

Movilidad en automóvil para personas con discapacidad motriz

Agustín Aragón

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

Movilidad en automóvil para personas con discapacidad motriz

Agustín Aragón

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

Ingeniero Mecánico

Directores:

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

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2026

Para mi familia y amigos,
en especial Gina.

Agradecimientos

A la educación pública que, como para tantos otros, sin ella no hubiese sido posible llegar hasta aquí.
A todas las personas que a lo largo de este viaje me empujaron a terminar.

Resumen

Las personas con movilidad reducida enfrentan serias dificultades para el ascenso y descenso de vehículos particulares, y en Argentina no existe una norma técnica específica ni oferta comercial accesible para sistemas de asiento adaptados. Este proyecto aborda el diseño de un sistema de asiento giratorio y deslizante, intercambiable con el asiento original de un Peugeot 207 (2014), que facilita la transferencia del usuario desde y hacia una silla de ruedas. El objetivo fue desarrollar un mecanismo de accionamiento manual, verificado bajo criterios de choque de normativa internacional, masa comparable a la del asiento original, buscando una mínima intervención al vehículo, con la posibilidad de ser utilizado por personas sin discapacidad y cuyo mantenimiento no demande grandes costos o esfuerzos. El diseño integra las correderas OEM del vehículo, un rodamiento de rodillos cruzados que habilita tres posiciones discretas (0°, ±90°), guías lineales, y tres placas de aluminio. La innovación estructural central consiste en separar las funciones: dos pasadores autobloqueantes de catálogo constituyen el único camino de carga en choque, mientras el rodamiento y las guías se dimensionan para cargas operativas. Un mecanismo de retorno a centro con resortes de torsión opuestos garantiza el regreso automático a la posición de viaje y el bloqueo fail-safe. Las memorias de cálculo verificaron todos los componentes bajo el peor caso de carga: cizallamiento, aplastamiento, desgarro de borde, flexión de placas con rodamiento excéntrico y uniones atornilladas. Se concluye que es factible construir un sistema seguro con componentes comerciales disponibles en el mercado local e importables, con masa comparable al asiento original, esfuerzos de operación menores a 50 N aptos para usuarios con fuerza reducida, y costo acotado, constituyendo una alternativa viable frente a las adaptaciones importadas de alto costo.

Palabras clave: movilidad reducida; asiento giratorio; accesibilidad vehicular; verificación estructural; FMVSS 207; diseño mecánico; ayudas técnicas.

Abstract

People with reduced mobility face serious difficulties boarding and exiting private vehicles, and in Argentina there is neither a specific technical standard nor accessible commercial offerings for adapted seating systems. This project addresses the design of a rotating and sliding seat system, interchangeable with the original seat of a Peugeot 207 (2014), which facilitates user transfer to and from a wheelchair. The objective was to develop a manually operated mechanism, verified under international crash standards, with mass comparable to the original seat, seeking minimal intervention to the vehicle, with the possibility of being used by people without disabilities and whose maintenance does not demand significant costs or effort. The design integrates the vehicle's OEM sliding rails, a crossed roller bearing enabling three discrete positions (0°, ±90°), linear guides, and three aluminum plates. The core structural innovation consists of separating functions: two self-locking catalog pins constitute the sole load path under crash, while the bearing and guides are sized for operational loads. A return-to-center mechanism with opposing torsion springs ensures automatic return to the travel position and fail-safe locking. Calculation records verified all components under worst-case loading: shear, bearing stress, edge tear-out, plate bending with an eccentric bearing, and bolted joints. It is concluded that it is feasible to build a safe system using commercial components available in the local market and importable ones, with mass comparable to the original seat, operating forces below 50 N suitable for users with reduced strength, and limited cost, constituting a viable alternative to high-cost imported adaptations.

Keywords: reduced mobility; rotating seat; vehicle accessibility; structural verification; FMVSS 207; mechanical design; assistive technology.

Contenido

Agradecimientos ..... **IV**

Resumen ..... **V**

Abstract ..... **VI**

Contenido ..... **VII**

Introducción **1**

Capítulo 1 — Planteo del problema y marco normativo **5**
1.1 Descripción del problema 5
1.2 Variables del proyecto 5
1.3 Condiciones límite 7
1.4 Objetivos 7
1.5 Propósitos de diseño 8
1.6 Marco normativo 8
1.6.1 Resistencia estructural de asientos: FMVSS 207 y ECE R17 8
1.6.2 Retención de cabeza y materiales del habitáculo 9
1.6.3 Sistemas de asiento para personas con discapacidad: ISO 16840-4 9
1.6.4 Marco legal nacional 9
1.6.5 Ergonomía del accionamiento manual: ISO 11228-2 10
1.6.6 Síntesis de criterios adoptados 10
1.7 Antecedentes comerciales 11

Capítulo 2 — Análisis de alternativas y diseño conceptual **12**
2.1 Propuestas de solución 12
2.2 Matriz de decisión 12
2.3 Arquitectura adoptada 13
2.4 Cinemática y secuencia de operación 15
2.5 Principio estructural: separación de funciones 16
2.6 Hipótesis de carga 17
2.6.1 Escenario A: choque longitudinal 17
2.6.2 Escenario B: operación normal 18
2.7 Materiales y criterios de verificación 18

Capítulo 3 — Selección y verificación de componentes comerciales **19**
3.1 Rodamiento de giro 19
3.1.1 Requisitos y tipo de rodamiento 19
3.1.2 Selección 19
3.1.3 Verificación estática bajo operación 20
3.1.4 Montaje 20
3.2 Guías lineales 20
3.2.1 Requisitos 20
3.2.2 Selección 21
3.2.3 Cargas por bloque bajo operación 21
3.2.4 Verificación combinada 21
3.2.5 Tolerancia de las guías a la deformación de la placa de apoyo 22

3.3 Pasadores de bloqueo 23
3.3.1 Requisitos 23
3.3.2 Análisis de alternativas 23
3.3.3 Selección 24
3.3.4 Verificación al cizallamiento 25
3.3.5 Configuración de posiciones y esfuerzo de accionamiento 25
3.4 Resortes de retorno a centro 25
3.4.1 Requisito de seguridad a prueba de fallas 25
3.4.2 Ventana de diseño del par 26
3.4.3 Arquitectura del mecanismo 26
3.4.4 Selección y verificación 27
3.5 Asiento 27
3.5.1 Requisitos 27
3.5.2 Alternativas evaluadas 28
3.5.3 Selección 28

Capítulo 4 — Memoria de cálculo de elementos fabricados y uniones 30
4.1 Placa inferior 30
4.1.1 Geometría 30
4.1.2 Hipótesis de cálculo 31
4.1.3 Flexión en la dirección transversal (X) 31
4.1.4 Flexión en la dirección longitudinal (Y) con excentricidad 31
4.1.5 Aplastamiento del alojamiento del pasador bajo choque 31
4.1.6 Desgarro de borde bajo choque 32
4.1.7 Adopción 32
4.2 Placa media 32
4.2.1 Geometría 32
4.2.2 Modelo estructural 33
4.2.3 Flexión del voladizo 33
4.2.4 Aplastamiento del alojamiento del Pasador 1 bajo choque 33
4.2.5 Alojamiento del cuerpo del Pasador 2 bajo choque 34
4.2.6 Rigidez del voladizo y nervadura 34
4.2.7 Desgarro de borde del alojamiento Ø24 35
4.2.8 Adopción 35
4.3 Placa superior 35
4.3.1 Geometría 35
4.3.2 Flexión entre anclajes y bloques 36
4.3.3 Alojamiento del cuerpo del Pasador 1 bajo choque 36
4.3.4 Anclajes del asiento bajo choque 36
4.3.5 Desgarro de borde del alojamiento Ø24 37
4.3.6 Adopción 37
4.4 Uniones atornilladas 37
4.4.1 Placa superior→ bloques HIWIN 37
4.4.2 Rieles HGR20 → placa media 38
4.4.3 Placas → rodamiento (dos uniones idénticas) 38
4.4.4 Placa inferior → correderas OEM (unión de choque) 39
4.5 Montaje de los pasadores 40
4.5.1 Alojamiento del cuerpo 40
4.5.2 Alojamiento del perno 40
4.6 Resumen de factores de seguridad 41

Capítulo 5 — Integración del sistema, lista de materiales y plan de montaje.....42
5.1 Lista de materiales.....42
5.2 Balance de masa.....43
5.3 Secuencia de montaje.....44
5.4 Procedimiento de uso.....44
5.5 Mantenimiento e inspección.....45

Capítulo 6 — Conclusiones y recomendaciones.....46
Conclusiones.....46
Recomendaciones.....48

Bibliografía.....49

Anexo A: Planos de fabricación y ensamble.....52

Anexo B: Hojas de datos de los componentes comerciales.....53

Introducción

La movilidad constituye una de las dimensiones fundamentales de la autonomía personal. Para las personas con discapacidad motriz, el desplazamiento en automóvil particular representa con frecuencia una barrera cotidiana que condiciona el acceso al trabajo, a la educación, a la atención médica y a la vida social. En Argentina, según el Estudio Nacional sobre el Perfil de las Personas con Discapacidad elaborado por el INDEC, más del diez por ciento de la población presenta algún tipo de dificultad o limitación permanente [1], y dentro de ese universo las limitaciones motrices son las de mayor prevalencia. Sin embargo, la oferta local de soluciones técnicas que faciliten el uso del automóvil por parte de este grupo es prácticamente inexistente, y las alternativas disponibles resultan parciales, costosas o generan dependencia de terceros.

El presente proyecto tiene su origen en el análisis de la problemática concreta que enfrenta una familia en la cual uno de sus integrantes presenta una discapacidad motriz y utiliza silla de ruedas para desplazarse. En la actualidad, las opciones a disposición de esa familia se limitan a dos: recurrir a servicios de transporte adaptado, generalmente ofrecidos bajo la modalidad de remisería especializada, o adquirir un vehículo utilitario adaptado con rampa de acceso. Ambas alternativas presentan limitaciones significativas. La primera implica restricciones de disponibilidad horaria, costos recurrentes y, sobre todo, la pérdida de autonomía que supone depender de un servicio externo para cada traslado. La segunda exige una inversión inicial elevada —el precio de un utilitario adaptado supera ampliamente el de un automóvil de segmento pequeño—, a lo que se suman la necesidad de espacio de estacionamiento para un vehículo de mayor porte. Entre ambos extremos existe un vacío: no se ofrece en el mercado local una solución intermedia que permita adaptar, a un costo razonable, el automóvil que la familia ya posee.

Los antecedentes prácticos de este tipo de soluciones se encuentran principalmente en el mercado internacional. Fabricantes europeos y norteamericanos comercializan asientos giratorios y basculantes que se instalan en reemplazo del asiento original del vehículo y facilitan la transferencia desde y hacia una silla de ruedas [2]. Estos productos, sin embargo, no cuentan

con representación ni servicio técnico en Argentina, y su importación —cuando resulta posible— alcanza valores que los vuelven inaccesibles para la mayoría de las familias. En el plano teórico y normativo, el proyecto se apoya en un cuerpo de normas internacionales consolidado: la norma estadounidense FMVSS 207 [3], que establece los requisitos de resistencia de los sistemas de asiento ante cargas equivalentes a veinte veces la aceleración de la gravedad; el reglamento europeo ECE R17 [4], de alcance análogo; y la norma ISO 16840-4 [5], específica para sistemas de asiento utilizados en vehículos de transporte de personas con discapacidad. En el ámbito nacional, la Ley 24.314 de accesibilidad de personas con movilidad reducida [6] establece el marco legal general, aunque no existe una norma técnica argentina específica que regule el diseño de asientos vehiculares adaptados. Ese vacío normativo se resuelve en este trabajo adoptando como criterios de verificación las normas internacionales mencionadas, junto con el cumplimiento de las normas técnicas IRAM-AITA aplicables en materia de seguridad vehicular [7], cuidando especialmente no comprometer el funcionamiento de los elementos de seguridad originales del vehículo, tales como airbags y cinturones.

El objetivo general del proyecto es diseñar y verificar un sistema de asiento adaptado que permita la transferencia, la correcta sujeción y el ingreso de una persona con discapacidad motriz en un vehículo de segmento pequeño, tomando como caso de aplicación un Peugeot 207 modelo 2014. De este objetivo general se desprenden objetivos particulares: mantener la funcionalidad y la seguridad originales del vehículo, de modo que el sistema no imposibilite su uso por cualquier otra persona; lograr un diseño versátil, adaptable con modificaciones menores a distintos modelos y marcas dentro del segmento, tanto en la posición del conductor como en la del acompañante; alcanzar un costo de sistema e instalación que justifique su elección frente a la compra de un vehículo de mayor tamaño o tipo utilitario; garantizar un tiempo de operación menor a tres minutos; y asegurar requerimientos de mantenimiento bajos, compatibles con los del propio automotor. Como propósitos de diseño se establecieron, además, la posibilidad de que la persona se transfiera al asiento sin asistencia y sin esfuerzo físico elevado, una comodidad que no resulte notoriamente inferior a la del asiento original, una intervención mínima al vehículo que preserve su valor de reventa, y necesidades reducidas de alimentación energética y peso.

Durante la etapa de formulación se evaluaron tres propuestas de solución mediante una matriz de decisión ponderada con diez criterios: independencia del usuario, seguridad y contención, tiempo de operación, comodidad de viaje, peso total, adaptabilidad, grado de intervención al

vehículo, costo, mantenimiento y cumplimiento normativo. Las alternativas analizadas fueron un asiento intercambiable con el original del vehículo basado en guías y rotación, un sistema de guías telescópicas perpendiculares con base giratoria, y un sistema accionado por actuadores neumáticos. La matriz arrojó como solución más conveniente la primera propuesta, destacándose en los criterios de menor intervención al vehículo, costo, mantenimiento y adaptabilidad. La solución adoptada consiste, entonces, en un asiento intercambiable con el estándar del vehículo que aprovecha las correderas originales del piso para el desplazamiento frontal-trasero, incorpora un segundo par de guías lineales para el desplazamiento lateral hacia el vano de la puerta, y un sistema de rotación que otorga flexibilidad a la maniobra de transferencia. En su desarrollo de ingeniería, esta arquitectura se materializó mediante un rodamiento de rodillos cruzados que habilita tres posiciones discretas de giro —posición de viaje y noventa grados hacia cada lado, lo que permite instalar el sistema indistintamente del lado del conductor o del acompañante—, guías lineales de recirculación de bolas de cuatrocientos milímetros para el recorrido lateral, y tres placas de aluminio estructural que vinculan los subsistemas. La decisión de diseño central del proyecto consiste en la separación de funciones estructurales: dos pasadores autobloqueantes de catálogo constituyen el único camino de carga ante un choque, lo que permite dimensionar el rodamiento y las guías únicamente para las cargas operativas, con la consiguiente reducción de peso y costo. El sistema se completa con un mecanismo de retorno al centro mediante resortes de torsión opuestos, que garantiza el regreso automático del asiento a la posición de viaje y su bloqueo a prueba de fallas, y con un accionamiento manual cuyos esfuerzos de operación resultan aptos para usuarios con fuerza reducida.

El alcance del proyecto comprende el diseño mecánico completo del sistema, la selección de componentes comerciales disponibles en el mercado local o importables por canales oficiales, las memorias de cálculo de verificación de todos los elementos estructurales bajo el peor caso de carga —incluyendo cizallamiento, aplastamiento, desgarro de borde, flexión de placas y uniones atornilladas—, y la documentación técnica de fabricación. Quedan fuera del alcance la construcción del prototipo físico, los ensayos destructivos de validación y la tramitación de homologaciones ante los organismos competentes, etapas que se plantean como continuación natural del trabajo. Entre las limitaciones del estudio corresponde señalar que el diseño se orienta a usuarios con discapacidad motriz que conservan la capacidad de transferirse en forma autónoma o con asistencia mínima entre la silla de ruedas y el asiento; que la verificación estructural es de carácter analítico, apoyada en normas y datos de catálogo de los fabricantes;

y que el guardado de la silla de ruedas dentro del vehículo, si bien fue considerado entre las variables del proyecto, no forma parte del sistema diseñado.

El significado del presente trabajo radica en demostrar que es técnicamente factible desarrollar, con componentes comerciales y capacidades de fabricación locales, un sistema de asiento adaptado seguro, verificado bajo criterios internacionales de choque, con una masa comparable a la del asiento original, esfuerzos de operación menores a cincuenta newtons y un costo acotado. De este modo, el proyecto aporta una alternativa concreta frente al vacío que hoy existe entre la dependencia del transporte especializado y la compra de un vehículo adaptado de alto costo, y contribuye, desde la ingeniería mecánica, a la construcción de una movilidad más inclusiva.

Capítulo 1 — Planteo del problema y marco normativo

1.1 Descripción del problema

El proyecto tiene su origen en el análisis de la problemática que enfrenta una familia en la cual uno de sus integrantes presenta una discapacidad motriz y se desplaza en silla de ruedas, al momento de trasladarse en automóvil particular. En la actualidad, las alternativas disponibles para esa familia se limitan a dos: recurrir a servicios de transporte adaptado, generalmente ofrecidos bajo la modalidad de remisería especializada, o adquirir un vehículo utilitario adaptado con rampa de acceso.

Ambas opciones presentan limitaciones significativas. La dependencia de servicios de transporte implica restricciones de disponibilidad horaria, costos recurrentes por cada traslado y, fundamentalmente, la pérdida de autonomía que supone depender de un tercero para actividades cotidianas como el trabajo, el estudio, la atención médica o la vida social. La adquisición de un vehículo utilitario adaptado, por su parte, representa una inversión inicial elevada que excede ampliamente el valor de un automóvil de segmento pequeño, a la que se suman la necesidad de contar con espacio de estacionamiento para un vehículo de mayor porte y costos de consumo superiores.

Entre ambos extremos existe un vacío de oferta: no se dispone en el mercado local de una solución intermedia que permita adaptar, a un costo razonable y con una intervención mínima, el automóvil que la familia ya posee. Ese vacío constituye el problema que aborda el presente proyecto.

1.2 Variables del proyecto

En la etapa de formulación se identificaron las variables que condicionan el diseño, listadas en la Tabla 1-1. Cada una fue analizada para definir el alcance y las decisiones de diseño que se desarrollan en los capítulos siguientes.

Tabla 1-1: Variables del proyecto

N°	Variable	Descripción
1	Discapacidad de la persona	Dado el amplio espectro de discapacidades motrices, se definió cuáles son abordadas por el proyecto: usuarios que conservan la capacidad de transferirse entre la silla de ruedas y el asiento en forma autónoma o con asistencia mínima.
2	Tipo de silla de ruedas	El modelo de silla condiciona la altura de transferencia y la posición del asiento en su recorrido extremo.
3	Vehículo	El segmento define las dimensiones del habitáculo, del vano de la puerta y de su mecanismo de apertura. Se adoptó un Peugeot 207 modelo 2014 como caso de aplicación.
4	Peso máximo del sistema	Acotado por la carga útil del vehículo con pasajeros y por la manipulabilidad del conjunto durante el montaje.
5	Tipo de asiento	Se evaluó adaptar el sistema al asiento original del vehículo o incorporar un asiento propio del sistema.
6	Normativa y seguridad	Toda intervención debe cumplir con las normas aplicables en Argentina en materia de circulación y seguridad vehicular.
7	Interfaz de uso	Se evaluó si la persona puede operar el sistema por sí misma o requiere un asistente.
8	Mantenimiento del sistema	Costos y requerimientos futuros de mantenimiento según el diseño adoptado.
9	Intervención al vehículo	Grado de modificación del automóvil, considerando su posible comercialización posterior.
10	Guardado de la silla	Forma de transporte de la silla de ruedas en el vehículo una vez realizada la transferencia.

1.3 Condiciones límite

Las condiciones límite del proyecto, que actúan como restricciones no negociables sobre el diseño, se presentan en la Tabla 1-2.

Tabla 1-2: Condiciones límite del proyecto

N°	Condición límite	Descripción
1	Peso del sistema	Compatibilidad con la carga útil del vehículo.
2	Segmento del vehículo	Dimensiones del vano de la puerta y del habitáculo de un automóvil de segmento pequeño.
3	Normativa de circulación y seguridad	Cumplimiento de normas técnicas IRAM-AITA; no comprometer el funcionamiento de airbags ni cinturones de seguridad.
4	Compatibilidad de mantenimiento	No comprometer la mantenibilidad del vehículo.
5	Condiciones de uso exteriores	Aptitud para exposición a agua y polvo.

1.4 Objetivos

Tabla 1-3: Objetivos del proyecto

N°	Objetivo
1	Permitir la transferencia al asiento y el ingreso de una persona con discapacidad motriz en un vehículo de segmento pequeño.
2	Mantener la funcionalidad original y la seguridad del vehículo, de modo que el sistema no imposibilite el uso del automóvil por cualquier otra persona.
3	Lograr un diseño versátil que permita adecuarse, con leves modificaciones, a diferentes modelos y marcas de automóviles, tanto en la posición del conductor como en la del acompañante.
4	Alcanzar un costo de sistema e instalación accesible, que justifique su elección frente a la adquisición de un vehículo de mayor tamaño o tipo utilitario.
5	Garantizar un tiempo de operación razonable, menor a 3 minutos.
6	Asegurar requerimientos de mantenimiento bajos, compatibles con los del propio vehículo.

1.5 Propósitos de diseño

Tabla 1-4: Propósitos de diseño

N°	Propósito
1	Permitir a la persona transferirse al asiento sin necesidad de asistencia ni esfuerzo físico elevado.
2	Mantener un tiempo total de operación razonable, para no prolongar la duración del traslado ni exponer al usuario a condiciones climáticas adversas.
3	Permitir a la persona con discapacidad operar el sistema sin necesidad de ayuda.
4	Ofrecer una comodidad de viaje que no sea notoriamente inferior a la del asiento original del vehículo.
5	Permitir el uso del asiento por cualquier persona, con o sin necesidad de asistirse con el dispositivo.
6	Ser adaptable tanto a la posición del conductor como a la del acompañante.
7	Ser adaptable a diferentes modelos y marcas dentro del segmento de automóviles objetivo.
8	Minimizar la intervención al vehículo, preservando sus elementos de seguridad y confort.
9	Mantener un costo de sistema e instalación competitivo frente a la posibilidad de un cambio de modelo del automóvil.
10	Minimizar las necesidades de mantenimiento, alimentación energética y peso del sistema.

1.6 Marco normativo

En Argentina no existe una norma técnica específica que regule el diseño de asientos vehiculares adaptados para personas con movilidad reducida. Ante ese vacío, el proyecto adopta como criterios de verificación las normas internacionales de referencia para sistemas de asiento, complementadas por el marco legal nacional de accesibilidad y por las normas de seguridad vehicular vigentes. Esta sección describe cada instrumento normativo y la forma en que fue incorporado al diseño.

