



Universidad  
de La Laguna

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA,  
TITULACIONES DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Fecha: Julio 2017**

En el presente documento, los términos “estudiante” y “tutor” hacen referencia al género gramatical neutro, incluyendo, por tanto, la posibilidad de referirse tanto a mujeres como a hombres



## Índice General

### Índice Memoria

0. Hoja de identificación .....	5
1. Abstract .....	6
2. Objeto .....	7
3. Alcance .....	7
4. Antecedentes .....	8
4.1. Persona de movilidad reducida (PMR) .....	8
4.2. ¿Qué es una silla de ruedas? .....	8
4.2.1. Sillas de ruedas eléctricas .....	9
4.2.2. Silla de ruedas ‘Montreal’ de Teyder .....	9
4.2.3. Silla de ruedas ‘PR50 Evolution’ de Paravan .....	10
4.2.4. Silla de ruedas ‘JIVE M <sup>2</sup> Sedeo Ergo’ de Quickie .....	11
5. Normas y Referencias .....	12
5.1. Normas .....	12
5.2. Bibliografía .....	12
5.3. Software .....	14
6. Requisitos de diseño .....	14
6.1. La silla general .....	14
6.1.1. Partes de la silla .....	14
6.2. Mecanismos .....	15
6.3. Diseño preliminar del asiento .....	16
6.3.1. Acolchado .....	17
6.4. Diseño preliminar de los mecanismos y actuadores .....	18
7. Análisis de soluciones .....	22
8. Conclusion .....	27
9. Índice de figuras .....	28
10. Índice de tablas .....	28

## Índice Anexo I: Cálculos

1. Tijera elevadora con accionamiento eléctrico .....	5
1.1. Hipótesis para determinación del rango de operación .....	5
1.2. Hipótesis de cálculo de fuerzas y reacciones .....	7
1.2.1. Distribución del peso y punto de aplicación .....	7
1.2.2. Diagramas de cuerpo libre y cálculo de fuerzas .....	9
1.2.3. Deslizamiento apoyos B y E .....	12
1.3. Cálculo de los bastidores y su dimensionado.....	12
1.4. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción.....	16
1.4.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	18
1.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	19
2. Reclinación respaldo .....	21
2.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo .....	21
2.2. Cálculo de fuerzas y reacciones .....	22
2.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción.....	24
2.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	24
2.4. Cálculo y dimensionado del respaldo .....	25
2.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	27
3. Reclinación reposapiés .....	27
3.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo .....	28
3.2. Cálculo de fuerzas y reacciones .....	29
3.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción.....	30
3.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	31
3.4. Cálculo y dimensionado de la chapa para el reposapiés .....	32
3.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	33
4. Movimiento lateral .....	33
4.1. Hipótesis para antivuelco y rango de operación .....	34
4.2. Cálculo de momentos sobre guías .....	36
4.3. Elección del sistema adecuado .....	38
5. Bisagras de unión.....	39
6. Consumo de energía.....	40



7. Índice de figuras .....	41
8. Índice de tablas .....	42

### **Índice Anexo II: Estudio Antropométrico**

1. Estudio antropométrico .....	4
1.1. Torso .....	4
1.1.1. Anchura de espalda (respaldo).....	4
1.1.2. Altura de espalda (respaldo) .....	6
1.1.3. Ancho de las caderas (Base del asiento).....	6
1.2. Miembros inferiores .....	7
1.2.1. Distancia glúteos-rodilla .....	8
1.2.2. Longitud rodilla-planta del pie .....	8
2. Índice de figuras .....	9
3. Índice de tablas .....	9

### **Índice Anexo III: Catálogos**

1. Actuador CAHB-10 Series SKF .....	4
2. Actuador CAHB-20 Series SKF .....	8
3. Actuador CAHB-20E Series SKF .....	12
4. Guía lineal IGUS – DryLin T .....	16
5. Guía lineal miniatura Iigus – DryLin T .....	21
6. Perfiles tubulares aluminio .....	23
7. Bisagras Schmale .....	24
8. Elementos de sujeción .....	25

### **Índice Anexo IV: Planos**

1. Plano casquillos .....	4
---------------------------	---

2. Plano perfil rectangular .....	5
3. Plano perfil T – respaldo .....	6
4. Plano perfil T – reposapiés.....	7
5. Plano base tijera y reposapiés .....	8
6. Plano base respaldo.....	9
7. Plano chapa respaldo.....	10
8. Plano chapa reposapiés .....	11
9. Plano chapa base asiento .....	12
10. Plano horquilla actuador – respaldo .....	13
11. Plano horquilla actuador – base de asiento .....	14
12. Plano horquilla actuador – movimiento lateral .....	15
13. Plano horquilla actuador – tijera .....	16
14. Plano horquilla tijera – apoyos A y C .....	17
15. Plano horquilla tijera – apoyos B y E.....	18
16. Plano elementos de sujeción .....	19
17. Plano conjunto mecanismos silla .....	20
18. Plano subconjunto tijera elevadora .....	21
19. Plano subconjunto respaldo .....	22
20. Plano subconjunto base del asiento.....	23
21. Plano subconjunto reposapiés .....	24

## Índice Anexo V: Presupuesto

1. Presupuesto .....	4
----------------------	---

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**MEMORIA**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**



## Índice Memoria

0. Hoja de identificación .....	5
1. Abstract .....	6
2. Objeto .....	7
3. Alcance .....	7
4. Antecedentes .....	8
4.1. Persona de movilidad reducida (PMR).....	8
4.2. ¿Qué es una silla de ruedas? .....	8
4.2.1. Sillas de ruedas eléctricas.....	9
4.2.2. Silla de ruedas ‘Montreal’ de Teyder .....	9
4.2.3. Silla de ruedas ‘PR50 Evolution’ de Paravan .....	10
4.2.4. Silla de ruedas ‘JIVE M <sup>2</sup> Sedeo Ergo’ de Quickie .....	11
5. Normas y Referencias .....	12
5.1. Normas .....	12
5.2. Bibliografía .....	12
5.3. Software .....	14
6. Requisitos de diseño .....	14
6.1. La silla general .....	14
6.1.1. Partes de la silla .....	14
6.2. Mecanismos .....	15
6.3. Diseño preliminar del asiento .....	16
6.3.1. Acolchado.....	17
6.4. Diseño preliminar de los mecanismos y actuadores .....	18
7. Análisis de soluciones .....	22
8. Conclusion.....	27
9. Índice de figuras .....	28

10. Índice de tablas .....28

## 0. Hoja de identificación

### Proyecto

Diseño mecánico y estructural para elevación, inclinación y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica

**Solicitante:** Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología, Universidad de La Laguna.

**Dirección:** Avenida Astrofísico Francisco Sánchez, s/n.  
38206, San Cristóbal de La Laguna  
Santa Cruz de Tenerife.

### Proyectista

**Nombre:** Harsh Kamal Nain Nain

**DNI:** 78852698-G

**Dirección:** C/ Villalba Hervás, Nº 5, 6º Izq.

**Localidad:** 38002, Santa Cruz de Tenerife  
Santa Cruz de Tenerife

## 1. Abstract

This project has been developed for studying new kinds of structural and mechanical designs in electric wheelchairs, that can change the life of an invalid user or help any other person in difficult circumstances. Although technology has evolved faster than imagined, with already viable solutions on the table, it is necessary to study different ways to improve life, specially for all those who have difficulties in completing daily routine tasks.

The starting point was to study the market, for knowing what are the new developments in these kind of chairs, and then to determine basic anthropometric proportions of the human body, for understanding its average sitting positions and dimensions. But, despite investigating, it is a fact that electric chairs are generally generic, with some possible changes. So, our project's design is thought for fulfilling the needs of an over average sized person with a 130 kg weight.

Next step of the project is dividing it in different sections. Main requirement is the possibility of four different movements: elevation of the seat, reclining the lower limbs, the upper train, and once reached the bed position, a lateral movement towards either side. All these have been calculated for fulfilling the whole chair's integrity and functionality with a thorough mechanical and structural study.

The used actuators are electric, and have been selected because of the advantages and disadvantages of each system among pneumatic, hydraulic and electrical. The selected option has the right characteristics for the needed workload, speed and power consumption. Pneumatics were too big and heavy for this application, as the hydraulics have a higher power consumption.



## 2. Objeto

El presente trabajo de fin de grado tiene por objeto el diseño estructural y mecánico de sistemas de elevación, reclinación del asiento y movimiento lateral del mismo para una silla de ruedas eléctrica.

El proyecto surge con la idea de facilitar la movilidad del usuario, pudiendo subir y bajar 15 cm, para facilitar su acceso a cajeros, mesas, mostradores, reclinar el asiento totalmente y convertirlo en cama (dividido en tres secciones), y por último desplazarse lateralmente 10 cm hacia los lados, para poder colocar la silla a faz con cualquier tipo de cama, ya sea del hogar, hospital, centro de salud, etc.

## 3. Alcance

El diseño proyectado en este documento tiene la finalidad de especificar las dimensiones y características de los mecanismos y actuadores necesarios destinados a realizar los movimientos necesarios para la silla eléctrica. Para llevar a cabo los cálculos, se toman las medidas medias de un ser humano con un peso de 130 kg.

En lo que respecta a la posible fabricación del prototipo, tal como se ha indicado, éste solo trata del diseño estructural y de los mecanismos necesarios. No se contempla en este proyecto ni el diseño eléctrico ni el sistema de control necesario para el funcionamiento de la silla, tratándose esta sección como otro estudio diferente.

Los cálculos matemáticos se han realizado de manera analítica, que se encuentran adjuntos en el Anexo I, seguido del estudio antropométrico en el Anexo II, los catálogos de los componentes seleccionados en el Anexo III, y por último los planos adjuntos en el Anexo IV y el presupuesto en el Anexo V. Se ha realizado mediante el software SolidWorks el diseño en 3D, que permite así una correcta visualización espacial de las soluciones calculadas. Al tratarse de un diseño de un prototipo, este proyecto no contempla ninguna norma o legislación aplicada al diseño, así como tampoco de estudio de seguridad y salud.

## 4. Antecedentes

### 4.1. Persona de movilidad reducida (PMR)

El grupo que abarca todas aquellas personas que tienen algún impedimento para desplazarse se le ha denominado 'Personas de movilidad reducida'. A esta denominación se le puede definir como: "Persona que debido a una discapacidad física, psíquica o sensorial, bien de forma permanente o temporal, confluente alguna circunstancia excepcional, la cual le impide el desarrollo normal de su capacidad de movilidad y desplazamiento voluntario" [7, 4].

### 4.2. ¿Qué es una silla de ruedas?

Una silla de ruedas es una ayuda técnica que consiste en un asiento adaptado con al menos tres ruedas, aunque lo habitual es que tenga cuatro, pudiendo llegar a seis. Éstas, están diseñadas para permitir el desplazamiento de aquellas personas con problemas de locomoción o movilidad reducida, debido a una lesión o enfermedad física tal como la paraplejía, tetraplejía, etc.

Existen dos clases, las manuales y las eléctricas. Las manuales, impulsadas por el propio ocupante haciendo girar las ruedas traseras empujando los aros acoplados en el exterior de éstas. Hay dos tipos, plegables y rígidas. La mayoría de ambos modelos están fabricados en materiales ultraligeros, como el aluminio de aviones o titanio al carbono con un revestimiento de Kevlar para darle mayor durabilidad y sobre todo ligereza, ya que su usuario debería ser capaz de levantarla y guardarla, consiguiendo así cierto grado de autonomía y autosuficiencia.

Las eléctricas en cambio, son impulsadas por motores que son accionados por baterías de 40 o 50 amperios recargables. El ocupante controla la silla por medio de un joystick y un pequeño panel de control que da acceso a configurar la velocidad y, en algunos modelos, la posición del respaldo, asiento,

reposapiés, etc., colocado en uno de los apoyabrazos. Para usuarios que no puedan utilizar las manos existen dispositivos controlables por la boca. Algunos tipos cuentan con frenos con la tecnología ABS y en ciertos casos especiales con un navegador GPS y un portátil o Tablet con funciones de red activas también encargada de facilitar la movilidad del afectado.

#### **4.2.1. Sillas de ruedas eléctricas**

La silla eléctrica estándar interior/externa es la más utilizada, que cuenta con pequeñas ruedas en comparación con la mayoría de sillas manuales, pudiendo ser de tracción trasera, delantera o central. En el caso de las sillas de tracción central, permiten que la silla gire sobre su mismo eje, lo cual permite que este tipo de sillas se utilicen comúnmente en interiores.

La silla de tracción delantera cuenta con ruedas más grandes adelante que atrás, lo cual ayuda a que la silla evite los obstáculos, mas reduce la facilidad de maniobrar. En cambio, la tracción trasera tiene mucha mejor maniobrabilidad, por lo cual, es la silla preferida por la mayoría de usuarios. Generalmente la batería de la silla eléctrica dura todo un día con un uso normal y pueden existir sillas que se desplacen a 6, 10 o hasta 12 Km/h.

Cierto es, que hoy en día ya hay una enorme competencia y un gran número de empresas que comercializan este tipo de sillas, cuyas mejoras están cada vez más en aumento para poder suplir todas las necesidades que vaya necesitando la sociedad.

#### **4.2.2. Silla de ruedas 'Montreal' de Teyder**

Una de las primeras en tener movimientos añadidos al simple desplazamiento motorizado fue la Montreal de la marca Teyder. Una silla basculante y reclinable de tracción trasera que posibilita la posición cuasi acostado, ya que no coloca al paciente totalmente paralelo a la horizontal. Tiene una autonomía de 35 km, y su precio rondaba los dos mil euros [17].



Figura 1: Silla de ruedas eléctrica 'Montreal'. Fuente: [17]

La desventaja de esta silla es que no completa el movimiento de reclinación, y además tampoco es capaz de llevar a cabo una elevación ni descenso del mismo. Por otro lado, aún con el desarrollo del mercado, ésta es una 'mutación' de una silla de ruedas manual, tal como podemos observar en la figura 1, ya que utiliza prácticamente la totalidad de su estructura tubular, haciendo así que aún no sea tan cómoda en comparación con las últimas novedades existentes hoy en día.

#### 4.2.3. Silla de ruedas 'PR50 Evolution' de Paravan

Hace dos años, la marca alemana Paravan, consigue diseñar y fabricar un prototipo que realiza la reclinación completa del respaldo y el reposapiés, elevable en altura, y un desplazamiento frontal de ajuste del asiento. Tiene más de 20 movimientos de ajuste posible, y todo ello monitorizado junto con el joystick.

Ésta es un ejemplo muy similar a la de este proyecto, ya que es capaz de llevar a cabo 3 de los 4 movimientos que contempla el estudio. Además, es capaz de aguantar un peso de hasta 120 kg, por lo que es un gran avance. Su precio de 14.000 €, refleja el elevado coste que tiene este mercado debido a las múltiples exigencias y precisión de los aparatos. En la figura 2 adjunta a continuación se puede observar el prototipo.



Figura 2: Silla de ruedas 'PR50' de Paravan. Fuente: [18]

#### 4.2.4. Silla de ruedas 'JIVE M<sup>2</sup> Sedeo Ergo' de Quickie

Probablemente la más revolucionaria hasta el momento, debido a su alta automatización, y más de 30 movimientos de ajuste del asiento. Incluye elevación, reclinación del reposapiés y respaldo, observable en la figura 3, con sistemas antifricción para evitar el deslizamiento del cuerpo del usuario al llevar a cabo los movimientos descritos, y capacidad de control de teléfonos, ordenadores, domótica, infrarrojos o bluetooth, entre otras aplicaciones. Su precio ronda los 15.000€, siendo por tanto también la más cara del mercado.



Figura 3: 'JIVE M<sup>2</sup> Sedeo Ergo' de Quickie, la silla más completa del mercado. Fuente [19]

En este proyecto, la gran diferencia que se va a estudiar con respecto a

todas estas sillas ya existentes en el mercado, es la funcionalidad que permita incorporar el movimiento lateral automatizado con actuadores eléctricos a , sobre carros portátiles que deslizan sobre una guía lineal.

## 5. Normas y Referencias

### 5.1. Normas

Se han tenido en cuenta las siguientes normas para la redacción del proyecto, generación de planos y su tratamiento.

- UNE 1039:1994 (ISO 129-1973), Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNE 1027:1995 Dibujos técnicos. Plegado de planos.
- UNE 157001:2014 Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico, que coincide con la normativa interna por la que se rige la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna para la redacción de Trabajos de Fin de Grado.

### 5.2. Bibliografía

En esta sección se menciona el conjunto de libros, páginas web u otros textos considerados durante la realización del proyecto.

#### Libros:

1. “Manual de Antropometría Normal y Patológica”, Pablo Lapunzina y Horacio Aiello, Ed. Masson.
2. “Felisberto e Pascuoarelli (2001)”.
3. “Resistencia de materiales”, Robert L. Mott, Ed. Pearson, 5ª Edición.
4. “Diseño de elementos de máquinas”, Robert L. Mott, Ed. Pearson, 4ª Edición.
5. “Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas”, G. Niemann, Ed. Labor S.A.
6. “Carencias y oportunidades de la I+D para la Innovación en accesibilidad

al automóvil y a los medios de transporte”, Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. Ministerio de Ciencia y Tecnología. Comité español de representantes minusválidos (CERMI).

7. “Human Dimension and Interior Space: A Source Book of Design Reference Standards”, Julius Panero y Martin Zelnik
8. Charney P, Malone A, eds. ADA Pocket Guide to Nutrition Assessment, 2nd edition. Chicago, IL: American Dietetic
9. “Roark’s Formulas for Stress & Strain”, Warren C Young, Ed. Mc Graw Hill

WEB:

10. <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/5015/Tesis.pdf?sequence=1>
11. Manuales de ayuda de SolidWorks ([www.solidworks.com/support](http://www.solidworks.com/support))
12. <http://oa.upm.es/320/1/05200407.pdf>
13. <http://www.setrav.com/index.php/servicios/evaluacion-de-pmr>
14. <https://wheelchairbeyonlimits.wordpress.com/2013/04/03/historia-de-las-sillas-de-ruedas/>
15. [http://alquiladoramedica.net/index.php?route=product/product&product\\_id=52](http://alquiladoramedica.net/index.php?route=product/product&product_id=52)
16. <http://mueblesdomoticos.blogspot.com.es/2010/12/medidas-para-disenar-sillas-o-asientos.html>
17. <http://metalsystem.es/mesas-elevadoras/extraplanas/>
18. <https://www.ortopediamimas.com/sillas-de-ruedas-electricas/sillas-de-ruedas-electricas-de-exterior/4757-silla-de-ruedas-electrica-basculante-y-reclinable-montreal.html>
19. <http://www.medicaexpo.es/prod/paravan/product-89133-704089.html>
20. <http://www.sunrisemedical.co.uk/powerd-wheelchairs/quickie/power-wheelchairs/jive-m-sedeo-ergo>

Textos:

21. “Diseño de un exoesqueleto: brazos”, Pablo Alberto Fuerte Rodríguez, Josué Cabrera Delgado, Universidad de La Laguna.
22. “Diseño de un exoesqueleto: Torso”, Fabián de León Mazariegos, Moisés Jiménez Rodríguez, Universidad de La Laguna
23. “Diseño de un túnel de transporte de tabaco por corriente de aire”, Paula Estrada Herrera, Universidad de La Laguna.

### 5.3. Software

Para la realización y los cálculos necesarios del proyecto en cuestión, se han empleado los siguientes programas.

- SolidWorks: programa utilizado para el dimensionado de piezas, visualización 3D y generación de planos.
- Octave: herramienta para cálculos matemáticos.
- Microsoft Office:
  - Microsoft Word: para la redacción de los documentos pertinentes.
  - Microsoft Excel: para la realización de cálculos.

## 6. Requisitos de diseño

### 6.1. La silla general

En primer lugar, se estudia las medidas necesarias para la silla a través del estudio antropométrico. Debe cumplir una serie de requisitos básicos, desde la comodidad del mismo hasta una correcta funcionalidad de los mecanismos. Además será diseñada con medidas admisibles aptos para ambos sexos, y que aguante un peso del usuario de 130 kg.

Se detalla a continuación las distintas partes de la silla, y cómo se divide el estudio para cada movimiento necesario.

#### 6.1.1. Partes de la silla

La silla se divide en las siguientes secciones:

- Base de la silla: es la pieza central sobre la que se basa todo el diseño. Se ha elegido una genérica del actual mercado, en el cual se sobreentiende que porta en su interior las baterías necesarias, el cableado de los mecanismos, el motor eléctrico para poder movilizar el usuario y el sistema para dirigirlo. Es sobre esta base donde se colocará el mecanismo necesario para elevar y descender al usuario.



