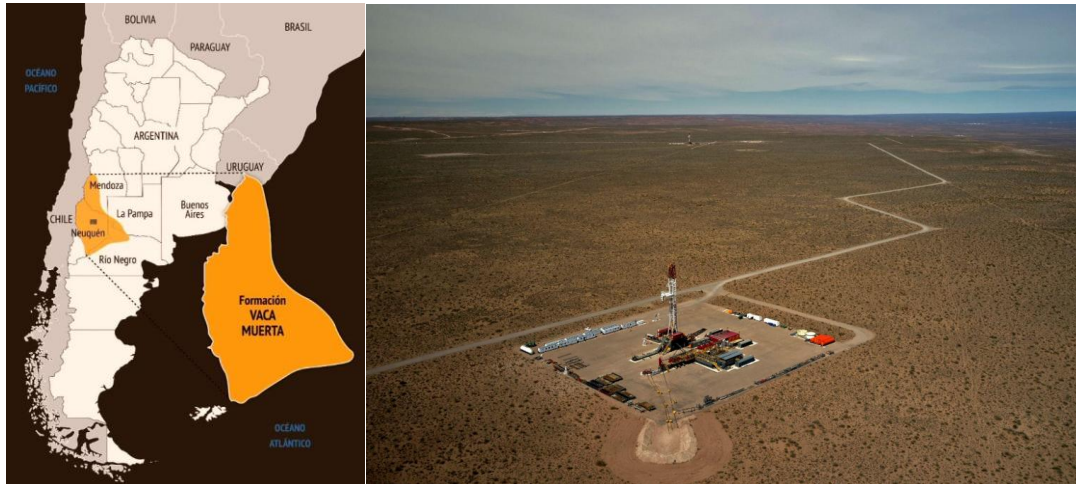


Figura 1-1: Ubicación de la formación Vaca Muerta en la Cuenca Neuquina [1].

Operaciones en campo y equipos involucrados

Las operaciones de perforación en yacimientos no convencionales se desarrollan mediante el uso de equipos de gran porte, entre los que se destacan las torres de perforación, junto con sus sistemas auxiliares. Estas estructuras requieren condiciones adecuadas de emplazamiento y estabilidad para operar de manera segura y eficiente.

En este contexto, los anclajes constituyen elementos fundamentales, ya que permiten asegurar la estabilidad de las estructuras frente a las solicitaciones generadas durante la operación. La verificación de estos anclajes mediante ensayos de carga resulta una práctica necesaria para garantizar su correcto funcionamiento.

Sin embargo, la realización de estos ensayos en campo presenta dificultades operativas significativas, debido a las condiciones del terreno, la dispersión de los puntos de anclaje y la necesidad de aplicar cargas controladas en direcciones específicas. Esto exige la utilización de equipos capaces de desplazarse dentro de la locación y operar de manera eficiente en entornos no preparados.



Figura 1-2: Torre de perforación en operación en locación terrestre [2].

Sistemas de anclaje en torres de perforación

Los sistemas de anclaje utilizados en torres de perforación están diseñados para transmitir las cargas desde la estructura hacia el terreno, asegurando la estabilidad del conjunto frente a solicitaciones de diversa naturaleza. Estos tipos de anclajes pueden observarse en *Figura 1-3*, estos suelen estar conformados por elementos enterrados que trabajan principalmente a tracción, vinculados a la superficie mediante eslingas o cables de acero.

La verificación de su comportamiento se realiza mediante ensayos de carga, en los cuales se aplica una fuerza controlada sobre el sistema, generalmente en una dirección inclinada que reproduce las condiciones reales de trabajo. Estos ensayos permiten evaluar la capacidad del anclaje para resistir las solicitaciones previstas y detectar posibles fallas en su instalación o funcionamiento.

La ejecución de este tipo de ensayos requiere no solo la generación de la fuerza necesaria, sino también la correcta orientación de esta y la medición precisa de su magnitud, lo que implica la integración de distintos sistemas mecánicos e hidráulicos.

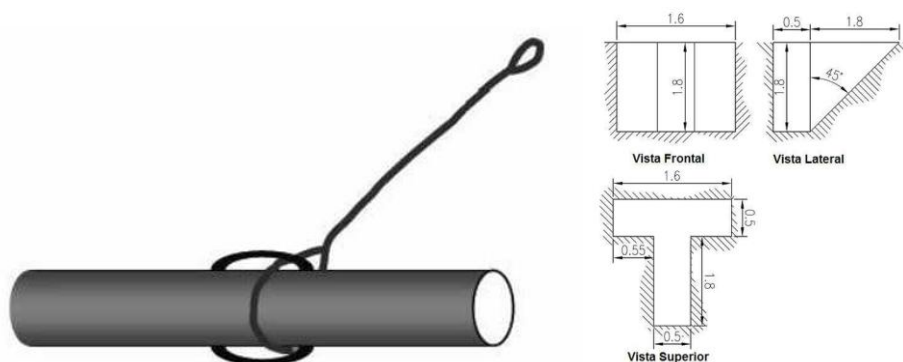


Figura 1-3: Anclaje y disposición en el terreno [3].

Problemática identificada

La realización de ensayos de carga sobre anclajes en condiciones reales de operación presenta una serie de desafíos técnicos que no siempre son abordados mediante soluciones específicas. En particular, la necesidad de aplicar fuerzas de magnitud considerable, en direcciones inclinadas y bajo condiciones de terreno variables, plantea dificultades tanto en términos de estabilidad del sistema de aplicación como en la correcta transmisión de las cargas hacia el terreno, especialmente cuando estas se aplican en direcciones inclinadas.

A su vez, la naturaleza distribuida de los puntos de anclaje dentro de una locación requiere que el equipo utilizado para los ensayos posea capacidad de desplazamiento autónomo, permitiendo su posicionamiento en distintos puntos sin depender de infraestructuras externas.

Adicionalmente, la aplicación de cargas mediante sistemas mecánicos e hidráulicos genera solicitaciones que deben ser adecuadamente soportadas por la estructura del equipo, evitando fallas estructurales o pérdidas de estabilidad durante el ensayo. La correcta interacción entre el sistema de generación de fuerza, la estructura portante y los elementos de apoyo al terreno resulta, por lo tanto, un aspecto crítico.

Estado del arte

En la actualidad, los ensayos de carga sobre anclajes se realizan mediante equipos estáticos o sistemas auxiliares que requieren montaje en campo, tales como gatos hidráulicos anclados a estructuras externas o vehículos de soporte no diseñados específicamente para esta tarea. Estas soluciones presentan limitaciones en términos de movilidad, tiempos de operación y control de la dirección de aplicación de la carga. Asimismo, la falta de integración entre los sistemas de generación de fuerza y estabilización dificulta la repetitividad de los ensayos y puede comprometer la seguridad operativa.

En este contexto, el desarrollo de un equipo dedicado que integre dichas funciones representa una mejora significativa respecto de las soluciones existentes.

Justificación del proyecto

El desarrollo de un vehículo específicamente diseñado para la realización de ensayos de carga sobre anclajes permite resolver de manera integral las limitaciones operativas actuales. La integración de las funciones de movilidad, estabilización y generación de carga en un único sistema reduce la dependencia de equipos auxiliares y mejora la eficiencia de las operaciones en campo.

Desde el punto de vista ingenieril, el diseño del sistema requiere abordar de manera conjunta aspectos estructurales, mecánicos e hidráulicos, considerando la interacción entre subsistemas y las condiciones reales de operación.

Asimismo, la selección de componentes comerciales adecuados y su correcta integración dentro del sistema constituyen aspectos fundamentales para garantizar la viabilidad técnica y operativa del equipo.

En este contexto, surge la necesidad de desarrollar un equipo específico que permita integrar las funciones de movilidad, estabilización y aplicación de carga en un único sistema, garantizando no solo la operatividad en campo, sino también la correcta transmisión de esfuerzos y la estabilidad estructural durante el ensayo. Esto implica abordar el diseño desde una perspectiva integral, considerando la interacción entre subsistemas mecánicos, hidráulicos y estructurales.

Objetivo general y objetivos específicos

Objetivo general

Diseñar un vehículo destinado a la realización de ensayos de carga sobre anclajes de torres de perforación, abordando su configuración estructural y el dimensionamiento de los sistemas hidráulicos necesarios para su operación.

Objetivos específicos

- Definir la estructura general del vehículo en función de las condiciones de operación en campo.
- Diseñar estructuralmente el chasis, los elementos portantes y el sistema de apoyo retráctil, considerando las solicitaciones generadas durante el ensayo.
- Analizar las condiciones de carga asociadas a la aplicación de esfuerzos de tracción sobre los anclajes.
- Dimensionar el sistema hidráulico necesario para la generación y control de la fuerza de ensayo.
- Seleccionar componentes comerciales adecuados para la implementación del sistema.
- Integrar los distintos subsistemas en una propuesta de diseño coherente y funcional.

Alcance y limitaciones del trabajo

El presente trabajo se centra en el diseño de un vehículo destinado a la realización de ensayos de carga sobre anclajes, abordando principalmente el desarrollo estructural del chasis y el dimensionamiento del sistema hidráulico necesario para su funcionamiento.

El alcance incluye el análisis de las solicitaciones principales actuantes sobre la estructura, la definición de la configuración general del equipo y la selección de componentes comerciales compatibles con los requerimientos del sistema.

No se contempla el desarrollo detallado de todos los subsistemas auxiliares ni la fabricación del prototipo, así como tampoco la validación experimental mediante ensayos en campo. Asimismo, el comportamiento del anclaje enterrado y la interacción suelo-estructura no son objeto de análisis en profundidad dentro de este trabajo.

Capítulo 1 – Planteo del problema y requerimientos de diseño

1.1 Ensayo de carga en anclajes

Los sistemas de anclaje utilizados en torres de perforación cumplen un rol fundamental en la estabilidad de las estructuras durante las operaciones. La verificación de su comportamiento se realiza mediante ensayos de carga, los cuales consisten en la aplicación de una fuerza controlada sobre el sistema con el objetivo de evaluar su capacidad resistente y su correcto funcionamiento bajo condiciones reales de trabajo.

En estos ensayos, la carga es aplicada mediante sistemas mecánicos o hidráulicos, vinculando el equipo de ensayo con el anclaje a través de elementos como eslingas o cables de acero. La fuerza se incrementa de manera progresiva hasta alcanzar un valor determinado, manteniéndose durante un tiempo específico para verificar la respuesta del sistema.

En el caso de estudio, el ensayo requiere la aplicación de una fuerza de 8 toneladas, la cual debe mantenerse durante un intervalo de tiempo definido. Asimismo, la dirección de aplicación de la carga no es vertical, sino que se realiza en forma inclinada, reproduciendo las condiciones reales de trabajo de los anclajes en servicio.

Si bien los ensayos de carga constituyen una herramienta fundamental para la verificación del comportamiento de los sistemas de anclaje, su ejecución en condiciones de campo presenta diversas dificultades. Entre ellas se destacan la necesidad de aplicar fuerzas de magnitud elevada en direcciones controladas, y la dispersión de los puntos de anclaje dentro de la locación.

Estas limitaciones evidencian la necesidad de contar con un sistema capaz de generar y transmitir dichas fuerzas de manera controlada, garantizando simultáneamente la estabilidad del equipo durante la operación. En este contexto, surge la necesidad de desarrollar soluciones de ingeniería que integren la generación de carga, la movilidad y la estabilización en un único sistema.

1.2 Sistemas de anclaje y condiciones de trabajo

Los anclajes empleados en este tipo de aplicaciones están conformados, en general, por elementos metálicos enterrados en el terreno, los cuales trabajan principalmente a tracción. Estos elementos se vinculan a la superficie mediante cables o eslingas, permitiendo la transmisión de esfuerzos desde la estructura hacia el suelo.

La disposición geométrica de los anclajes responde a la necesidad de estabilizar la torre frente a diferentes solicitaciones, generando configuraciones donde las cargas se distribuyen en múltiples direcciones. En este contexto, los anclajes están sometidos a esfuerzos de tracción inclinada, cuya magnitud y dirección dependen de la configuración del sistema y de las condiciones de operación.

El comportamiento de estos elementos está fuertemente condicionado por la interacción con el terreno, aunque en el presente trabajo este aspecto no será abordado en profundidad, centrándose el análisis en la transmisión de cargas hacia el sistema de ensayo.

1.3 Análisis de cargas del sistema

El ensayo de carga implica la aplicación de una fuerza en una dirección determinada, definida por el ángulo de trabajo del sistema. En el caso considerado, este ángulo se encuentra en un rango comprendido entre 40° y 50° respecto de la horizontal, lo que genera una componente de tracción inclinada sobre el anclaje.

Para el análisis del sistema se adopta un modelo simplificado de fuerzas, el cual se presenta en la Figura 1-1.

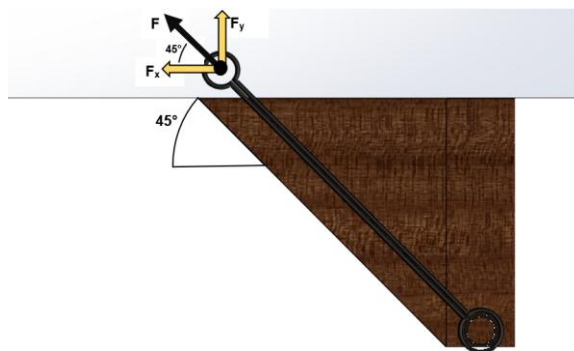


Figura 1.1. Modelo de fuerzas aplicado al sistema de anclaje durante el ensayo.

A partir del esquema presentado, la fuerza de ensayo F puede descomponerse en sus componentes horizontal y vertical, definidas como:

$$\begin{aligned}F_x &= F \cdot \cos(\alpha) \\F_y &= F \cdot \sin(\alpha)\end{aligned}$$

donde α corresponde al ángulo de aplicación de la carga respecto de la horizontal. Estas componentes serán utilizadas en el análisis de las solicitaciones que actúan sobre el sistema, permitiendo evaluar la influencia de la carga en cada dirección.

Desde el punto de vista mecánico, la aplicación de una carga inclinada implica no solo su descomposición en componentes principales, sino también el análisis de la transmisión de dichas cargas hacia el sistema de soporte, en este caso el vehículo de ensayo.

En este sentido, el modelo adoptado permite identificar las solicitaciones más relevantes que deberán ser consideradas en el dimensionamiento de los distintos componentes del sistema, tales como los elementos estructurales y los dispositivos encargados de generar y transmitir la fuerza de ensayo.

1.4 Condiciones de operación y requerimientos del sistema

Las condiciones en las que se desarrollan los ensayos en campo presentan características particulares que influyen directamente en el diseño del equipo. En primer lugar, el terreno sobre el cual opera el sistema puede ser irregular y presentar variaciones en su capacidad de soporte, lo que introduce desafíos en términos de estabilidad.

Asimismo, los puntos de anclaje se encuentran distribuidos dentro de la locación, lo que requiere que el equipo de ensayo posea capacidad de desplazamiento autónomo, permitiendo su posicionamiento en distintos sectores sin necesidad de asistencia externa.

A partir de estas condiciones, surgen una serie de requerimientos para el sistema, entre los que se destacan la capacidad de generar la fuerza necesaria en la dirección adecuada, la estabilidad durante la aplicación de la carga y la posibilidad de operar de manera repetitiva y segura en distintos puntos de trabajo.

1.5 Criterios de diseño y metodología adoptada

El desarrollo del presente trabajo se basa en una metodología de diseño que combina el análisis teórico con herramientas de simulación numérica, con el objetivo de obtener una solución técnicamente viable y coherente con las condiciones de operación definidas.

En una primera etapa, se realiza el análisis del problema y la identificación de las condiciones de trabajo del sistema, a partir de lo cual se establecen los requerimientos de diseño que deberá cumplir el equipo.

Posteriormente, se lleva a cabo el desarrollo conceptual del sistema, definiendo su arquitectura general y la integración de los distintos subsistemas involucrados, tales como la movilidad, el posicionamiento, la generación de carga y la estabilización.

En una etapa siguiente, se realiza el dimensionamiento de los componentes principales mediante modelos analíticos, considerando las solicitaciones actuantes y aplicando criterios de resistencia adecuados.

Finalmente, los resultados obtenidos son verificados mediante simulaciones numéricas en el entorno SolidWorks, con el objetivo de validar el comportamiento estructural del sistema bajo las condiciones de carga más desfavorables.

Este enfoque metodológico permite abordar el diseño de manera integral, asegurando la coherencia entre las distintas etapas del desarrollo y la viabilidad del sistema propuesto.

CAPÍTULO 2 – DESARROLLO CONCEPTUAL DEL SISTEMA DE ENSAYO

2.1 Descripción general del sistema

El sistema desarrollado consiste en un vehículo autónomo destinado a la realización de ensayos de carga sobre anclajes de torres de perforación, diseñado para operar en condiciones reales de campo.

El equipo integra en una única unidad las funciones de desplazamiento, posicionamiento, generación de carga y estabilización, permitiendo la ejecución del ensayo sin requerir medios auxiliares externos.

Desde el punto de vista funcional, el sistema puede dividirse en los siguientes subsistemas principales:

- Sistema de movilidad, encargado del desplazamiento del vehículo dentro del área de operación.
- Sistema de posicionamiento, que permite ubicar el mecanismo de aplicación de carga en relación con el anclaje.
- Sistema de aplicación de carga, responsable de generar y transmitir la fuerza de ensayo.
- Sistema de estabilización, cuya función es garantizar la estabilidad del equipo durante la aplicación de la carga, transfiriendo los esfuerzos al terreno.

El funcionamiento del sistema se basa en la interacción coordinada de estos subsistemas, permitiendo aplicar fuerzas controladas sobre los anclajes en distintas condiciones de operación.

Esta descripción general constituye la base para el desarrollo detallado de cada uno de los subsistemas en las secciones siguientes.

2.2 Arquitectura general del sistema

La arquitectura del sistema se define a partir de la integración de los distintos subsistemas que componen el equipo, estableciendo las relaciones funcionales entre ellos y su modo de interacción durante la operación.

El sistema se estructura en torno a un chasis principal que actúa como elemento portante, sobre el cual se montan los distintos componentes mecánicos e hidráulicos. La generación y transmisión de potencia se realiza mediante un sistema hidráulico centralizado, accionado por un motor de combustión interna, el cual alimenta los diferentes actuadores del sistema.

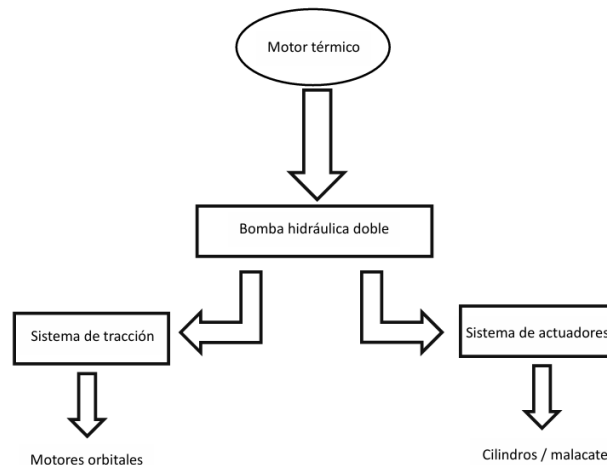


Figura 2.1. Esquema conceptual de la arquitectura del sistema.

Desde el punto de vista funcional, la arquitectura se organiza en dos líneas principales de trabajo. Por un lado, una línea destinada al sistema de movilidad, encargada del desplazamiento del vehículo mediante motores hidráulicos ubicados en las ruedas. Por otro lado, una línea orientada al accionamiento de los sistemas de posicionamiento, aplicación de carga y estabilización, los cuales operan principalmente durante la etapa de ensayo.

La interacción entre estos subsistemas permite alternar entre las distintas etapas de operación del equipo, tales como el traslado, posicionamiento y ejecución del ensayo, optimizando el uso de la potencia disponible y garantizando la independencia funcional de cada uno de ellos.

Esta organización general del sistema constituye la base para el desarrollo detallado de cada subsistema en las secciones siguientes.

2.3 Sistema de movilidad y dirección

El sistema de movilidad del vehículo se basa en la utilización de motores hidráulicos independientes en cada una de las ruedas, configurando un esquema de tracción integral. Esta disposición permite distribuir el par de manera uniforme y garantiza una adecuada capacidad de desplazamiento en condiciones de terreno no consolidado.

Los motores hidráulicos son alimentados en paralelo a partir de una de las líneas de la bomba hidráulica principal, lo que asegura la disponibilidad de potencia para la movilidad del equipo durante la etapa de traslado.

La dirección del vehículo se realiza mediante un sistema hidráulico que acciona los mecanismos de orientación de las ruedas, permitiendo maniobrar el equipo dentro del área de operación. Esta solución resulta adecuada para aplicaciones en campo, donde se requiere robustez, simplicidad y capacidad de adaptación a superficies irregulares.

La combinación de tracción hidráulica y dirección asistida permite al vehículo desplazarse de manera autónoma, facilitando su posicionamiento entre distintos puntos de ensayo y garantizando su operatividad en condiciones reales de trabajo.

En conjunto, el sistema de movilidad y dirección no solo permite el posicionamiento del vehículo en el punto de ensayo, sino que también constituye un elemento clave para garantizar la operatividad del equipo en condiciones reales de campo.

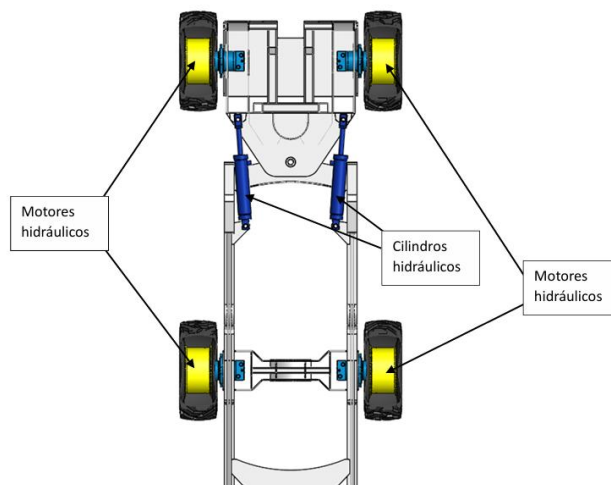


Figura 2.2. Sistema de movilidad y dirección.

2.4 Sistema de posicionamiento

Una vez que el vehículo alcanza la posición de ensayo, los sistemas de movilidad y dirección dejan de ser requeridos, permitiendo redirigir la capacidad del sistema hidráulico hacia las funciones de posicionamiento y aplicación de carga.

El sistema de posicionamiento está constituido por un mecanismo de brazo pivotante accionado mediante cilindros hidráulicos, el cual permite orientar el sistema de aplicación de carga en función de la ubicación del anclaje.

Dado que los puntos de anclaje pueden encontrarse en distintas posiciones dentro del área de trabajo, este sistema posibilita ajustar la dirección de aplicación del esfuerzo, asegurando una correcta alineación entre el dispositivo de carga y el anclaje.

El movimiento del brazo pivotante define la dirección en la que se transmite la fuerza, siendo su geometría diseñada de modo tal que, al posicionarse para la ejecución del ensayo, adopta una inclinación aproximada de 45° respecto de la horizontal. Esta característica permite establecer condiciones de trabajo repetitivas e independientes de las variaciones del terreno.

El sistema de posicionamiento opera de manera coordinada con el sistema de aplicación de carga, permitiendo la correcta preparación del equipo previo al inicio del ensayo.

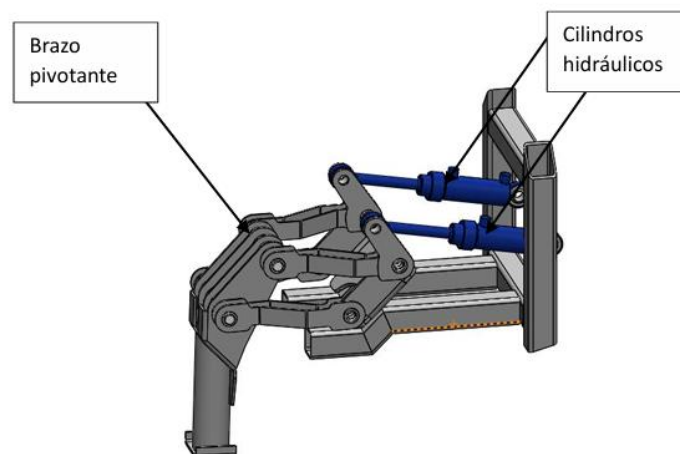


Figura 2.3. Sistema de posicionamiento

2.5 Sistema de aplicación de carga

El sistema de aplicación de carga tiene como función generar y transmitir la fuerza de tracción necesaria para la realización del ensayo sobre el anclaje. Para ello, se emplea un malacate hidráulico, el cual permite desarrollar esfuerzos controlados mediante el enrollamiento de un cable o eslinga.

El malacate es accionado hidráulicamente a partir de una de las líneas de la bomba de caudal variable doble, la cual, una vez detenido el vehículo, se destina a alimentar este conjunto junto con los mecanismos de posicionamiento y estabilización. Esta configuración permite optimizar el uso de la potencia disponible, evitando la incorporación de sistemas adicionales de accionamiento.

La transmisión de la fuerza se realiza mediante un cable que vincula el malacate con el anclaje a ensayar. En esta línea de tracción se dispone una celda de carga, encargada de medir la magnitud de la fuerza aplicada durante el ensayo. Esta disposición permite monitorear en tiempo real el esfuerzo transmitido, asegurando que se alcancen los valores requeridos y que estos se mantengan durante el tiempo establecido.

La operación del malacate permite incrementar progresivamente la tensión en el sistema, generando una fuerza de tracción que se transmite directamente al anclaje en la dirección definida por el sistema de posicionamiento. De esta manera, el conjunto formado por el malacate, el cable y el sistema de vinculación constituye el encargado de materializar la carga previamente analizada en el Capítulo 1.

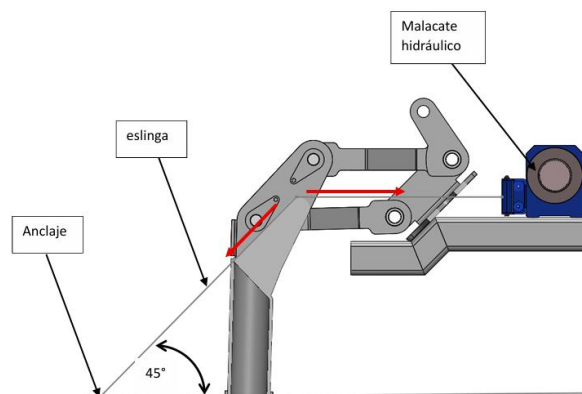


Figura 2.4. Sistema de aplicación de carga.

2.6 Sistema de medición

El sistema de medición tiene como finalidad cuantificar la magnitud de la fuerza aplicada durante el ensayo, permitiendo verificar las condiciones de carga y garantizar la confiabilidad de los resultados obtenidos.

Para ello, se dispone una celda de carga en la línea de tracción, ubicada entre el sistema de aplicación de carga y el anclaje. Esta disposición permite medir de manera directa el esfuerzo transmitido, evitando la influencia de pérdidas o deformaciones en otros componentes del equipo.

La señal generada por la celda de carga es procesada y visualizada mediante un sistema de lectura, el cual permite al operario monitorear en tiempo real la evolución de la fuerza aplicada. De esta manera, es posible controlar el incremento progresivo de la carga hasta alcanzar el valor requerido, así como verificar su mantenimiento durante el tiempo de ensayo.

La incorporación de este sistema resulta fundamental para asegurar la repetitividad de los ensayos y la validez de los resultados obtenidos, constituyendo un elemento clave dentro del funcionamiento general del equipo.

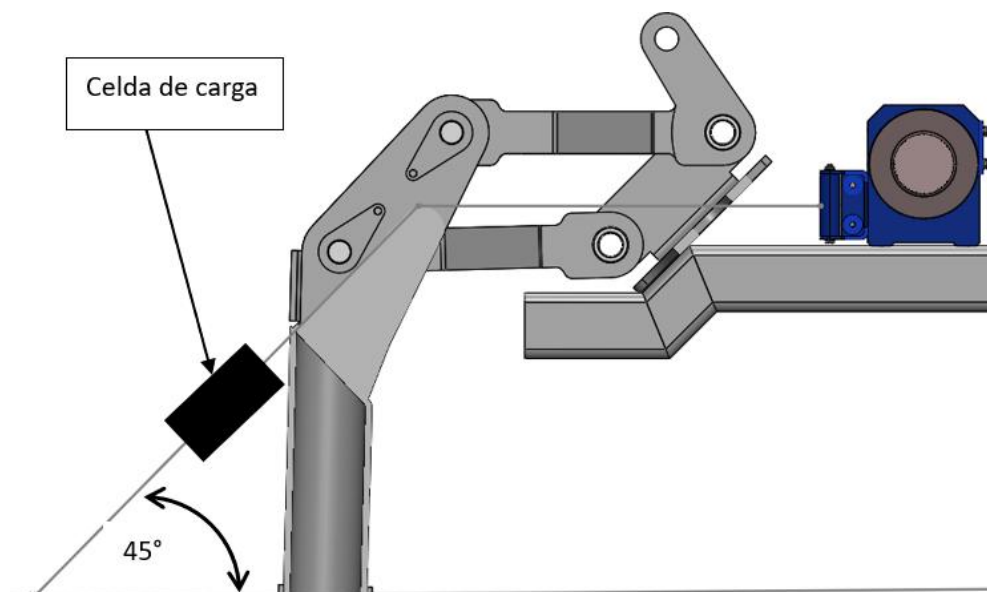


Figura 2.5. Sistema de aplicación de carga.

2.7 Secuencia de operación del sistema

El funcionamiento del sistema de ensayo puede describirse mediante una secuencia de operaciones que integra los distintos subsistemas del vehículo, permitiendo la realización del ensayo de manera ordenada y controlada.

En una primera etapa, el vehículo se desplaza de manera autónoma dentro de la locación hasta alcanzar la proximidad del anclaje a ensayar. Este movimiento se realiza mediante el sistema de tracción hidráulico, mientras que la orientación del equipo se ajusta a través del sistema de dirección.

Una vez posicionado frente al anclaje, se procede a la detención del vehículo, momento a partir del cual los sistemas de movilidad y dirección dejan de ser requeridos. En esta condición, el sistema hidráulico redirige su capacidad hacia los mecanismos de posicionamiento, estabilización y aplicación de carga.

En la siguiente etapa, se accionan los cilindros hidráulicos correspondientes al sistema de posicionamiento, provocando el movimiento del brazo pivotante hasta alcanzar la orientación de trabajo definida.

Posteriormente, el operario realiza la vinculación del sistema con el anclaje mediante la conexión de la eslinga, quedando el equipo en condiciones de iniciar el ensayo.

La aplicación de la carga se lleva a cabo mediante el accionamiento del malacate hidráulico, el cual incrementa progresivamente la tensión en el cable, generando la fuerza de tracción sobre el anclaje. Durante este proceso, la celda de carga permite monitorear en tiempo real la magnitud del esfuerzo aplicado, asegurando que se alcancen los valores requeridos.

Una vez alcanzada la carga de ensayo, esta se mantiene durante el tiempo establecido, permitiendo evaluar el comportamiento del sistema de anclaje bajo condiciones controladas.

Finalizado el ensayo, se procede a la liberación de la carga, la desconexión del sistema y la retracción de los mecanismos de posicionamiento.

Finalmente, el vehículo se encuentra en condiciones de desplazarse hacia un nuevo punto de ensayo, repitiendo la secuencia de operación según sea necesario.

2.8 Criterios de diseño adoptados

El diseño del sistema propuesto se basa en una serie de criterios orientados a garantizar el cumplimiento de los requerimientos funcionales definidos en el Capítulo 1, así como la viabilidad técnica del equipo en condiciones reales de operación.

En primer lugar, se adopta un enfoque basado en la utilización de sistemas hidráulicos para la generación, transmisión y control de la potencia. Esta elección permite desarrollar fuerzas elevadas de manera controlada y accionar múltiples mecanismos de forma simultánea, tales como la movilidad, la dirección, el posicionamiento y la aplicación de carga.

Otro criterio fundamental corresponde a la integración de funciones dentro de un mismo sistema, evitando la incorporación de componentes redundantes. En este sentido, la utilización de una bomba de caudal variable doble permite alimentar distintos subsistemas según la etapa de operación, optimizando el uso de la potencia disponible. Particularmente, durante la fase de ensayo, la capacidad hidráulica destinada a la movilidad es reutilizada para el accionamiento de los sistemas de posicionamiento y aplicación de carga.

Desde el punto de vista estructural, se considera como condición fundamental la correcta transmisión de las cargas generadas durante el ensayo hacia el terreno, minimizando las solicitaciones sobre el chasis y el sistema rueda-suelo. Para ello, se incorpora un sistema de apoyo retráctil que permite establecer puntos de reacción próximos a la zona de aplicación de la carga, garantizando la estabilidad global del sistema.

Finalmente, el desarrollo del trabajo se basa en una metodología que combina el análisis teórico con herramientas de simulación numérica. En una primera instancia, los componentes son dimensionados mediante modelos analíticos, considerando las solicitaciones actuantes y criterios de resistencia adecuados. Posteriormente, los resultados obtenidos son verificados mediante simulaciones en el entorno SolidWorks, con el objetivo de validar el comportamiento del sistema bajo las condiciones de carga consideradas.

Capítulo 3 – Análisis cinemático, estructural y verificación de estabilidad

3.1 Modelo mecánico y configuraciones de operación

3.1.1 Hipótesis de cálculo

Para el desarrollo del análisis estructural y de estabilidad del sistema, se adoptan una serie de hipótesis de cálculo que permiten simplificar el modelo mecánico sin perder representatividad respecto del comportamiento real del equipo durante la operación.

En primer lugar, el sistema se modela como un conjunto de cuerpos rígidos, despreciando las deformaciones elásticas de los elementos estructurales. Esta simplificación resulta adecuada para el análisis de equilibrio global, cuyo objetivo es determinar las reacciones en los apoyos y verificar las condiciones de estabilidad.

Se considera que el vehículo opera sobre un terreno horizontal, rígido y con capacidad portante suficiente, por lo que no se contemplan deformaciones del suelo ni asentamientos diferenciales entre los puntos de apoyo. Asimismo, se asume que el contacto entre los apoyos (ruedas y pie retráctil) y el terreno es puntual, representando las reacciones mediante fuerzas concentradas.

El peso propio del sistema se desprecia en el análisis interno del mecanismo, dado que su magnitud resulta menor en comparación con la fuerza de ensayo aplicada. No obstante, dicho peso es considerado en el análisis de estabilidad global, donde resulta determinante para la evaluación del vuelco y la posición del centro de gravedad.

En relación con la carga de ensayo, se considera la aplicación de una fuerza de tracción de magnitud constante, orientada en una dirección inclinada respecto de la horizontal, de acuerdo con las condiciones reales de trabajo del sistema. Dicha fuerza se aplica en el punto de vinculación entre el equipo y la eslinga.

Finalmente, se desprecia la influencia de efectos dinámicos, considerando que el ensayo se realiza en condiciones cuasi-estáticas, donde las variaciones de carga se producen de manera lenta y controlada. Esta hipótesis permite utilizar ecuaciones de equilibrio estático para el análisis del sistema.

3.1.2 Configuraciones de operación

El sistema desarrollado presenta dos configuraciones de operación claramente diferenciadas, correspondientes a las etapas de traslado y de ensayo.

En la configuración de transporte, el vehículo se desplaza de manera autónoma dentro de la locación, apoyándose sobre sus cuatro ruedas. En esta condición, el sistema se comporta como un conjunto con cuatro puntos de apoyo, donde las reacciones del terreno se distribuyen entre los contactos rueda-suelo. Durante esta etapa, los sistemas de movilidad y dirección se encuentran activos, permitiendo el posicionamiento del equipo en el punto de ensayo.

Una vez alcanzada la posición de trabajo, el sistema pasa a la configuración de ensayo. En esta condición, se acciona el sistema hidráulico de apoyo, produciendo el descenso del pie retráctil hasta establecer contacto con el terreno. Este elemento se ubica en la zona frontal del vehículo, próximo al punto de aplicación de la carga.

El contacto del pie con el suelo modifica la distribución de las reacciones del sistema, transfiriendo una porción significativa de las cargas hacia este nuevo punto de apoyo. Como consecuencia, el vehículo deja de comportarse como un sistema apoyado exclusivamente sobre sus cuatro ruedas, adoptando una configuración de apoyo tipo trípode.

En esta configuración, los puntos principales de reacción quedan definidos por el pie retráctil y las ruedas traseras, mientras que las ruedas delanteras reducen su participación en la transmisión de cargas, pudiendo incluso perder contacto con el terreno en condiciones extremas.

Esta transición entre configuraciones resulta fundamental para el funcionamiento del sistema, ya que permite optimizar la capacidad de desplazamiento del equipo y, al mismo tiempo, garantizar su estabilidad durante la aplicación de cargas elevadas en condiciones de ensayo.

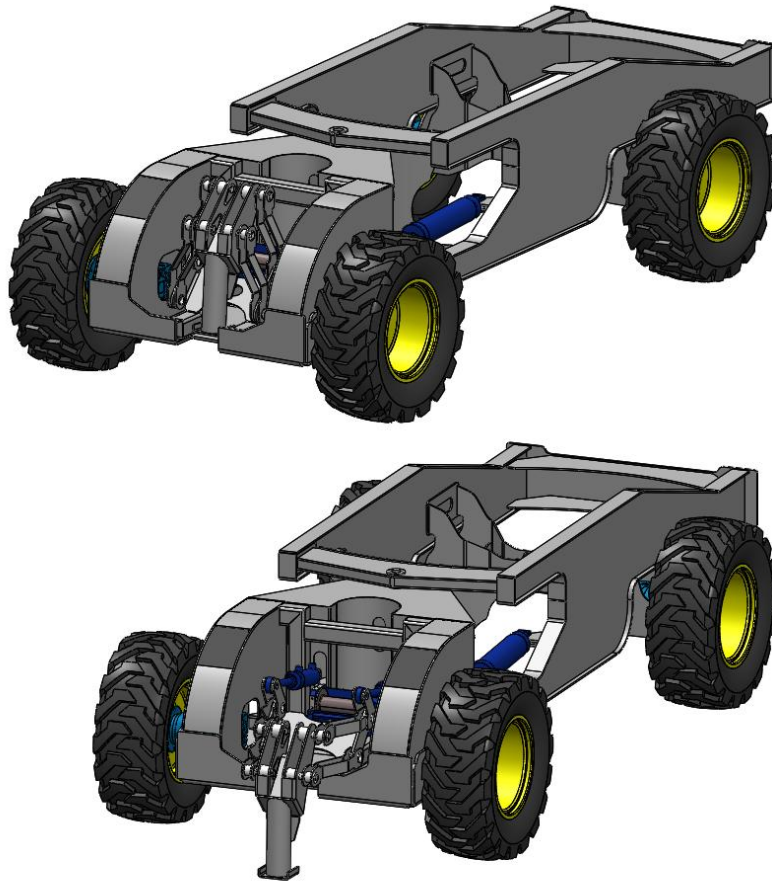


Figura 3.1. Configuraciones de operación del sistema

3.1.3 Definición del modelo de apoyo

A partir de la configuración de ensayo definida en el apartado anterior, se establece el modelo de apoyo del sistema que será utilizado para el análisis de equilibrio y estabilidad.

Durante la aplicación de la carga, el vehículo adopta una configuración en la cual el pie retráctil delantero entra en contacto con el terreno, generando un punto de reacción adicional próximo a la zona de aplicación de la fuerza. En esta condición, la distribución de cargas se modifica respecto del estado de transporte, concentrándose principalmente en el pie y en las ruedas traseras.

El sistema se modela como una estructura apoyada sobre tres puntos principales: el pie retráctil y las dos ruedas traseras. Esta disposición define un sistema de apoyo tipo trípode, el cual resulta estáticamente determinado y adecuado para el análisis de equilibrio.

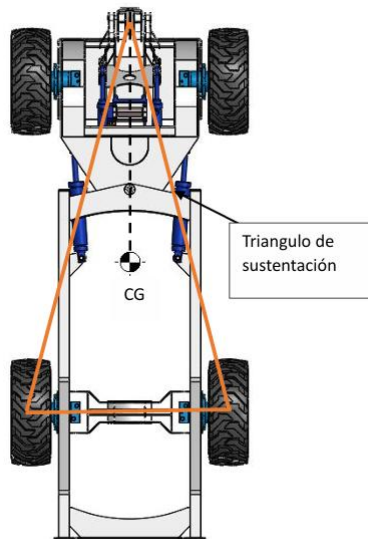


Figura 3.2. Triangulo de sustentación

El conjunto de estos tres puntos de apoyo define un área geométrica sobre el plano del terreno, conocida como polígono de sustentación. En el caso analizado, dicho polígono adopta forma triangular, cuyos vértices corresponden a los puntos de contacto del pie y las ruedas traseras.

La condición de estabilidad del sistema frente al vuelco se establece en función de la posición del centro de gravedad respecto de este polígono. En particular, el sistema permanece estable mientras la proyección vertical del centro de gravedad se encuentre contenida dentro del área definida por los puntos de apoyo.

En caso contrario, es decir, si la proyección del centro de gravedad se ubica fuera del polígono de sustentación, el sistema pierde estabilidad y se produce el vuelco alrededor del eje definido por los puntos de apoyo restantes.

Este modelo de apoyo constituye la base para los análisis posteriores, permitiendo determinar las reacciones en los apoyos y evaluar las condiciones de estabilidad del sistema bajo la aplicación de la carga de ensayo.

3.2 Análisis geométrico y cinemático del mecanismo

3.2.1 Descripción del mecanismo articulado

Con el objetivo de determinar la posición de los puntos característicos del sistema durante la etapa de ensayo, se realiza un análisis geométrico y cinemático del mecanismo articulado encargado del posicionamiento del conjunto de aplicación de carga y del apoyo retráctil.

El mecanismo está constituido por un conjunto de elementos rígidos vinculados mediante articulaciones, cuya configuración geométrica varía en función del accionamiento hidráulico. Desde el punto de vista cinemático, puede modelarse como un sistema de eslabones planos, en el cual la posición de cada elemento queda determinada a partir de un ángulo de referencia adoptado como variable de entrada.

El interés principal de este análisis no radica en el estudio de velocidades o aceleraciones, sino en la determinación de la posición relativa de los distintos puntos que intervienen en el funcionamiento del sistema, tales como articulaciones, punto de apoyo del pie retráctil y punto de vinculación de la eslinga.

A partir de la definición geométrica del mecanismo y de las longitudes de sus eslabones, es posible obtener las coordenadas de estos puntos en función del ángulo de entrada. De esta manera, se determinan las distancias y brazos de palanca necesarios para el cálculo de momentos, reacciones y condiciones de equilibrio en la configuración de ensayo.

En consecuencia, el análisis de posición del mecanismo constituye la base para vincular la geometría del sistema con el modelo mecánico adoptado, permitiendo el desarrollo de las verificaciones estructurales y de estabilidad en los apartados siguientes.

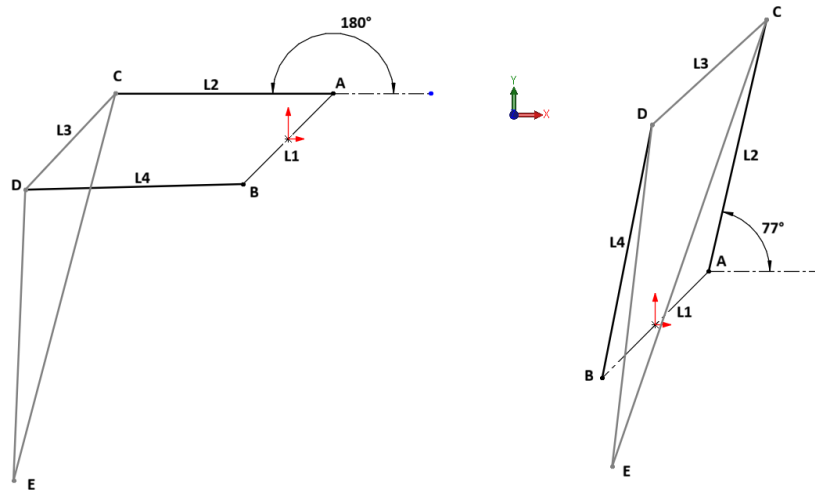


Figura 3.3. Esquema del mecanismo articulado utilizado

3.2.2 Definición de eslabones y coordenadas

Para el análisis geométrico del mecanismo de posicionamiento se adopta una representación plana, definiendo un sistema de eslabones rígidos vinculados mediante articulaciones.

El conjunto se modela a partir de dos apoyos fijos, identificados como los puntos A y B, los cuales constituyen el bastidor del mecanismo. A partir de estos puntos se vinculan los eslabones móviles que gobiernan la posición del sistema durante su accionamiento.

El eslabón (AC) se considera como eslabón de entrada del mecanismo, definiéndose su posición a partir del ángulo φ , medido entre dicho eslabón y la horizontal. Este ángulo constituye la variable independiente del modelo y describe la evolución geométrica del sistema entre sus dos configuraciones principales de funcionamiento: la posición de transporte, correspondiente a $\varphi = 77^\circ$, y la posición de ensayo, correspondiente a $\varphi = 180^\circ$.

El punto B se vincula con el punto D mediante el eslabón (BD), mientras que los puntos C, D y E pertenecen a un mismo cuerpo rígido, modelado como un eslabón compuesto (CDE). En este último, el punto E representa el extremo de apoyo del mecanismo sobre el terreno durante la configuración de ensayo.

Bajo estas hipótesis, el sistema queda definido por un bastidor fijo (AB), dos eslabones móviles (AC) y (BD), y un eslabón rígido compuesto (CDE). Esta formulación permite describir la posición de los puntos característicos en función del ángulo de entrada φ ,

obteniendo las coordenadas necesarias para el cálculo de brazos de momento y el análisis estático del conjunto.

3.2.3 Ecuaciones de posición en función del ángulo de entrada

En el apartado anterior, el mecanismo de posicionamiento fue simplificado como un sistema plano de cuatro barras. En esta representación, el eslabón fijo está dado por el segmento AB , mientras que el eslabón de entrada corresponde a AC , cuyo movimiento queda definido por el ángulo φ , medido respecto de la horizontal. El eslabón CD actúa como acoplador y el eslabón BD como eslabón de salida. A su vez, el punto E pertenece al cuerpo rígido compuesto CDE , por lo que su posición queda determinada a partir de la orientación de dicho eslabón.

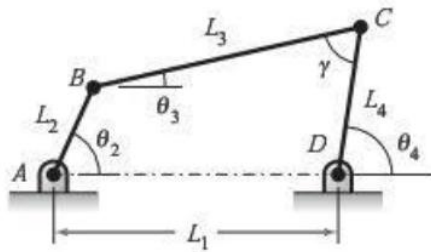


Figura 3.4. Esquema del mecanismo 4 barras

Para el desarrollo analítico se adopta la siguiente notación de longitudes:

$$a = L_{AC}, b = L_{CD}, c = L_{BD}, d = L_{AB}$$

y los ángulos:

$$\varphi = \text{Angulo de entrada eslabon AC}$$

$$\beta = \text{Angulo eslabon CD}$$

$$\gamma = \text{Angulo eslabon BD}$$

Bajo esta notación, la ecuación de lazo vectorial del mecanismo puede escribirse como:

$$\vec{AC} + \vec{AB} + \vec{CD} - \vec{BD} = 0$$

Expresando cada vector en forma polar respecto del sistema de referencia fijo:

$$\overrightarrow{AC} = a(\cos\varphi\hat{i} + \sin\varphi\hat{j})$$

$$\overrightarrow{CD} = b(\cos\beta\hat{i} + \sin\beta\hat{j})$$

$$\overrightarrow{BD} = c(\cos\gamma\hat{i} + \sin\gamma\hat{j})$$

$$\overrightarrow{AB} = d(\cos\theta\hat{i} + \sin\theta\hat{j})$$

y sustituyendo en la ecuación de lazo, se obtiene:

$$a(\cos\varphi\hat{i} + \sin\varphi\hat{j}) + b(\cos\beta\hat{i} + \sin\beta\hat{j}) - c(\cos\gamma\hat{i} + \sin\gamma\hat{j}) + d(\cos\theta\hat{i} + \sin\theta\hat{j}) = 0$$

Separando en componentes reales e imaginarias, o equivalentemente en los ejes x e y , resulta el sistema:

$$\begin{cases} a.\cos\varphi + b.\cos\beta - c.\cos\gamma + d.\cos\theta = 0 \\ a.\text{Sen}\varphi + b.\text{Sen}\beta - c.\text{Sen}\gamma + d.\text{Sen}\theta = 0 \end{cases}$$

Estas dos expresiones constituyen las ecuaciones escalares de posición del mecanismo. Su resolución simultánea permite determinar los ángulos β y γ para cada valor del ángulo de entrada φ .

Con el fin de eliminar la variable β , se reordenan ambas ecuaciones:

$$\begin{cases} b.\cos\beta = c.\cos\gamma - d.\cos\theta - a.\cos\varphi \\ b.\text{Sen}\beta = c.\text{Sen}\gamma - d.\text{Sen}\theta - a.\text{Sen}\varphi \end{cases}$$

Elevando al cuadrado ambas expresiones y sumando miembro a miembro:

$$b^2 = (-a\cos\varphi + c\cos\gamma - d\cos\theta)^2 + (-a\text{sen}\varphi + c\text{sen}\gamma - d\text{sen}\theta)^2$$

Desarrollando los términos y agrupando, resulta:

$$\begin{aligned} b^2 = & a^2 + c^2 + d^2 - 2ac(\cos\varphi\cos\gamma + \text{sen}\varphi\text{sen}\gamma) + 2ad(\cos\varphi\cos\theta + \text{sen}\varphi\text{sen}\theta) \\ & - 2cd(\cos\gamma\cos\theta + \text{sen}\gamma\text{sen}\theta) \end{aligned}$$

Aplicando identidades trigonométricas, se simplifica a:

$$b^2 = a^2 + c^2 + d^2 - 2ac \cos(\varphi - \gamma) + 2ad \cos(\varphi - \theta) - 2cd \cos(\gamma - \theta)$$

Esta expresión permite relacionar directamente el ángulo de entrada φ con el ángulo del eslabón de salida γ , considerando la orientación del eslabón fijo AB mediante el ángulo θ .

Reordenando los términos, puede escribirse en forma más compacta como:

$$K_1 \cos(\varphi - \theta) - K_2 \cos(\gamma - \theta) + K_3 = \cos(\theta - \gamma)$$

donde:

$$K_1 = d/c$$

$$K_2 = d/a$$

$$K_3 = (a^2 + c^2 + d^2 - b^2) / (2ac)$$

A partir de la ecuación obtenida previamente, se busca obtener una expresión que permita determinar el ángulo γ en función del ángulo de entrada φ .

Para ello, se desarrollan los términos trigonométricos en función de γ . En particular:

$$\cos(\gamma - \theta) = \cos\gamma \cos\theta + \sin\gamma \sin\theta$$

$$\cos(\varphi - \gamma) = \cos\varphi \cos\gamma + \sin\varphi \sin\gamma$$

Reemplazando en la ecuación original:

$$-K_2(\cos\gamma \cos\theta + \sin\gamma \sin\theta) + K_1 \cos(\varphi - \theta) + K_3 = \cos\varphi \cos\gamma + \sin\varphi \sin\gamma$$

Reordenando términos:

$$(\cos\varphi + K_2 \cos\theta) \cos\gamma + (\sin\varphi + K_2 \sin\theta) \sin\gamma - (K_3 + K_1 \cos(\varphi - \theta)) = 0$$

Esta expresión puede escribirse en la forma general:

$$A' \cos\gamma + B' \sin\gamma + C' = 0$$

donde:

$$\begin{aligned} A' &= \cos\varphi + K_2\cos\theta \\ B' &= \sin\varphi + K_2\sin\theta \\ C' &= -(K_3 + K_1\cos(\varphi - \theta)) \end{aligned}$$

Con el fin de obtener una ecuación resoluble, se introduce la sustitución de semiángulo:

$$t = \tan(\gamma/2)$$

de donde:

$$\begin{aligned} \cos\gamma &= (1 - t^2) / (1 + t^2) \\ \sen\gamma &= (2t) / (1 + t^2) \end{aligned}$$

Reemplazando en la ecuación anterior y multiplicando por $(1 + t^2)$, se obtiene:

$$A'(1 - t^2) + 2B't + C'(1 + t^2) = 0$$

Desarrollando y agrupando términos:

$$(C' - A')t^2 + 2B't + (A' + C') = 0$$

Esta expresión constituye una ecuación cuadrática en la variable t , que puede escribirse como:

$$A t^2 + B t + C = 0$$

donde:

$$\begin{aligned} A &= C' - A' \\ B &= 2B' \\ C &= A' + C' \end{aligned}$$

Finalmente, la solución del sistema queda determinada a partir de:

$$\tan(\gamma/2) = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

y, por lo tanto:

$$\gamma = 2 \tan^{-1} \left[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right]$$

De esta manera, se obtiene una expresión explícita que permite determinar el ángulo del eslabón de salida en función del ángulo de entrada φ y de los parámetros geométricos del mecanismo.

A partir de la ecuación de lazo vectorial y del conocimiento del ángulo del eslabón de salida γ , es posible determinar el ángulo del eslabón intermedio β mediante una formulación directa en componentes.