1.6.1 Resistencia estructural de asientos: FMVSS 207 y ECE R17

La norma estadounidense FMVSS 207 “Seating Systems” [3] establece los requisitos de resistencia de los asientos, sus anclajes y sus mecanismos de ajuste y bloqueo. El requisito central para este proyecto es que el asiento y su sistema de fijación deben resistir, sin fallar, una carga estática equivalente a veinte veces el peso del asiento aplicada en su centro de

gravedad, en dirección longitudinal hacia adelante y hacia atrás. Adicionalmente, los mecanismos de ajuste y bloqueo deben permanecer enclavados bajo esa solicitación.

El Reglamento N° 17 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (ECE R17) [4] tiene un alcance análogo para el mercado europeo y es la referencia bajo la cual fue homologado el asiento original del Peugeot 207.

Para el presente diseño se adoptó el criterio de 20 g de la FMVSS 207, con una decisión conservadora adicional: la aceleración se aplica a la masa combinada del asiento y del ocupante, y no solo a la del asiento como indica la norma. Esta decisión se fundamenta en que el sistema modifica el camino de carga original entre el ocupante y el piso del vehículo, y se desarrolla en el Capítulo 2.

1.6.2 Retención de cabeza y materiales del habitáculo

La FMVSS 202a “Head Restraints” [8] regula la geometría y resistencia de los apoyacabezas, y la FMVSS 302 “Flammability of Interior Materials” [9] establece los requisitos de comportamiento al fuego de los materiales del habitáculo. Ambas condicionan la selección del asiento que se monta sobre el mecanismo (Capítulo 3), pero no intervienen en la verificación estructural del mecanismo propiamente dicho.

1.6.3 Sistemas de asiento para personas con discapacidad: ISO 16840-4

La norma ISO 16840-4 “Wheelchair seating — Part 4: Seating systems for use in motor vehicles” [5] establece los requisitos de diseño y ensayo para sistemas de asiento destinados a personas con discapacidad en vehículos motorizados. Su relevancia para el proyecto radica en que contempla explícitamente la interfaz entre el sistema de asiento y el ocupante en la transferencia desde y hacia la silla de ruedas, y en que define criterios de ensayo dinámico de referencia.

1.6.4 Marco legal nacional

La Ley 24.314 de accesibilidad de personas con movilidad reducida [6] establece el marco legal general en Argentina, incluyendo la obligación de garantizar la accesibilidad en el transporte, pero no contiene requisitos técnicos aplicables al diseño de dispositivos de adaptación

vehicular. Las normas técnicas IRAM-AITA [7] regulan aspectos de seguridad vehicular y constituyen la referencia para no comprometer el funcionamiento de los elementos de seguridad originales del vehículo (airbags, cinturones y sus anclajes).

1.6.5 Ergonomía del accionamiento manual: ISO 11228-2

Dado que el sistema es de accionamiento íntegramente manual y está destinado a usuarios con fuerza reducida, los esfuerzos de operación se verificaron contra la norma ISO 11228-2 “Ergonomics — Manual handling — Part 2: Pushing and pulling” [10]. Se adoptó como criterio de diseño un esfuerzo máximo de 50 N para cualquier accionamiento (empuje del asiento, liberación de pasadores, giro contra los resortes de retorno).

1.6.6 Síntesis de criterios adoptados

Tabla 1-5: Criterios normativos adoptados en el diseño

Norma	Requisito relevante	Forma de adopción en el proyecto
FMVSS 207 [3]	Resistencia a 20 g longitudinal; bloqueos enclavados	Verificación de los elementos del camino de carga de choque con FS ≥ 2; pasadores autobloqueantes
ECE R17 [4]	Resistencia de asiento y anclajes	Reutilización de correderas y anclajes originales homologados; altura del CG igual a la original
ISO 16840-4 [5]	Sistemas de asiento para PMR en vehículos	Criterio de diseño de la interfaz de transferencia
FMVSS 202a / 302 [8, 9]	Apoyacabezas e inflamabilidad	Criterio de selección del asiento
Ley 24.314 [6]	Accesibilidad	Marco legal del proyecto
IRAM-AITA [7]	Seguridad vehicular	No interferencia con airbags y cinturones
ISO 11228-2 [10]	Esfuerzos de empuje y tracción	Esfuerzo máximo de accionamiento 50 N

1.7 Antecedentes comerciales

En el mercado internacional existen sistemas de asiento giratorio y basculante para vehículos, comercializados principalmente por fabricantes europeos y norteamericanos especializados en adaptaciones vehiculares [2]. Estos sistemas se instalan en reemplazo del asiento original y permiten girar el asiento hacia el vano de la puerta y, en algunos modelos, descenderlo hasta la altura de una silla de ruedas. Su costo, que incluye el producto, la importación y la instalación por personal certificado, los ubica fuera del alcance de la mayoría de las familias en Argentina, y no cuentan con representación ni servicio técnico local.

En el mercado nacional no se identificaron productos equivalentes. La oferta se limita a adaptaciones de mandos de conducción (aceleradores y frenos manuales) y a vehículos utilitarios adaptados con rampa, que corresponden a la alternativa de alto costo descripta en la Sección 1.1. Esta situación confirma el vacío de oferta que justifica el proyecto.

Capítulo 2 — Análisis de alternativas y diseño conceptual

2.1 Propuestas de solución

A partir del planteo del problema y de las condiciones límite se formularon tres propuestas de solución.

Propuesta 1 — Asiento intercambiable con giro y desplazamiento lateral. El sistema reemplaza al asiento estándar del vehículo utilizando sus mismos anclajes. Aprovecha las correderas originales del piso para el desplazamiento frontal-trasero, incorpora un segundo par de guías para el desplazamiento lateral hacia el vano de la puerta, y un sistema de rotación que orienta el asiento hacia la persona para facilitar la transferencia.

Propuesta 2 — Guías telescópicas perpendiculares. El asiento se desplaza hacia adelante y lateralmente mediante guías telescópicas rectas con direcciones perpendiculares, y su base rota para quedar orientada hacia la persona, volviendo luego a la posición de viaje.

Propuesta 3 — Sistema neumático. El asiento avanza hacia adelante y lateralmente mediante actuadores neumáticos, que también ejecutan el giro de orientación.

2.2 Matriz de decisión

Las tres propuestas se evaluaron mediante una matriz de decisión ponderada con diez criterios derivados de los objetivos y propósitos del proyecto. Los pesos reflejan la prioridad asignada a cada criterio, con mayor ponderación para la independencia del usuario. Cada propuesta se calificó de 1 a 5 en cada criterio. La Tabla 2-1 presenta el resultado.

Tabla 2-1: Matriz de decisión ponderada

Criterio	Peso	Asiento intercambiable	Guías telescópicas	Sistema neumático
Independencia del usuario	0,15	4	5	5
Seguridad / contención	0,10	5	4	5
Tiempo de operación	0,10	4	4	5
Comodidad de viaje	0,10	4	4	4
Peso total	0,10	3	4	2

Tabla 2-1: continuación.

Adaptabilidad	0,10	5	5	3
Grado de intervención	0,10	5	4	2
Costo	0,10	5	4	2
Mantenimiento	0,10	5	4	2
Normativa / seguridad	0,05	5	4	3
Total ponderado	**1,00**	**4,45**	**4,25**	**3,40**

La Propuesta 1 resultó la de mayor puntaje ponderado (4,45 sobre 5), destacándose en los criterios de menor intervención al vehículo, costo, mantenimiento y adaptabilidad. El sistema neumático quedó descartado principalmente por su peso, su grado de intervención (requiere compresor, acumulador y cañerías) y su costo de mantenimiento. La propuesta de guías telescópicas, si bien competitiva, ofrece menor rigidez estructural bajo cargas de choque y mayor intervención al vehículo por no reutilizar las correderas originales.

2.3 Arquitectura adoptada

La solución se materializa como un apilado de subsistemas entre el piso del vehículo y el asiento, cuya secuencia se describe en la Tabla 2-2 y se ilustra en la Figura 2-1.

Tabla 2-2: Niveles de la arquitectura del sistema (de abajo hacia arriba)

Nivel	Componente	Función
1	Piso del vehículo	Estructura de anclaje original
2	Correderas OEM del Peugeot 207	Desplazamiento longitudinal (recorrido 230 mm); reutilizadas sin modificación
3	Placa inferior (Al 6061-T6, 10 mm)	Vincula las correderas OEM con el anillo interior del rodamiento; aloja las tres posiciones del Pasador 2
4	Rodamiento de rodillos cruzados INA XSU080168	Rotación del conjunto superior; tres posiciones discretas (0°, +90°, −90°)
5	Placa media (Al 6061-T6, 10 mm)	Vincula el anillo exterior del rodamiento con las guías lineales; aloja el cuerpo del Pasador 2 y las dos posiciones del Pasador 1
6	Guías lineales HIWIN HGR20 / HGH20CA	Desplazamiento lateral del asiento hacia el vano (4 bloques sobre 2 rieles)
7	Placa superior (Al 6061-T6, 10 mm)	Interfaz entre los bloques de las guías y los anclajes del asiento; aloja el cuerpo del Pasador 1
8	Asiento	Elemento de contención del ocupante

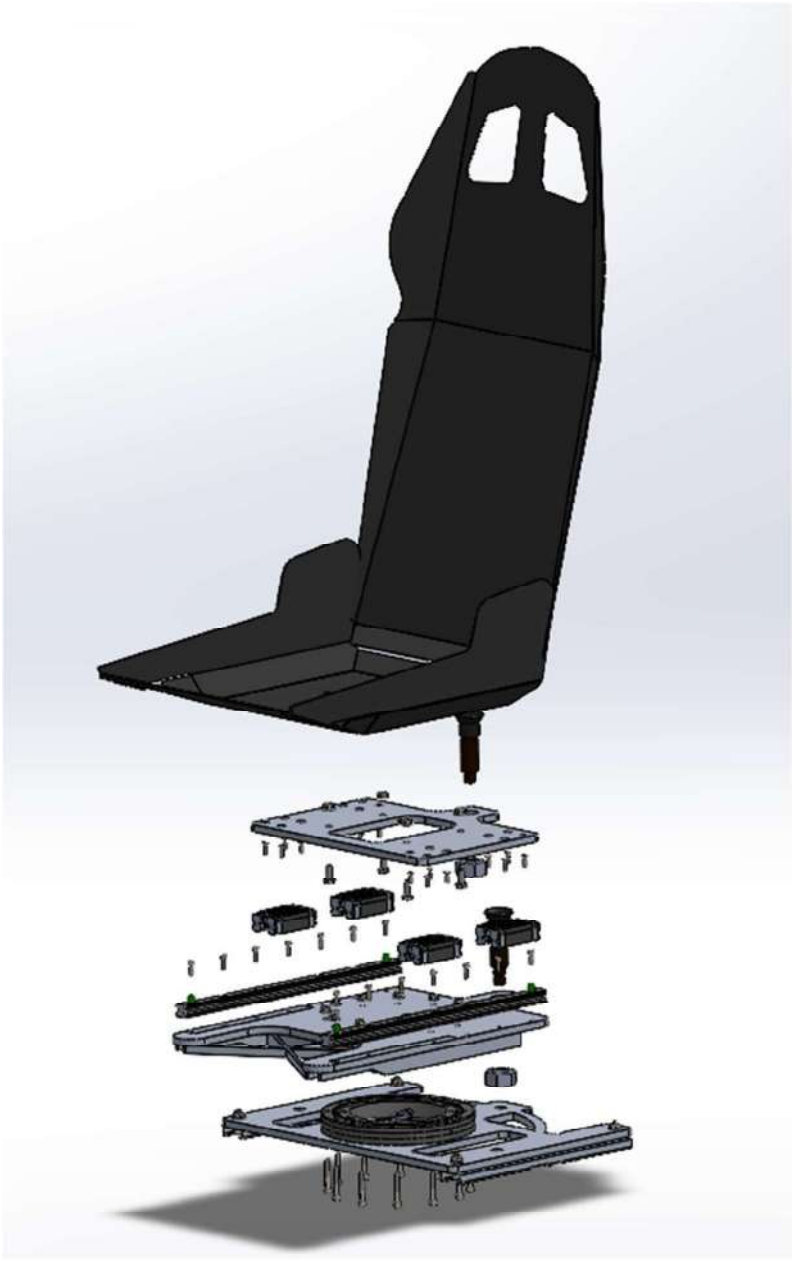


Figura 2-1: Arquitectura apilada del sistema.

Se adoptó un rodamiento de giro sin eje pasante: el anillo interior se atornilla a la placa inferior y el anillo exterior a la placa media, de modo que el propio rodamiento constituye la articulación de giro. El hueco central del rodamiento (Ø130 mm) se aprovecha para alojar el mecanismo de retorno a centro (Sección 3.4).

2.4 Cinemática y secuencia de operación

El sistema combina tres movimientos relativos: el desplazamiento longitudinal por las correderas OEM, la rotación sobre el rodamiento y el desplazamiento por las guías lineales.

Una aclaración cinemática es fundamental para la interpretación de las cargas: en la posición de viaje (0°), las guías lineales quedan alineadas con las correderas OEM del piso, ambas paralelas al eje longitudinal del vehículo. Las guías lineales se denominan “laterales” porque, una vez girado el rodamiento a ±90°, su dirección de desplazamiento pasa a ser transversal al vehículo, hacia el vano de la puerta. En consecuencia, bajo una carga de choque en posición de viaje, la fuerza inercial longitudinal actúa a lo largo del eje de ambos juegos de correderas, y no en forma perpendicular a ellas.

La secuencia de operación para el ascenso del vehículo es la siguiente:

- Con el vehículo detenido, el usuario acciona las correderas originales del vehículo hasta llevar el asiento a su posición máxima al frente.
- El usuario libera el Pasador 2 tirando de su perilla. El conjunto superior queda libre de girar.
- El usuario gira el asiento hacia la puerta (+90° o −90° según el lado). Al alcanzar la posición, el Pasador 2 se enclava automáticamente por acción de su resorte interno.
- El usuario libera el Pasador 1 y desplaza el asiento hacia afuera por las guías lineales hasta la posición extrema, donde el Pasador 1 se enclava automáticamente.
- Con el asiento fuera del habitáculo y a la altura de la silla de ruedas, el usuario realiza la transferencia.
- Una vez en el asiento se deben realizar los pasos en orden inverso, de manera de retornar a posición de viaje.
- Para descender debe realizar la misma secuencia, con la excepción de descender al momento de tener el asiento en posición fuera del habitáculo.

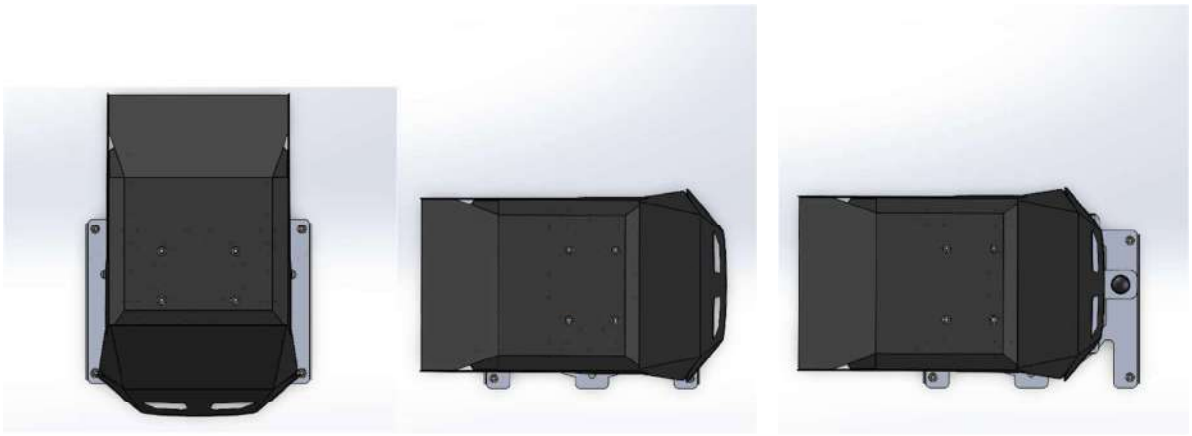


Figura 2-2: Secuencia de operación del sistema.

2.5 Principio estructural: separación de funciones

La decisión de diseño central del proyecto consiste en separar la función de movimiento de la función de retención en choque. Los componentes de movimiento (rodamiento y guías lineales) se seleccionan por su capacidad operativa; la carga de choque se asigna íntegramente a dos pasadores de bloqueo que atraviesan las placas y puentean a los componentes de movimiento.

El camino de carga bajo choque en posición de viaje es el siguiente:

Ocupante → Asiento → Placa superior → Pasador 1 → Placa media → Pasador 2 → Placa inferior → Correderas OEM → Piso

Ambos pasadores trabajan en serie y cada uno transmite la totalidad de la fuerza de choque, dado que cada pasador está montado en una placa y su perno atraviesa la placa contigua.

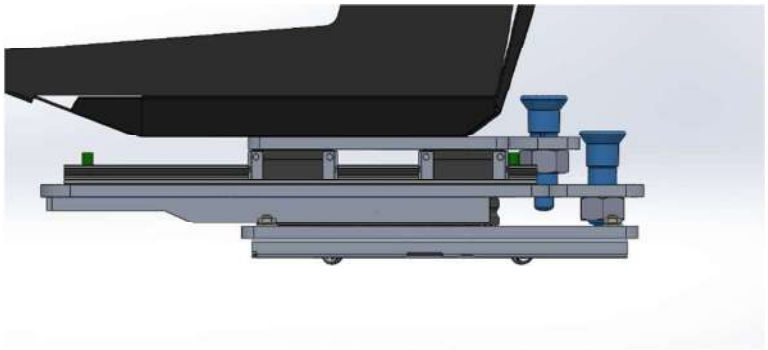


Figura 2-3: Camino de carga bajo choque en posición de viaje.

La justificación de esta decisión es cuantitativa. Un análisis preliminar mostró que, si el rodamiento y las guías tuvieran que resistir la carga de choque, se requeriría un rodamiento de la serie inmediata superior y guías lineales de tamaño 45 con seis bloques, con una masa de subsistema de guías de aproximadamente 25 kg frente a los 3 kg de la solución adoptada. La separación de funciones permite cumplir simultáneamente el requisito de resistencia a 20 g y el objetivo de masa acotada.

2.6 Hipótesis de carga

Se definieron dos escenarios de carga: el Escenario A de choque longitudinal, y el Escenario B de operación normal con el vehículo detenido. Los datos de partida se presentan en la Tabla 2-3.

Tabla 2-3: Datos de partida para el análisis de cargas

Variable	Símbolo	Valor	Justificación
Masa del ocupante	m_oc	130 kg	Criterio inclusivo, percentil 95
Masa del asiento y estructura móvil	m_st	20 kg	Estimación conservadora
Masa total del sistema móvil	m_tot	150 kg	m_oc + m_st
Altura del CG del ocupante sobre el plano de correderas	d_CG	350 mm	Condición límite del diseño, igual a la del asiento original
Aceleración de choque longitudinal	a_A	20 g = 196,2 m/s²	FMVSS 207 [3]
Factor dinámico de sentada	f_d	2,0	Impacto al sentarse, criterio conservador
Excentricidad del CG en posición extrema lateral	d_vol	200 mm	Geometría del recorrido lateral
Factor de seguridad, choque y operación	FS	2,0	Aplicaciones de seguridad de personas

2.6.1 Escenario A: choque longitudinal

La fuerza inercial total y el momento de vuelco asociado resultan:

$$F_A = m_tot \cdot a_A = 150\,kg \cdot 196{,}2\,m/s^2 = 29.430\,N \quad (2.1)$$

$$M_A = F_A \cdot d_CG = 29.430\,N \cdot 0{,}350\,m = 10.300\,N \cdot m \quad (2.2)$$

2.6.2 Escenario B: operación normal

La fuerza vertical de operación considera el peso del ocupante con el factor dinámico de sentada. En la posición extrema lateral, el desplazamiento del CG respecto del eje del rodamiento genera un momento de vuelco:

$$F_v = m_oc \cdot g \cdot f_d = 130\,kg \cdot 9{,}81\,m/s^2 \cdot 2{,}0 = 2.551\,N \quad (2.3)$$

$$M_B = F_v \cdot d_vol = 2.551\,N \cdot 0{,}200\,m = 510\,N \cdot m \quad (2.4)$$

2.7 Materiales y criterios de verificación

Los materiales adoptados y sus propiedades mecánicas de referencia se presentan en la Tabla 2-4. Para las verificaciones se utilizó el criterio de fluencia de Von Mises, con tensión cortante de fluencia τ_y = 0,577·σ_y, y factor de seguridad FS = 2 tanto en choque como en operación [11].

Tabla 2-4: Materiales adoptados y propiedades de referencia [11, 12]

Material	Aplicación	σ_y (MPa)	σ_u (MPa)	τ_y (MPa)
Aluminio 6061-T6	Placas	276	310	160
Acero templado (perno de pasador)	Pasadores Norelem	640	900	370
Acero clase 8.8 [27]	Tornillería general	640	800	370
Alambre de música (ASTM A228, Ø2,16)	Resortes de torsión	—	≈2.100	—

Capítulo 3 — Selección y verificación de componentes comerciales

Este capítulo desarrolla la selección de los componentes de catálogo del sistema y su verificación bajo los escenarios de carga definidos en el Capítulo 2. De acuerdo con el principio de separación de funciones, el rodamiento, las guías lineales y los resortes se verifican bajo cargas operativas (Escenario B), mientras que los pasadores se verifican bajo carga de choque (Escenario A).

3.1 Rodamiento de giro

3.1.1 Requisitos y tipo de rodamiento

El rodamiento debe permitir la rotación del conjunto medio-superior alrededor de un eje vertical, soportando simultáneamente carga axial (peso del ocupante) y momento de vuelco (posición extrema lateral), con altura mínima para no comprometer la habitabilidad del vehículo. Estas condiciones corresponden a un rodamiento de giro de rodillos cruzados (crossed roller slewing ring), que en una sola hilera de rodillos a 45° absorbe cargas axiales, radiales y de momento con rigidez elevada y altura reducida.