- Asiento: que a su vez se divide en varios segmentos indicadas más abajo, está diseñado con unas medidas acordes a las dimensiones medias de un ser humano:
  - Respaldo: segmento en el cual va apoyado el tronco, teniendo una medida desde las caderas hasta los hombros. Su ancho va en función de la distancia biacromial y de la base del asiento, que es donde entran las caderas.
  - Base del asiento: el asiento en sí, donde van apoyados los glúteos, y que en posición sentada, es donde se aplica la totalidad del peso. Se diseña con una dimensión media.
  - Reposapiés: donde se apoya la parte baja de las piernas, desde la rodilla hasta la planta del pie.

Éstas medidas se toman como una hipótesis posible al carecer de más requisitos del usuario, siendo así como dicho anteriormente, un prototipo para dar una solución viable.

## 6.2. Mecanismos

El conjunto del asiento mencionado en el apartado anterior, está dividido en subconjuntos que viene dado por los diferentes movimientos los cuales son necesarios realizar. Se adjunta en la figura 4 la visualización de lo descrito a continuación.

Tijera elevadora: es la solución elegida para llevar a cabo el movimiento de elevación y descenso del usuario. Ésta se diseña en función del espacio disponible (el cual es el reto a superar, debido al reducido espacio disponible), la altura mínima a elevar y la verificación estructural para mantener su integridad. Este mecanismo se colocará justo debajo de la base del asiento, conectando así la base de la silla eléctrica y la base del asiento.

Actuadores eléctricos: ejercen la fuerza necesaria para llevar a cabo los movimientos. Se ha estudiado su colocación de manera geométrica para aprovechar totalmente su utilidad, además del estudio de fuerzas pertinente. Se

utiliza uno para accionar el movimiento de elevación y descenso en la tijera elevadora, uno para la reclinación del respaldo, otro para el abatimiento del reposapiés y tres (uno en cada segmento de la silla, reposapiés, respaldo y base del asiento) para el movimiento lateral. Todos estos actuadores, son anclados con orejas de sujeción.

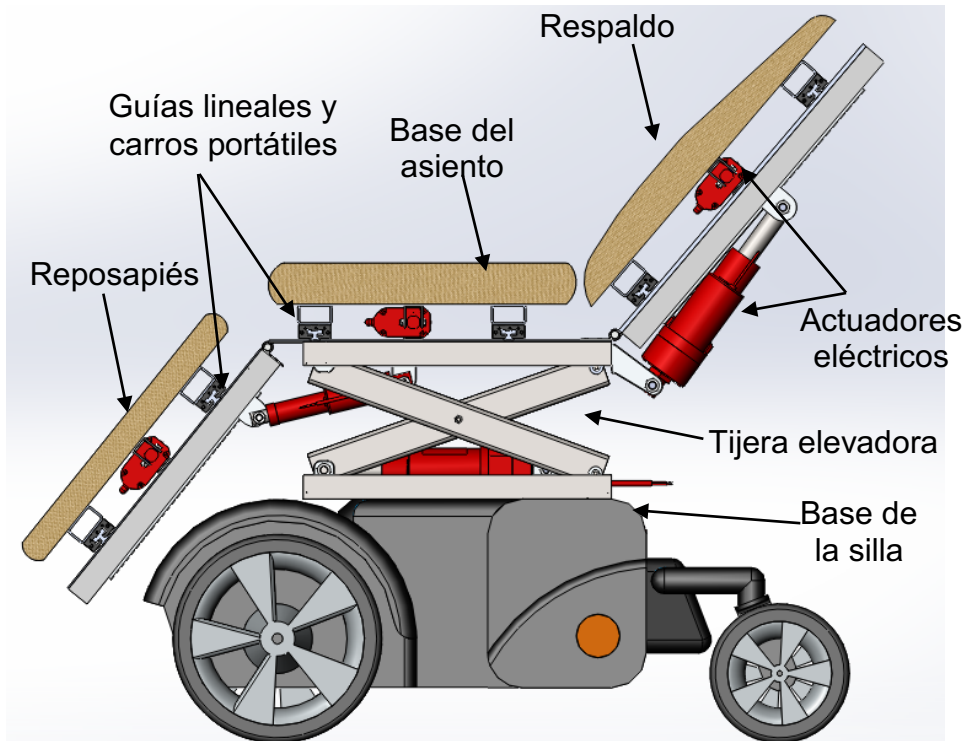


Figura 4: Resumen de las partes de la silla y mecanismos. Fuente: [Elaboración propia]

Carros portátiles sobre guías lineales: para poder llevar a cabo el movimiento lateral automatizado de estos segmentos, se conecta cada segmento (mencionado en el punto anterior) a dos hileras con dos carros cada uno que deslizan sobre unas guías calculadas para soportar las cargas y momentos producidos por el cuerpo del usuario.

### 6.3. Diseño preliminar del asiento

Las dimensiones del asiento de la silla se han diseñado para la comodidad del paciente. Se tendrán en cuenta las medidas antropométricas estándares para asientos comunes (detallado en Anexo II: Estudio Antropométrico). A continuación se adjunta la tabla 1 con un resumen de las dimensiones el asiento diseñado para nuestro conjunto.

Medidas del asiento	
Anchura de espalda	43 cm
Altura de espalda	55 cm
Ancho de caderas	43 cm
Dimensión glúteo-rodilla	45 cm
Dimensión rodilla-planta del pie	45 cm

Tabla 1: Medidas básicas del asiento tras estudio antropométrico. Fuente: [Elaboración propia]

### 6.3.1. Acolchado

Para una mejor comprensión de la dinámica del sentarse se estudia la mecánica del sistema de apoyo y la estructura ósea general que operan en la misma. Según Tichauer, "El eje de apoyo de un torso sentado es una línea situada en un plano coronal que pasa por la proyección del punto inferior de las tuberosidades isquiáticas que descansan en la superficie de asiento" [6]. En la figura adjunta [5] a continuación se puede visualizar lo que cita Tichauer.

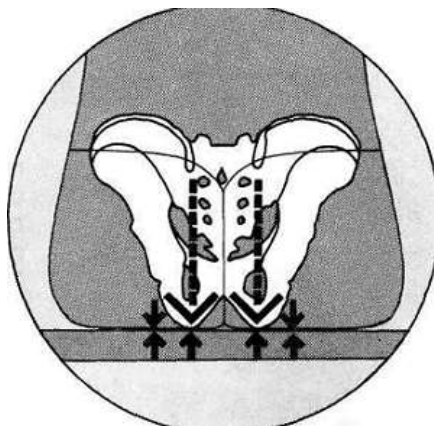


Figura 5: Distribución de la aplicación del peso en posición sedente. Fuente: [7]

Según numerosos estudios, el ser humano cuando está en posición sedente, entre el 70-75% del peso total del cuerpo es soportado únicamente por 26 cm<sup>2</sup> de dichas tuberosidades, las cuales son la parte de la pelvis sobre las que se apoya el cuerpo al sentarse, tal y como se muestra en la figura de la distribución del peso al tomar asiento.

Por tanto, para garantizar el confort del usuario, se colocará un acolchado de al menos 6 cm de espesor, permitiendo así una correcta distribución del peso del cuerpo sobre cada uno de los segmentos en los que va apoyado. Este acolchado es fundamental para no acarrear otro tipo de dolencias debido a las numerosas horas de utilización diaria sin cambio de postura, pudiendo llevar al usuario a un estado de malestar e incomodidad.

#### 6.4. Diseño preliminar de los mecanismos y actuadores

Para llevar a cabo los diversos movimientos, se plantearon varias hipótesis. En primer lugar, para la elevación y descenso del asiento, se ideó desde el comienzo la utilización de una tijera elevadora. Ésta, tiene varios modos de disponer los actuadores, diferentes perfiles y secciones para los bastidores, diferentes tipos de apoyos móviles, siempre dependiendo de su fin o carga máxima a ser elevada. A continuación, en la figura 6 se puede observar un ejemplo de dicho mecanismo.



*Figura 6: Tijera elevadora con accionamiento neumático. Fuente [16]*

En nuestro caso, la dificultad reside en el limitado espacio disponible, para lograr una elevación de aproximadamente 15 cm. Desde la colocación del actuador eléctrico, el dimensionado de los perfiles para los bastidores, el mecanismo para llevar a cabo el apoyo móvil ideal, etc.

Por tanto, se plantea llevar a cabo la elevación colocando el pistón en posición horizontal, cuyo vástago está conectado a la unión de los apoyos

móviles, realizando el movimiento de halar y empuje en la misma dirección que dichos apoyos, tal como se muestra en la figura 7. El actuador iría conectado a través de una oreja de sujeción a la base de la silla. La desventaja de esta disposición del actuador frente a la colocación óptima (en vertical, o lo más vertical posible), es que la fuerza necesaria del pistón será mucho mayor en nuestro caso, y por tanto las fuerzas de reacción en los diversos puntos de apoyo también aumentarían considerablemente.

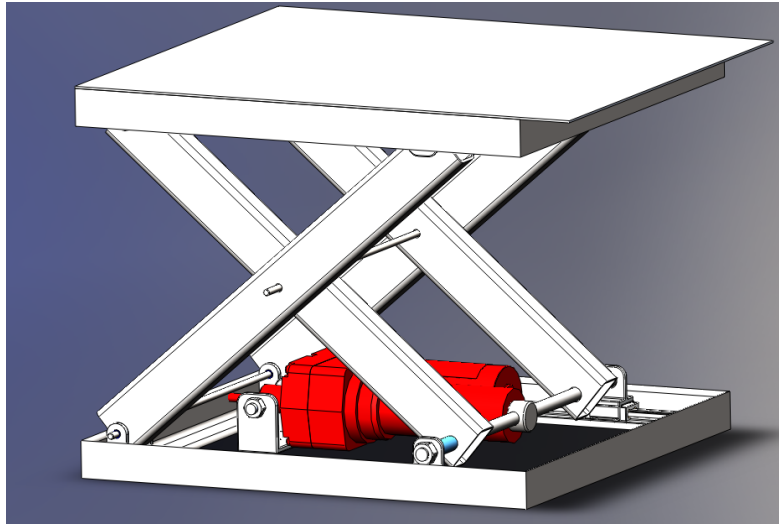


Figura 7: Diseño tijera elevadora para la silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia]

En segundo lugar, para realizar la inclinación tanto de las piernas como del torso, se plantea la utilización de actuadores rotativos. Son actuadores eléctricos con motores incorporados realmente útiles ya que su funcionamiento básico es similar al de un reclinador de coche, pero motorizado. Ocupan poco espacio pero su precio es muy elevado, a diferencia de un actuador cilindro-pistón eléctrico. Un ejemplo es el actuador CRAB05 de la marca SKF, mostrada en la siguiente figura 8.

Pero tras investigar su disponibilidad en el mercado, y realizar los cálculos del Par motor necesario, ninguna vence el momento producido por el peso del usuario para la silla que diseñamos.



Figura 8: Actuadores rotativos - CRAB05 de la marca SKF. Fuente: [Catálogo SKF]

Por tanto se descarta esta opción, y se plantea la segunda hipótesis de utilizar actuadores eléctricos cilindro-pistón, al igual que en la tijera elevadora, para llevar a cabo el movimiento de reclinación tanto para el respaldo como para el reposapiés, mostrado en figuras 9 y 10.

Al igual que ocurre con el mecanismo de elevación, lo complicado en este caso es la colocación del propio actuador, de manera que sea capaz de llevar a cabo el mayor rango de funcionamiento posible además de dotar la fuerza necesaria para llevar a cabo el movimiento.

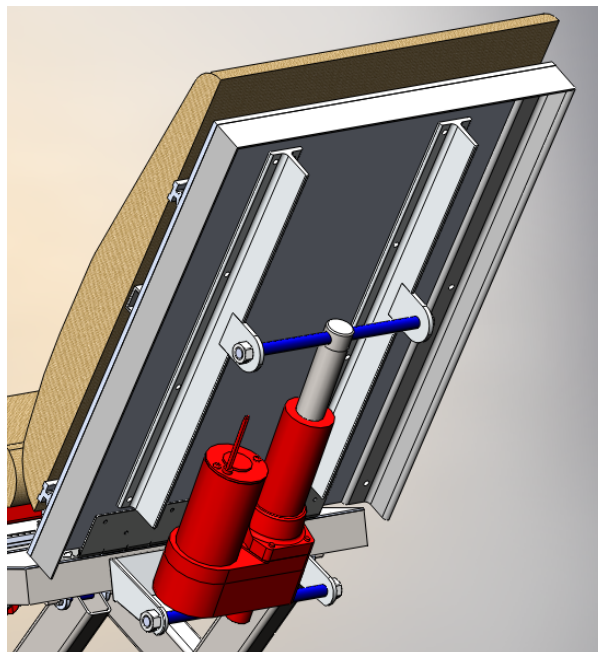


Figura 9: Diseño de reclinación del respaldo para silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia]



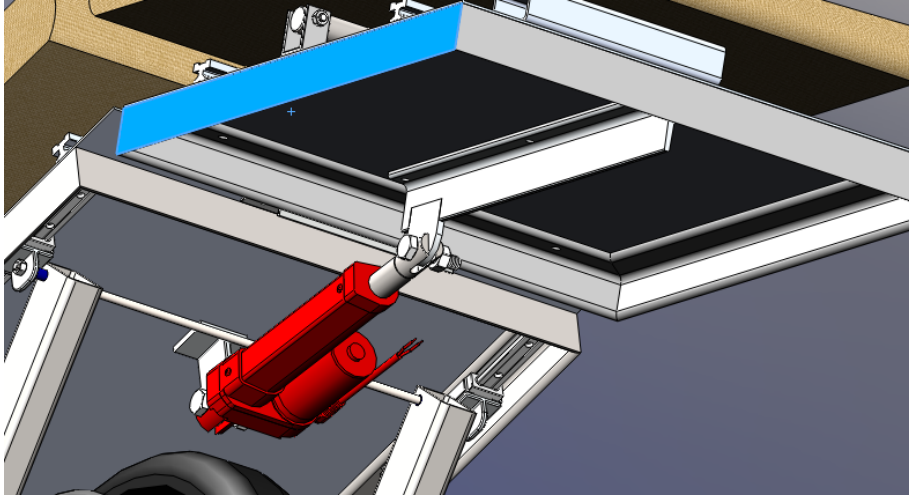


Figura 10: Diseño reclinación del reposapiés para silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia]

Para plantear el movimiento lateral del asiento, una vez el reposapiés y el respaldo estuvieran a  $180^\circ$  con el usuario acostado totalmente, se consideró que pudiera llegar a faz de la rueda delantera, ya que es la que más sobresale y además que se pueda realizar este desplazamiento hacia ambos lados.

Desde el comienzo, se idea la posibilidad de colocar las tres secciones del asiento alineadas sobre unos carros portátiles que se deslizan a su vez sobre guías, pero no queda del todo definido si este desplazamiento debe ser manual o automatizado, como en los casos anteriores. Por tanto se plantean las guías, y finalmente se decide automatizar este movimiento también con el uso de tres actuadores eléctricos cilindro-pistón, uno para cada subconjunto del asiento. Esto se puede visualizar en la siguiente figura 11.

Por último, se procura elegir todos los actuadores eléctricos de la misma marca y catálogos de similares funciones, con diferencias tan solo en tamaño y potencia.

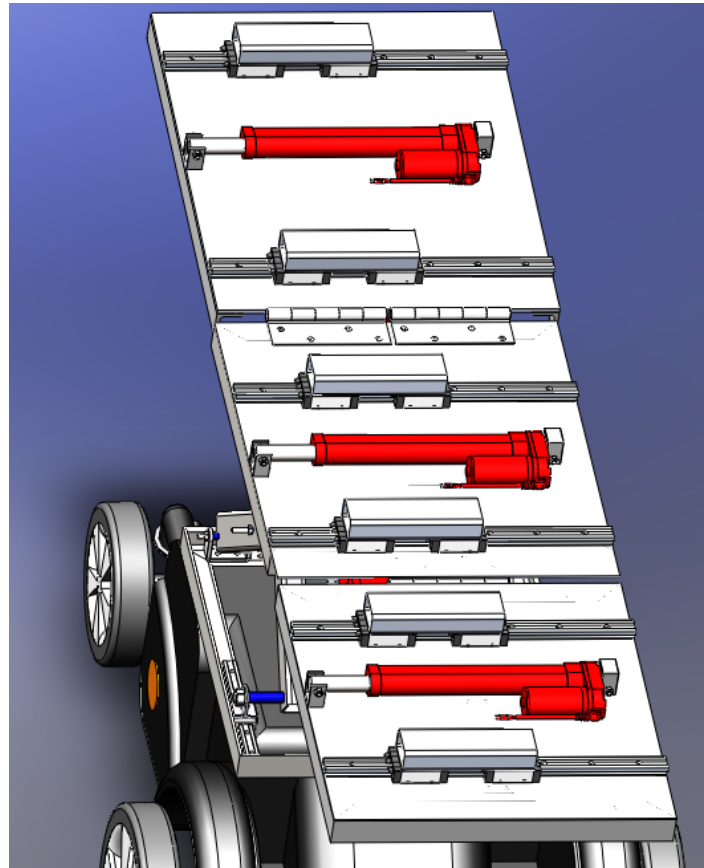


Figura 11: Planteamiento del desplazamiento lateral de la cama. Fuente: [Elaboración propia]

## 7. Análisis de soluciones

En este apartado se realiza un análisis del resultado obtenido tras haber realizado los cálculos pertinentes y un exhaustivo estudio geométrico para obtener el mayor rango de trabajo posible.

Comenzando por el movimiento de elevación, se ha definido el rango de trabajo de la tijera elevadora desde un ángulo  $\theta = 20^\circ$  hasta  $\theta = 40,6^\circ$  (ángulo del bastidor con respecto a la base horizontal del mecanismo), tras el estudio realizado en el Anexo I: Cálculos. Para este rango de barrido de ángulo, la tijera tendrá una altura 'h' de 15,77 cm en reposo y podrá elevarse hasta los 30 cm. Esto es visible en las siguientes figuras 12 y 13.

Esta altura de tijera es solución viable debido a que el usuario se podrá elevar para realizar cualquier acción que le requiera una altura mínima, tal como la utilización de un cajero automático, cabina telefónica, mostrador de una tienda, etc.





Figura 13: Asiento en reposo  $\theta = 20^\circ$ . Fuente: Figura 12: Asiento elevado  $\theta = 40,60^\circ$ .  
[Elaboración propia] Fuente: [Elaboración propia]

Tras los cálculos realizados, se elige un actuador CAHB-20E de la marca SKF para llevar a cabo este movimiento, con una fuerza de trabajo de 4500 N.

Los bastidores del mecanismo que soportan los esfuerzos derivados por la fuerza del pistón y peso del usuario, se diseñan con perfiles rectangulares de acero inoxidable de 50x30x2mm, y 46cm de largo. La bases superior e inferior de la tijera son también de acero inoxidable, ideal para este tipo de aplicaciones médicas-ortopédicas. En la siguiente figura 14, se ve el detalle de los bastidores y la colocación del actuador.



Figura 14: Colocación del actuador para mecanismo elevador. Fuente: [Elaboración propia]

Definido el primer movimiento, se establece el rango de operación de la reclinación del respaldo. El ángulo del mismo puede variar entre  $\beta = 90^\circ$  (posición

vertical) hasta  $\beta = 180^\circ$  (posición horizontal). Es fundamental poder disponer de este máximo rango de  $\beta$ , para la comodidad del usuario pudiendo elegir el grado de incorporación del asiento dependiendo del caso en el que se encuentre.



Figura 15: Asiento en posición horizontal ( $\theta = 180^\circ$ ) y máxima altura ( $\theta = 40,60^\circ$ ).  
Fuente: [Elaboración propia]

Además, este movimiento del respaldo es independiente a todos los demás, por lo que se puede estar incorporado o acostado con cualquier altura de tijera e independiente al movimiento de reclinación del reposapiés. La tijera elevadora también podrá llevar a cabo la elevación del paciente tanto en posición incorporada del usuario como totalmente acostado, tal como se acaba de mostrar en la figura 15.

Para este movimiento, se dispondrá de un actuador CAHB-20A, también de la marca SKF, con una fuerza de pistón de 2500 N. La estructura completa del respaldo (chapa, perfiles rigidizadores, orejas de sujeción) son de aleación de aluminio 6063 – T5, ideales para fines estructurales. Todo esto se puede ver en la figura 16.

Por consiguiente, el rango de reclinación del reposapiés, va desde un ángulo  $\gamma = 30^\circ$  (con la vertical) en reposo hasta  $\gamma = 90^\circ$  (tren inferior elevado). Esta colocación del actuador ha sido más complicada debido al reducido espacio entre el asiento y la base del reposapiés cuando se encuentra en reposo. Aún así se consigue solucionar anclando ambos extremos del actuador a la base del asiento y a la base del reposapiés.