En efecto, considerando las ecuaciones escalares del sistema:

$$\begin{cases} a \cdot \cos\varphi + b \cdot \cos\beta - c \cdot \cos\gamma + d \cdot \cos\theta = 0 \\ a \cdot \text{Sen}\varphi + b \cdot \text{Sen}\beta - c \cdot \text{Sen}\gamma + d \cdot \text{Sen}\theta = 0 \end{cases}$$

pueden despejarse las componentes del eslabón CD como:

$$\begin{cases} b \cdot \cos\beta = c \cdot \cos\gamma - d \cdot \cos\theta - a \cdot \cos\varphi \\ b \cdot \text{Sen}\beta = c \cdot \text{Sen}\gamma - d \cdot \text{Sen}\theta - a \cdot \text{Sen}\varphi \end{cases}$$

De este modo, el ángulo β queda determinado a partir de sus componentes cartesianas, pudiendo expresarse como:

$$\beta = \text{atan2} (b \cdot \sin(\beta), b \cdot \cos(\beta))$$

Este procedimiento permite obtener directamente la orientación del eslabón intermedio en la configuración analizada, una vez conocido el ángulo γ .

3.2.4 Determinación de la geometría completa del mecanismo

Elección de la configuración de análisis

A partir de las ecuaciones obtenidas en el apartado 3.2.3, se procede a determinar la configuración geométrica del mecanismo correspondiente a la condición de ensayo.

Para ello, se adopta un valor del ángulo de entrada representativo de la posición de trabajo del sistema, considerando:

$$\varphi = 180^\circ$$

el cual corresponde a la configuración de ensayo del mecanismo.

A si mismo se establecen los valores para los segmentos que vinculan los puntos, siendo estos:

$$\begin{aligned} a &= 290 \text{ [mm]} \\ b &= 175 \text{ [mm]} \\ c &= 290 \text{ [mm]} \\ d &= 169,71 \text{ [mm]} \\ \theta &= 45 \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned}$$

Determinación de los ángulos del mecanismo

El ángulo correspondiente al eslabón de salida se obtiene a partir de la ecuación resolvente deducida en el apartado anterior, expresada como:

$$\gamma = 2 \tan^{-1} \left[\frac{-B \pm \sqrt{(B^2 - 4AC)}}{2A} \right]$$

Donde:

$$\begin{aligned} A &= C' - A' \\ B &= 2B' \\ C &= A' + C' \end{aligned}$$

Y siendo:

$$\begin{aligned} A' &= K_2 \cos \theta + \cos \varphi \\ B' &= K_2 \sin \theta + \sin \varphi \\ C' &= -K_3 - K_1 \cos(\varphi - \theta) \end{aligned}$$

Con:

$$K_1 = d/c$$

$$K_2 = d/a$$

$$K_3 = (a^2 + c^2 + d^2 - b^2) / (2ac)$$

Cálculo de las constantes del sistema

$$K_1 = \frac{(169,71)[mm]}{(290)[mm]} = 0.5852$$

$$K_2 = \frac{(169,71)[mm]}{(290)[mm]} = 0.5852$$

$$K_3 = \frac{(290[mm])^2 + (290[mm])^2 + (169,71[mm])^2 - (175[mm])^2}{2 \cdot 290 [mm] \cdot 290[mm]} = 0.9892$$

Evaluación de las funciones trigonométricas

$$\cos\theta = \sin\theta = 0.7071$$

$$\cos\varphi = -1, \sin\varphi = 0$$

$$\cos(\varphi - \theta) = \cos(135^\circ) = -0.7071$$

Determinación de los coeficientes intermedios

$$A' = (0.5852) \cdot (0.7071) + (-1) = -0.5864$$

$$B' = (0.5852) \cdot (0.7071) + (0) = 0.4136$$

$$C' = -(0.9892) - (0.5852) \cdot (-0.7071) = -0.5756$$

Determinación de los coeficientes de la ecuación cuadrática

$$A = (-0.5756) - (-0.5864) = 0.0108$$

$$B = 2 \cdot (0.4136) = 0.8272$$

$$C = (-0.5864) + (-0.5756) = -1.1620$$

Resolución de la ecuación

$$\gamma = 2 \tan^{-1} \left[\frac{-(0.8272) \pm \sqrt{(0.8272)^2 - 4 \cdot (0.0108) \cdot (-1.1620)}}{2 \cdot (0.0108)} \right]$$

Finalmente:

$$\gamma_1 = 2 \tan^{-1}[1.38] = 108.2^\circ$$

$$\gamma_2 = 2 \tan^{-1}[-77.97] = -178.6^\circ$$

A partir de la resolución de la ecuación se obtienen dos soluciones para el ángulo γ :

$$\gamma_1 \approx 108.2^\circ, \gamma_2 \approx -178.6^\circ$$

Sin embargo, dado que la función arc-tangente devuelve valores en un rango limitado, el resultado obtenido debe interpretarse considerando la periodicidad de la función y la configuración geométrica del mecanismo.

En particular, de acuerdo con la convención de signos adoptada y la disposición física del sistema, el ángulo correspondiente al eslabón de salida se expresa como:

$$\gamma = 360^\circ - 178.6^\circ = 181.4^\circ$$

Este valor resulta consistente con la orientación real del mecanismo en la configuración de ensayo.

Una vez determinado el ángulo del eslabón de salida γ , el ángulo del eslabón intermedio β puede obtenerse directamente a partir de las ecuaciones escalares del sistema.

Partiendo de la ecuación de lazo vectorial desarrollada en el apartado anterior, se tiene:

$$\begin{cases} a \cdot \cos\varphi + b \cdot \cos\beta - c \cdot \cos\gamma + d \cdot \cos\theta = 0 \\ a \cdot \text{Sen}\varphi + b \cdot \text{Sen}\beta - c \cdot \text{Sen}\gamma + d \cdot \text{Sen}\theta = 0 \end{cases}$$

Despejando las componentes del eslabón CD , se obtiene:

$$\begin{cases} b \cdot \cos\beta = c \cdot \cos\gamma - d \cdot \cos\theta - a \cdot \cos\varphi \\ b \cdot \text{Sen}\beta = c \cdot \text{Sen}\gamma - d \cdot \text{Sen}\theta - a \cdot \text{Sen}\varphi \end{cases}$$

Considerando la configuración de análisis definida previamente, se adoptan los siguientes valores:

$$\gamma = 181.4^\circ$$

$$\cos(\gamma) = -0,9997$$

$$\sin(\gamma) = -0,0244$$

Sustituyendo en las expresiones anteriores, resulta:

$$\begin{cases} b \cdot \cos\beta = (290)[mm] \cdot (-0,9997) - (169.71)[mm] \cdot (0,7071) - (290)[mm] \cdot (-1) = -119,9 \\ b \cdot \text{Sen}\beta = (290)[mm] \cdot (-0,0244) - (169.71)[mm] \cdot (0,7071) - (290)[mm] \cdot (0) = -127,1 \end{cases}$$

Dividiendo ambos resultados por b obtenemos:

$$\cos\beta = -0,685 \quad ; \quad \text{Sen}\beta = -0,726$$

A partir de las componentes obtenidas, el ángulo β se determina mediante:

$$\beta = \text{atan } 2(\sin(\beta), \cos(\beta))$$

Dado que ambas componentes resultan negativas, el ángulo se encuentra en el tercer cuadrante, obteniéndose:

$$\beta = 226^\circ$$

El valor obtenido resulta consistente con la configuración geométrica del mecanismo en la posición de ensayo, validando el procedimiento de cálculo adoptado.

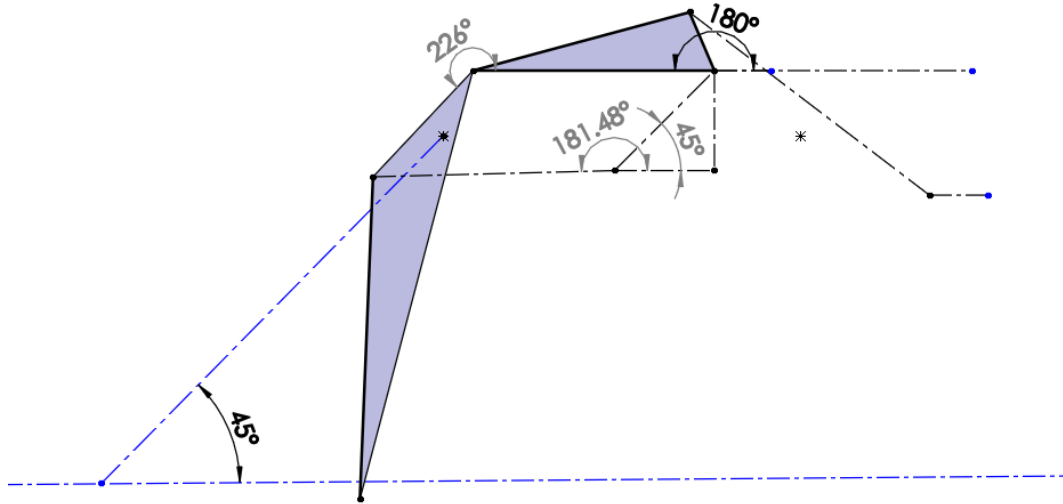


Figura 3.5. Validación de ángulos calculados

3.2.5 Determinación de la geometría de las fuerzas externas

Una vez definida la cinemática del mecanismo, se procede a establecer la geometría de las fuerzas externas que actúan sobre el sistema, en función de su configuración.

En particular, se consideran las fuerzas asociadas al accionamiento hidráulico y a la carga de ensayo, las cuales dependen tanto de la posición del mecanismo como de la ubicación de los puntos de aplicación.

En primer lugar, la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico se define a partir de los puntos de anclaje de este. La dirección de esta fuerza coincide con la recta que une dichos puntos, por lo que su orientación queda determinada por la geometría instantánea del sistema. En consecuencia, la fuerza del cilindro puede expresarse en forma vectorial como:

$$F_{cil} = F_{cil} (\cos \alpha_{cil} \cdot i + \sen \alpha_{cil} \cdot j)$$

donde α_{cil} representa el ángulo de la línea de acción del cilindro respecto del sistema de referencia.

Por otro lado, la fuerza de ensayo, correspondiente a la carga aplicada mediante el sistema de tracción, se considera aplicada en el punto de vinculación con el mecanismo, con una dirección definida según la configuración del ensayo. Esta fuerza puede expresarse como:

$$F_{ens} = F_{ens} (\cos \alpha_{ens} \cdot i + \sen \alpha_{ens} \cdot j)$$

donde α_{ens} corresponde al ángulo de aplicación de la carga.

De esta manera, la geometría de las fuerzas externas queda completamente definida en función de la configuración del mecanismo, permitiendo su posterior incorporación en el análisis estático del sistema.

3.2.6 Determinación geométrica de la fuerza del cilindro hidráulico

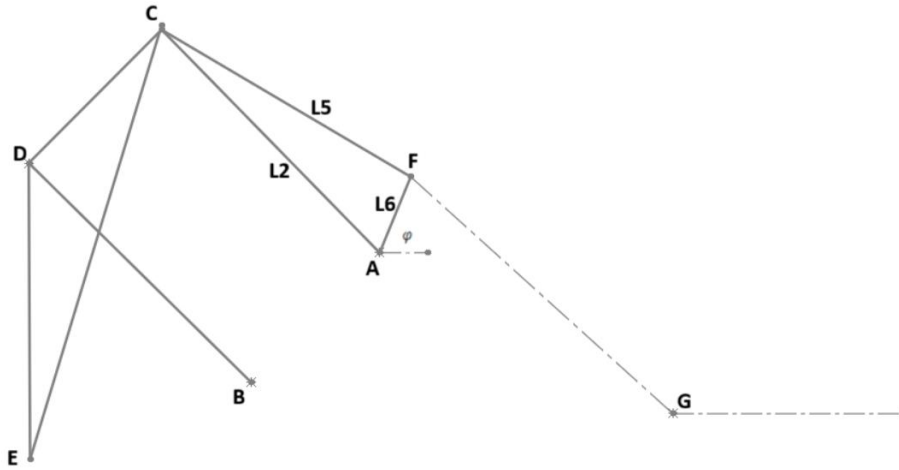


Figura 3.6. Cinemática cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico se modela como un elemento de dos fuerzas, cuya línea de acción coincide con el segmento GF, siendo G el punto de anclaje fijo al bastidor y F el punto de anclaje móvil sobre el mecanismo.

El punto F pertenece al cuerpo rígido ACF, por lo que su posición queda definida en función del ángulo de entrada φ del mecanismo principal.

A partir de la geometría del triángulo rígido ACF, y conociendo las longitudes:

$$\begin{aligned} AC &= L2 \\ CF &= L5 \\ AF &= L6 \end{aligned}$$

se determina el ángulo interno δ mediante la ley de cosenos:

$$\cos(\delta) = (L2^2 + L6^2 - L5^2) / (2 \cdot L2 \cdot L6)$$

$$\delta = \arccos[(L2^2 + L6^2 - L5^2) / (2 \cdot L2 \cdot L6)]$$

Tomando el punto A como origen del sistema de referencia, las coordenadas del punto F quedan expresadas como:

$$\begin{aligned} F_x(\varphi) &= L6 \cdot \cos(\varphi - \delta) \\ F_y(\varphi) &= L6 \cdot \sin(\varphi - \delta) \end{aligned}$$

El punto G, correspondiente al anclaje fijo del cilindro, se define mediante sus proyecciones respecto del punto A:

$$G = (AG_x, AG_y)$$

donde:

- $AG_x = \text{componente horizontal del vector } A \rightarrow G$
- $AG_y = \text{componente vertical del vector } A \rightarrow G$

La longitud instantánea del cilindro hidráulico se obtiene entonces como:

$$L_{cil}(\varphi) = \sqrt{(F_x(\varphi) - AG_x)^2 + (F_y(\varphi) - AG_y)^2}$$

Asimismo, la dirección de la fuerza transmitida por el cilindro queda determinada por el ángulo que forma la recta GF con la horizontal:

$$\alpha_{cil}(\varphi) = \text{atan } 2(F_y(\varphi) - AG_y, F_x(\varphi) - AG_x)$$

De esta manera, tanto la longitud como la línea de acción del cilindro hidráulico quedan definidas en función del ángulo de entrada del mecanismo.

Evaluación del cilindro en la posición de trabajo

Para la configuración de análisis definida previamente, se adopta:

$$\varphi = 180^\circ$$

Asimismo, a partir de la geometría del sistema se consideran las siguientes dimensiones del conjunto rígido ACF:

$$L2 = (290)[\text{mm}] \quad ; \quad L5 = (250.7)[\text{mm}] \quad ; \quad L6 = (116.92)[\text{mm}]$$

y las coordenadas del punto fijo de anclaje del cilindro:

$$AG_x = (378.19) [\text{mm}] \quad ; \quad AG_y = (20.53) [\text{mm}]$$

Determinación del ángulo interno δ

El ángulo interno del triángulo rígido ACF se determina mediante la ley de cosenos:

$$\delta = \arccos \left[\frac{(L2^2 + L6^2 - L5^2)}{(2 \cdot L2 \cdot L6)} \right]$$

Sustituyendo los valores:

$$\delta = \arccos \left[\frac{(((290)[\text{mm}])^2 + ((116.92)[\text{mm}])^2 - ((250.7)[\text{mm}])^2)}{(2 \cdot (290)[\text{mm}] \cdot (116.92)[\text{mm}])} \right]$$

$$\delta = 59^\circ$$

El valor obtenido corresponde al ángulo interno del triángulo en el punto C , el cual define directamente la orientación del segmento CF dentro del cuerpo rígido ACF .

Este ángulo resulta adecuado para la determinación geométrica de la posición del punto F en el sistema de referencia global.

Determinación de las coordenadas del punto F

A partir de la geometría del triángulo rígido ACF , y conociendo el ángulo $\delta = 59^\circ$, se procede a determinar la posición del punto F .

El segmento AC forma un ángulo δ con el segmento AC , el cual se encuentra orientado según el ángulo de entrada:

$$\varphi = 180^\circ$$

En consecuencia, la orientación del segmento AF respecto del sistema de referencia global queda definida por:

$$\delta' = \varphi - \delta$$

$$\delta' = 180^\circ - 59^\circ = 121^\circ$$

Tomando el punto A como origen del sistema de referencia, las coordenadas del punto F se expresan como:

$$F_x = L6 \cdot \cos(\varphi - \delta)$$

$$F_y = L6 \cdot \sin(\varphi - \delta)$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$F_x = -(60.2) [mm]$$

$$F_y = (100) [mm]$$

Determinación de la longitud y dirección del cilindro hidráulico

A partir de las coordenadas previamente obtenidas del punto F_y de las proyecciones del punto fijo G , se procede a determinar la longitud instantánea del cilindro hidráulico y la dirección de la fuerza que transmite.

Las coordenadas del punto F resultan:

$$F = (F_x, F_y) = (-60.2, 100) [mm]$$

Por su parte, el punto fijo G se define como:

$$G = (AG_x, AG_y) = (378.19, 20.53) [mm]$$

La longitud instantánea del cilindro hidráulico se obtiene entonces como:

$$L_{cil} = \sqrt{(F_x - AG_x)^2 + (F_y - AG_y)^2}$$

Remplazando los valores:

$$L_{cil} = \sqrt{(-438.4)^2 + (79.47)^2} = 445.45 [mm]$$

El ángulo de incidencia del cilindro respecto del eje horizontal se determina mediante:

$$\alpha_{cil} = \text{atan } 2(F_y - AG_y, F_x - AG_x)$$

Remplazando los valores:

$$\alpha_{cil} = \text{atan } 2(79.47, -438.4) = 169.7^\circ$$

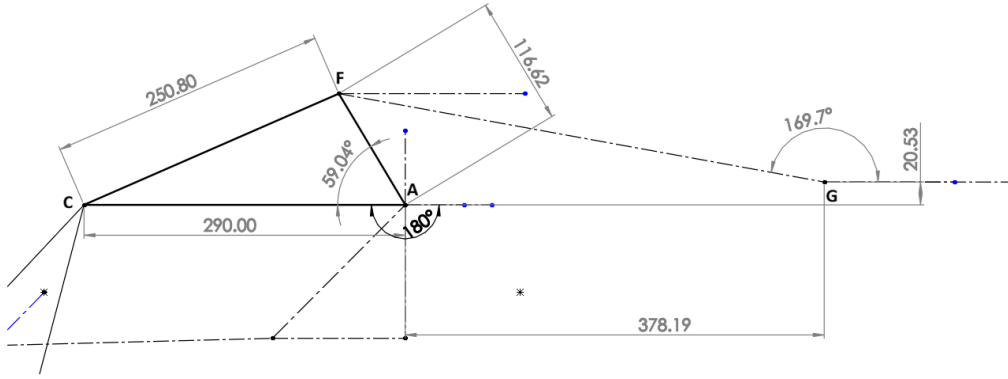


Figura 3.7. Verificación Cinemática cilindro hidráulico

3.2.7 Determinación geométrica de la fuerza del ensayo

En la configuración real de ensayo, la carga aplicada sobre el sistema se modela como la resultante de las tensiones presentes en la línea de tracción. En particular, se considera un punto de cambio de dirección del cable, en el cual actúan dos tramos sometidos a una misma tensión T , generando una resultante aplicada sobre el sistema.

Adoptando un sistema de referencia cartesiano con eje x horizontal positivo hacia la derecha y eje y vertical positivo hacia arriba, las tensiones pueden expresarse como:

$$\vec{T}_1 = (T, 0)$$

$$\vec{T}_2 = (T \cdot \cos(\alpha_{ens}), T \cdot \sin(\alpha_{ens}))$$

donde:

- T representa la magnitud de la tensión en la línea de ensayo,
- α_{ens} corresponde al ángulo de inclinación de la eslinga respecto de la horizontal.

La fuerza resultante aplicada sobre el sistema queda definida como:

$$\vec{F}_{ens} = \vec{T}_1 + \vec{T}_2$$

Por lo tanto, sus componentes quedan definidas como:

$$F_x = T + T \cos \alpha_{ens}$$

$$F_y = T \sin \alpha_{ens}$$

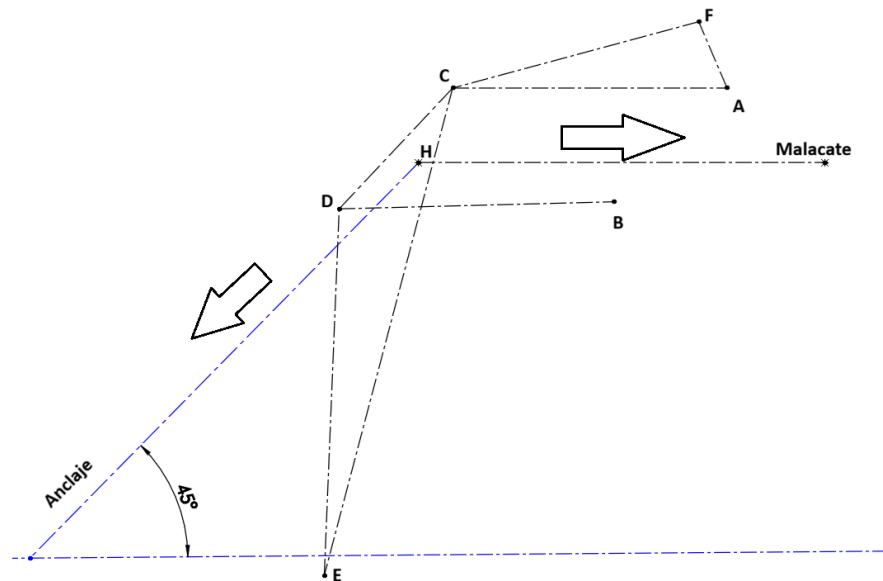


Figura 3.8. cinemática de la fuerza de ensayo

De esta manera, la carga de ensayo queda completamente caracterizada en términos de sus componentes, las cuales serán utilizadas en el análisis de equilibrio del sistema y en la determinación de las solicitaciones sobre los distintos elementos estructurales.

3.3 Análisis de cargas actuantes

3.3.1 Condición de análisis adoptada

El desarrollo geométrico del mecanismo presentado en el apartado anterior se encuentra definido en función del ángulo de entrada φ , el cual determina la configuración del sistema.

A los efectos del análisis de cargas, se selecciona una posición particular del mecanismo correspondiente a la condición más desfavorable desde el punto de vista estructural.

Esta condición se asocia a la configuración en la cual la fuerza de ensayo genera las mayores solicitaciones sobre los eslabones y sobre los puntos de vinculación con el chasis, ya sea por la maximización de los brazos de palanca o por la orientación de las fuerzas actuantes.

En consecuencia, el análisis desarrollado en los apartados siguientes se realiza para un valor específico del ángulo φ , representativo de la situación más exigente para el sistema.

3.3.2 Definición del ángulo de la fuerza de ensayo

La carga de ensayo se aplica mediante una eslinga que trabaja con una inclinación comprendida entre 40° y 50° respecto de la horizontal, adoptándose para el análisis un valor representativo de 45°.

Este ángulo corresponde a la **inclinación física del sistema de ensayo**, es decir, al ángulo que forma la línea de acción de la fuerza con la horizontal en el plano real.

Sin embargo, para la formulación de las ecuaciones de equilibrio, resulta necesario expresar la fuerza de ensayo en función de sus componentes en un sistema de referencia cartesiano. Para ello, se define un sistema de ejes donde:

- el eje x positivo coincide con el sentido de avance del vehículo,
- el eje y positivo se orienta verticalmente hacia arriba.

En este sistema de referencia, la fuerza de ensayo actúa en dirección opuesta al avance del vehículo y con componente vertical descendente, por lo que su vector se ubica en el **tercer cuadrante** del plano cartesiano.

Por este motivo, el ángulo utilizado para la descomposición vectorial de la fuerza no es 45°, sino su equivalente en dicho sistema de referencia, definido como:

$$\alpha_{ens} = 180^\circ + 45^\circ = 225^\circ$$

De esta manera, se establece una correspondencia directa entre la inclinación física del sistema de ensayo y la representación matemática del vector fuerza, garantizando coherencia en la determinación de sus componentes.

3.3.3 Fuerza de ensayo aplicada

A partir del desarrollo geométrico presentado en el apartado 3.2.4, la fuerza de ensayo aplicada sobre el sistema se obtiene como la resultante de las tensiones presentes en la línea de tracción.

En particular, se considera una tensión de magnitud T , correspondiente al esfuerzo generado por el malacate, y una segunda contribución asociada a la dirección de la eslinga vinculada al anclaje, definida por un ángulo α respecto de la horizontal.

Las componentes de la fuerza resultante en el punto de aplicación quedan definidas como:

$$F_x = T + T \cos \alpha_{ens}$$

$$F_y = T \sin \alpha_{ens}$$

Para el caso de estudio, la carga de ensayo corresponde a una fuerza de 8 toneladas, la cual se expresa en unidades del Sistema Internacional como:

$$T = 78480 \text{ N}$$

Asimismo, se adopta un ángulo de inclinación de la eslinga de:

$$\alpha_{ens} = 225^\circ$$

Por lo tanto, las componentes de la fuerza de ensayo resultan:

$$F_x = 78480 \text{ [N]} + 78480 \text{ [N]} \cdot \cos(225^\circ)$$

$$F_y = 78480 \text{ [N]} \cdot \sin(225^\circ)$$

Resolviendo:

$$F_x \cong 22998 \text{ [N]}$$

$$F_y \cong -55482 \text{ [N]}$$

De esta manera, la fuerza de ensayo queda completamente definida en términos de sus componentes cartesianas, permitiendo su posterior utilización en el análisis de equilibrio y determinación de las solicitaciones sobre el sistema.

3.3.4 Descomposición de la carga

La fuerza de ensayo no actúa de manera puramente horizontal ni vertical, sino que presenta una dirección oblicua respecto del sistema, por lo que resulta necesario analizar sus componentes.

La componente horizontal (F_x) indica que la acción de la carga se opone al sentido de avance del sistema, generando una sollicitación de tracción sobre la estructura en dirección longitudinal.

Por otro lado, la componente vertical (F_y) introduce una sollicitación descendente sobre el sistema, incrementando la carga transmitida hacia el terreno a través de los apoyos.

Esta combinación de componentes da lugar a un estado de cargas en el cual la estructura se encuentra sometida simultáneamente a esfuerzos de tracción y a efectos de flexión, debido a la excentricidad entre la línea de acción de la fuerza y los puntos de apoyo.

Asimismo, la presencia de una componente vertical significativa contribuye a aumentar las reacciones en los apoyos principales, particularmente en el pie retráctil, favoreciendo la estabilidad del sistema durante la ejecución del ensayo.

En consecuencia, el análisis de la fuerza de ensayo requiere considerar tanto su magnitud como su dirección de aplicación, resultando determinante para la evaluación de las condiciones de equilibrio y estabilidad del sistema.

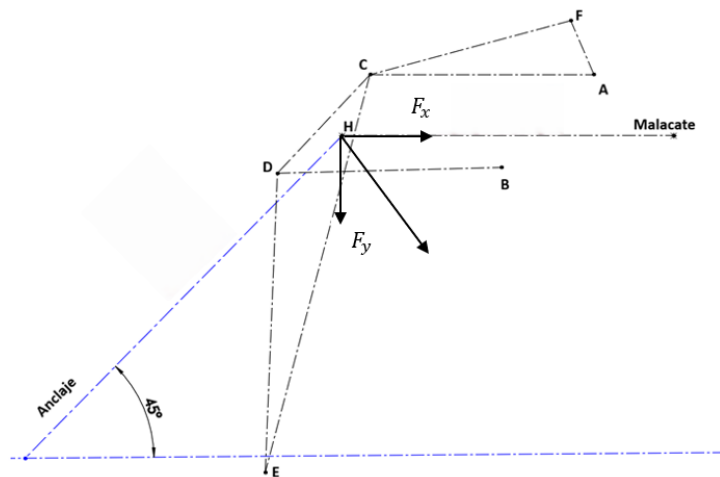


Figura 3.9. Descomposición de fuerza de ensayo

3.3.5 Transmisión de cargas en el sistema

La fuerza de ensayo determinada en los apartados anteriores se considera aplicada en el punto de vinculación entre la eslinga y el sistema mecánico (H), identificado en el análisis geométrico del mecanismo.

Dicho punto corresponde a una ubicación variable en función de la configuración del sistema, cuya posición queda definida a partir del análisis cinemático desarrollado en el apartado 3.2.

La fuerza $\vec{F}_{ens}$ actúa con una dirección oblicua respecto del sistema, presentando componentes tanto en el eje horizontal como en el eje vertical, las cuales fueron determinadas previamente.

Desde el punto de vista mecánico, esta fuerza constituye una carga externa aplicada sobre el sistema, cuya línea de acción no coincide, en general, con ninguno de los ejes principales ni con los puntos de apoyo, generando efectos combinados de tracción y flexión.

Asimismo, la posición de aplicación de la fuerza respecto de los apoyos introduce brazos de palanca que dan lugar a momentos, los cuales deben ser considerados en el análisis de equilibrio.

En consecuencia, la fuerza de ensayo será incorporada en el diagrama de cuerpo libre del sistema, junto con el peso propio del conjunto y las reacciones en los apoyos, permitiendo plantear las ecuaciones de equilibrio necesarias para la determinación de las sollicitaciones actuantes.

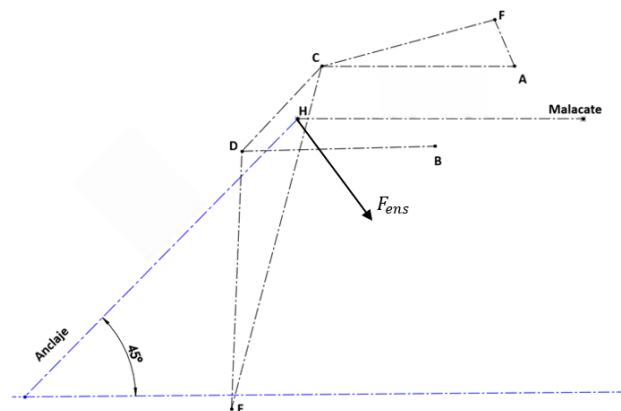


Figura 3.10. Modulo de fuerza de ensayo

3.4 Análisis de equilibrio del mecanismo

3.4.1 Definición del sistema y diagrama de cuerpo libre

Con el objetivo de determinar las solicitaciones transmitidas por el mecanismo al chasis, se construye el diagrama de cuerpo libre del mecanismo de posicionamiento durante la configuración de ensayo.

Para este análisis, el sistema considerado excluye al chasis, por lo que los puntos de vinculación A y B se modelan como apoyos externos del mecanismo. En consecuencia, en dichos puntos actúan las reacciones que representan la interacción entre el mecanismo y la estructura portante del vehículo.

Sobre el mecanismo actúan las siguientes fuerzas externas:

- La fuerza de ensayo $\vec{F}_{ens}$, aplicada en el punto de vinculación con la eslinga, cuyas componentes en los ejes horizontal y vertical fueron determinadas en el apartado 3.3.
- La fuerza ejercida por el cilindro hidráulico $\vec{F}_{cil}$, aplicada en el punto de anclaje correspondiente y dirigida según la recta GF .
- Las reacciones en los puntos A y B, que representan las fuerzas transmitidas entre el mecanismo y el chasis.

La disposición de estas fuerzas y sus respectivos puntos de aplicación se representa en el diagrama de cuerpo libre, el cual constituye la base para el planteo de las ecuaciones de equilibrio del mecanismo y la posterior determinación de las cargas transmitidas al chasis y a los distintos eslabones del sistema.

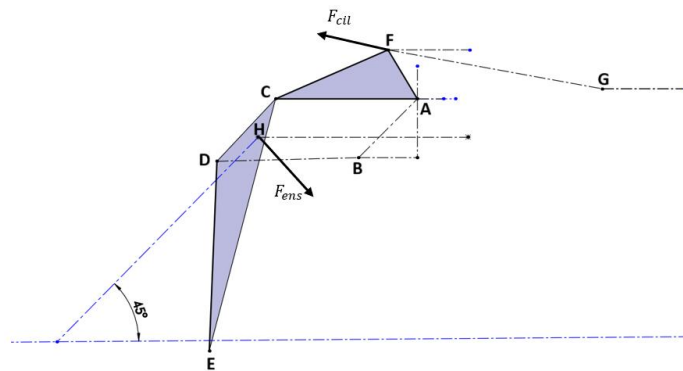


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre

3.4.2 Planteo de ecuaciones de equilibrio por eslabón

A partir del diagrama de cuerpo libre presentado en el apartado anterior, se plantea el análisis de equilibrio del sistema con el objetivo de determinar las fuerzas transmitidas a los puntos de vinculación con el chasis.

Sin embargo, dado que el sistema presenta un número de incógnitas superior al de ecuaciones de equilibrio disponibles en el análisis global, el mismo resulta estáticamente indeterminado.

En consecuencia, se adopta un método de resolución basado en la descomposición del mecanismo en sus distintos eslabones, analizando cada uno de ellos como un cuerpo rígido independiente.

Para cada eslabón se construye su correspondiente diagrama de cuerpo libre, considerando las fuerzas aplicadas en sus puntos de vinculación. Las interacciones entre eslabones se representan mediante fuerzas internas, las cuales se consideran iguales y opuestas en los puntos de unión.

El análisis se basa en la aplicación de las condiciones de equilibrio estático:

$$\sum F_x = 0, \quad \sum F_y = 0, \quad \sum M = 0$$

La combinación de las ecuaciones obtenidas para cada eslabón permite conformar un sistema de ecuaciones que posibilita la determinación de las fuerzas internas y de las reacciones transmitidas al chasis.

A continuación, se procede al análisis individual de los eslabones que componen el mecanismo.

Eslabón 1

El eslabón 1 corresponde al elemento rígido comprendido entre los puntos C , F y A , constituyendo una estructura indeformable que vincula el mecanismo con el chasis y con el actuador hidráulico.

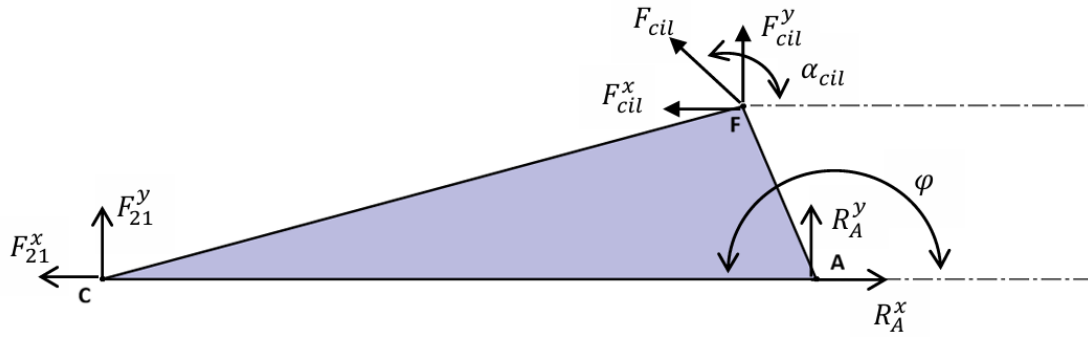


Figura 3.12. Diagrama de cuerpo libre eslabón n°1

Sobre dicho eslabón actúan fuerzas en sus tres puntos de vinculación. En el punto F se aplica la fuerza del cilindro hidráulico $\vec{F}_{cil}$, cuya dirección queda definida por la geometría del actuador, pudiendo descomponerse en sus componentes F_{cil}^x y F_{cil}^y .

En el punto A , el eslabón se encuentra vinculado al chasis, por lo que actúan las reacciones R_A^x y R_A^y , que representan las fuerzas transmitidas entre ambos sistemas.

Por su parte, en el punto C se presentan las fuerzas de interacción con el eslabón adyacente, representadas por F_{21}^x y F_{21}^y , correspondientes a las componentes de la fuerza interna en dicho nodo.

En consecuencia, el eslabón 1 se modela como un cuerpo rígido sometido a un sistema de fuerzas aplicadas en tres puntos no colineales, por lo que su análisis requiere la aplicación completa de las ecuaciones de equilibrio estático.

Ecuaciones de equilibrio – Eslabón 1

A partir del diagrama de cuerpo libre del eslabón 1, se plantean las ecuaciones de equilibrio estático considerando las fuerzas actuantes en los puntos C , F y A .

Se adopta un sistema de referencia cartesiano, considerando positivas las fuerzas en dirección horizontal hacia la derecha y vertical hacia arriba.

Se adopta como convención de signos positiva para los momentos el sentido antihorario.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{21}^x + F_{cil}^x - R_A^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{21}^y + F_{cil}^y + R_A^y = 0$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{21}^x \cdot (L_{AC}^y) - F_{21}^y \cdot (L_{AC}^x) + F_{cil}^x \cdot (L_{AF}^y) - F_{cil}^y \cdot (L_{AF}^x) = 0$$

Eslabón 2

El eslabón 2 corresponde al elemento rígido comprendido entre los puntos C , D y E , el cual vincula el mecanismo con el suelo a través del apoyo ubicado en E .

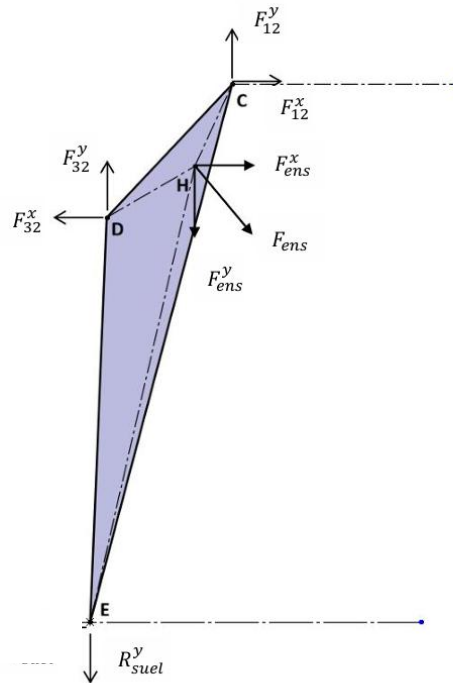


Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre eslabón n°2

Sobre este eslabón actúan fuerzas en sus distintos puntos de vinculación. En el punto *C* se presentan las fuerzas de interacción con el eslabón 1, representadas por las componentes F_{12}^x y F_{12}^y , las cuales constituyen el par acción-reacción respecto de las fuerzas definidas previamente en dicho nodo.

En el punto *D* actúan las fuerzas de interacción con el eslabón adyacente, definidas por F_{32}^x y F_{32}^y , correspondientes a las sollicitaciones internas en la unión entre ambos elementos.

Asimismo, en el punto *H* se aplica la fuerza de ensayo $\vec{F}_{ens}$, cuya dirección y componentes fueron determinadas previamente.

Finalmente, en el punto *E*, el eslabón se encuentra en contacto con el suelo, por lo que actúan la reacción R_{suel}^y , que representan la interacción entre el sistema y el terreno.

En consecuencia, el eslabón 2 se modela como un cuerpo rígido sometido a múltiples fuerzas aplicadas en puntos no colineales, por lo que su análisis requiere la aplicación completa de las ecuaciones de equilibrio estático.

Ecuaciones de equilibrio – Eslabón 2

A partir del diagrama de cuerpo libre del eslabón 2, se plantean las ecuaciones de equilibrio estático considerando las fuerzas actuantes en los puntos *C*, *D*, *E* y *H*.

Se adopta un sistema de referencia cartesiano, considerando positivas las fuerzas en dirección horizontal hacia la derecha y vertical hacia arriba.

Se adopta como convención de signos positiva para los momentos el sentido antihorario.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -F_{12}^x + F_{32}^x - F_{ens}^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{12}^y + F_{32}^y - F_{ens}^y - R_{suel}^y = 0$$

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow -F_{12}^x \cdot L_{EC}^y + F_{12}^y \cdot L_{EC}^x - F_{32}^x \cdot L_{ED}^y + F_{32}^y \cdot L_{ED}^x - F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y + F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x = 0$$

Eslabón 3

El eslabón 3 corresponde al elemento rígido que vincula el punto D con el punto B , estableciendo la conexión entre el mecanismo y el chasis en dicha zona.



Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre eslabón n°3

En el punto D actúan las fuerzas de interacción con el eslabón 2, representadas por las componentes F_{23}^x y F_{23}^y , las cuales constituyen el par acción-reacción respecto de las fuerzas previamente definidas en dicho nodo.

En el punto B , el eslabón se encuentra vinculado al chasis, por lo que actúan las reacciones R_B^x y R_B^y , correspondientes a las fuerzas transmitidas al mismo.

En consecuencia, el eslabón 3 se modela como un cuerpo rígido sometido a fuerzas aplicadas en dos puntos, cuyo análisis permite determinar las sollicitaciones transmitidas al chasis en el punto B .

Ecuaciones de equilibrio – Eslabón 3

A partir del diagrama de cuerpo libre del eslabón 3, se plantean las ecuaciones de equilibrio estático considerando las fuerzas actuantes en los puntos, D y B .

Se adopta un sistema de referencia cartesiano, considerando positivas las fuerzas en dirección horizontal hacia la derecha y vertical hacia arriba.

Se adopta como convención de signos positiva para los momentos el sentido antihorario.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{23}^x - R_B^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{23}^y + R_B^y = 0$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -F_{23}^y \cdot L_{BD}^x + F_{23}^x \cdot L_{BD}^y = 0$$

A partir de la formulación anterior, se observa que el sistema presenta un número elevado de incógnitas, lo que dificulta su resolución directa mediante las ecuaciones de equilibrio planteadas.

Con el objetivo de simplificar el análisis, se introducen consideraciones adicionales basadas en la naturaleza mecánica de algunos de los elementos del mecanismo.

El cilindro hidráulico se modela como un elemento de dos fuerzas, cuya línea de acción coincide con la recta que une sus puntos de anclaje. Por lo tanto, la fuerza transmitida por el cilindro queda completamente definida por su dirección geométrica, introduciendo una única incógnita escalar asociada a su magnitud.

En base a estas consideraciones, el sistema puede reformularse reduciendo el número de incógnitas, reemplazando las componentes cartesianas de las fuerzas del cilindro.

3.4.3 Simplificaciones mecánicas del sistema

A partir de la simplificación adoptada, las fuerzas correspondientes al cilindro hidráulico

$$F_{cil}^x = F_{cil} \cdot \cos(\alpha_{cil}) \quad ; \quad F_{cil}^y = F_{cil} \cdot \sin(\alpha_{cil})$$

Asimismo, el eslabón 3, correspondiente al segmento BD , se modela como un elemento de dos fuerzas. En consecuencia, la fuerza transmitida entre sus extremos se encuentra alineada con el eje del eslabón, verificándose la condición:

$$-F_{23}^y \cdot L_{BD}^x + F_{23}^x \cdot L_{BD}^y = 0$$

o, de manera equivalente,

$$\frac{F_{23}^y}{L_{BD}^y} = \frac{F_{23}^x}{L_{BD}^x}$$

Por último, con el fin de unificar la notación empleada en el análisis, se adopta la convención de representar las fuerzas de interacción entre eslabones mediante $\vec{F}_{12}$, correspondiente a la acción del eslabón 1 sobre el eslabón 2, y $\vec{F}_{23}$, correspondiente a la acción del eslabón 3 sobre el eslabón 2.

En consecuencia, a partir del principio de acción y reacción:

$$\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$$

$$\vec{F}_{32} = -\vec{F}_{23}$$

De esta manera, el sistema puede reformularse reduciendo el número de incógnitas y permitiendo una resolución consistente a partir de las ecuaciones de equilibrio de cada eslabón.

A partir de las expresiones anteriores, las ecuaciones de equilibrio del eslabón 1 pueden reescribirse como:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -F_{12}^x + F_{cil} \cdot \cos(\alpha_{cil}) - R_A^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -F_{12}^y + F_{cil} \cdot \sin(\alpha_{cil}) + R_A^y = 0$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_{12}^x \cdot (L_{AC}^y) + F_{12}^y \cdot (L_{AC}^x) + F_{cil} \cdot \cos(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^y) - F_{cil} \cdot \sin(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^x) = 0$$

Para el eslabón 2, considerando la fuerza de ensayo aplicada en el punto H , la reacción vertical en el apoyo E y las interacciones con los eslabones adyacentes, se obtiene:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -F_{12}^x - F_{23}^x + F_{ens}^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{12}^y - F_{23}^y + F_{ens}^y - R_{suel}^y = 0$$

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow -F_{12}^x \cdot L_{EC}^y + F_{12}^y \cdot L_{EC}^x + F_{23}^x \cdot L_{ED}^y - F_{23}^y \cdot L_{ED}^x + F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x = 0$$

Para el eslabón 3 se plantean las siguientes ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{23}^x - R_B^x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{23}^y + R_B^y = 0$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -F_{23}^y \cdot L_{BD}^x + F_{23}^x \cdot L_{BD}^y = 0$$

3.4.4 Obtención del sistema reducido de ecuaciones

A partir del sistema reformulado, se procede a su resolución con el objetivo de determinar la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico.

Relación de colinealidad del eslabón BD

Del equilibrio del eslabón 3, tomando momentos respecto del punto B , se obtiene:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -F_{23}^y \cdot L_{BD}^x + F_{23}^x \cdot L_{BD}^y = 0$$

De donde se deduce:

$$F_{23}^y = F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x}$$

Esta relación indica que la fuerza transmitida por el eslabón BD se encuentra alineada con su eje.

Ecuaciones de equilibrio del eslabón 2

Sumatoria de fuerzas en x

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -F_{12}^x - F_{23}^x + F_{ens}^x = 0$$

Despejando:

$$-F_{23}^x + F_{ens}^x = F_{12}^x$$

Sumatoria de fuerzas en y

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{12}^y - F_{23}^y + F_{ens}^y - R_{suel}^y = 0$$

Sustituyendo la relación de colinealidad:

$$F_{12}^y = \left(F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \right) - F_{ens}^y + R_{suel}^y$$

Ecuación de momentos respecto del punto E

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow -F_{12}^x \cdot L_{EC}^y + F_{12}^y \cdot L_{EC}^x + F_{23}^x \cdot L_{ED}^y - F_{23}^y \cdot L_{ED}^x + F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x = 0$$

Sustituyendo $F_{12,x}$, $F_{12,y}$ y $F_{23,y}$:

$$\begin{aligned} \sum M_E = 0 \Rightarrow & -[F_{23}^x + F_{ens}^x] \cdot L_{EC}^y + \left[\left(F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \right) - F_{ens}^y + R_{suel}^y \right] \cdot L_{EC}^x + F_{23}^x \cdot L_{ED}^y \\ & - \left[F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \right] \cdot L_{ED}^x + F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x = 0 \end{aligned}$$

Reordenando las ecuaciones y agrupando términos:

$$\begin{aligned} \sum M_E = 0 \Rightarrow & F_{23}^x \cdot \left[L_{EC}^y + \left(\frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \cdot L_{EC}^x \right) + L_{ED}^y - \left(\frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \cdot L_{ED}^x \right) \right] + (R_{suel}^y \cdot L_{EC}^x) + (-F_{ens}^x \cdot L_{EC}^y \\ & - F_{ens}^y \cdot L_{EC}^x + F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x) = 0 \end{aligned}$$

Despejando podemos obtener el valor de la variable F_{23}^x

$$F_{23}^x = - \frac{(R_{suel}^y \cdot L_{EC}^x) + (-F_{ens}^x \cdot L_{EC}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EC}^x + F_{ens}^x \cdot L_{EH}^y - F_{ens}^y \cdot L_{EH}^x)}{\left[L_{EC}^y + \left(\frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \cdot L_{EC}^x \right) + L_{ED}^y - \left(\frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \cdot L_{ED}^x \right) \right]}$$

A partir de las relaciones obtenidas:

$$F_{23}^y = F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x}$$

$$F_{12}^x = -F_{23}^x + F_{ens}^x$$

$$F_{12}^y = \left(F_{23}^x \cdot \frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} \right) - F_{ens}^y + R_{suel}^y$$

La reacción $R_{suelo,y}$ se determina sustituyendo la expresión de $F_{23,x}$ en la ecuación de equilibrio vertical del eslabón 2.

Determinación de la fuerza del cilindro

Finalmente, se utiliza la ecuación de momentos del eslabón 1 respecto del punto A:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_{12}^x \cdot (L_{AC}^y) + F_{12}^y \cdot (L_{AC}^x) + F_{cil} \cdot \cos(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^y) - F_{cil} \cdot \sin(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^x) = 0$$

Despejando:

$$F_{cil} = \frac{F_{12}^x \cdot (L_{AC}^y) - F_{12}^y \cdot (L_{AC}^x)}{\cos(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^y) - \sin(\alpha_{cil}) \cdot (L_{AF}^x)}$$

Mediante el desarrollo anterior se obtiene una expresión explícita para la fuerza del cilindro hidráulico en función de la geometría del mecanismo y de la carga aplicada. Asimismo, se determinan las fuerzas internas en los distintos eslabones, completando el análisis estático del sistema.

3.4.5 Reacción en el apoyo del suelo

Con el objetivo de obtener un valor representativo de la reacción en el apoyo del sistema, se procede a analizar el equilibrio global del vehículo, considerando la interacción entre el mecanismo, el peso propio y los apoyos con el suelo.

En la Figura 3.15 se presenta el diagrama de cuerpo libre del sistema, modelado como un cuerpo rígido apoyado sobre tres puntos: la pata delantera y las dos ruedas del vehículo.

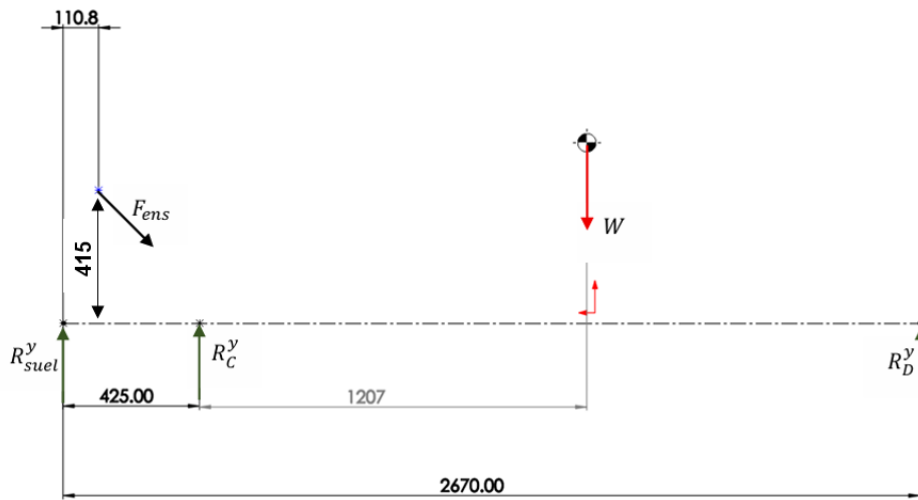


Figura 3.15. Diagrama de cuerpo aislado sistema completo

La fuerza de ensayo se aplica en proximidad al apoyo delantero, mientras que el peso propio del sistema actúa en el centro de gravedad.

Con el objetivo de realizar el análisis de equilibrio global del sistema, resulta necesario determinar el peso total del vehículo y la posición de su centro de gravedad.

El peso total del sistema se estima a partir de la suma de los principales componentes estructurales y funcionales del equipo, incluyendo chasis, sistema hidráulico, motor y elementos auxiliares. Para el presente análisis, se adopta un valor total aproximado de:

$$m = 1500 \text{ kg}$$

lo que corresponde a:

$$W = 14700 \text{ [N]}$$

La posición del centro de gravedad se determina a partir del modelo geométrico del sistema desarrollado en CAD, considerando la distribución de masas de los distintos componentes.

En particular, se adopta una ubicación del centro de gravedad sobre el eje longitudinal del vehículo, a una distancia de:

$$x_{CG} = 1632 \text{ mm}$$

medida desde el apoyo delantero.

Este valor resulta consistente con la disposición general del sistema, en la cual la mayor concentración de masa se encuentra distribuida entre el eje trasero y la zona central del chasis.

Sumatoria de momentos respecto del apoyo delantero R_{suel}^y

El equilibrio de momentos se plantea respecto del apoyo delantero, considerando la totalidad de las fuerzas actuantes sobre el sistema.

En particular, se incluyen tanto la componente vertical como horizontal de la fuerza de ensayo, considerando sus respectivos brazos de palanca. La componente vertical genera un momento en función de la distancia horizontal al punto de apoyo, mientras que la componente horizontal produce un momento asociado a la altura de aplicación de la fuerza.

$$\sum M_{Rsel} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sum M_{Rsel} = -W \cdot x_{CG-s} + R_D^y \cdot x_{DS} + R_C^y \cdot x_{CS} - F_{ens}^y \cdot x_{ens-s} - F_{ens}^x \cdot y_{ens-s} = 0$$

Dado que el sistema presenta tres apoyos, se adopta la hipótesis de descarga de la rueda delantera, permitiendo reducir el problema a un sistema isostático.

$$R_C^y \approx 0$$

A partir de la hipótesis adoptada, la ecuación de momentos se reduce a:

$$\sum M_{Rsel} = -W \cdot x_{CG-s} + R_D^y \cdot x_{DS} - F_{ens}^y \cdot x_{ens-s} - F_{ens}^x \cdot y_{ens-s} = 0$$

Reordenando:

$$R_D^y \cdot x_{DS} = W \cdot x_{CG-s} + F_{ens}^y \cdot x_{ens-s} + F_{ens}^x \cdot y_{ens-s}$$

Por lo tanto:

$$R_D^y = \frac{W \cdot x_{CG-s} + F_{ens}^y \cdot x_{ens-s} + F_{ens}^x \cdot y_{ens-s}}{x_{DS}}$$

Reemplazo numérico

Considerando:

$$\begin{aligned} W &= 14700[N] \\ F_{ensx} &= 22998[N] \\ F_{ensy} &= -55482[N] \\ x_{CG-S} &= 1632[mm] \\ x_{DS} &= 2670[mm] \\ x_{ens-S} &= 110.8[mm] \\ y_{ens-S} &= 415[mm] \end{aligned}$$

Sustituyendo:

$$R_D^y = \frac{14700[N] \cdot 1632[mm] - 55482[N] \cdot 110.8[mm] + 22998[N] \cdot 415[mm]}{2670[mm]}$$

$$R_D^y \approx 10300[N]$$

Equilibrio vertical

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{suel}^y - F_{ens}^y + R_D^y - W = 0$$

Despejando:

$$R_{suel}^y = F_{ens}^y - R_D^y + W$$

Sustituyendo:

$$R_{suel}^y = 55482[N] - 10300[N] + 14700[N] = 59882[N]$$

Este valor representa la carga transmitida al terreno a través del sistema de apoyo retráctil durante la condición de ensayo, constituyendo el principal punto de reacción frente a la fuerza aplicada sobre el anclaje.