3.1.2 Selección

Se seleccionó el rodamiento INA XSU080168 de Schaeffler [13], cuyos datos se presentan en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1: Datos del rodamiento INA XSU080168 [13]

Parámetro	Valor
Diámetro interior (d)	130 mm
Diámetro exterior (D)	205 mm
Altura (B)	25,4 mm
Diámetro primitivo de rodillos (d_pw)	167,5 mm
Capacidad de carga estática axial (C_0a)	≈ 240 kN
Masa	3,3 kg
Agujeros de fijación	12 por anillo, pasantes para M6
PCD anillo interior / exterior	Ø165 / Ø195 mm

3.1.3 Verificación estática bajo operación

La carga estática equivalente combina la fuerza axial con el efecto del momento de vuelco en posición extrema lateral. Siguiendo el criterio del fabricante para rodamientos de giro:

$$P_0 = F_v + 2 \cdot M_B / d_{pw} = 2.551 + 2 \cdot 510 / 0{,}1675 = 8.641\ N \quad (3.1)$$

$$S_0 = C_{0a} / P_0 = 240.000 / 8.641 = 27{,}8 \quad (3.2)$$

El factor de seguridad estático resulta muy superior al mínimo de 2 recomendado por el fabricante para aplicaciones con requisitos de suavidad de giro. El rodamiento se encuentra ampliamente sobredimensionado desde el punto de vista de la resistencia; su tamaño quedó definido por el diámetro interior necesario para alojar el mecanismo de retorno a centro y por la altura mínima disponible en el catálogo.

Bajo carga de choque el rodamiento queda puenteado por el Pasador 2 y no requiere verificación.

3.1.4 Montaje

El anillo interior se fija a la placa inferior y el anillo exterior a la placa media, mediante 12 tornillos M6 clase 8.8 por anillo, pasantes a través de las placas y asegurados con tuerca. Cada placa se fabrica con planitud especificada ≤ 0,1 mm, según requiere el fabricante para garantizar el reparto uniforme de carga sobre los rodillos. La verificación de las uniones atornilladas se desarrolla en la Sección 4.4.3.

3.2 Guías lineales

3.2.1 Requisitos

Las guías deben proveer el desplazamiento del asiento hacia el vano de la puerta, soportando la carga vertical del ocupante y el momento de vuelco en la posición extrema, con baja fricción para mantener el esfuerzo de empuje del usuario dentro del límite ergonómico de 50 N.

3.2.2 Selección

Se seleccionaron guías lineales de perfil con bolas recirculantes HIWIN serie HG, tamaño 20 [14]: dos rieles HGR20 y cuatro bloques HGH20CA (dos por riel), con separación entre ejes de rieles de 280 mm. Los datos de catálogo se presentan en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2: Datos de las guías lineales HIWIN HGR20 / HGH20CA [14]

Parámetro	Valor
Capacidad de carga estática por bloque (C_0), valor conservador adoptado	17.000 N
Momento estático admisible M_P, M_Y	145 N·m
Largo del bloque (L)	77,5 mm
Altura del conjunto riel-bloque (H)	30 mm
Masa del bloque	0,33 kg
Masa del riel	2,21 kg/m
Rosca de montaje del bloque	4 × M5 × 6 mm, patrón 32 × 36 mm
Agujeros del riel	Ø6 pasante, avellanado Ø9,5 × 8,5, paso 60 mm
Largo de riel adoptado	400 mm
Precarga	Z0 (huelgo normal) — ver Sección 3.2.5

3.2.3 Cargas por bloque bajo operación

La fuerza vertical se reparte entre los cuatro bloques, y el momento de vuelco en posición extrema lateral se transforma en un par de fuerzas entre los dos rieles:

$$F_uniforme = F_v / 4 = 2.551 / 4 = 638\,N \quad (3.3)$$

$$\Delta F = M_B / (s_rieles \cdot 2) = 510 / (0{,}280 \cdot 2) = 911\,N \quad (3.4)$$

$$F_bloque,máx = 638 + 911 = 1.549\,N \quad (3.5)$$

3.2.4 Verificación combinada

Se aplicó el criterio de verificación combinada carga-momento del fabricante, incluyendo el momento parásito por distribución de carga sobre el largo del bloque:

$$M_P,parásito = F_bloque \cdot L / 8 = 1.549 \cdot 0{,}0775 / 8 = 15{,}0\,N \cdot m \quad (3.6)$$

$$F_bloque / C_0 + M_P,parásito / M_P \leq 1 / FS$$
$$1.549 / 17.000 + 15{,}0 / 145 = 0{,}091 + 0{,}103 = 0{,}194 \leq 0{,}5 \quad (3.7)$$

$$FS_efectivo = 1 / 0{,}194 = 5{,}2 \quad (3.8)$$

Las guías verifican con un factor de seguridad de 5,2 bajo operación. Cabe notar que el valor de C_0 adoptado (17 kN) es conservador respecto del publicado en el catálogo vigente para el HGH20CA (27,8 kN), por lo que el margen real es aún mayor.

3.2.5 Tolerancia de las guías a la deformación de la placa de apoyo

El análisis por elementos finitos de la placa media (Sección 4.2.6) mostró que, en la posición de asiento avanzado, el extremo en voladizo de los brazos que soportan los rieles desciende, generando una curvatura del riel en el plano vertical. Las guías de bolas recirculantes son sensibles a los errores de la superficie de montaje, por lo que se analizó cuánta deformación admiten.

Para una curvatura suave del riel, lo que cada bloque debe absorber es la desviación local bajo su propio largo y el desajuste de altura entre bloques del mismo grupo. Para un voladizo de largo L = 200 mm con flecha δ en el extremo, estas magnitudes resultan:

$$s_bloque = (3 \cdot \delta / L^2) \cdot (l_bloque^2 / 8) = 0{,}0556 \cdot \delta \quad (3.9)$$

$$s_grupo = (3 \cdot \delta / L^2) \cdot (s_grupo^2 / 8) = 0{,}454 \cdot \delta \quad (s_grupo = 220\,mm) \quad (3.10)$$

El fabricante especifica las tolerancias admisibles de montaje para el tamaño 20 según la precarga [14]: paralelismo P = 25 µm y altura S1 = 130 µm para precarga Z0 (huelgo normal), valores que se reducen a 20 y 85 µm para precarga ZA. El fabricante recomienda explícitamente la precarga Z0 por su capacidad de absorber desviaciones de la superficie de montaje. Igualando las Ecuaciones (3.9) y (3.10) a esos admisibles se obtiene la flecha tolerable en el extremo del voladizo:

$$Por\ desviación\ local: \quad \delta_adm = 25\,\mu m / 0{,}0556 = 0{,}45\,mm$$
$$Por\ desajuste\ de\ grupo: \ \delta_adm = 130\,\mu m / 0{,}454 = 0{,}29\,mm \ \leftarrow gobierna \quad (3.11)$$

Se adoptó como objetivo de diseño una flecha máxima de 0,25 mm en el extremo del voladizo, con margen sobre el valor admisible. Este objetivo se alcanza mediante una nervadura de rigidización de la placa media, estudiada en la Sección 4.2.6, y la especificación de precarga Z0 en el pedido de los bloques.

Como parte del análisis se evaluaron alternativas de guiado tolerantes a desalineación, cuyo resultado se resume en la Tabla 3-3. Se descartaron porque las compensaciones que ofrecen

corresponden a desalineación transversal entre rieles (paralelismo, flotación, rotación del carro) y no a la curvatura vertical a lo largo del riel que presenta este caso, o bien porque penalizan el esfuerzo de accionamiento del usuario.

Tabla 3-3: Alternativas de guiado evaluadas para tolerancia a deformación del apoyo

Alternativa	Principio	Motivo de descarte
Rollon Compact Rail K+U [15]	Rodillos en perfil C con riel compensador; rotación ±2°, flotación 3,9 mm	Compensa desalineación transversal, no curvatura longitudinal; requiere rediseño de interfaces
igus drylin T [16]	Guía de deslizamiento polimérica, intercambiable dimensionalmente con HG	Coeficiente de fricción 0,10-0,20: esfuerzo de empuje de 150-300 N, incompatible con el límite de 50 N
PBC Linear Steel Rail Plus [17]	Rodillos con carro rotante y flotante	Compensa desalineación transversal; requiere nuevos patrones de agujeros
HIWIN HGH20CA-Z0 + nervadura	Guía de bolas con precarga de huelgo normal y apoyo rigidizado	**Adoptada**: masa adicional de 130 g, sin cambio de interfaces, esfuerzo de usuario ~30 N

3.3 Pasadores de bloqueo

3.3.1 Requisitos

Los pasadores constituyen el único camino de carga bajo choque y deben cumplir dos requisitos simultáneos: resistencia al cizallamiento de la fuerza de choque F_A con FS ≥ 2 en cizallamiento simple; comportamiento autobloqueante, entendido como la tendencia permanente del perno a ingresar en su alojamiento y su enclavamiento automático al alinearse, sin acción del usuario.

3.3.2 Análisis de alternativas

Se evaluaron cuatro familias de componentes de posicionamiento, cuyo análisis se resume en la Tabla 3-4. El proceso puso en evidencia dos confusiones frecuentes en la interpretación de catálogos que resultaron determinantes: la fuerza que los fabricantes de pasadores de indexado declaran (del orden de 250 N) corresponde a la fuerza del resorte de retracción y no a la capacidad estructural del perno, que debe calcularse a partir de su sección y material; y la designación “M16” de estos componentes refiere a la rosca del cuerpo, no al diámetro del perno, que resulta considerablemente menor.

Tabla 3-4: Alternativas de pasador evaluadas

Familia	Ejemplo	Re-enganche automático	Ø perno máx.	Resultado
Pasador de indexado con traba a 90°	Halder 22120 [18]	No (queda trabado afuera)	12 mm	Descartado: traba innecesaria; FS = 1,42 en cizalla simple
Pasador de bolas (ball lock pin)	Halder 22340 [18]	No (requiere pulsar botón para insertar)	30 mm	Descartado: requiere accionamiento para entrar
Pasador de retención elástica (detent pin)	Jergens Kwik-Lok [19]	No (queda afuera al extraerlo)	25 mm	Descartado: sin resorte de re-enganche
Pasador de indexado sin ranura de bloqueo	Norelem 03093-1516 [20]	**Sí**	**16 mm**	**Adoptado**

3.3.3 Selección

Se seleccionó el pasador de indexado Norelem serie 03093-1516, variante sin ranura de bloqueo, con perno de Ø16 mm en acero templado y cuerpo roscado M24×2 [20]. En esta variante el perno está permanentemente empujado por el resorte interno, no puede trabarse en posición retraída, y al alinearse con el alojamiento ingresa automáticamente. Los datos se presentan en la Tabla 3-5.

Tabla 3-5: Datos del pasador Norelem 03093-1516, perno Ø16 [20]

Parámetro	Valor
Diámetro del perno (d_1)	16 mm, tolerancia h7
Rosca del cuerpo (d_2)	M24 × 2
Longitud total	96 mm
Recorrido del perno	16 mm
Material del perno	Acero templado (τ_y ≈ 370 MPa)
Fuerza del resorte de retracción	40 N
Masa estimada	0,38 kg

Se descartó la versión en acero inoxidable 1.4305 del mismo componente, cuya tensión cortante de fluencia (≈110 MPa) es un tercio de la del acero templado y hubiera requerido diámetros de perno no disponibles.

3.3.4 Verificación al cizallamiento

Ambos pasadores trabajan en serie y cada uno transmite la totalidad de F_A en cizallamiento simple. Con la tensión cortante de fluencia del acero templado:

$$A = \pi \cdot d_1^2 / 4 = \pi \cdot 16^2 / 4 = 201{,}1\ mm^2 \quad (3.12)$$

$$\tau = F_A / A = 29.430 / 201{,}1 = 146{,}3\ MPa \quad (3.13)$$

$$FS = \tau_y / \tau = 370 / 146{,}3 = 2{,}53 \quad (3.14)$$

El pasador verifica con FS = 2,53 en cizallamiento simple. El diámetro mínimo para FS = 2 resulta de invertir la Ecuación (3.13): d_min = 14,2 mm, lo que confirma que el Ø16 es el menor diámetro de catálogo que cumple el criterio.

3.3.5 Configuración de posiciones y esfuerzo de accionamiento

El Pasador 1 (placa superior ↔ placa media) tiene dos posiciones de bloqueo: la de viaje, que es la única que recibe carga de choque, y la de descenso en el extremo lateral. El Pasador 2 (placa media ↔ placa inferior) tiene tres posiciones a radio 95 mm del eje de giro: 0°, +90° y −90°, lo que permite la instalación indistinta del lado del conductor o del acompañante.

El esfuerzo del usuario para liberar cada pasador equivale a la fuerza del resorte de retracción, estimada en 40 N según el fabricante. Este verifica el límite ergonómico de 50 N adoptado.

3.4 Resortes de retorno a centro

3.4.1 Requisito de seguridad a prueba de fallas

Si el usuario libera el Pasador 2 y no completa el giro hasta una posición de bloqueo, el conjunto superior queda libre de girar sobre el rodamiento. Para evitar esta condición, el sistema incorpora un mecanismo que lleva el conjunto automáticamente a la posición de viaje (0°) desde cualquiera de las posiciones giradas, de modo que el Pasador 2 encuentre su alojamiento y se enclave. El par de retorno debe ser suficiente para vencer la fricción del rodamiento, pero no tan elevado que dificulte el giro manual del asiento.

3.4.2 Ventana de diseño del par

El límite inferior lo define la fricción del rodamiento en la condición más desfavorable para el retorno, que es el asiento vacío (mínima carga axial y por lo tanto mínima fricción que ayude a frenar, pero también mínimo par disponible si se dimensiona para ocupante):

$$M_fricción, vacío = \mu \cdot F_a \cdot d_pw / 2 = 0{,}004 \cdot 196 \cdot 0{,}0838 \approx 0{,}07\ N \cdot m \ (3.15)$$

El límite superior lo define el par que un usuario con fuerza reducida puede aplicar cómodamente en el borde del asiento:

$$M_usuario = F \cdot r = 40\ N \cdot 0{,}25\ m = 10\ N \cdot m \ (3.16)$$

Se adoptó una ventana de diseño de 0,5 a 3 N·m (margen de 7× sobre la fricción y un tercio del par del usuario), con objetivo de 1,5 N·m en el ángulo de 90°.

3.4.3 Arquitectura del mecanismo

Un único resorte de torsión no provee retorno a centro desde ambos sentidos de giro. Se adoptó una arquitectura de dos resortes de torsión opuestos con tope común en 0°: uno de giro derecho (LTR) actúa cuando el sistema gira a +90°, y uno de giro izquierdo (LTL) cuando gira a −90°. En la posición 0° ambos se encuentran en su posición de reposo contra el tope. Cada resorte trabaja solo en su sentido, lo que duplica su vida útil y provee redundancia.

El montaje aprovecha el hueco central del rodamiento (Ø130 mm): un eje fijo a la placa inferior aloja los dos resortes apilados, un tope fijo solidario a la placa inferior retiene una pata de cada resorte, y un pasador de arrastre que cuelga de la placa media acciona la otra pata al girar. El conjunto no agrega altura al sistema.

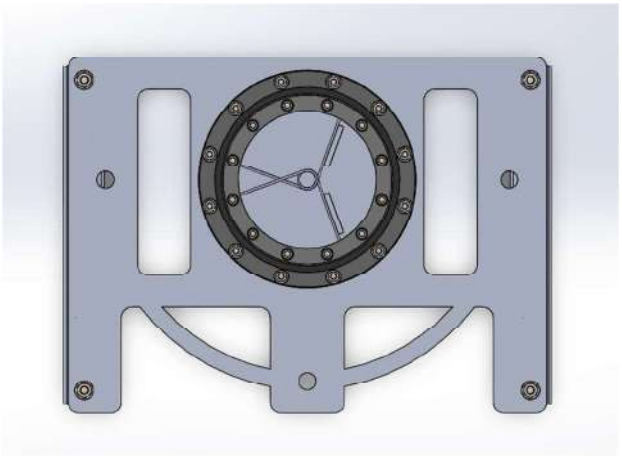


Figura 3-1: Montaje de los resortes de retorno en el hueco del rodamiento.

3.4.4 Selección y verificación

Se seleccionaron los resortes de torsión de catálogo Lee Spring LTR085N 01 M (giro derecho) y LTL085N 01 M (giro izquierdo) [21], cuyos datos se presentan en la Tabla 3-6.

Tabla 3-6: Datos de los resortes Lee Spring LTR/LTL085N 01 M [21]

Parámetro	Valor
Diámetro exterior	19,00 mm
Diámetro de alambre	2,16 mm
Número de espiras	4,25
Longitud de pata	63,5 mm
Posición libre de patas	90°
Par a 90° de deflexión (catálogo)	12,861 in·lb
Material	Alambre de música (ASTM A228)
Masa	10 g cada uno

$$M_90° = 12{,}861\ in \cdot lb \cdot 0{,}11298\ N \cdot m/(in \cdot lb) = 1{,}453\ N \cdot m \quad (3.17)$$

El par de 1,453 N·m se encuentra en el centro de la ventana de diseño y prácticamente coincide con el objetivo de 1,5 N·m. El esfuerzo del usuario para girar contra el resorte resulta:

$$F = M_90° / r = 1{,}453 / 0{,}25 = 5{,}8\ N \quad (3.18)$$

Valor muy inferior al límite de 50 N. Las patas de 63,5 mm alcanzan desde el eje central hasta la proximidad de la pared del hueco de Ø130 mm, donde se ubican los topes. El resorte está catalogado por el fabricante para 90° de deflexión, por lo que su tensión de flexión se encuentra dentro del admisible sin necesidad de verificación adicional.

3.5 Asiento

3.5.1 Requisitos

El asiento debe alojar al ocupante de hasta 130 kg, ser compatible con el cinturón de tres puntos original del vehículo, contar con apoyacabezas conforme a FMVSS 202a, presentar un ancho compatible con el vano de la puerta del Peugeot 207, y tener la menor masa posible dentro de esas condiciones.

3.5.2 Alternativas evaluadas

Se analizaron tres alternativas, resumidas en la Tabla 3-7.

Tabla 3-7: Alternativas de asiento evaluadas

Alternativa	Masa	Ancho	Observaciones
Asiento OEM Peugeot 207	≈ 18 kg	Original	Homologación vial resuelta; mayor masa
Recaro Pole Position ABE [22]	7,0 kg (GFRP) / 4,5 kg (carbono)	390 mm	Apoyacabezas integrado, apto cinturón 3 puntos, tapizado FMVSS 302; certificación válida con herrajes del fabricante
Butaca de fibra RMC402 [23]	2,7 kg (+1 kg almohadón)	390 mm	Uso declarado para competición; límite de ocupante 140 kg

La butaca de fibra presenta la menor masa. El asiento original ofrece la solución normativamente más sólida a costa de la masa. La butaca Recaro Pole Position ABE combina aprobación vial, apoyacabezas integrado, compatibilidad con cinturón de tres puntos y un ancho de banqueta de 390 mm idéntico al de la butaca nacional evaluada, con una masa intermedia.

3.5.3 Selección

Se adoptó la butaca de fibra RMC402 [23]. La decisión se fundamenta en el criterio de masa, que es el que gobierna el balance global del proyecto, y en la disponibilidad y el costo en el mercado local, criterio que responde al objetivo de accesibilidad económica del sistema. Los fundamentos se detallan en la Tabla 3-8.

Tabla 3-8: Justificación de la selección del asiento

Criterio	Fundamento de la selección
Masa	Con 2,7 kg de carcasa más 1,0 kg de almohadonado, el conjunto alcanza 3,7 kg frente a los aproximadamente 18 kg del asiento original. El ahorro de 14,3 kg compensa una parte sustancial de la masa del mecanismo, que es el factor crítico para cumplir la condición límite de compatibilidad con la carga útil del vehículo
Dimensiones	El ancho de 390 mm es la dimensión crítica para el paso por el vano de la puerta durante el recorrido lateral, y coincide con el de la alternativa homologada evaluada, lo que permite su intercambio sin rediseño de la placa superior

Tabla 3-8: continuación.

Criterio	Fundamento de la selección
Interfaz de montaje	Los anclajes inferiores son directamente compatibles con el patrón de cuatro puntos de la placa superior, sin requerir soportes laterales adicionales que sumarían entre 2 y 3 kg
Rigidez estructural	La carcasa monocasco de fibra de vidrio distribuye la carga del ocupante hacia los cuatro anclajes, que es la hipótesis adoptada en el modelo de cálculo de la placa superior (Sección 4.3)
Costo y disponibilidad	Producto de fabricación nacional, con disponibilidad inmediata y sin costos de importación, lo que responde al objetivo de costo accesible del sistema
Mantenimiento	La carcasa de fibra no requiere mantenimiento y el almohadonado es reemplazable de forma independiente

Capítulo 4 — Memoria de cálculo de elementos fabricados y uniones

Este capítulo presenta la verificación de las tres placas de aluminio y de todas las uniones del sistema. Para las placas se emplearon modelos analíticos de viga equivalente y se contrastaron con análisis por elementos finitos en SolidWorks Simulation [24] para la placa media, cuya geometría en voladizo lo justificaba.

4.1 Placa inferior

4.1.1 Geometría

Tabla 4-1: Geometría de la placa inferior

Parámetro	Valor
Material	Al 6061-T6
Dimensiones	450 × 335 mm
Espesor adoptado	10 mm
Centro del rodamiento	(225 ; 115) mm — centrado en X, excéntrico 52,5 mm en Y
Anclaje a correderas OEM	4 × Ø9 en las esquinas, patrón 390 × 275 mm
Fijación del anillo interior	12 × Ø6,8 pasantes, PCD Ø165
Alojamientos del Pasador 2	3 × Ø16 E9, a radio 95 mm, en 0°, +90° y −90°

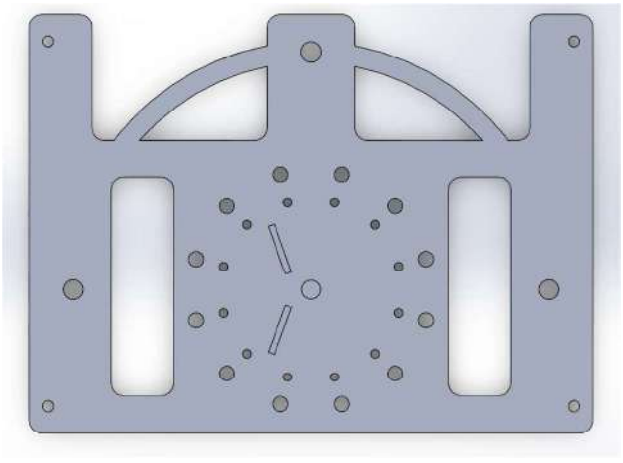


Figura 4-1: Placa inferior, vista en planta.

4.1.2 Hipótesis de cálculo

- H1: carga vertical de diseño P_0 = 8.641 N (carga equivalente del rodamiento, Ecuación 3.1), aplicada como fuerza vertical sobre la placa.
- H2: modelo de viga simplemente apoyada en cada dirección, con ancho colaborante igual al ancho de placa.
- H3: en X la carga se reparte en el ancho de apoyo del rodamiento (a = 205 mm); en Y se toma puntual y excéntrica.
- H4: bajo choque, la placa recibe F_A = 29.430 N en el plano a través del perno del Pasador 2 en posición 0°.