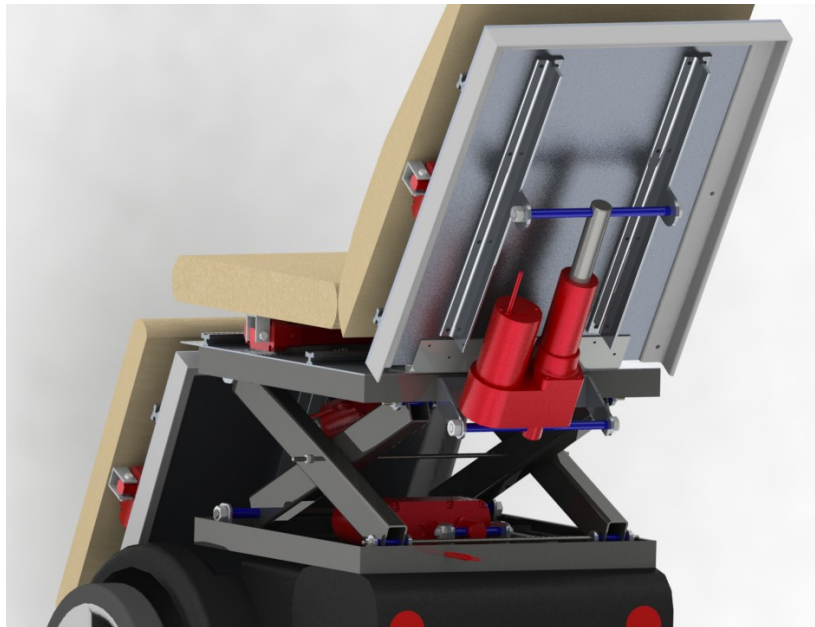


Figura 16: Vista posterior del respaldo. Mecanismos y estructura. Fuente: [Elaboración propia]

Se decide utilizar el actuador CAHB-10 de SKF, con una fuerza de trabajo de 500 N. Al igual que el respaldo, el movimiento del reposapiés es independiente a todos los otros movimientos de la silla. Por tanto, se podrá colocar este segmento a cualquier ángulo tanto si la silla está en reposo o elevado y esté el usuario incorporado o acostado. Además, se mantiene el diseño de la estructura completa del reposapiés igual que el respaldo, de aluminio 6063-T5, a continuación mostrado en la figura 17.



Figura 17: Reposapiés a  $\gamma = 90^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia]

Antes de entrar con el análisis del presupuesto, se define el rango de trabajo del movimiento lateral. Una vez reclinado todos los segmentos hasta

estar el asiento totalmente en posición horizontal, se puede llevar a cabo un desplazamiento lateral a cualquier lado una distancia de 10 cm.

Para ello, se utiliza un actuador CAHB-10 con una fuerza de operación de 120 N por cada segmento, para moverlo sobre las guías dispuestas en el eje horizontal. Estos segmentos acolchados están unidos a los carros portátiles que deslizan sobre las guías. Cada segmento está dotado de dos raíles con dos carros cada uno, teniendo un total de 4 carros anclados a la pieza acolchada de dicho segmento. Tanto las guías como los carros son del modelo DryLin T de la marca IGUS. Las figuras 18 y 19 muestran este movimiento lateral.



Figura 18: Movimiento lateral hacia la derecha. Fuente: [Elaboración propia]



Figura 19: Movimiento lateral hacia la izquierda. Fuente: [Elaboración propia]

Por último, se realiza un presupuesto estimado del coste total del diseño de los mecanismos y la elección de componentes para llevar a cabo este prototipo. Éste, especificado en el anexo V del documento, ronda los 2100 € tras haber tenido en cuenta los actuadores eléctricos utilizados, los sistemas de carros portátiles sobre guías lineales deslizantes, los perfiles y chapas metálicos para el diseño del asiento y finalmente las horquillas y elementos de sujeción.

## 8. Conclusion

To conclude, as it has been exposed in the previous point, the final design fulfils all required requirements. It can perform all the four movements, being totally independent between them and maintaining a strong mechanical structure for a heavy weight user.

Due to this weight issue, the solutions have been a bit drastic in some aspects, as the load of some of the electric actuators, or the back structure for maintaining its integrity, being costlier than a design for a regular user. It has been designed in the most optimum way possible, to be an easy and comfortable tool for the user.

The selected electric actuators are: 1x CAHB-20E with a 4500N push/pull load for the seat's elevation, 1x CAHB-20 with a 2500 N push/pull load for the upper train reclining, 1x CAHB-10 with a 500N push/pull load for the lower limbs reclining and 3x CAHB-10 of 120N push/pull load for the lateral movement. All these are manufactured by SKF. The lineal guides systems for the lateral movement are the DryLin® T models by Igus, as the sliding guides for the elevation scissors free movement in 'x' axis. All these chosen components are specified in the 1<sup>st</sup> attachment: Calculations.

Technology is evolving at a very high pace, endowing all kind of solutions for any subject in any field. This designed chair is yet a unique prototype due to its lateral movement, after comparing with already existing chairs in the market. Yet the medical industry is betting hard for making better chairs, with better structures and smoother movements, it is still very expensive to acquire all this equipment.



## 9. Índice de figuras

Figura 1: Silla de ruedas eléctrica 'Montreal'. Fuente: [17] .....	10
Figura 2: Silla de ruedas 'PR50' de Paravan. Fuente: [18] .....	11
Figura 3: 'JIVE M <sup>2</sup> Sedeo Ergo' de Quickie, la silla más completa del mercado. Fuente [19].....	11
Figura 4: Resumen de las partes de la silla y mecanismos. Fuente: [Elaboración propia].....	16
Figura 5: Distribución de la aplicación del peso en posición sedente. Fuente: [7].	17
Figura 6: Tijera elevadora con accionamiento neumático. Fuente [16].....	18
Figura 7: Diseño tijera elevadora para la silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia] .....	19
Figura 8: Actuadores rotativos - CRAB05 de la marca SKF. Fuente: [Catálogo SKF] .....	20
Figura 9: Diseño de inclinación del respaldo para silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia].....	20
Figura 10: Diseño inclinación del reposapiés para silla de ruedas. Fuente: [Elaboración propia].....	21
Figura 11: Planteamiento del desplazamiento lateral de la cama. Fuente: [Elaboración propia].....	22
Figura 12: Asiento en reposo $\theta = 20^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia].....	23
Figura 13: Asiento elevado $\theta = 40,60^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia] .....	23
Figura 14: Colocación del actuador para mecanismo elevador. Fuente: [Elaboración propia].....	23
Figura 15: Asiento en posición horizontal ( $\theta = 180^\circ$ ) y máxima altura ( $\theta = 40,60^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia].....	24
Figura 16: Vista posterior del respaldo. Mecanismos y estructura. Fuente: [Elaboración propia].....	25
Figura 17: Reposapiés a $\gamma = 90^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia].....	25
Figura 18: Movimiento lateral hacia la derecha. Fuente: [Elaboración propia] .....	26
Figura 19: Movimiento lateral hacia la izquierda. Fuente: [Elaboración propia].....	26

## 10. Índice de tablas

Tabla 1: Medidas básicas del asiento tras estudio antropométrico. Fuente: [Elaboración propia] .....	17
--	----

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANEXO I: CÁLCULOS**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**





## Índice Anexo I: Cálculos

1. Tijera elevadora con accionamiento eléctrico .....	5
1.1. Hipótesis para determinación del rango de operación .....	5
1.2. Hipótesis de cálculo de fuerzas y reacciones .....	7
1.2.1. Distribución del peso y punto de aplicación .....	7
1.2.2. Diagramas de cuerpo libre y cálculo de fuerzas .....	9
1.2.3. Deslizamiento apoyos B y E .....	12
1.3. Cálculo de los bastidores y su dimensionado .....	12
1.4. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción .....	16
1.4.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	18
1.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	19
2. Reclinación respaldo .....	21
2.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo .....	21
2.2. Cálculo de fuerzas y reacciones .....	22
2.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción .....	24
2.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	24
2.4. Cálculo y dimensionado del respaldo .....	25
2.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	27
3. Reclinación reposapiés .....	27
3.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo .....	28
3.2. Cálculo de fuerzas y reacciones .....	29
3.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción .....	30
3.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario .....	31
3.4. Cálculo y dimensionado de la chapa para el reposapiés .....	32
3.5. Cálculo y dimensionado de tornillos .....	33
4. Movimiento lateral .....	33
4.1. Hipótesis para antivuelco y rango de operación .....	34
4.2. Cálculo de momentos sobre guías .....	36
4.3. Elección del sistema adecuado .....	38
5. Bisagras de unión .....	39
6. Consumo de energía .....	40

7. Índice de figuras .....	41
8. Índice de tablas .....	42

## 1. Tijera elevadora con accionamiento eléctrico

Para realizar el dimensionado de la tijera elevadora, se lleva a cabo en primer lugar un estudio espacial para establecer el rango de trabajo del mecanismo. Luego se dimensionan los bastidores, horquillas y tornillos en función de las fuerzas actuantes, además de la fuerza de pistón necesaria para llevar a cabo el movimiento en el mecanismo. Se plantean todas estas cuestiones en las siguientes hipótesis.

### 1.1. Hipótesis para determinación del rango de operación

Esta hipótesis se realiza para establecer los rangos de funcionamiento de la tijera. En primer lugar se realiza una simplificación del mecanismo en 3D a 2D, pudiendo así visualizar su funcionamiento en los esquemas y diagramas que se adjuntarán a lo largo del documento. Luego, enumeramos en la tabla 2 los diferentes apoyos de la tijera sobre los que trabajaremos durante todo el anexo, que además son visibles en la figura 20.

<b>Apoyo A</b>	Apoyo fijo superior
<b>Apoyo B</b>	Apoyo deslizante superior (libre movimiento en eje x)
<b>Apoyo C</b>	Apoyo fijo inferior
<b>Apoyo D</b>	Apoyo central - Unión de bastidores
<b>Apoyo E</b>	Apoyo deslizante inferior (libre movimiento en eje x)

Tabla 2: Enumeración de apoyos del sistema de tijera elevadora. Fuente: [Elaboración propia]

Una vez definido esto, se define en la siguiente figura 20 el ángulo  $\theta$  entre el bastidor y la componente horizontal de la base del mecanismo (ángulo de la tijera), el bastidor 'b', la altura 'h', la distancia 'x' y su variación entre el reposo y el punto máx.

- Se impone que la tijera pueda elevarse a un máximo de  $h=30$  cm.
- Para esta 'h', la base debe tener una distancia de  $x=35$  cm (Para garantizar que la posición de los apoyos fijos y móviles estén apoyados completamente sobre la base de la silla)

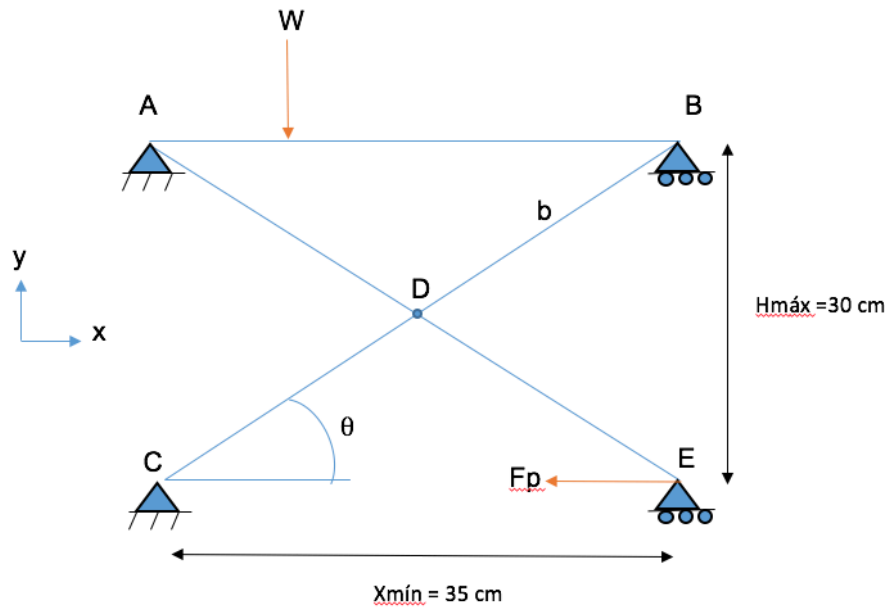


Figura 20: Rango de trabajo del mecanismo elevador. Fuente: [Elaboración propia]

A través de relaciones trigonométricas, obtenemos que:

$$\tan \theta = \frac{30 \text{ cm}}{35 \text{ cm}} \rightarrow \theta = \tan^{-1} \frac{30 \text{ cm}}{35 \text{ cm}} = 40,60^\circ$$

$$\sin 40,60^\circ = \frac{30 \text{ cm}}{b} \rightarrow b = \frac{30 \text{ cm}}{\sin 40,60^\circ} = 46,10 \text{ cm}$$

El bastidor calculado será de 46,10 cm. Se impone un ángulo  $\theta$  mínimo de  $20^\circ$ , ya que si éste es inferior, la fuerza del pistón ( $F_p$ ) necesaria para elevar la carga será muy elevado, tal como se puede observar en la gráfica de la figura 26. Por tanto, el rango de funcionamiento del ángulo  $\theta$ : [ $20^\circ$  (reposo) –  $40,60^\circ$  (máx.)].

Ahora se procede a calcular hasta cuánto disminuye la altura  $h$  con la restricción del ángulo  $\theta = 20^\circ$ .

$$\sin 20^\circ = \frac{h}{b} \rightarrow h = 46,10 \text{ cm} \cdot \sin 20^\circ = 15,76 \text{ cm}$$

$$\Delta h = h_{máx} - 15,77 \text{ cm} = 14,23 \text{ cm}$$

Por tanto, la tijera podrá elevar y descender 14'23 cm, siendo el rango de  $h$ : [ $15,76 \text{ cm}$  (reposo) –  $30 \text{ cm}$  (máx.)].

Para terminar de establecer los rangos de funcionamiento, se calcula cuánto se desplaza en el eje  $x$  los apoyos E y B.

$$\cos 20^\circ = \frac{x}{b} \rightarrow x = 46,10 \text{ cm} \cdot \cos 20^\circ = 43,32 \text{ cm}$$

$$\Delta x = 43,32 \text{ cm} - x_{mín} = 8,32 \text{ cm}$$

Se desplazan como máximo 8,32 cm, por lo que la base del mecanismo elevador formado por perfiles en L será de 45 cm, pudiendo deslizarse los apoyos E y B libremente. Se detalla el rango de funcionamiento a modo de resumen en la tabla 3.

Rango de funcionamiento		
	Reposo	Tijera elevada
Ángulo $\theta$	20°	40,60°
Bastidor 'b'	46,10 cm	46,10 cm
Altura 'h'	15,77 cm	30 cm
Posición 'x'	43,32 cm	35 cm

Tabla 3: Rango de funcionamiento de la tijera elevadora. Fuente: [Elaboración propia]

## 1.2. Hipótesis de cálculo de fuerzas y reacciones

A continuación se realiza el estudio de fuerzas sobre la tijera, para determinar la  $F_p$ , y todas las fuerzas de reacción resultantes en cada uno de los nodos. Para ello, se plantea para cada elemento del mecanismo un diagrama de cuerpo libre, indicando las reacciones y cargas que actúan. Todo el estudio de ecuaciones se realiza en función del ángulo  $\theta$ , para poder calcular la variación de  $F_p$  y de las reacciones a medida que ésta aumenta o disminuye. Por consiguiente, se considera el peor caso (límite) en el que trabaja la tijera, y es cuando el cuerpo está totalmente en posición horizontal (acostado).

### 1.2.1. Distribución del peso y punto de aplicación

El peso del cuerpo del usuario se distribuiría a lo largo de toda la cama. Para la simplificación de los cálculos, esta carga distribuida se divide en tres cargas puntuales ( $W_1$ ,  $W_2$  y  $W_3$ ). Según los autores Charney P. y Malone A. [7], cada zona del cuerpo tiene un porcentaje característico de la masa total, tal como observamos en la figura 21. Por tanto, se dividen los 130 kg de la siguiente manera:

$$W_{total} = W_1 + W_2 + W_3 = 130 \text{ kg} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cong 1300$$

$$W_1 = \text{Tronco} + 2x\text{Brazos} + \text{Cabeza} = 68 \% \text{ de } 130 \text{ kg} = 88,4 \text{ kg} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cong 884 \text{ N}$$

$$W_2 = 2x \text{ Muslos} = 20,2 \% \text{ de } 130 \text{ kg} = 26,26 \text{ kg} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cong 262,6 \text{ N}$$

$$W_3 = 2x \text{ Parte inferior pierna} + \text{pie} = 11,8 \% \text{ de } 130 \text{ kg} = 15,34 \text{ kg} \cdot 10 \frac{m}{s^2} \cong 153,4 \text{ N}$$

PARTE DEL CUERPO	PORCENTAJE
Tronco sin miembros	50
Mano	0,7
Antebrazo con la mano	2,3
Antebrazo sin la mano	1,6
Parte superior del brazo	2,7
Brazo completo	5
Pie	1,5
Parte inferior de la pierna con el pie	5,9
Parte inferior de la pierna sin el pie	4,4
Muslo	10,1
Pierna completa	16

Figura 21: Porcentaje del peso por sección del cuerpo. Fuente: [8]

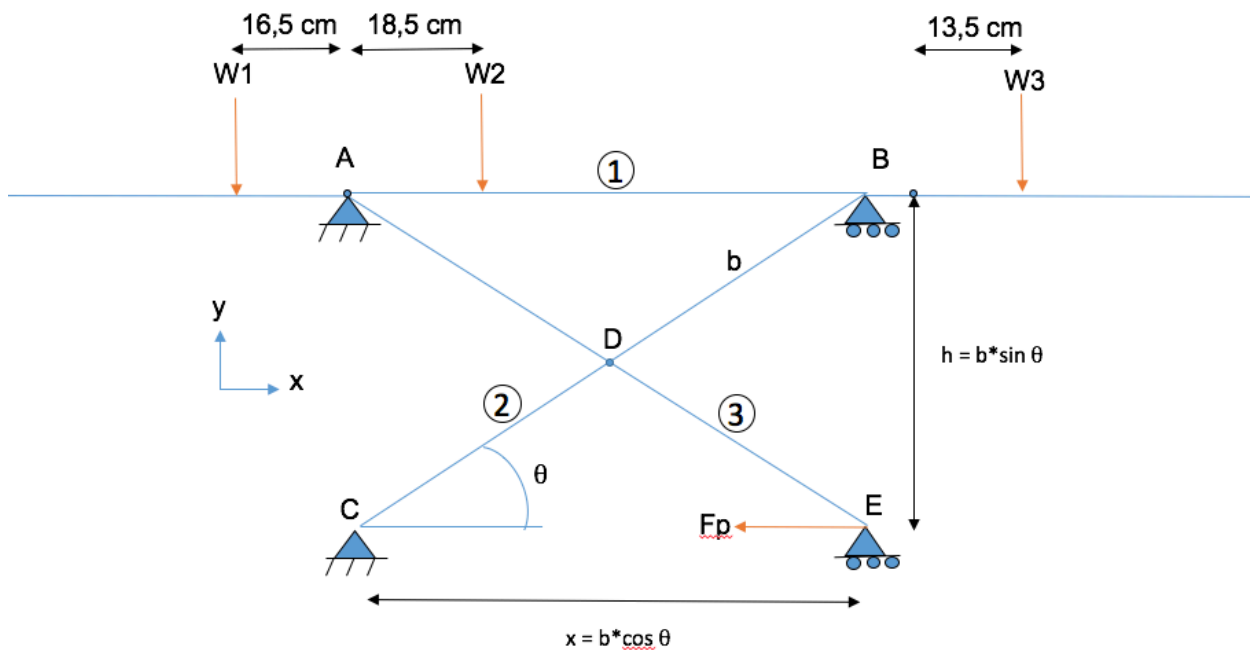


Figura 22: Distribución de cargas sobre el mecanismo. Fuente: [Elaboración propia]

Por consiguiente, definimos el punto de aplicación de cada carga W calculada, el cual se realiza al 30% de la distancia total de cada segmento con respecto al punto de unión donde se produce el giro. En la figura anterior (22) se

puede visualizar como quedan distribuidas estas cargas y a que distancia se aplican.

### 1.2.2. Diagramas de cuerpo libre y cálculo de fuerzas

A continuación, se realiza por cada elemento de la tijera un diagrama de cuerpo libre. Se plantean las ecuaciones para cada diagrama (figuras 23, 24 y 25).