A partir de este resultado, se observa que la mayor parte de las solicitaciones generadas por la carga de ensayo es absorbida por el apoyo delantero, cumpliendo con el objetivo de diseño de descargar al chasis y al sistema rueda-suelo de esfuerzos excesivos.

En consecuencia, el análisis realizado confirma que la configuración adoptada, basada en un esquema de apoyo tipo trípode, resulta adecuada para garantizar la estabilidad del sistema durante la ejecución del ensayo, permitiendo una correcta transmisión de cargas hacia el terreno.

3.4.6 Resolución numérica del sistema

A partir de las expresiones analíticas obtenidas en el apartado 3.4.4, se procede a la resolución numérica del sistema de ecuaciones con el objetivo de determinar las fuerzas internas del mecanismo, las reacciones en los apoyos y la fuerza requerida en el cilindro hidráulico.

Para ello, se utilizan los parámetros geométricos obtenidos del análisis cinemático desarrollado en el apartado 3.2, junto con las condiciones de carga definidas previamente.

Datos geométricos y de carga

Los parámetros geométricos empleados en la resolución numérica se obtienen a partir de dos fuentes complementarias.

Por un lado, la geometría del mecanismo principal, incluyendo la orientación de los eslabones, se determina mediante el análisis cinemático desarrollado en el apartado 3.2.

Por otro lado, aquellas dimensiones y posiciones de puntos que no afectan la cinemática del sistema, tales como ubicaciones de anclajes y puntos auxiliares, se obtienen directamente a partir del modelo CAD del conjunto.

Esta combinación permite representar de manera realista la geometría del sistema, manteniendo coherencia con el modelo analítico adoptado.

Eslabón 1				
Vector	Modulo [mm]	Angulo [°]	Componente X [mm]	Componente Y [mm]
$\vec{L}_{AC}$	290	180	-290	0
$\vec{L}_{AF}$	116.62	120.96	60	100
$\vec{L}_{CF}$	250.8	203.5	-230	-100

Tabla 3.1. Geometría eslabón N°1

Eslabón 2				
Vector	Modulo [mm]	Angulo [°]	Componente X [mm]	Componente Y [mm]
$\vec{L}_{DE}$	387.01	267.67	-15.7	-386.7
$\vec{L}_{CD}$	175	226.75	-120	-127.4
$\vec{L}_{CE}$	531.74	255.22	-135	-514.3
$\vec{L}_{EH}$	446.91	257.1	-99.3	-435.8

Tabla 3.2. Geometría eslabón N°2

Eslabón 3				
Vector	Modulo [mm]	Angulo [°]	Componente X [mm]	Componente Y [mm]
$\vec{L}_{BD}$	290	181.48	-289.9	-7.5

Tabla 3.3. Geometría eslabón N°3

Fuerzas				
Vector	Modulo [N]	Angulo [°]	Componente X [N]	Componente Y [N]
$\vec{F}_{Ens}$	60059.63	292.51	22998	-55482
$\vec{R}_{suel}$	59882	90	0	59882

Tabla 3.4. Componentes fuerzas externas

Determinación de las fuerzas internas

A partir del equilibrio del eslabón BD , el cual se modela como un elemento de dos fuerzas, se obtiene la relación entre las componentes de la fuerza transmitida:

$$\frac{L_{BD}^y}{L_{BD}^x} = \frac{(-7.5) [\text{mm}]}{(-289.9) [\text{mm}]} = 0.0259$$

Por lo tanto:

$$F_{23}^y = (0.0259). F_{23}^x$$

Aplicando la ecuación de momentos respecto del punto E , se obtiene la expresión para la componente horizontal de la fuerza transmitida por el eslabón:

$$F_{23}^x = (-0.1493). R_{suelo} - (12381.7)$$

Reemplazando el valor de la reacción:

$$F_{23}^x \cong -(21323)[N]$$

En consecuencia:

$$F_{23}^y \cong -(552)[N]$$

Fuerzas en el nodo de vinculación

A partir de las ecuaciones de equilibrio del eslabón 2, se determinan las fuerzas transmitidas en el nodo C .

Para la componente horizontal:

$$F_{12}^x = -F_{23x} + F_{ensx}$$

$$F_{12}^x \cong (44321)[N]$$

Para la componente vertical:

$$F_{12}^y = (0.99613). R_{suelo} + (55161.3)$$

$$F_{12}^y \cong (114811)[N]$$

Determinación de la fuerza del cilindro hidráulico

La fuerza requerida en el cilindro hidráulico se obtiene a partir del equilibrio de momentos del eslabón 1 respecto del punto *A*, mediante la expresión:

$$F_{cil} \cong (305000)[N]$$

3.4.7 Análisis e interpretación de resultados

Los resultados obtenidos en el apartado anterior corresponden al análisis de un modelo plano simplificado del mecanismo, en el cual se considera un único conjunto de eslabones y un solo actuador hidráulico.

Sin embargo, en la configuración real del sistema, el mecanismo de posicionamiento se encuentra conformado por dos conjuntos de eslabones dispuestos simétricamente respecto del plano longitudinal del vehículo, los cuales trabajan en paralelo. En particular, existen dos eslabones tipo *BD*, uno a cada lado del sistema, y el conjunto estructural correspondiente al eslabón compuesto también se encuentra duplicado. Asimismo, el accionamiento del sistema se realiza mediante dos cilindros hidráulicos dispuestos simétricamente.

En consecuencia, las cargas determinadas a partir del modelo plano deben interpretarse como la resultante total transmitida por el sistema, la cual se distribuye entre los elementos simétricos. Bajo esta consideración, cada uno de los elementos estructurales y actuadores estará sometido, en primera aproximación, a la mitad de la carga total obtenida en el análisis.

3.4.8 Distribución de cargas en el sistema real

Bajo la hipótesis de comportamiento simétrico y distribución uniforme de las cargas, se considera que:

- La fuerza transmitida por los eslabones *BD* se reparte en partes iguales entre ambos lados del mecanismo.
- Las fuerzas internas en los eslabones del tipo *ACF* también se distribuyen de manera equivalente.
- La fuerza requerida para el accionamiento se divide entre los dos cilindros hidráulicos.

Por lo tanto, la fuerza individual que debe soportar cada cilindro resulta:

$$F_{cil-ind} = \frac{F_{cil}}{2}$$

Reemplazando el valor obtenido previamente:

$$F_{cil-ind} = \frac{(305000)[N]}{2} = (152500)[N]$$

Implicancias en el diseño

La consideración de la simetría del sistema permite obtener valores más representativos de las solicitaciones reales sobre cada componente individual. En particular, se observa que:

- La carga sobre cada cilindro hidráulico se reduce a aproximadamente 152.5 kN, valor que debe ser considerado para su dimensionamiento.
- La duplicación de los elementos estructurales permite mejorar la distribución de cargas y reducir las solicitaciones unitarias, incrementando la robustez del sistema.
- El diseño simétrico contribuye a evitar solicitaciones excéntricas y mejora el comportamiento estructural global del mecanismo.

3.5 Verificación de estabilidad del equipo

3.5.1 Verificación al deslizamiento

Con el objetivo de evaluar la estabilidad del equipo frente al arrastre sobre el terreno durante la aplicación de la carga de ensayo, se analiza la relación entre la componente horizontal de la fuerza aplicada y la capacidad de fricción disponible en los apoyos.

La condición de no deslizamiento se expresa como:

$$F_x \leq \mu \cdot N$$

donde F_x corresponde a la componente horizontal de la fuerza de ensayo, μ es el coeficiente de fricción entre el sistema de apoyo y el terreno, y N es la fuerza normal total actuante.

A partir del análisis previo, se dispone de las siguientes componentes de la fuerza de ensayo:

- $F_x = 22\,998\text{ N}$
- $F_y = -55\,482\text{ N}$

La componente vertical de la fuerza de ensayo actúa en dirección descendente, contribuyendo a incrementar la fuerza normal. En consecuencia, la misma se calcula como:

$$N = W + |F_y|$$

donde W representa el peso total del equipo. Considerando un peso de $W = 14.7\text{ kN}$, se obtiene:

$$N = 14.7 + 55.5 = 70.2\text{ kN}$$

Adoptando un coeficiente de fricción representativo para suelo granular de $\mu = 0.6$, la capacidad máxima de fricción resulta:

$$\mu \cdot N = 0.6 \cdot 70.2 = 42.1\text{ kN}$$

Comparando con la componente horizontal de la fuerza de ensayo:

$$F_x = 23\text{ kN} < 42.1\text{ kN}$$

Se verifica que la condición de no deslizamiento se cumple, indicando que el equipo no presenta riesgo de arrastre bajo las condiciones de carga consideradas. Cabe destacar que la componente vertical descendente de la fuerza de ensayo contribuye significativamente a mejorar la estabilidad, al incrementar la fuerza normal sobre el terreno.

3.5.2 Verificación al vuelco

Se evalúa la estabilidad del equipo frente al vuelco considerando como eje de rotación el punto extremo del polígono de sustentación correspondiente al apoyo más cercano a la aplicación de la carga.

El momento volcante es generado por la componente horizontal de la fuerza de ensayo, mientras que el momento estabilizante está dado por el peso propio del equipo.

El momento volcante se determina como:

$$M_{volc} = F_x \cdot h$$

donde h es la altura de aplicación de la fuerza respecto al plano de apoyo. Considerando $h = 0.415 \text{ m}$, se obtiene:

$$M_{volc} = 23 \cdot 0.415 = 9.55 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Por su parte, el momento estabilizante se calcula como:

$$M_{est} = W \cdot d$$

donde d es la distancia horizontal desde el centro de gravedad hasta el eje de vuelco. Considerando $d = 1.207 \text{ m}$, resulta:

$$M_{est} = 14.7 \cdot 1.207 = 17.7 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Comparando ambos momentos:

$$M_{est} > M_{volc}$$

Se obtiene un factor de seguridad frente al vuelco de:

$$FS = \frac{M_{est}}{M_{volc}} \approx 1.85$$

El resultado indica que el equipo es estable frente al vuelco bajo las condiciones analizadas, presentando un margen de seguridad adecuado.

3.6 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se desarrolló el análisis mecánico del sistema propuesto, abordando la descripción geométrica del mecanismo y la determinación de las solicitaciones actuantes durante la operación de ensayo.

A partir del modelo cinemático planteado, se establecieron las relaciones geométricas entre los distintos elementos del mecanismo, permitiendo definir la configuración del sistema en función de la posición de trabajo. Sobre esta base, se realizó el análisis estático, mediante el cual se determinaron las fuerzas internas en los eslabones y las reacciones en los puntos de apoyo, considerando las condiciones más desfavorables de carga.

Los resultados obtenidos permitieron cuantificar las solicitaciones que actúan sobre los componentes principales del sistema, constituyendo la base para el dimensionamiento de los actuadores hidráulicos y la selección de los componentes del circuito.

Asimismo, se llevaron a cabo verificaciones de estabilidad global del equipo, evaluando su comportamiento frente al deslizamiento y al vuelco. Los resultados indican que el sistema presenta condiciones adecuadas de estabilidad bajo las cargas consideradas, destacándose la influencia favorable de la componente vertical de la fuerza de ensayo, la cual incrementa la fuerza normal sobre el terreno.

En conjunto, el análisis desarrollado permite validar la viabilidad mecánica del concepto adoptado y proporciona las bases necesarias para el desarrollo del sistema hidráulico presentado en el Capítulo 4, así como para la posterior verificación estructural mediante simulaciones numéricas en el Capítulo 5.

CAPÍTULO 4 – DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.1 Arquitectura hidráulica del sistema

4.1.1 Descripción general del circuito

El sistema hidráulico constituye el elemento principal para la generación, transmisión y control de la potencia requerida por el vehículo de ensayo. Su diseño responde a la necesidad de alimentar subsistemas con funciones diferenciadas, tales como la movilidad, la dirección, el posicionamiento del mecanismo y la aplicación de la carga.

Con el objetivo de optimizar el uso de la potencia disponible y garantizar independencia funcional entre los distintos accionamientos, se adopta una arquitectura basada en una bomba hidráulica doble de caudal variable, accionada por un motor de combustión interna. Esta configuración permite disponer de dos líneas hidráulicas independientes, cada una asociada a funciones específicas dentro del sistema.

La bomba principal se destina al sistema de tracción, alimentando los motores hidráulicos instalados en las ruedas, lo que garantiza la disponibilidad de potencia para el desplazamiento del vehículo.

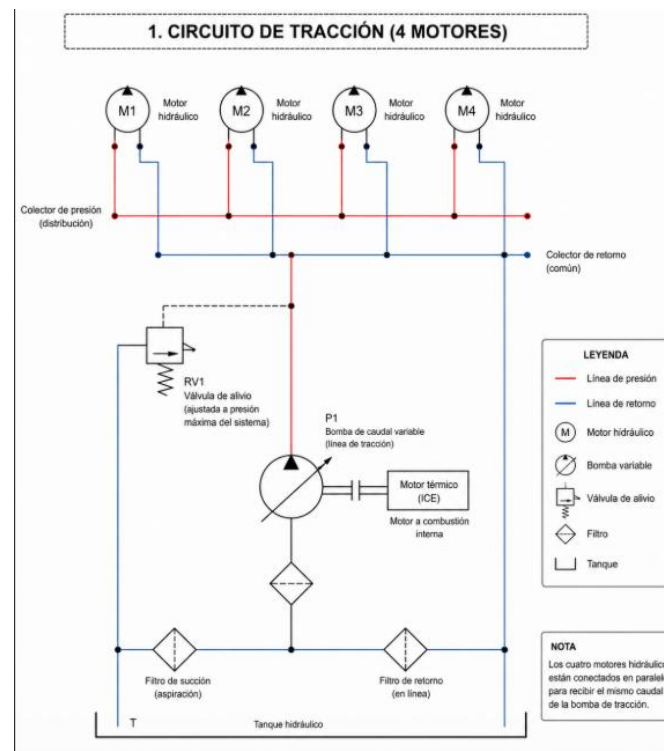


Figura 4.1. Diagrama hidráulico sistema de tracción

Por su parte, la bomba secundaria se asigna a los sistemas auxiliares, presentando un funcionamiento diferenciado según el modo de operación del equipo. Durante la etapa de traslado, esta bomba alimenta el sistema de dirección mediante cilindros hidráulicos, permitiendo el control del vehículo.

Una vez que el equipo se encuentra posicionado en el punto de ensayo, la demanda asociada a la movilidad deja de ser necesaria. En esta condición, la bomba secundaria se utiliza para accionar los sistemas de posicionamiento del mecanismo y el malacate hidráulico, redirigiendo el caudal hacia estos actuadores mediante válvulas de control.

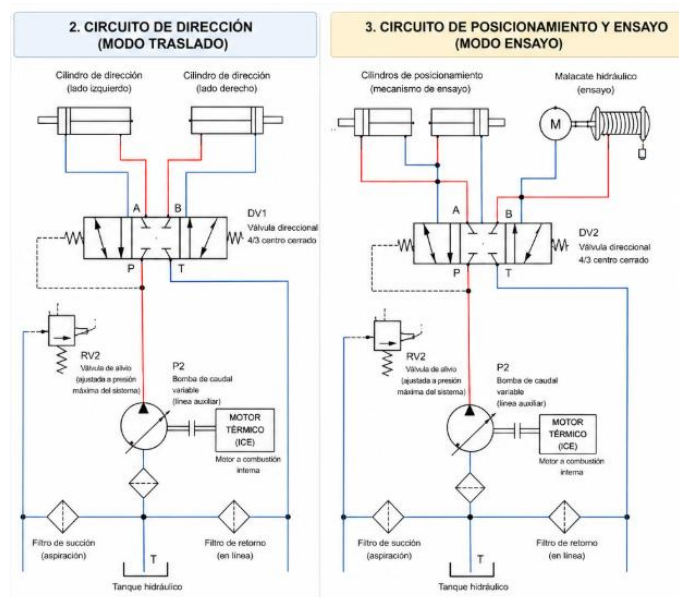


Figura 4.2. Diagrama hidráulico sistema de dirección y ensayo

De este modo, se logra una utilización eficiente de la potencia disponible, evitando la incorporación de equipos adicionales y simplificando la arquitectura del circuito hidráulico.

En este capítulo se desarrolla el dimensionamiento del sistema hidráulico a partir de los requerimientos mecánicos obtenidos en el Capítulo 3. Sobre esta base, se realiza la selección y verificación de los actuadores hidráulicos, así como el análisis de los distintos subsistemas que componen el circuito.

Finalmente, se establecen los parámetros globales de funcionamiento, tales como presión de trabajo, caudal requerido y potencia necesaria, con el objetivo de garantizar un diseño coherente, eficiente y acorde a las condiciones de operación del equipo.

4.1.2 Configuración de los subsistemas hidráulicos

Con el fin de facilitar el análisis y posterior dimensionamiento del sistema hidráulico, se procede a identificar y caracterizar los distintos subsistemas que lo componen, en función de las tareas específicas que debe cumplir el equipo.

En este sentido, el sistema hidráulico puede descomponerse en cuatro subsistemas principales:

- **Sistema de tracción**, encargado de proporcionar el movimiento del vehículo mediante motores hidráulicos acoplados a las ruedas.
- **Sistema de dirección**, basado en cilindros hidráulicos que permiten la articulación del chasis y el cambio de trayectoria.
- **Sistema de posicionamiento**, responsable del accionamiento del mecanismo de brazo pivotante utilizado para ubicar el punto de aplicación de la carga.
- **Sistema de aplicación de carga**, compuesto por un malacate hidráulico destinado a generar la fuerza necesaria para la ejecución del ensayo.

Cada uno de estos subsistemas presenta requerimientos particulares en términos de fuerza, velocidad, presión y caudal, los cuales deben ser analizados de manera individual en las etapas de dimensionamiento. Sin embargo, todos ellos comparten una misma fuente de potencia hidráulica, por lo que resulta necesario adoptar un enfoque integrado que permita satisfacer las distintas demandas operativas sin comprometer el desempeño global del sistema.

En función de esta descomposición funcional, en los apartados siguientes se desarrolla el dimensionamiento de los subsistemas principales, determinando los parámetros necesarios para la selección de los componentes hidráulicos más relevantes del equipo.

4.2 Dimensionamiento del sistema de dirección

4.2.1 Modelo físico del sistema de dirección

El sistema de dirección del vehículo se basa en un mecanismo de chasis articulado, en el cual el movimiento relativo entre las dos secciones principales es generado mediante cilindros hidráulicos. Este tipo de configuración permite obtener radios de giro reducidos y una adecuada maniobrabilidad en condiciones de operación fuera de carretera.

Para el dimensionamiento de los actuadores hidráulicos, resulta necesario determinar la fuerza requerida para producir la articulación del vehículo, considerando la resistencia al giro impuesta por la interacción entre las ruedas y el terreno.

Dado que el equipo opera a bajas velocidades, se adopta un enfoque cuasi-estático, despreciando los efectos dinámicos asociados a la aceleración centrípeta. En este contexto, la resistencia al giro se modela mediante una fuerza equivalente proporcional al peso del sistema, aplicada en el eje de las ruedas.

Bajo esta hipótesis, el problema de dirección puede abordarse mediante un modelo simplificado en planta, en el cual el giro del vehículo queda gobernado por el equilibrio entre el momento resistente generado en el contacto rueda-suelo y el momento aplicado por los cilindros hidráulicos de dirección.

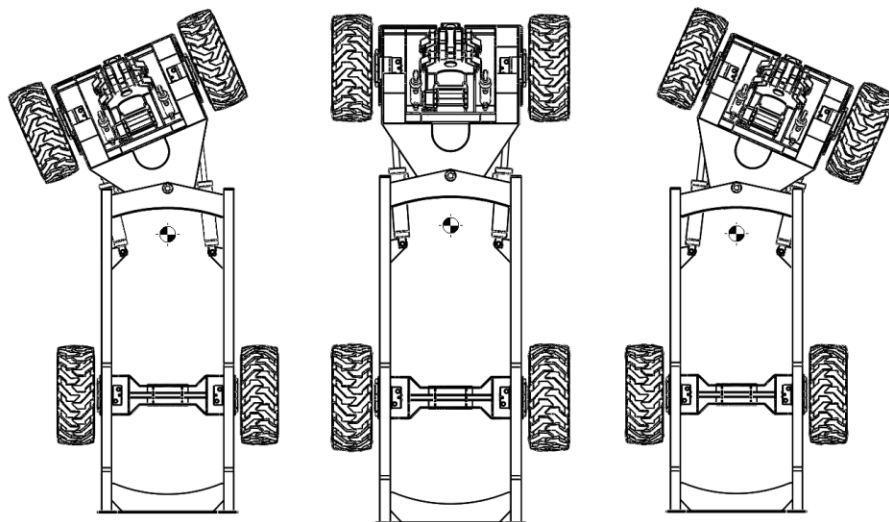


Figura 4.3. Modelo direccional

4.2.2 Determinación del momento resistente al giro

La fuerza resistente al giro se modela como una fuerza equivalente asociada a la interacción entre el neumático y el suelo. En una primera aproximación, puede expresarse como:

$$F_{res} = \mu \cdot W_{ef}$$

donde:

- μ es el coeficiente de fricción suelo-neumático
- W_{ef} es el peso efectivo que contribuye a la resistencia al giro

Considerando una distribución de cargas uniforme, se adopta:

$$W_{ef} = 0.5 W$$

Para un peso total del sistema de $W = 14700 \text{ N}$, se obtiene:

$$W_{ef} = 7350 \text{ N}$$

Adoptando un coeficiente de fricción representativo de terreno compacto de $\mu = 0.7$, se obtiene:

$$F_{res} = 5145 \text{ N}$$

Tal como se representa en la Figura 4.2, esta resistencia al giro puede modelarse mediante una fuerza equivalente aplicada en el eje de las ruedas delanteras. Si bien en el sistema real la interacción con el terreno se distribuye entre ambas ruedas, para el análisis se adopta una resultante simplificada cuya acción genera un momento respecto del eje de articulación del chasis.

En consecuencia, el momento resistente al giro se expresa como:

$$M_{dir} = F_{res} \cdot r$$

donde r corresponde a la distancia entre el eje de articulación y el eje de ruedas.

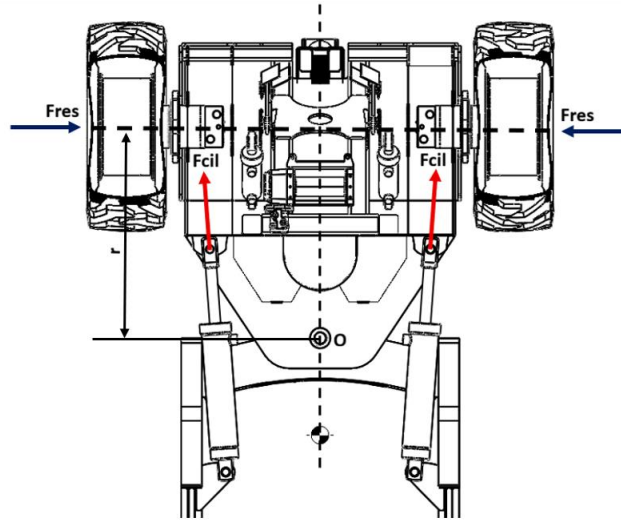


Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre del sistema de dirección en planta

Tal como se muestra en la Figura 4.2, la fuerza resistente se aplica en el eje de las ruedas delanteras, generando un momento respecto al eje de articulación del chasis, el cual debe ser equilibrado por la acción de los cilindros hidráulicos.

El momento resistente al giro se obtiene como:

$$M_{dir} = F_{res} \cdot r$$

donde r corresponde a la distancia entre el eje de articulación y el eje de ruedas.

Para que el sistema se encuentre en equilibrio durante el giro, el momento generado por los cilindros hidráulicos debe contrarrestar el momento resistente. Por lo tanto, se cumple la siguiente relación:

$$F_{cil} \cdot h(\theta) = F_{res} \cdot r$$

donde F_{cil} es la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico y $h(\theta)$ representa el brazo efectivo del mismo en función del ángulo de articulación.

A partir del modelo CAD del vehículo, se determina:

$$r = 0.727 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$M_{dir} = (5145) [N] \cdot (0.727) [m] \approx 3740$$

Para que el sistema se encuentre en equilibrio durante la maniobra de giro, el momento generado por los cilindros hidráulicos debe contrarrestar el momento resistente previamente determinado. En consecuencia, se cumple la relación:

$$F_{cil} \cdot h(\theta) = F_{res} \cdot r$$

donde F_{cil} es la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico y $h(\theta)$ representa el brazo efectivo del actuador en función del ángulo de articulación.

4.2.3 Análisis geométrico del mecanismo de dirección

El sistema de dirección está compuesto por dos cilindros hidráulicos dispuestos simétricamente, los cuales vinculan el chasis delantero con el trasero mediante puntos de anclaje definidos. A los efectos del análisis geométrico, resulta suficiente estudiar uno de los actuadores, dado que la disposición del sistema y las condiciones de carga se consideran simétricas respecto del plano longitudinal del vehículo.

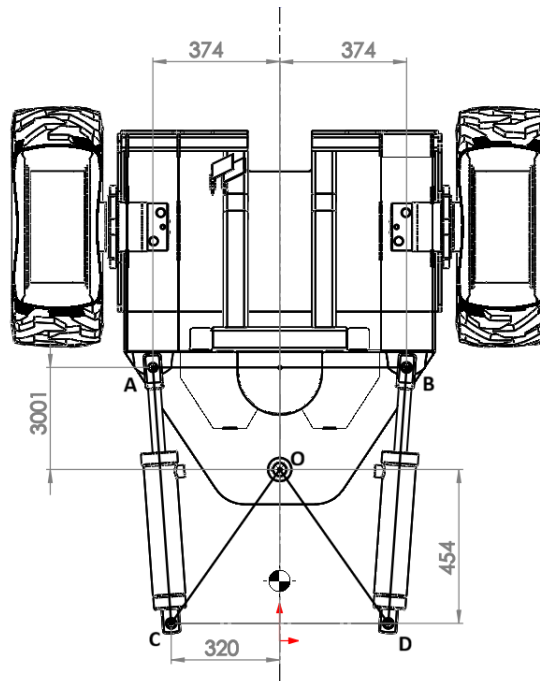


Figura 4.4. Geometría del sistema de dirección articulado

A partir de la geometría presentada en la Figura 4.4, se definen las siguientes distancias características del sistema:

- x_f : distancia lateral entre el eje de articulación y el punto de anclaje delantero del cilindro
- y_f : distancia longitudinal entre el eje de articulación y el punto de anclaje delantero
- x_r : distancia lateral entre el eje de articulación y el punto de anclaje trasero del cilindro
- y_r : distancia longitudinal entre el eje de articulación y el punto de anclaje trasero

A partir del modelo CAD se obtienen los siguientes valores:

$$x_f = 374 \text{ mm}$$

$$y_f = 301 \text{ mm}$$

$$x_r = 320 \text{ mm}$$

$$y_r = 454 \text{ mm}$$

Para el análisis, se considera uno de los cilindros, definido por los puntos:

- A : anclaje sobre el chasis delantero
- C : anclaje sobre el chasis trasero
- O : eje de articulación

El momento generado por el cilindro se expresa como:

$$M = F_{cil} \cdot h(\theta)$$

donde $h(\theta)$ es el brazo efectivo del cilindro, definido como la distancia perpendicular entre el eje de articulación y la línea de acción del actuador.

El cálculo de este brazo se realiza a partir de la geometría del mecanismo:

$$h(\theta) = \frac{|x_A y_C - y_A x_C|}{\sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2}}$$

De este modo, el brazo efectivo del cilindro puede determinarse directamente a partir de la geometría del mecanismo en cada configuración de giro. Este procedimiento se basa en la determinación de la distancia perpendicular entre el eje de articulación y la línea de acción del actuador, constituyendo una herramienta adecuada para vincular la geometría instantánea del sistema con la fuerza requerida para producir el giro.

4.2.4 Determinación del brazo mínimo del cilindro

Se evaluaron dos configuraciones:

- Posición recta ($\theta = 0^\circ$)
- Posición de giro máximo ($\theta = 23^\circ$)

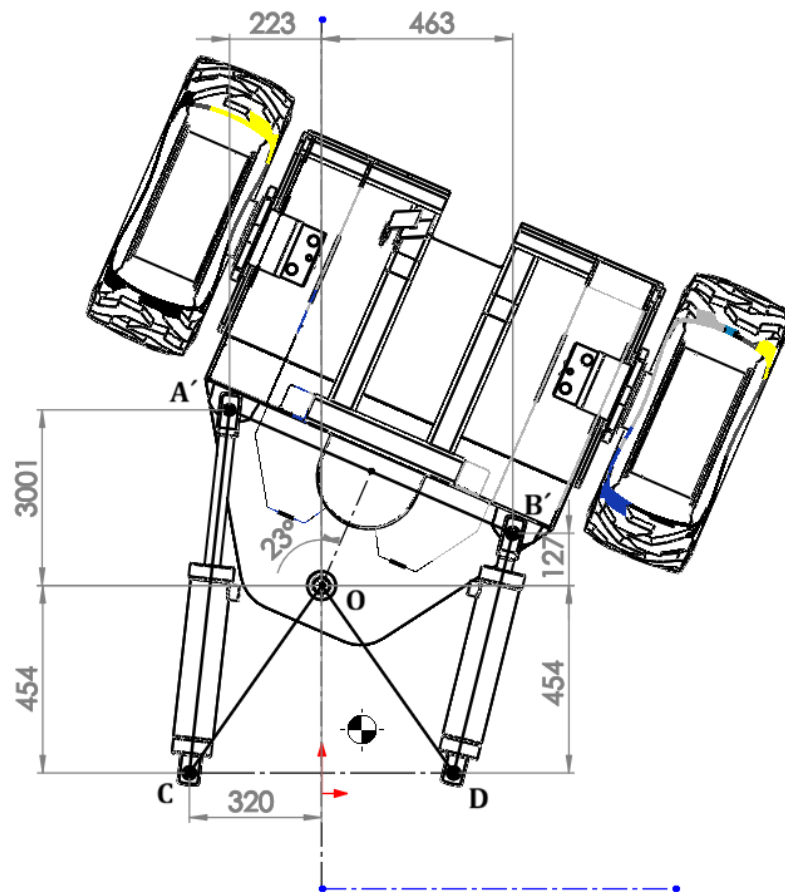


Figura 4.5. Configuración del sistema de dirección en condición de giro

Dado que el brazo efectivo del cilindro depende de la geometría instantánea del sistema, resulta necesario evaluarlo en distintas configuraciones de giro con el fin de identificar la condición más desfavorable para el dimensionamiento. En este trabajo se consideran dos posiciones representativas:

- Posición recta $h_{(0^\circ)} = 0.352 \text{ m}$
- Posición de giro máximo $h_{(23^\circ)} = 0.419 \text{ m}$

Como se observa en la Figura 4.4, el giro del chasis modifica la posición relativa de los puntos de anclaje del cilindro, lo que produce una variación del brazo efectivo del actuador.

$$h_{min} = 0.352 \text{ m}$$

Este valor corresponde al caso crítico de diseño y será utilizado a continuación para determinar la fuerza máxima requerida por cada cilindro hidráulico del sistema de dirección.

4.2.5 Determinación de la fuerza del cilindro hidráulico

La fuerza máxima requerida por el cilindro se obtiene como:

$$F_{cil} = \frac{M_{dir}}{h_{min}}$$

Reemplazando:

$$F_{cil} = \frac{3740}{0.352} \approx 10600 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza máxima requerida por cada cilindro resulta:

$$F_{cil} \approx 10.6 \text{ [KN]}$$

Este valor constituye el requerimiento mecánico de diseño para el sistema de dirección y será utilizado como base para la selección y dimensionamiento de los componentes hidráulicos asociados al accionamiento.

4.2.6 Discusión de resultados

El análisis realizado permite establecer que la exigencia del sistema de dirección resulta considerablemente menor en comparación con otros subsistemas del equipo, particularmente con el sistema de posicionamiento encargado de soportar la carga de ensayo.

Asimismo, se verifica que la condición más crítica para el dimensionamiento no corresponde al máximo ángulo de giro, sino a la configuración geométrica en la cual el brazo efectivo del cilindro es mínimo. Esto evidencia que, en mecanismos articulados de este tipo, la exigencia del actuador depende no solo del valor del momento resistente, sino también de la geometría instantánea del sistema.

En consecuencia, el modelo adoptado, basado en un enfoque cuasi-estático y en la utilización de fuerzas equivalentes, constituye una aproximación adecuada para el dimensionamiento preliminar del sistema de dirección. Este enfoque permite obtener un valor representativo de la fuerza requerida por los cilindros hidráulicos y establece una base consistente para el posterior dimensionamiento hidráulico del conjunto.

4.3 Sistema de tracción hidráulica

4.3.1 Modelo de tracción del vehículo

El sistema de tracción del vehículo está compuesto por cuatro motores hidráulicos, uno por cada rueda, alimentados en paralelo a partir de una de las líneas de la bomba hidráulica principal. Esta configuración permite distribuir el par de manera uniforme entre las ruedas, garantizando tracción en condiciones de terreno no consolidado.

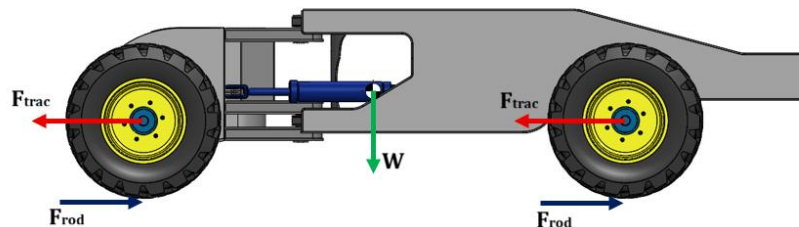


Figura 4.6. Modelo simplificado del sistema de tracción del vehículo

A los efectos del análisis, el comportamiento del vehículo se modela mediante un enfoque cuasi estático, considerando el movimiento a velocidad constante durante la etapa de traslado. Bajo esta hipótesis, las fuerzas inerciales se consideran despreciables, reduciendo el problema al equilibrio entre la fuerza de tracción generada en las ruedas y las resistencias al avance.

Las principales resistencias que actúan sobre el vehículo durante su desplazamiento corresponden a la resistencia a la rodadura y, en caso de existir, a la componente del peso asociada a una pendiente del terreno. En este trabajo, y dado que el equipo opera principalmente sobre superficies de baja pendiente, se adopta como hipótesis de diseño la circulación sobre terreno horizontal, considerando únicamente la resistencia a la rodadura como sollicitación principal.

4.3.2 Determinación de la fuerza de tracción requerida

La fuerza de tracción necesaria para desplazar el vehículo puede expresarse como:

$$F_{trac} = F_{rodadura}$$

donde la resistencia a la rodadura se calcula como:

$$F_{rodadura} = C_{rr} \cdot W$$

siendo C_{rr} el coeficiente de resistencia a la rodadura y W el peso total del vehículo.

Considerando un peso total del sistema de:

$$W = 1500 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 14715 \text{ N}$$

y adoptando un coeficiente de rodadura representativo para terreno no consolidado de:

$$C_{rr} = 0.15$$

se obtiene:

$$F_{trac} = 0.15 \cdot 14715 \approx 2207 \text{ N}$$

Este valor representa la fuerza mínima necesaria para mantener el movimiento del vehículo en condiciones de terreno horizontal.

4.3.3 Determinación del par en las ruedas

El par requerido en cada rueda se determina a partir de la fuerza de tracción total y el radio efectivo de la rueda.

Dado que el sistema cuenta con cuatro motores hidráulicos distribuidos simétricamente, se asume que la fuerza de tracción se reparte en partes iguales entre las ruedas, por lo que la fuerza por rueda resulta:

$$F_{rueda} = \frac{F_{trac}}{4}$$

Por lo tanto:

$$F_{rueda} = \frac{2207}{4} \approx 552 \text{ N}$$

Considerando un radio de rueda de:

$$R = 0.30 \text{ m}$$

el par requerido en cada rueda resulta:

$$T = F_{rueda} \cdot R$$

$$T = 552 \cdot 0.30 \approx 166 \text{ Nm}$$

Este valor corresponde al par mínimo necesario para mantener el movimiento del vehículo en condiciones de régimen estacionario.

4.4 Dimensionamiento de actuadores hidráulicos

4.4.1 Cilindros de posicionamiento del sistema de ensayo

El sistema de posicionamiento del equipo se basa en la utilización de dos cilindros hidráulicos de doble efecto, cuya función es generar la fuerza necesaria para llevar el conjunto a la posición de ensayo y sostenerlo durante la aplicación de carga.

A partir del análisis estático desarrollado en el Capítulo 3, se determinó que la fuerza total requerida por el sistema asciende a:

$$F_{\text{total}} = 305 \text{ kN}$$

Dado que el sistema cuenta con dos cilindros trabajando en paralelo, la fuerza que debe suministrar cada uno resulta:

$$F_{\text{cil}} = \frac{F_{\text{total}}}{2} = 152.5 \text{ kN}$$

Presión de trabajo

Para el dimensionamiento se adopta una presión de trabajo del sistema hidráulico de:

$$P = 250 \text{ bar} = 25 \text{ MPa}$$

Este valor corresponde a un nivel de presión típico en sistemas hidráulicos móviles, permitiendo un diseño compacto sin comprometer la confiabilidad de los componentes.

Cálculo del área del pistón

La relación fundamental entre fuerza, presión y área viene dada por:

$$F = P \cdot A$$

Despejando el área necesaria:

$$A = \frac{F}{P}$$

Sustituyendo valores:

$$A = \frac{152.5 \times 10^3}{25 \times 10^6} = 0.0061 \text{ m}^2$$

Determinación del diámetro del pistón

El área del pistón se relaciona con su diámetro mediante:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Despejando:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0061}{\pi}} = 0.088 \text{ m}$$

Selección preliminar

En base al cálculo realizado, se selecciona un diámetro comercial de:

$$D = 90 \text{ mm}$$

Esta elección permite introducir un margen de seguridad adicional frente a pérdidas de carga, variaciones de presión y condiciones reales de operación.

Verificación de la fuerza disponible

La fuerza efectiva que puede desarrollar el cilindro seleccionado es:

$$F = P \cdot A = 25 \times 10^6 \cdot \frac{\pi(0.09)^2}{4}$$

$$F = 160 \text{ kN}$$

Por lo tanto, cada cilindro es capaz de suministrar una fuerza superior a la requerida:

$$F_{\text{disp}} > F_{\text{req}}$$

lo cual valida la selección adoptada.

Consideraciones finales

El dimensionamiento obtenido evidencia que los cilindros requeridos son de gran porte, lo cual resulta coherente con la elevada relación de transmisión mecánica del sistema, determinada por la geometría del mecanismo de posicionamiento.

Este aspecto implica que pequeñas variaciones en la posición angular del conjunto generan incrementos significativos en la fuerza requerida, especialmente en las configuraciones cercanas a la posición inicial, donde la eficiencia mecánica es menor.

En consecuencia, la selección de cilindros de gran diámetro no sólo resulta necesaria desde el punto de vista del equilibrio estático, sino que además contribuye a mejorar la robustez y confiabilidad del sistema frente a condiciones de operación desfavorables.

4.4.2 Cilindros de dirección

El sistema de dirección del equipo se resuelve mediante la utilización de dos cilindros hidráulicos de doble efecto, dispuestos de manera tal que actúan de forma opuesta, generando el giro del conjunto directriz.

A partir del análisis desarrollado previamente (basado en los criterios de dinámica vehicular y resistencia al giro), se determinó la fuerza necesaria para accionar el sistema de dirección. Dicha fuerza corresponde a la condición más desfavorable, considerando maniobras a baja velocidad y sobre terreno no consolidado.

Sea F_{dir} la fuerza requerida por cada cilindro de dirección.

Presión de trabajo

Se adopta la misma presión de trabajo definida para el sistema hidráulico general:

$$P = 250 \text{ bar} = 25 \text{ MPa}$$

Esto permite unificar criterios de diseño y simplificar la selección de componentes.

Cálculo del área del pistón

La relación entre fuerza, presión y área viene dada por:

$$F = P \cdot A$$

Despejando el área:

$$A = \frac{F_{\text{dir}}}{P}$$

Sustituyendo:

$$A = \frac{10.6 \times 10^3}{25 \times 10^6} = 4.24 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Determinación del diámetro del pistón

El diámetro del pistón se obtiene a partir de:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 4.24 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.0232 \text{ m}$$

Selección preliminar

El valor obtenido corresponde al diámetro mínimo teórico. Sin embargo, en sistemas hidráulicos reales es necesario considerar márgenes de diseño asociados a:

- pérdidas de carga en el circuito
- variaciones en la presión de trabajo
- sollicitaciones dinámicas durante la maniobra
- robustez estructural del actuador

En consecuencia, se adopta un diámetro comercial de:

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

Verificación de la fuerza disponible

La fuerza que puede desarrollar el cilindro seleccionado es:

$$F = P \cdot A = 25 \times 10^6 \cdot \frac{\pi(0.04)^2}{4}$$
$$F = 31.4 \text{ kN}$$

Se verifica entonces que:

$$F_{\text{disp}} > F_{\text{req}}$$

lo cual valida la selección adoptada.

Consideraciones finales

El dimensionamiento realizado evidencia que los requerimientos del sistema de dirección son significativamente menores en comparación con los del sistema de posicionamiento del ensayo.

Esta diferencia se debe a que el sistema de dirección opera principalmente en condiciones de baja carga, estando gobernado por la resistencia al giro del vehículo, mientras que el sistema de posicionamiento debe soportar directamente las solicitudes asociadas a la aplicación de la carga de ensayo.

En consecuencia, los cilindros de dirección resultan de dimensiones considerablemente menores, lo que simplifica su implementación y reduce los requerimientos de caudal del sistema hidráulico durante las maniobras de desplazamiento.

4.5 Sistema de aplicación de carga

4.5.1 Función del sistema de aplicación de carga

El sistema de aplicación de carga tiene como finalidad generar y transmitir la fuerza de tracción necesaria para la realización del ensayo sobre los anclajes. Para ello, se emplea un malacate hidráulico, el cual permite desarrollar esfuerzos controlados mediante el enrollamiento de un cable o eslinga.

A diferencia de los cilindros hidráulicos previamente dimensionados, cuya función principal es el posicionamiento del mecanismo, el malacate constituye el elemento encargado de generar la fuerza efectiva de ensayo, siendo por lo tanto uno de los componentes críticos del sistema.

4.5.2 Fuerza de tracción requerida

A partir de los requerimientos definidos en el Capítulo 1, se establece que el sistema debe ser capaz de aplicar una fuerza de tracción del orden de:

$$F = 80 \text{ kN}$$

Este valor representa la carga máxima a aplicar durante el ensayo, y constituye el parámetro fundamental para el dimensionamiento del sistema de aplicación de carga.

4.5.3 Determinación del torque en el tambor

La fuerza de tracción generada por el malacate se traduce en un torque sobre el tambor, el cual depende del radio efectivo de enrollamiento del cable.

La relación entre fuerza y torque viene dada por:

$$T = F \cdot R$$

Adoptando un radio típico del tambor de:

$$R = 0.15 \text{ m}$$

se obtiene:

$$T = 80\,000 \cdot 0.15 = 12\,000 \text{ Nm}$$

4.5.4 Velocidad de operación del sistema

Dado que el ensayo requiere una aplicación controlada de la carga, se adopta una velocidad de enrollamiento del cable reducida, característica de este tipo de equipos.

Se considera una velocidad lineal del cable de:

$$v = 0.05 \text{ m/s}$$

La velocidad angular del tambor resulta:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{0.05}{0.15} = 0.33 \text{ rad/s}$$

4.5.5 Potencia requerida

La potencia mecánica necesaria para accionar el malacate se calcula como:

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = 12\,000 \cdot 0.33 = 3\,960 \text{ W}$$

$$P \approx 4 \text{ kW}$$

Este valor representa la potencia mínima requerida, sin considerar pérdidas en el sistema.

4.6 Determinación de los parámetros del sistema hidráulico

El dimensionamiento del sistema hidráulico debe contemplar el comportamiento global del sistema, considerando tanto las condiciones de carga como los requerimientos de velocidad de los distintos subsistemas.

En este sentido, resulta fundamental distinguir entre los parámetros que gobiernan el diseño:

- La **presión de trabajo** del sistema se encuentra determinada por el actuador que requiere mayor fuerza.
- El **caudal** del sistema se encuentra determinado por el actuador que demanda mayor velocidad de operación.

Dado que estos requerimientos no necesariamente coinciden en un mismo componente, el dimensionamiento debe realizarse considerando las condiciones más exigentes de operación del sistema.

4.6.1 Presión de diseño

La presión de trabajo del sistema hidráulico se establece en función de los cilindros de posicionamiento del sistema de ensayo, los cuales representan el caso más exigente en términos de fuerza.

A partir del dimensionamiento realizado en el apartado 4.4.1, se adopta una presión de diseño de:

$$P = 250 \text{ bar}$$

Este valor permite satisfacer los requerimientos de carga del sistema, manteniendo dimensiones razonables de los actuadores y asegurando la compatibilidad con componentes hidráulicos de uso industrial estándar.

4.6.2 Condiciones de operación del sistema

El equipo presenta diferentes modos de funcionamiento, los cuales no ocurren simultáneamente. Esta característica resulta clave para el dimensionamiento del sistema hidráulico, ya que evita la necesidad de sobredimensionar la bomba considerando todos los consumos en conjunto.

Se distinguen dos condiciones principales de operación:

Modo de desplazamiento

Corresponde al movimiento del vehículo sobre el terreno. En esta condición se encuentran activos:

- Motores hidráulicos de tracción
- Sistema de dirección

Mientras que los siguientes sistemas permanecen inactivos:

- Cilindros de posicionamiento del ensayo
- Malacate

Modo de ensayo

Corresponde a la ejecución del ensayo de tracción. En esta condición se encuentran activos:

- Cilindros de posicionamiento
- Malacate

Mientras que los siguientes sistemas permanecen inactivos:

- Motores de tracción
- Sistema de dirección

Esta separación de funciones permite definir el dimensionamiento del sistema en base a las condiciones más exigentes dentro de cada modo de operación, sin necesidad de considerar la suma simultánea de todos los consumos hidráulicos.

4.6.3 Criterio de dimensionamiento del sistema

A partir de lo expuesto, el dimensionamiento del sistema hidráulico se realiza considerando:

- La **presión de diseño**, determinada por los cilindros de posicionamiento del sistema de ensayo.
- El **caudal requerido**, determinado por el subsistema que demande mayor flujo en la condición de operación más exigente.

En consecuencia, el dimensionamiento de la bomba hidráulica deberá contemplar:

- La presión máxima de operación del sistema
- El caudal correspondiente al modo de funcionamiento más demandante

4.6.4 Consideraciones finales

El enfoque adoptado permite optimizar el diseño del sistema hidráulico, evitando sobredimensionamientos innecesarios y garantizando un funcionamiento eficiente del equipo.

Asimismo, la separación en modos de operación constituye un criterio fundamental en sistemas móviles, donde diferentes funciones no requieren operar simultáneamente.

En los apartados siguientes se procederá a la determinación del caudal requerido por los distintos subsistemas, con el objetivo de definir las características de la bomba hidráulica y la potencia necesaria del sistema.

4.6.5 Determinación del caudal requerido

El caudal requerido del sistema hidráulico se determina a partir de las necesidades de los distintos actuadores, considerando las condiciones de operación previamente definidas.

Tal como se estableció, el caudal no se obtiene como suma de todos los consumos, sino que se determina en función de la condición más exigente dentro de cada modo de operación.

Caudal en cilindros hidráulicos

El caudal necesario para accionar un cilindro hidráulico se calcula a partir de la relación entre el área efectiva del pistón y la velocidad de desplazamiento del vástago:

$$Q = A \cdot v$$

donde:

- Q es el caudal [m^3/s]
- A es el área del pistón [m^2]
- v es la velocidad del vástago [m/s]

Cilindros de posicionamiento

Para los cilindros de posicionamiento se adopta una velocidad de trabajo reducida, dado que no se trata de un movimiento continuo sino de un posicionamiento controlado del sistema.

Se considera una velocidad típica de:

$$v = 0.01 \text{ m/s}$$

El área del pistón, obtenida previamente, es:

$$A = 0.00636 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, el caudal requerido por cada cilindro resulta:

$$\begin{aligned} Q_{\text{cil}} &= 0.00636 \cdot 0.01 = 63.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \\ Q_{\text{cil}} &= 3.82 \text{ L/min} \end{aligned}$$

Dado que el sistema cuenta con dos cilindros operando simultáneamente:

$$Q_{\text{total}} = 7.64 \text{ L/min}$$

Cilindros de dirección

En el caso de los cilindros de dirección, la velocidad de operación es mayor, pero el área del pistón es significativamente menor, por lo que el caudal requerido resulta reducido en comparación.

Adoptando una velocidad de:

$$v = 0.05 \text{ m/s}$$

y considerando el diámetro seleccionado de $D = 40 \text{ mm}$, se obtiene:

$$\begin{aligned} A &= 1.26 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \\ Q_{\text{dir}} &= 1.26 \times 10^{-3} \cdot 0.05 = 6.3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \\ Q_{\text{dir}} &= 3.78 \text{ L/min} \end{aligned}$$

Este valor resulta bajo en comparación con otros subsistemas, por lo que no condiciona el dimensionamiento global.

Caudal en motores hidráulicos de tracción

El caudal requerido por los motores hidráulicos de tracción se determina en función de la velocidad de desplazamiento del vehículo y del diámetro de las ruedas.

La velocidad lineal del vehículo se relaciona con la velocidad de giro de las ruedas mediante:

$$v = \pi \cdot D \cdot n$$

donde:

- v es la velocidad lineal [m/s]
- D es el diámetro de la rueda [m]
- n es la velocidad de rotación [rev/s]

Determinación de la velocidad de rotación

Se adopta una velocidad máxima de desplazamiento de:

$$v = 20 \text{ km/h} = 5.56 \text{ m/s}$$

y un diámetro de rueda de:

$$D = 0.6 \text{ m}$$

Despejando la velocidad de rotación:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{5.56}{\pi \cdot 0.6} = 2.95 \text{ rev/s}$$

$$n \approx 354 \text{ rpm}$$

Determinación del caudal por motor

El caudal requerido por cada motor hidráulico depende de su cilindrada. Para motores orbitales típicos utilizados en aplicaciones móviles, se consideran valores de cilindrada del orden de:

$$V_d = 315 \text{ cm}^3/\text{rev} = 3.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$$

El caudal por motor resulta:

$$\begin{aligned} Q_{\text{motor}} &= V_d \cdot n \\ Q_{\text{motor}} &= 3.15 \times 10^{-4} \cdot 2.95 = 9.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \\ Q_{\text{motor}} &= 55.8 \text{ L/min} \end{aligned}$$

Caudal total de tracción

Dado que el sistema cuenta con cuatro motores hidráulicos, el caudal total requerido en condición de desplazamiento es:

$$Q_{\text{tracción}} = 4 \cdot 55.8 = 223.2 \text{ L/min}$$

Determinación del caudal requerido por el malacate

El sistema de aplicación de carga opera en condiciones cuasi-estáticas, dado que el objetivo de este es generar y mantener una fuerza de tracción prácticamente constante durante el ensayo.

En consecuencia, la velocidad de operación del tambor resulta reducida, limitándose a compensar pequeñas variaciones en la longitud del cable durante la aplicación de la carga.

A los efectos del dimensionamiento, se adopta una velocidad de rotación del tambor del orden de:

$$n \approx 0.1 \text{ rev/s}$$

Considerando la cilindrada del motor hidráulico seleccionada previamente:

$$V_d = 200 \text{ cm}^3/\text{rev} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$$

El caudal requerido se determina como:

$$Q = V_d \cdot n$$

Reemplazando:

$$Q = 2 \times 10^{-4} \cdot 0.1 = 2 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q \approx 1.2 \text{ L/min}$$

Comparación de requerimientos

Se comparan los caudales obtenidos para los distintos subsistemas:

Tabla de comparación de caudales			
Cilindros de posicionamiento:	Dirección:	Tracción:	Malacate:
$Q \approx 7.64 \text{ L/min}$	$Q \approx 4 \text{ L/min}$	$Q \approx 223.2 \text{ L/min}$	$Q \approx 1.2 \text{ L/min}$

Tabla 4.1. Distribución de caudales en los actuadores

4.7 Selección de la bomba hidráulica

La selección de la bomba hidráulica se realiza a partir de los requerimientos de caudal y presión determinados en los apartados anteriores, los cuales representan las condiciones de operación más exigentes del sistema.