4.1.3 Flexión en la dirección transversal (X)

Entre las correderas OEM, separadas L_x = 345 mm, con la carga repartida en el ancho de la sede:

$$M_x = P_0 \cdot (2 \cdot L_x - a) / 8 = 8.641 \cdot (690 - 205) / 8 = 523.900\, N \cdot mm \quad (4.1)$$

$$t_req = \sqrt{(6 \cdot M_x / (b \cdot \sigma_adm))} = \sqrt{(6 \cdot 523.900 / (335 \cdot 138))} = 8{,}25\, mm \quad (4.2)$$

4.1.4 Flexión en la dirección longitudinal (Y) con excentricidad

Entre los anclajes delanteros y traseros, separados L_y = 275 mm, con la carga a a = 85 mm del apoyo cercano y b = 190 mm del lejano:

$$M_y = P_0 \cdot a \cdot b / L_y = 8.641 \cdot 85 \cdot 190 / 275 = 507.500\, N \cdot mm \quad (4.3)$$

$$t_req = \sqrt{(6 \cdot 507.500 / (450 \cdot 138))} = 7{,}00\, mm \quad (4.4)$$

La excentricidad de 52,5 mm produce además un reparto asimétrico de reacciones: el par de anclajes cercano al rodamiento toma el 67 % de la carga (2.908 N por anclaje), muy por debajo de la capacidad de un tornillo M8.

4.1.5 Aplastamiento del alojamiento del pasador bajo choque

El perno del pasador Ø16 transmite F_A al aluminio por aplastamiento sobre un área igual a su medio arco por el espesor de placa:

$$t_req = F_A / (\sigma_adm \cdot d_perno) = 29.430 / (138 \cdot 16 \cdot pi/2) = 8{,}49\, mm \quad (4.5)$$

4.1.6 Desgarro de borde bajo choque

Para el alojamiento en posición 0°, con dos planos de corte hacia el borde más cercano:

$$A_req = F_A / \tau_adm = 29.430 / 80 = 368\ mm^2 \quad (4.6)$$
$$e_min = A_req / (2 \cdot t) + d/2 = 368 / 20 + 8 = 26{,}4\ mm \quad (4.7)$$

Se adoptó una distancia mínima de 30 mm desde el centro de cualquier alojamiento cargado hasta el borde de la placa.

4.1.7 Adopción

Tabla 4-2: Verificación de la placa inferior con t = 10 mm

Condición	t mínimo (mm)	FS con t = 10 mm
Flexión X, operación	8,25	2,94
Flexión Y, operación (excéntrica)	7,00	4,08
Aplastamiento del alojamiento del pasador 2	8,49	2,36
Desgarro de borde, choque	e ≥ 30 mm	≥ 2

Masa estimada: 2,913 kg bruto.

4.2 Placa media

4.2.1 Geometría

Tabla 4-3: Geometría de la placa media

Parámetro	Valor
Material	Al 6061-T6
Dimensiones	510 × 300 mm, contorno oblongo para barrido de giro
Espesor adoptado	10 mm
Centro del rodamiento	260,4 mm del borde inferior (excentricidad ≈ 10 mm)
Fijación del anillo exterior	12 × Ø6,8 pasantes, PCD Ø195
Rieles HGR20	2 × 7 roscas M5 ciegas, separación entre rieles 280 mm
Alojamientos del Pasador 1	2 × Ø16 E9
Alojamiento del cuerpo del Pasador 2	1 × M24×2 roscado, taladro previo Ø22
Nervaduras	Diseño con 2 nervios a cada lateral y reticulado interno en espesor 5mm

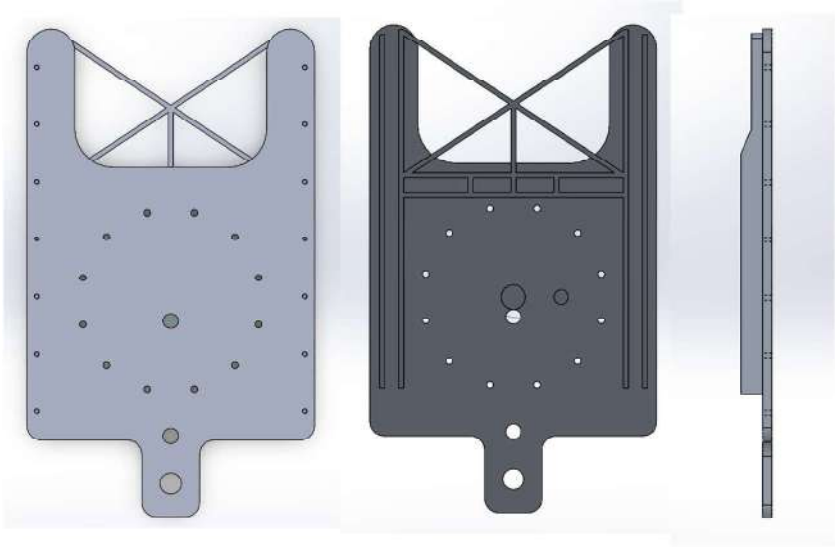


Figura 4-2: Placa media, vistas superior, inferior y lateral.

4.2.2 Modelo estructural

A diferencia de la placa inferior, esta placa apoya en el centro (corona del anillo exterior del rodamiento) y recibe la carga en la periferia a través de los rieles. El caso crítico es la posición extrema lateral, en la que los dos bloques delanteros cargan cerca del extremo de la placa, generando un voladizo respecto del apoyo anular.

- H1: carga en el voladizo igual a la de los dos bloques más cargados: 2 × 1.549 = 3.098N.
- H2: bloques extremos a 255 mm del centro; apoyo anular efectivo en R = 100 mm; brazo de voladizo L_v = 155 mm.
- H3: ancho colaborante por difusión a 45° desde los dos puntos de carga: b = 280 + 2·155 = 590 mm, limitado al ancho de placa de 300 mm.

4.2.3 Flexión del voladizo

$$M_v \;=\; F_ext \;\cdot\; L_v \;=\; 3.098 \;\cdot\; 0{,}155 \;=\; 480\ N \cdot m \quad (4.8)$$

$$t_req \;=\; \sqrt{(6 \cdot 480.000 \,/\, (300 \cdot 138))} \;=\; 8{,}34\ mm \quad (4.9)$$

4.2.4 Aplastamiento del alojamiento del Pasador 1 bajo choque

Idéntico a la Ecuación (4.5): t_req = 8,49 mm.

4.2.5 Alojamiento del cuerpo del Pasador 2 bajo choque

El cuerpo M24×2 del Pasador 2 se monta en agujero roscado en la placa y transmite la reacción de cizalla por aplastamiento sobre los flancos de la rosca. Tomando como área resistente el diámetro menor de la rosca por el espesor de placa [35]:

$$d_3 = 24 - 1{,}2268 \cdot 2 = 21{,}55\ mm \quad (4.10)$$

$$\sigma = F_A\ /\ (d_3 \cdot t) = 29.430\ /\ (21{,}55 \cdot 10) = 136{,}6\ MPa \quad (4.11)$$

$$FS = 276\ /\ 136{,}6 = 2{,}02 \quad (4.12)$$

4.2.6 Rigidez del voladizo y nervadura

El análisis por elementos finitos de la placa sin rigidizar arrojó una flecha de 1,1 mm en el extremo de los brazos bajo la carga de la posición extrema. Este valor supera la flecha admisible de 0,29 mm deducida en la Sección 3.2.5 para las guías HGH20CA-Z0.

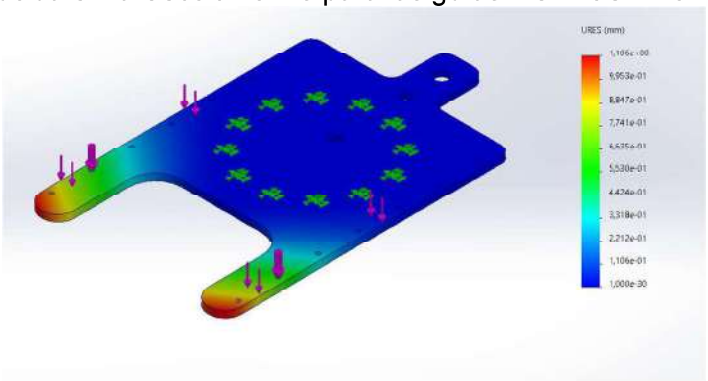


Figura 4-3: Desplazamientos resultantes de la placa media en posición de asiento avanzado sin nervaduras.

Con el agregado de las nervaduras los desplazamientos disminuyeron hasta alcanza un valor de 0,23mm.

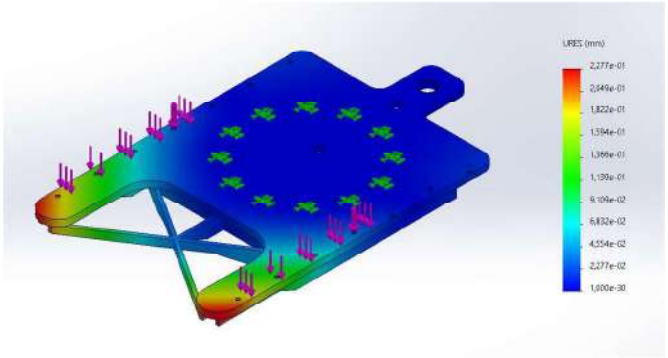


Figura 4-4: Desplazamientos resultantes de la placa media en posición de asiento avanzado con nervaduras.

4.2.7 Desgarro de borde del alojamiento Ø24

Para el alojamiento del cuerpo del pasador, con d = 24 mm y t = 10 mm:

$$e_min = 360 / 20 + 12 = 30\,mm \quad (4.13)$$

El alojamiento debe ubicarse a no menos de 30 mm del borde de la placa. Esta condición aplica en ambos sentidos de la carga de choque, dado que FMVSS 207 contempla la solicitación hacia adelante y hacia atrás.

4.2.8 Adopción

Tabla 4-4: Verificación de la placa media con t = 10 mm

Condición	t mínimo (mm)	FS con t = 10 mm
Flexión del voladizo, operación	8,34	2,88
Aplastamiento del alojamiento del perno del Pasador 1	8,49	2,36
Cuerpo del Pasador 2, choque	9,90	2,02
Desgarro de borde, choque	e ≥ 30 mm	≥ 2
Rigidez del voladizo (con nervadura)	δ = 0,23mm	δ_adm = 0,29 mm

Masa estimada: 3,467 kg bruto.

4.3 Placa superior

4.3.1 Geometría

Tabla 4-5: Geometría de la placa superior

Parámetro	Valor
Material	Al 6061-T6
Dimensiones	335 × 220 mm
Espesor adoptado	10 mm
Anclaje del asiento	4 × Ø9 pasantes, patrón 150 × 100 mm, tornillos M8 clase 8.8 [31]
Fijación a bloques HIWIN	16 × Ø5,5 pasantes, 4 grupos de 32 × 36 mm, separación entre rieles 280 mm
Alojamiento del cuerpo del Pasador 1	1 × M24×2 roscado, taladro previo Ø22, a ≥ 30 mm del borde

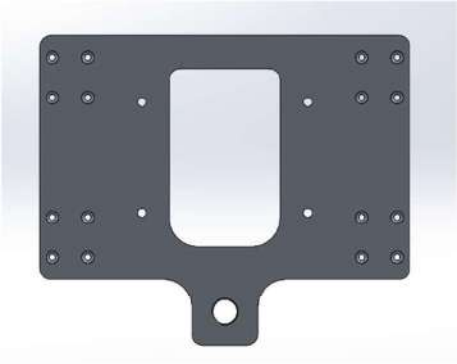


Figura 4-5: Placa superior, vista en planta.

4.3.2 Flexión entre anclajes y bloques

La placa recibe la carga del asiento en los cuatro anclajes (patrón interior) y la baja a los cuatro bloques (apoyos exteriores). En posición extrema, el momento de vuelco se reparte entre anclajes separados 100 mm:

$$F_anclaje, máx = F_v/4 + M_B/(0{,}100 \cdot 2) = 638 + 2.550 = 3.188\,N \quad (4.14)$$

Se adoptó una envolvente conservadora aplicando la carga máxima de anclaje con el brazo máximo anclaje-bloque (65 mm, dirección transversal), y ancho colaborante b = 100 + 2·65 = 220 mm:

$$M = 2 \cdot 3.188 \cdot 0{,}065 = 414\,N \cdot m \quad (4.15)$$

$$t_req = \sqrt{(6 \cdot 414.000 \,/\, (220 \cdot 138))} = 9{,}04\,mm \quad (4.16)$$

4.3.3 Alojamiento del cuerpo del Pasador 1 bajo choque

Idéntico a la Ecuación (4.12): FS = 2,02 con rosca M24×2 en la placa, bajo el criterio del diámetro menor.

4.3.4 Anclajes del asiento bajo choque

La fuerza de choque entra a la placa por los cuatro tornillos de anclaje del asiento:

$$V = F_A \,/\, 4 = 7.358\,N\ por\ tornillo \quad (4.17)$$

$$Aplastamiento\ sobre\ la\ placa\text{:}\ \sigma = 7.358 \,/\, (8 \cdot 10) = 92\,MPa \rightarrow FS = 3{,}00 \quad (4.18)$$

$$Corte\ del\ tornillo\ M8\ (A_s\ =\ 39{,}9\ mm^2)\colon\ \tau\ =\ 7.358\ /\ 39{,}9\ =\ 184\ MPa\ (4.19)$$
$$Clase\ 8.8\ (\tau_y\ =\ 370\ MPa)\colon\ FS\ =\ 2{,}01\ (4.20)$$

Se especifican los cuatro tornillos de anclaje del asiento en clase 8.8.

4.3.5 Desgarro de borde del alojamiento Ø24

Idéntico a la Sección 4.2.7, basándose en la Ecuación (4.13)

4.3.6 Adopción

Tabla 4-6: Verificación de la placa superior con t = 10 mm

Condición	t mínimo (mm)	FS con t = 10 mm
Flexión, operación (envolvente)	9,04	2,45
Cuerpo roscado del Pasador 1, choque	9,90	2,02
Aplastamiento anclajes del asiento, choque	6,7	3,00
Corte tornillos de anclaje (8.8), choque	—	2,01
Desgarro de borde de la rosca M24×2, choque	e ≥ 30 mm	≥ 2

Masa estimada: 1,637 kg bruto.

4.4 Uniones atornilladas

Las uniones del rodamiento, de las guías y de los bloques transmiten únicamente cargas operativas. La unión propia de las correderas OEM y al piso constituye el último eslabón del camino de carga de choque; su verificación analítica queda fuera del alcance del presente trabajo por entender que ya son verificados para el diseño del vehículo original. Los criterios generales de dimensionado siguen la norma VDI 2230 [25]; los agujeros de paso, la norma ISO 273 [26].

4.4.1 Placa superior → bloques HIWIN

El bloque HGH20CA-Z0 provee cuatro roscas M5 de 6 mm de profundidad en su cara superior; la placa lleva agujeros pasantes lisos y el tornillo entra desde arriba.

Tabla 4-7: Unión placa superior – bloques HIWIN

Elemento	Especificación	Cantidad
Agujeros en la placa	Ø5,5 H13 [34] pasantes lisos, 4 por bloque en patrón 32 × 36 mm	16
Tornillos	M5 × 16 cab. Avellanada DIN 965 clase 8.8 [30]	16
Par de apriete	≈ 4,5 N·m con fijador de rosca	—

$$A = \pi/4 \cdot (8{,}5^2 - 5{,}5^2) = 33{,}0\ mm^2 \quad (4.21)$$

$$Precarga\ admisible\colon\ F = 138 \cdot 33{,}0 = 4.554\ N \quad (4.22)$$
$$Par\ de\ apriete\ correspondiente\colon\ T = 0{,}2 \cdot 0{,}005 \cdot 4.554 = 4{,}6\ N \cdot m \quad (4.23)$$

El par especificado de 4,5 N·m mantiene la presión bajo la cabeza en FS = 2 y provee una precarga muy superior a la solicitación operativa de cada tornillo.

4.4.2 Rieles HGR20 → placa media

El riel trae agujeros pasantes avellanados; la placa se rosca.

Tabla 4-8: Unión rieles – placa media

Elemento	Especificación	Cantidad
Roscas en la placa	M5 ciegas, 8 mm de profundidad, taladro previo Ø4,2, paso 60 mm	14 (7 por riel)
Tornillos	M5 × 16 DIN 912 clase 8.8 [29]	14
Arandelas / tuercas	No requiere (el avellanado del riel aloja la cabeza)	—
Par de apriete	≈ 5 N·m con fijador de rosca	—

El empotramiento en aluminio resulta de 7 mm (1,4·d), cuya resistencia al arrancamiento verifica frente a la carga de prueba del tornillo:

$$A_s \approx 0{,}6 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 7 = 66\ mm^2;\ V = 66 \cdot 160 = 10{,}5\ kN \quad (4.24)$$

$$10{,}5\ kN > 8{,}9\ kN\ (carga\ de\ prueba\ M5\ 8.8) \quad (4.25)$$

4.4.3 Placas → rodamiento (dos uniones idénticas)

Se adoptó tornillo pasante con tuerca en lugar de rosca en aluminio, lo que evita el arrancamiento de hilo en el aluminio, permite alcanzar la precarga completa del tornillo sin comprometer el largo de rosca.

Tabla 4-9: Unión placa – rodamiento (por cada anillo)

Elemento	Especificación	Cantidad
Agujeros en la placa	Ø6,8 H13 pasantes lisos	12
Tornillos	M6 × 40 DIN 912 clase 8.8	12
Tuercas	Hexagonales p/M6 DIN 934	12
Par de apriete	4,3 N·m, en cruz, tres pasadas	—

Precarga de montaje M6 8.8 (70 % de la carga de prueba):

$$F_p = 0{,}7 \cdot 600 \cdot 20{,}1 = 8.442\ N \quad (4.26)$$

Carga operativa por tornillo:

$$F = \frac{4 \cdot M_B}{n \cdot PCD} + \frac{F_v}{n} = \frac{4 \cdot 510}{12 \cdot 0{,}195} + \frac{2.551}{12} \quad (4.27)$$

$$F = 872 + 213 = 1.085\ N \quad (4.28)$$

$$Capacidad\ por\ rozamiento\ (\mu = 0{,}2)\text{: } 12 \cdot 8.442 \cdot 0{,}2 = 20{,}3\ kN \quad (4.29)$$

$$Verificación\ de\ separación\ de\ junta\ (\Phi \approx 0{,}2)\text{:}$$

$$\sigma_{tornillo} = \frac{8.442 + 0{,}2 \cdot 1.085}{20{,}1} = 431\ MPa < 600\ MPa\ (carga\ de\ prueba) \quad (4.30)$$

$$F_clamp, residual = 8.442 - 0{,}8 \cdot 1.085 = 7.574\ N > 0 \quad (4.31)$$

$$Verificación\ del\ largo\ del\ tornillo\text{:}$$

$$Agarre = 25{,}4\ (anillo) - 7{,}4\ (cavidad) + 10(placa) = 28{,}0mm \quad (4.32)$$

$$Tuerca\ DIN\ 934\ M6\ (altura\ 6\ mm)\text{: } 28{,}0 + 6{,}0 = 34{,}0\ mm \quad (4.33)$$

$$Hilos\ sobresalientes = 40 - 34 = 6\ mm = 6\ hilos\ (paso\ 1{,}0\ mm) \quad (4.34)$$

4.4.4 Placa inferior → correderas OEM (unión de choque)

Esta unión se verifica bajo el Escenario A, idéntico a la Ecuación (4.20): FS = 2,01.

Tabla 4-10: Unión placa inferior – correderas OEM

Elemento	Especificación	Cantidad
Agujeros en la placa	Ø9 H13 redondos, pasantes lisos	4
Tornillos	M8 x 25 DIN 912 clase 8.8	4
Arandelas	Arandela plana p/M8, DIN 125-A	4
Tuercas	M8 hexagonal DIN 934	4

4.5 Montaje de los pasadores

4.5.1 Alojamiento del cuerpo

El cuerpo M24×2 de cada pasador se rosca directamente en su placa (superior para el Pasador 1, media para el Pasador 2) y se asegura con una tuerca M24×2 de paso fino sobre la cara opuesta, que cumple función de contratuerca. La contratuerca es obligatoria: si el cuerpo se desenrosca por vibración, el perno pierde profundidad de enganche y puede no alcanzar su alojamiento, con la perilla aparentando la posición de bloqueo. La tuerca se complementa con fijador químico de rosca.

Tabla 4-11: Alojamiento del cuerpo del pasador.

Elemento	Especificación
Alojamiento en la placa	Rosca M24×2 pasante, taladro previo Ø22
Contratuerca	1 × M24×2 hexagonal paso fino
Fijador de rosca	Loctite 243
Espacio libre para la tuerca	Ø40 mínimo alrededor del agujero

4.5.2 Alojamiento del perno

El alojamiento del perno debe conciliar dos requisitos opuestos: juego suficiente para que el perno ingrese por acción de su resorte sin que el usuario lo fuerce, y juego mínimo para no generar impacto bajo choque. El error de posicionamiento acumulado entre placas

(mecanizado, posición del cuerpo, juego del rodamiento y dilatación térmica diferencial aluminio-acero) se estimó en ±0,14 mm.

$$Con\ juego\ diametral\ de\ 0{,}10\ mm, el\ factor\ de\ amplificación\ dinámica\ bajo\ choque\ resulta\ \varphi \approx 1{,}15, y\ el\ FS\ del\ perno\ a\ cizalla\ se\ reduce\ de\ 2{,}53\ a\ 2{,}20. \quad (4.35)$$

Se adoptó el ajuste deslizante libre E9/h7, con el perno en h7 (16,000/15,982) y el alojamiento en E9 (16,032/16,075), que garantiza un juego de 0,032 a 0,093 mm.

Tabla 4-12: Alojamiento del perno del pasador.

Elemento	Especificación
Diámetro interior	Ø16 E9 (+0,032 / +0,075) [34]
Cantidad	5 (2 en placa media para el Pasador 1; 3 en placa inferior para el Pasador 2)

4.6 Resumen de factores de seguridad

Tabla 4-13: Resumen de verificaciones del sistema

Elemento	Escenario	Modo verificado	FS
Pasadores 1 y 2, perno Ø16	Choque	Cizallamiento simple	2,53
Alojamiento del perno en la placa	Choque	Aplastamiento sobre aluminio	2,36
Cuerpo roscado M24×2 de los pasadores	Choque	Aplastamiento (diámetro menor)	2,02
Tornillos de anclaje del asiento M8 × 20 (8.8)	Choque	Corte	2,01
Placa inferior	Operación	Flexión X	2,94
Placa media	Operación	Flexión del voladizo	2,88
Placa superior	Operación	Flexión (envolvente)	2,45
Rodamiento XSU080168	Operación	Carga estática equivalente	27,8
Guías HGH20CA	Operación	Combinada carga-momento	5,2
Tornillos del rodamiento M6 × 40 (8.8)	Operación	Separación de junta	No se abre

Todos los elementos verifican con factor de seguridad igual o superior a 2 en su escenario de carga.