Diagrama 1)

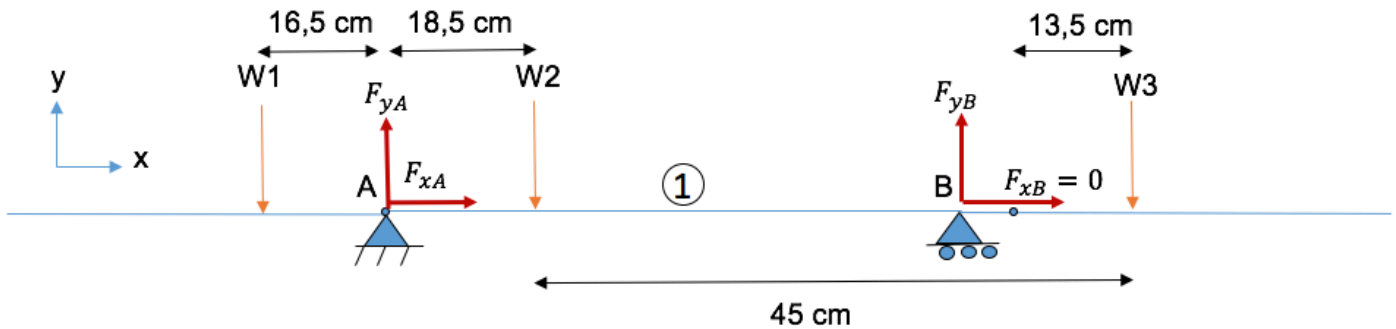


Figura 23: Diagrama de cuerpo libre para elemento 1. Fuente: [Elaboración propia]

- 1)  $\Sigma F_x = 0$ ;  $\rightarrow F_{xA} + F_{xB} = 0 \rightarrow F_{xA} = 0$
- 2)  $\Sigma F_y = 0$ ;  $\rightarrow F_{yA} + F_{yB} = W_1 + W_2 + W_3 \rightarrow F_{yA} + F_{yB} = 1300 \text{ N}$
- 3)  $\Sigma M^A = 0$ ;  $+F_{yB} \cdot (b \cdot \cos \theta) + W_1 \cdot 0,165 \text{ m} - W_2 \cdot 0,185 \text{ m} - W_3 \cdot 0,635 \text{ m} = 0$ ;  $\rightarrow F_{yB} \cdot (b \cdot \cos \theta) = 0,13 \text{ N}$

Diagrama 2)

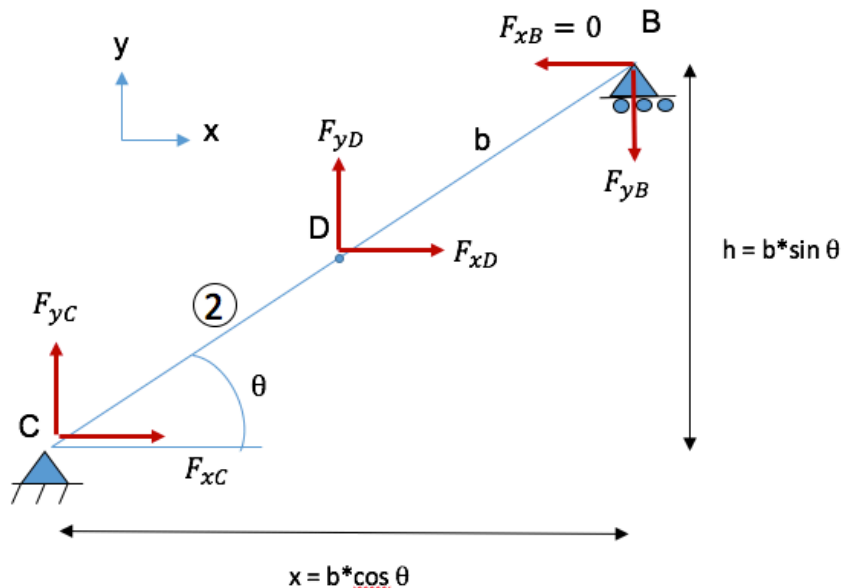


Figura 24: Diagrama de cuerpo libre para elemento 2. Fuente: [Elaboración propia]

$$4) \Sigma F_x = 0; \rightarrow F_{xD} + F_{xC} - F_{xB} = 0 \rightarrow F_{xD} + F_{xC} = 0$$

$$5) \Sigma F_y = 0; \rightarrow F_{yC} + F_{yD} - F_{yB} = 0$$

$$6) \Sigma M^C = 0; -F_{yB} \cdot (b \cdot \cos \theta) + F_{yD} \cdot \left(\frac{b \cdot \cos \theta}{2}\right) - F_{xD} \cdot \left(\frac{b \cdot \sin \theta}{2}\right) = 0$$

Diagrama 3)

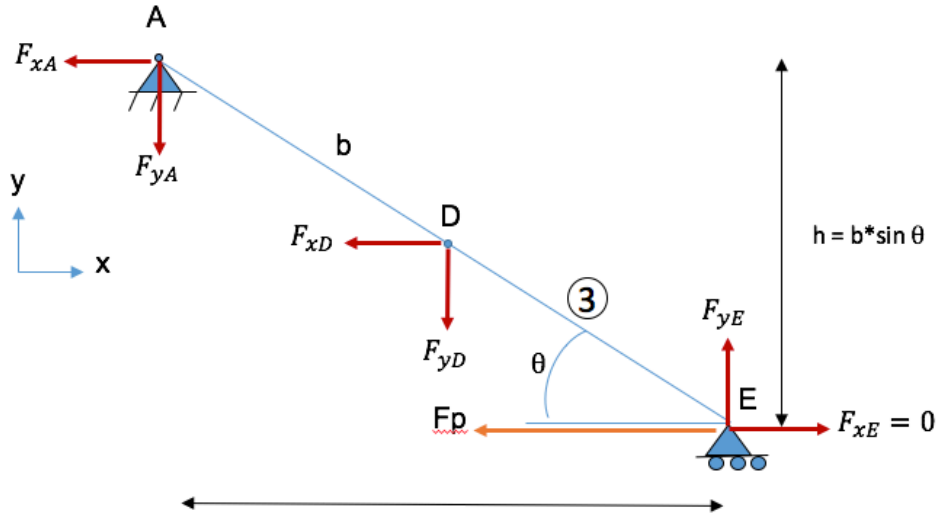


Figura 25: Diagrama de cuerpo libre del elemento 3. Fuente: [Elaboración propia]

$$7) \Sigma F_x = 0; \rightarrow F_{xE} - F_{xD} - F_{xA} - F_p = 0 \rightarrow -F_{xD} - F_p = 0$$

$$8) \Sigma F_y = 0; \rightarrow -F_{yA} - F_{yD} + F_{yE} = 0$$

$$9) \Sigma M^E = 0; +F_{yA} \cdot (b \cdot \cos \theta) + F_{yD} \cdot \left(\frac{b \cdot \cos \theta}{2}\right) + F_{xD} \cdot \left(\frac{b \cdot \sin \theta}{2}\right) = 0$$

En total, se dispone de un sistema de nueve ecuaciones y 11 incógnitas, pero tal como se ha mostrado, los valores  $F_{xA}$ ,  $F_{xE}$  y  $F_{xB}$  son = 0. Por tanto, se reduce a un sistema de 8 ecuaciones con 8 incógnitas, en función del ángulo  $\theta$ . Por consiguiente, se arman las siguientes matrices de 8x8 (A) y 8x1 (Aumentada), resolviéndose de con la siguiente operación en el software Octave:

$Inv(A) * Aum$

$F_{yA}$	$F_{yB}$	$F_{xD}$	$F_{yD}$	$F_{xC}$	$F_{yC}$	$F_{yE}$	$F_p$	
1	1	0	0	0	0	0	0	1300
0	$(b \cdot \cos \theta)$	0	0	0	0	0	0	0,13
0	0	1	0	1	0	0	0	0
0	-1	0	1	0	1	0	0	0
0	$-(b \cdot \cos \theta)$	$-\left(\frac{b \cdot \sin \theta}{2}\right)$	$\left(\frac{b \cdot \cos \theta}{2}\right)$	0	0	0	0	= 0
0	0	-1	0	0	0	0	-1	0
-1	0	0	-1	0	0	1	0	0
$(b \cdot \cos \theta)$	0	$\left(\frac{b \cdot \sin \theta}{2}\right)$	$\left(\frac{b \cdot \cos \theta}{2}\right)$	0	0	0	0	0



En la siguiente tabla 4, se muestran los resultados calculados para un rango de  $\theta$ :  $[20^\circ - 40,60^\circ]$  con saltos de  $5^\circ$ .

$\theta$ [°]	20	25	30	35	40,60
$F_{yA}$ [N]	1299,7	1299,7	1299,7	1299,7	1299,7
$F_{yB}$ [N]	0,3	0,311	0,3256	0,34425	0,3714
$F_{xD}$ [N]	-3571,72	-2787,86	-2251,67	-1856,59	-1516,74
$F_{yD}$ [N]	-1299,7	-1299,7	-1299,3	-1299,3	-1299,3
$F_{xC}$ [N]	3571,72	2787,86	2251,67	1856,59	1516,74
$F_{yC}$ [N]	1299,7	1299,7	1299,7	1299,7	1299,7
$F_{yE}$ [N]	0,3	0,311	0,3256	0,34425	0,3714
$F_p$ [N]	3571,72	2787,86	2251,67	1856,59	1516,74

Tabla 4: Variación de  $F_p$  y Fuerzas de reacción cuando varía  $\theta$ . Fuente: [Elaboración propia]

Se puede observar en la siguiente gráfica (figura 26), como varía la  $F_p$  a medida que sube la silla. Cada grado que sube, menos fuerza necesitará el pistón para tirar del mecanismo, siendo así el comienzo de subida desde reposo el peor de los casos.

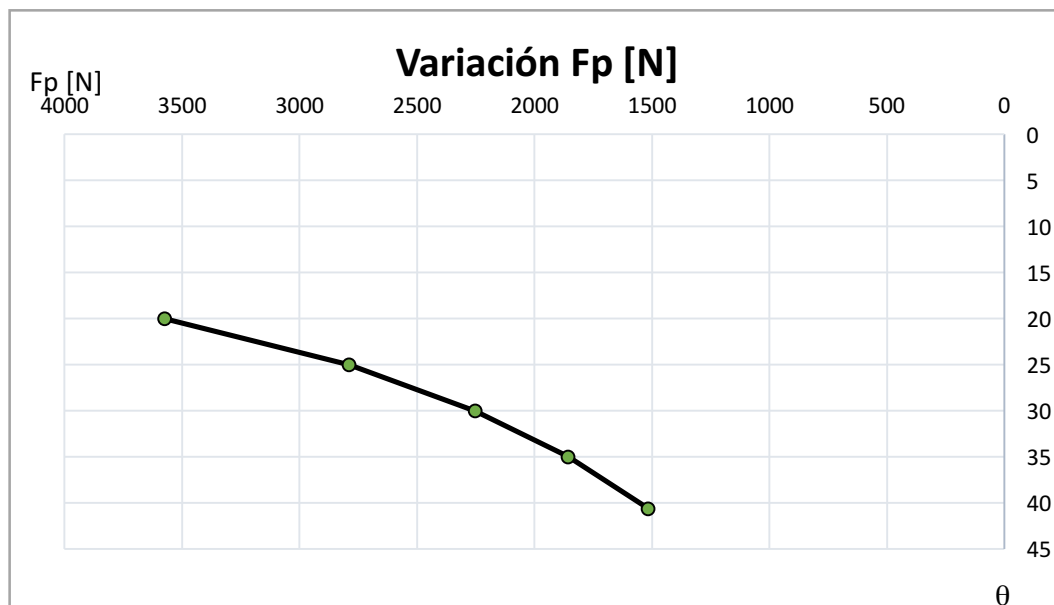


Figura 26: Variación de  $F_p$  cuando varía  $\theta$ . Fuente: [Elaboración propia]

Por tanto, la fuerza del pistón necesaria debe ser  $> 3571,7$  N. Se elige el actuador CAHB-20E de la marca SKF, con una  $F_p$  de 4500 N, 26 cm de longitud retraída y 10 cm de carrera.

### 1.2.3. Deslizamiento apoyos B y E

El movimiento deslizante de los apoyos B y E se lleva a cabo a través de unas guías provistos de carros portátiles.

Al tener libre movimiento a lo largo del eje x, no sufre ninguna carga que ejerza momento sobre él, dejando solo la carga en 'y' la que afecta su cálculo. En el catálogo de Iigus, elegimos las guías en miniatura DryLin® T para este fin.

La carga  $F_y$  es muy baja y por tanto no se necesitará de una guía muy grande. Aun así, para estar del lado de seguridad, se elige el conjunto TK-04-15-1, 150, LLZ para cada apoyo. Guía de 15mm de ancho con 1 carro, 150 mm de longitud (necesitando 9 cm para el desplazamiento en x de la tijera) y las siguientes cargas admisibles. Se adjunta en la figura 27 las cargas permitidas por cada carro portátil.

DryLin® T - Permitted static load capacity

Type	$C_{0Y}$ [kN]	$C_{0(-Y)}$ [kN]	$C_{0Z}$ [kN]	$M_{0X}$ [Nm]	$M_{0Y}$ [Nm]	$M_{0Z}$ [Nm]
04-07	0,2	0,2	0,1	1,2	0,6	0,6
04-09	0,48	0,48	0,24	3,4	1,8	1,8
04-12	0,96	0,96	0,48	9,2	4,4	4,4
04-15	1,4	1,4	0,7	17	8	8
01-15	4	4	2	32	25	25
01-20	7,4	7,4	3,7	85	45	45
01-25	10	10	5	125	65	65
01-30	14	14	7	200	100	100

Table 02: DryLin® - Permitted load capacity, static

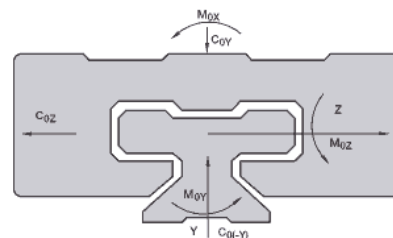


Fig. 01: Marking of the directions

Figura 27: Cargas permitidas por carros portátiles DryLin® T. Fuente: [www.igus.com]

### 1.3. Cálculo de los bastidores y su dimensionado

Una vez calculado la  $F_p$ , se procede a dimensionar los perfiles para los bastidores. Para ello, se debe observar cual es la fuerza de reacción de mayor sollicitación en el cálculo previamente realizado, para determinar así la fuerza normal sufrida por la barra, y conocer así la sección necesaria para cumplir los requisitos. El nodo C (figura 28) cuando la tijera está a  $20^\circ$ , sufre las peores fuerzas de reacción debido a la fuerza del pistón necesaria para elevar la tijera, por lo que se estudia este punto para poder determinar así el perfil necesario.

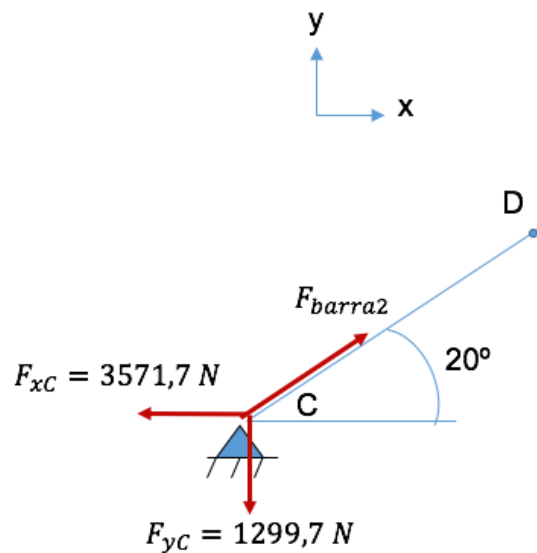


Figura 28: Diagrama de Fuerzas - Nodo C. Fuente: [Elaboración propia]

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0; & \rightarrow F_{barra2} \cdot \cos 20^\circ - 3517,7 \text{ N} = 0 \rightarrow F_{barra2} = \frac{3517,7 \text{ N}}{\cos 20^\circ} \\ & = 3800,92 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0; & \rightarrow F_{barra2} \cdot \sin 20^\circ - 1299,7 \text{ N} = 0 \rightarrow F_{barra2} = \frac{1299,7 \text{ N}}{\sin 20^\circ} \\ & = 3800,92 \text{ N} \end{aligned}$$

Con este valor de fuerza normal, se puede dimensionar el perfil necesario para los bastidores de la tijera elevadora. Con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{adm} = \frac{N}{A}$$

El material elegido para llevar a cabo este dimensionamiento, es el acero inoxidable AISI 304, cuyos datos de tensión de tracción y fluencia admisibles son:

$$\sigma_{tracción} = 520 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{fluencia} = 210 \text{ Mpa}$$

#### Tracción

$$520 \text{ Mpa} = \frac{3800,92 \text{ N}}{A} \rightarrow A = 7,31 \text{ mm}^2$$

#### Fluencia

$$210 \text{ Mpa} = \frac{3800,92 \text{ N}}{A} \rightarrow A = 18,1 \text{ mm}^2$$

Como mínimo, se va a requerir una sección de perfil de 18,1 mm<sup>2</sup>. Se ha elegido en este caso un perfil hueco cuadrado de 20x20x2 mm, cuyo Área es = 144 mm<sup>2</sup>.

A continuación se procede a comprobar si este perfil aguantará la flexión producida por la unión de ambos bastidores en el punto D, habiendo una concentración de tensiones en el borde del agujero. Estudiamos este caso con una carga de 1600 N, suponiendo un aumento de 100 N por cada segmento, para estar del lado de seguridad. Por tanto, la resolución del problema se realiza del mismo modo que en el apartado anterior, estudiando el caso más desfavorable de  $\theta = 20^\circ$ . Se detallan a continuación en la tabla 5 los resultados de fuerzas obtenidas:

$\theta$ [°]	20
$F_{yA}$ [N]	1463,7
$F_{yB}$ [N]	136,13
$F_{xD}$ [N]	-4395,96
$F_{yD}$ [N]	-1463,7
$F_{xC}$ [N]	4395,96
$F_{yC}$ [N]	1463,7
$F_{yE}$ [N]	136,13
$F_p$ [N]	4395,96

Tabla 5: Fuerzas de reacción y  $F_p$  para carga de 1600 N a  $20^\circ$ . Fuente. [Elaboración propia]

Tras estos resultados, se calcula con el mismo diagrama de fuerzas [figura 28], la fuerza axial de la barra en el nodo C.

$$\Sigma F_x = 0; \rightarrow F_{barras2} \cdot \cos 20^\circ - 4396,96 \text{ N} = 0 \rightarrow F_{barras2} = 4678,08 \text{ N}$$

Con esta fuerza, obtenemos que la sección necesaria es:

$$210 \text{ Mpa} = \frac{4678,08 \text{ N}}{A} \rightarrow A = 22,28 \text{ mm}^2$$

Se mantiene el perfil cuadrado hueco de 20x20x2mm. Por consiguiente, estudiamos la barra 3, en la que actúa la fuerza del pistón.