Del análisis de caudales desarrollado en la sección 4.6 se observa que el subsistema de tracción constituye la condición dominante, con un requerimiento del orden de 223 L/min. En consecuencia, se adopta este valor como base para el dimensionamiento de la bomba, considerando un margen adicional destinado a compensar pérdidas en conductos, válvulas y posibles variaciones en las condiciones de operación.

De este modo, se establece un caudal de diseño:

$$Q \approx 250 \text{ L/min}$$

Por otra parte, la presión de trabajo del sistema se define a partir de los requerimientos de los actuadores hidráulicos más exigidos, adoptándose como presión de diseño:

$$p \approx 250 \text{ bar}$$

Este valor resulta adecuado para sistemas hidráulicos móviles de alta exigencia, permitiendo reducir el tamaño de los componentes y garantizar el desarrollo de las fuerzas requeridas.

En función de estos parámetros, se selecciona una bomba hidráulica capaz de suministrar el caudal requerido a la presión de trabajo definida, garantizando un funcionamiento adecuado del sistema en todas las condiciones de operación.

Asimismo, se adopta una configuración de doble bomba, permitiendo desacoplar el sistema de tracción del resto de los subsistemas hidráulicos. Esta disposición mejora la eficiencia del conjunto, facilita el control del equipo y evita interferencias entre funciones que no operan simultáneamente.

4.8 Determinación de la potencia requerida

A partir de los valores de caudal y presión definidos previamente, se determina la potencia hidráulica necesaria para el funcionamiento del sistema.

La potencia hidráulica se calcula mediante la expresión:

$$P = (Q \cdot p) / \eta$$

donde P es la potencia requerida, Q el caudal del sistema, p la presión de trabajo y η el rendimiento global del sistema.

Considerando como condición más exigente el funcionamiento del sistema de tracción, se adoptan los siguientes valores:

- Caudal: $Q = 250 \text{ L/min} = 0.00417 \text{ m}^3/\text{s}$
- Presión de trabajo: $p = 250 \text{ bar} = 25 \times 10^6 \text{ Pa}$
- Rendimiento global: $\eta \approx 0.85$

Reemplazando en la expresión anterior:

$$P = (0.00417 \times 25 \times 10^6) / 0.85 \approx 123 \text{ kW}$$

Este valor representa la potencia máxima requerida por el sistema hidráulico durante la operación de desplazamiento del vehículo.

Cabe destacar que los distintos subsistemas no operan simultáneamente, por lo que este valor no surge de la suma de los consumos individuales, sino de la condición de operación más exigente.

En función de este resultado, se establece el requerimiento de potencia del motor de accionamiento, constituyendo un parámetro fundamental para la selección de este y la verificación de la viabilidad del sistema propuesto.

4.9 Esquema hidráulico general

A partir del dimensionamiento de los distintos subsistemas y de los parámetros de operación definidos en los apartados anteriores, se establece el esquema hidráulico general del sistema, el cual integra las funciones de tracción, dirección y aplicación de carga.

El sistema se estructura en torno a una unidad de potencia hidráulica, compuesta por el tanque, el conjunto de bombas y los elementos de control y protección, desde la cual se distribuye el fluido hacia los distintos circuitos de trabajo.

Dado que los requerimientos de caudal y las condiciones de operación de los subsistemas difieren significativamente, se adopta una configuración que permite su funcionamiento independiente. En particular, el sistema de tracción, caracterizado por una elevada demanda de caudal, se alimenta mediante una línea dedicada, mientras que los sistemas de dirección y aplicación de carga, de menor consumo, se agrupan en un circuito auxiliar.

El circuito de tracción alimenta los motores hidráulicos ubicados en cada una de las ruedas, los cuales se conectan en paralelo, permitiendo una distribución uniforme del caudal y asegurando el desplazamiento del vehículo en condiciones de terreno no consolidado.

Por su parte, el sistema de dirección acciona los cilindros hidráulicos encargados de orientar las ruedas, mientras que el sistema de aplicación de carga opera el malacate utilizado para la ejecución del ensayo. Ambos subsistemas se controlan mediante válvulas direccionales independientes, permitiendo su accionamiento de manera selectiva.

Se incorpora una válvula de alivio en el circuito principal, destinada a limitar la presión máxima del sistema al valor de diseño adoptado, garantizando la protección de los componentes frente a sobrecargas.

Cabe destacar que los subsistemas de tracción y de aplicación de carga no operan simultáneamente, dado que el ensayo se realiza con el vehículo en condición estática. Esta característica permite optimizar el diseño del sistema hidráulico, evitando sobredimensionamientos innecesarios y mejorando la eficiencia global del conjunto.

La configuración adoptada asegura un funcionamiento adecuado del sistema en las distintas condiciones de operación, permitiendo tanto el desplazamiento del equipo como la aplicación controlada de la carga durante el ensayo.

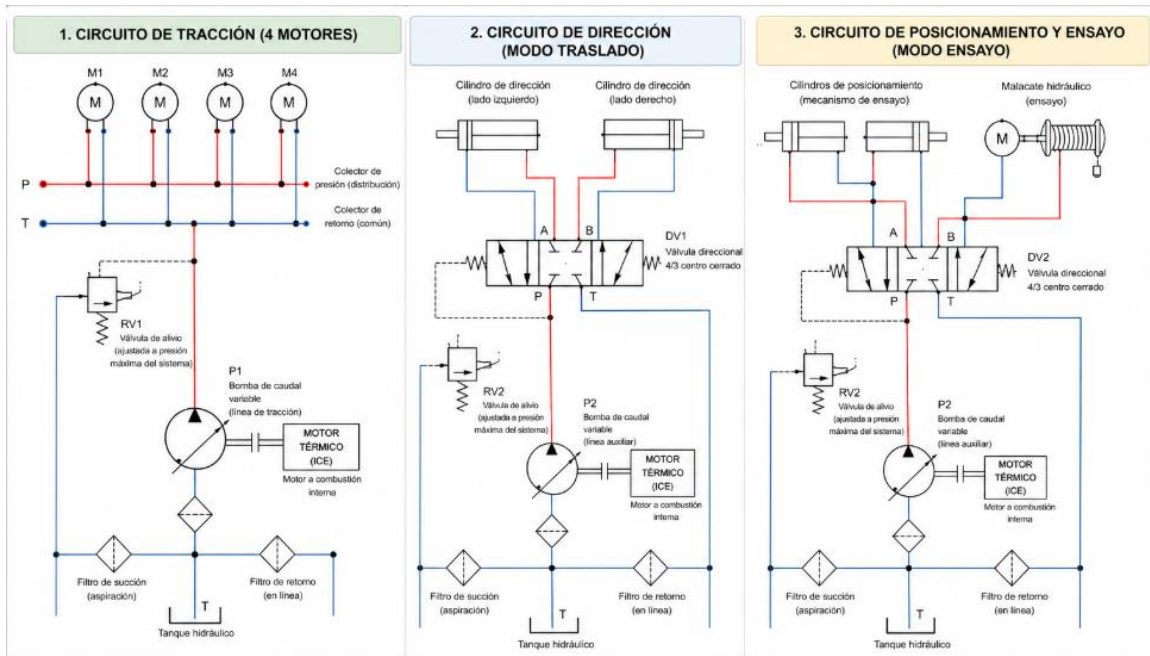


Figura 4.7. Esquemas hidráulicos

4.10 Selección de componentes comerciales

4.10.1 Selección de motores hidráulicos de tracción

La selección de los motores hidráulicos destinados al accionamiento de las ruedas se realiza en función de los requerimientos de caudal, velocidad de desplazamiento y par necesarios para el funcionamiento del vehículo en condiciones reales de operación.

El sistema de tracción se basa en la utilización de cuatro motores hidráulicos orbitales, uno por cada rueda, alimentados en paralelo a partir de la línea de caudal principal.



Figura 4.8. Motor hidráulico orbital Danfoss serie TMTHW

En base a este análisis, se selecciona un motor hidráulico orbital de la serie TMTHW del fabricante Danfoss, modelo TMTHW 315, cuya cilindrada geométrica es de aproximadamente $314,9 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

Este motor presenta características adecuadas para la aplicación, destacándose:

- Alta capacidad de par, con valores del orden de 1300 Nm en régimen continuo
- Capacidad de operación a presiones elevadas (hasta 300 bar en servicio continuo)
- Velocidades de giro compatibles con el rango requerido para la velocidad de diseño del vehículo
- Diseño robusto con capacidad para soportar cargas radiales, lo que permite su montaje directo en las ruedas

Asimismo, el caudal de operación requerido por cada motor se encuentra significativamente por debajo del caudal máximo admisible, lo cual garantiza un funcionamiento dentro de condiciones seguras y con elevada vida útil.

De este modo, la selección del motor TMTHW 315 permite satisfacer simultáneamente los requerimientos de velocidad de desplazamiento y par de tracción, constituyendo una solución adecuada para aplicaciones en condiciones de terreno exigente, sin necesidad de incorporar sistemas de transmisión mecánica adicionales.

4.10.2 Selección del malacate

La selección del malacate hidráulico se realiza en función de la fuerza de tracción requerida por el sistema de aplicación de carga, determinada en los apartados anteriores, la cual asciende a aproximadamente 8 toneladas.

En base a este requerimiento, se selecciona un malacate hidráulico comercial del fabricante **Bezares S.A.**, correspondiente a la serie de cabrestantes de arrastre con reducción planetaria, específicamente el modelo **9028625**, diseñado para aplicaciones de recuperación y tracción de cargas pesadas.



Figura 4.9. Esquema hidráulico del malacate

El equipo presenta una capacidad de tiro nominal de **10,000 kg (10 toneladas)**, lo cual garantiza un margen adecuado respecto a la fuerza requerida por el sistema, evitando el funcionamiento en condiciones límite y mejorando la seguridad y confiabilidad del conjunto.

Asimismo, el malacate seleccionado incorpora un sistema de transmisión mediante reductor planetario, lo que permite desarrollar elevados niveles de torque a bajas velocidades de operación, condición acorde a las necesidades del ensayo planteado.

En cuanto a los parámetros hidráulicos, el equipo presenta una presión máxima de trabajo del orden de 180 bar y un caudal máximo de aproximadamente 75 L/min, valores que resultan compatibles con el sistema hidráulico diseñado, el cual opera a una presión de hasta 250 bar.

Adicionalmente, el equipo cuenta con freno automático multidisco y sistema de guiado del cable mediante rodillos, características que contribuyen a la seguridad de operación y a la correcta distribución del esfuerzo durante el ensayo.

En consecuencia, el malacate seleccionado cumple con los requerimientos de fuerza, condiciones de operación y compatibilidad hidráulica establecidos en el presente trabajo, resultando adecuado para su implementación en el sistema de aplicación de carga.

4.10.3 Selección de cilindros hidráulicos

Cilindro del sistema de aplicación de carga

La selección de los cilindros hidráulicos correspondientes al sistema de aplicación de carga se realiza en función de la fuerza necesaria para el accionamiento del mecanismo, determinada en los apartados anteriores, la cual asciende a aproximadamente **152.5 kN**.

En base a este requerimiento, se selecciona un cilindro hidráulico comercial del catálogo del fabricante **Moro Hidráulica**, , perteneciente a la línea de cilindros utilizados en aplicaciones agrícolas e industriales.



Figura 4.10. Cilindro hidráulico de doble efecto

Cabe destacar que, debido a la magnitud de la fuerza requerida y a las condiciones geométricas particulares del mecanismo de posicionamiento, no se dispone de un modelo comercial estándar que cumpla simultáneamente con todos los requerimientos dimensionales y funcionales del sistema.

En consecuencia, la selección del cilindro se plantea como un diseño a medida, basado en las dimensiones y prestaciones obtenidas a partir del dimensionamiento analítico. De este modo, se adopta un diámetro de pistón de 90 mm, junto con las características constructivas necesarias para garantizar la capacidad de carga, la resistencia estructural y la compatibilidad con el sistema hidráulico diseñado.

La adopción de un cilindro a medida resulta una solución habitual en aplicaciones de ingeniería donde los requerimientos de carga y geometría no pueden ser satisfechos mediante componentes comerciales estándar, permitiendo asegurar el correcto funcionamiento del sistema bajo las condiciones de operación previstas.

Cilindro del sistema de dirección

La selección de los cilindros hidráulicos correspondientes al sistema de dirección se realiza en función de la fuerza necesaria para el accionamiento del mecanismo, determinada en los apartados anteriores, la cual asciende a aproximadamente **10.6 kN**.

En base a este requerimiento, se selecciona un cilindro hidráulico comercial del catálogo del fabricante **Moro Hidráulica**, correspondiente al modelo identificado con código **70023**, perteneciente a la línea de cilindros utilizados en aplicaciones agrícolas e industriales.



Figura 4.11. Cilindro hidráulico con montaje tipo horquilla

El cilindro seleccionado presenta un diámetro interno de 76.2 mm y un diámetro de vástago de **38.1 mm**, con una capacidad de empuje del orden de 5400 kgf, lo cual proporciona un margen adecuado respecto a la fuerza requerida, garantizando un funcionamiento seguro sin riesgo de sobrecarga.

Asimismo, el modelo seleccionado posee una carrera de 300 mm, valor que resulta compatible con los requerimientos geométricos del sistema de dirección.

En cuanto a la configuración de montaje, el cilindro presenta una disposición tipo horquilla en ambos extremos, permitiendo su vinculación mediante pernos y asegurando la correcta transmisión de la fuerza dentro del plano de trabajo del mecanismo.

En consecuencia, el cilindro seleccionado cumple con los requerimientos de fuerza, condiciones de operación y configuración de montaje establecidos para el sistema de dirección del vehículo, resultando adecuado para su implementación dentro del sistema hidráulico general.

4.10.4 Selección de válvulas hidráulicas

Para el control de los actuadores hidráulicos del sistema se selecciona una válvula direccional del tipo monoblock de centro cerrado, la cual permite comandar de manera independiente las distintas funciones requeridas por el equipo.

A partir del análisis del catálogo de distribuidores hidráulicos, se selecciona el modelo **GMS 4.500 de tres levas (código 40100)**, correspondiente a un distribuidor de doble efecto con accionamiento manual.



Figura 4.12. Distribuidor hidráulico monoblock de tres secciones

Este modelo presenta un caudal nominal de 45 L/min y una presión máxima de operación de 315 bar, valores que resultan adecuados para el sistema diseñado, cuya presión de trabajo es de 250 bar. La selección garantiza un margen de seguridad suficiente en términos de resistencia mecánica y capacidad de operación.

La elección de una válvula de tres levas responde a la necesidad de controlar tres funciones hidráulicas independientes dentro del sistema, las cuales se asignan de la siguiente manera:

- **Leva 1:** control del sistema de dirección, actuando sobre los dos cilindros hidráulicos encargados del giro del vehículo.
- **Leva 2:** control de los cilindros hidráulicos del sistema de ensayo, los cuales operan en conjunto.
- **Leva 3:** control del motor hidráulico correspondiente al malacate, permitiendo la inversión del sentido de giro.

Asimismo, se adopta una configuración de centro cerrado, lo que permite bloquear el flujo hacia los actuadores cuando la válvula se encuentra en posición neutral, garantizando la inmovilización de los cilindros y del motor hidráulico durante condiciones de reposo.

El accionamiento de la válvula se realiza mediante palancas manuales, lo cual simplifica el sistema de control, reduce la complejidad del diseño y resulta adecuado para la aplicación considerada.

De esta manera, la válvula seleccionada permite un control eficiente, seguro e independiente de todos los actuadores hidráulicos del sistema, integrándose de forma adecuada con el resto de los componentes previamente definidos.

4.10.5 Selección de bombas hidráulicas

La selección de la bomba hidráulica se realiza en función del caudal máximo requerido por el sistema y la presión de trabajo establecida. En el presente caso, el sistema hidráulico alimenta de manera simultánea a los motores de tracción y a los cilindros de dirección, requiriendo un caudal total del orden de 260 L/min a una presión de trabajo de 250 bar.

Con el objetivo de optimizar el funcionamiento del sistema y garantizar la independencia entre subsistemas, se adopta una configuración de bombas en tándem, donde cada bomba alimenta un circuito específico. De este modo, se dispone de una bomba dedicada al sistema de tracción y otra destinada al sistema de dirección.

Para la selección de las bombas se utiliza el catálogo de bombas de pistones axiales de circuito abierto Danfoss Series 45, el cual presenta distintas opciones de desplazamiento y capacidades de operación.



Figura 4.13. bombas hidráulicas

En función de los requerimientos del sistema, se seleccionan las siguientes configuraciones:

- Bomba principal (tracción):
Se selecciona una bomba de desplazamiento de $130 \text{ cm}^3/\text{rev}$ (Frame E), la cual presenta un caudal teórico del orden de 286 L/min a régimen nominal, y una presión de trabajo continua de hasta 310 bar . Este valor de presión resulta adecuado para el sistema, superando la presión de diseño de 250 bar y garantizando un margen de operación seguro.

- **Bomba secundaria (dirección):**

Se selecciona una bomba de desplazamiento de **51–60 cm³/rev (Frame J)**, con caudales teóricos comprendidos entre 137 y 156 L/min, y capacidad de operación continua a 310 bar. Si bien el caudal requerido por el sistema de dirección es significativamente menor, se adopta un valor superior con el fin de garantizar un adecuado comportamiento dinámico, compensar pérdidas y permitir posibles ampliaciones del sistema.

Ambas bombas se disponen en configuración tándem, compartiendo un mismo eje de accionamiento, lo que permite su accionamiento simultáneo mediante el motor térmico, manteniendo independencia hidráulica entre los circuitos.

De esta manera, la solución adoptada permite satisfacer los requerimientos de caudal y presión del sistema, garantizando un funcionamiento eficiente, robusto y acorde a las condiciones de operación previstas.

4.10.6 Selección de la válvula de alivio

Con el objetivo de garantizar la seguridad y correcto funcionamiento del sistema hidráulico, se selecciona una válvula de alivio encargada de limitar la presión máxima de operación, evitando sobrecargas en los componentes y posibles fallas estructurales.

A partir del análisis del catálogo técnico de válvulas de alivio pilotadas de Rexroth, se opta por una válvula del tipo DB, correspondiente a una válvula de alivio pilotada de accionamiento hidráulico.

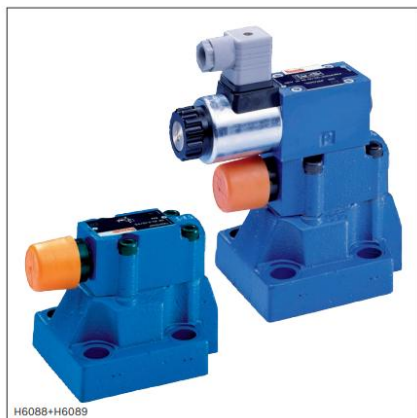


Figura 4.14. Válvula de alivio

Este tipo de válvula presenta un diseño compuesto por una etapa principal y una etapa piloto, lo que permite una regulación precisa de la presión y una respuesta progresiva ante variaciones de carga. Su funcionamiento se basa en el equilibrio entre la presión del sistema y la fuerza del resorte calibrado: cuando la presión en la línea supera el valor de ajuste, la válvula se abre permitiendo la descarga del fluido hacia el tanque, manteniendo así la presión del sistema dentro de los valores establecidos.

Dentro de la gama disponible, se selecciona el tamaño NG25, el cual permite manejar caudales del orden de 250 a 450 L/min, resultando adecuado para el circuito de tracción, cuyo caudal máximo es aproximadamente 250 L/min. Asimismo, la válvula admite una presión máxima de operación de hasta 350 bar, lo que proporciona un margen de seguridad suficiente respecto de la presión de trabajo del sistema, fijada en 250 bar.

La válvula se configura con un rango de ajuste de hasta 315 bar, permitiendo establecer la presión de alivio en el valor de diseño requerido. El ajuste de presión se realiza mediante un sistema mecánico con tornillo y tapa de protección, lo que asegura estabilidad en la calibración y evita modificaciones accidentales durante la operación.

En cuanto a su implementación en el sistema, se dispone una válvula de alivio a la salida de cada bomba hidráulica, previo a los elementos de control direccional, garantizando la protección independiente de cada circuito. De esta manera, ante una eventual obstrucción o incremento de carga, la válvula actúa derivando el caudal excedente hacia el tanque, evitando que la presión supere los límites admisibles.

La utilización de válvulas de alivio pilotadas resulta especialmente adecuada para sistemas de alto caudal como el presente, ya que permiten una mayor estabilidad en la regulación de presión y menores pérdidas energéticas en comparación con válvulas de acción directa.

En consecuencia, la válvula seleccionada cumple con los requerimientos de caudal, presión y seguridad del sistema, integrándose de manera adecuada al diseño hidráulico propuesto.

4.10.7 Selección del filtro de succión

Con el objetivo de proteger la bomba hidráulica frente al ingreso de partículas sólidas presentes en el fluido, se incorpora un filtro de succión ubicado entre el depósito de aceite y la entrada de la bomba.

A partir del análisis del catálogo técnico de componentes hidráulicos, se selecciona un filtro de succión de la serie pesada UFI, correspondiente al **código 60474**. Este modelo presenta una capacidad de caudal de hasta 250 L/min, valor acorde al requerimiento del circuito de tracción del sistema.

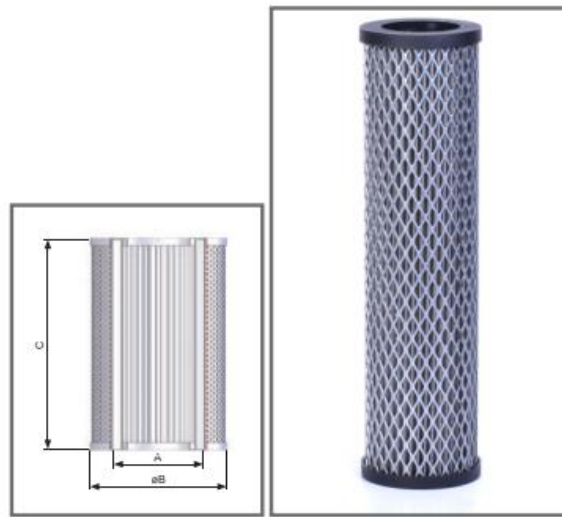


Figura 4.15. Filtro de succión

El elemento filtrante está constituido por una malla metálica de 90 μm , lo cual resulta adecuado para aplicaciones en línea de succión, ya que permite retener partículas de tamaño considerable sin generar pérdidas de carga significativas. Esta característica es fundamental para evitar fenómenos de cavitación en la bomba, los cuales podrían comprometer su funcionamiento y vida útil.

El filtro presenta una construcción robusta, con carcasa de acero y tapa de aluminio, apta para condiciones de trabajo exigentes. Asimismo, cuenta con una conexión posterior destinada a la instalación de un vacuómetro, permitiendo monitorear el nivel de obstrucción del elemento filtrante durante la operación.

La elección de un filtro de succión de malla relativamente gruesa responde a criterios de diseño ampliamente utilizados en sistemas hidráulicos, donde la filtración fina se delega a etapas posteriores, evitando así restricciones innecesarias en la aspiración de la bomba.

De esta manera, el filtro seleccionado garantiza una adecuada protección del sistema sin comprometer el rendimiento hidráulico del mismo.

4.10.8 Selección del filtro de retorno

Con el fin de asegurar la limpieza del fluido hidráulico y prolongar la vida útil de los componentes del sistema, se incorpora un filtro de retorno ubicado en la línea de descarga hacia el depósito.

A partir del catálogo técnico analizado, se selecciona un filtro semisumergido de retorno marca UFI, correspondiente al **código 60401 (modelo FRA52B12BNCD30WX)**. Este dispositivo presenta un rango de caudal de trabajo de 220 a 300 L/min, adecuado para el caudal total del sistema hidráulico, estimado en aproximadamente 260 L/min.



Figura 4.16. Filtro de retorno

El elemento filtrante es de papel de celulosa con una capacidad de filtrado de 25 μm , lo cual permite remover partículas finas presentes en el fluido, garantizando un nivel de limpieza adecuado para el correcto funcionamiento de válvulas, bombas y motores hidráulicos.

El filtro incorpora una válvula bypass calibrada a aproximadamente 1,7 bar, cuya función es permitir el paso del fluido en caso de obstrucción del elemento filtrante, evitando sobrepresiones en la línea de retorno. Asimismo, dispone de una conexión para indicador de obstrucción, lo que facilita el mantenimiento preventivo del sistema.

La configuración semisumergida permite su instalación directa en el depósito de aceite, optimizando el espacio y favoreciendo la disipación térmica del fluido.

La inclusión de un filtro de retorno de estas características resulta fundamental en sistemas hidráulicos de alto caudal, ya que permite mantener el fluido en condiciones adecuadas de limpieza, reduciendo el desgaste de los componentes y aumentando la confiabilidad del sistema.

4.10.9 Diseño y selección del depósito hidráulico

Con el objetivo de garantizar el correcto funcionamiento del sistema hidráulico, se procede al dimensionamiento y selección del depósito de fluido, el cual cumple funciones fundamentales tales como almacenamiento, disipación térmica, separación de aire y decantación de contaminantes.

El dimensionamiento del volumen del depósito se realiza en función del caudal total del sistema. Considerando un caudal máximo de aproximadamente 260 L/min, se adopta el criterio de diseño habitual en sistemas hidráulicos, el cual establece que el volumen del tanque debe ser entre dos y tres veces el caudal de la bomba. En base a este criterio, se obtiene un volumen requerido comprendido entre 520 y 780 litros.

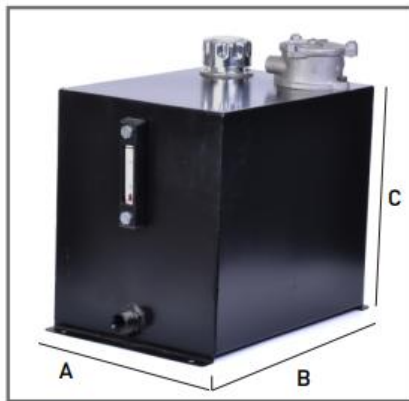


Figura 4.17. Depósito hidráulico

En consecuencia, se define un depósito con una capacidad aproximada de **700 litros**, valor que permite garantizar una adecuada residencia del fluido, favoreciendo la disipación del calor y la eliminación de burbujas de aire.

Dado que los depósitos disponibles en el catálogo comercial analizado presentan capacidades máximas del orden de 250 litros, se opta por una solución de diseño mixto. En este sentido, se adopta un depósito diseñado específicamente para la aplicación, complementado con la utilización de componentes comerciales normalizados para sus accesorios.

El depósito se proyecta en acero estructural, con geometría prismática, permitiendo una fabricación sencilla y una adecuada integración con el resto del sistema. Internamente, se incorpora un deflector o tabique separador, cuya función es evitar la recirculación directa del fluido entre la línea de retorno y la línea de succión, favoreciendo la decantación de partículas y la liberación de aire.

Asimismo, el diseño del depósito contempla la incorporación de los siguientes elementos:

- **Filtro de succión**, ubicado en la salida hacia la bomba, encargado de retener partículas de mayor tamaño.
- **Filtro de retorno semisumergido**, encargado de la limpieza fina del fluido antes de su ingreso al tanque.
- **Respiradero con filtración**, que permite el intercambio de aire con el ambiente evitando el ingreso de contaminantes.
- **Indicador de nivel de aceite**, que facilita el control visual del volumen de fluido.
- **Tapón de drenaje**, para la evacuación del fluido durante tareas de mantenimiento.
- **Boca de inspección**, que permite el acceso al interior del tanque.

La utilización de accesorios comerciales garantiza la disponibilidad de repuestos, la confiabilidad del sistema y la simplificación del mantenimiento.

De esta manera, el depósito diseñado cumple con los requerimientos de volumen, funcionalidad y robustez exigidos por el sistema hidráulico, integrándose adecuadamente con los componentes previamente seleccionados.

4.10.10 Selección del manifold de distribución

Para la distribución del caudal hacia los distintos motores hidráulicos se adopta un bloque manifold multipuerto, el cual permite derivar el flujo desde una línea principal hacia múltiples ramales de salida.

A diferencia de otros componentes del sistema, este tipo de elemento no se selecciona como un producto único de catálogo con una configuración fija, sino que se define en función de los requerimientos específicos del circuito hidráulico, tales como el número de conexiones, el tipo de roscas y el diámetro de los conductos internos.

En este sentido, los fabricantes de sistemas hidráulicos, como Bosch Rexroth, ofrecen bloques manifold configurables o mecanizados a medida, que permiten adaptar el componente a las necesidades particulares de cada aplicación.



Figura 4.18. Manifold

- Para el presente diseño, se adopta un bloque manifold multipuerto configurado con una entrada principal de presión y múltiples salidas hacia los motores hidráulicos, asegurando una distribución uniforme del caudal.
- Esta solución resulta ampliamente utilizada en sistemas de hidráulica móvil, donde la flexibilidad en la disposición de conexiones y la posibilidad de adaptar el diseño del bloque constituyen una ventaja frente a soluciones estándar rígidas.

4.10.11 Selección de mangueras hidráulicas

Para el diseño del sistema hidráulico del equipo, se realizó la selección de las mangueras en función del caudal requerido, la presión de trabajo y la función específica dentro del circuito (presión, retorno o succión).

El dimensionamiento del diámetro interno se efectuó considerando la relación entre caudal, velocidad del fluido y sección de paso, utilizando como referencia el nomograma proporcionado por el fabricante, el cual permite garantizar velocidades adecuadas del fluido dentro de rangos recomendados para cada tipo de línea.

En función de lo anterior, se adoptaron los siguientes criterios de selección:

- **Líneas de presión (bomba hacia motores hidráulicos):**

Se seleccionaron mangueras tipo **SAE 100R2AT**, constituidas por doble malla de acero de alta resistencia, aptas para el transporte de fluidos oleo hidráulicos a presiones medias y altas. Estas mangueras presentan una elevada resistencia mecánica y son ampliamente utilizadas en aplicaciones de maquinaria móvil.

- **Líneas de retorno (motores hacia tanque):**

Se emplearon mangueras tipo **SAE 100R3**, diseñadas para circuitos de retorno, donde las presiones son significativamente menores. Su construcción con refuerzo textil permite una solución eficiente y económica para esta función.

- **Líneas de succión (tanque hacia bomba):**

Para la alimentación de la bomba se seleccionaron mangueras tipo **SAE 100R4**, las cuales incorporan un refuerzo helicoidal que evita el colapso de la sección ante condiciones de depresión, siendo adecuadas para aplicaciones de baja presión y vacío.

El dimensionamiento de los diámetros internos se realizó de manera tal que las velocidades del fluido se mantengan dentro de los valores recomendados, evitando pérdidas de carga excesivas, cavitación en la succión y calentamiento del fluido en servicio.

De esta manera, se garantiza un funcionamiento eficiente, seguro y confiable del sistema hidráulico en las condiciones de operación previstas.

4.10.12 Selección de conexiones y racores hidráulicos

Para la interconexión de los distintos componentes del sistema hidráulico se seleccionan conexiones normalizadas, comúnmente denominadas racores, las cuales permiten vincular mangueras, válvulas, bombas, manifold y actuadores de manera segura y estanca.

La elección de los racores se realiza en función de los niveles de presión del sistema, el tipo de manguera empleada y las condiciones de operación, priorizando la confiabilidad y facilidad de mantenimiento.

En este sentido, se adoptan conexiones del tipo **roscado normalizado**, seleccionándose principalmente configuraciones **BSP** y/o **SAE**, ampliamente utilizadas en sistemas hidráulicos industriales y móviles. Estas conexiones garantizan compatibilidad con la mayoría de los componentes comerciales disponibles en el mercado.

Para las líneas de presión, donde se alcanzan valores de hasta 250 bar, se emplean racores fabricados en acero de alta resistencia, compatibles con mangueras tipo **SAE 100R2AT**, los cuales son montados mediante sistemas de prensado (crimpado), asegurando una unión firme y libre de fugas.

En las líneas de retorno, debido a las menores exigencias de presión, se utilizan racores de similares características, manteniendo criterios de estandarización en el sistema, lo que simplifica el montaje y reduce la cantidad de componentes diferentes.

Para la línea de succión, se seleccionan conexiones adecuadas para evitar pérdidas de carga y garantizar un flujo continuo hacia la bomba, priorizando diámetros mayores y configuraciones que minimicen restricciones.

Asimismo, se emplean distintos tipos de racores según la necesidad geométrica del circuito, tales como:

- **Conexiones rectas**, utilizadas en tramos alineados.
- **Codos de 90°**, para cambios de dirección.
- **Conexiones en “T”**, para derivaciones del flujo.

4.11 Conclusión sobre la selección de componentes hidráulicos

A partir del dimensionamiento desarrollado en los apartados anteriores, se procedió a la selección de los principales componentes hidráulicos del sistema, incluyendo bombas, motores y actuadores, en función de los requerimientos de presión, caudal y potencia establecidos.

La selección de las bombas hidráulicas permitió satisfacer simultáneamente las demandas de caudal de los distintos subsistemas, adoptando una configuración de doble línea que garantiza independencia funcional entre la tracción y los sistemas auxiliares. Los niveles de presión seleccionados resultan adecuados para la aplicación, asegurando la capacidad de generación de fuerza requerida sin comprometer la confiabilidad de los componentes.

En el caso del sistema de tracción, la elección de motores hidráulicos orbitales de alta cilindrada permite cubrir ampliamente los requerimientos de par y velocidad, proporcionando un margen adecuado frente a condiciones reales de operación tales como irregularidades del terreno, pérdidas de adherencia y esfuerzos transitorios.

Por su parte, el dimensionamiento de los actuadores hidráulicos evidencia la necesidad de componentes de gran capacidad, particularmente en el sistema de posicionamiento y aplicación de carga, donde las solicitudes son significativamente elevadas. En estos casos, la adopción de soluciones a medida resulta necesaria para cumplir con los requerimientos geométricos y de carga del sistema.

En conjunto, la selección de los componentes comerciales y el diseño de los elementos específicos permiten conformar un sistema hidráulico coherente, robusto y capaz de operar de manera eficiente bajo las condiciones de trabajo previstas, garantizando tanto el desempeño del equipo como su confiabilidad en servicio.

CAPÍTULO 5 – VERIFICACIÓN ESTRUCTURAL Y VALIDACIÓN DEL DISEÑO

5.1 Introducción

En el presente capítulo se lleva a cabo la verificación estructural del sistema propuesto, con el objetivo de evaluar su comportamiento frente a las solicitaciones determinadas en los capítulos anteriores.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis mecánico desarrollado en el Capítulo 3 y del dimensionamiento del sistema hidráulico presentado en el Capítulo 4, se procede a validar la integridad estructural de los componentes principales mediante herramientas de simulación numérica.

Para tal fin, se emplea el software SolidWorks Simulation, el cual permite analizar la distribución de tensiones, deformaciones y factores de seguridad en los distintos elementos del sistema bajo condiciones de carga representativas del funcionamiento real del equipo.

Las simulaciones realizadas tienen como objetivo complementar el análisis analítico previamente desarrollado, permitiendo identificar zonas críticas, verificar la resistencia de los componentes y validar la viabilidad del diseño propuesto desde el punto de vista estructural.

Asimismo, se incluye la verificación de uniones mecánicas críticas, tales como pernos y elementos de articulación, con el fin de asegurar la correcta transmisión de esfuerzos entre los distintos subsistemas.

5.2 Metodología de simulación

Las simulaciones estructurales se realizaron utilizando el módulo SolidWorks Simulation, considerando un enfoque de análisis estático lineal, adecuado para evaluar el comportamiento del sistema bajo condiciones de carga cuasi-estáticas.

Los modelos utilizados corresponden a representaciones simplificadas de los componentes principales, generadas a partir del diseño tridimensional desarrollado previamente. Con el objetivo de optimizar los tiempos de cálculo y facilitar la interpretación de resultados, se adoptaron simplificaciones geométricas en aquellas zonas que no afectan significativamente la distribución de tensiones.

En cuanto a las propiedades de los materiales, se adoptaron criterios diferenciados en función del tipo de componente analizado. Para los elementos fabricados a partir de chapa plegada se consideró acero de alta resistencia tipo MLC 420, adecuado para aplicaciones estructurales que requieren buena capacidad de conformado y elevada resistencia mecánica.

Propiedades de material

No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Unidades: SI - N/m² (Pa) ▼

Categoría: Aceros F

Nombre: MLC-420

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.1e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.3	N/D
Módulo cortante	8e+10	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	500000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	420000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	470	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 5.1. Propiedades físicas de acero MLC 420

Por otra parte, para los componentes estructurales constituidos por perfiles tubulares y elementos de sección cerrada o abierta, se adoptó acero ASTM A 36, representativo de materiales comúnmente utilizados en construcciones metálicas de uso general.

Propiedades de material

No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal ▼ ☐ Guardar tipo de modelo en la biblio

Unidades: SI - N/m² (Pa) ▼

Categoría: Acero

Nombre: ASTM A36 Acero

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+10	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	250000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)
Calor específico		J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 5.2. Propiedades físicas de acero comercial

Esta diferenciación permite representar de manera más realista el comportamiento del conjunto, considerando las propiedades mecánicas específicas de cada tipo de elemento en función de su proceso de fabricación y aplicación estructural.

Las condiciones de borde fueron definidas en función de las configuraciones de operación analizadas en el Capítulo 3, reproduciendo los puntos de apoyo del sistema y las restricciones impuestas por los vínculos mecánicos.

Las cargas aplicadas en los modelos de simulación corresponden a las fuerzas obtenidas mediante el análisis analítico, incluyendo tanto la magnitud como la dirección de estas. De esta manera, se garantiza la coherencia entre el modelo teórico y la validación numérica.

El mallado de los modelos se realizó utilizando elementos sólidos tetraédricos, con un tamaño de elemento adecuado para capturar correctamente las concentraciones de tensiones en las zonas críticas. En aquellos sectores donde se prevé una mayor variación de esfuerzos, se aplicó un refinamiento local de la malla.

Los resultados obtenidos se analizan en términos de tensiones equivalentes de Von Mises, deformaciones y factores de seguridad, permitiendo evaluar la resistencia estructural de los componentes bajo las condiciones de carga consideradas.

5.3 Simulación del mecanismo de ensayo

5.3.1 Definición de condiciones de contorno y vinculaciones

Con el objetivo de reproducir de manera adecuada el comportamiento estructural del mecanismo de aplicación de carga, se definieron las condiciones de contorno del modelo de simulación en función de la configuración real del sistema y de las hipótesis adoptadas en el análisis mecánico desarrollado en el Capítulo 3.

En las uniones entre los distintos eslabones del mecanismo se emplearon conectores del tipo perno, los cuales permiten representar el comportamiento articulado de los vínculos, habilitando la rotación relativa entre las piezas y restringiendo las traslaciones en las direcciones correspondientes. Esta elección resulta consistente con el funcionamiento real del sistema, donde la transmisión de esfuerzos se realiza mediante uniones mecánicas articuladas.

Por otra parte, en la base del mecanismo se aplicó una condición de restricción fija en dirección vertical, simulando el contacto con el terreno durante la operación del equipo. Esta condición impide los desplazamientos en la superficie de apoyo, representando de manera simplificada la interacción entre el sistema y el suelo.

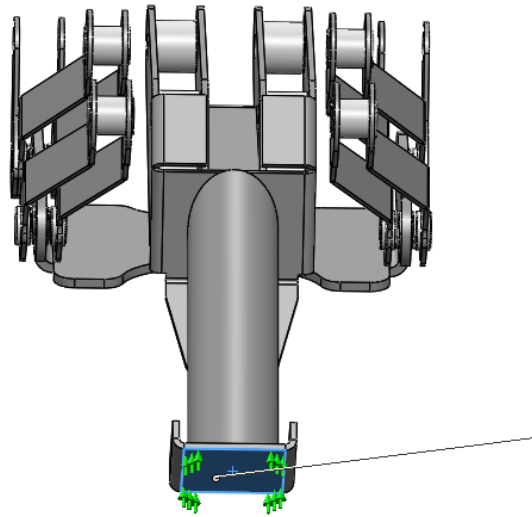


Figura 5.3. Geometría fija simulando el contacto con el suelo

Adicionalmente, se consideró una condición de restricción fija que representa la vinculación estructural del conjunto con el chasis del vehículo, garantizando la correcta transferencia de esfuerzos hacia la estructura principal.

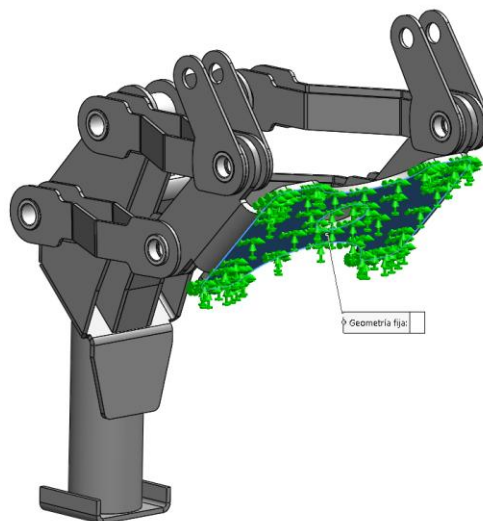


Figura 5.4. Geometría fija simulando el contacto con el chasis

En cuanto a las cargas aplicadas, se consideraron las fuerzas obtenidas en el Capítulo 3, correspondientes al caso más desfavorable de operación. Las mismas fueron aplicadas en el punto de vinculación del sistema de aplicación de carga, considerando tanto su componente horizontal como vertical, de manera de reproducir la dirección real de la sollicitación.

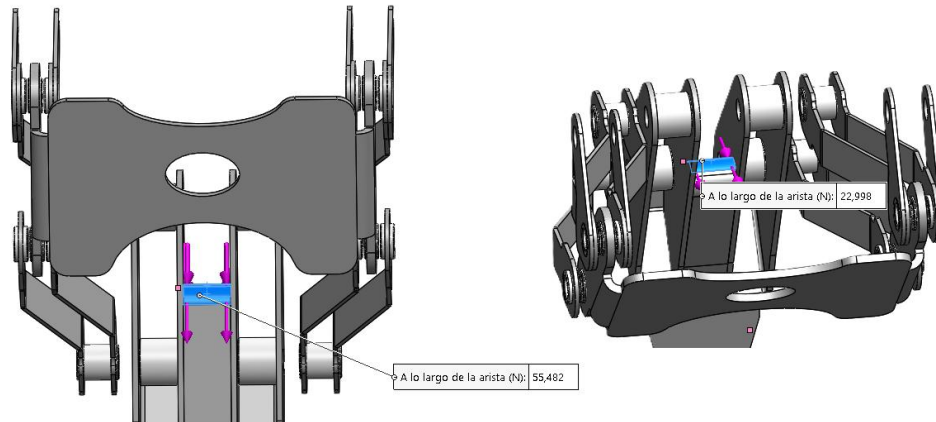


Figura 5.5. Distribución de fuerzas aplicada

Por último, en el modelo de simulación se consideró la acción de la gravedad sobre el conjunto, con el fin de incorporar el efecto del peso propio de los componentes en la distribución de esfuerzos. Si bien la magnitud de las cargas externas aplicadas domina el comportamiento estructural del sistema, la inclusión de la gravedad permite representar de manera más realista las condiciones de operación, especialmente en aquellas zonas donde el peso propio contribuye a las sollicitaciones internas.

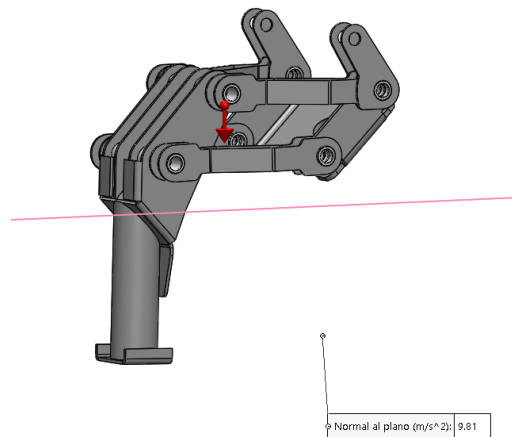


Figura 5.6. Fuerza de gravedad en dirección vertical al eje del suelo

5.3.2 Resultados de la simulación

A continuación, se presentan los resultados obtenidos a partir de la simulación estructural del mecanismo de aplicación de carga, considerando las condiciones de contorno y solicitaciones definidas previamente. El análisis se centra en la distribución de tensiones equivalentes, deformaciones y factor de seguridad del conjunto.

En la Figura 5.7 se muestra la distribución de tensiones equivalentes de Von Mises en el modelo analizado. Se observa que las tensiones máximas alcanzan un valor del orden de **203 MPa**, concentrándose principalmente en la zona de vinculación entre los eslabones superiores y el soporte central del mecanismo. Estas concentraciones se localizan en regiones de cambio geométrico y proximidad a las uniones, lo cual resulta consistente con el comportamiento esperado del sistema bajo carga.

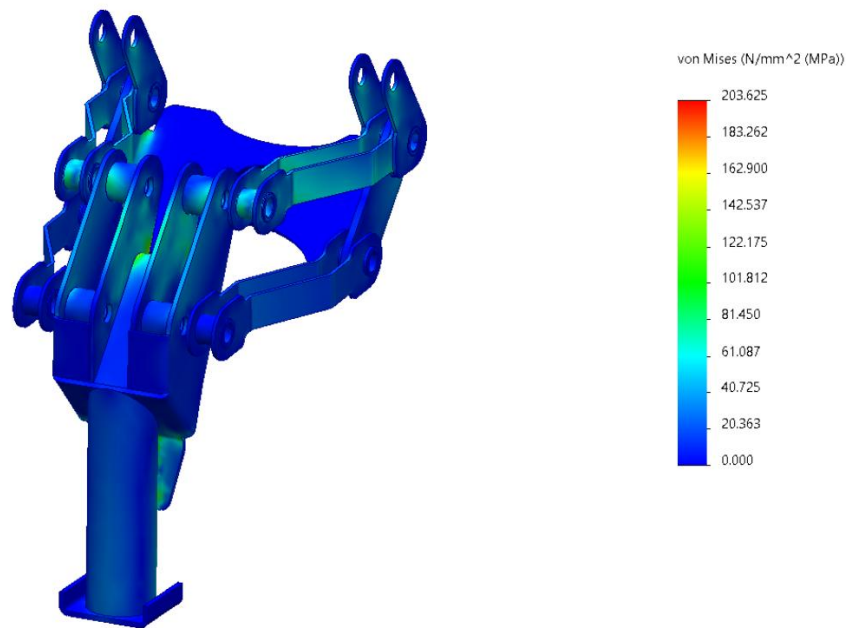


Figura 5.7. Tenciones de Von Mises

En el resto del conjunto, las tensiones se mantienen en niveles considerablemente inferiores, indicando una adecuada distribución de esfuerzos a través de los distintos elementos estructurales.

En la Figura 5.8 se presenta el campo de desplazamientos del conjunto. El valor máximo de deformación obtenido es del orden de **0.46 mm**, localizándose en la base inferior del soporte. Este valor resulta reducido en relación con las dimensiones globales del sistema, lo que indica un comportamiento estructural adecuado en términos de rigidez, sin comprometer el funcionamiento del mecanismo.

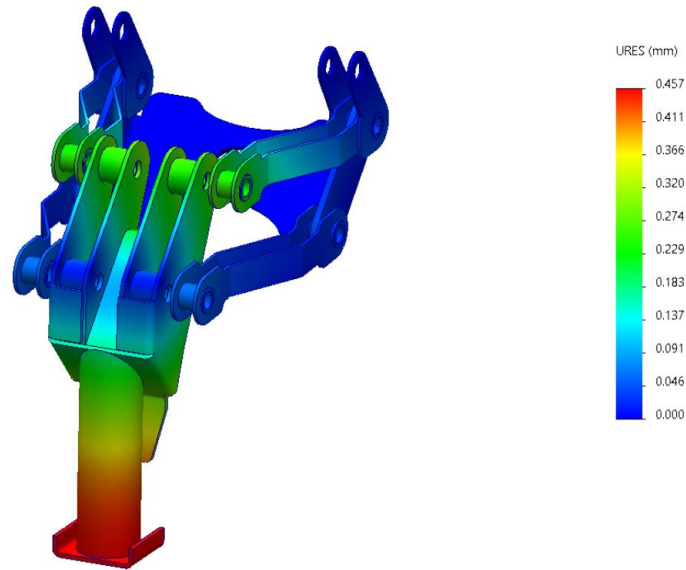


Figura 5.8. Desplazamientos

Por otra parte, el análisis del factor de seguridad, representado en la Figura 5.9, muestra un valor mínimo aproximado de **1.15** en las zonas más solicitadas. Si bien este valor se encuentra por encima de la unidad, indicando que el sistema resiste las cargas aplicadas, evidencia la existencia de regiones críticas donde las tensiones se aproximan al límite admisible del material.

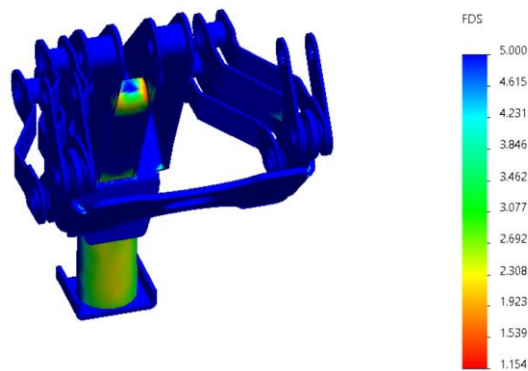


Figura 5.8. Factor de seguridad

5.3.3 Conclusiones de la simulación

A partir de los resultados obtenidos mediante la simulación estructural del mecanismo de aplicación de carga, se verifica que el diseño propuesto es capaz de soportar las solicitaciones correspondientes a las condiciones de operación más exigentes, sin presentar fallas estructurales.

Las tensiones máximas registradas se localizan en zonas puntuales asociadas a cambios geométricos y regiones próximas a las uniones entre componentes, lo cual resulta coherente con el comportamiento esperado de sistemas articulados sometidos a cargas concentradas.

En términos de rigidez, los desplazamientos obtenidos son reducidos en relación con las dimensiones del conjunto, lo que indica un adecuado desempeño estructural y garantiza el correcto funcionamiento del mecanismo durante la operación.

Si bien el factor de seguridad mínimo obtenido se mantiene por encima de la unidad, evidenciando la resistencia del sistema frente a las cargas aplicadas, se identifican regiones críticas donde las tensiones se aproximan a los límites admisibles del material. En este sentido, el diseño podría ser optimizado en futuras etapas mediante la incorporación de refuerzos locales o modificaciones geométricas que permitan mejorar la distribución de esfuerzos.

En conjunto, los resultados obtenidos permiten validar el modelo estructural del mecanismo y respaldan las hipótesis adoptadas en el análisis analítico desarrollado en el Capítulo 3, confirmando la viabilidad del diseño propuesto desde el punto de vista mecánico.

5.4 Simulación estructural del soporte del malacate

5.4.1 Definición de condiciones de contorno y cargas

Con el objetivo de evaluar el comportamiento estructural del soporte del malacate, se definieron las condiciones de contorno del modelo de simulación en función de la configuración real del sistema y de las condiciones de operación consideradas.

En la zona de vinculación articulada con el chasis se aplicó una condición de sujeción cilíndrica, permitiendo representar el comportamiento de la unión tipo perno que vincula el soporte con la estructura principal del vehículo. Esta condición restringe los desplazamientos radiales, permitiendo la rotación relativa en el eje del vínculo, reproduciendo de manera adecuada el comportamiento real de la articulación.

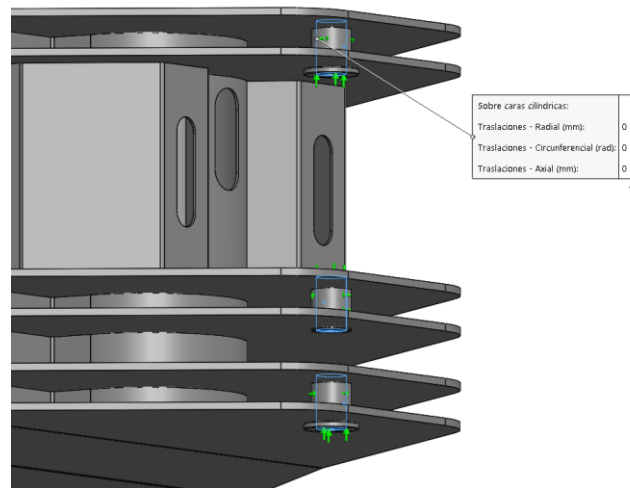


Figura 5.9. Sujeción cilíndrica simulando zona articulada

Asimismo, en las superficies de apoyo asociadas a la interacción con las ruedas, se definió una condición de geometría fija, simulando el contacto del sistema con el terreno. Esta restricción impide los desplazamientos y rotaciones en dichas zonas, representando de forma simplificada la reacción del suelo frente a la carga aplicada.

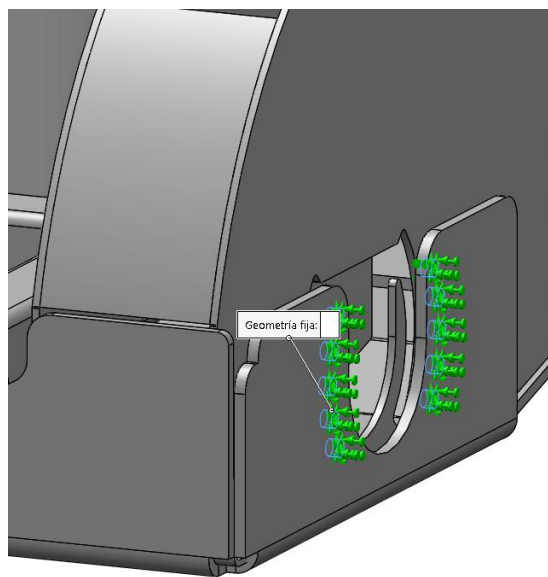


Figura 5.10. Sujeción geometría fija

En cuanto a las cargas, se aplicó una fuerza de tracción de **78,4 kN**, correspondiente a la carga máxima transmitida por el malacate durante la operación. Dicha fuerza fue aplicada en la dirección de tiro del sistema, reproduciendo la condición real de funcionamiento.