Capítulo 5 — Integración del sistema, lista de materiales y plan de montaje

5.1 Lista de materiales

Tabla 5-1: Lista de materiales del sistema

N°	Denominación	Cant.	Material / Norma	Origen	Observaciones
1	Placa inferior	1	Al 6061-T6, 450×335×10	Fabricación	Plano P1
2	Placa media	1	Al 6061-T6, 510×300×10	Fabricación	Plano P2
3	Placa superior	1	Al 6061-T6, 335×220×10	Fabricación	Plano P3
4	Rodamiento de giro	1	INA XSU080168	Schaeffler	-
5	Riel lineal	2	HIWIN HGR20, 400 mm	HIWIN	-
6	Bloque lineal	4	HIWIN HGH20CA-Z0	HIWIN	Precarga huelgo normal
7	Topes de carrera	4	HIWIN HGH20CA	HIWIN	
8	Pasador de indexado sin ranura de bloqueo	2	Norelem 03093-1516, Ø16, M24×2, acero templado	Norelem	-
9	Resorte de torsión, giro derecho	1	Lee Spring LTR085N 01 M	Lee Spring	Stock
10	Resorte de torsión, giro izquierdo	1	Lee Spring LTL085N 01 M	Lee Spring	Stock
11	Tornillo cab. Allen M5×16	14	DIN 912 clase 8.8	Comercial	Rieles
12	Tornillo cab. Allen M6×40	24	DIN 912 clase 8.8	Comercial	Rodamiento
13	Tuerca hexagonal M6	24	DIN 934 clase 8 [32]	Comercial	Con Loctite 243
14	Tornillo cab. hex. M8×20	4	DIN 933 clase 8.8 [31]	Comercial	Anclaje del asiento
15	Tornillo cab. Avellanada M5x16	16	DIN 965 clase 8.8	Comercial	Bloques
16	Tornillo cab. Allen M8×25	4	DIN 912 clase 8.8	Comercial	Correderas OEM

Tabla 5-1: continuación.

N°	Denominación	Cant.	Material / Norma	Origen	Observaciones
17	Arandela plana M8	4	DIN 125-A [33]	Comercial	Correderas OEM
18	Tuerca hexagonal M8	4	DIN 934 clase 8	Comercial	Correderas OEM
19	Tuerca M24×2	2	DIN 934 paso fino	Comercial / Norelem	Contratuerca de los pasadores
20	Butaca de fibra RMC402	1	Fibra de vidrio, 390 × 560 × 850 mm	Comercial	Con almohadonado
21	Correderas OEM Peugeot 207	1	Original del vehículo	Reutilización	Sin modificación

5.2 Balance de masa

Tabla 5-2: Balance de masa del sistema

Subconjunto	Masa (kg)	Observaciones
Placa inferior	2,913	-
Placa media	3,467	-
Placa superior	1,637	-
Rodamiento	3,30	Catálogo
Rieles (2 × 400 mm)	1,77	2,21 kg/m
Bloques (4)	1,32	Catálogo
Pasadores (2)	0,76	Estimado por volumen
Mecanismo de retorno (resortes)	0,05	Calculado / estimado
Tornillería completa (96 piezas)	0,85	Calculado por volumen
Subtotal mecanismo	**16,067**	
Asiento	3,7 RMC402 [23]	2,7 + 1,0 (RMC402 + almohadón)
Total del sistema	**19,767**	-
Masa del asiento OEM retirado	≈ −18	Referencia
Masa neta agregada al vehículo	**1,767**	Cumple Objetivo

5.3 Secuencia de montaje

El montaje se realiza fuera del vehículo hasta el nivel de la placa inferior con las correderas móviles, y se instala luego sobre las guías fijas OEM como un conjunto.

1. Fijar la parte móvil de las correderas OEM debajo de la placa inferior con 4 tornillos Allen M8×25, arandelas y tuercas hexagonales con Loctite 243, apretando en cruz en tres pasadas.
2. Presentar el rodamiento sobre la sede de la placa inferior y fijar el anillo interior con 12 tornillos Allen M6×40 clase 8.8 y tuercas hexagonales con Loctite 243, apretando en cruz en tres pasadas hasta 4,3 N·m.
3. Colocar los resortes en el eje de posicionamiento de los mismos dentro del alojamiento interior del rodamiento.
4. Montar el Pasador 2 en la placa media con su tuerca M24×2 con fijador de rosca.
5. Fijar los rieles HGR20 sobre la placa media (riel maestro contra el resalte de referencia; riel esclavo alineado mediante los bloques), con 7 tornillos M5×16 por riel a 5 N·m.
6. Presentar la placa media sobre el anillo exterior, verificando que el pasador de arrastre enganche las patas móviles de los resortes. Fijar con 12 tornillos M6×40 del mismo modo.
7. Montar los cuatro bloques debajo de la placa superior y fijarlos con 16 tornillos Allen M5×16 a 4,5 N·m con fijador de rosca.
8. Montar el Pasador 1 en la placa superior con su tuerca con fijador de rosca.
9. Fijar el asiento a la placa superior con 4 tornillos cabeza hexagonal M8×20 clase 8.8 con fijador de rosca.
10. Montar el conjunto superior pasando los bloques por los rieles.
11. Colocar los cuatro topes de fin de carrera.
12. Retirar el asiento original del vehículo conservando sus correderas. Instalar el conjunto sobre las correderas fijas.

5.4 Procedimiento de uso

Con el vehículo detenido, el usuario acciona las correderas originales del vehículo hasta llevar el asiento a su posición máxima al frente. El usuario libera el Pasador 2 tirando de su perilla. El conjunto superior queda libre de girar. El usuario gira el asiento hacia la puerta (+90° o −90° según el lado). Al alcanzar la posición, el Pasador 2 se enclava automáticamente por acción de

su resorte interno. El usuario libera el Pasador 1 y desplaza el asiento hacia afuera por las guías lineales hasta la posición extrema, donde el Pasador 1 se enclava automáticamente. Con el asiento fuera del habitáculo y a la altura de la silla de ruedas, el usuario realiza la transferencia. Una vez en el asiento se deben realizar los pasos en orden inverso, de manera de retornar a posición de viaje. Para descender debe realizar la misma secuencia, con la excepción de descender al momento de tener el asiento en posición fuera del habitáculo. El tiempo total de cada secuencia se estima en menos de dos minutos, cumpliendo el objetivo de operación menor a tres minutos.

5.5 Mantenimiento e inspección

Tabla 5-3: Plan de mantenimiento

Frecuencia	Tarea
Cada uso	Verificación visual de la posición de bloqueo de ambos pasadores antes de la marcha
Mensual	Limpieza de rieles y bloques; verificación del enclavamiento en todas las posiciones
Semestral	Lubricación de guías lineales según indicaciones del fabricante; verificación del par de apriete de las tuercas M24×2 de los pasadores
Anual	Lubricación del rodamiento; inspección del desgaste de alojamientos y pernos (juego máximo admisible 0,15 mm); verificación del par de apriete de las uniones del rodamiento y de las correderas; verificación del par de retorno de los resortes
Tras cualquier impacto	Inspección completa del sistema; reemplazo de los pasadores si presentan deformación

El mantenimiento no requiere herramientas ni insumos distintos de los del propio vehículo, cumpliendo el objetivo de compatibilidad de mantenimiento.

Capítulo 6 — Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Del desarrollo del presente proyecto se concluye que es técnicamente factible diseñar un sistema de asiento giratorio y deslizante para personas con discapacidad motriz, intercambiable con el asiento original de un vehículo de segmento pequeño, construido íntegramente con componentes comerciales de catálogo y materiales disponibles en el mercado, y verificado bajo criterios internacionales de resistencia al choque. Esta conclusión general responde al objetivo central del trabajo y se sustenta en las conclusiones particulares que se detallan a continuación.

En relación con el objetivo de permitir la transferencia de una persona con discapacidad motriz, la arquitectura adoptada —correderas originales del vehículo, rodamiento de rodillos cruzados con tres posiciones discretas de giro (0°, ±90°) y guías lineales de 400 mm— posibilita que el asiento gire hacia el vano de la puerta y se desplace fuera del habitáculo, ubicándose a la altura de la silla de ruedas para una transferencia directa. Los esfuerzos de operación calculados resultan menores a 50 N en todos los accionamientos (aproximadamente 40 N para la liberación de los pasadores y 6 N para el giro contra los resortes de retorno), valores compatibles con usuarios de fuerza reducida conforme a los criterios ergonómicos de la norma ISO 11228-2, cumpliendo así el propósito de transferencia autónoma sin esfuerzo físico elevado.

En relación con la seguridad estructural, la decisión de diseño central del proyecto —la separación de funciones, asignando la totalidad de la carga de choque a dos pasadores autobloqueantes de catálogo y dimensionando el rodamiento, las guías y las uniones atornilladas únicamente para cargas operativas— demostró ser la estrategia que permite cumplir simultáneamente los requisitos de resistencia a 20 g de la norma FMVSS 207 y el objetivo de masa acotada. Las memorias de cálculo verificaron todos los componentes bajo el peor caso de carga, los alojamientos en aplastamiento y desgarro de borde, las tres placas de aluminio 6061-T6 de 10 mm en flexión con el rodamiento excéntrico, las guías lineales y el rodamiento con margen estático holgado. El mecanismo de retorno al centro mediante resortes de torsión opuestos de catálogo garantiza el regreso automático del asiento a la posición de viaje y su bloqueo a prueba de fallas a través de los pasadores, eliminando el riesgo de que el sistema quede girando libre durante la marcha.

En relación con el objetivo de mantener la funcionalidad original del vehículo, el sistema se instala sin modificaciones permanentes: reutiliza los anclajes y correderas originales del piso, no interfiere con airbags ni cinturones, es reversible para la venta posterior del automóvil y puede ser utilizado por cualquier persona, con o sin discapacidad, cumpliendo los propósitos de mínima intervención y uso universal. La simetría de las posiciones de giro (±90°) permite además instalar el mismo sistema en la posición del conductor o del acompañante sin piezas adicionales, y la interfaz mediante placa atornillada hace el diseño trasladable, con modificaciones menores de mecanizado, a otros modelos del segmento.

En relación con los objetivos de masa, costo y mantenimiento, la masa total del subsistema resultó de aproximadamente 20 kg, si bien mayor a la del asiento original, representa una carga admisible para una persona adulta en caso de realizar el montaje y compatible con la carga útil del vehículo. El sistema se compone en su totalidad de elementos comerciales de fabricantes con representación local o importables por canales oficiales, y de tres placas mecanizables en talleres locales, lo que acota el costo frente a la alternativa de un vehículo utilitario adaptado. El mantenimiento requerido se limita a la lubricación periódica de guías y rodamiento y a la inspección de los pasadores, sin demandas energéticas por tratarse de un accionamiento íntegramente manual.

Desde el punto de vista académico, el proyecto permitió aplicar en forma integrada las competencias de la ingeniería mecánica: el análisis normativo comparado ante un vacío regulatorio nacional, la formulación y ponderación de alternativas mediante matriz de decisión, el cálculo estructural bajo estados de carga estáticos y de choque, la selección fundamentada de componentes de catálogo con verificación crítica de sus datos técnicos, y la elaboración de documentación técnica. En particular, el proceso evidenció la importancia de interpretar correctamente la información de los fabricantes y de iterar el diseño ante cada verificación.

Se concluye, en síntesis, que los objetivos y propósitos planteados al inicio del proyecto fueron cumplidos en su totalidad dentro del alcance definido, quedando el diseño en condiciones de avanzar hacia las etapas de prototipado y validación experimental.

Recomendaciones

Para la continuación del presente trabajo y para el desarrollo de proyectos similares, se formulan las siguientes recomendaciones.

En primer lugar, se recomienda construir un prototipo funcional y someterlo a un plan de ensayos en dos etapas: ensayos funcionales y ergonómicos con usuarios reales, midiendo tiempos de operación, esfuerzos efectivos y comodidad de la maniobra de transferencia; y ensayos estructurales de los elementos críticos, en particular el ensayo de corte de los pasadores en su configuración real de montaje y el ensayo cíclico de los resortes de retorno, para validar experimentalmente los factores de seguridad calculados.

Finalmente, en el plano normativo e institucional, se recomienda gestionar ante los organismos competentes (INTI, agencias de homologación vehicular) la evaluación del sistema con vistas a su certificación, y se señala la oportunidad de que trabajos futuros aborden la extensión del diseño a otros segmentos de vehículos, la variante motorizada para usuarios sin fuerza en miembros superiores, y la resolución del guardado de la silla de ruedas, aspecto identificado en las variables del proyecto que excedió el alcance del presente trabajo. La experiencia de este proyecto sugiere, además, la conveniencia de impulsar desde el ámbito académico la elaboración de una norma técnica argentina específica para sistemas de asiento vehicular adaptado, cuyo vacío quedó en evidencia durante el desarrollo.

Bibliografía

[1] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA Y CENSOS (INDEC). Estudio Nacional sobre el Perfil de las Personas con Discapacidad: resultados definitivos 2018. Buenos Aires: INDEC, 2018.

[2] AUTOADAPT AB (BRAUNABILITY). Turny Evo: swivel seat system. Información de producto. {En línea}. Disponible en: www.braunability.eu

[3] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION (NHTSA). Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 207: Seating Systems. 49 CFR 571.207. Washington: U.S. Department of Transportation.

[4] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (UNECE). Regulation No. 17: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the seats, their anchorages and any head restraints. Ginebra: UNECE.

[5] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 16840-4: Wheelchair seating — Part 4: Seating systems for use in motor vehicles. Ginebra: ISO, 2009.

[6] REPÚBLICA ARGENTINA. Ley 24.314: Accesibilidad de personas con movilidad reducida. Modificación de la Ley 22.431. Boletín Oficial, 1994.

[7] INSTITUTO ARGENTINO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN (IRAM) – ASOCIACIÓN DE INGENIEROS Y TÉCNICOS DEL AUTOMOTOR (AITA). Normas IRAM-AITA de seguridad vehicular. Buenos Aires: IRAM.

[8] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION (NHTSA). Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 202a: Head Restraints. 49 CFR 571.202a. Washington: U.S. Department of Transportation.

[9] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION (NHTSA). Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 302: Flammability of Interior Materials. 49 CFR 571.302. Washington: U.S. Department of Transportation.

[10] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 11228-2: Ergonomics — Manual handling — Part 2: Pushing and pulling. Ginebra: ISO, 2007.

[11] BUDYNAS, Richard; NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9ª edición. México: McGraw-Hill, 2012.

[12] ASM INTERNATIONAL. ASM Handbook, Volume 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials. Materials Park: ASM International, 1990.

[13] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES. INA Slewing rings: cross roller bearings XSU series. Catálogo técnico. Herzogenaurach: Schaeffler. {En línea}. Disponible en: medias.schaeffler.com

[14] HIWIN TECHNOLOGIES CORP. Linear Guideway Technical Information. Catálogo HG Series. Taichung: HIWIN. {En línea}. Disponible en: www.hiwin.com

[15] ROLLON S.p.A. Compact Rail: linear rail with radial bearing sliders. Catálogo técnico. Vimercate: Rollon. {En línea}. Disponible en: www.rollon.com

[16] IGUS GmbH. drylin T linear guide systems. Catálogo técnico. Colonia: igus. {En línea}. Disponible en: www.igus.com

[17] PBC LINEAR. Redi-Rail and Steel Rail Plus cam roller linear guides. Catálogo técnico. Roscoe: PBC Linear. {En línea}. Disponible en: www.pbclinear.com

[18] ERWIN HALDER KG. Index plungers and ball lock pins. Catálogo de elementos normalizados. Achstetten: Halder. {En línea}. Disponible en: www.halder.com

[19] JERGENS INC. Kwik-Lok Pins: quick release and detent pins. Catálogo técnico. Cleveland: Jergens. {En línea}. Disponible en: www.jergensinc.com

[20] NORELEM NORMELEMENTE GmbH. Indexing plungers 03092 / 03093. Catálogo de elementos normalizados. Markgröningen: norelem. {En línea}. Disponible en: www.norelem.com

[21] LEE SPRING COMPANY. Torsion Springs: stock catalog and design guide. Brooklyn: Lee Spring. {En línea}. Disponible en: www.leespring.com

[22] RECARO AUTOMOTIVE GmbH. RECARO Pole Position (ABE): technical data sheet. Kirchheim unter Teck: Recaro. {En línea}. Disponible en: www.recaro-automotive.com

[23] RONY MC ELEMENTOS 402. Butaca de fibra RMC402. Información de producto. {En línea}. Disponible en: ronymcelementos402.com.ar

[24] DASSAULT SYSTÈMES. SolidWorks y SolidWorks Simulation. Software de diseño asistido y análisis por elementos finitos. Versión 2024. Waltham: Dassault Systèmes.

[25] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. VDI 2230 Blatt 1: Systematic calculation of highly stressed bolted joints. Düsseldorf: VDI, 2015.

[26] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 273: Fasteners — Clearance holes for bolts and screws. Ginebra: ISO, 1979.

[27] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN EN ISO 898-1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl — Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen. Berlín: DIN, 2013.

[28] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN EN ISO 898-2: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl — Teil 2: Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen. Berlín: DIN, 2022.

[29] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 912: Zylinderschrauben mit Innensechskant (tornillos de cabeza cilíndrica con hexágono interior). Berlín: DIN.

[30] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 965: Senkschrauben mit Kreuzschlitz (tornillos avellanados con impronta cruciforme). Berlín: DIN.

[31] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 933: Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf (tornillos de cabeza hexagonal con rosca total). Berlín: DIN.

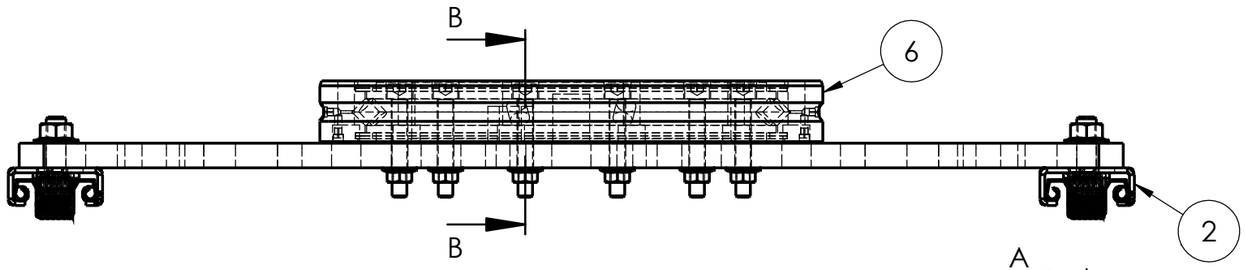
[32] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 934: Sechskantmuttern (tuercas hexagonales). Berlín: DIN.

[33] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 125-A: Scheiben, Produktklasse A (arandelas planas, forma A). Berlín: DIN.

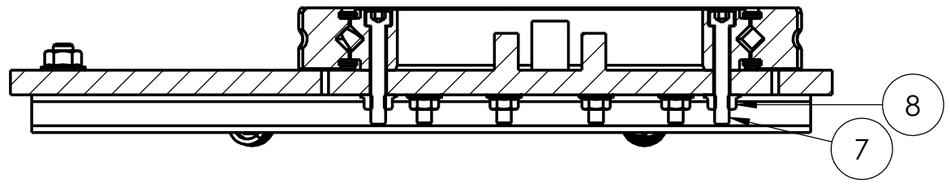
[34] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN ISO 286-1: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — ISO-Toleranzsystem für Längenmaße — Teil 1. Berlín: DIN, 2019.

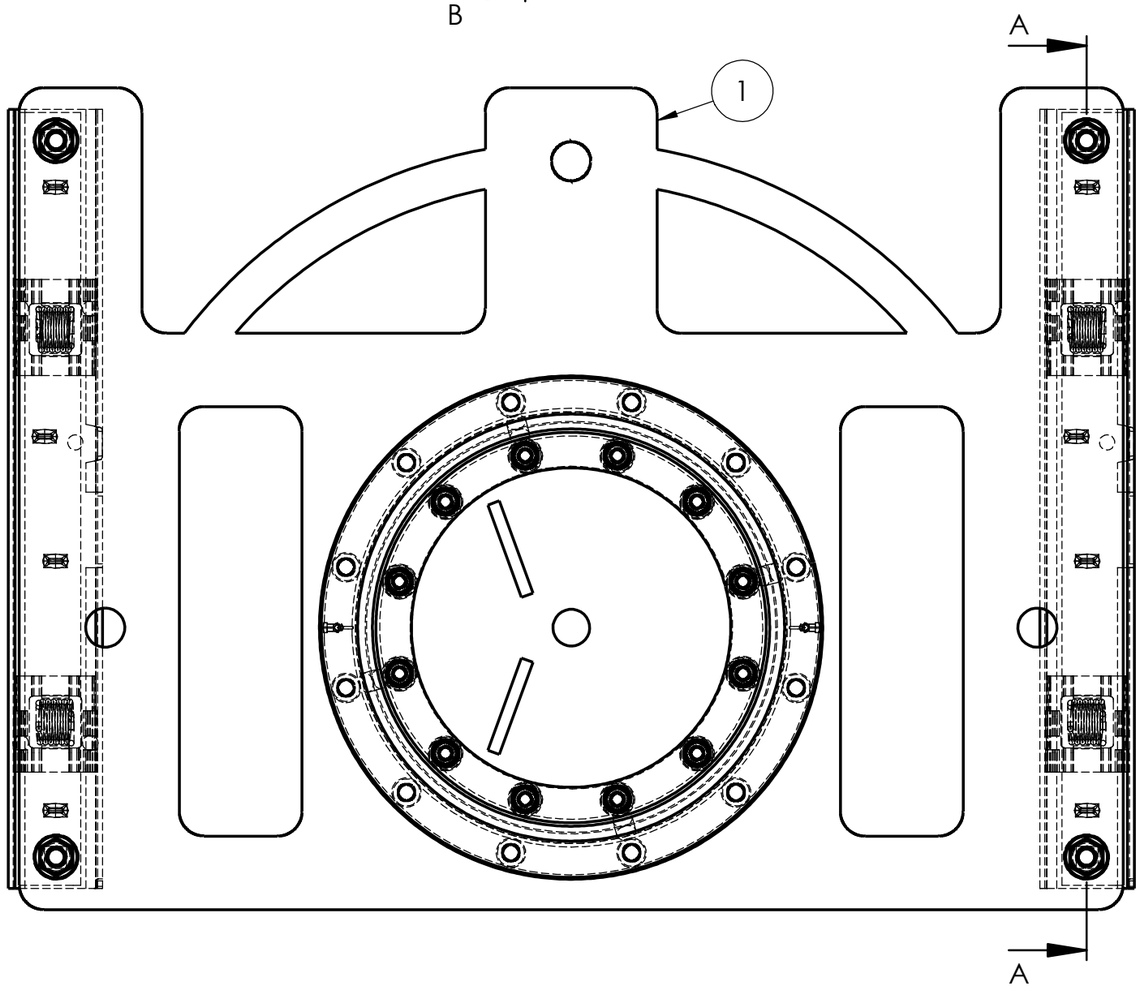
[35] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 13-1: Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung — Nennmaße für Regelgewinde (rosca métrica ISO, medidas nominales). Berlín: DIN.