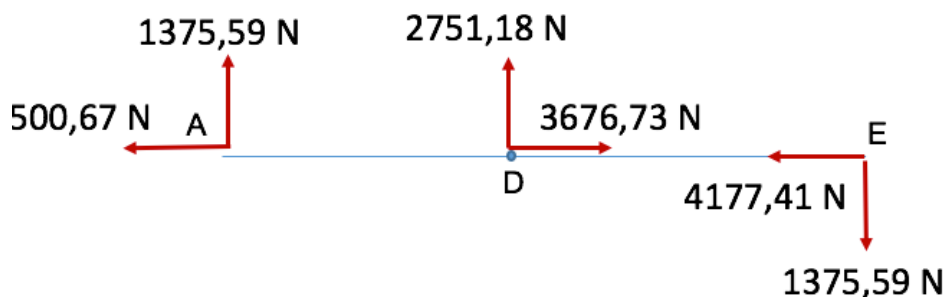


Figura 29: Fuerzas de reacción en elemento 3 con respecto a la horizontal. Fuente: [Elaboración propia]

Tal como se muestra en la figura 29, se calculan las  $F_x$ ,  $F_y$  que existen en la barra. Luego, se estudia el momento flector máx. producido por estas cargas sobre la barra.

$$M_{f\text{máx}} = 1375,59 \text{ N} \cdot \frac{0,461}{2} = 317,07 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{máx}} = 317,07 \text{ Nm}$$

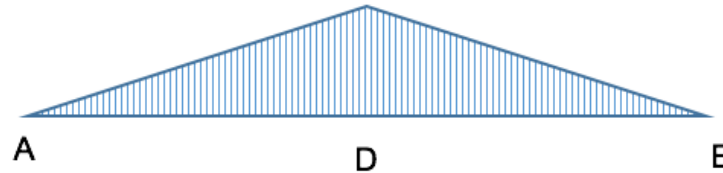


Figura 30: Momento flector máx. sufrido por el bastidor. Fuente: [Elaboración propia]

Obtenido este momento (figura 30), se calcula la tensión máxima producida en el borde del agujero con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{nom} = \frac{12 \cdot M \cdot r}{t[D^3 - (2r)^3]}; \rightarrow \sigma_A = k \cdot \sigma_{nom}; \rightarrow \sigma_A \leq \sigma_{adm}$$

Siendo:  $t$  = espesor,  $r$  = radio,  $M$  = Momento,  $D$  = largo perfil/placa y  $k$  = coeficiente de seguridad. Además, la tensión calculada deberá ser menor o igual a la admisible del material. Como no queremos que el perfil plastifique, nuestra tensión admisible impuesta va a ser la mitad de la tensión admisible de fluencia.

$$\sigma_{adm} = 105 \text{ MPa}$$

Como se va a estudiar para uno de los lados del perfil, se utilizará la mitad del valor de momento. El radio se supone de 4 mm, y el coeficiente de seguridad  $k = 2$ .

$$\sigma_{nom} = \frac{12 \cdot M/2 \cdot 4}{2 \cdot [20^3 - (8)^3]} = 508,129 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_A = 2 \cdot \sigma_{nom} = 1016,26 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow \sigma_A \geq \sigma_{adm} \rightarrow \text{Por tanto, este perfil no es válido.}$$

Probamos con un perfil de mayor sección y sobre todo mayor dimensión  $D$  (largo perfil). Por tanto, se escoge un perfil rectangular 50x30x2mm.

$$\sigma_{nom} = \frac{12 \cdot \frac{M}{2} \cdot 4}{2 \cdot [50^3 - (8)^3]} = 30,56 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_A = 2 \cdot \sigma_{nom} = 61,13 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow \sigma_A \leq \sigma_{adm} \rightarrow \text{Por tanto, este perfil sí es válido.}$$

## 1.4. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción

En el mecanismo elevador se hace uso de orejas de sujeción, utilizadas para anclar los bastidores a ambos extremos, unos fijos y los otros móviles sobre guías. Se estudiará también la sujeción del actuador, y por último se determinará el espesor de chapa necesario para soportar el corte y momento producido por las cargas, así como la unión de las orejas a ésta.

Para llevar a cabo el cálculo de las orejas (figura 31), se comprobará a cortante y a flexión. Se seguirá el siguiente procedimiento:

Flexión

- 1) Calculamos la inercia del elemento:  $I = 2 \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}$
- 2) Luego, el momento producido:  $M = F \cdot d$
- 3) Finalmente obtenemos la tensión de flexión:  $\sigma_{flx} = \frac{Mmáx}{I} \cdot \frac{h}{2} \leq \sigma_{adm}$

Corte

- 1) Calculamos Tau máximo ( $\tau$ ):  $\tau = \frac{F}{2 \cdot b \cdot h} \leq \tau_{adm}$

Tensión equivalente de Von Mises

- 1)  $\sigma_{VM} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot \sigma_{flx}^2 + 6 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{adm}$

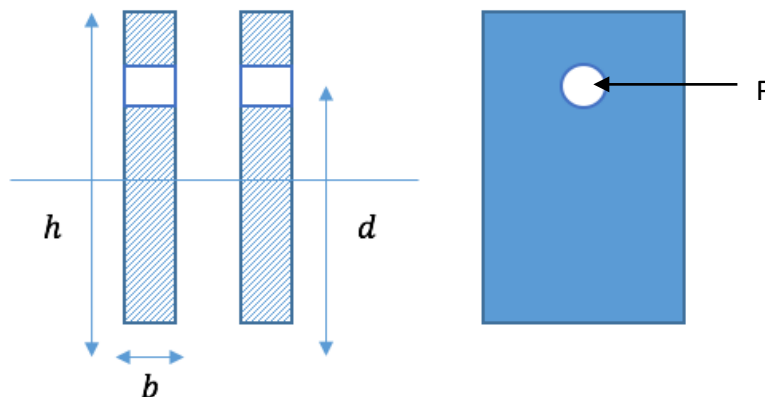


Figura 31: Dimensiones de oreja para su cálculo. Fuente: [Elaboración propia]

El material utilizado para la fabricación de estas piezas es aluminio 6063 – T5 (Aleación con Magnesio y Silicio + enfriado desde un proceso de fabricación a alta temperatura y envejecida artificialmente).

$$\sigma_{rot} = 215 \text{ MPa}; \sigma_{fluencia} = 175 \text{ MPa}; \tau_{adm} = 135 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad que se aplica, es que la tensión admisible será tomada como:

$$\frac{\sigma_{fluencia}}{2} = 87,5 \text{ MPa}.$$

La primera oreja que se plantea es la unión del actuador a la base de la silla. Para esta oreja,  $h=54.7\text{mm}$ ,  $d=42.2\text{mm}$ ,  $b=5\text{mm}$  y sufre una fuerza máx. del actuador de 4500N.

$$I = 136389,44 \text{ mm}^4$$

$$M = 4500\text{N} \cdot 42,2\text{mm} = 189900 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{flx} = 38,08 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

$$\tau = 8,226 \text{ MPa} \leq \tau_{adm}$$

$$\sigma_{VM} = 27,15 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Por tanto, esta oreja tiene un diseño admisible. Para continuar, calculamos las orejas ancladas a la base de la silla en las que se conectan los bastidores. Para tener una referencia, calculamos la oreja del punto C. La  $F_c = 4395,96 \text{ N}$ ,  $d= 29.7\text{mm}$ ,  $h=39.7\text{mm}$  y  $b = 5\text{mm}$ .

$$I = 52142,31 \text{ mm}^4$$

$$M = 4395,96 \text{ N} \cdot 29,7 \text{ mm} = 130560,01 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{flx} = 49,70 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

$$\tau = 11,07 \text{ MPa} \leq \tau_{adm}$$

$$\sigma_{VM} = 35,378 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Esta oreja también es admisible, por lo que diseñamos también las dos orejas del punto A con estas mismas dimensiones, teniendo en total cuatro con estas medidas. Por último, las dos orejas de los apoyos deslizantes, al no haber una fuerza normal que genere un momento ni cortante, se han diseñado exclusivamente con respecto a la funcionalidad del mecanismo.

### 1.4.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario

Procedemos a realizar el cálculo para determinar el espesor mínimo de pletina para aguantar el corte y el momento debido a las fuerzas resultantes. En el mecanismo de elevación, todos los elementos van convergidos dentro de una base cuadrada formada por cuatro perfiles en L de acero inoxidable AISI 304. Se calcula su espesor de la siguiente manera:

- 1)  $\tau \cdot l \cdot e = Q$  (Siendo  $l$  la longitud horizontal que apoya sobre la chapa,  $e$  = espesor de chapa, y  $Q$  la carga)
- 2)  $M = Q \cdot d$  (Siendo  $M$  el momento y  $d$  la altura a la que se aplica la carga)
- 3)  $\tau \leq \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} = \tau_{adm}; \rightarrow \tau_{adm} \geq M; \rightarrow \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \cdot e \cdot l \geq Q \cdot d; \rightarrow e \geq \frac{Q \cdot d \cdot \sqrt{3}}{l \cdot \sigma_{adm}}$

A la hora de calcular el espesor, no se tiene en cuenta el ancho de la oreja, para así aplicar un factor de seguridad  $k=2$ . Calculamos con las dimensiones de la oreja del punto C, para conocer el espesor de la base necesaria.

$$e_c \geq \frac{4395,96 \text{ N} \cdot 29,7 \text{ mm} \cdot \sqrt{3}}{41,4 \text{ mm} \cdot 520 \text{ MPa}} = e \geq 10,5 \text{ mm}$$

Se necesita 1,05 cm de chapa. Para solucionar esto, se plantea colocar debajo de la base de la tijera, otra chapa de acero como refuerzo. Procedemos a calcular el espesor según el cálculo con la oreja que sujeta el actuador:

$$e_{act.} \geq \frac{4500 \text{ N} \cdot 42,2 \text{ mm} \cdot \sqrt{3}}{36,4 \text{ mm} \cdot 520 \text{ MPa}} = e \geq 17,38 \text{ mm}$$

Este necesitaría 17,38mm de pletina. Pero es demasiado grueso, por lo que se propone la siguiente solución para solventar este problema. Aumentando la longitud de ambas orejas, se reduciría este espesor. Replanteamos con el largo de oreja del apoyo C = 50mm y aumentamos el largo de oreja del actuador hasta 85mm.



$$e_c \geq \frac{4395,96 \text{ N} \cdot 29,7 \text{ mm} \cdot \sqrt{3}}{50 \text{ mm} \cdot 520 \text{ MPa}} = e \geq 8,7 \text{ mm}$$

$$e_{act.} \geq \frac{4500 \text{ N} \cdot 42,2 \text{ mm} \cdot \sqrt{3}}{85 \text{ mm} \cdot 520 \text{ MPa}} = e \geq 7,44 \text{ mm}$$

Las orejas van unidas entre sí en una pletina de 5mm. Por tanto, en el apoyo c, con colocar un perfil en L de 4 mm se solucionaría el problema. Para el actuador de la tijera, colocando un refuerzo de 3 mm de espesor de acero se solventaría también esta cuestión.

### 1.5. Cálculo y dimensionado de tornillos

En este apartado, se va a calcular y verificar el corte sufrido por los tornillos necesarios en el mecanismo. El esfuerzo N máx. que se solicita en el mecanismo tal como se ha calculado en la sección anterior, es de 4678,08 N. Se comprueba con el material del tornillo, que diámetro mínimo debe tener.

#### Acero Inoxidable A2-70

$$\sigma_{tracción} = 700 \text{ Mpa} \rightarrow \text{Aplicamos un factor de seguridad } k = 2 \rightarrow$$

$$\sigma_{adm} = 350 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{material} = \frac{N}{A}$$

$$350 \text{ Mpa} = \frac{4678,08 \text{ N}}{A} \rightarrow A = 13,37 \text{ mm}^2$$

$$A = 13,37 \text{ mm}^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 4,13 \text{ mm}$$

Los tornillos como mínimo deberán ser de 5 mm de diámetro. Se elige la M6 dentro de los diámetros comerciales disponibles, el cual irá siempre introducido con los bujes de 2 mm de espesor correspondientes en los perfiles.

El actuador eléctrico elegido para llevar a cabo la elevación del mecanismo de la marca SKF tiene unos orificios de enganche tanto en el vástago como en el actuador de 12,5 mm de diámetro. Para las horquillas y actuadores, también se colocan casquillos de 2 mm de espesor de acero.

Por tanto, se llevará a cabo el anclaje con una varilla maciza roscada en ambos extremos, M10-DIN 976-A, para sujetar ambos bastidores de cada lateral, siendo de acero inoxidable A2-70, que además pasa por el orificio del vástago. El anclaje del actuador se realiza con el mismo DIN 976-A M10, de 110mm de longitud. Todas estas uniones se realizan con tuercas DIN 934 también de acero inoxidable A2-70. Además, el resto de anclajes entre bastidores, en los puntos A, B, D y C se lleva a cabo el mismo método de anclaje con la varilla DIN 976-A roscada en ambos extremos, de M6 y sujetas con las mismas tuercas mencionadas.

Por último, se debe comprobar qué tornillo se necesita para el anclaje de todas las horquillas del mecanismo. Para ello, se realiza el siguiente cálculo.

$$\tau \cdot l \cdot d = F \rightarrow F = \tau_{adm(acero)} \cdot N \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

Donde N es el número de tornillos.

Para las horquillas de los apoyos - probamos colocando 1 tornillo, para obtener el diámetro mínimo.

$$F = 11,07 \text{ MPa} \cdot 50\text{mm} \cdot 29,7\text{mm} = 16438,95 \text{ N}; F = \frac{700}{\sqrt{3}} \cdot 1 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$d = 7,2 \text{ mm}$$

Se atornillará con tornillos Autotaladrantes DIN 7504-K con cabeza hexagonal. Mas, el diámetro comercial más grande es de 6,3mm. Por tanto, imponemos esta condición y obtendremos la cantidad de tornillos a colocar.

$$F = 11,07 \text{ MPa} \cdot 50\text{mm} \cdot 29,7\text{mm} = 16438,95 \text{ N}; F = \frac{700}{\sqrt{3}} \cdot N \cdot 6,3^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$N = 1,3$$

Se colocarán dos tornillos de 6,3mm de diámetro y 10mm de longitud. Calculamos a continuación, con el mismo diámetro de tornillo, cuántos harán falta para la oreja de sujeción del actuador.

$$F = 8,226 \text{ MPa} \cdot 85\text{mm} \cdot 42,2\text{mm} = 52070,58 \text{ N}; F = \frac{700}{\sqrt{3}} \cdot N \cdot 6,3^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$N = 2,34$$

Se colocarán 3 tornillos de 6,3mm de diámetro y 9,5mm de longitud.

## 2. Reclinación respaldo

Una vez diseñada la tijera elevadora, se plantea la reclinación del respaldo. Éste segmento, es el de mayor peso, ya que supone el 68% de la masa del cuerpo humano, que en nuestro caso equivale aproximadamente a 884N. Se plantean las siguientes hipótesis para llevar a cabo todo el dimensionado del respaldo.

### 2.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo

Lo ideal es que este segmento trabaje en un rango de ángulo  $\beta$  [ $90^\circ - 180^\circ$ ]. Para ello se plantea el siguiente diagrama para visualizar si el pistón elegido es válido. Se plantea una primera hipótesis eligiendo el actuador CAHB-20A de SKF, con Longitud en reposo = 26,2 cm y carrera (S) = 12 cm.

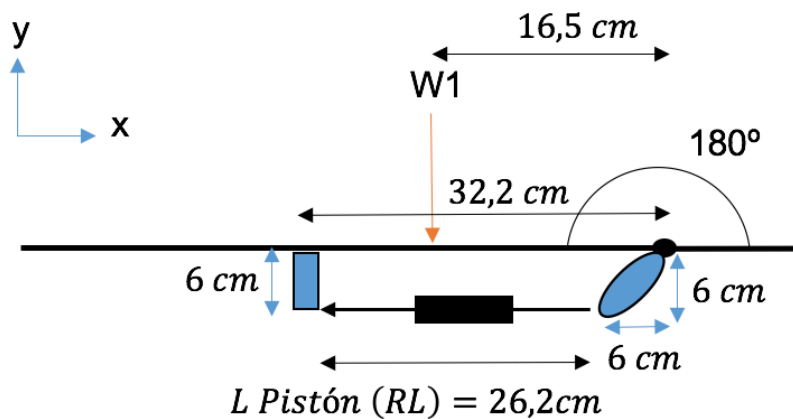


Figura 32: Diagrama para determinar rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. ( $\beta=180^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia]

Tal como se puede observar en la figura 32, se ancla a 6 cm del respaldo a través de unas orejas de sujeción. El anclaje inferior se ha diseñado de esta manera para que pueda estar a esta misma distancia en ambos puntos límites, tanto en posición vertical ( $90^\circ$ ) como horizontal ( $180^\circ$ ).

A  $45^\circ$ , tal como se representa en la siguiente figura, 33, se lleva a cabo el cálculo de la longitud del pistón.

$$\tan \alpha = \frac{2,485 \text{ cm}}{32,2 \text{ cm}} \rightarrow \alpha = \tan^{-1} \frac{2,485 \text{ cm}}{32,2 \text{ cm}} = 4,41^\circ$$

$$L_{\text{pistón}} = \frac{2,485 \text{ cm}}{\sin 4,41^\circ} \rightarrow L_{\text{pistón}} = 32,3 \text{ cm}$$

Finalmente, a  $90^\circ$  el pistón deberá tener una longitud de 38,2 cm.

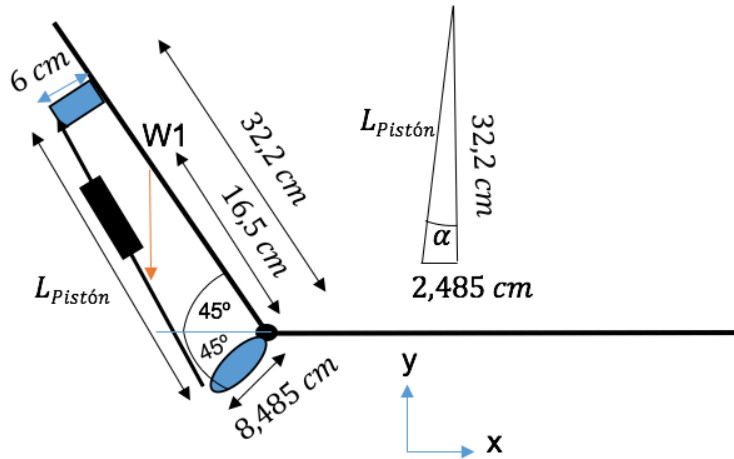


Figura 33: Diagrama para determinar rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. ( $\beta=45^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia]

Rango de funcionamiento			
Ángulo $\beta$	180°	45°	90°
Actuador	26,2 cm	32,3 cm	38,2 cm

Tabla 6: Rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. Fuente: [Elaboración propia]

Por tanto, el actuador elegido cumple con los requisitos de carrera para llevar a cabo el movimiento. Se resume el rango de funcionamiento en la tabla 6. Se procede a plantear el estudio de fuerzas a través de diagramas de cuerpo libre en posición a 180° (acostado), y a 45° con la vertical (incorporado a 45°), para observar como varía la  $F_p$  necesaria.

## 2.2. Cálculo de fuerzas y reacciones

En el apartado anterior ya se indicó el valor de  $W_1 = 884 \text{ N}$ , y en el punto el cual se aplicaba esta carga, a 16,5 cm de distancia con respecto al punto de giro. Esto se puede ver reflejado en la figura 34.

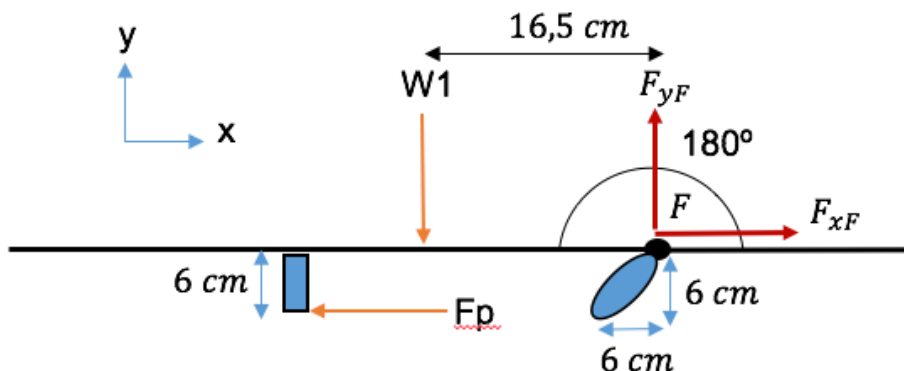


Figura 34: Diagrama de cuerpo libre - respaldo a 180°. Fuente: [Elaboración propia]

- 1)  $\Sigma F_x = 0; \rightarrow F_{xF} - F_p = 0 \rightarrow F_{xF} = F_p$
- 2)  $\Sigma F_y = 0; \rightarrow F_{yF} - W_1 = 0 \rightarrow F_{yF} = 884 \text{ N}$
- 3)  $\Sigma M^A = 0; -F_p \cdot 0,06 \text{ m} + W_1 \cdot 0,165 \text{ m} = 0; \rightarrow F_p = 2431 \text{ N}$

La  $F_p$  necesaria para comenzar a levantar el respaldo cuando se encuentra en posición horizontal ( $180^\circ$ ) es de 2431 N. Comprobamos como varía la fuerza estudiando la posición a  $45^\circ$  (figura 35).