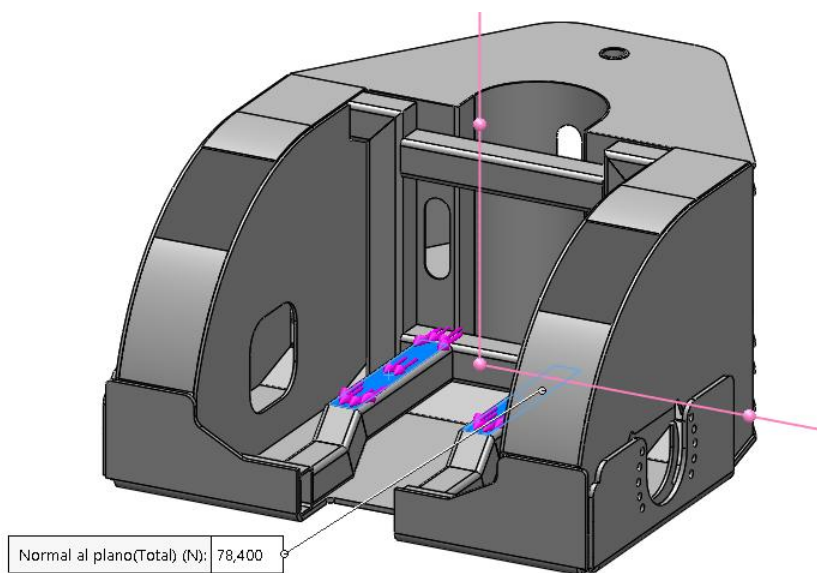


Figura 5.11. Fuerza de ensayo

Para el análisis se adoptaron las mismas propiedades de materiales consideradas en la simulación del mecanismo de ensayo. En particular, los componentes de chapa plegada fueron modelados como acero MLC 420, mientras que los elementos estructurales de tipo comercial se representaron mediante acero de calidad comercial.

Propiedades de material			Propiedades de material		
No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.			No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.		
Unidades:	SI - N/m ² (Pa)		Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	☐ Guardar tipo de modelo en la biblio
Categoría:	Aceros F		Unidades:	SI - N/m ² (Pa)	
Nombre:	MLC-420		Categoría:	Acero	
			Nombre:	ASTM A36 Acero	
Propiedad	Valor	Unidades	Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.1e+11	N/m ²	Módulo elástico	2e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.3	N/D	Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	8e+10	N/m ²	Módulo cortante	7.93e+10	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³	Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	500000000	N/m ²	Límite de tracción	400000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²	Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	420000000	N/m ²	Límite elástico	250000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica		/K	Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)	Conductividad térmica		W/(m·K)
Calor específico	470	J/(kg·K)	Calor específico		J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D	Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 5.12. Propiedades físicas de los materiales usados

En conjunto, las condiciones de contorno adoptadas permiten representar de manera coherente el comportamiento estructural del soporte del malacate, considerando tanto la transmisión de esfuerzos a través de las uniones como la interacción con el suelo y el chasis del vehículo.

5.4.2 Resultados de la simulación

A continuación, se presentan los resultados obtenidos a partir de la simulación estructural del soporte del malacate, considerando las condiciones de contorno y cargas definidas previamente. El análisis se centra en la distribución de tensiones equivalentes, deformaciones y factor de seguridad del componente.

En la Figura 5.13 se muestra la distribución de tensiones equivalentes de Von Mises. Se observa que las tensiones máximas alcanzan valores del orden de **167 MPa**, concentrándose principalmente en la zona de transición entre los refuerzos internos y la base del soporte. Estas concentraciones se ubican en regiones de cambio geométrico y cercanas a la aplicación de la carga, lo cual resulta consistente con el comportamiento esperado del sistema.

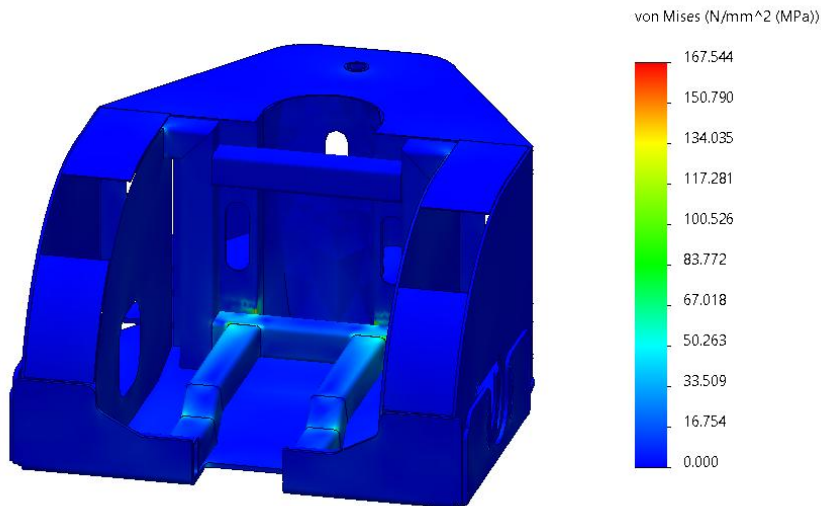


Figura 5.13. Tensiones de Von Mises

En el resto del componente, las tensiones se mantienen en niveles considerablemente inferiores, evidenciando una adecuada distribución de esfuerzos a través de la estructura.

En la Figura 5.14 se presenta el campo de desplazamientos del conjunto. El valor máximo de deformación obtenido es del orden de **0,14 mm**, localizándose principalmente en la zona frontal inferior del soporte. Este valor resulta reducido en relación con las dimensiones globales del componente, indicando un comportamiento estructural adecuado en términos de rigidez.

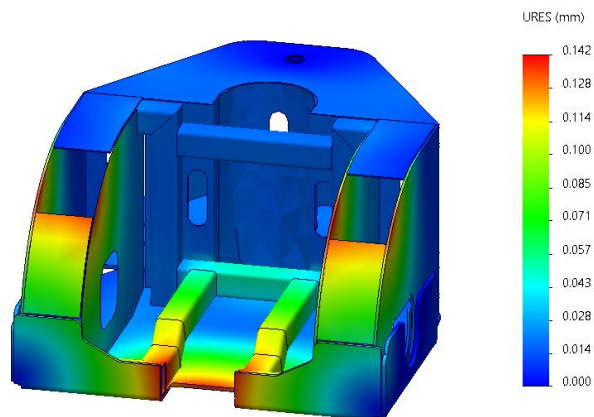


Figura 5.14. desplazamientos

Por su parte, el análisis del factor de seguridad, representado en la Figura 5.15, muestra valores mínimos del orden de **1,8-2** en las zonas más solicitadas, mientras que en el resto del componente se obtienen valores significativamente superiores. Esto indica que, si bien existen regiones críticas, el diseño mantiene un margen de seguridad adecuado frente a la carga máxima considerada.

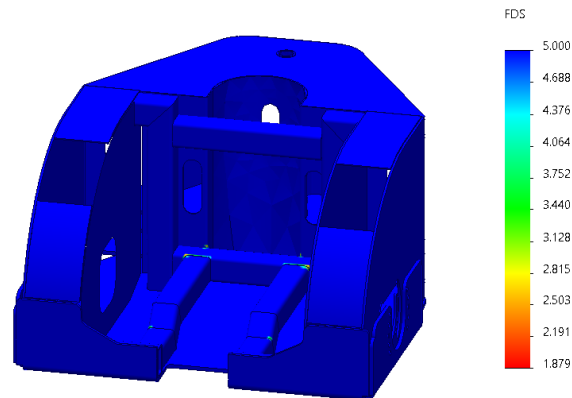


Figura 5.15. Factor de seguridad

Asimismo, el análisis de deformaciones unitarias confirma que el componente trabaja dentro del régimen elástico, sin evidencias de plastificación bajo las condiciones de carga analizadas.

En términos generales, los resultados obtenidos permiten validar el diseño estructural del soporte del malacate, ya que el componente es capaz de resistir la carga de tracción máxima sin comprometer su integridad estructural, presentando una adecuada distribución de tensiones y un nivel de deformaciones compatible con su correcto funcionamiento.

5.4.3 Conclusiones de la simulación

A partir de los resultados obtenidos mediante la simulación estructural del soporte del malacate, se verifica que el componente es capaz de soportar la carga máxima de tracción considerada sin presentar fallas estructurales.

Las tensiones máximas se concentran en zonas puntuales asociadas a cambios geométricos y regiones cercanas a la aplicación de la carga, lo cual resulta coherente con el comportamiento esperado del sistema. No obstante, dichas tensiones se mantienen dentro de los límites admisibles del material, garantizando la integridad estructural del componente.

En términos de rigidez, los desplazamientos obtenidos son reducidos en relación con las dimensiones del soporte, lo que asegura un adecuado desempeño durante la operación del equipo.

Asimismo, el análisis del factor de seguridad indica que el diseño presenta un margen adecuado frente a la carga máxima considerada, confirmando la validez de la solución adoptada.

En conjunto, los resultados obtenidos permiten validar el diseño del soporte del malacate, constituyendo un componente estructuralmente apto para las condiciones de servicio previstas.

5.5 Verificación de pernos en los vínculos del mecanismo

A partir de las fuerzas determinadas en los vínculos del mecanismo de ensayo en el Capítulo 3, se procedió a la verificación de los elementos de unión, considerando que los pernos constituyen los puntos críticos de transmisión de esfuerzos dentro del sistema.

Con el fin de identificar la condición más desfavorable, se analizaron las fuerzas actuantes en cada uno de los vínculos del mecanismo. Dado que la estructura presenta dos brazos simétricos, se consideró que la carga total se distribuye equitativamente entre ambos, adoptando para el análisis la mitad de la fuerza total en cada caso.

En la Tabla X se presentan las fuerzas resultantes consideradas para cada vínculo.

Vínculo	Fuerza (kN)
R_a	174.5
F_{cil}	152.5
F_{12}	61.5
F_{23}	10.65
R_b	10.65

Tabla 5.1. Esfuerzos en los vínculos

A partir de los valores obtenidos, se identifica como condición más desfavorable la correspondiente a la reacción en el apoyo R_a , con una magnitud de **174,5 kN**, siendo este el caso utilizado para el dimensionamiento del perno.

Para la verificación se consideró una configuración en doble corte, característica de las uniones articuladas del mecanismo, lo cual permite una distribución más favorable de los esfuerzos.

Se adoptó como material para los pernos acero SAE 1045 trefilado, considerando una tensión admisible en corte de **180 MPa**, valor que contempla un margen de seguridad adecuado frente a las sollicitaciones del sistema.

El diámetro mínimo requerido se determinó a partir de la siguiente expresión:

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\pi\tau}}$$

donde F corresponde a la fuerza actuante en el perno y τ a la tensión admisible en corte del material.

Reemplazando los valores correspondientes:

$$d \approx 25 \text{ mm}$$

Dado que el vínculo analizado representa la condición más desfavorable del sistema, se concluye que el resto de las uniones cumplen con los requisitos de resistencia establecidos.

Capítulo 6 – Selección del grupo motriz y elementos de rodadura

6.1 Selección del motor de combustión interna

A partir del análisis desarrollado en los capítulos anteriores, se determina que la potencia hidráulica máxima requerida por el sistema alcanza valores del orden de 123 kW, correspondiente a la condición de operación más exigente.

Considerando un rendimiento global del conjunto motor-bomba del orden de $\eta \approx 0.85$, la potencia mecánica necesaria resulta:

$$P_{motor} = 123 / 0.85 \approx 145 \text{ kW}$$

En base a este requerimiento, se selecciona un motor de combustión interna de tipo diésel, con una potencia nominal del orden de 150 kW, lo cual permite cubrir adecuadamente las demandas del sistema, incorporando un margen de seguridad frente a condiciones reales de operación.

Cabe destacar que esta potencia corresponde a una condición particular de uso, en la cual el sistema opera bajo su máxima exigencia. En condiciones normales de funcionamiento, los distintos subsistemas no operan simultáneamente a plena carga, lo que implica que la potencia demandada al motor resulta significativamente menor durante la mayor parte del ciclo de trabajo.

Esta característica permite optimizar el dimensionamiento del grupo motriz, garantizando la disponibilidad de potencia en situaciones críticas sin comprometer la eficiencia global del sistema.

La elección de un motor diésel industrial se fundamenta en su robustez, eficiencia y capacidad para operar en condiciones severas, características necesarias para asegurar el funcionamiento confiable del equipo en campo.

Se selecciona un motor diésel industrial DEUTZ de la serie 1013, modelo BF6M1013EC, cuya potencia nominal alcanza los 174 kW a 2300 rpm.

Este valor resulta adecuado para la aplicación, ya que permite cubrir la potencia requerida por el sistema (≈ 145 kW), incorporando un margen de seguridad que contempla condiciones reales de operación, pérdidas adicionales y variaciones en la carga.



Imagen 6.1. Motor DEUTZ serie 1013

Asimismo, el motor presenta un elevado par disponible a bajas revoluciones (del orden de 854 Nm a 1400 rpm), lo cual resulta particularmente favorable para su acoplamiento con sistemas hidráulicos, permitiendo un funcionamiento eficiente y estable del conjunto.

La elección de este modelo se fundamenta en su robustez, confiabilidad y amplia utilización en maquinaria de trabajo móvil, características que lo convierten en una solución adecuada para las condiciones de operación previstas.

6.2 Selección de ruedas y llantas

La selección de las ruedas del vehículo constituye un aspecto fundamental del diseño, dado que influye directamente en la capacidad de tracción, la estabilidad y el desempeño del equipo en condiciones de operación sobre terreno no consolidado.

En función de las condiciones de operación previstas, caracterizadas por la circulación sobre superficies de baja capacidad portante, se seleccionan neumáticos de tipo agrícola o fuera de carretera, los cuales presentan un mayor ancho de contacto y permiten reducir la presión ejercida sobre el terreno, mejorando la capacidad de flotación y disminuyendo el riesgo de hundimiento.

Asimismo, este tipo de neumáticos proporciona una adecuada adherencia, favoreciendo la transmisión de esfuerzos de tracción en condiciones de terreno suelto o irregular.

La selección de este tipo de ruedas permite garantizar un adecuado compromiso entre capacidad de carga, tracción y estabilidad, contribuyendo al correcto funcionamiento del sistema en las condiciones de operación previstas.

Como solución concreta, se selecciona un neumático MICHELIN Bibsteel All Terrain en medida 260/70 R16.5, el cual presenta un diámetro total de aproximadamente 774 mm y un radio de carga del orden de 355 mm.



Imagen 6.2. neumático MICHELIN Bibsteel All Terrain

El neumático seleccionado se caracteriza por su diseño orientado a aplicaciones fuera de carretera, presentando una elevada capacidad de carga, una amplia superficie de contacto y una adecuada profundidad de banda de rodadura, lo cual favorece la tracción en condiciones de terreno no consolidado.

Asimismo, su ancho de sección y características constructivas permiten reducir la presión de contacto con el suelo, mejorando la capacidad de flotación y disminuyendo el riesgo de hundimiento en superficies de baja capacidad portante.

En conjunto, la selección de este neumático resulta adecuada para las condiciones de operación previstas, contribuyendo a garantizar la estabilidad, la tracción y el correcto desempeño del vehículo.

7.Conclusiones

7.1 Conclusiones generales

El presente trabajo permitió desarrollar el diseño conceptual y la verificación técnica de un vehículo destinado al ensayo de carga de anclajes utilizados en locaciones petroleras, integrando sistemas mecánicos, hidráulicos y estructurales dentro de una única plataforma funcional.

A lo largo del proyecto se abordaron las distintas etapas necesarias para el desarrollo del equipo, incluyendo el análisis geométrico y cinemático del mecanismo de aplicación de carga, el estudio de estabilidad del vehículo durante la condición de ensayo, el dimensionamiento estructural de los componentes principales y el diseño de la arquitectura hidráulica requerida para el accionamiento de los distintos subsistemas.

Asimismo, se realizaron verificaciones estructurales mediante herramientas de simulación numérica, permitiendo validar el comportamiento de los componentes sometidos a las condiciones de carga más desfavorables consideradas durante el análisis. De igual manera, se efectuó la selección de componentes hidráulicos comerciales tales como bombas, motores, válvulas y cilindros, garantizando la viabilidad técnica del sistema propuesto.

Los resultados obtenidos permitieron verificar la factibilidad conceptual del vehículo desarrollado, demostrando que la configuración adoptada resulta adecuada para soportar las condiciones de operación planteadas y transmitir las cargas de ensayo requeridas de manera segura y controlada.

Finalmente, el trabajo permitió integrar criterios de diseño mecánico, análisis estructural, sistemas hidráulicos y metodologías de simulación aplicadas a una problemática real de ingeniería, desarrollando una solución técnicamente coherente y funcional para la aplicación considerada.

7.2 Limitaciones del trabajo

Si bien el presente trabajo permitió desarrollar y verificar conceptualmente el vehículo de ensayo propuesto, resulta importante considerar ciertas limitaciones asociadas al alcance del proyecto y a las hipótesis adoptadas durante el desarrollo de los distintos análisis realizados.

En primer lugar, gran parte de las verificaciones efectuadas se basaron en modelos teóricos simplificados y análisis planos bidimensionales, los cuales permitieron representar adecuadamente el comportamiento general del sistema, aunque sin contemplar completamente todos los efectos tridimensionales presentes en una condición real de operación.

Asimismo, las simulaciones estructurales realizadas se enfocaron principalmente sobre los componentes y subconjuntos considerados más críticos desde el punto de vista resistente, debido a las limitaciones computacionales y al alcance práctico del proyecto. Por este motivo, no se efectuó una simulación integral del vehículo completo bajo todas las posibles condiciones dinámicas de funcionamiento.

Por otra parte, la selección de componentes hidráulicos y estructurales se realizó a partir de información técnica y catálogos comerciales disponibles al momento del desarrollo del trabajo, pudiendo existir futuras alternativas de mercado que permitan optimizar el sistema diseñado.

Adicionalmente, el proyecto se desarrolló en una instancia de diseño conceptual y verificación técnica, por lo que no se llevó a cabo la fabricación ni validación experimental completa del vehículo. En consecuencia, los resultados obtenidos representan una aproximación teórica sustentada mediante cálculos y simulaciones, requiriéndose futuras etapas de construcción y ensayo para validar experimentalmente el comportamiento real del equipo.

Finalmente, algunas condiciones de operación fueron consideradas bajo hipótesis ideales, tales como comportamiento rígido de determinados componentes, condiciones de apoyo simplificadas y distribución uniforme de ciertas cargas, con el objetivo de obtener modelos matemáticos y estructurales abordables dentro del alcance académico del presente trabajo.

7.3 Prospectiva y trabajos futuros

El desarrollo realizado en el presente trabajo establece una base conceptual y técnica sobre la cual resulta posible continuar avanzando en futuras etapas de investigación y desarrollo del sistema propuesto.

Una de las principales líneas de trabajo futuro corresponde a la fabricación y validación experimental de un prototipo funcional del vehículo de ensayo, permitiendo contrastar los resultados obtenidos mediante cálculos teóricos y simulaciones con el comportamiento real del equipo bajo condiciones operativas.

Asimismo, podrían incorporarse sistemas de adquisición de datos y monitoreo en tiempo real, destinados al registro de variables tales como presión hidráulica, carga aplicada, desplazamientos, inclinaciones y estabilidad del conjunto durante los ensayos. La implementación de este tipo de tecnologías permitiría mejorar la precisión de las mediciones y optimizar las condiciones de operación del sistema.

Desde el punto de vista hidráulico y de control, futuras mejoras podrían orientarse hacia la automatización parcial o total de determinadas funciones del vehículo, incorporando sistemas electrohidráulicos, control proporcional y estrategias de supervisión electrónica para aumentar la seguridad y eficiencia operativa.

Por otra parte, el desarrollo de estudios dinámicos más avanzados permitiría profundizar el análisis del comportamiento estructural del vehículo durante situaciones transitorias y condiciones reales de trabajo, contemplando fenómenos vibratorios, cargas variables y efectos asociados al terreno.

Adicionalmente, podrían realizarse optimizaciones estructurales orientadas a reducir peso total, mejorar la distribución de cargas y aumentar la eficiencia constructiva del sistema, evaluando alternativas de materiales y configuraciones geométricas diferentes a las consideradas en el presente trabajo.

Finalmente, el vehículo desarrollado presenta potencial de adaptación a diferentes aplicaciones vinculadas al ámbito petrolero, energético e industrial, constituyendo una plataforma de desarrollo capaz de evolucionar hacia nuevas configuraciones y prestaciones según los requerimientos específicos de futuras aplicaciones.

7.4 Reflexión final

El desarrollo de la presente tesis permitió integrar conocimientos adquiridos a lo largo de la formación en Ingeniería Mecánica, abarcando áreas vinculadas al diseño mecánico, sistemas hidráulicos, análisis estructural, modelado, simulación y selección de componentes comerciales.

A lo largo del proyecto fue necesario abordar problemáticas reales de ingeniería, aplicando criterios técnicos y metodologías de análisis orientadas a desarrollar una solución funcional y técnicamente viable para una aplicación específica dentro del ámbito industrial y energético.

Asimismo, el trabajo implicó un proceso de integración interdisciplinaria que permitió vincular conceptos teóricos adquiridos durante la carrera con situaciones prácticas de diseño, verificación y toma de decisiones ingenieriles, constituyendo una experiencia de formación fundamental para el futuro ejercicio profesional.

Finalmente, más allá de los resultados técnicos obtenidos, el presente proyecto representa el cierre de una etapa académica y el inicio de un nuevo camino profesional, consolidando herramientas, criterios y capacidades desarrolladas a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Bibliografía

- [1] Secretaría de Energía de la Nación Argentina. Desarrollo de Vaca Muerta, 2022.
- [2] Schlumberger. Drilling Operations and Equipment, Oilfield Review.
- [3] Documento técnico: Máquina para ensayo de carga de anclaje.
- [4] DEUTZ AG. Motores serie 1013 – Datos técnicos.
- [5] Danfoss. Motores hidráulicos orbitales serie TMTHW – Catálogo técnico.
- [6] Michelin. Bibsteel All Terrain – Especificaciones técnicas.
- [7] Moro Hidráulica. Cilindros hidráulicos industriales – Catálogo técnico.
- [8] Catálogo técnico de bombas hidráulicas utilizadas para la selección del sistema.

Anexo A – Imágenes vehículo en campo

En el presente anexo se incluyen distintas vistas del modelo tridimensional desarrollado para el vehículo de ensayo de anclajes. Las imágenes permiten visualizar la configuración general del equipo, la disposición de los principales subsistemas y la condición de operación durante el ensayo de tracción.

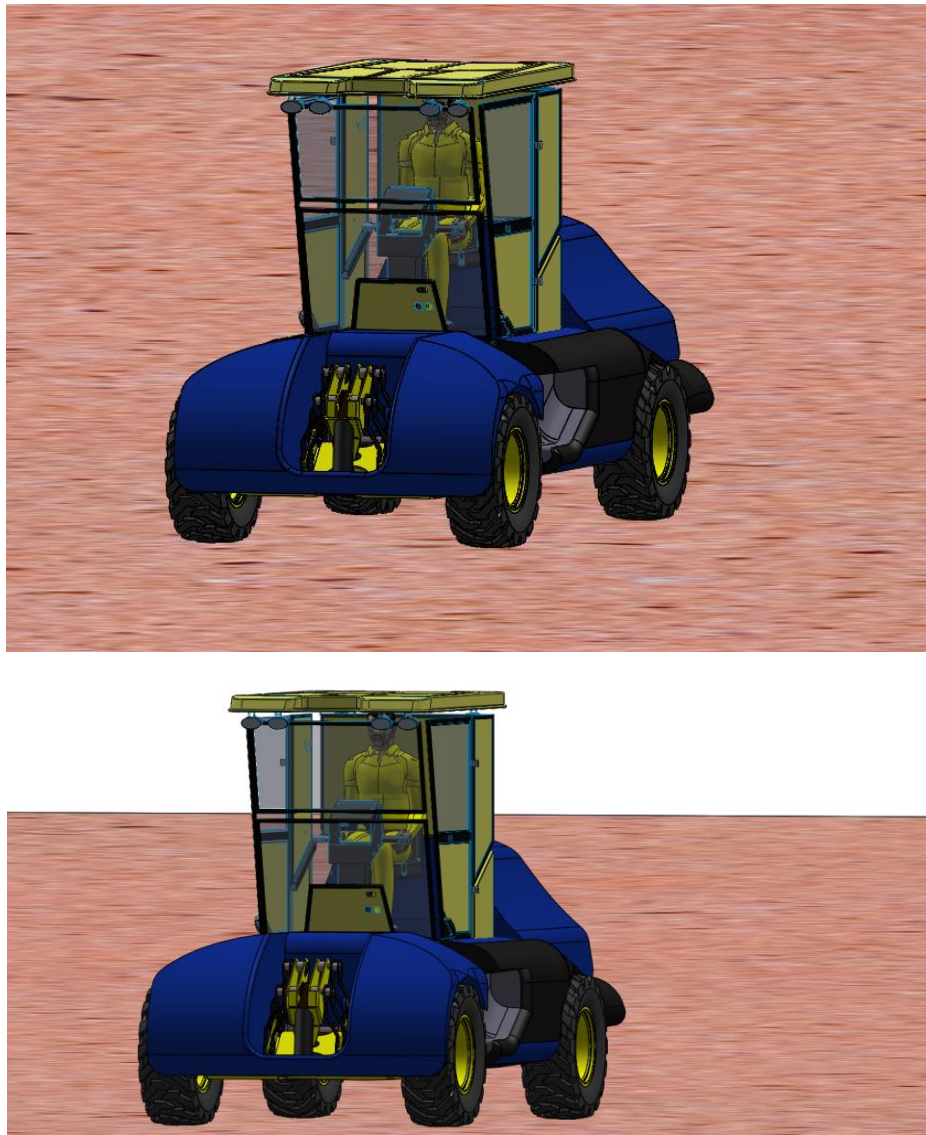


Figura A.1 – Vista general del vehículo de ensayo propuesto.

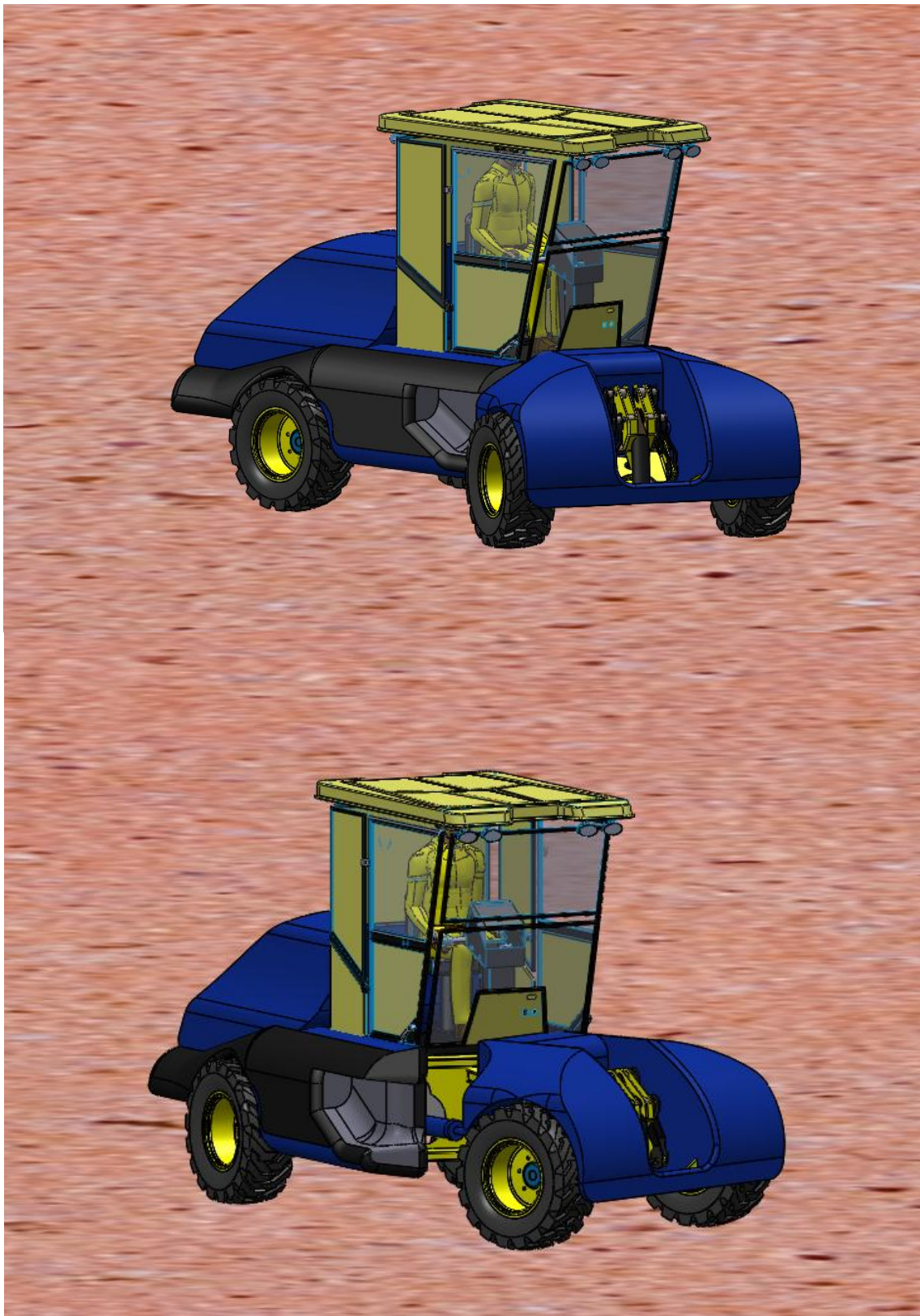


Figura A.2 – Vista general del vehículo de ensayo propuesto girando

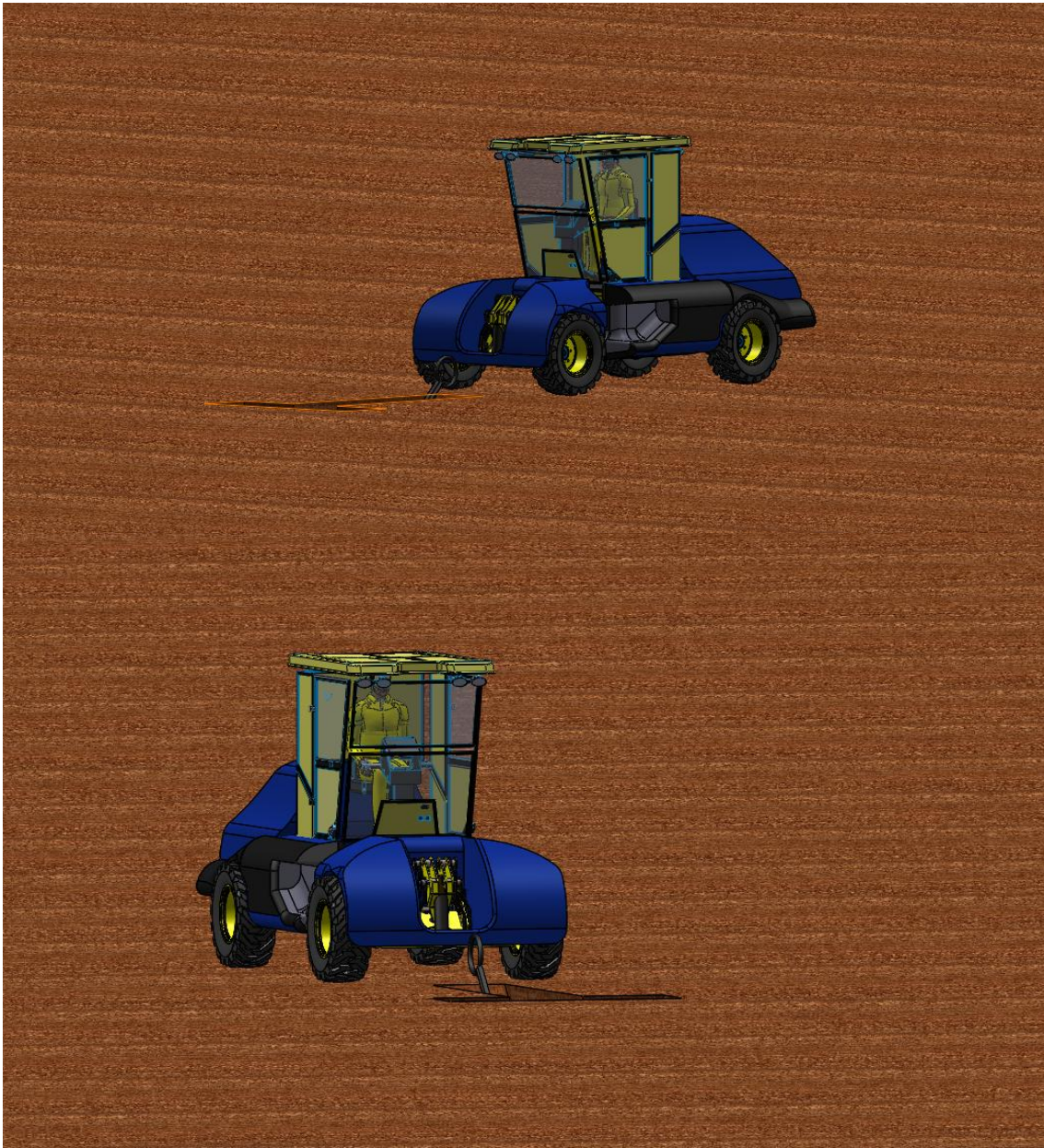


Figura A.3 – Vista general del vehículo arribando a zona de ensayo

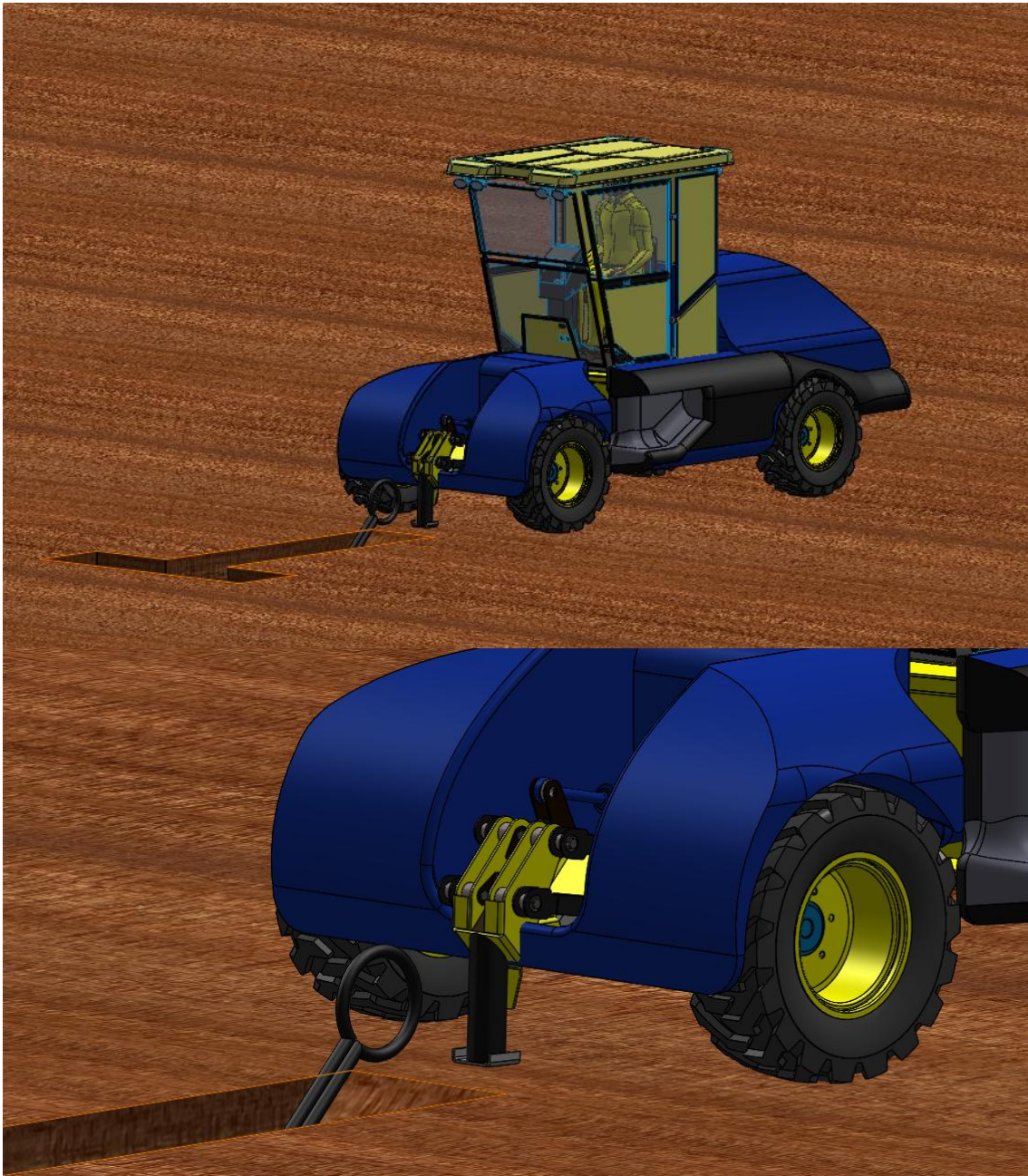


Figura A.4 – Vista despliegue de pie para ensayo

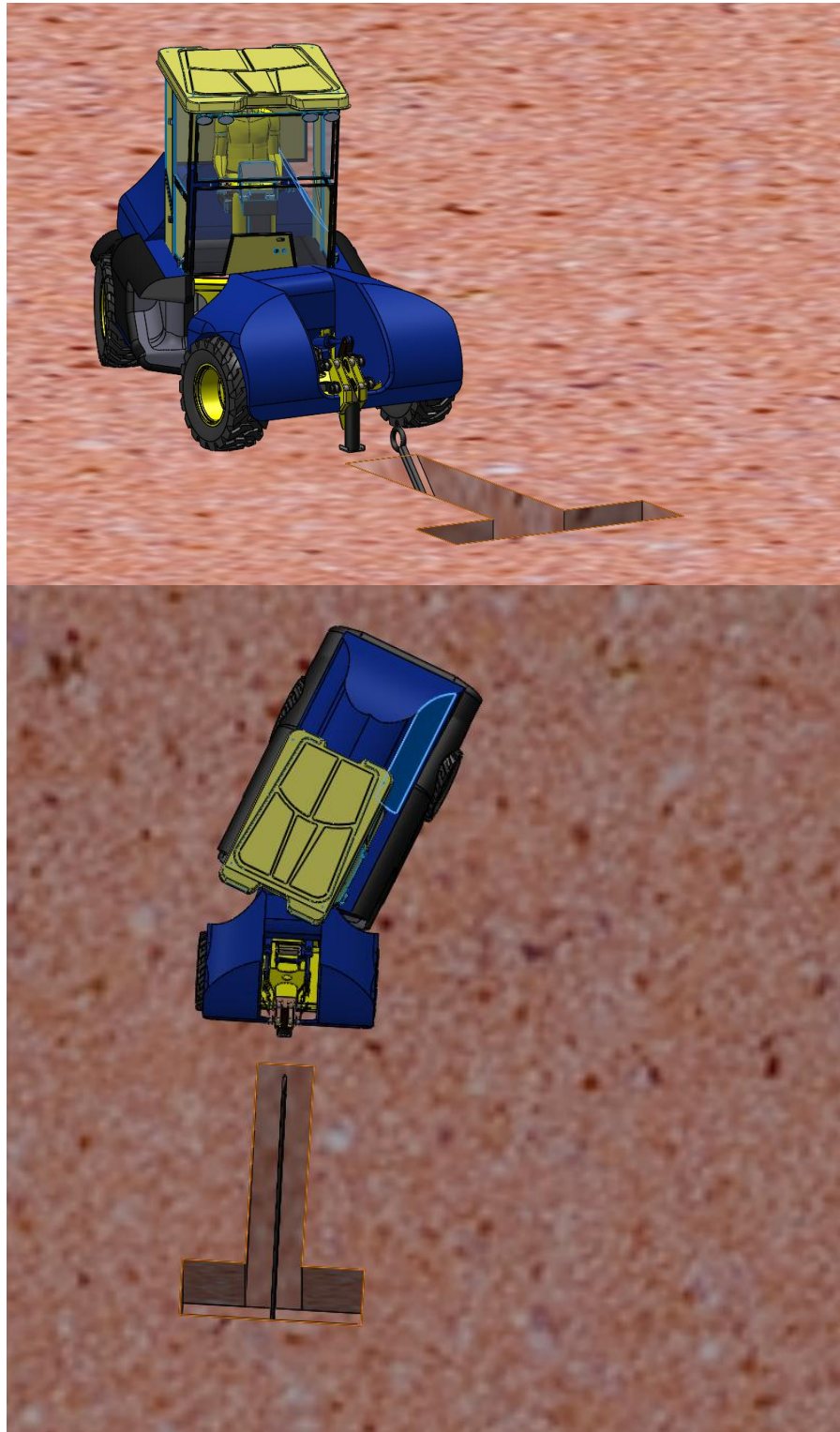


Figura A.5 – Posición de ensayo variable

Anexo B – Planos del sistema

En el presente anexo se incluyen los planos generales del equipo diseñado, los cuales permiten visualizar la disposición de los distintos componentes y la configuración geométrica del sistema.

Los planos presentados complementan el desarrollo técnico realizado en los capítulos anteriores, proporcionando una representación gráfica del diseño propuesto.

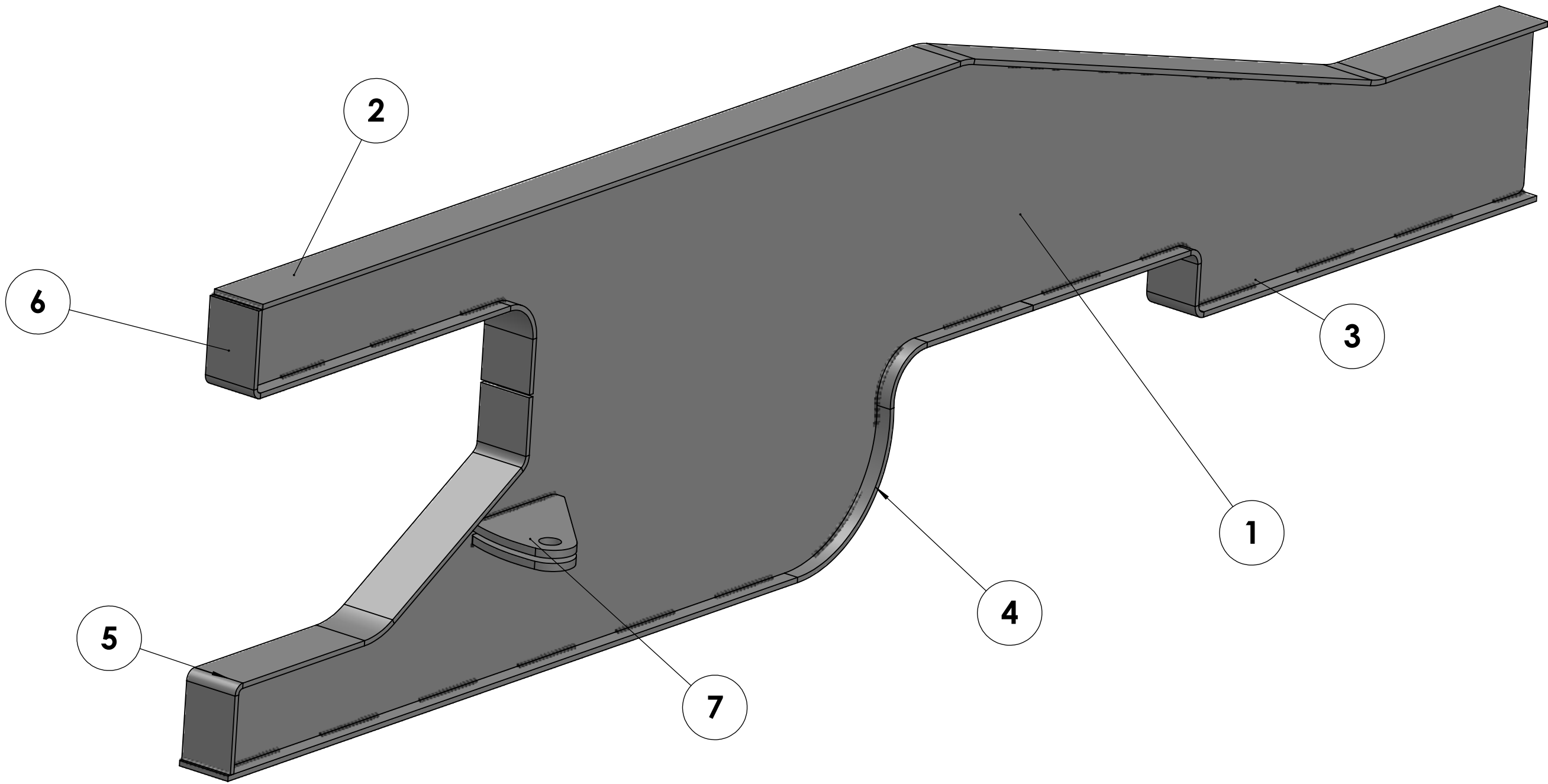
TOLERANCIA PLEGADOS			
Espesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
1	Bas 01	MLC-420	2
2	Bas 02	MLC-420	1
3	Bas 03	MLC-420	1
4	Bas 40	MLC-420	1
5	Bas 05	MLC-420	1
6	Bas 06	MLC-420	1
7	Bas 103	MLC-420	2

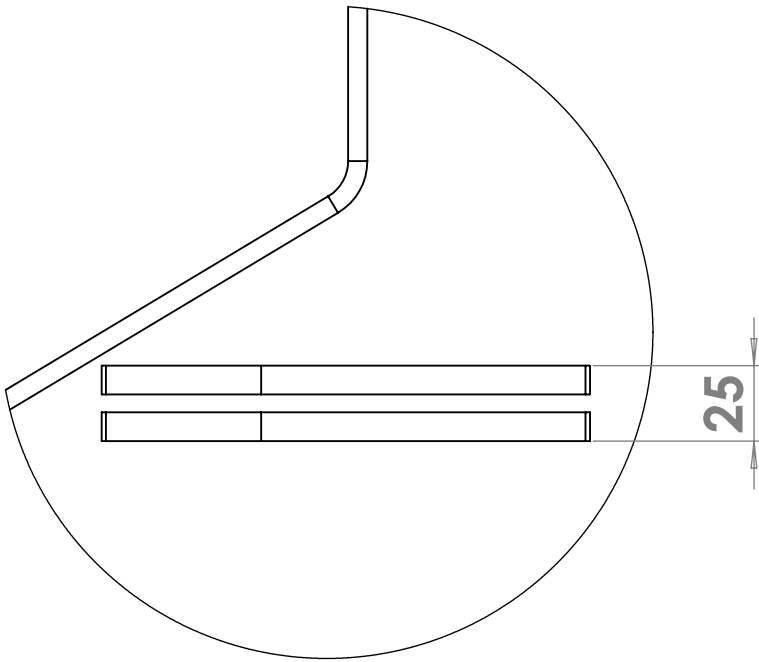
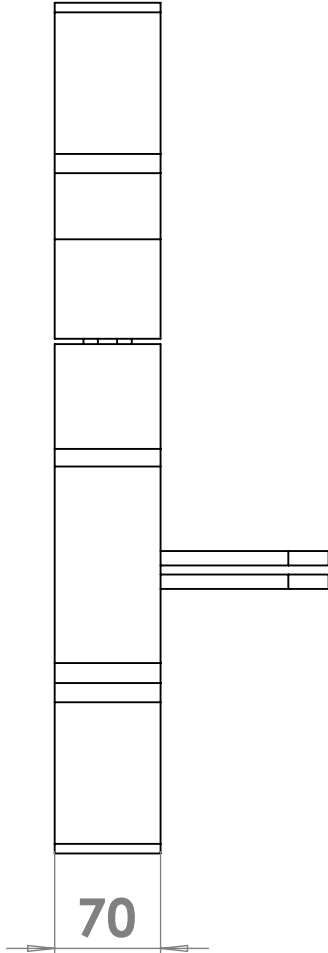
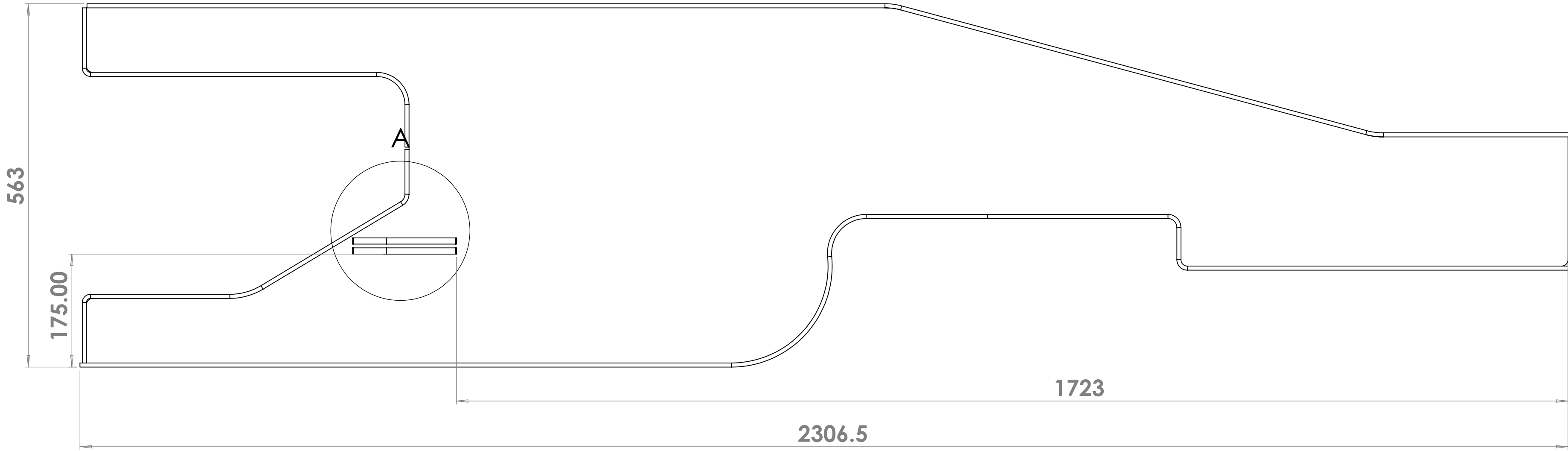


	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20	
Descripcion: BASTIDOR FIJO DERECHO							
Codigo: Bas 001			Hoja: 1-3				

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)						TOLERANCIA PLEGADOS			
						Esesor	Dimencional	± 1°	
						0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
						1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
						1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



DETALLE A

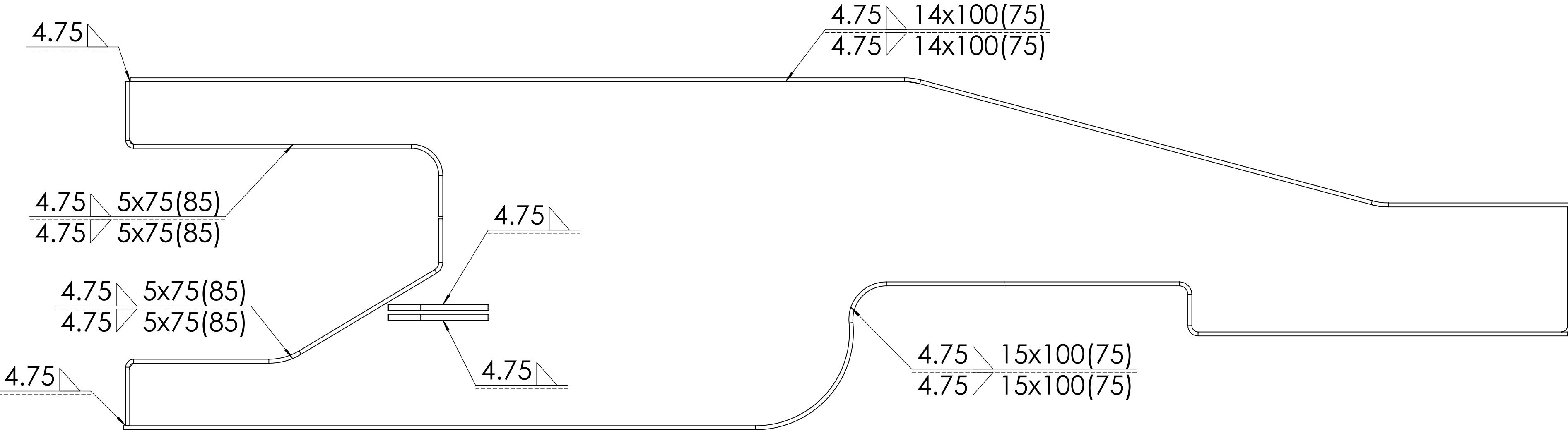
	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20	
Descripcion: BASTIDOR FIJO DERECHO							
Codigo: Bas 001			Hoja: 2-3				