Anexo A: Planos de fabricación y ensamble.

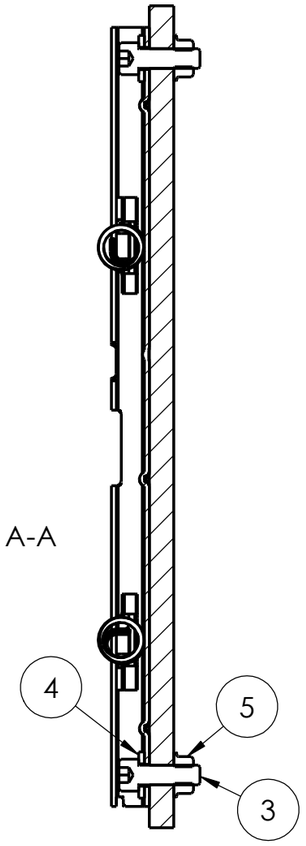


SECCIÓN B-B





SECCIÓN A-A



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
8	TUERCA HEX. p/M6	DIN 934	COMERCIAL	12	-
7	TORNILLO CAB. ALLEN M6x40	DIN 912	COMERCIAL	12	-
6	RODAMIENTO SCHAEFFLER XSU080168	-	COMERCIAL	1	-
5	TUERCA HEX. p/M8	DIN 934	COMERCIAL	4	-
4	ARANDELA PLANA p/M8	DIN 125-A	COMERCIAL	4	-
3	TORNILLO CAB. ALLEN M8x25	DIN 912	COMERCIAL	4	-
2	CORREDERA OEM PEUGEOT	-	COMERCIAL	1	-
1	PLACA INFERIOR	-	PIEZA N° 1	1	-

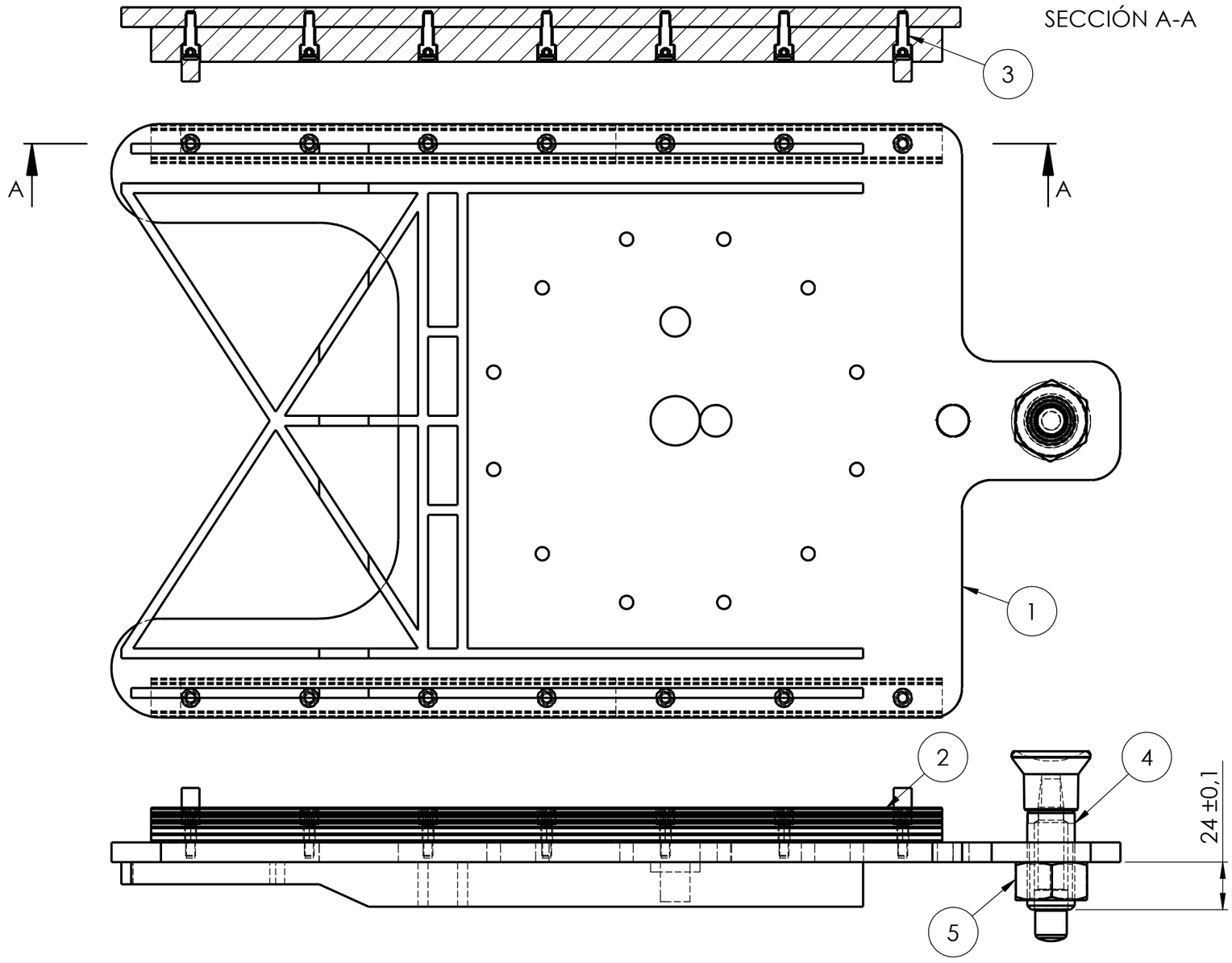
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

CONJUNTO INFERIOR

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

ESCALA
1 : 2,5

Nº DE CONJUNTO 1



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
5	TUERCA HEX. p/M24x2	DIN 934	COMERCIAL	1	-
4	PERNO NORELEM 03093-1516	-	COMERCIAL	1	-
3	TORNILLO CAB. ALLEN M5x16	DIN 912	COMERCIAL	14	-
2	RIEL HIWIN HGR20 x 400mm	-	COMERCIAL	2	-
1	PLACA MEDIA	-	PIEZA N° 2	1	-

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

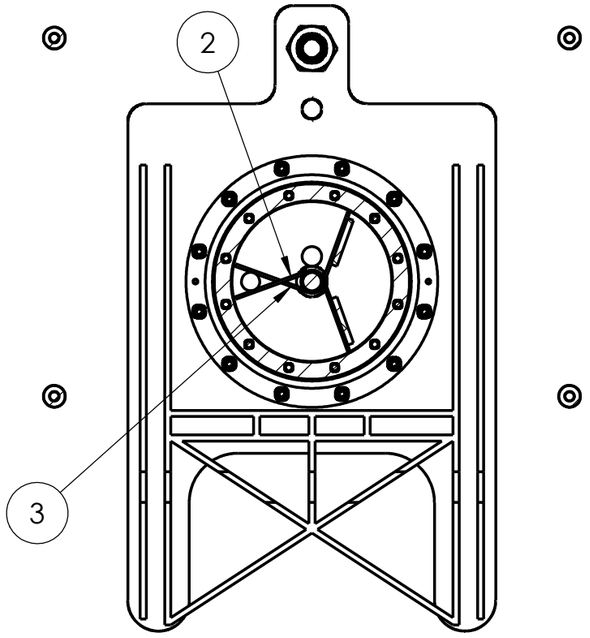
CONJUNTO MEDIO

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

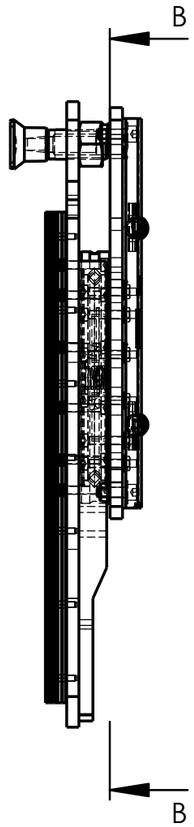
ESCALA
1 : 2,5

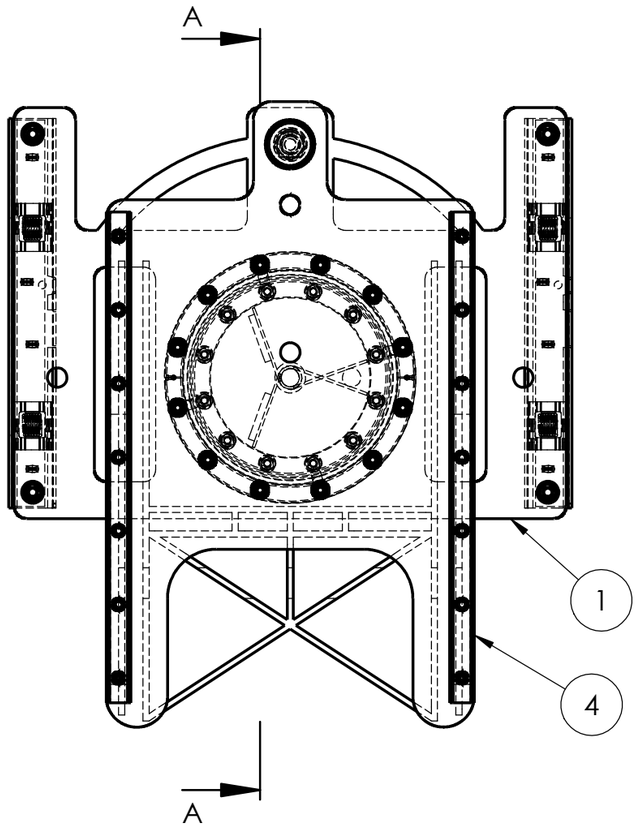
Nº DE CONJUNTO 2

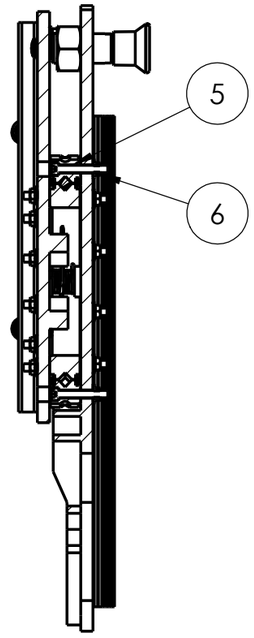
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



SECCIÓN B-B







SECCIÓN A-A

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
6	TUERCA HEX. p/M6	DIN 934	COMERCIAL	12	-
5	TORNILLO CAB. ALLEN M6x40	DIN 912	COMERCIAL	12	-
4	CONJUNTO MEDIO	-	N° CONJUNTO 2	1	-
3	RESORTE LTR085N 01	-	COMERCIAL	1	-
2	RESORTE LTL085N 01	-	COMERCIAL	1	-
1	CONJUNTO INFERIOR	-	N° CONJUNTO 1	1	-

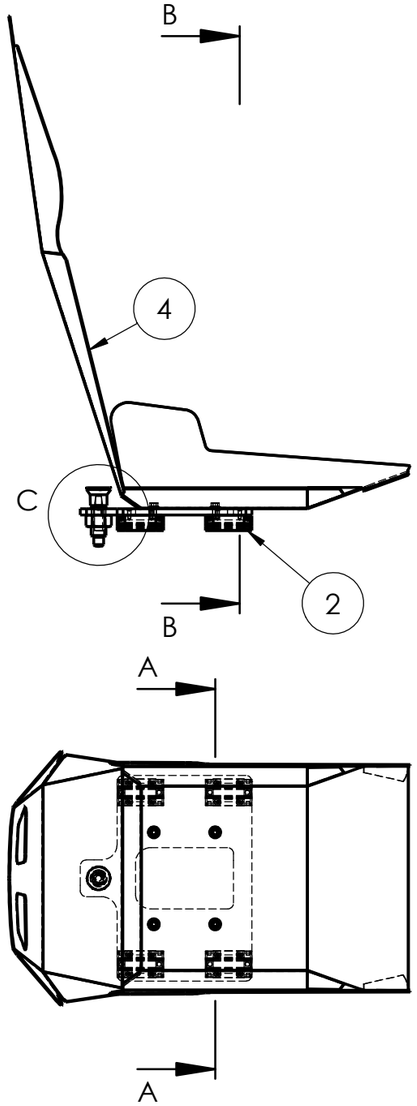
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

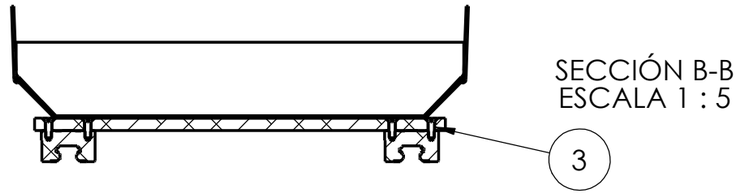
CONJUNTO INFERIOR-MEDIO

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

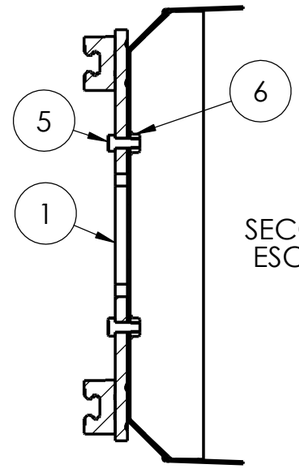
ESCALA
1 : 5

N° DE CONJUNTO 3

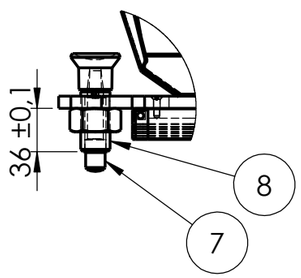




SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
8	TUERCA HEX. p/M24x2	DIN 934	COMERCIAL	1	-
7	PERNO NORELEM 03093-1516	-	COMERCIAL	1	-
6	TUERCA HEX. p/M8	DIN 934	COMERCIAL	4	-
5	TORNILLO CAB. HEX. M8x20	DIN 931	COMERCIAL	4	-
4	BUTACA DE FIBRA RMC402	-	COMERCIAL	1	-
3	TORNILLO CAB. AVELLANADA M5x16	DIN 965	COMERCIAL	16	-
2	BLOQUE HIWIN HGH20CA-Z0	-	COMERCIAL	4	-
1	PLACA SUPERIOR	-	PIEZA N° 3	1	-

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

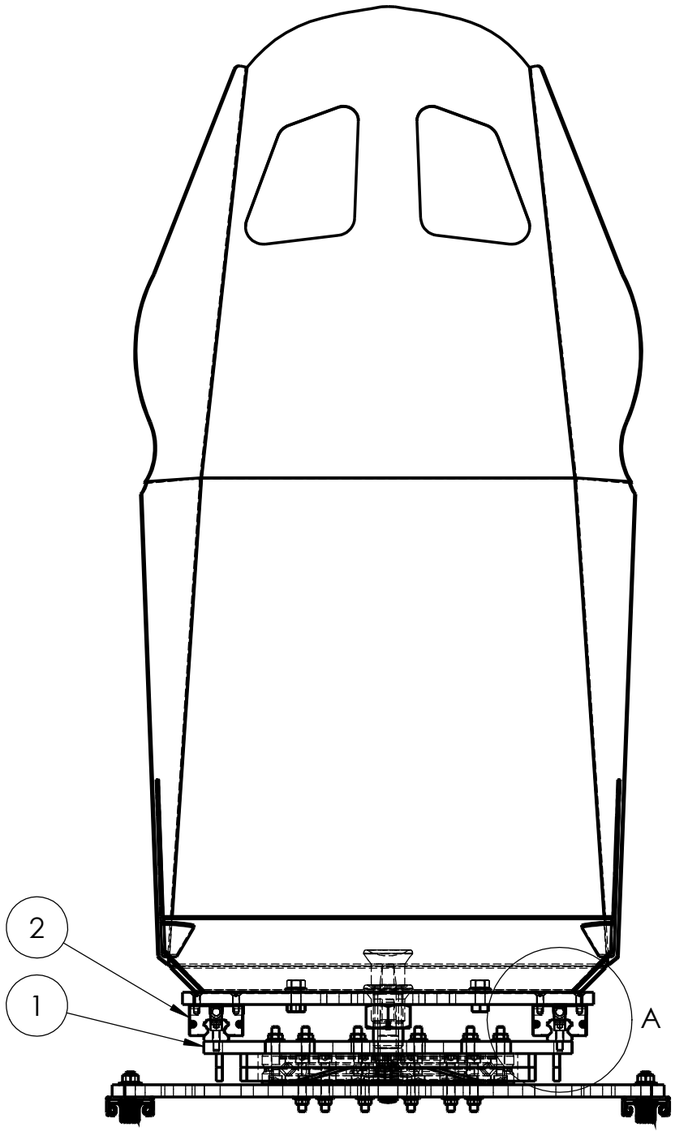
CONJUNTO SUPERIOR

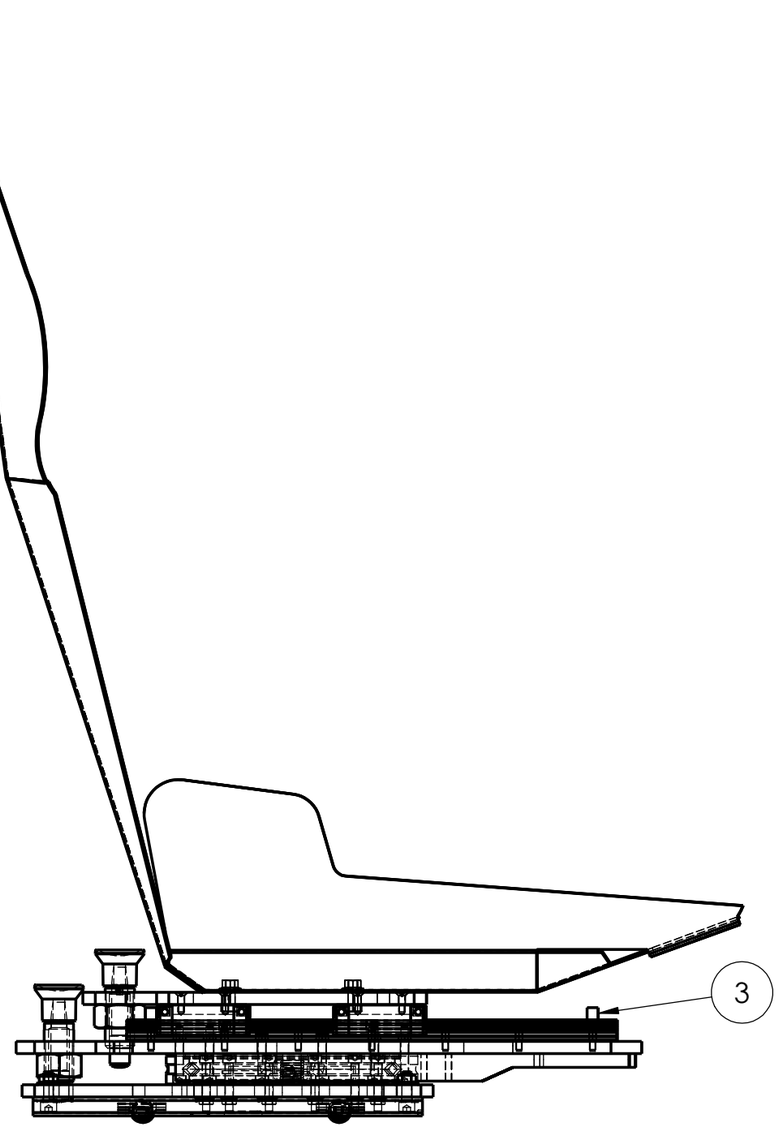
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

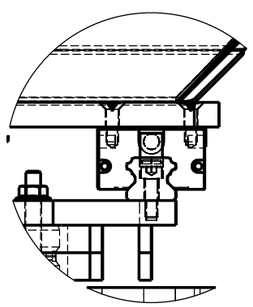
ESCALA
1 : 10

Nº DE CONJUNTO 4

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.