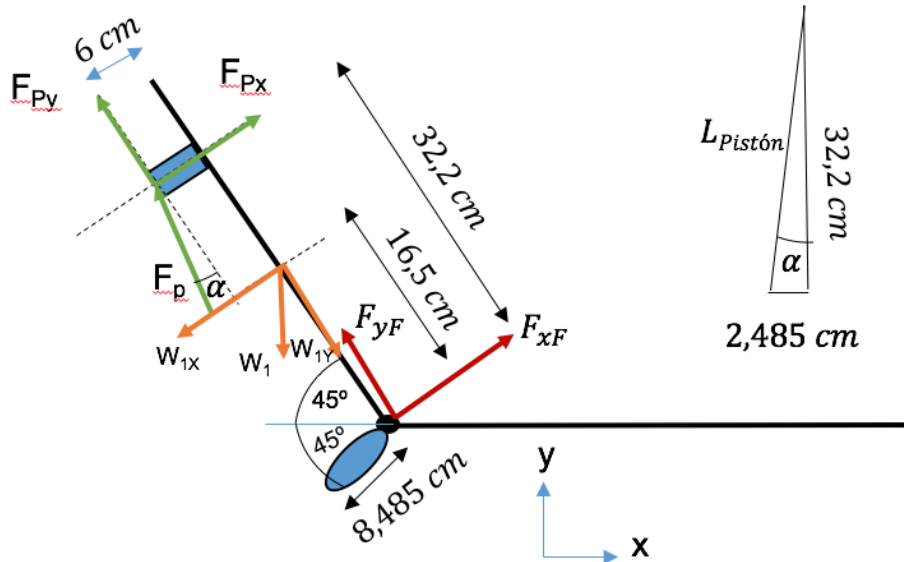


Figura 35: Diagrama de cuerpo libre - respaldo a  $45^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia]

- 1)  $\Sigma F_x = 0; \rightarrow F_{xF} - W_{1X} + F_{xP} = 0 \rightarrow F_{xF} = W_{1X} - F_{xP}$
- 2)  $\Sigma F_y = 0; \rightarrow F_{yF} - W_{1Y} + F_{yP} = 0 \rightarrow F_{yF} = W_{1Y} - F_{yP}$
- 3)  $\Sigma M^A = 0; -F_{xP} \cdot 0,322 \text{ m} - F_{yP} \cdot 0,06 \text{ m} + W_{1X} \cdot 0,165 = 0;$   
 $-F_p \cdot \sin 4,413^\circ \cdot 0,322 \text{ m} - F_p \cdot \cos 4,413^\circ \cdot 0,06 \text{ m} + W_1 \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,165 = 0$   
 $103,1382 \text{ Nm} = 0,084598 F_p; \rightarrow F_p = 1219,15 \text{ N}$

Se concluye que a medida que se eleva el respaldo, la fuerza del pistón necesaria va disminuyendo. Por tanto, este actuador elegido previamente en el estudio del rango de funcionamiento, tiene según catálogo la opción de  $F_p=2500\text{N}$  o  $F_p=1500\text{N}$ . Se elige la opción de un único actuador de 2500 N.

## 2.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción

Procedemos a dimensionar las orejas de sujeción para el respaldo. Se dimensionarán dos pares, uno para cada extremo del actuador eléctrico. Se llevará a cabo el cálculo del mismo modo que en el apartado [1.4.], manteniendo el material.

Para la unión del vástago, se plantea utilizar una oreja en cada perfil T (dos perfiles) que se colocará para mejorar la rigidez de la pletina (detallado en el siguiente apartado), por tanto, la distancia entre ambas orejas es de 215,4mm.

Las orejas tienen las siguientes dimensiones:  $h=80\text{mm}$ ,  $d=60\text{mm}$ ,  $b=5\text{mm}$  (figura 31) y sufre una fuerza máx. del actuador de 2431 N

$$I = 426666,67 \text{ mm}^4$$

$$M = 2431 \text{ N} \cdot 60\text{mm} = 145860 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{flx} = 13,67 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

$$\tau = 3,04 \text{ MPa} \leq \tau_{adm}$$

$$\sigma_{VM} = 10 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Según los cálculos, ésta aguantaría los esfuerzos. Ambos pares de orejas se dimensionan de la misma manera.

### 2.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario

Se requiere conocer el espesor de pletina necesario para soportar el cortante producido por el momento que se genera al aplicarse la carga del actuador sobre él. Utilizamos el mismo método de cálculo que en el apartado [1.4.1.]. Para la distancia de 215,4mm impuesta entre orejas, calculamos el espesor:

$$e_c \geq \frac{2431 \text{ N} \cdot 60\text{mm} \cdot \sqrt{3}}{215,355\text{mm} \cdot 215 \text{ MPa}} = e \geq 5,46 \text{ mm}$$

Hará falta un mínimo de espesor de 6mm en la chapa del respaldo para poder cumplir los requisitos. Esto es independiente del espesor de los perfiles en T, ya que si imponemos la distancia entre ambas orejas que residen sobre el perfil T, la única pletina capaz de aguantar toda esta distancia es la chapa del respaldo.

El otro par de orejas que sujeta el actuador, va apoyada sobre la base del asiento formada por perfiles en L invertidas, ya calculadas de 4mm. Por tanto, con una pletina de 2 mm para conectar ambas orejas sería admisible. Aun así, se coloca de 5 mm de espesor para estar del lado de seguridad.

## 2.4. Cálculo y dimensionado del respaldo

Tal como se acaba de calcular, el respaldo tendrá un espesor mínimo de 6mm. Procedemos ahora a calcular el resto de perfiles para aumentar la rigidez del mismo.

En primer lugar, se coloca la chapa sobre una base formada por perfiles en L invertidas, tal como se realizó para la tijera elevadora. Ésta disposición de los perfiles en L en los bordes, dotará de mayor rigidez en los extremos del respaldo, evitando así la flexión en el eje z.

Además, se necesitará solventar el momento flector producido por el peso distribuido del usuario, el momento producido en la oreja y aguantar el corte sobre la pletina. Se quiere dimensionar dos perfiles en T, para reducir las cargas axiales de estudio a la mitad, pero primero se realiza el cálculo con el momento flector y esfuerzo normal máx. (diagrama de fuerzas [figura 34]).

Tomamos la carga del usuario como una carga puntual, y no como una carga distribuida. Por tanto el diagrama de momento no concuerda con la realidad. Se realiza de este modo para visualizar el  $M_{máx}$  (figura 36).

$$M_{f_{máx}} = 884 \text{ N} \cdot 165 \text{ mm} = 145860 \text{ Nmm}$$

$$\text{Esfuerzo normal sufrido: } F_{x_F} = 2431 \text{ N (Tracción)}$$

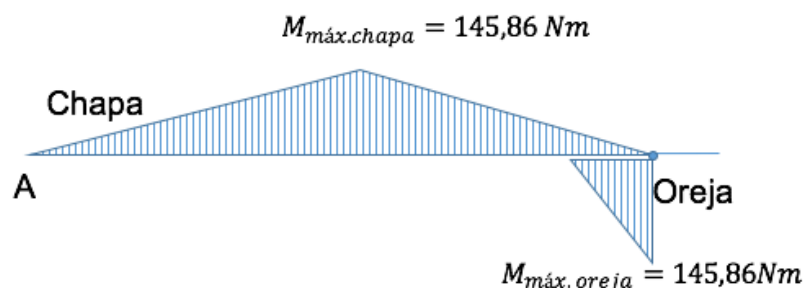
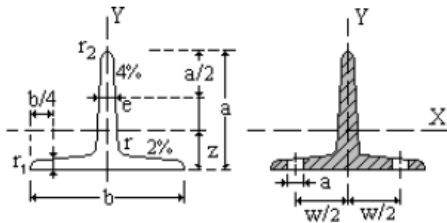


Figura 36: Momento flector máx. en el respaldo, y en la oreja de sujeción.  
Fuente: [Elaboración propia]

Se prueba con el T-40 de 5 mm de espesor (figura 37). Estudiamos tanto el esfuerzo sufrido en la sección de arriba como la de abajo, y observaremos si el peor caso es menor o igual a la tensión admisible del material. (N=carga normal, A=área del perfil, M=Momento en x,  $W_x$ = Módulo resistente de la sección).



A = Área de la de la sección  
 $I_x$  = Momento de inercia de la sección, respecto a X.  
 $W_x = I_x : (a-z)$  . Módulo resistente de la sección, respecto a X.  
 $i_x = (I_x : A)^{1/2}$  . Radio de giro de la sección, respecto a X.  
 $I_y$  = Momento de inercia de la sección, respecto a Y.  
 $W_y = 2 I_y : b$  . Módulo resistente de la sección, respecto a Y.  
 $i_y = (I_y : A)^{1/2}$  . Radio de giro de la sección, respecto a Y.  
 $I_t$  = Módulo de torsión de la sección  
 u = Perímetro de la sección.  
 p= Peso por metro.

	Dimensiones					Posición del centro z cm	Términos de la sección							Agujeros		Peso p kp/m	
	a=b mm	e=r mm	r <sub>1</sub> mm	r <sub>2</sub> mm	u mm		A cm <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> cm	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	w mm		a mm
T 40 5	40	5	2,5	1,0	153	1,12	3,77	5,28	1,84	1,18	2,58	1,29	0,83	0,350	21	6,4	2,96
T 50 6	50	6	3,0	1,5	191	1,39	5,66	12,1	3,36	1,46	6,06	2,42	1,03	0,757	30	6,4	4,44

Figura 37: Prontuario de perfiles en T. Fuente: [EAE-Instrucción de estructuras acero]

$$\sigma_x^{arriba} = \frac{N}{A} - \frac{M}{W_x} = \frac{2431 N}{3,77 \cdot 10^2 mm^2} - \frac{145860 \frac{N}{mm^2}}{1,84 \cdot 10^3 mm^3} \rightarrow \sigma_{x-arriba} = -72,82 MPa$$

$$\sigma_x^{abajo} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W_x} = \frac{2431}{3,77 \cdot 10^2 mm^2} + \frac{145860 \frac{N}{mm^2}}{1,84 \cdot 10^3 mm^3} \rightarrow \sigma_{x-abajo} = 85,7 MPa$$

La peor condición es admisible ya que la tensión admisible del aluminio 6063-T5 con el factor de seguridad k=2 es = 87,5 MPa, por tanto cumple. La longitud del perfil será de 450mm. Al haber cumplido este perfil en T para toda la carga de momento y esfuerzo normal, colocando dos aumentamos el coeficiente de seguridad de la rigidización por dos.

La unión de estos dos perfiles a la chapa se realizará con N pares de tornillos de 6 mm, que resistirán el corte producido la carga axial de:

$S_x$ = Área del perfil \* distancia al centro (z).

$$\tau_{perfil} = \frac{Q \cdot S_x}{b \cdot I_x} = \frac{884 N \cdot 4222,4 mm^3}{40mm \cdot 5,28 \cdot 10^4 mm^4} = 1,77 \frac{N}{mm^2}$$



$$F_c = 40\text{mm} \cdot 450\text{mm} \cdot 1,77 \frac{N}{\text{mm}^2} = 31860 N$$

$$F_c \leq N \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6\text{mm}^2 \cdot \frac{700}{\sqrt{3}} ; \rightarrow N = 1,4 \text{ pares}$$

Por tanto, se necesitan 2 pares de tornillos para anclar cada perfil a la pletina. Aun así, se colocarán en total 4 pares para estar del lado de seguridad.

## 2.5. Cálculo y dimensionado de tornillos

En esta sección, se calculan los tornillos necesarios para llevar a cabo el movimiento del respaldo. La carga máx. aplicada por el actuador determina el mínimo diámetro que se necesita para soportar el esfuerzo cortante. Del mismo modo que se realiza en el apartado [1.5.]:

$$A = 7,14 \text{ mm}^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 3,01 \text{ mm}$$

Hará falta un M4 para que resista. Por consiguiente, se coloca un cilindro roscado en los extremos M10x230mm DIN 976-A que ancla ambas orejas, ya que el orificio del vástago del actuador es de 13mm. Este cilindro se introducirá con un casquillo de acero de 2mm de espesor, con la misma longitud para poder introducirse además en los agujeros de ambos extremos y reducir la concentración de tensiones producido por el contacto del acero y el perfil de aluminio.

Por otro lado, se calcula cómo se ancla el par de orejas a la base del asiento. Para ello, lo calculamos como en el apartado [1.5.]:

$$F = 3,04 \text{ MPa} \cdot 215,36\text{mm} \cdot 40\text{mm} = 26177 N; F = \frac{700}{\sqrt{3}} \cdot N \cdot 6,3^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$N = 2,08$$

Colocamos 3 tornillos de 6,3 mm de diámetro DIN 7504-K y 10 mm de longitud.

## 3. Reclinación reposapiés

En este punto, se diseña el reposapiés teniendo en cuenta que la carga aplicada corresponde al 11,8% del peso total del usuario, es decir  $W_3=153,4 N$ . Se plantean las siguientes hipótesis para llevar todo el dimensionado de este segmento.

### 3.1. Dimensionado geométrico y rango de trabajo

Al igual que en los puntos 1 y 2, se comienza estudiando la colocación del actuador dentro del espacio disponible y estableciendo el rango de trabajo de dicho actuador. Por tanto, en las siguientes figuras 38 y 39 se podrá visualizar cómo se ha colocado y sus dimensiones. La primera hipótesis es colocar un actuador CAHB-10A de 23 cm retraído, y 10 cm de carrera.

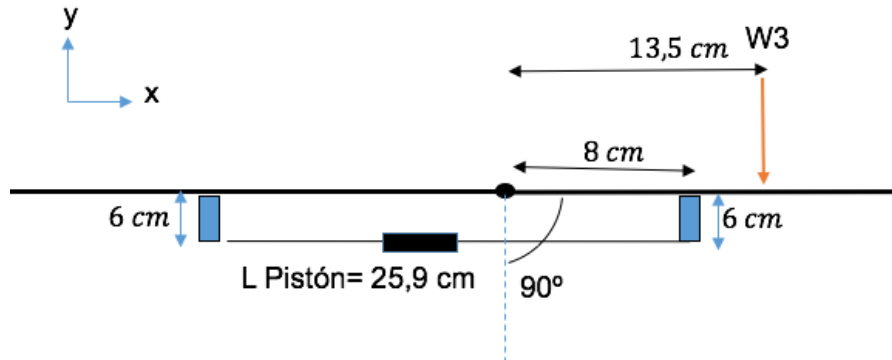


Figura 38: Rango de trabajo del pistón en el reposapiés. ( $\gamma = 30^\circ$ ).  
Fuente: [Elaboración propia]

En reposo, el reposapiés estará a un ángulo  $\gamma = 30^\circ$  con respecto a la vertical. En posición completamente reclinada ( $\gamma = 90^\circ$ ), la longitud del vástago aumentará hasta los 25,9 cm, siendo la longitud máxima posible los 33 cm, por lo que geoméricamente se podrá realizar el movimiento.

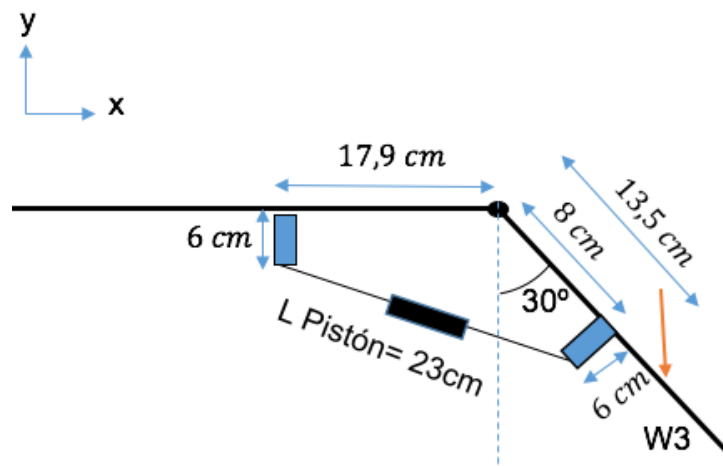


Figura 39: Rango de trabajo del pistón en el reposapiés. ( $\gamma = 90^\circ$ ).  
Fuente: [Elaboración propia]

Una vez establecido el rango de operación (tabla 7), procedemos a calcular la  $F_p$  necesaria para llevar a cabo el movimiento.

Rango de funcionamiento		
	Reposo	Tijera elevada
Ángulo $\gamma$	30°	90°
Actuador	23 cm	25,9 cm

Tabla 7: Rango de funcionamiento del actuador en el reposapiés. Fuente: [Elaboración propia]

### 3.2. Cálculo de fuerzas y reacciones

A continuación, se realiza el diagrama de cuerpo libre para cada caso (Figuras 40 y 41)

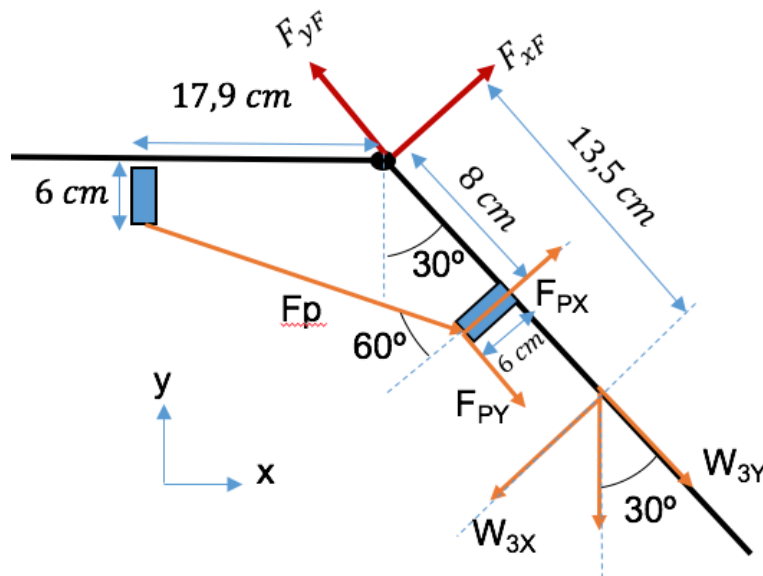


Figura 40: Diagrama de cuerpo libre del reposapiés en reposo. ( $\gamma = 30^\circ$ ) Fuente: [Elaboración propia]

$$\begin{aligned}
 1) \quad \Sigma F_x = 0; & \rightarrow F_{xF} - W_{3X} + F_{xP} = 0 \rightarrow F_{xF} = W_{3X} - F_{xP} \\
 2) \quad \Sigma F_y = 0; & \rightarrow F_{yF} - W_{3Y} - F_{yP} = 0 \rightarrow F_{yF} = W_{3Y} + F_{yP} \\
 3) \quad \Sigma M^F = 0; & + F_{xP} \cdot 0,08 \text{ m} + F_{yP} \cdot 0,06 \text{ m} - W_{3X} \cdot 0,135 = 0; \\
 & + F_p \cdot \cos 60^\circ \cdot 0,08 \text{ m} + F_p \cdot \sin 60^\circ \cdot 0,06 \text{ m} - W_3 \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,135 = 0 \\
 & 10,3545 \text{ Nm} = 0,092 F_p; \rightarrow F_p = 112,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Para el reposapiés en reposo, la  $F_p$  necesaria es 112,6 N. Comprobamos en el caso límite a  $90^\circ$  hasta cuánto aumenta esta fuerza.

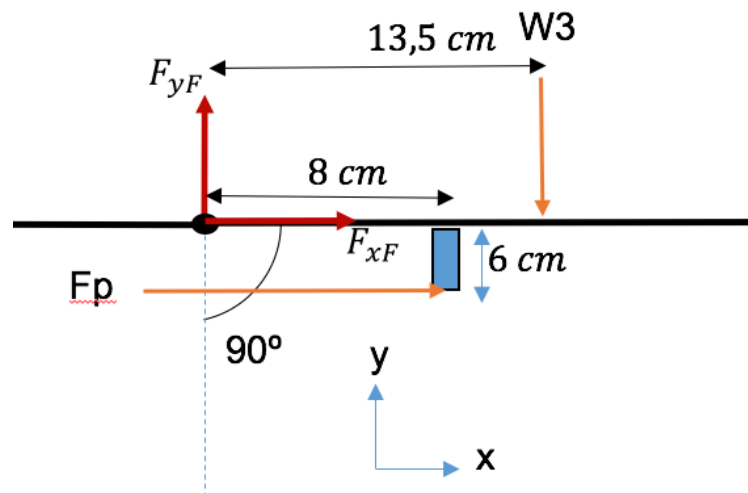


Figura 41: Diagrama de cuerpo libre del reposapiés en reposo. ( $\gamma = 90^\circ$ ) Fuente: [Elaboración propia]

- 1)  $\Sigma F_x = 0$ ;  $\rightarrow F_{xF} + F_p = 0 \rightarrow F_{xF} = -F_p$
- 2)  $\Sigma F_y = 0$ ;  $\rightarrow F_{yF} - W_3 = 0 \rightarrow F_{yF} = 153,4 \text{ N}$
- 3)  $\Sigma M^F = 0$ ;  $+F_p \cdot 0,06 \text{ m} - W_1 \cdot 0,135 \text{ m} = 0$ ;  $\rightarrow F_p = 345,15 \text{ N}$

Aumenta la fuerza necesaria hasta 345,15 N. Se elige por tanto una carga de 500 N en el actuador elegido en la hipótesis inicial.

### 3.3. Cálculo y dimensionado de orejas de sujeción

En este segmento, se dispone de dos orejas para sujetar el pistón elegido. El vástago se conecta en la parte inferior del reposapiés, y enganche del actuador se realiza debajo de la base del asiento (segmento central donde va sentado el usuario).