TOLERANCIA PLEGADOS		
Esesor	Dimencional	± 1°
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



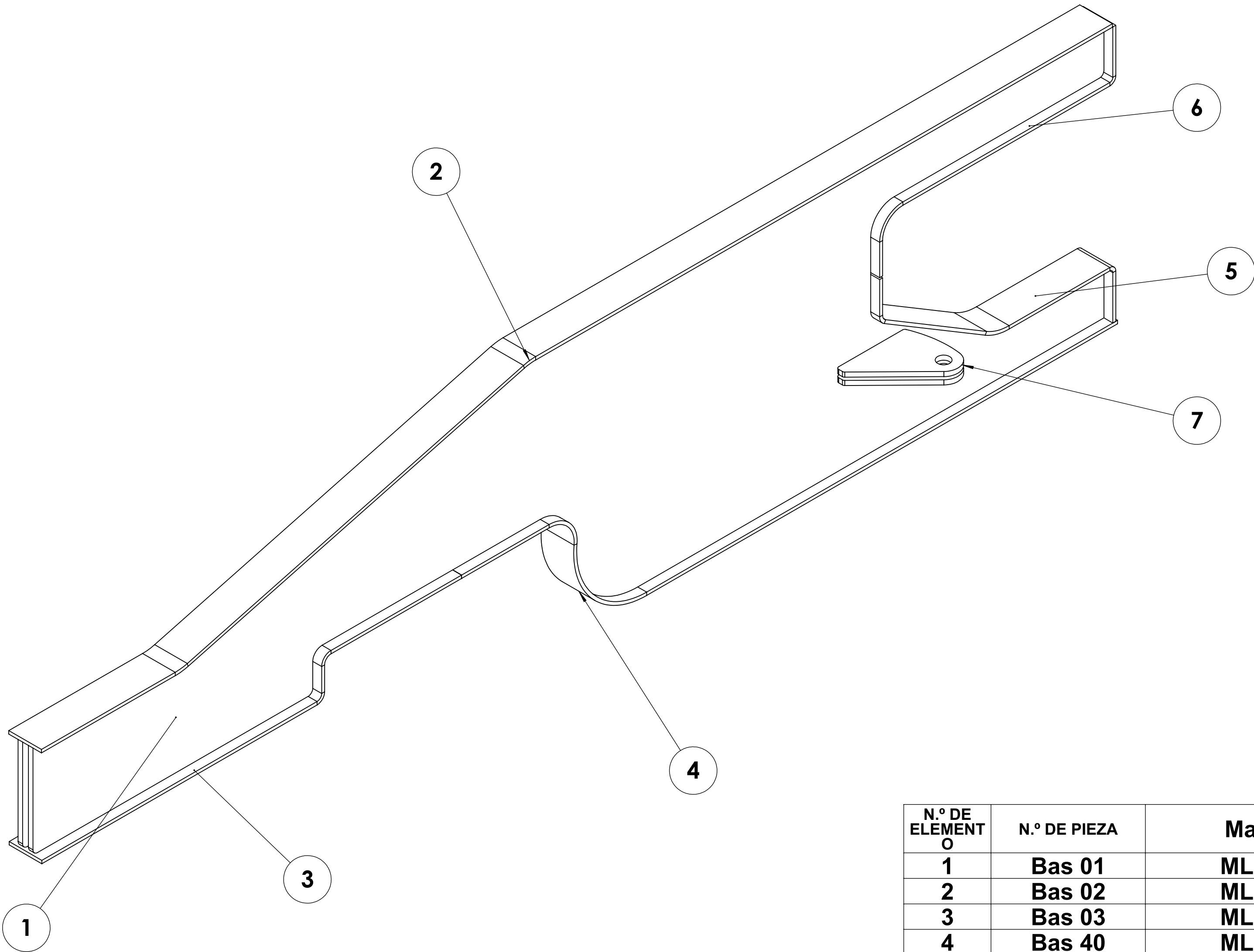
	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: BASTIDOR FIJO DERECHO						
Codigo: Bas 001			Hoja: 3-3			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



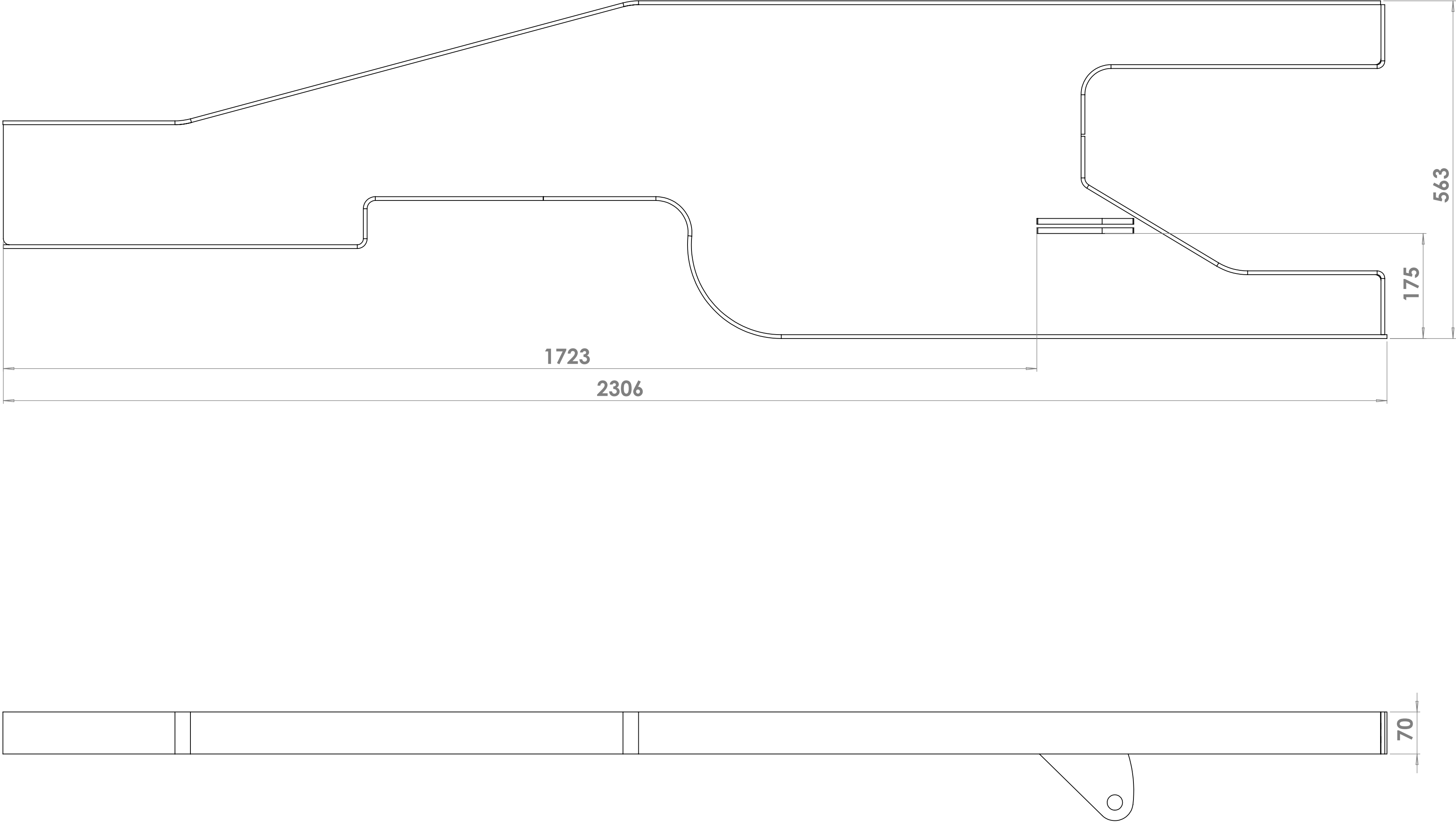
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
1	Bas 01	MLC-420	2
2	Bas 02	MLC-420	1
3	Bas 03	MLC-420	1
4	Bas 40	MLC-420	1
5	Bas 05	MLC-420	1
6	Bas 06	MLC-420	1
7	Bas 103	MLC-420	2

	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: BASTIDOR FIJO IZQUIERDO						
Codigo: Bas 003			Hoja: 1-3			

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					
Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

TOLERANCIA PLEGADOS		
Espesor	Dimencional	± 1°
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



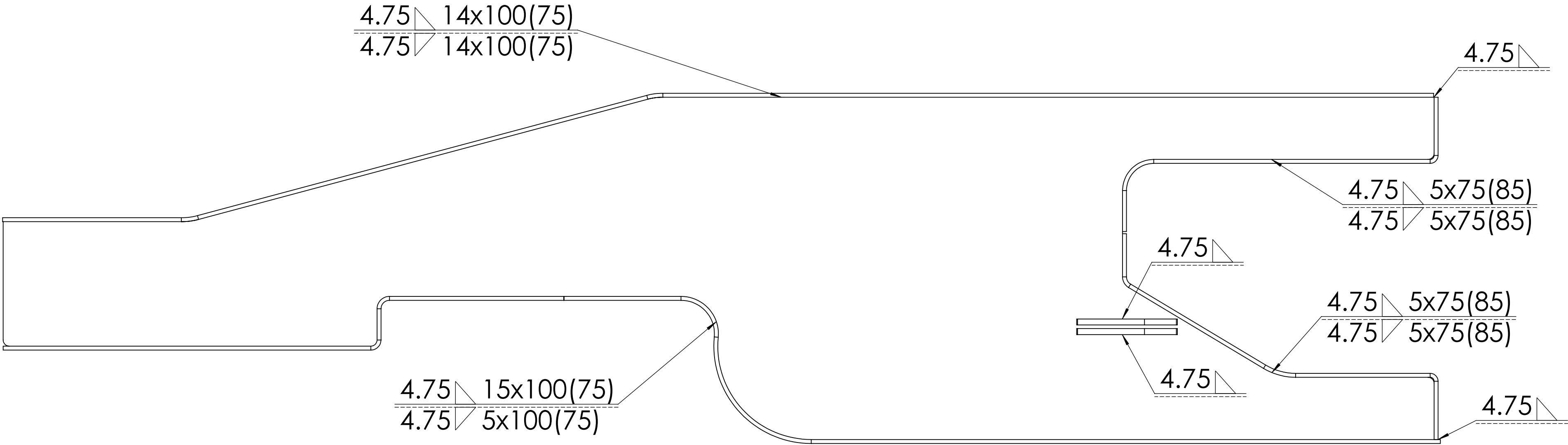
	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: BASTIDOR FIJO IZQUIERDO						
Codigo: Bas 003			Hoja: 2-3			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



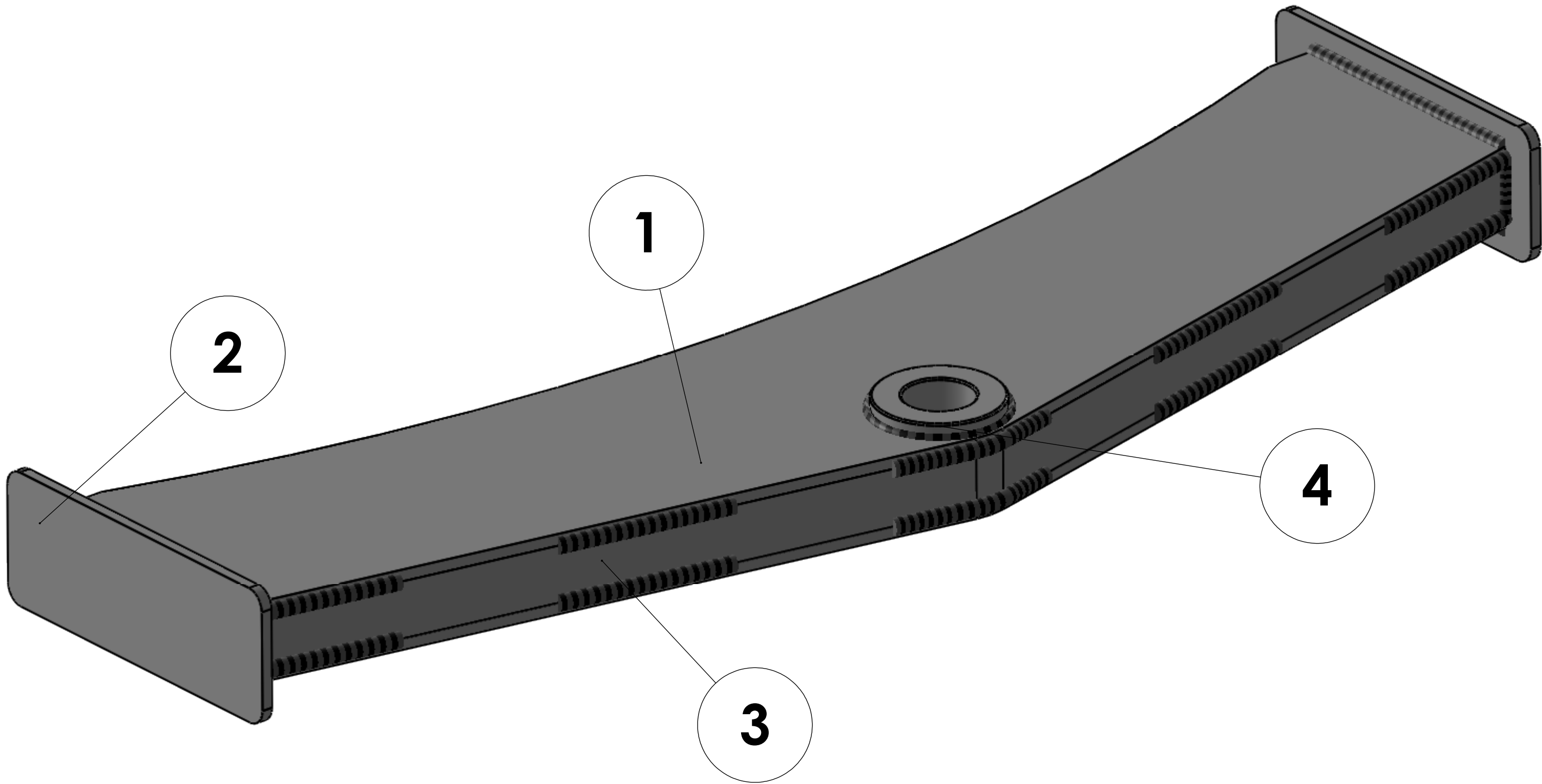
	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: BASTIDOR FIJO IZQUIERDO						
Codigo: Bas 003			Hoja: 3-3			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



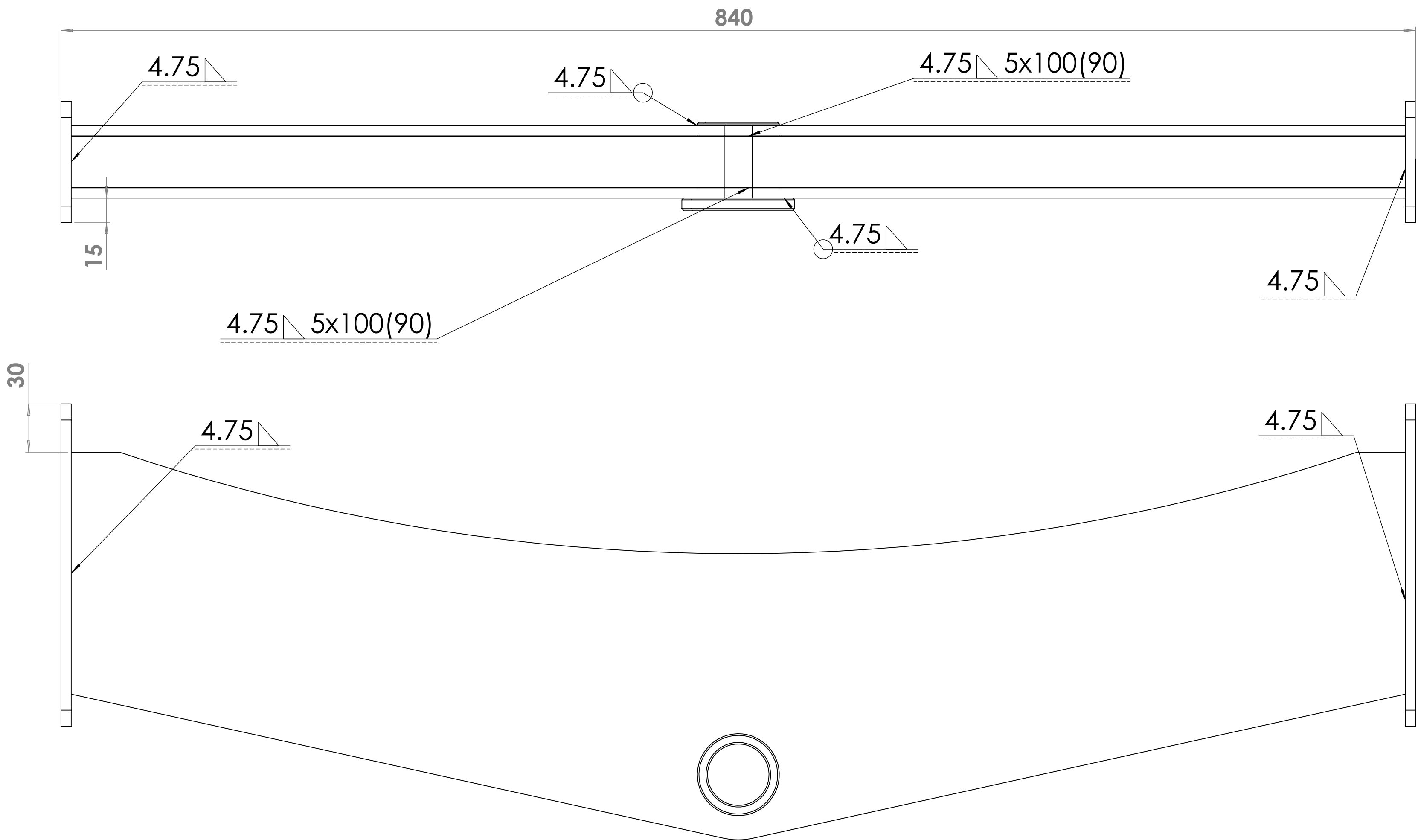
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Bas 10	MLC 420	2
2	Bas 11	MLC 420	2
3	Bas 62	MLC 420	1
4	Bas 72	SAE 1045	1

	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5	
Descripcion: PIVOTE SUPERIOR BASTIDOR							
Codigo: Bas 004			Hoja: 1-2				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					
Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5	
Descripcion: PIVOTE SUPERIOR BASTIDOR							
Codigo: Bas 004			Hoja: 2-2				

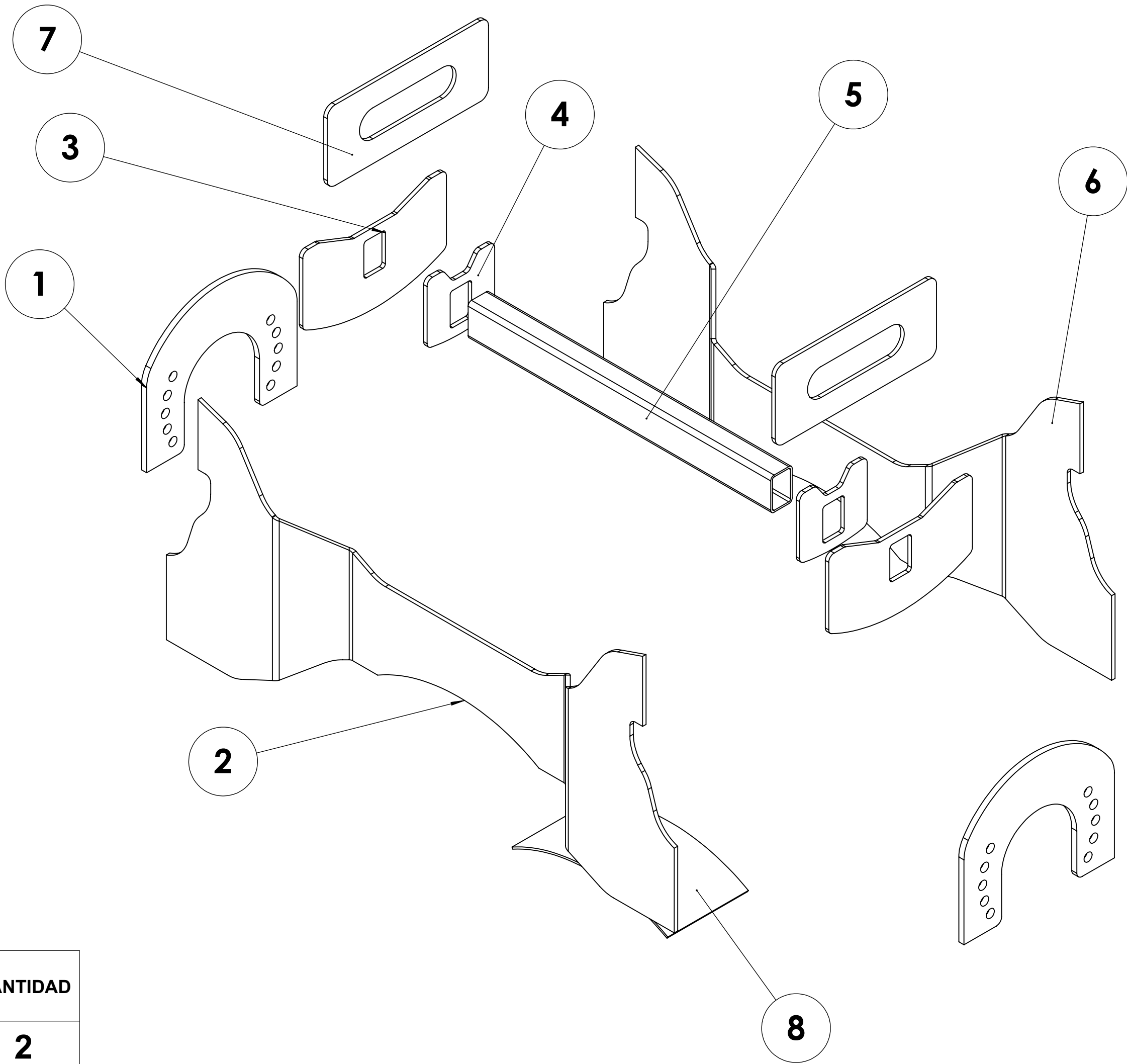
TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80
Corte lineal	± 1.0			

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Bas 75	MLC 420	2
2	Bas 76	MLC 420	1
3	Bas 77	MLC 420	2
4	Bas 78	MLC 420	2
5	Bas 79	ASTM A36	1
6	Bas 74	MLC 420	1
7	Bas 81	MLC 420	2
8	Bas 82	MLC 420	1



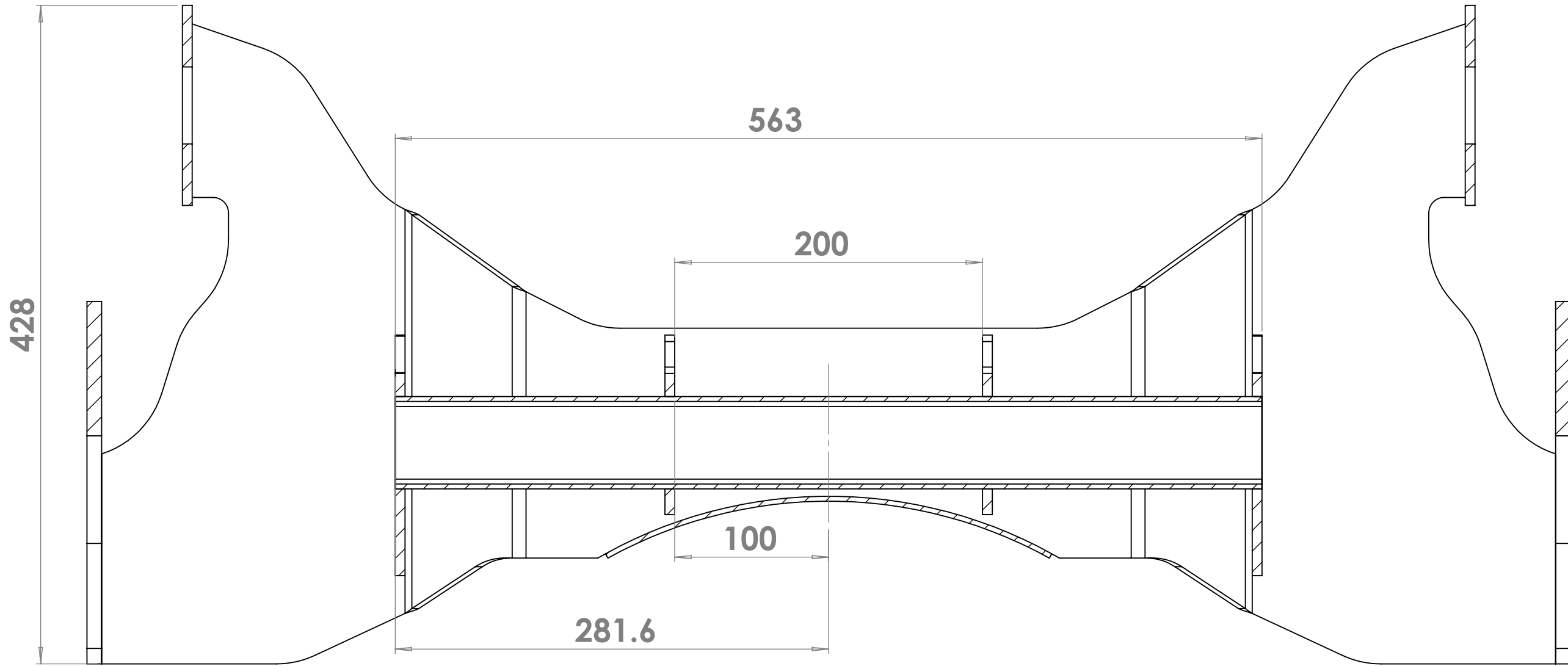
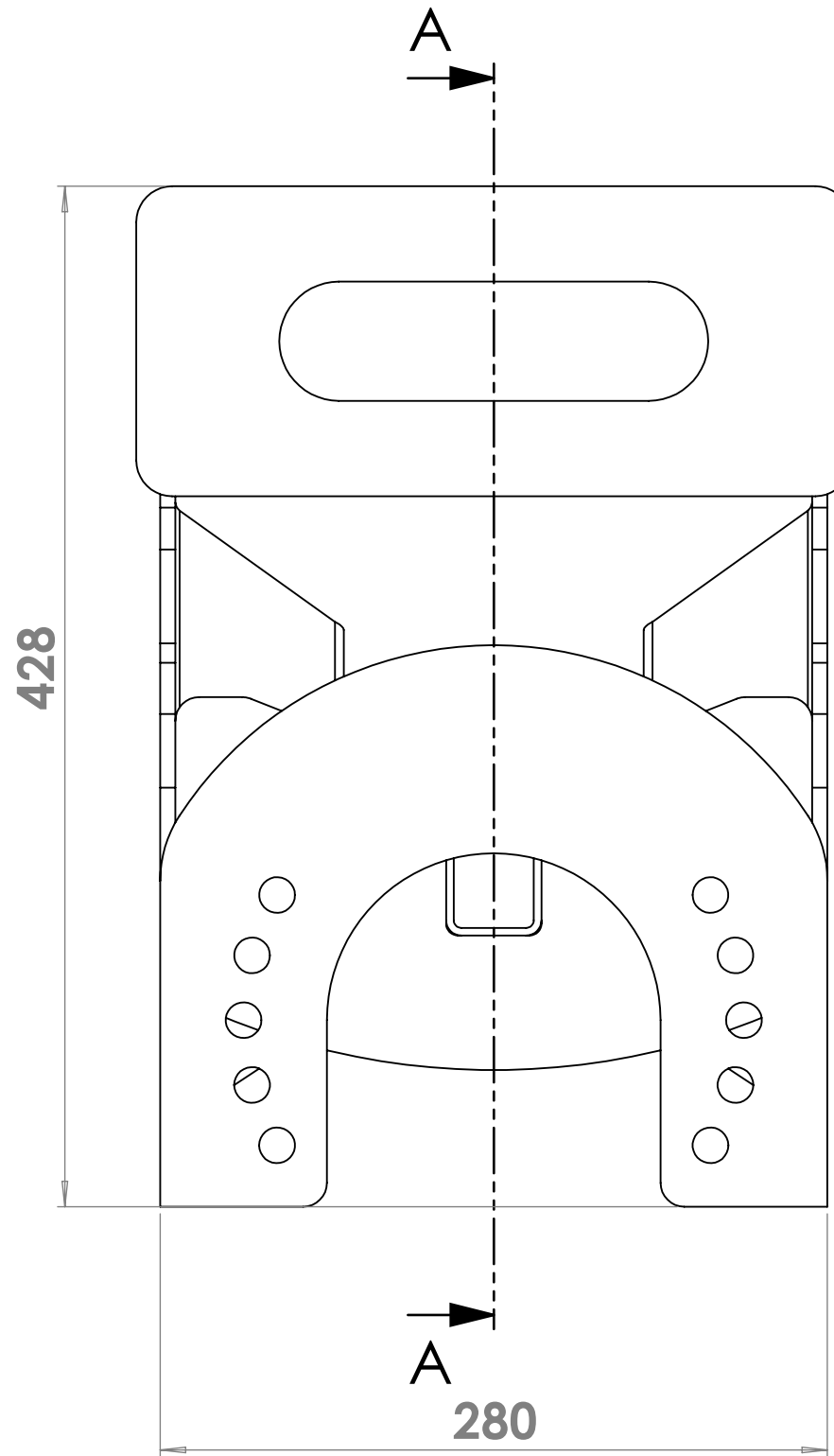
Cant: 1		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:5		Descripcion: EJE TRACERO BASTIDOR		Hoja: 1-3			
Codigo: Bas 008							

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

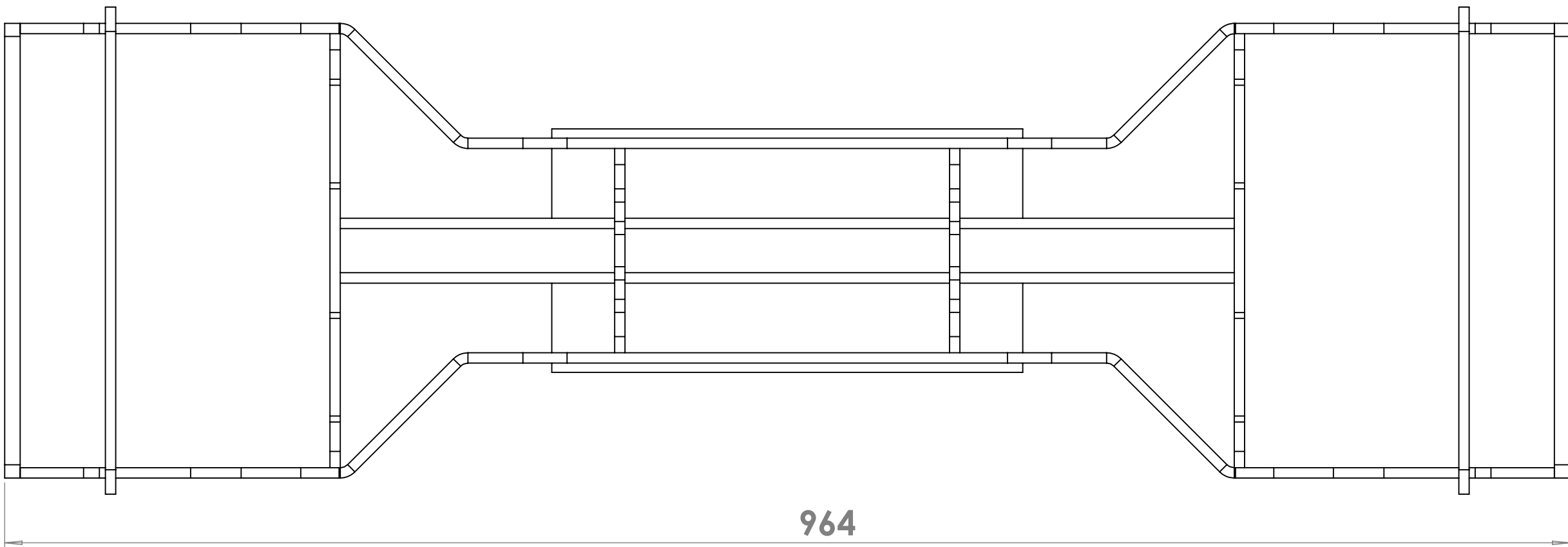
Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



SECCIÓN A-A



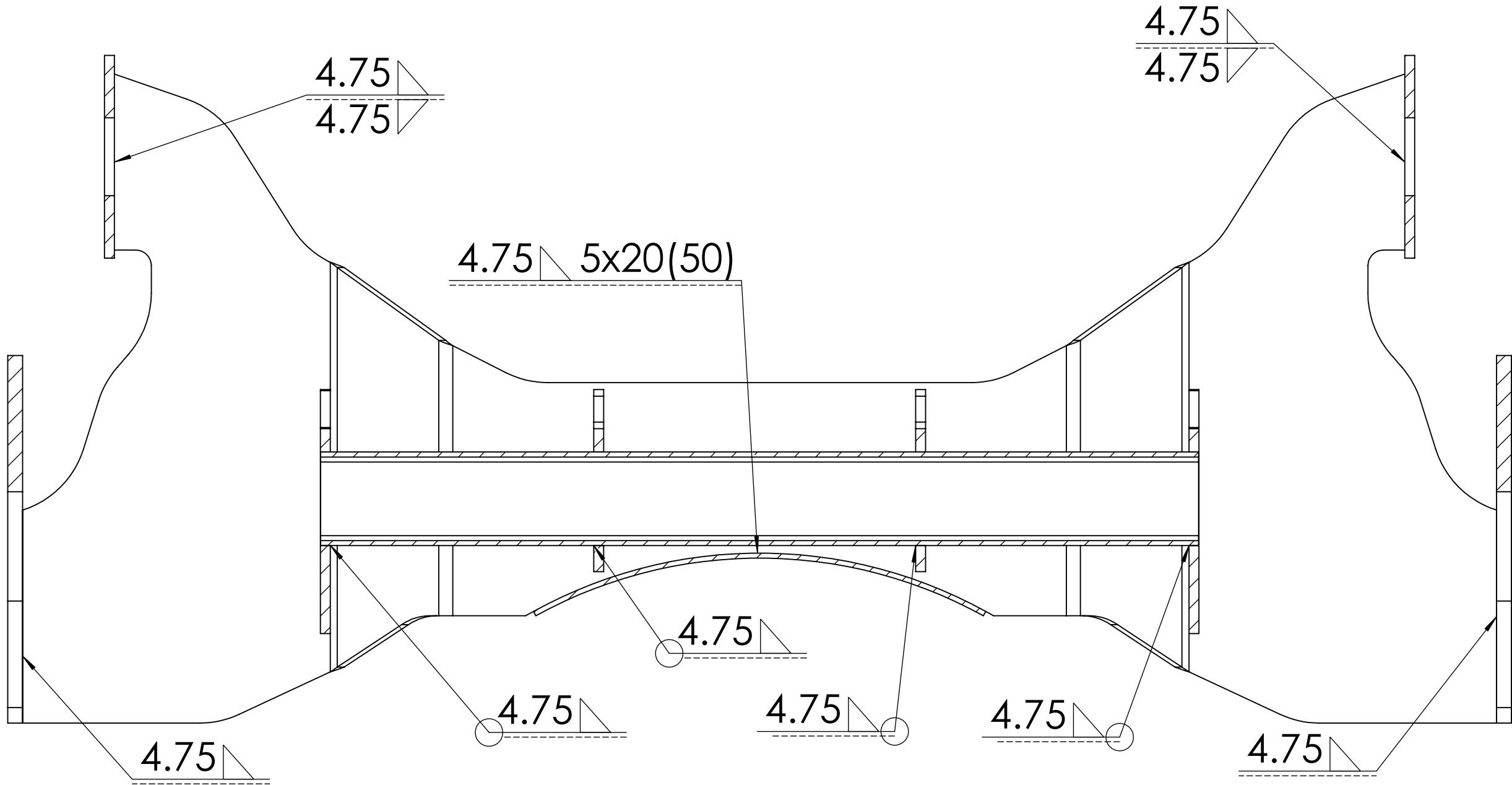
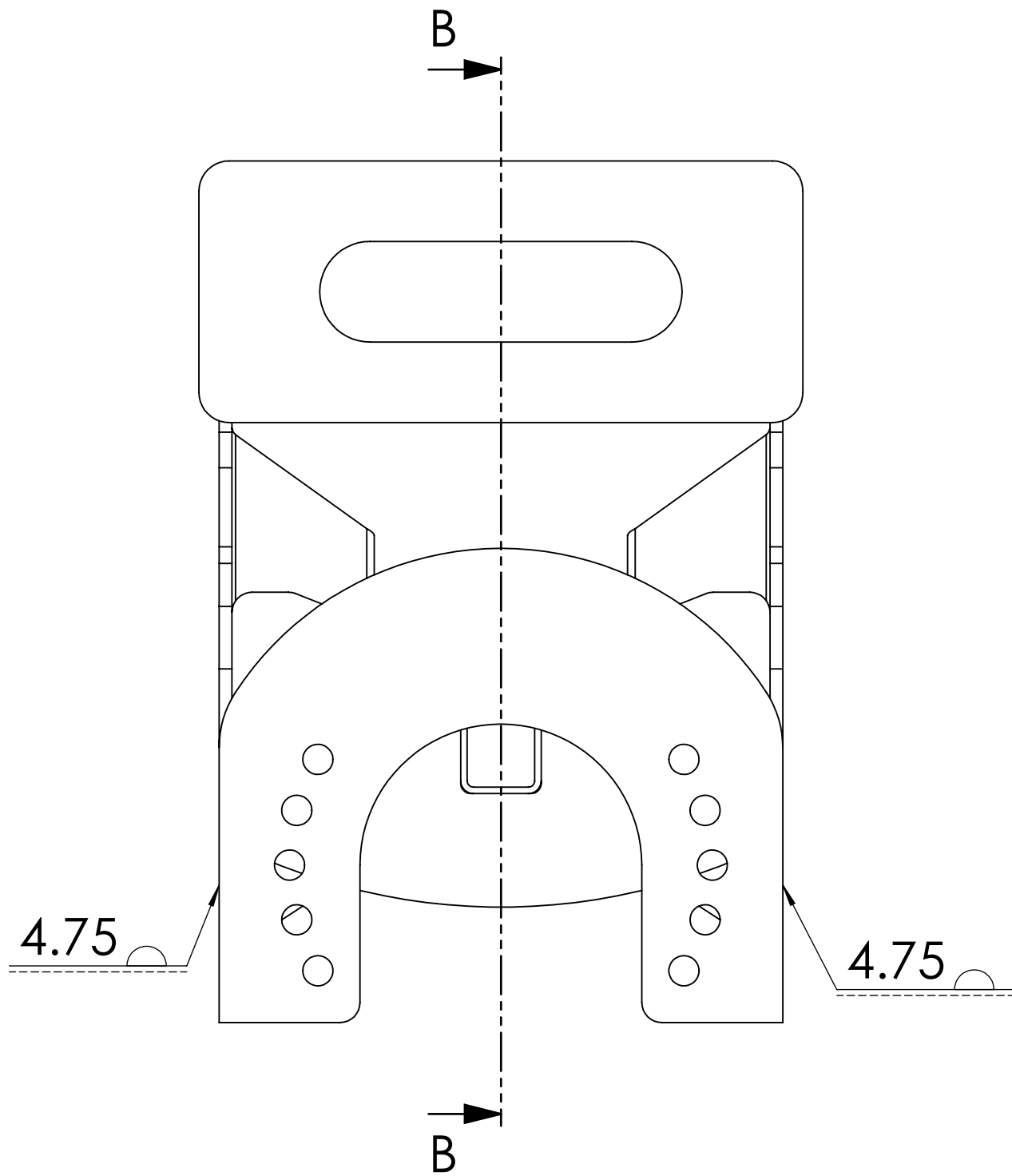
	Cant:	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5	
Descripcion: EJE TRACERO BASTIDOR							
Codigo: Bas 008			Hoja: 2-3				

TOLERANCIA PLEGADOS				
Esesor	Dimencional	± 1°		
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°		
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°		
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°		

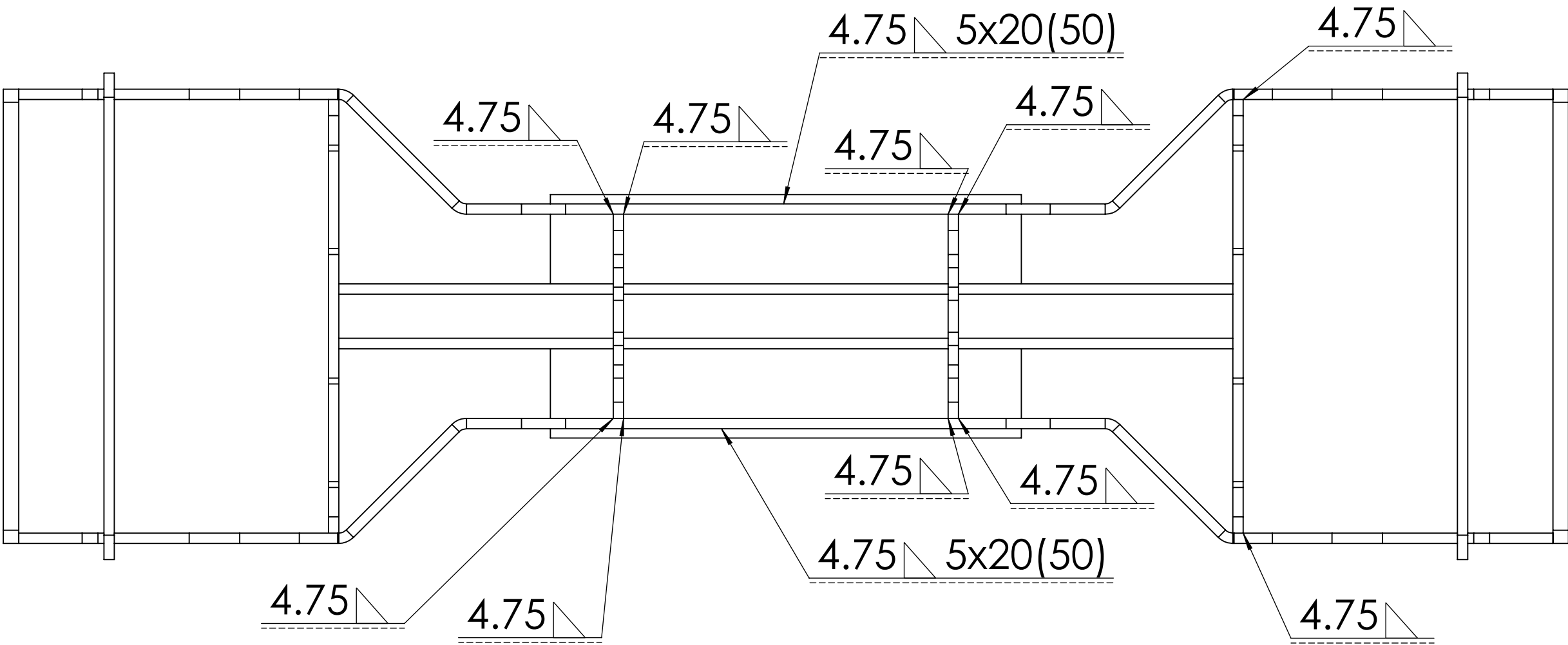
Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



SECCIÓN B-B



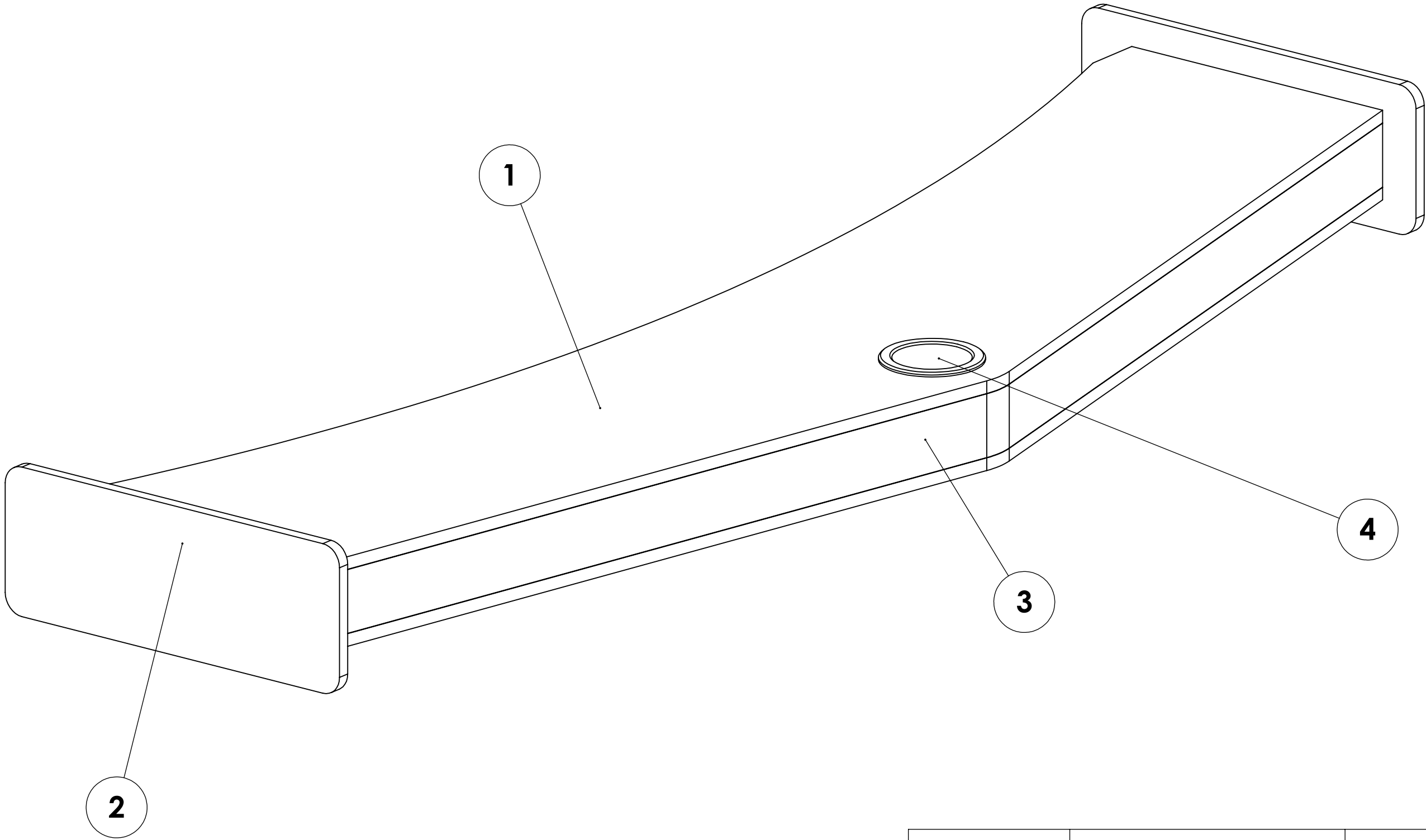
	Cant:	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5	
Descripcion: EJE TRACERO BASTIDOR							
Codigo: Bas 008			Hoja: 3-3				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Bas 10	MLC 420	2
2	Bas 11	MLC 420	2
3	Bas 62	MLC 420	1
4	Bas 73	SAE 1045	1

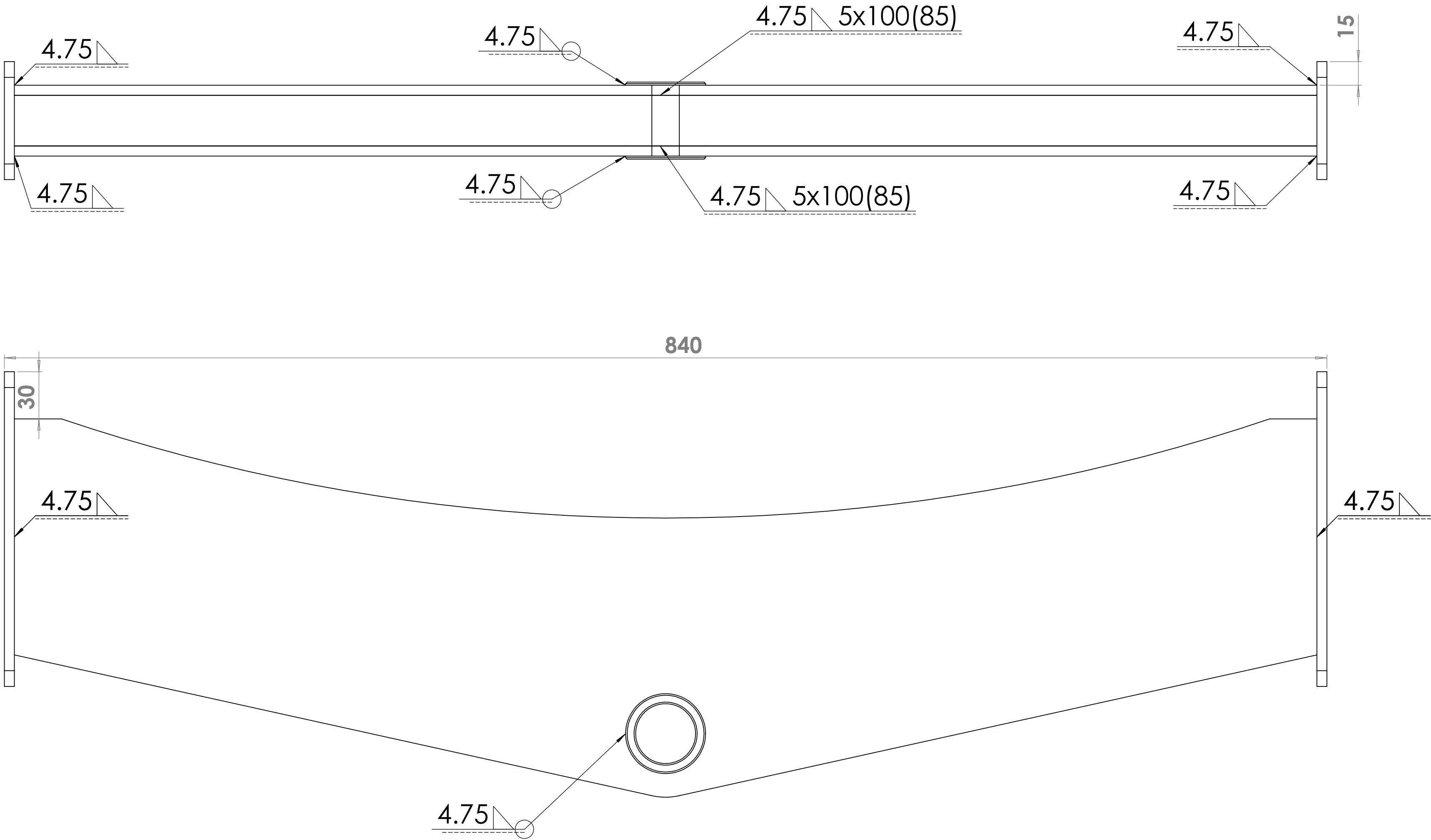
	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5	
Descripcion: PIVOTE INFERIOR BASTIDOR							
Codigo: Bas 0025			Hoja: 1-2				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:5
Descripcion: PIVOTE INFERIOR BASTIDOR						
Codigo: Bas 0025			Hoja: 2-2			

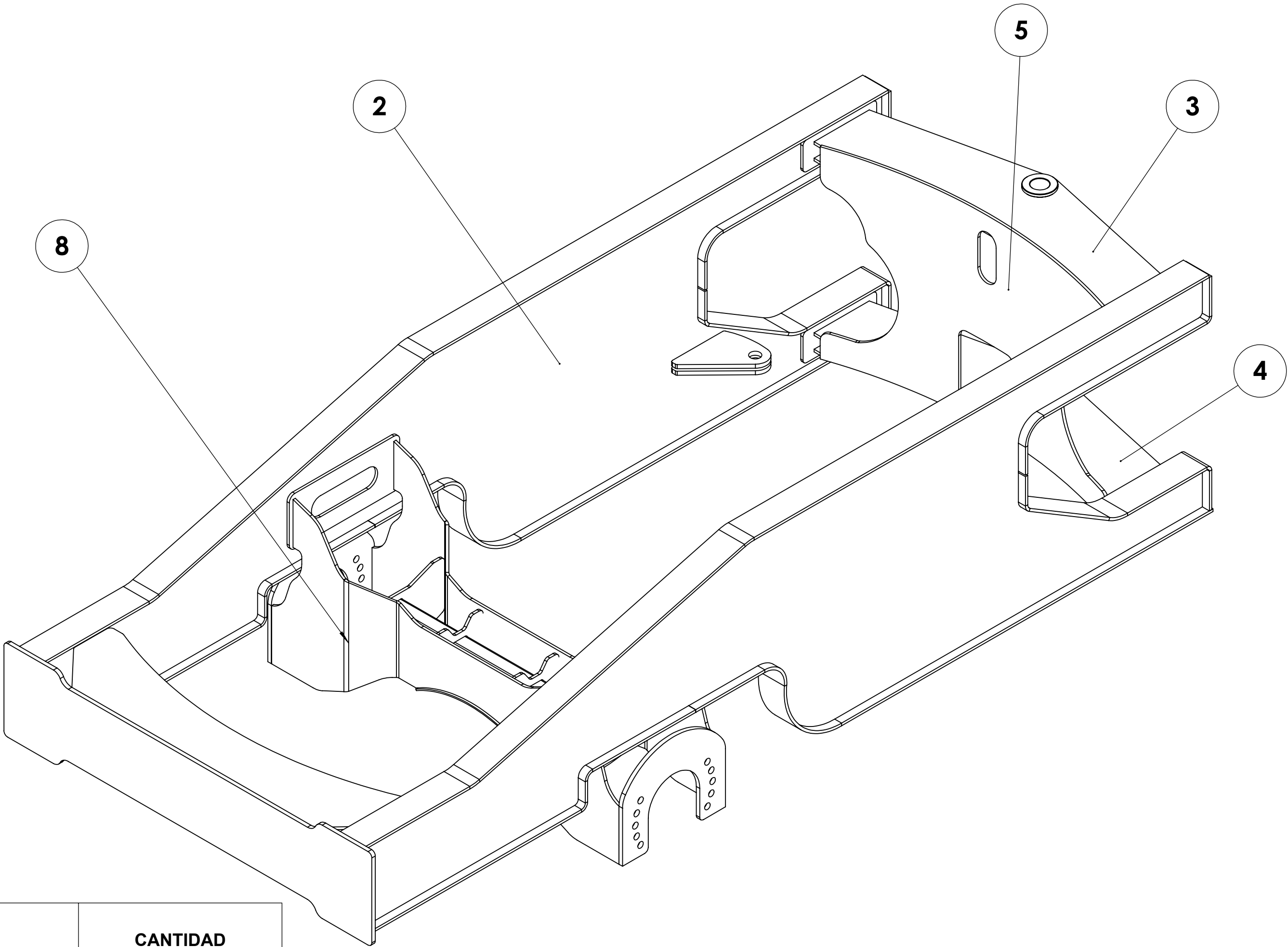
TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