DETALLE A
ESCALA 1 : 2,5

POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBSERVACIONES	CANT.	PESO
3	TOPE HIWIN FIN DE CARRERA HGR20	-	COMERCIAL	4	-
2	CONJUNTO SUPERIOR	-	N° CONJUNTO 4	1	-
1	CONJUNTO INFERIOR-MEDIO	-	N° CONJUNTO 3	1	-

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

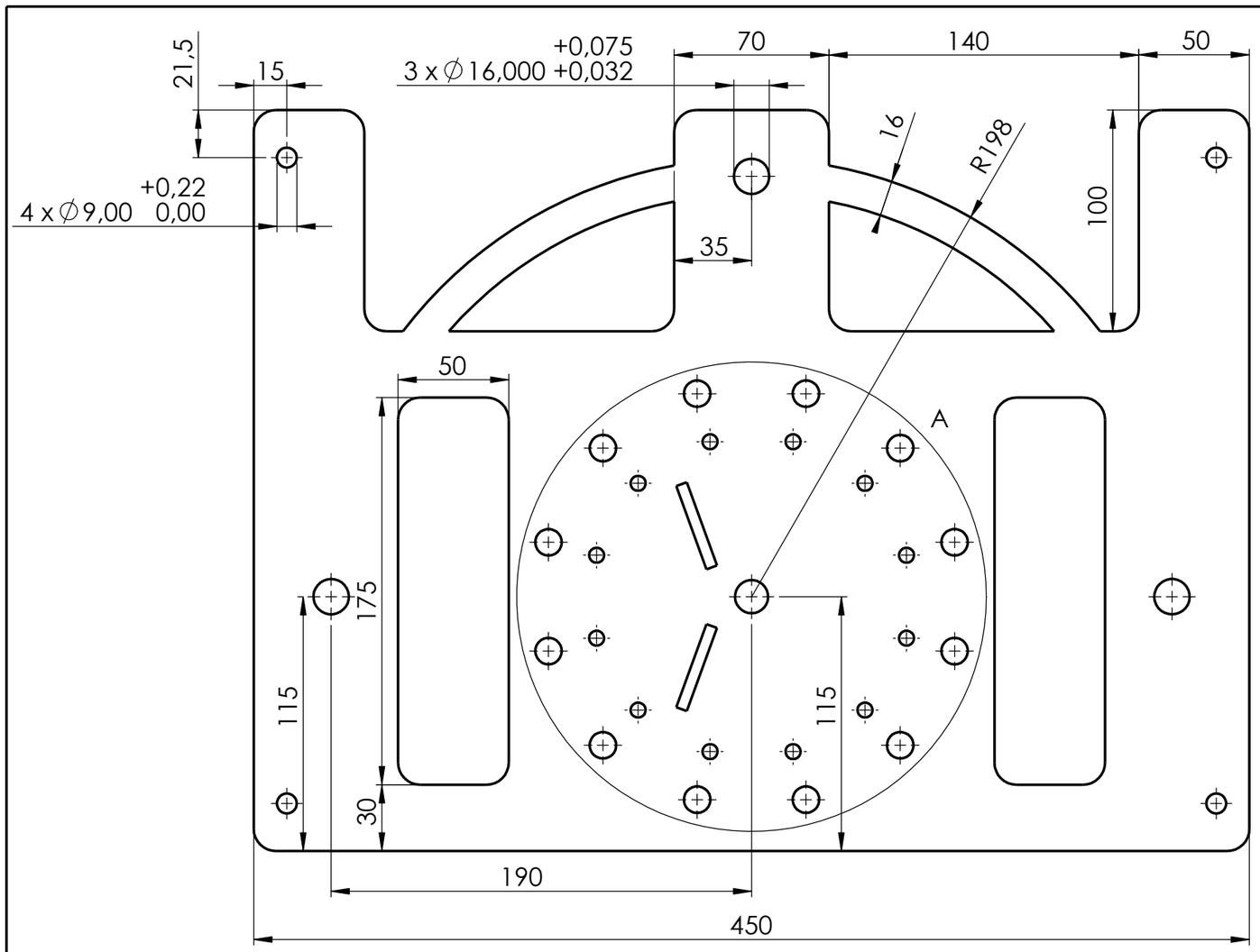
CONJUNTO COMPLETO

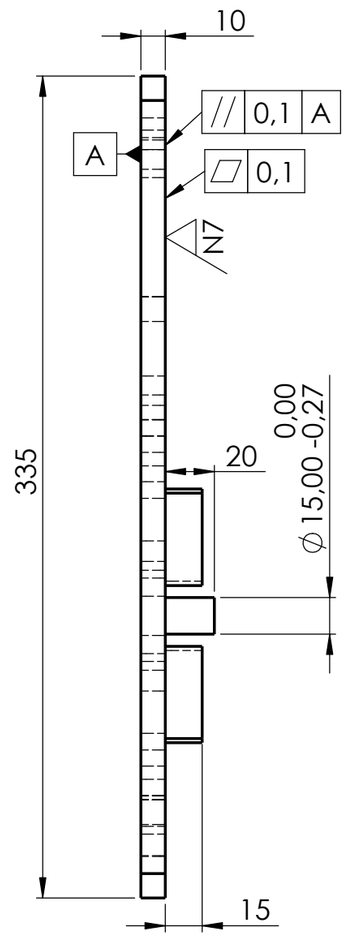
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

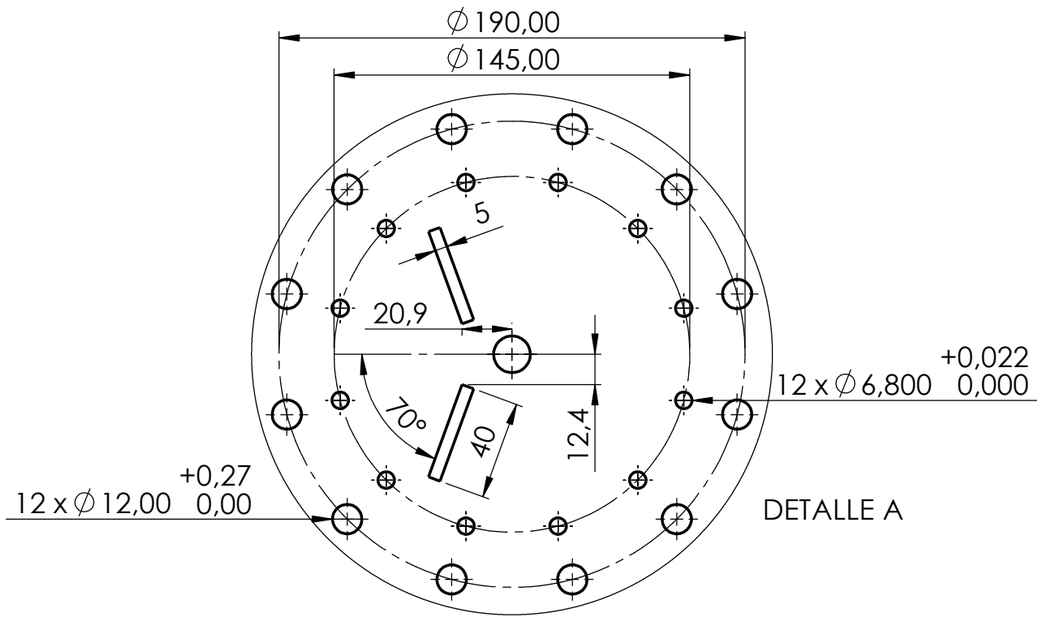
ESCALA
1 : 5

N° DE CONJUNTO 5

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.







DETALLE A

RADIOS NO ACOTADOS: 10
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 mK

1	FUNDICION	Al 6061-T6	1	2910g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

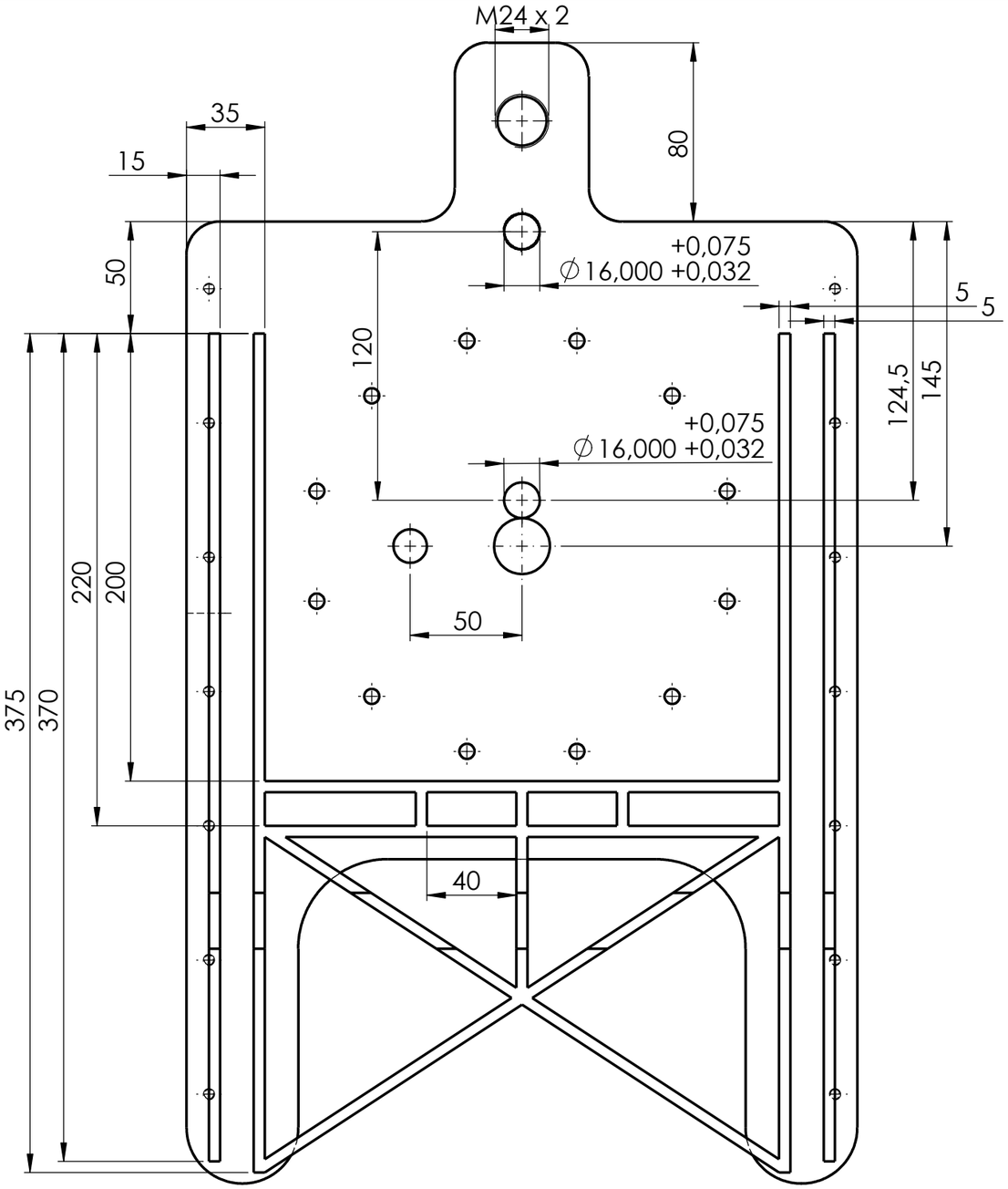
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

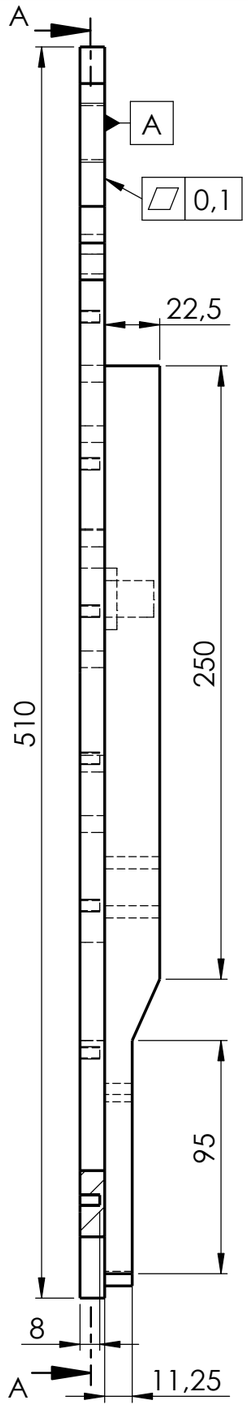
PLACA INFERIOR

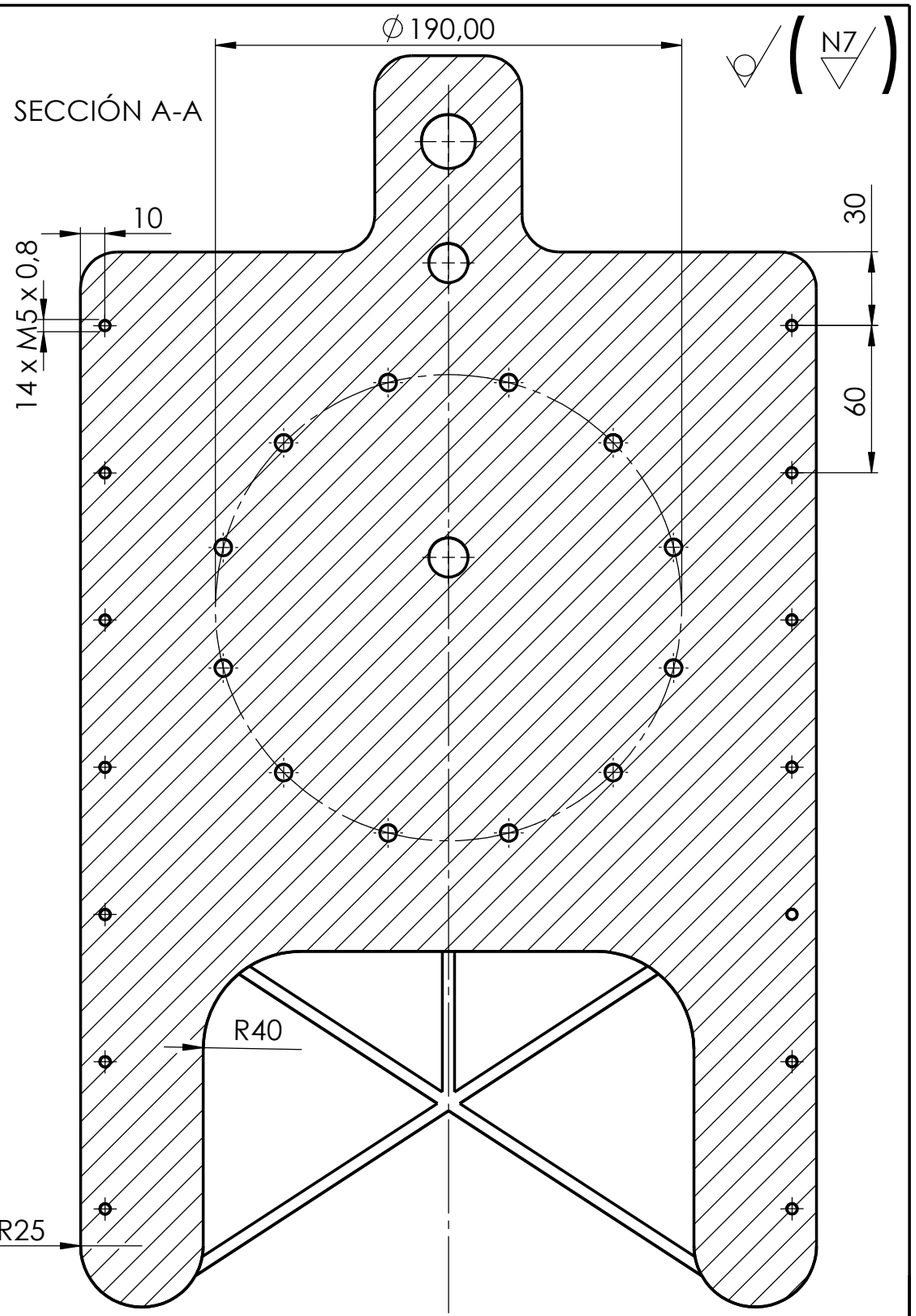
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

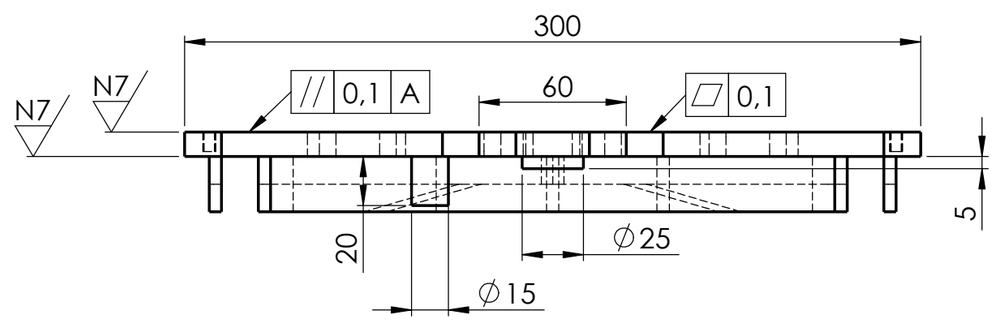
ESCALA
1 : 2,5

Nº DE PIEZA 1









RADIOS NO ACOTADOS: 10
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 mK

1	FUNDICION	Al 6061-T6	1	3467G
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

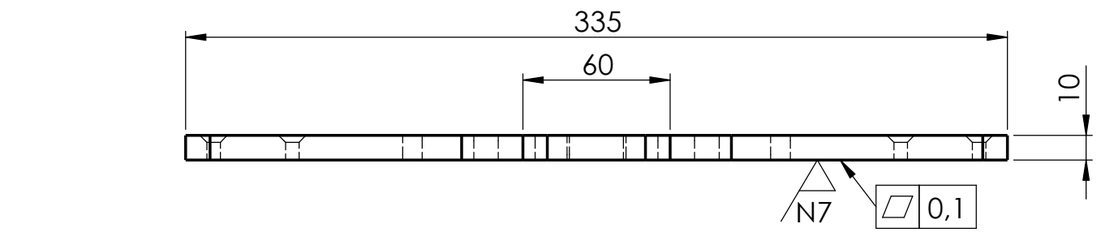
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
F.C.E.I.A
ROSARIO

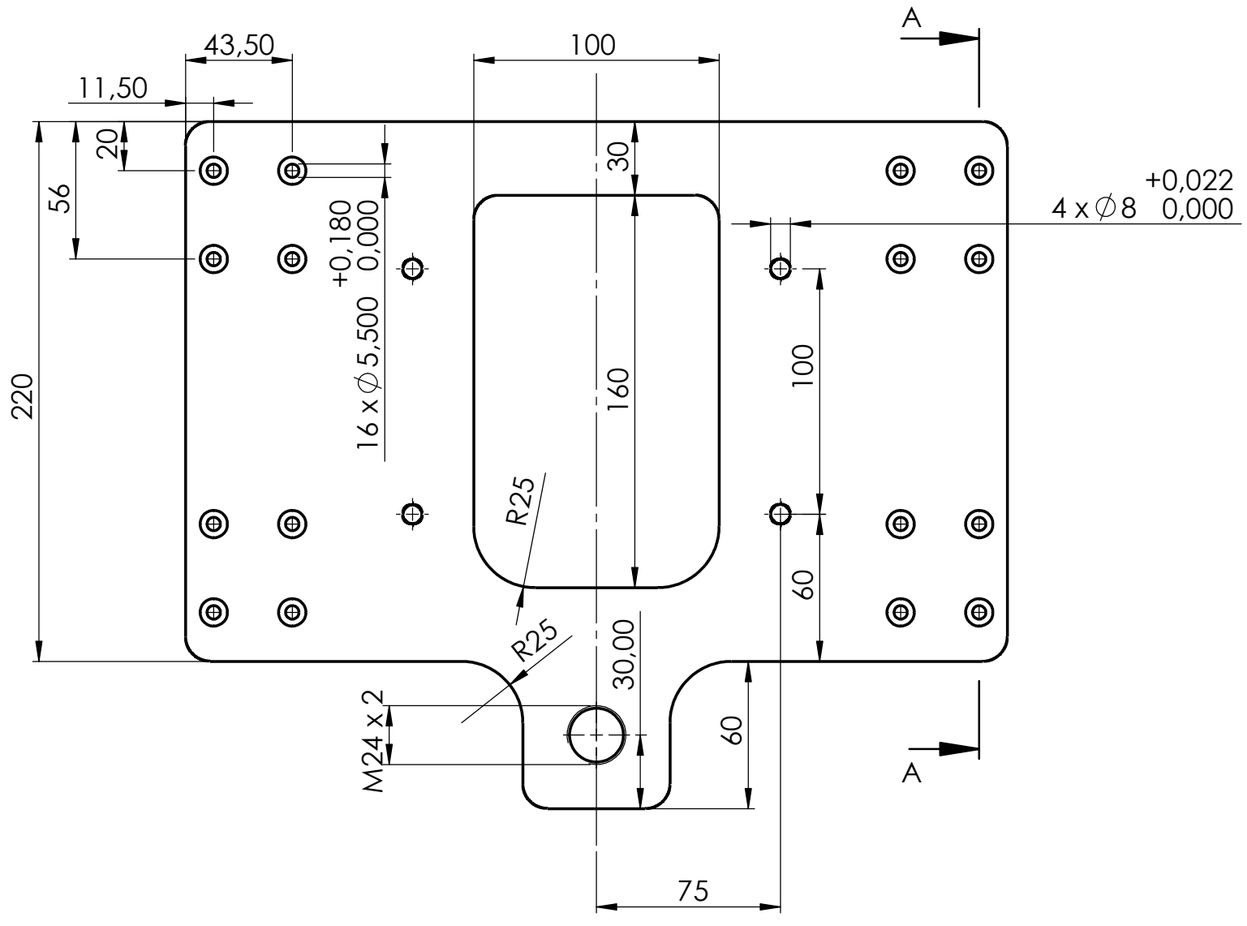
PLACA MEDIA

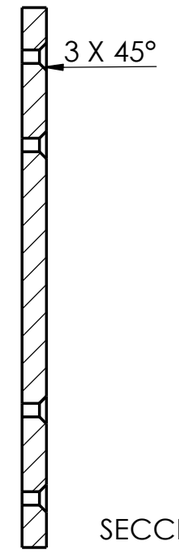
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.
APROBO		

ESCALA
1 : 2,5

Nº DE PIEZA 2







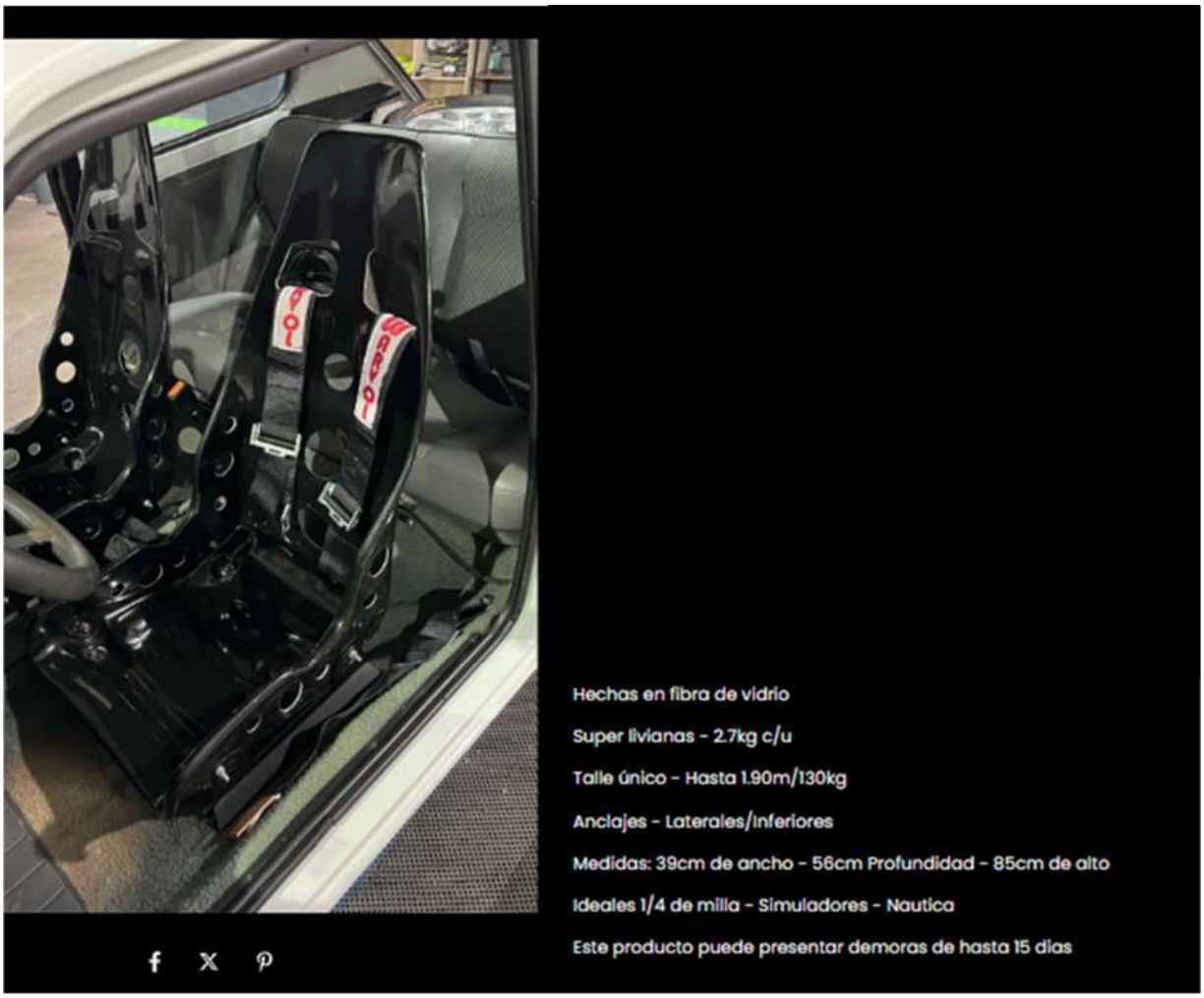
SECCIÓN A-A

RADIOS NO ACOTADOS: 10
MATAR CANTOS VIVOS
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768 mK

1	FUNDICION	Al 6061-T6	1	1638g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA F.C.E.I.A. ROSARIO				PLACA SUPERIOR
	FECHA	NOMBRE	ESCALA 1 : 2,5	Nº DE PIEZA 3
DIBUJO	07/09/26	ARAGON A.		
APROBO				

Anexo B: Hojas de datos de los componentes comerciales.