Tal como se ha calculado en puntos anteriores, realizamos el cálculo de las orejas de sujeción, con una variación. En vez de utilizar un par de orejas, utilizamos una única oreja para cada anclaje. Por tanto, el cálculo de la inercia y las fuerzas varía a lo siguiente:

Flexión

- 4) Calculamos la inercia del elemento:  $I = b \cdot \frac{h^3}{12}$
- 5) Luego, el momento producido:  $M = F \cdot d$

6) Finalmente obtenemos la tensión de flexión:  $\sigma_{flx} = \frac{Mmáx}{I} \cdot \frac{h}{2} \leq \sigma_{adm}$

Corte

1) Calculamos Tau máximo ( $\tau$ ):  $\tau = \frac{F}{b \cdot h} \leq \tau_{adm}$

Tensión equivalente de Von Mises

$$1) \sigma_{VM} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot \sigma_{flx}^2 + 6 \cdot \tau} \leq \sigma_{adm}$$

El material utilizado para la fabricación es el mismo, aleación de aluminio 6063-T5. Por tanto mantenemos los valores admisibles del material utilizados hasta este punto.

Ambas orejas tendrán estas dimensiones, tanto la unión del vástago a la parte inferior del reposapiés como la unión del actuador a la base del asiento. Para esta oreja,  $h=70\text{mm}$ ,  $d=60\text{mm}$ ,  $b=5\text{mm}$  y sufre una fuerza máx. del actuador de 500N.

$$I = 142916,67 \text{ mm}^4$$

$$M = 500 \text{ N} \cdot 60\text{mm} = 30000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{flx} = 7,35 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

$$\tau = 1,25 \text{ MPa} \leq \tau_{adm}$$

$$\sigma_{VM} = 5,37 \text{ MPa} \leq \sigma_{adm}$$

Este diseño de oreja es admisible.

### 3.3.1. Espesor de chapa para las orejas y refuerzo necesario

Tal como se halla la pletina necesaria en los puntos anteriores, se llevará a cabo este cálculo para este segmento. Consideramos que la oreja se implanta en el perfil T que se colocará como rigidizador del reposapiés, por lo que tendrá un ancho de 40mm.

$$e_c \geq \frac{500 \text{ N} \cdot 60\text{mm} \cdot \sqrt{3}}{40\text{mm} \cdot 215 \text{ MPa}} = e \geq 6,04 \text{ mm}$$

El perfil T más pequeño, es de 5mm. Por tanto, al ser ambas orejas iguales, la pletina tanto del reposapiés como de la base del asiento deberá ser de 2mm de espesor para poder cumplir con este esfuerzo.

### 3.4. Cálculo y dimensionado de la chapa para el reposapiés

Tal como se realizó en el punto 2, se calculará el espesor de chapa necesario para cumplir los requisitos del peso de las piernas, y la fuerza actuante del pistón sobre la oreja de sujeción.

Se coloca la chapa sobre una base formada por perfiles en L invertidas, tal como se diseñó en el respaldo, para evitar así la flexión en el eje z. Además, también se necesitará solventar las mismas cargas que en el caso del respaldo. La hipótesis inicial en este caso es la colocación de un único perfil en T-40-5.

Para dimensionar el nervio, realizamos el cálculo del momento flector producido (figura 42) y el esfuerzo normal sufrido (diagrama de fuerzas [figura 41]).

$$M_{f\text{máx}} = 153,4 \text{ N} \cdot 135\text{mm} = 20709 \text{ Nmm}$$

$$\text{Esfuerzo normal sufrido: } F_{xF} = 345,15 \text{ N (Tracción)}$$

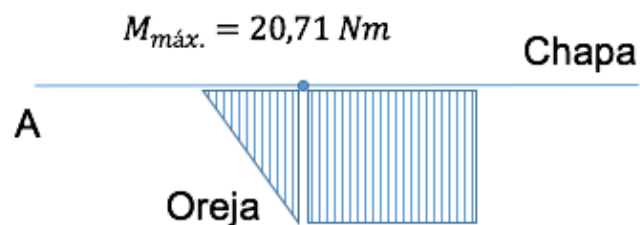


Figura 42: Momento flector máx. sufrido por la pletina y oreja de sujeción.  
Fuente: [Elaboración propia]

Probaremos con el T-40 de 5 mm de espesor [Figura 37]. Estudiamos tanto el esfuerzo sufrido en la sección de arriba como la de abajo, y observaremos si el peor caso es menor o igual a la tensión admisible del material. (N=carga normal, A=área del perfil, M=Momento en x,  $W_x$ = Módulo resistente de la sección).

$$\sigma_x^{\text{arriba}} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W_x} = \frac{345,14 \text{ N}}{3,77 \cdot 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{20907 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,84 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} = 12,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x^{\text{abajo}} = \frac{N}{A} - \frac{M}{W_x} = \frac{345,14 \text{ N}}{3,77 \cdot 10^2 \text{ mm}^2} - \frac{20907 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,84 \cdot 10^3 \text{ mm}^3} = -10,45 \text{ MPa}$$

Este perfil es admisible. La longitud será de 350mm, dejando 100mm para la colocación de los perfiles en L.

La unión de estos dos perfiles a la chapa se realizará con N pares de tornillos de 6 mm, que resistirán el corte producido la carga axial de:

$S_x = \text{Area del perfil} \cdot \text{distancia al centro (z)}$ .

$$\tau_{\text{perfil}} = \frac{Q \cdot S_x}{b \cdot I_x} = \frac{153,4 \text{ N} \cdot 4222,4 \text{ mm}^3}{40 \text{ mm} \cdot 5,28 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = 0,3066 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Éste es un valor muy pequeño, por lo que vamos a estudiar en primer lugar,

Ésta, al ser más desfavorable, es el valor tomado para calcular el número de pares de bulones.

$$F_c = 40 \text{ mm} \cdot 450 \text{ mm} \cdot 0,3066 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 4293,6 \text{ N}$$

$$F_c \leq N \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6 \text{ mm}^2 \cdot \frac{700}{\sqrt{3}} ; \rightarrow N = 0,19 \text{ pares}$$

Por tanto, se necesita 1 par de tornillos para anclar el perfil a la pletina. Aun así, se colocarán en total 3 pares para estar del lado de seguridad.

### 3.5. Cálculo y dimensionado de tornillos

La carga máx. aplicada por el actuador determina el mínimo diámetro que se necesita para soportar el esfuerzo cortante. Del mismo modo que se realiza en el apartado [1.5.]:

$$A = 13,37 \text{ mm}^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = 1,34 \text{ mm}$$

Hará falta un M2 para que resista. Mas el actuador tiene un diámetro de 10,1mm, se colocará por consiguiente, un tornillo DIN 931 M8 junto con un casquillo de 2mm de espesor.

## 4. Movimiento lateral

Una vez llegado a este punto, se procede a calcular las guías sobre las que se deslizan los carros portátiles para llevar a cabo el movimiento lateral de la cama. Este movimiento se automatiza con el uso de un actuador eléctrico por cada segmento, que empuja y tira de la cama en la misma dirección en la que

están dispuestas las guías, conectando ambos extremos del actuador mediante una horquilla; una anclada a la chapa de aluminio y el otro extremo a la pieza acolchada.

Se colocan dos hileras con 2 carros cada una para cada segmento. Esto es para evitar elevados momentos en 'X' y en 'Z'.

#### 4.1. Hipótesis para antivuelco y rango de operación

En primer lugar, antes de calcular los momentos producidos, se debe comprobar que la silla al desplazarse X cm hacia los lados, no la vuelque debido a que el momento producido por el peso del usuario en el extremo venza al momento producido por el peso de la silla. Para ello, visualizamos en la siguiente figura 43, la vista de planta con las medidas de la silla:

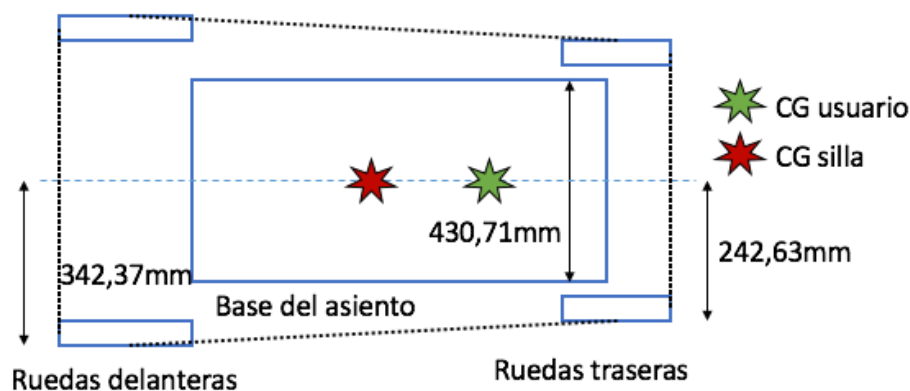


Figura 43: Diagrama de planta de la silla eléctrica. Fuente: [Elaboración propia]

Como podemos observar, el centro de gravedad de la silla y del usuario en reposo están sobre el mismo eje z.

Para que el usuario no vuelque, el centro de gravedad del usuario (Punto verde) no debe salir de la zona delimitada por la línea de puntos negra (base de la silla). Por ello, necesitamos saber hasta que punto se necesita realizar como mínimo el desplazamiento lateral. En nuestro caso, la cama debe salir al menos hasta que el extremo lateral de la base del asiento coincida a faz con la rueda delantera más cercana.

Para ello, realizamos el cálculo de la distancia que deberá salir:



$$d = 342,37\text{mm} - \frac{430,17\text{mm}}{2} = 127,02\text{mm} \approx 12,7\text{cm}$$

En la figura 44 se puede visualizar que al desplazarse esta distancia, el centro de gravedad del usuario sigue dentro del límite de la base de la silla, por lo que en ningún momento habrá riesgo de vuelco.

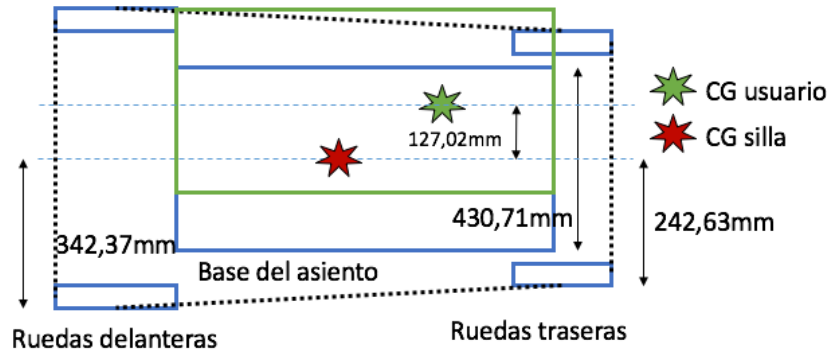


Figura 44: Diagrama de planta de la silla con desplazamiento lateral.  
Fuente: [Elaboración propia]

Comprobamos que actuadores podrían llevar a cabo este movimiento, ya que se necesita una carrera de al menos 25 cm para llevar a cabo un desplazamiento de 12,5 cm hacia ambos costados, y que su medida en reposo permita introducirlo dentro del ancho de la silla: 43,1 cm.

Del catálogo de SKF, el único pistón con 25 cm de carrera es un CAHB-10B que tiene una medida retraída de 36,2 cm. Partiendo del reposo, el vástago debe estar colocado en un extremo lateral de la base del asiento, con la mitad de su carrera fuera del actuador.

En este caso, sería una longitud total de 48,7 cm > 43,1 cm. No es válido, por lo que buscamos otro pistón. Dentro del resto de catálogos no existe otro actuador con esta carrera que permita desplazar 12,7 cm a los lados y que ocupe el espacio disponible. Por consiguiente, decidimos reducir el rango de movimiento lateral a 10 cm, quedando así a 2,7 cm de estar a faz con la rueda delantera, siendo esta distancia aun muy pequeña y válido para nuestro fin.

Elegimos un CAHB-10B de 20cm de carrera y dimensión retraída de 31,1 cm. Por tanto, en reposo medirá 10 cm+31,1 cm = 41,1 cm < 43,1 cm.

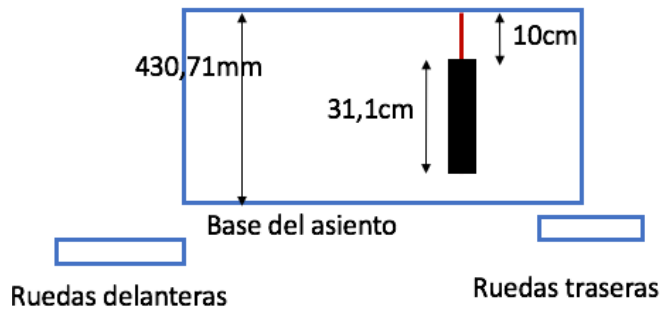


Figura 45: Diagrama de planta del asiento y colocación del actuador. Fuente: [Elaboración propia]

Este pistón es válido para realizar un movimiento lateral de 10 cm a ambos costados, tal como se muestra en la figura 45. Para poder introducir el pistón en el espacio entre el acolchado y la chapa, se requieren al menos 5 cm de distancia, debido a que el ancho del pistón es de 42 cm. Por tanto, se coloca un perfil rectangular de 50x30x2mm que une ambos carros y a su vez se ancla al acolchado, para conseguir la altura deseada.

#### 4.2. Cálculo de momentos sobre guías

En primer lugar, se cambia nuestro eje de referencia por el de la marca Iigus®, y poder así calcular los momentos acorde los datos proporcionados en el catálogo.

Cada segmento dispondrá de dos hileras con dos carros cada una. El cálculo en cada segmento será del mismo modo. Se adjunta un diagrama (figura 46) para la visualizar la colocación de los carros y guías.

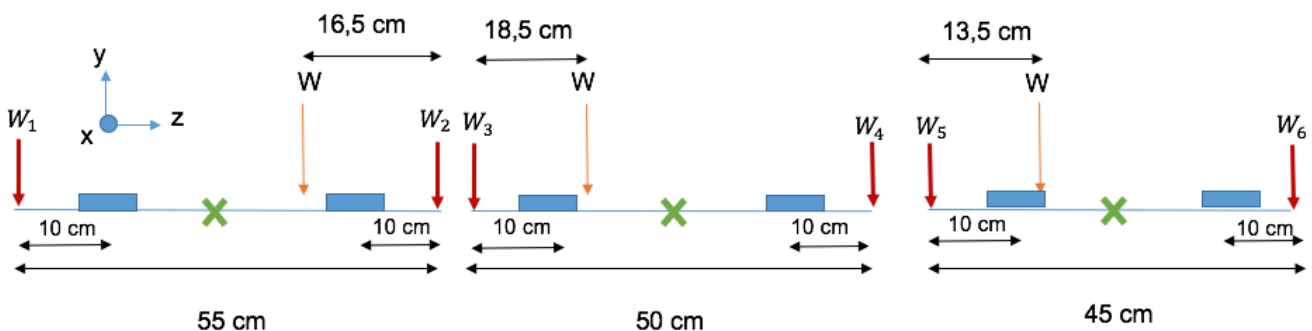


Figura 46: Diagrama con carros portátiles para cálculo de Mx. Fuente: [Elaboración propia]

$$W_1 = \frac{884 \text{ N} \cdot 0,165 \text{ m}}{0,55 \text{ m}} = 265,2 \text{ N}; W_2 = \frac{884 \text{ N} \cdot 0,385 \text{ m}}{0,55 \text{ m}} = 618,8 \text{ N};$$

$$W_3 = \frac{262,6 \text{ N} \cdot 0,315 \text{ m}}{0,50 \text{ m}} = 165,44 \text{ N}; W_4 = \frac{262,6 \text{ N} \cdot 0,185 \text{ m}}{0,50 \text{ m}} = 97,162 \text{ N}$$

$$W_5 = \frac{153,4 \text{ N} \cdot 0,315 \text{ m}}{0,45 \text{ m}} = 107,38 \text{ N}; W_6 = \frac{153,4 \text{ N} \cdot 0,135 \text{ m}}{0,45 \text{ m}} = 46,02 \text{ N}$$

En primer lugar, trasladamos las cargas puntuales de cada segmento a los extremos del mismo, para poder visualizar este efecto de la carga distribuida y poder calcular en el punto medio (X de color verde), cuánto es el máximo momento sufrido en el eje x

Segmento 1

$$M_{x-Pto.Medio} = (265,2 \cdot 0,275m) - (618,8 \cdot 0,275m) = -97,24 Nm$$



Segmento 2

$$M_{x-Pto.Medio} = (165,44 \cdot 0,25m) - (97,16 \cdot 0,25m) = 17,07 Nm$$



Segmento 3

$$M_{x-Pto.Medio} = (107,38 \cdot 0,225m) - (46,02 \cdot 0,225m) = 13,806 Nm$$



Por consiguiente, este momento se divide entre la distancia hacia una hilera de carros, obteniendo así la carga total que se aplica sobre esta hilera. En cada hilera al haber 2 carros, dividiendo esta carga entre el número de carros se obtiene la carga total soportada por cada carro.

Segmento 1

$$F (1 hilera) = \frac{M_{x-Pto.Medio}}{dist. a 1hilera} = -\frac{97,24 Nm}{0,175m} = 555,65 N$$

Cada carro de una hilera soporta = 277,83 N

Segmento 2

$$F (1 hilera) = \frac{M_{x-Pto.Medio}}{dist. a 1hilera} = \frac{17,07 Nm}{0,15m} = 113,8 N$$

Cada carro de una hilera soporta = 56,9 N

Segmento 3

$$F (1 hilera) = \frac{M_{x-Pto.Medio}}{dist. a 1hilera} = \frac{13,806 Nm}{0,125m} = 110,45 N$$

Cada carro de una hilera soporta = 55,23 N

Ya obtenidos la carga soportada por cada carro, aplicamos un factor de seguridad  $k=2$ , y colocamos otra hilera, tal como se había planteado desde el comienzo. Por tanto, habrá un total de cuatro carros por segmento para soportar este  $M_x$  y la carga de cada carro anteriormente calculada, se reduce a la mitad.

Calculamos el momento sufrido por el sistema en el eje z, que se podrá visualizar con el siguiente diagrama (figura 47):

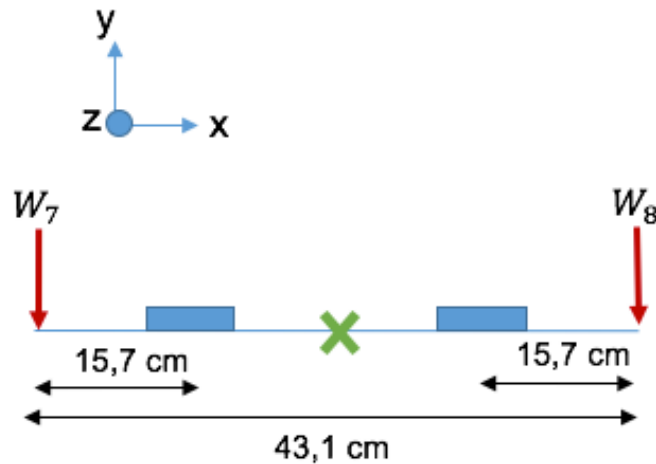


Figura 47: Diagrama con carrillos portátiles para cálculo de  $M_z$ . Fuente: [Elaboración propia]

El cálculo de  $M_z$  con esta disposición para cada segmento se realiza de la misma manera que para el  $M_x$ . Por tanto, para cada segmento cada carro soporta:

Segmento 1

$$F = 1629,85N$$

Cada carro de una hilera soporta = 814,93 N

Segmento 2

$$F = 483,95 N$$

Cada carro de una hilera soporta = 241,97 N

Segmento 3

$$F = 282,7 N$$

Cada carro de una hilera soporta = 141,35 N

### 4.3. Elección del sistema adecuado

Aplicamos un factor de seguridad  $k=2$  y se divide esta carga entre 2 debido a las 2 hileras disponibles. La carga de cada carro sería la mitad a la indicada. Para llevar a cabo este sistema, se ha utilizado el modelo TK-01-20-2 (2 carrillos, guías de 20 mm de ancho) y 430,7 mm de longitud total de las guías. Utilizaremos 6 sistemas para toda la silla, dos para cada segmento.

El anclaje y montaje de cada guía y carro está descrito en los catálogos e incluso se puede adaptar a petición directamente a la marca.

## 5. Bisagras de unión

Por último, se debe calcular los dos puntos de unión de los 3 segmentos (respaldo – base del asiento y reposapiés – base del asiento). Para ello se calcula la bisagra necesaria para aguantar las cargas producidas en ambos puntos de unión.

### Respaldo – Base del asiento

$$\tau \cdot l \cdot e \cdot N \geq Q$$

Donde  $\tau$  es el corte admisible,  $l$  es la longitud de cada elemento y  $e$ , el espesor de la placa.  $N$  es el número de elementos y  $Q$  la carga existente en el punto. Elegimos el catálogo de Schmale Deutschland, para dimensionar cuantas bisagras harían falta, y se dimensiona de acero.