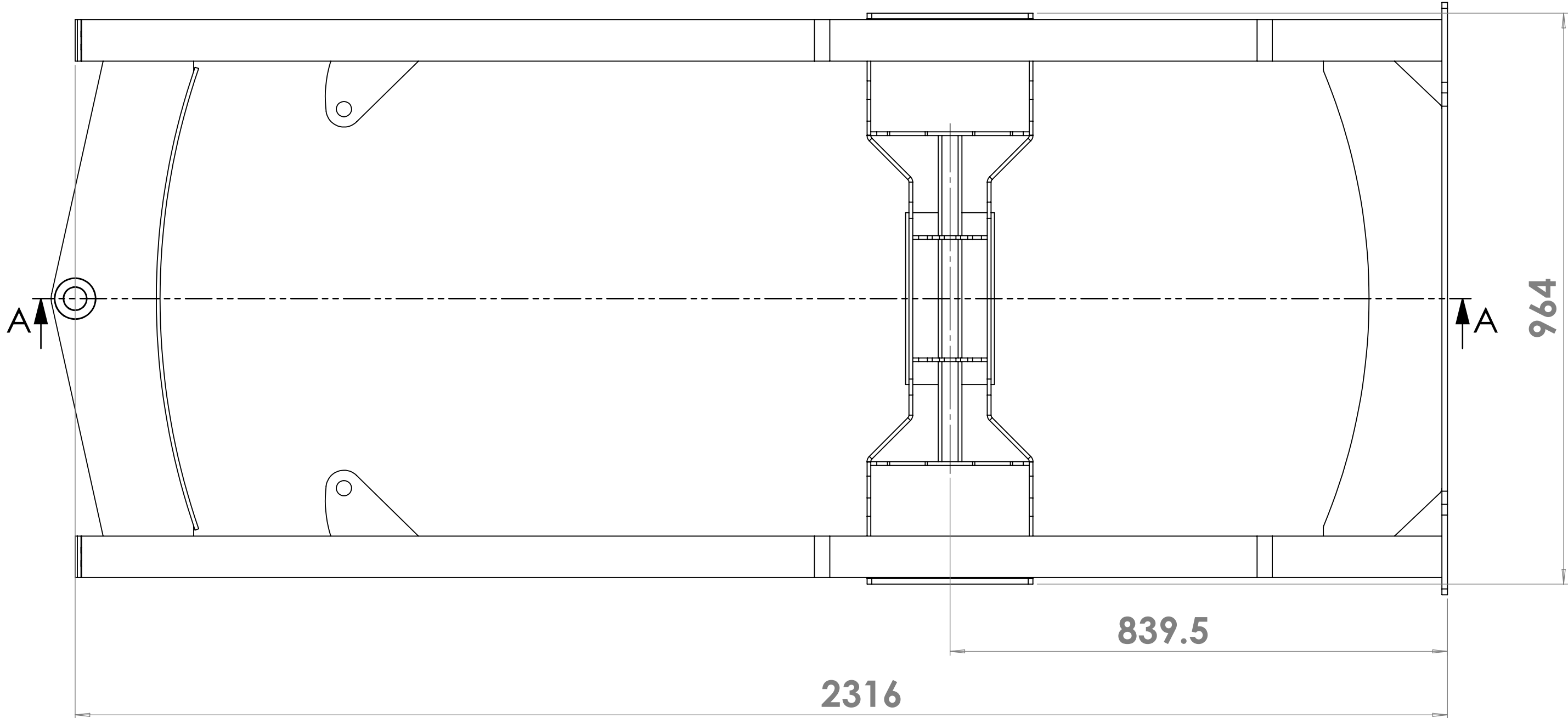
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Bas 001	1
2	Bas 003	1
3	Bas 004	1
4	Bas 0025	1
5	Bas 12	1
6	Bas 16	2
7	Bas 15	1
8	Bas 008	1



	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR						
Codigo: Bas 002			Hoja: 1-3			

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					TOLERANCIA PLEGADOS		
Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999	Espesor	Dimencional
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0	0 ≤ 1/4"	± 1°
Corte lineal						1/4" ≤ 1/2"	± 1°
						1/2" ≤ 1" 1/2	± 1°

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



SECCIÓN A-A

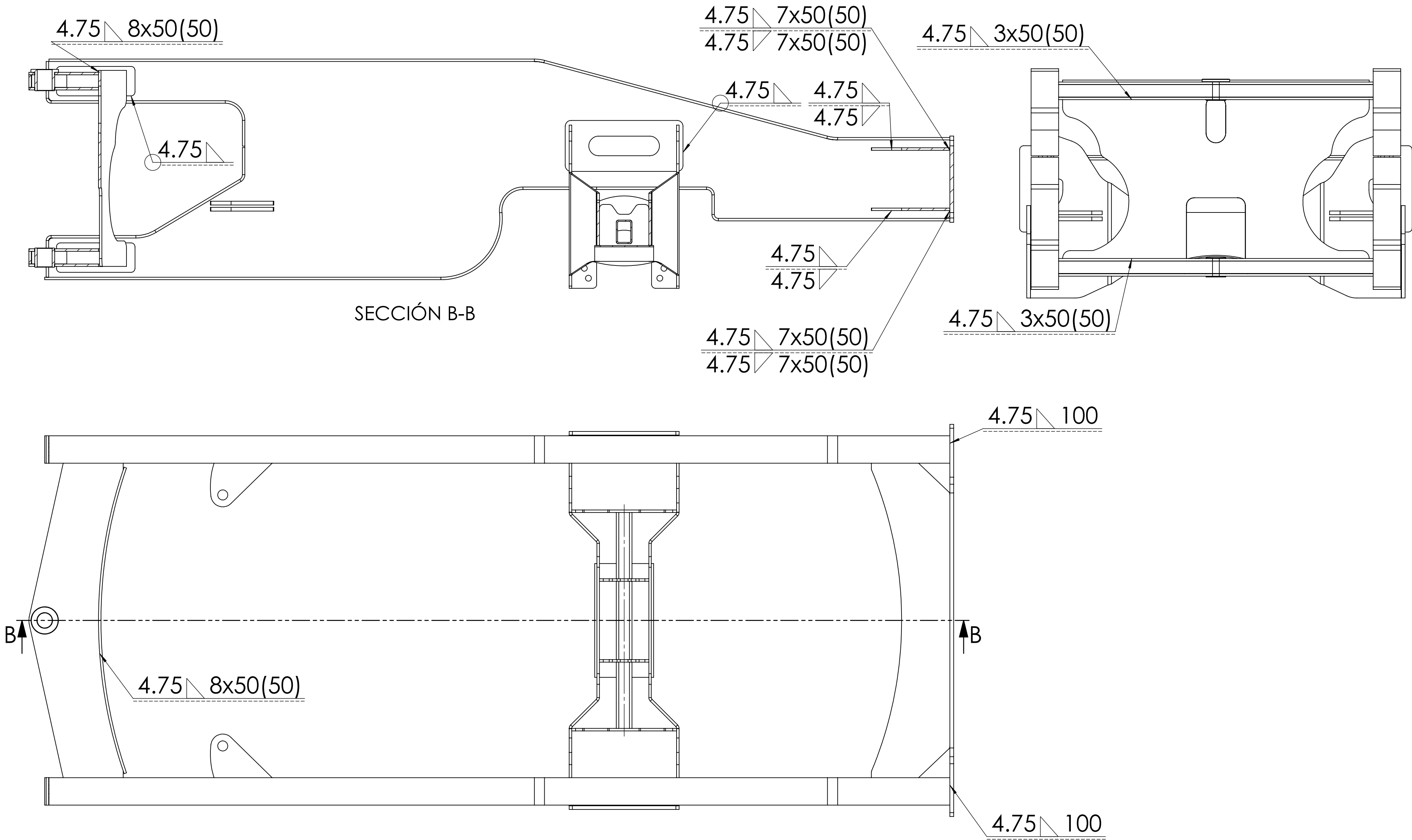
	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20	
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR							
Codigo: Bas 002			Hoja: 1-3				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



	Cant: 1	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR						
Codigo: Bas 002			Hoja: 3-3			

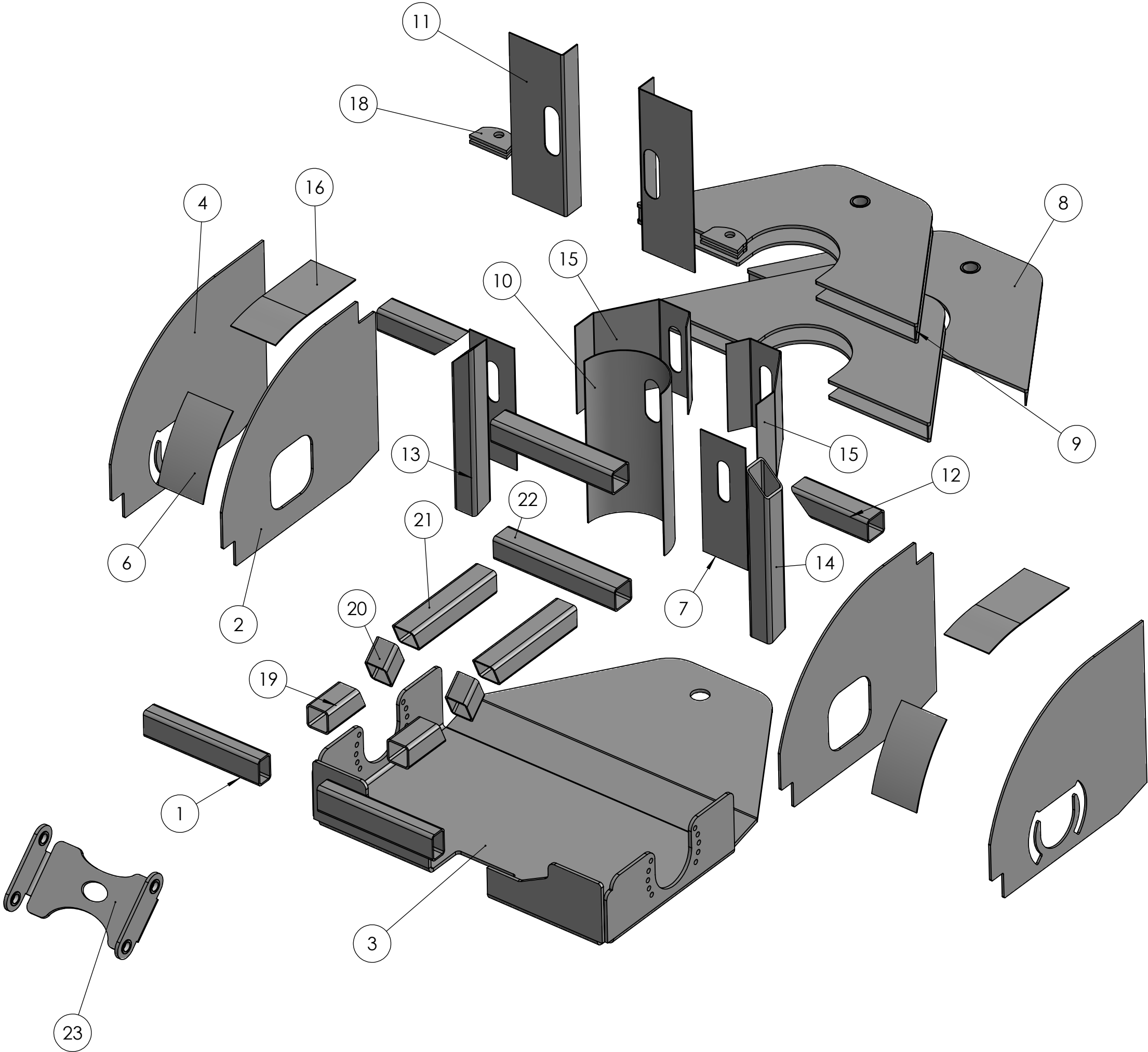
TOLERANCIA PLEGADOS				
Esesor	Dimencional			
0 ≤ 1/4"	± 1°			
1/4" ≤ 1/2"	± 1°			
1/2" ≤ 1" 1/2	± 1°			

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Bas 28	ASTM A36	2
2	Bas 53	MLC 420	2
3	Bas 41	MLC 420	1
4	Bas 55	MLC 420	1
5	Bas 59	MLC 420	1
6	Bas 60	MLC 420	2
7	Bas 61	MLC 420	2
8	Bas 64	MLC 420	5
9	Bas 58	MLC 420	3
10	Bas 66	MLC 420	1
11	Bas 67	MLC 420	2
12	Bas 29	ASTM A36	2
13	Bas 68	ASTM A36	1
14	Bas 69	ASTM A 36	1
15	Bas 70	MLC 420	2
16	Bas 71	MLC 420	2
17	Bas 27	SAE 1045	3
18	Bas 104	MLC 420	4
19	Bas 161	ASTM A 36	2
20	Bas 162	ASTM A 36	2
21	Bas 163	ASTM A 36	2
22	Bas 164	ASTM A 36	2
23	mod 2 - 006		1



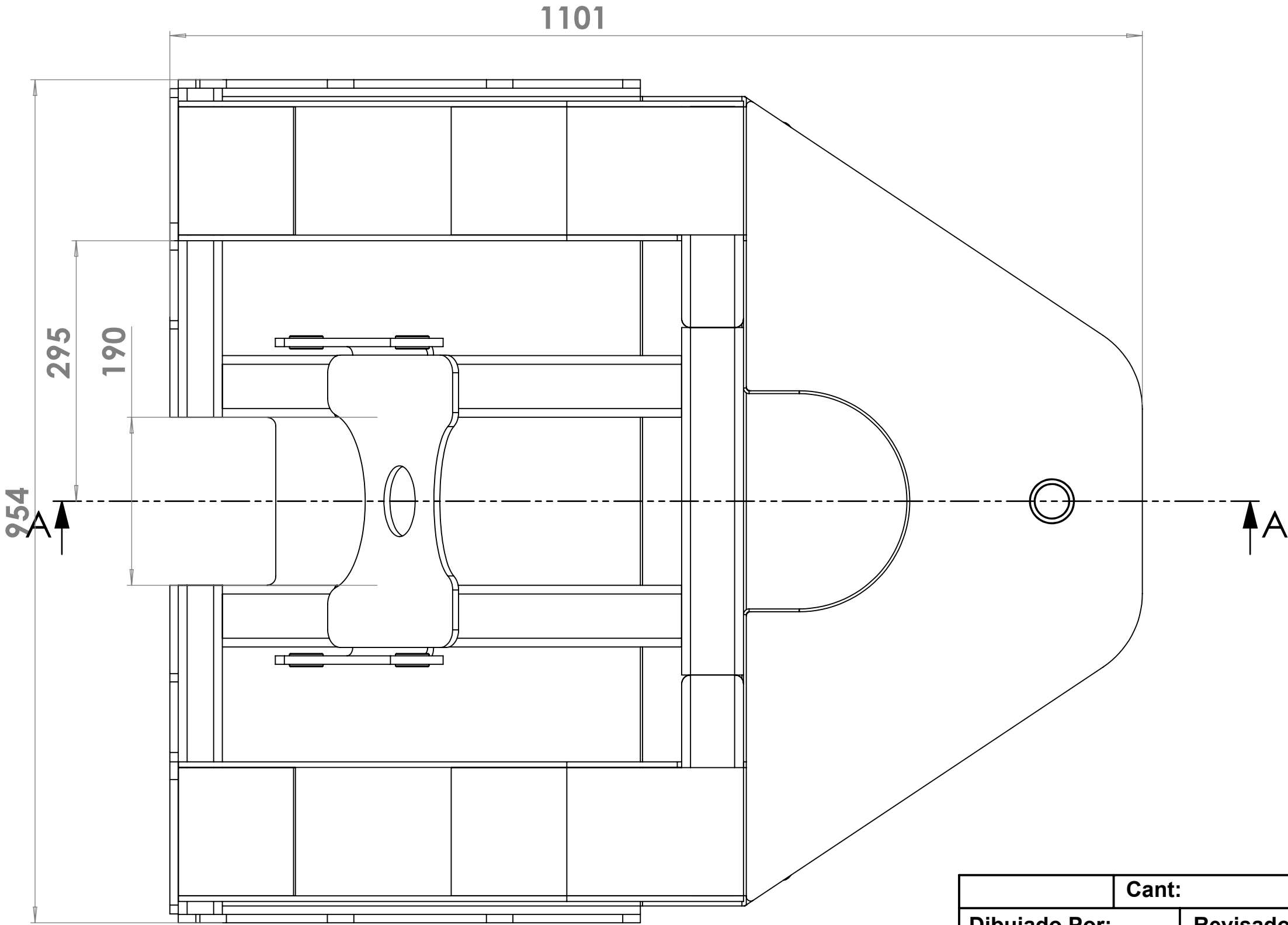
Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:50		Descripcion: SUBCONJUNTO BASTIDOR ARTICULADO		Codigo: mod 2 - 002		Hoja: 1-5	

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

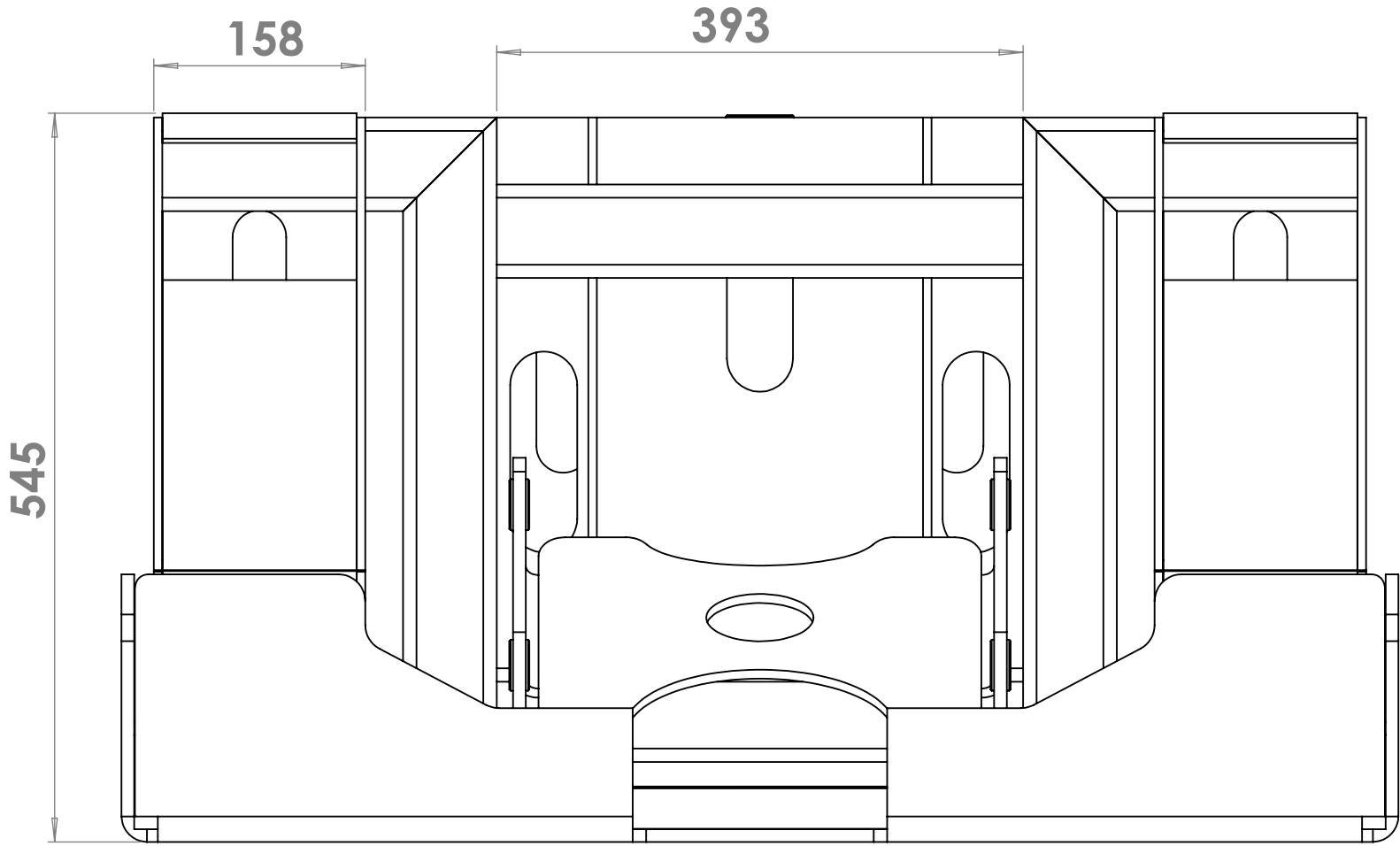
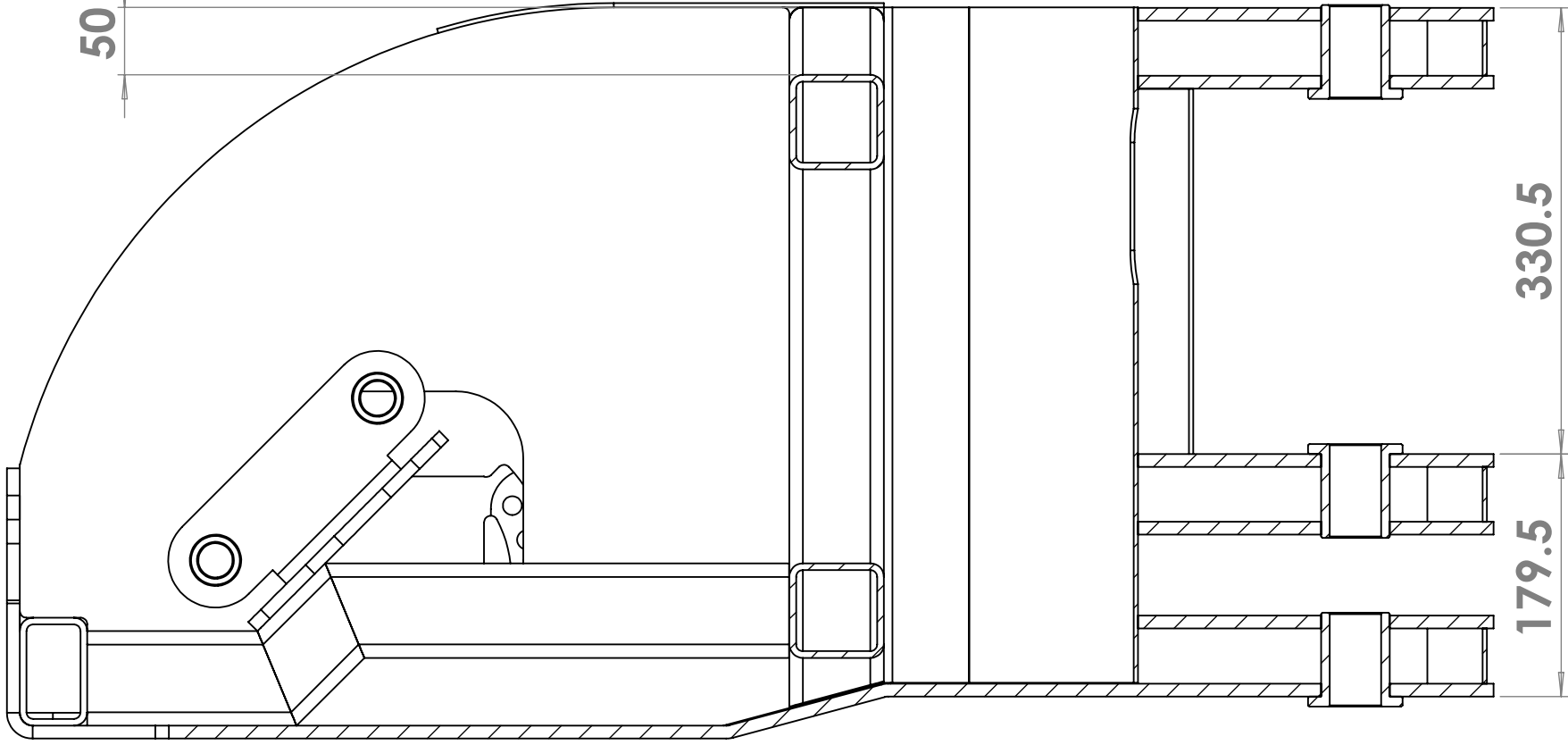
Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



SECCIÓN A-A



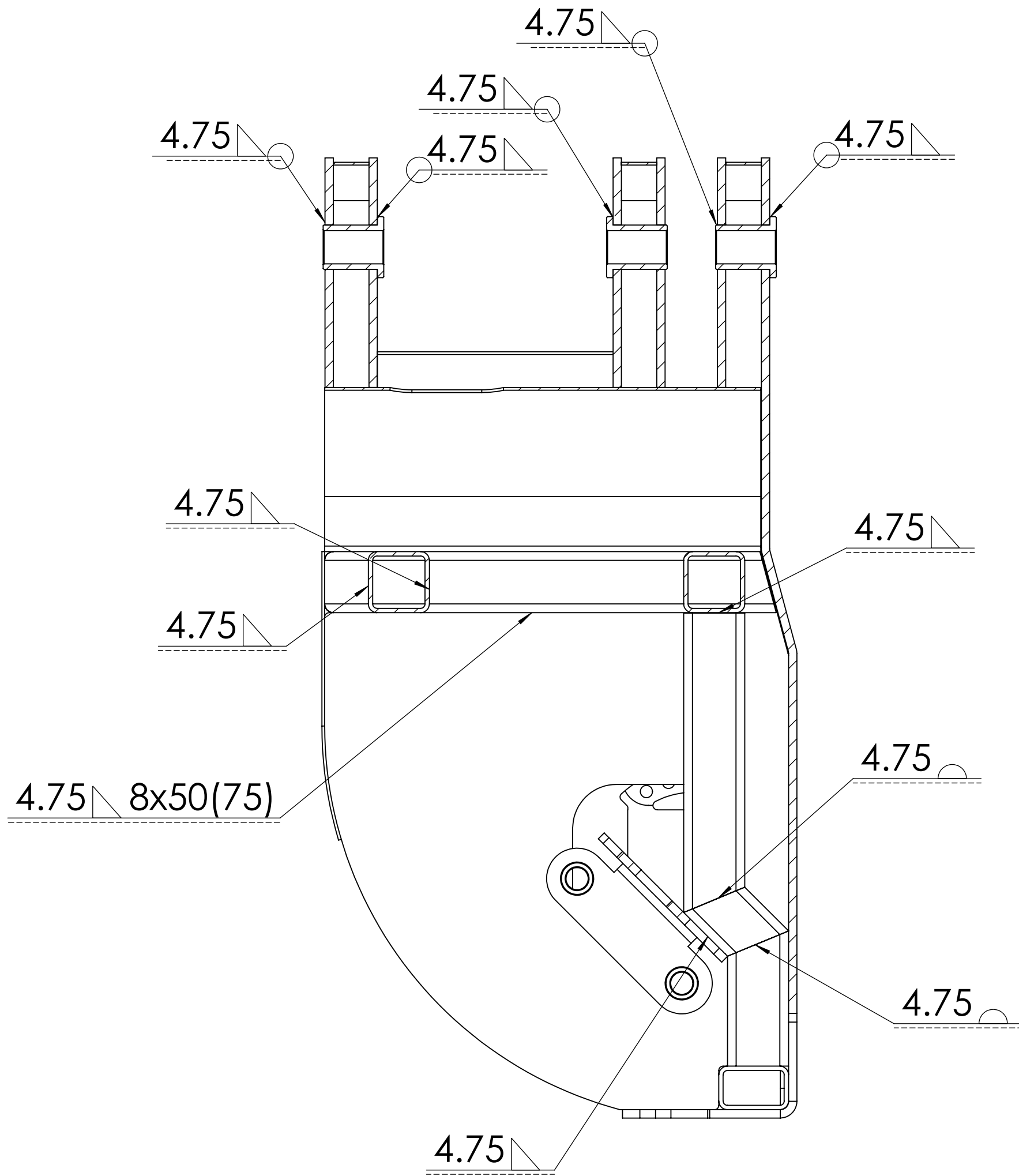
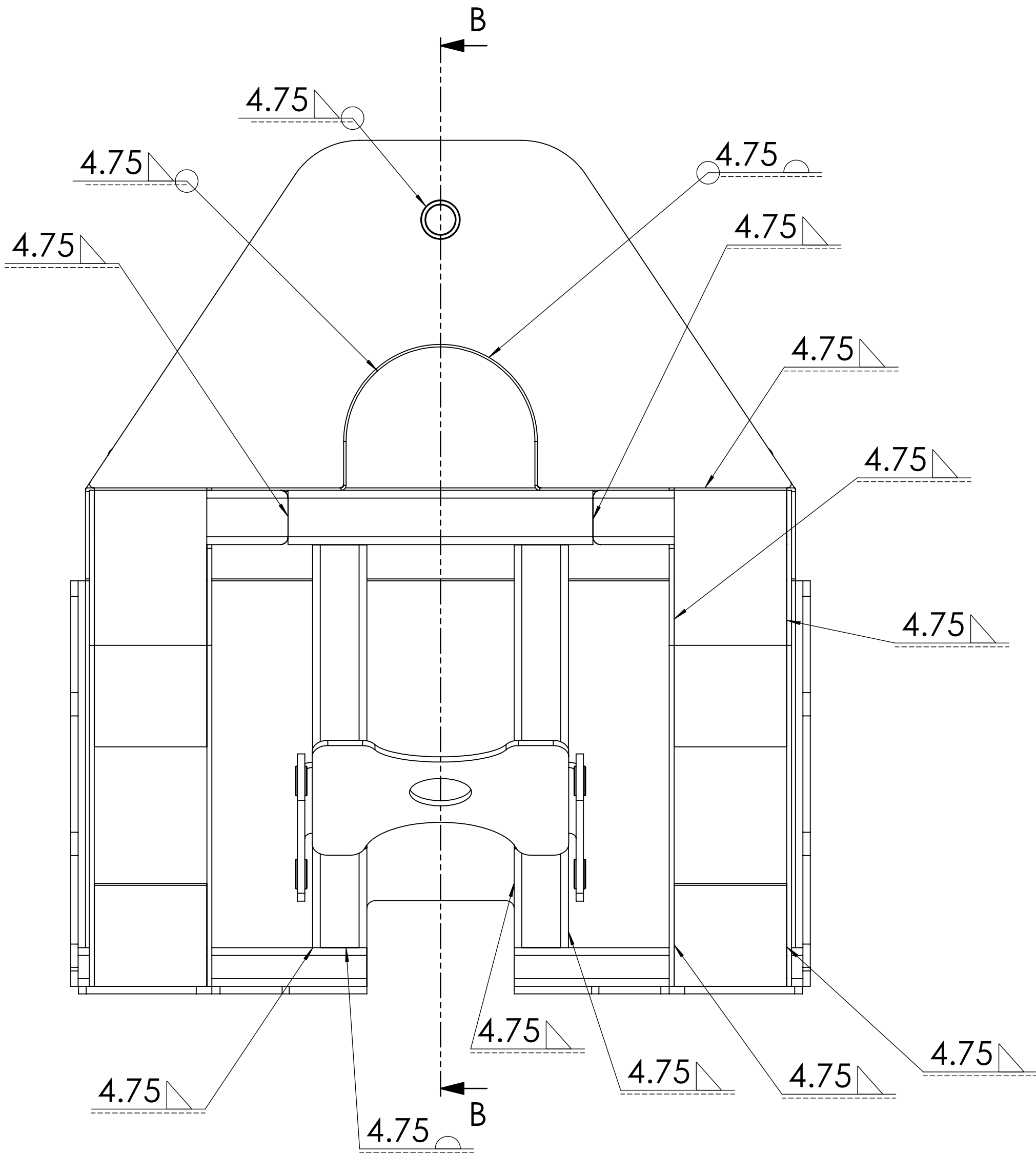
	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: SUBCONJUNTO BASTIDOR ARTICULADO						
Codigo: mod 2 - 002			Hoja: 2-5			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Espeor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

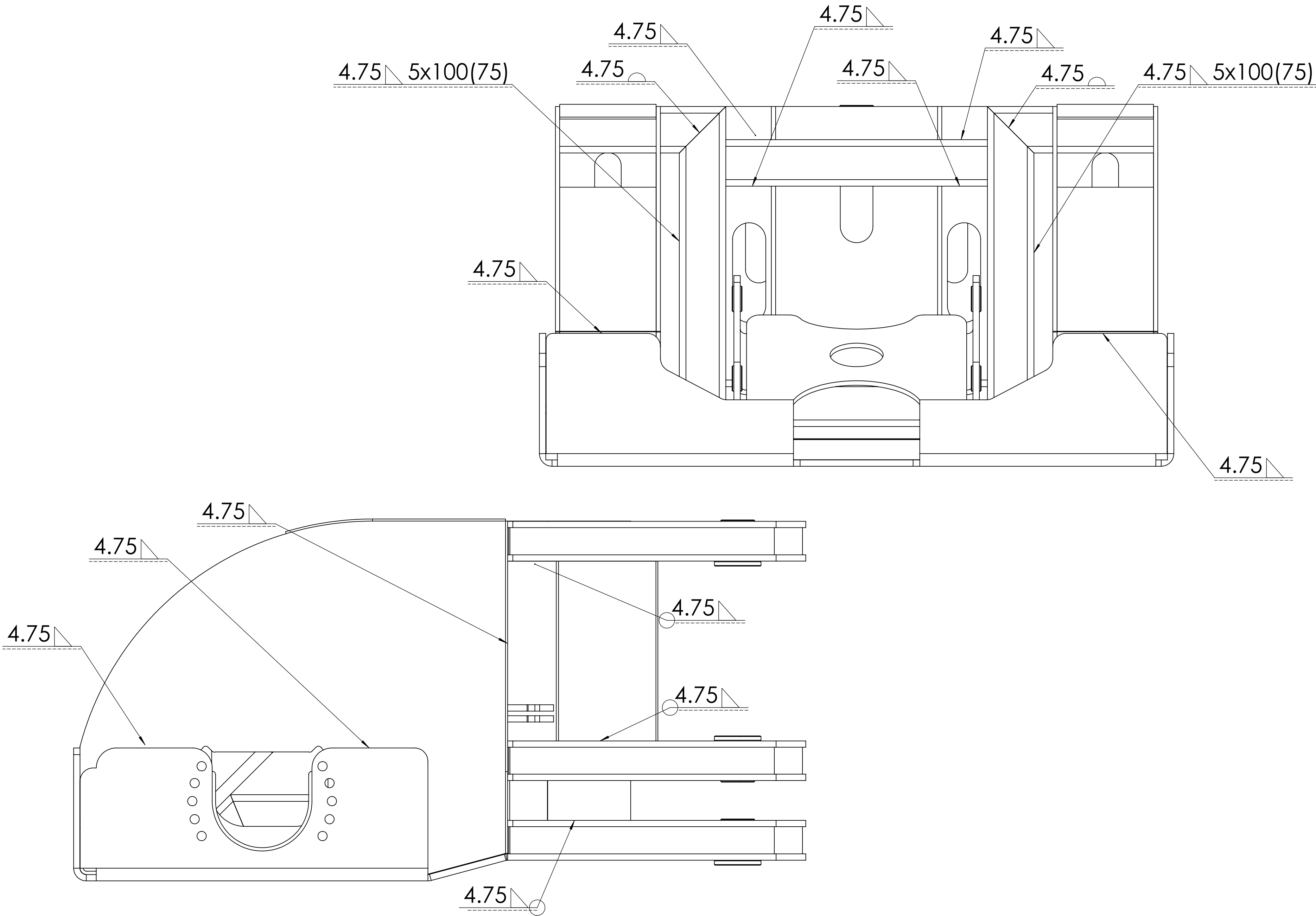


SECCIÓN B-B

Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:20		Descripcion: SUBCONJUNTO BASTIDOR ARTICULADO		Codigo: mod 2 - 002		Hoja: 3-5	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					TOLERANCIA PLEGADOS		
Gr de precision		0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999	± 1°
Corte lineal		± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0	± 1°
							± 1°
							± 1°
							± 1°

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



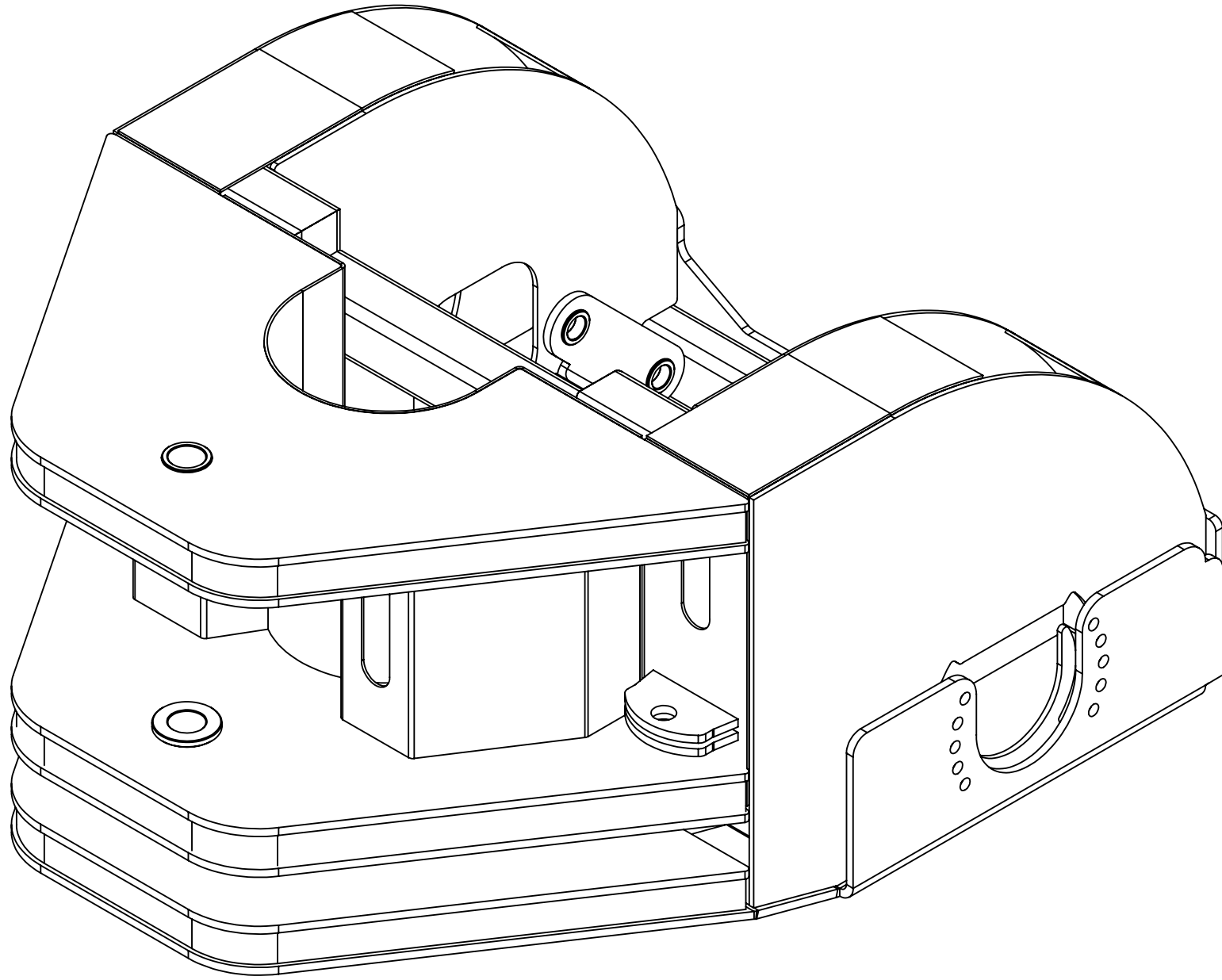
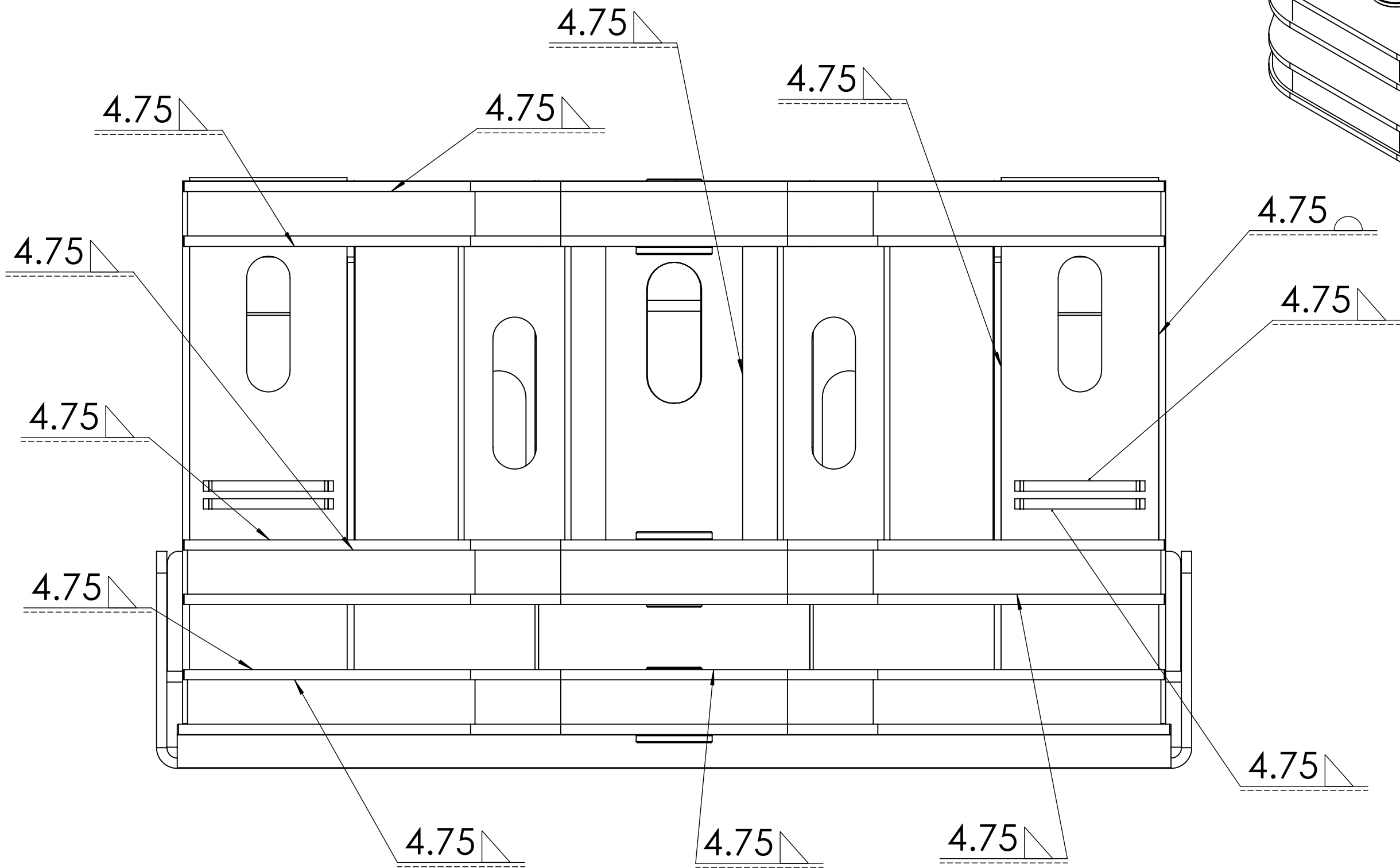
Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:20		Descripcion: SUBCONJUNTO BASTIDOR ARTICULADO		Hoja: 4-5			
Codigo: mod 2 - 002							

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



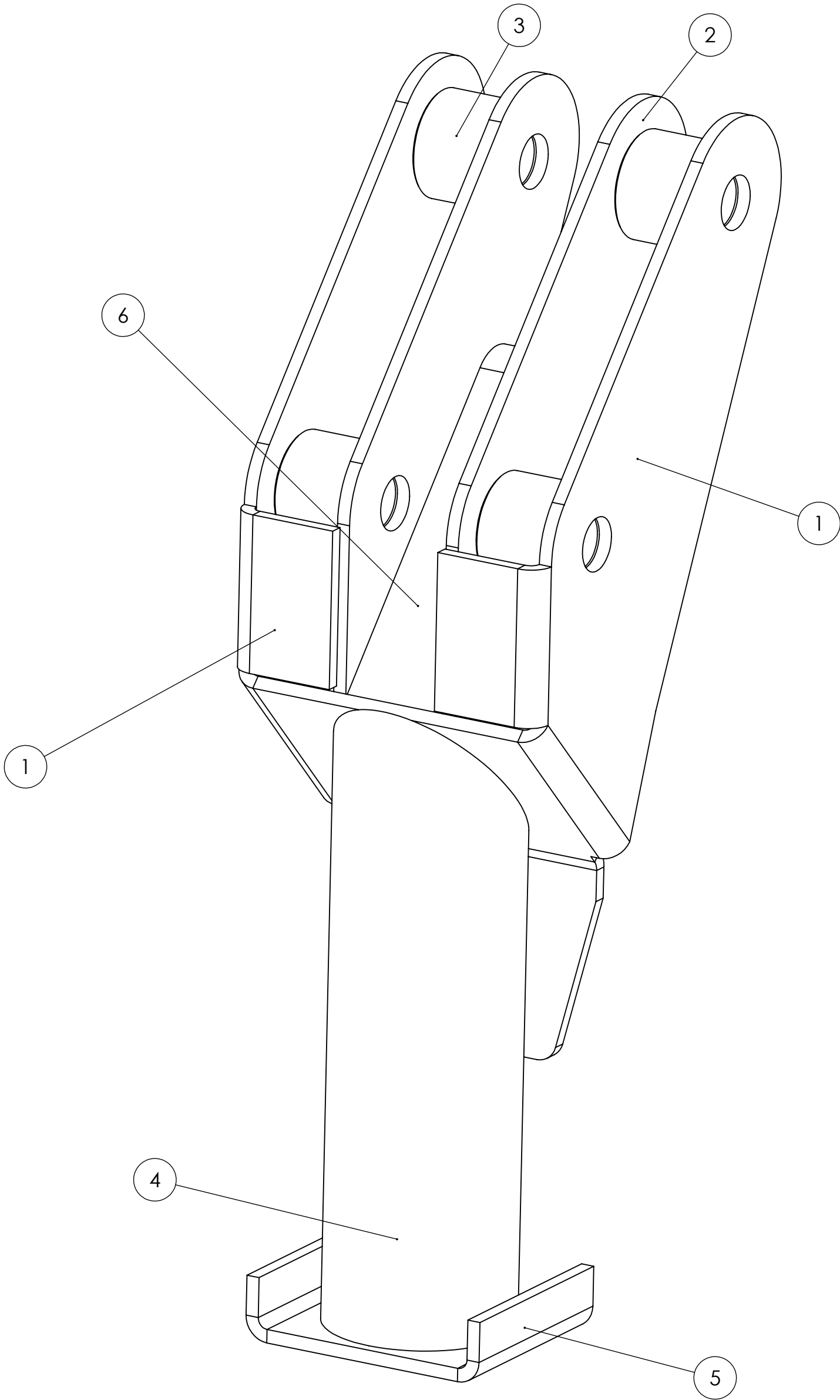
Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:20		Descripcion: SUBCONJUNTO BASTIDOR ARTICULADO		Codigo: mod 2 - 002		Hoja: 5-5	

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					
Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	MOD 2 010	MLC 420	1
2	MOD 2 011	MLC 420	2
3	MOD 2 012	SAE 1045	4
4	MOD 2 013	ASTM A36	1
5	MOD 2 020	MLC 420	1
6	MOD 2 025	SAE 1010	1



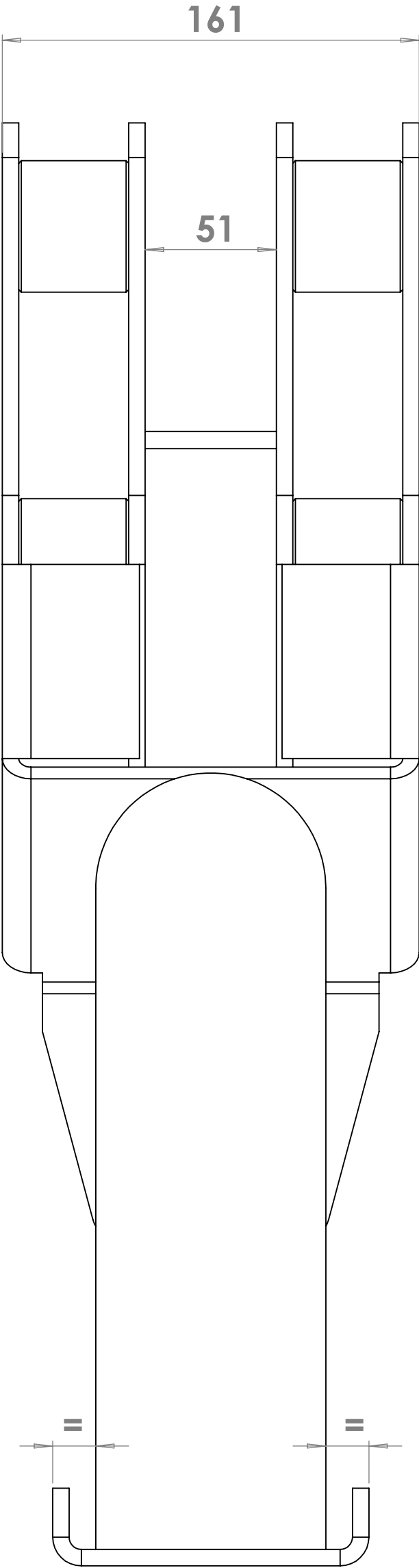
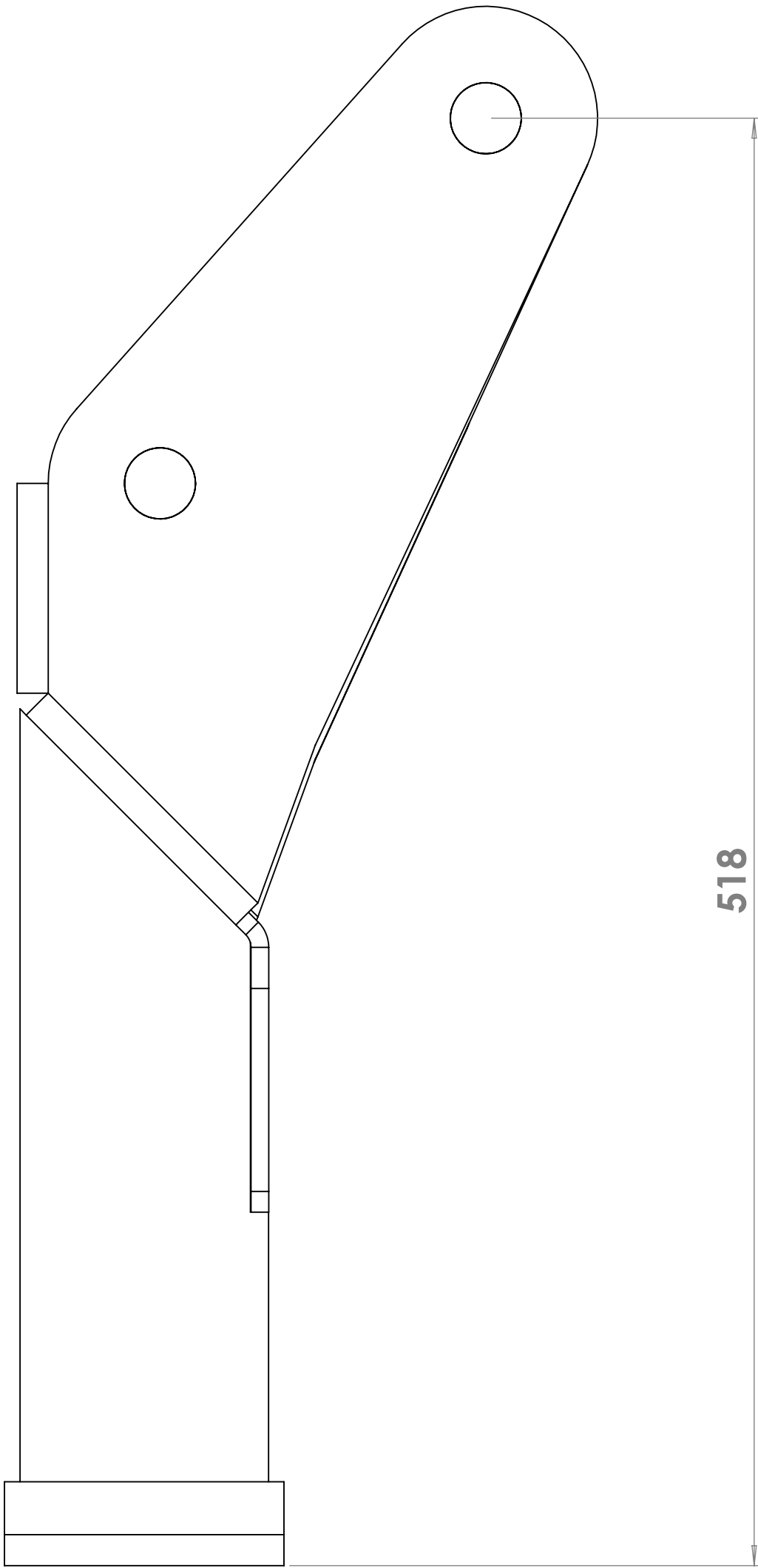
	Cant:	Material:	Esesor:	Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026
Descripcion: SUBCONJUNTO PIE DE APOYO			Escala: 1:5		
Codigo: mod 2 - 004			Hoja: 1-3		