View product details on medias

19.09.2026, 19:11:58 ART

SCHAEFFLER

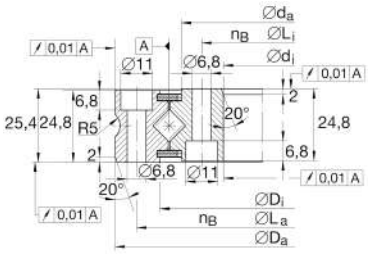


XSU080168

Slewing ring, Crossed roller bearing, without gear teeth

Crossed roller bearings standard series 08, without gear teeth, lamellar seals on both sides

Technical information



Main Dimensions & Performance Data

d_i	130 mm	Bore Diameter
	0.025 mm	Bore diameter upper tolerance
	0 mm	Bore diameter lower tolerance
D_a	205 mm	Outside Diameter
	0 mm	Outside diameter upper tolerance
	-0.029 mm	Outside diameter lower tolerance
H	25.4 mm	Height
≈m	3.3 kg	Weight

The data sheet only contains an overview of the technical data of the selected product. Please refer to the additional documentation for this product. For further information, please use the following link on our website: Contact form

Dimensions

D_i	174 mm	Inner diameter outer ring
h_a	24.8 mm	Height outer ring
L_a	190 mm	Pitchcircle diameter fixing holes outer ring
n_a	12	Number of fixing holes in outer ring
d_a	159 mm	Outside diameter inner ring
h_i	24.8 mm	Height of inner ring
d_B	6.8 mm	Fixing bore
d_S	11 mm	Counterbore diameter of fixing holes
t_S	6.8 mm	Counterbore depth of fixing holes
L_i	145 mm	Pitchcircle diameter fixing holes inner ring
n_i	12	Number of fixing holes in inner ring
r_{groove}	5 mm	Groove radius
	0.01 mm	Running accuracy A (related to the raceway)

Temperature range

T_{min}	-30 °C	Operating temperature min.
T_{max}	80 °C	Operating temperature max.

Calculation factors

C_a	66,000 N	Basic dynamic load rating, axial
C_r	47,000 N	Basic dynamic load rating, radial (for radial load only)
C_{0a}	240,000 N	Basic static load rating, axial
C_{0r}	118,000 N	Basic static load rating, radial (for radial load only)
n_G	227 1/min	Limiting speed
$F_{r\ zu.}$	8,180 N	Max. radial load screws

The data sheet only contains an overview of the technical data of the selected product. Please refer to the additional documentation for this product. For further information, please use the following link on our website: Contact form

Characteristics



Radial load



Axial load in one direction



Axial load in two directions


Moments about all axes


Grease Lubrication


Sealed on both sides

The data sheet only contains an overview of the technical data of the selected product. Please refer to the additional documentation for this product. For further information, please use the following link on our website: Contact form

Data sheet

HGR20R4000C



Type:
HGR20R4000C
Article number:
5-001953

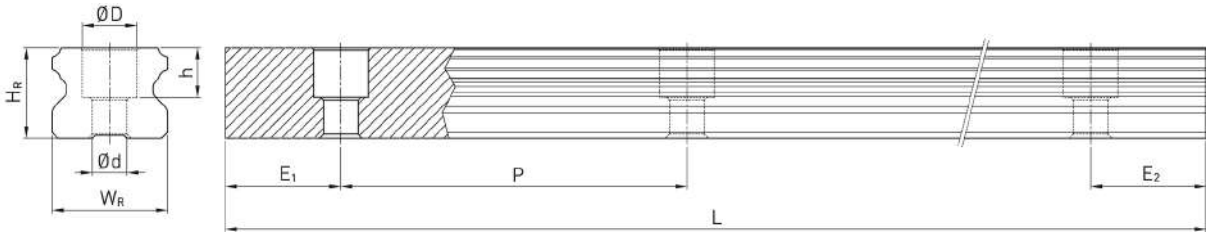
Accuracy class:
C

Hint

Rail in manufacturing length, please note the deviating tolerance specifications in the table.

TECHNICAL DETAILS

Dimensions



Dimensions

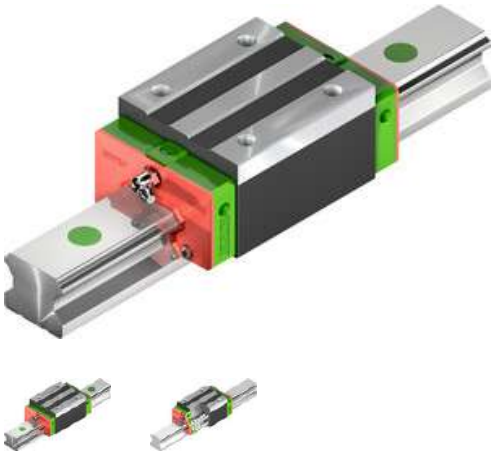
W_R	Rail width	20	mm
H_R	Rail height	17,5	mm
D		9,5	mm
h		8,5	mm
d		6	mm
P	Hole pitch	60	mm
L_{max}	Max. length ($E_1 = E_2 = P/2$)	3.900	mm
L_{min}	Min. length	74	mm
$E_{1/2\ min}$		7	mm
$E_{1/2\ max}$		53	mm
	Weight	2,21	kg/m

Dimensions (rail in production length)

L	Total length	4.000 +20	mm
E1		20 ±0,5	mm
E2		20 +20	mm

Data sheet

HGH20CAZ0H



Type:
HGH20CAZ0H
Article number:
5-001632

Preload:

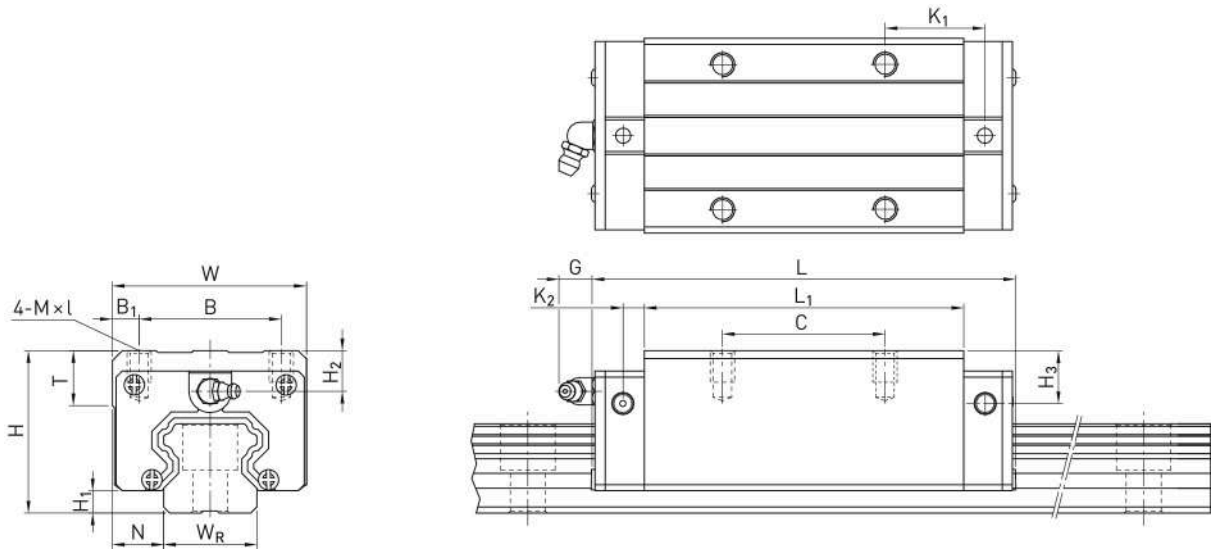
Z0: Light preload

Accuracy class:

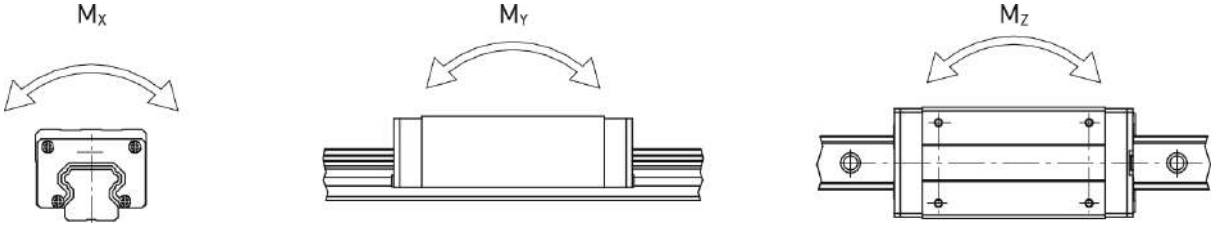
H

TECHNICAL DETAILS

Dimensions



Moments



Dimensions

H	Total height	30	mm
H_1		4,6	mm
N		12	mm
W	Block width	44	mm
B		32	mm
B_1		6	mm
C		36	mm
L_1		50,5	mm
L	Block length	77,5	mm
K_1		12,25	mm
K_2		6	mm
G		12	mm
M		M5	
l		6	mm
T		8	mm
H_2		6	mm
H_3		6	mm
	Mass	0,3	kg

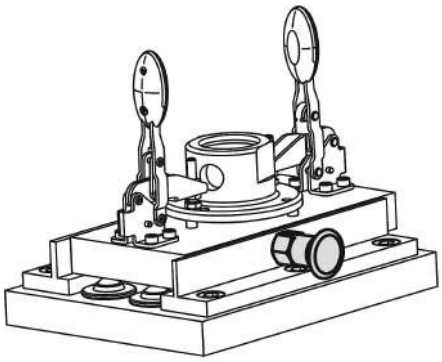
Load ratings and torques

C_{dyn}	Dynamic load rating	27.100	N
C_0	Static load rating	36.680	N
M_{0X}	Static moment	270	Nm
M_{0Y}	Static moment	280	Nm
M_{0Z}	Static moment	280	Nm

03093 Pernos de bloqueo de acero o acero inoxidable, sin collar, con botón de maniobra de plástico

Descripción del artículo/Imágenes del producto





Descripción

Descripción del producto:
Los pernos de bloqueo se utilizan para impedir que la posición de bloqueo cambie por fuerzas transversales. El perno solo puede colocarse en otra posición de bloqueo una vez que se haya desacoplado manualmente.

Material:
Versión de acero:
Casquillo roscado y clavija de bloqueo de acero de corte fácil.

Versión en acero inoxidable:
Casquillo roscado 1.4305.
Clavija de bloqueo endurecida 1.4034.
Clavija de bloqueo no endurecido 1.4305.

Botón de maniobra termoplástico.

Versión:
Versión de acero:
Casquillo roscado bruñido.
Clavija de bloqueo endurecida, rectificada y bruñida.

Versión de acero inoxidable:
Casquillo roscado de acabado natural.
Clavija de bloqueo endurecida y rectificada, acabado natural.
Clavija de bloqueo no endurecida y rectificada, acabado natural.

Botón de maniobra gris negruzco RAL 7021.

Indicación:
Puede suministrarse una arandela roscada para atornillar los pernos de bloqueo. Esta se desliza bajo el botón de maniobra desencajado de modo que los pernos de arrastre encajen en la ranura.

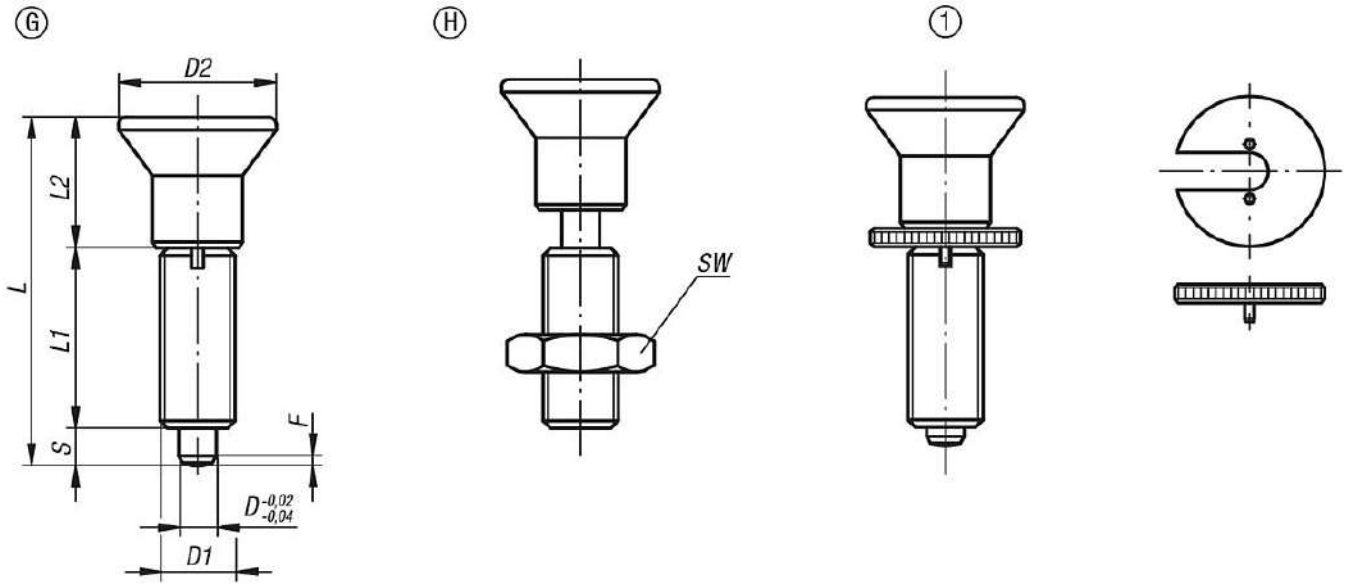
A petición:
Modelos especiales.

Indicación sobre el dibujo:
Forma G: sin contratuerca
Forma H: con contratuerca

1) Perno de bloqueo con arandela roscada

03093 Pernos de bloqueo de acero o acero inoxidable, sin collar, con botón de maniobra de plástico

Planos



Nuestros productos

Referencia	Forma	Material del cuerpo de base	Superficie cuerpo de base	D	D1	D2	L	L1	L2	Carrera S	F x 30°	Fuerza del muelle inicial F1 aprox. N	Fuerza del muelle final F2 aprox. N	Referencia de la arandela roscada
03093-1903	G	acero	endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-1004	G	acero	endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-1105	G	acero	endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-1206	G	acero	endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-1308	G	acero	endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-1410	G	acero	endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-1412	G	acero	endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94
03093-1516	G	acero	endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95
03093-01903	G	acero inoxidable	endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-01004	G	acero inoxidable	endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-01105	G	acero inoxidable	endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-01206	G	acero inoxidable	endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-01308	G	acero inoxidable	endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-01410	G	acero inoxidable	endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-01412	G	acero inoxidable	endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94
03093-01516	G	acero inoxidable	endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95
03093-11903	G	acero inoxidable	no endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-11004	G	acero inoxidable	no endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-11105	G	acero inoxidable	no endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-11206	G	acero inoxidable	no endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-11308	G	acero inoxidable	no endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-11410	G	acero inoxidable	no endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-11412	G	acero inoxidable	no endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94
03093-11516	G	acero inoxidable	no endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95
03093-2903	H	acero	endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-2004	H	acero	endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-2105	H	acero	endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-2206	H	acero	endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-2308	H	acero	endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-2410	H	acero	endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-2412	H	acero	endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94
03093-2516	H	acero	endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95
03093-02903	H	acero inoxidable	endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-02004	H	acero inoxidable	endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-02105	H	acero inoxidable	endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-02206	H	acero inoxidable	endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-02308	H	acero inoxidable	endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-02410	H	acero inoxidable	endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-02412	H	acero inoxidable	endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94

03093 Pernos de bloqueo de acero o acero inoxidable, sin collar, con botón de maniobra de plástico

Nuestros productos

Referencia	Forma	Material del cuerpo de base	Superficie cuerpo de base	D	D1	D2	L	L1	L2	Carrera S	F x 30°	Fuerza del muelle inicial F1 aprox. N	Fuerza del muelle final F2 aprox. N	Referencia de la arandela roscada
03093-02516	H	acero inoxidable	endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95
03093-12903	H	acero inoxidable	no endurecido	3	M6x0,75	14	31,5	17	11	3,5	0,8	4,5	10	03094-99
03093-12004	H	acero inoxidable	no endurecido	4	M8x1	18	38,5	21	13,5	4	1,3	6	12	03094-90
03093-12105	H	acero inoxidable	no endurecido	5	M10x1	21	43,5	24	14,5	5	1,3	5	12	03094-91
03093-12206	H	acero inoxidable	no endurecido	6	M12x1,5	25	51,7	28	17,7	6	1,8	6	14	03094-92
03093-12308	H	acero inoxidable	no endurecido	8	M16x1,5	33	68	36	24	8	2,3	15	35	03094-93
03093-12410	H	acero inoxidable	no endurecido	10	M20x1,5	33	74	40	24	10	2,8	15	34	03094-94
03093-12412	H	acero inoxidable	no endurecido	12	M20x1,5	33	78	42	24	12	2,8	15	39	03094-94
03093-12516	H	acero inoxidable	no endurecido	16	M24x2	40	96	50	30	16	3,2	20	46	03094-95

Lee Spring®

Selection
Lee Spring stocks a huge inventory of springs in stock and ready to ship.

In Stock
Springs ready to ship today.

Support
Engineering and customer service ready to assist.

Custom Springs
Made to Specification
From prototypes through large scale production runs.

Part Number

LTR085N 01 M

Print

Description	Specification
Spring Type:	Torsion Springs
Outside Diameter (mm):	19
Wire Diameter (mm):	2.16
Max Torque (N-mm):	1453.1
Deflection to Max Torque:	90
Radius (mm):	31.75
To Work Over Rod/Mandrel (mm):	13.11
Free Position of Ends:	90
Length of Leg (mm):	63.5
Body Length (mm):	11.56
Direction of Wind:	Right Hand
Total Coils:	4.25
Material:	Music Wire

Ordering is Easy

Call: 1-888-777-4647 (888-SPRINGS)
Fax: 1-888-426-6655
Visit: leespring.com
Email: sales@leespring.com

Convenient Payment Methods

Order using your Lee Spring account or Credit Card.

Free Shipping!

Lee Spring offers free delivery within the Continental United States. Go to leespring.com to learn more.

Need Parts Fast?

Lee Spring offers expedited services to get you the springs you need when and where you want them.

Need a Quote?

Lee Spring can provide a stock or custom quote on the parts you need. Get up to the minute inventory information on all stock parts with just one call. Lee Spring pricing is available online 24/7 for quantities up to 1,000 pieces. For higher quantity, contact Lee Spring by calling 888-777-4647, email sales@leespring.com or fax 888-426-6655.

Need Engineering or Technical Support?

Work directly with an experienced Lee Spring Engineer from design through production. Lee Spring has been manufacturing springs since 1918 and we offer the highest quality technical support in the industry. Call us at 888-777-4647 or email us at sales@leespring.com.

Lee Spring®

888-777-4647 Copyright © 2026 Lee Spring Company | leespring.com
Lee Spring, 140 58th Street, Brooklyn, NY 11220
An ISO 9001:2015 Certified Company

Lee Spring®

Selection
Lee Spring stocks a huge inventory of springs in stock and ready to ship.

In Stock
Springs ready to ship today.

Support
Engineering and customer service ready to assist.

Custom Springs
Made to Specification
From prototypes through large scale production runs.

Part Number

LTL085N 01 M

Print

Description	Specification
Spring Type:	Torsion Springs
Outside Diameter (mm):	19
Wire Diameter (mm):	2.16
Max Torque (N-mm):	1453.1
Deflection to Max Torque:	90
Radius (mm):	31.75
To Work Over Rod/Mandrel (mm):	13.11
Free Position of Ends:	90
Length of Leg (mm):	63.5
Body Length (mm):	11.56
Direction of Wind:	Left Hand
Total Coils:	4.25
Material:	Music Wire

Ordering is Easy

Call: 1-888-777-4647 (888-SPRINGS)
Fax: 1-888-426-6655
Visit: leespring.com
Email: sales@leespring.com

Convenient Payment Methods

Order using your Lee Spring account or Credit Card.

Free Shipping!

Lee Spring offers free delivery within the Continental United States. Go to leespring.com to learn more.

Need Parts Fast?

Lee Spring offers expedited services to get you the springs you need when and where you want them.

Need a Quote?

Lee Spring can provide a stock or custom quote on the parts you need. Get up to the minute inventory information on all stock parts with just one call. Lee Spring pricing is available online 24/7 for quantities up to 1,000 pieces. For higher quantity, contact Lee Spring by calling 888-777-4647, email sales@leespring.com or fax 888-426-6655.

Need Engineering or Technical Support?

Work directly with an experienced Lee Spring Engineer from design through production. Lee Spring has been manufacturing springs since 1918 and we offer the highest quality technical support in the industry. Call us at 888-777-4647 or email us at sales@leespring.com.

Lee Spring®

888-777-4647 Copyright © 2026 Lee Spring Company | leespring.com
Lee Spring, 140 58th Street, Brooklyn, NY 11220
An ISO 9001:2015 Certified Company