TOLERANCIA PLEGADOS		
Espesor	Dimencional	± 1°
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026
Descripcion: SUBCONJUNTO PIE DE APOYO					
Codigo: mod 2 - 004					
			Hoja: 1-3		

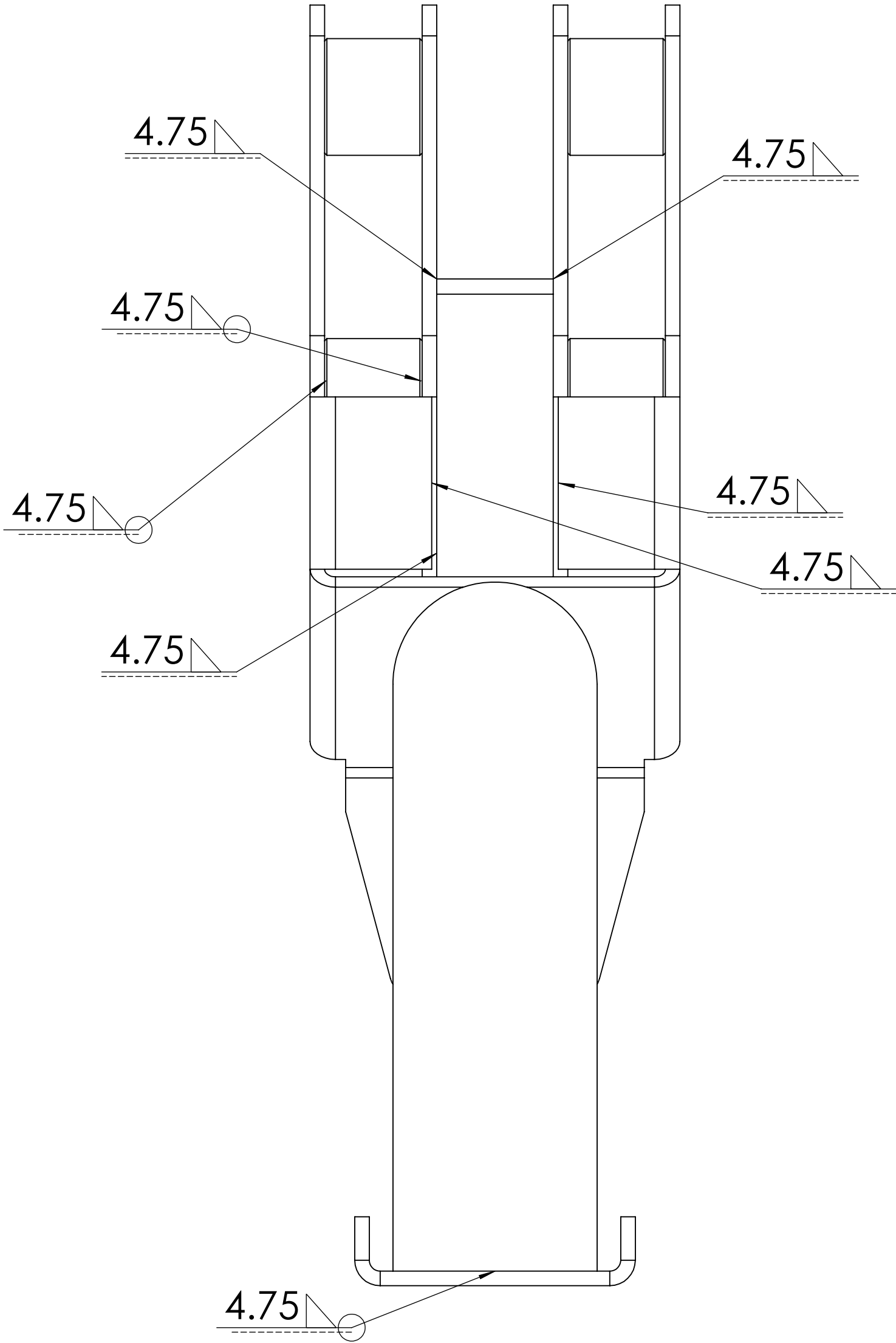
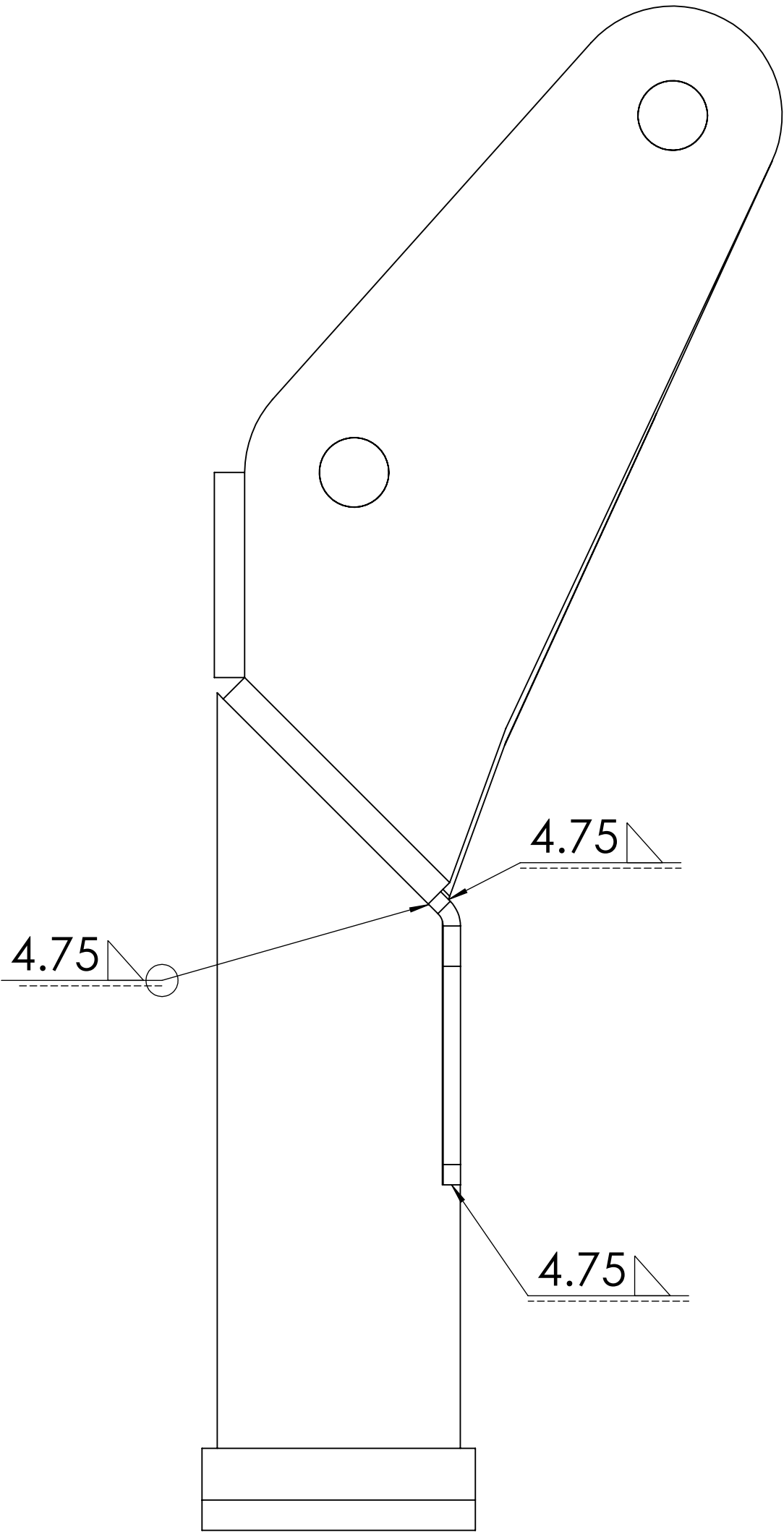
Escala:
1:5

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



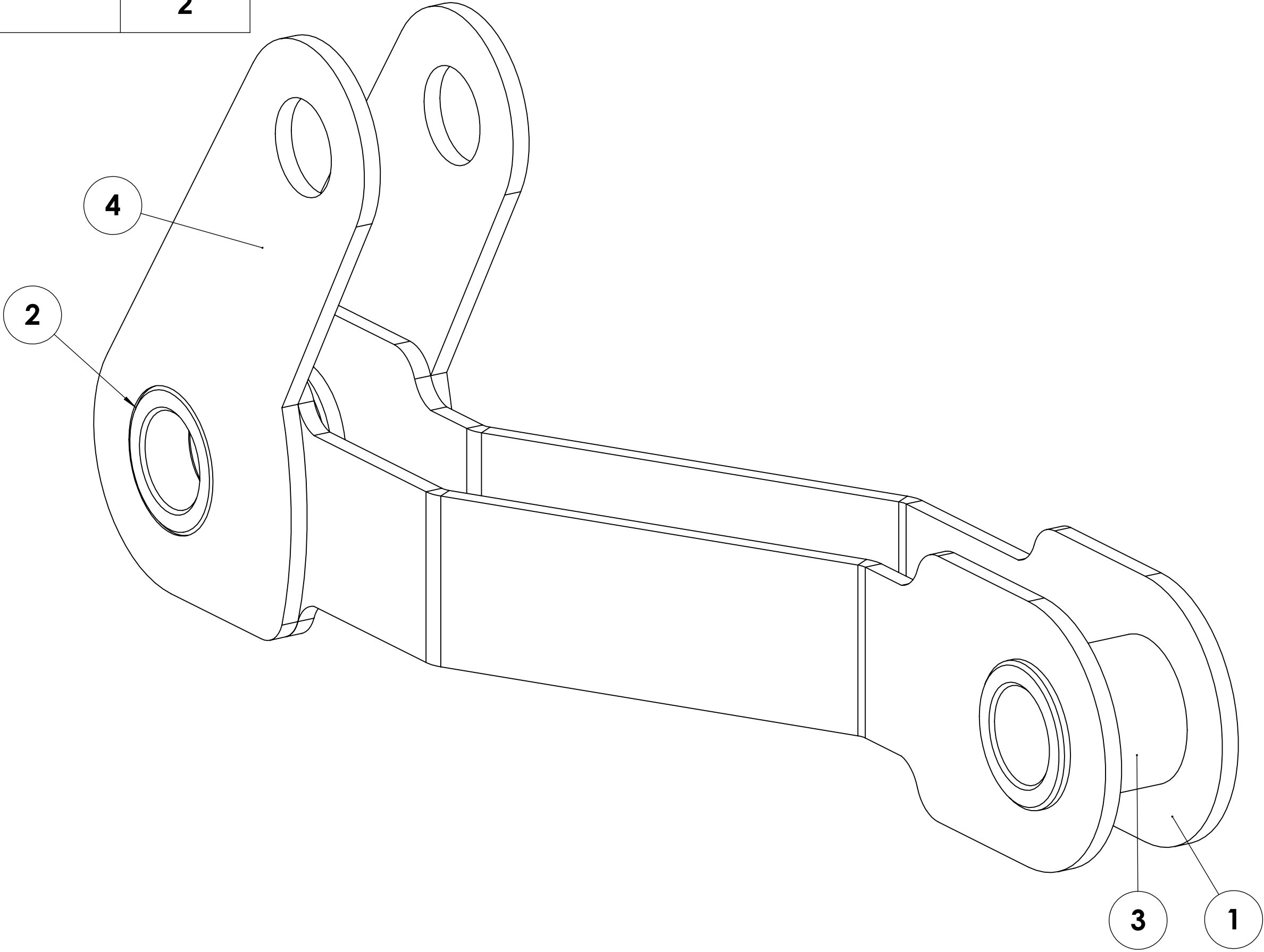
Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Escala: 1:5		Descripcion: SUBCONJUNTO PIE DE APOYO		Hoja: 1-3			
Codigo: mod 2 - 004							

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)					
Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	MOD 2 021	MLC 420	2
2	MOD 2 015	SAE 1045	2
3	MOD 2 016	SAE 1045	1
4	MOD 2 030	MLC 420	2



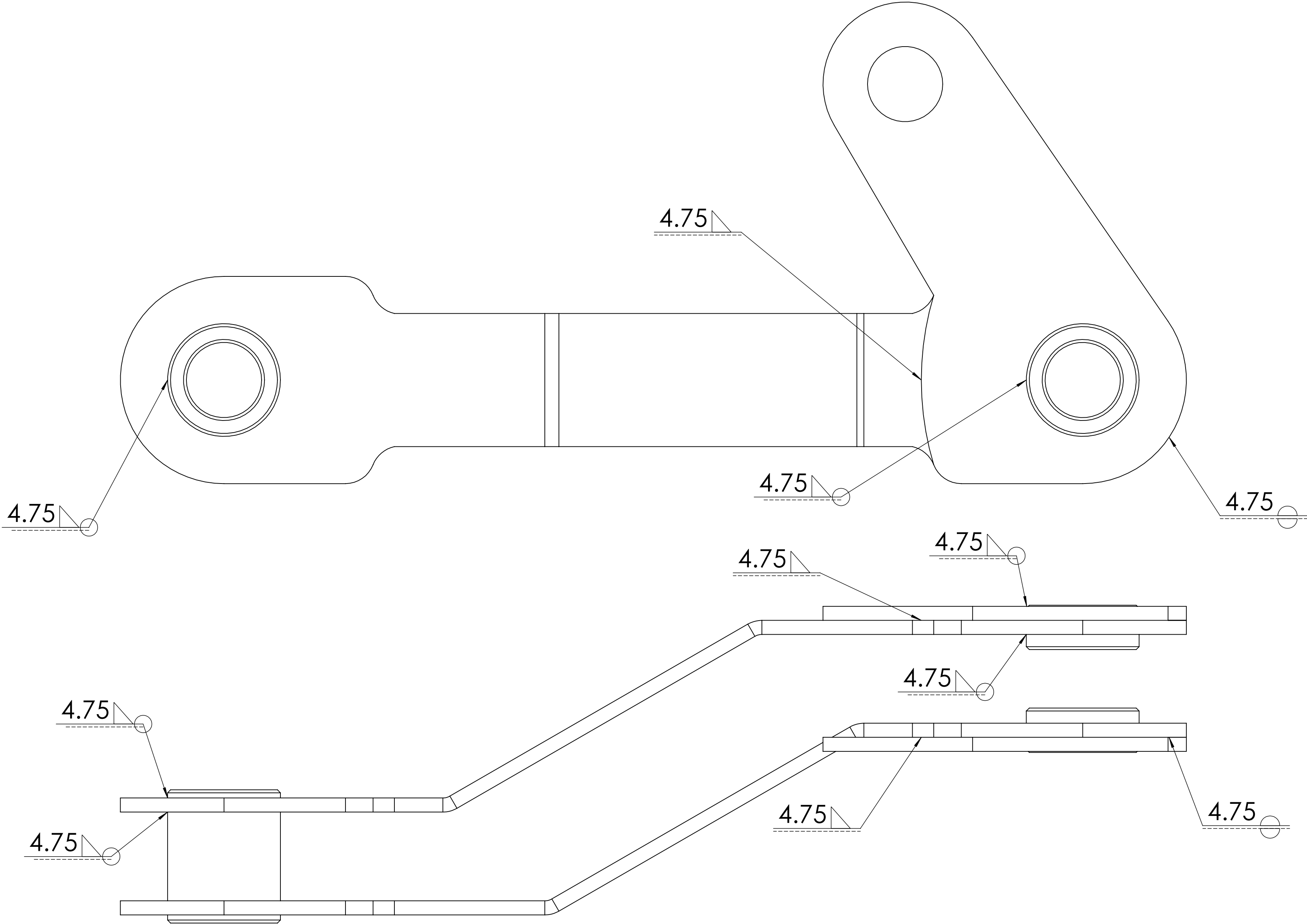
	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:2
Descripcion: SUBCONJUNTO BRAZO PIVOTANTE SUPERIOR						
Codigo: mod 2 - 005			Hoja:			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Descripcion: SUBCONJUNTO BRAZO PIVOTANTE SUPERIOR		Codigo: mod 2 - 005		Hoja:		Escala: 1:2	

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	MOD 2 017	MLC 420	1
2	MOD 2 015	SAE 1045	4



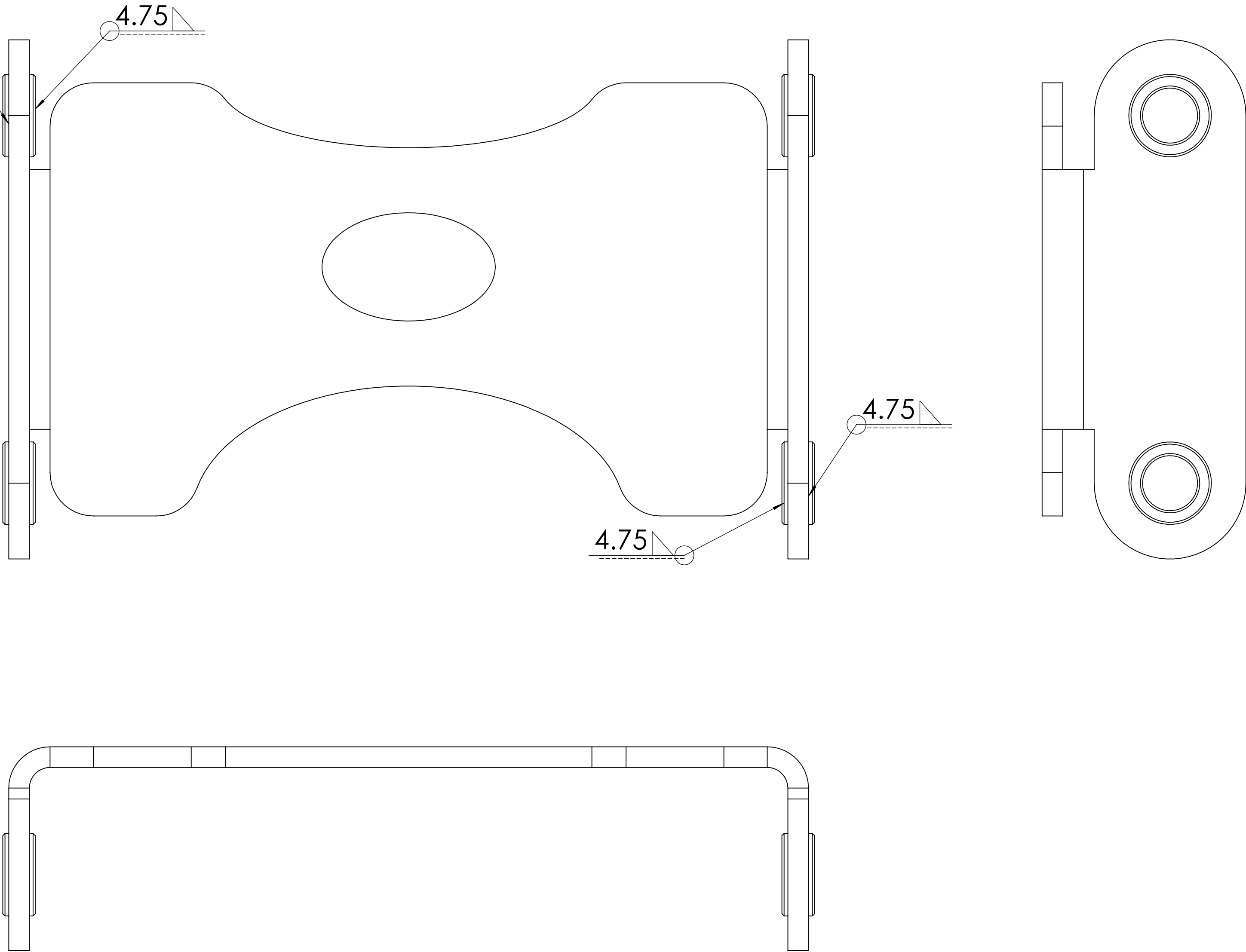
	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:2	
Descripcion: PLACA MECANISMO FIJA							
Codigo: mod 2 - 006			Hoja: 1-2				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Espesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



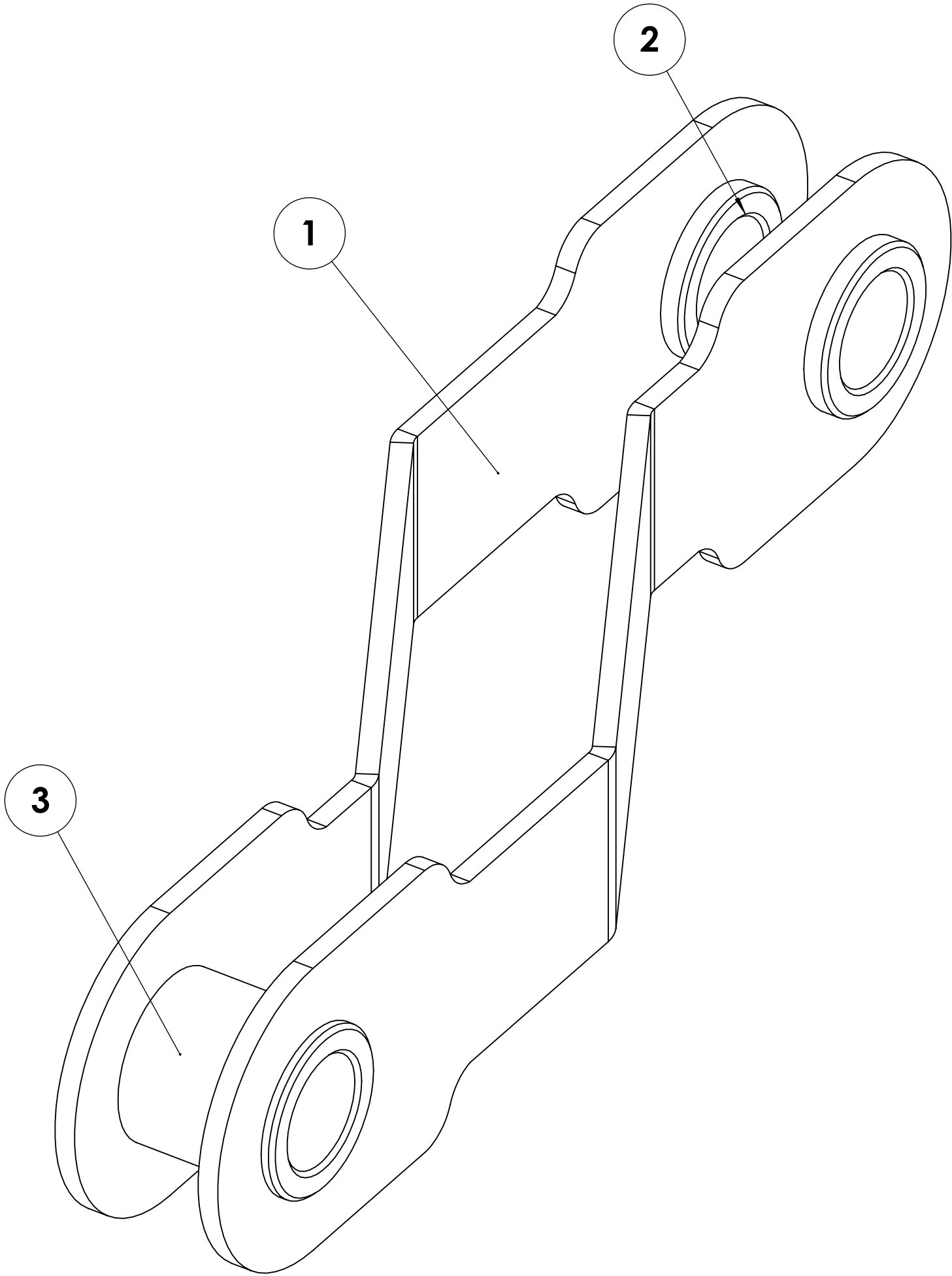
	Cant: 1	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:2	
Descripcion: PLACA MECANISMO FIJA							
Codigo: mod 2 - 006			Hoja: 1-2				

TOLERANCIA PLEGADOS		
Esesor	Dimencional	± 1°
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)						
Gr de presicion	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999	
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0	

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	MOD 2 014	MLC 420	2
2	MOD 2 015	SAE 1045	2
3	MOD 2 016	SAE 1045	1



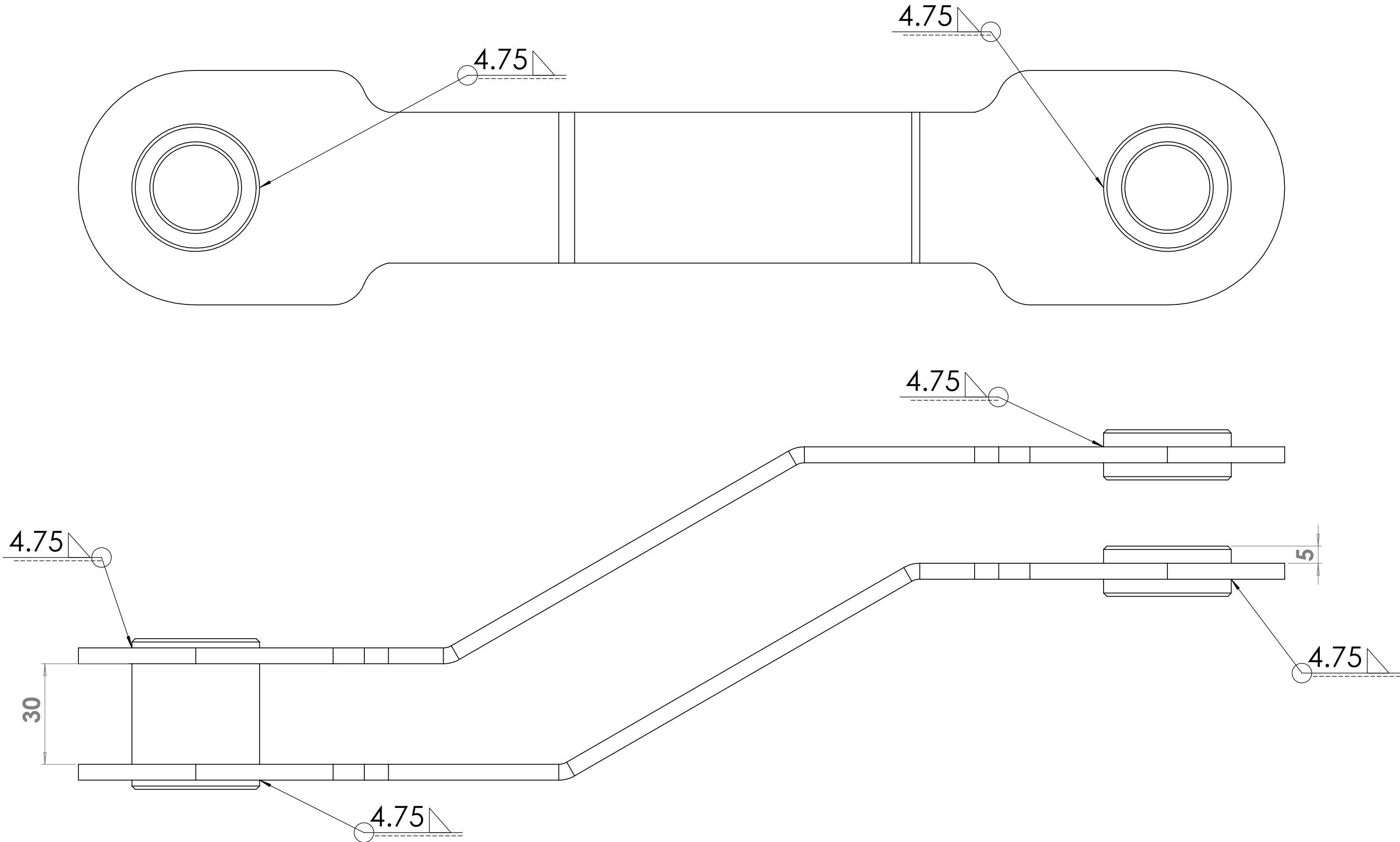
	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:2
Descripcion: SUBCONJUNTO BRAZO PIVOTANTE INFERIOR						
Codigo: mod 2 - 007			Hoja:			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0
Corte lineal					

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



Cant:		Material:		Espesor:		Peso:	
Dibujado Por: Rossetto. F		Revisado por: Ing. Juan Sismondi		Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi		Fecha: 24/04/2026	
Descripcion: SUBCONJUNTO BRAZO PIVOTANTE INFERIOR		Codigo: mod 2 - 007		Hoja:		Escala: 1:2	

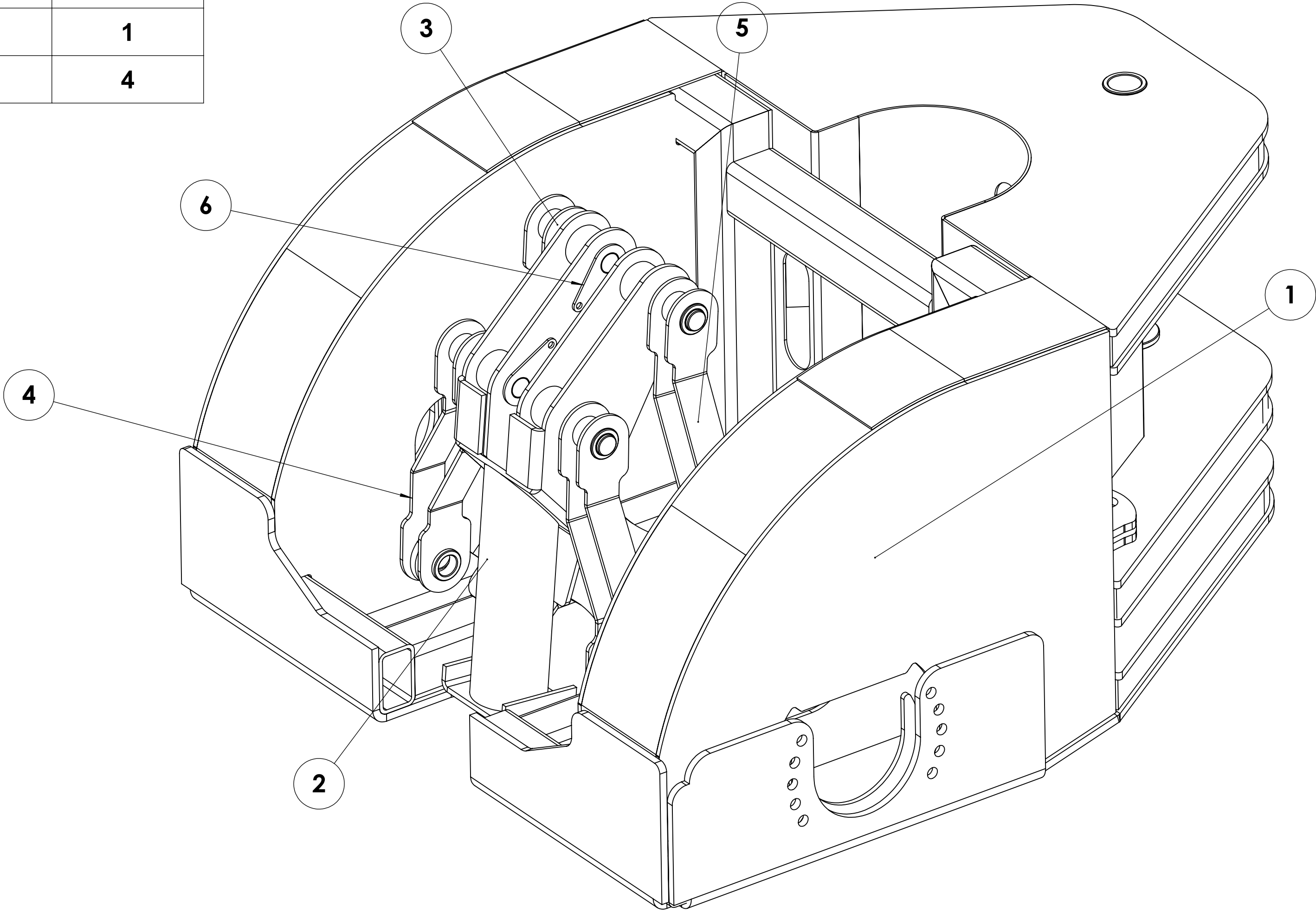
TOLERANCIA PLEGADOS				
Esesor	Dimencional	± 1°		
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°		
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°		
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°		

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	mod 2 - 002	1
2	mod 2 - 004	1
3	mod 2 - 005	1
4	mod 2 - 007	2
5	mod 2 - 009	1
6	mod 2 - 008	4



	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR PIVOTANTE						
Codigo: mod 2 - 0011			Hoja:			

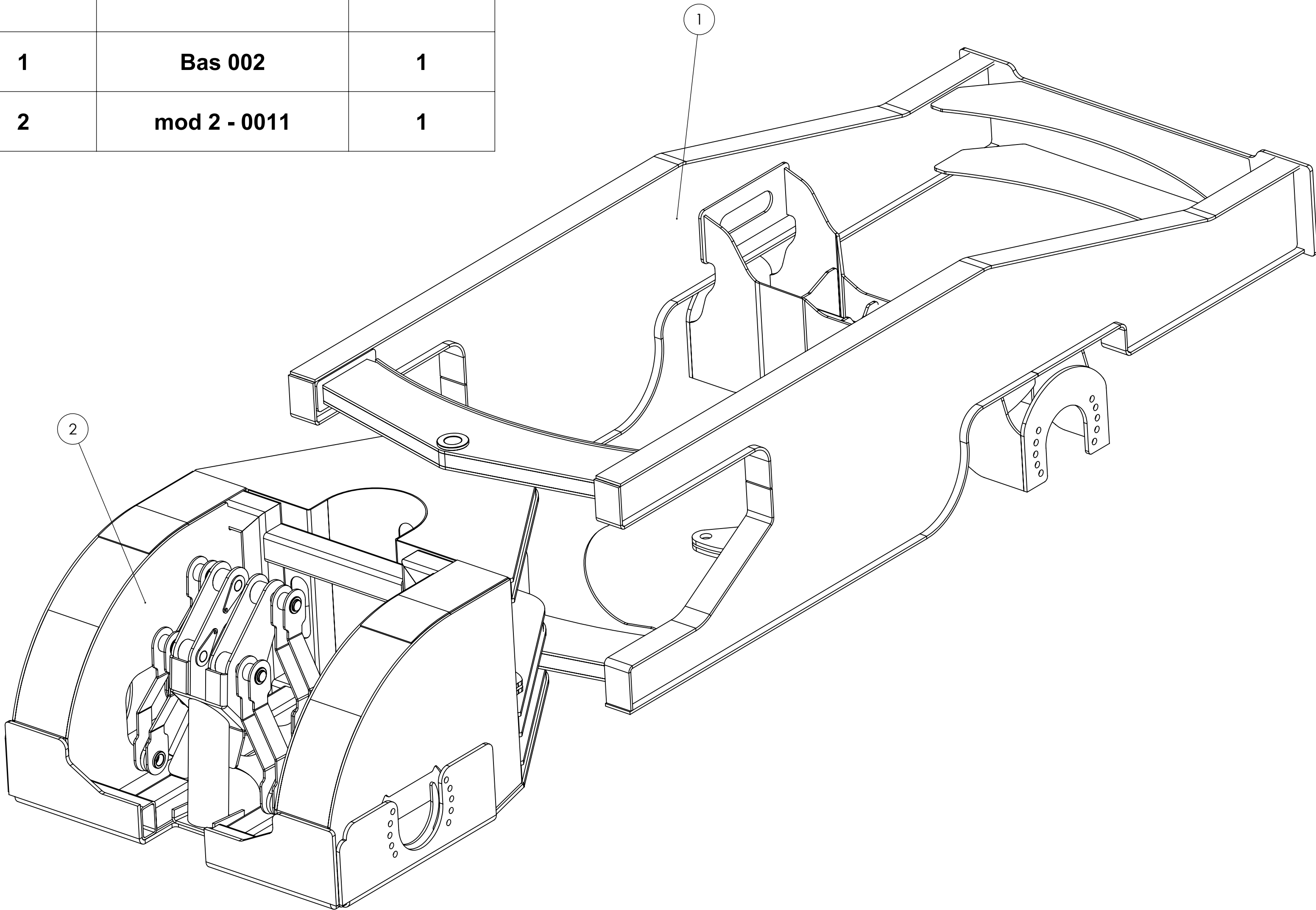
TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Bas 002	1
2	mod 2 - 0011	1



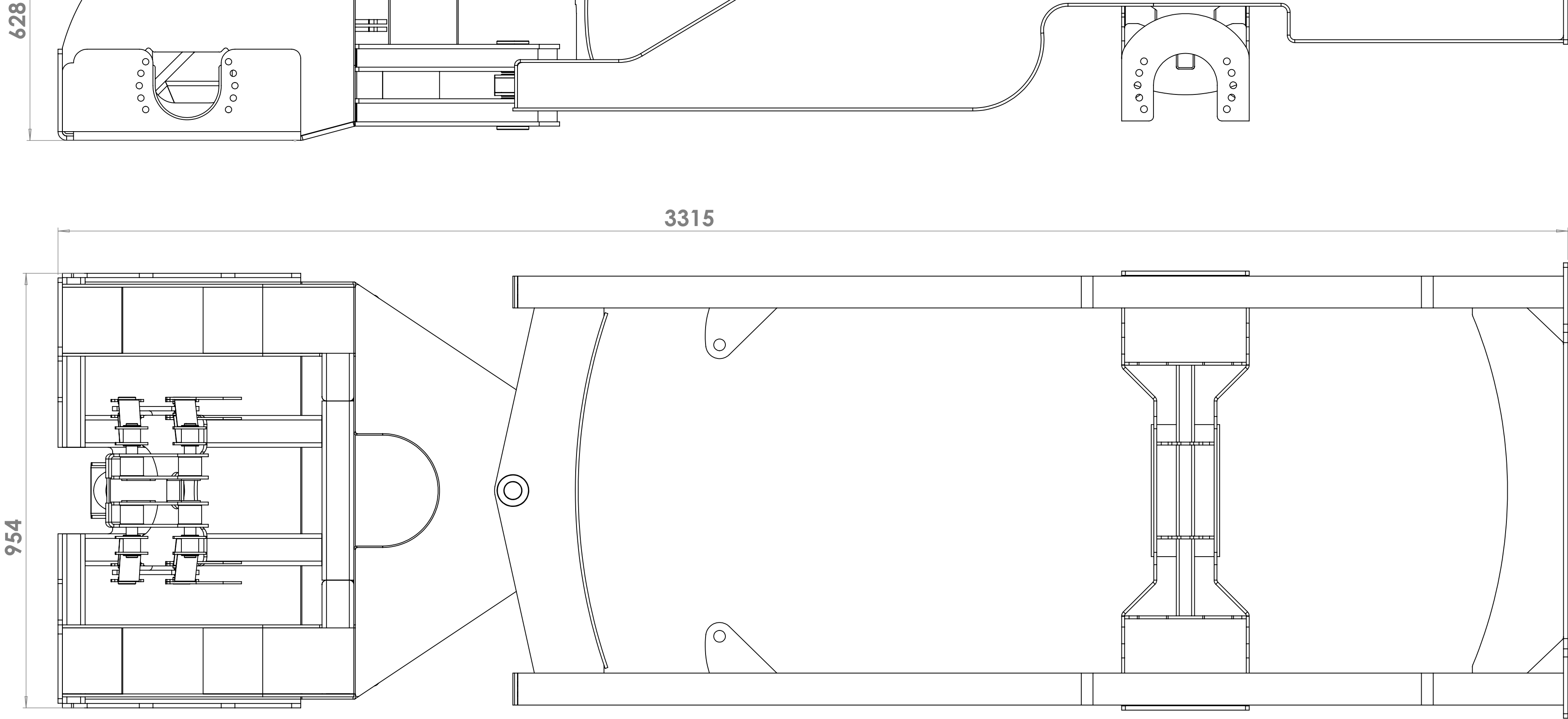
	Cant:	Material:	Espesor:		Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20	
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR COMPLETO							
Codigo: mod 2 - 0010			Hoja:				

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados
son a 90°
Cotas de soldadura según
IRAM 4536



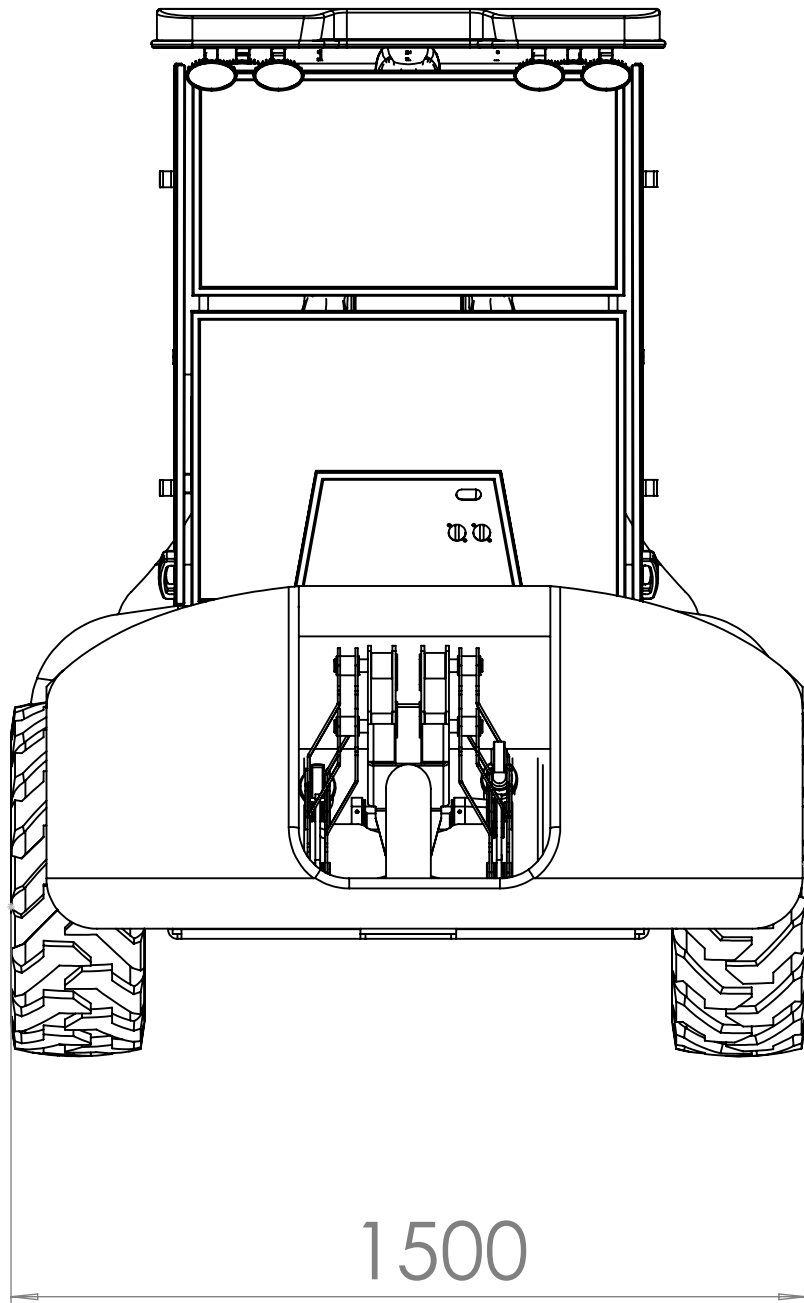
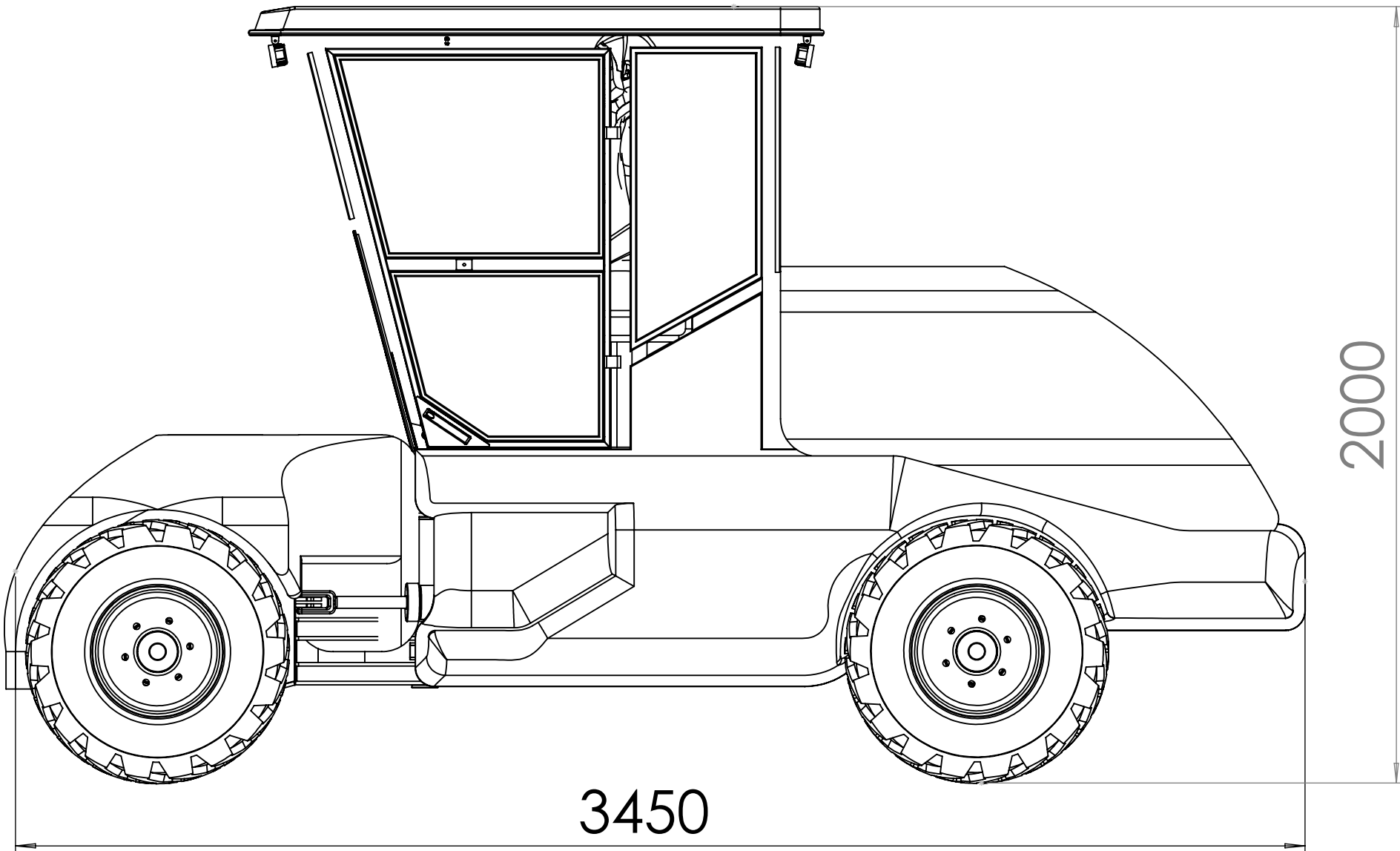
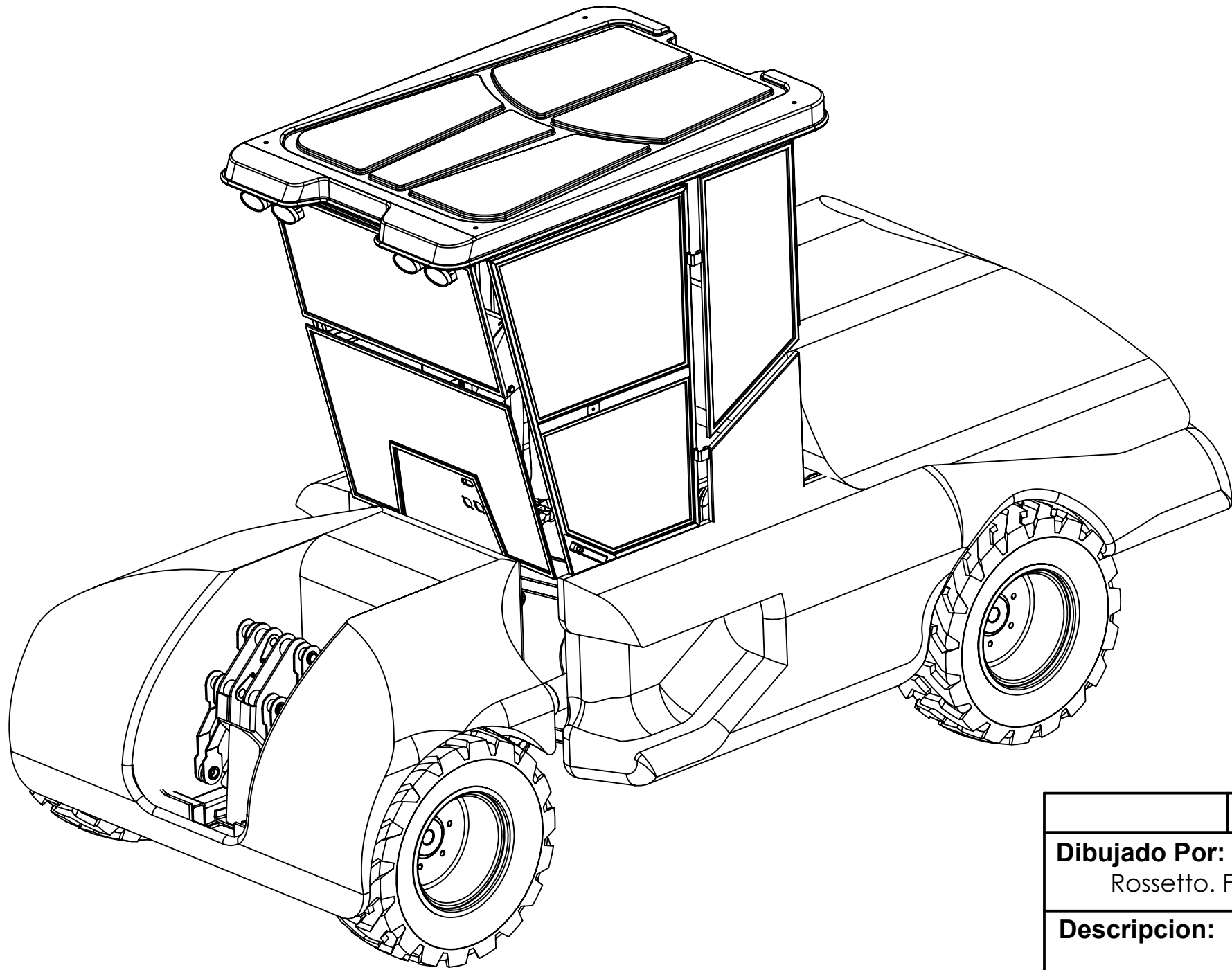
	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:20
Descripcion: CONJUNTO BASTIDOR COMPLETO						
Codigo: mod 2 - 0010			Hoja:			

TOLERANCIA PLEGADOS			
Esesor	Dimencional	± 1°	
0 ≤ 1/4"	± 0.5 mm	± 1°	
1/4" ≤ 1/2"	± 0.7 mm	± 1°	
1/2" ≤ 1" 1/2	± 0.9 mm	± 1°	

Tolerancias generales en mm (DIN 7168)

Gr de precision	0 a 6	6 a 30	30 a 150	150 a 350	350 a 999
Corte lineal	± 0.20	± 0.30	± 0.40	± 0.80	± 1.0

Los angulos no acotados son a 90°
Cotas de soldadura según IRAM 4536



	Cant:	Material:	Espesor:	Peso:		
Dibujado Por: Rossetto. F	Revisado por: Ing. Juan Sismondi	Aprobado por: Ing. Guillermo Rodríguez / Ing. Juan Sismondi / Ing. Pedro Sismondi			Fecha: 24/04/2026	Escala: 1:50
Descripcion:						
Codigo: Vehiculo completo			Hoja:			