Type A	L	B	S	Stck	Pcs.		
0222-	25 x 20	.36	1,00	4	2,0/4,3	1000	50
0222-	30 x 22	.36	1,00	4	2,0/4,3	1000	50
0222-	40 x 26	.36	1,00	4	2,5/4,9	500	50
0222-	50 x 31	.36	1,50	4	3,0/5,8	500	20
0222-	60 x 34	.36	1,50	6	3,0/5,8	250	20
0222-	70 x 38	.36	1,50	6	3,0/5,8	250	20
0222-	80 x 41	.36	1,50	6	3,5/6,8	200	20
0222-	90 x 46	.36	1,50	6	3,5/6,8	200	20
0222-	100 x 52	.36	1,50	8	4,0/7,8	100	20

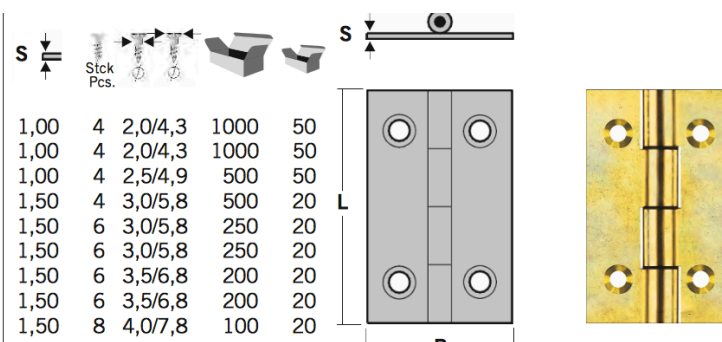


Figura 48: Bisagras normalizadas de acero de la marca Schmale. Fuente: [http://www.schmale.de]

Elegimos el Type A con 100 mm de longitud (figura 48), siendo de 4 elementos cada bisagra. Por tanto, cada elemento  $N$  tiene una longitud de 25mm.

$$\frac{700}{\sqrt{3}} \text{ MPa} \cdot 25\text{mm} \cdot 1,5\text{mm} \cdot N \geq 145860 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow N \geq 9,62 \cdot \frac{25\text{mm}}{100\text{mm}}$$

$$= 2,4 \text{ Bisagras} \rightarrow \text{Se colocan 3 bisagras de 100mm}$$

### Reposapiés – Base del asiento

Realizamos el cálculo del mismo modo y eligiendo la misma bisagra.

$$\frac{700}{\sqrt{3}} \text{ MPa} \cdot 25\text{mm} \cdot 1,5\text{mm} \cdot N \geq 20716 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow N \geq 1,37 \cdot \frac{25\text{mm}}{100\text{mm}}$$

$$= 0,34 \text{ Bisagras} \rightarrow \text{Se coloca 1 bisagra de 100mm}$$

## 6. Consumo de energía

Se procede a realizar un cálculo del consumo de energía de los actuadores eléctricos. Se estudiará la posibilidad de colocar actuadores de 12V o 24V.

Consumo en corriente continua (A)			
Actuador	Cantidad	12V	24V
CAHB-10 (120N)	x3	4	2,2
CAHB-10 (500N)	x1	3,2	1,8
CAHB-20 (2500N)	x1	14	7
CAHB-20E (4500N)	x1	19,5	9
<b>TOTAL</b>		<b>48,7 A</b>	<b>24,2 A</b>

Tabla 8: Consumo en corriente continua total de todos los actuadores en serie. Fuente [Elaboración propia]

Para calcular la potencia consumida, se multiplica la corriente necesaria por el voltaje en cada caso. Por tanto:

Actuadores de 12V:  $48,7 \text{ A} \cdot 12 \text{ V} = 584,4 \text{ W}$

Actuadores de 24V:  $24,4 \text{ A} \cdot 24,4 \text{ V} = 585,6 \text{ W}$

Suponiendo que se hace un uso de 2 horas continuas o ininterrumpidas al día de estos sistemas, tenemos que el consumo de energía diario es:

Actuadores de 12V:  $584,4 \text{ W} \cdot 2\text{h} = 1,168 \text{ kWh/día}$

Actuadores de 24V:  $585,6 \text{ W} \cdot 2\text{h} = 1,171 \text{ kWh/día}$

Generalmente, la colocación de 2 baterías de 12V en serie para conseguir 24V es la opción más utilizada en estas aplicaciones, por lo que elegimos esta opción ya que el consumo de energía es aproximadamente la misma utilizando cualquiera de ambas opciones.

## 7. Índice de figuras

Figura 20: Rango de trabajo del mecanismo elevador. Fuente: [Elaboración propia] ...	6
Figura 21: Porcentaje del peso por sección del cuerpo. Fuente: [8] .....	8
Figura 22: Distribución de cargas sobre el mecanismo. Fuente: [Elaboración propia] ..	8
Figura 23: Diagrama de cuerpo libre para elemento 1. Fuente: [Elaboración propia]....	9
Figura 24: Diagrama de cuerpo libre para elemento 2. Fuente: [Elaboración propia]....	9
Figura 25: Diagrama de cuerpo libre del elemento 3. Fuente: [Elaboración propia] ....	10
Figura 26: Variación de $F_p$ cuando varía $\theta$ . Fuente: [Elaboración propia] .....	11
Figura 27: Cargas permitidas por carros portátiles DryLin® T. Fuente: [www.igus.com] .....	12
Figura 28: Diagrama de Fuerzas - Nodo C. Fuente: [Elaboración propia] .....	13
Figura 29: Fuerzas de reacción en elemento 3 con respecto a la horizontal. Fuente: [Elaboración propia].....	14
Figura 30: Momento flector máx. sufrido por el bastidor. Fuente: [Elaboración propia] 15	
Figura 31: Dimensiones de oreja para su cálculo. Fuente: [Elaboración propia] .....	16
Figura 32: Diagrama para determinar rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. ( $\beta=180^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia].....	21
Figura 33: Diagrama para determinar rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. ( $\beta=45^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia].....	22
Figura 34: Diagrama de cuerpo libre - respaldo a $180^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia] 22	
Figura 35: Diagrama de cuerpo libre - respaldo a $45^\circ$ . Fuente: [Elaboración propia] ..	23
Figura 36: Momento flector máx. en el respaldo, y en la oreja de sujeción. Fuente: [Elaboración propia].....	25
Figura 37: Prontuario de perfiles en T. Fuente: [EAE-Instrucción de estructuras acero] .....	26
Figura 38: Rango de trabajo del pistón en el reposapiés. ( $\gamma= 30^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia].....	28
Figura 39: Rango de trabajo del pistón en el reposapiés. ( $\gamma= 90^\circ$ ). Fuente: [Elaboración propia].....	28
Figura 40: Diagrama de cuerpo libre del reposapiés en reposo. ( $\gamma= 30^\circ$ ) Fuente: [Elaboración propia].....	29
Figura 41: Diagrama de cuerpo libre del reposapiés en reposo. ( $\gamma= 90^\circ$ ) Fuente: [Elaboración propia].....	30
Figura 42: Momento flector máx. sufrido por la pletina y oreja de sujeción. Fuente: [Elaboración propia].....	32

Figura 43: Diagrama de planta de la silla eléctrica. Fuente: [Elaboración propia] ..... 34

Figura 44: Diagrama de planta de la silla con desplazamiento lateral. Fuente: [Elaboración propia]..... 35

Figura 45: Diagrama de planta del asiento y colocación del actuador. Fuente: [Elaboración propia]..... 36

Figura 46: Diagrama con carros portátiles para cálculo de Mx. Fuente: [Elaboración propia]..... 36

Figura 47: Diagrama con carros portátiles para cálculo de Mz. Fuente: [Elaboración propia]..... 38

Figura 48: Bisagras normalizadas de acero de la marca Schmale. Fuente: [<http://www.schmale.de>] ..... 39

## 8. Índice de tablas

Tabla 2: Enumeración de apoyos del sistema de tijera elevadora. Fuente: [Elaboración propia] ..... 5

Tabla 3: Rango de funcionamiento de la tijera elevadora. Fuente: [Elaboración propia] ..... 7

Tabla 4: Variación de Fp y Fuerzas de reacción cuando varía  $\theta$  . Fuente: [Elaboración propia] ..... 11

Tabla 5: Fuerzas de reacción y Fp para carga de 1600 N a 20°. Fuente: [Elaboración propia] ..... 14

Tabla 6: Rango de funcionamiento del actuador en el respaldo. Fuente: [Elaboración propia] ..... 22

Tabla 7: Rango de funcionamiento del actuador en el reposapiés. Fuente: [Elaboración propia] ..... 29

Tabla 8: Consumo en corriente continua total de todos los actuadores en serie. Fuente [Elaboración propia] ..... 40



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANEXO II: ESTUDIO ANTROPOMÉTRICO**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**



## Índice Anexo II: Estudio Antropométrico

1. Estudio antropométrico .....	4
1.1. Torso .....	4
1.1.1. Anchura de espalda (respaldo).....	4
1.1.2. Altura de espalda (respaldo) .....	6
1.1.3. Ancho de las caderas (Base del asiento).....	6
1.2. Miembros inferiores .....	7
1.2.1. Distancia glúteos-rodilla .....	8
1.2.2. Longitud rodilla-planta del pie .....	8
2. Índice de figuras .....	9
3. Índice de tablas .....	9

## 1. Estudio antropométrico

Se ha realizado un estudio antropométrico de cada una de las partes del cuerpo humano relevantes para el proyecto, con el objetivo de conseguir unas medidas de referencia para la determinación de las dimensiones de la silla, el rango para la adaptación del usuario, colocación de los elementos básicos tales como el reposapiés, etc. El único dato conocido es el peso, 130 kg, por lo que se mantienen medidas medias debido a no disponer de más requisitos.

Para ello, se utilizan los libros: “Manual de Antropometría Normal Patológica, Pablo Lapunzina & Horacio Aiello, Ed. Masson” y “Felisberto e Pascuoarelli”, además de algunas webs con recomendaciones en diseño de sillas, de los cuales se extrae toda la información necesaria para la definición de las medidas.

### 1.1. Torso

El estudio comenzó con la búsqueda de información necesaria del torso, para establecer los valores del asiento y poder así diseñarla. Se debe tener en cuenta que para los libros seleccionados, las medidas se establecen hasta los 16-19 años de edad, rango en el cual se entiende como el final del crecimiento normal en la población en general. Se considera que con estas edades, la estructura esquelética no continuará desarrollándose en exceso y que se pueden considerar más generalizadas. Estos datos son recogidos en el libro a partir de diferentes autores y publicaciones a lo largo del siglo XX y XXI.

#### 1.1.1. Anchura de espalda (respaldo)

En primer lugar, se estudiaron los valores dados para medidas de longitud biacromial, que es la distancia entre la articulación acromioclavicular de un lado y la articulación acromioclavicular contralateral (ancho de los hombros, medido en la región posterior) tanto en hombres como mujeres, con el objetivo de especificar el rango mínimo/máximo para el dimensionado del respaldo. En la figura 49, se puede visualizar esta medida.

**Distancia biacromial**

Percentil	P3	P25	P75	P97
<b>Varones</b>	36,4 cm	38,9 cm	41 cm	43,4 cm
<b>Mujeres</b>	34 cm	36 cm	38 cm	40 cm
<b>Edad</b>	19 años			

Tabla 9: Distancia biacromial para los diferentes sexos. Fuente: [1]

La tabla 9 muestra los valores dados de anchura de espalda biacromial para varones y mujeres de 19 años de edad en diferentes percentiles.

En este caso, se tomará como medida mínima de diseño la correspondiente al percentil 3 de las mujeres. Como medida máxima, el percentil 97 de los hombres. Por tanto, la medida mínima de distancia biacromial será de 34 cm, y la medida máxima será de 43,4 cm. Se elige de este rango un ancho de 43 cm para el respaldo, que permite contener en el mismo rango a la mayoría de la población. La siguiente tabla 10 muestra el rango de valores tomado.

**Medidas antropométricas de diseño**

	Dimensión mínima	Dimensión máxima
<b>Distancia Biacromial</b>	34 cm	43,4 cm

Tabla 10: Medidas antropométricas de diseño para ancho de espalda. Fuente: [Elaboración propia]

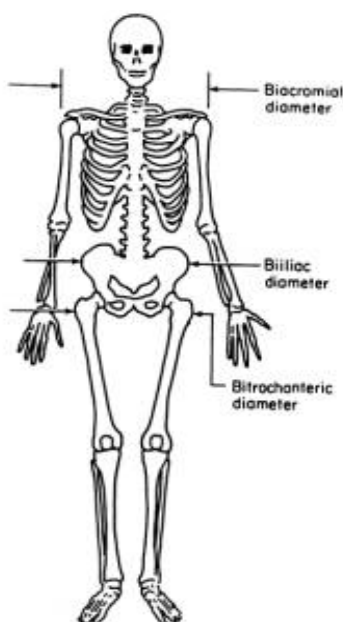


Figura 49: Distancia biacromial. Fuente: [1]

### 1.1.2. Altura de espalda (respaldo)

De la misma manera que se determina el rango característico de la anchura de espalda, se obtuvo el rango de medidas de la altura de ésta. Mas, en este caso, dado que el libro anteriormente citado no contempla un estudio de rango de valores de altura de espalda desde la base de esta hasta los hombros, se tomaron los rangos de medidas mínima y máxima a partir del libro de medidas antropométricas “Felisberto e Pascuoarelli (2001)”.

A continuación en la tabla 11 se muestra los valores de altura de espalda tomados para hombres y mujeres para diferentes percentiles.

<b>Altura de la espalda, desde base hasta hombros</b>			
<b>Percentil</b>	<b>P5</b>	<b>P50</b>	<b>P95</b>
<b>Varones</b>	54 cm	58 cm	63 cm
<b>Mujeres</b>	46 cm	54 cm	59 cm

Tabla 11: Altura de la espalda, desde la base hasta los hombros, ambos sexos.

Fuente: [2]

Al igual que el caso anterior, se toma el valor mínimo de altura y el máximo, correspondiente al percentil 5 de las mujeres y el percentil 95 de los varones respectivamente, para tener una idea de la altura que deba tener el respaldo como mínimo nuestro habitáculo. La tabla 12 recoge estas medidas a modo de resumen.

<b>Medidas antropométricas de diseño</b>		
	<b>Dimensión mínima</b>	<b>Dimensión máxima</b>
<b>Altura de espalda</b>	46 cm	63 cm

Tabla 12: Medidas antropométricas de diseño para la altura de espalda. Fuente:

[Elaboración propia]

### 1.1.3. Ancho de las caderas (Base del asiento)

Para continuar, se estudió el ancho de las caderas de un ser humano para la base de la silla. La medida más relevante para el diseño del asiento es la

medida de anchura de caderas G [figuras 50 y 51], siendo de 43.4 cm para el percentil 95 del conjunto de mujeres como el máximo, el cual representa el caso más desfavorable para el diseño y 31 cm para el percentil 5 de los hombres como mínimo (recogido en la tabla 13).

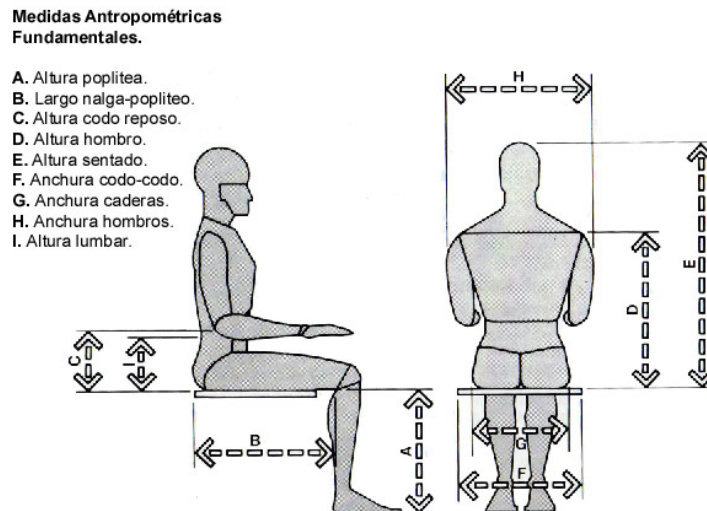


Figura 50: Medidas antropométricas fundamentales. Fuente [12]

MEDIDA	HOMBRES				MUJERES			
	Percentil 5		Percentil 95		Percentil 5		Percentil 95	
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
A Altura poplitea	15.5	39.4	19.3	49.0	14.0	35.6	17.5	44.5
B Largura nalga-popliteo	17.3	43.9	21.6	54.9	17.0	43.2	21.0	53.3
C Altura codo reposo	7.4	18.8	11.6	29.5	7.1	18.0	11.0	27.9
D Altura hombro	21.0	53.3	25.0	63.5	18.0	45.7	25.0	63.5
E Altura sentado, normal	31.6	80.3	36.6	93.0	29.6	75.2	34.7	88.1
F Anchura codo-codo	13.7	34.8	19.9	50.5	12.3	31.2	19.3	49.0
G Anchura caderas	12.2	31.0	15.9	40.4	12.3	31.2	17.1	43.4
H Anchura hombros	17.0	43.2	19.0	48.3	13.0	33.0	19.0	48.3

Figura 51: Diferentes medidas antropométricas fundamentales. Fuente: [12]

### Medidas antropométricas de diseño

	Dimensión mínima	Dimensión máxima
<b>Ancho de las caderas</b>	31 cm	43,4 cm

Tabla 13: Medidas de diseño del ancho de caderas. Fuente: [Elaboración propia]

## 1.2. Miembros inferiores

De las tablas del libro “Felisberto e Pascuoarelli (2001)” y “Manual de antropometría normal y patológica de Pablo Lapunzina y Horacio Aiello” se tomaron las medidas necesarias del tren inferior, tal como en casos anteriores.

### 1.2.1. Distancia glúteos-rodilla

Esta distancia es muy importante, ya que la silla se tiene que diseñar de tal manera que esta medida no sea muy larga para permitir que las rodillas estén correctamente posicionadas y las piernas puedan mantenerse a 90° de manera natural. Por esto, la distancia desde la parte trasera del asiento hasta los reposapiés debe ser de entre 42 y 53 cm aproximadamente, como se puede observar en la figura 52, y recogido en la tabla 14.

FAAC / UNESP / BAURU Dimensões dos Segmentos Corpóreos Humanos	Homens			Mulheres		
	% 05	% 50	% 95	% 05	% 50	% 95
19 Distância Nádega – Poplítea	43	48	53	42	47	52

Figura 52: Distancia glúteos - rodilla. Fuente [2]

#### Medidas antropométricas de diseño

	Dimensión mínima	Dimensión máxima
<b>Distancia glúteo-rodilla</b>	42 cm	53 cm

Tabla 14: Dimensión de diseño glúteo-rodilla. Fuente: [Elaboración propia]

### 1.2.2. Longitud rodilla-planta del pie

Por otro lado, para garantizar la comodidad del paciente con respecto a la altura de la silla y la situación del pie con respecto al suelo, se consideró el siguiente rango de medidas descrito en el “Manual de antropometría normal y patológica de Pablo Lapunzina y Horacio Aiello” (tabla 15).

Longitud rodilla-planta del pie				
Percentil	P3	P25	P75	P97
<b>Varones</b>	38 cm	40,5 cm	43,5 cm	46,5 cm
<b>Mujeres</b>	35 cm	37 cm	40 cm	43 cm
<b>Edad</b>	16 años			

Tabla 15: Longitud rodilla-planta del pie. Fuente: [1]

Por tanto, se establece el siguiente rango en la tabla 16 para llevar a cabo el diseño del respaldar para los miembros inferiores junto con su correspondiente reposapiés.



**Medidas antropométricas de diseño**

	Dimensión mínima	Dimensión máxima
<b>Long. Rodilla - Planta del pie</b>	35 cm	46,5 cm

*Tabla 16: Dimensiones características de longitud rodilla-planta del pie. Fuente: [Elaboración propia]*

## 2. Índice de figuras

Figura 49: Distancia biacromial. Fuente: [1] ..... 5  
 Figura 50: Medidas antropométricas fundamentales. Fuente [12] ..... 7  
 Figura 51: Diferentes medidas antropométricas fundamentales. Fuente: [12].... 7  
 Figura 52: Distancia glúteos - rodilla. Fuente [2] ..... 8

## 3. Índice de tablas

Tabla 9: Distancia biacromial para los diferentes sexos. Fuente: [1] ..... 5  
 Tabla 10: Medidas antropométricas de diseño para ancho de espalda. Fuente: [Elaboración propia] ..... 5  
 Tabla 11: Altura de la espalda, desde la base hasta los hombros, ambos sexos. Fuente: [2] ..... 6  
 Tabla 12: Medidas antropométricas de diseño para la altura de espalda. Fuente: [Elaboración propia] ..... 6  
 Tabla 13: Medidas de diseño del ancho de caderas. Fuente: [Elaboración propia] ..... 7  
 Tabla 14: Dimensión de diseño glúteo-rodilla. Fuente: [Elaboración propia] ..... 8  
 Tabla 15: Longitud rodilla-planta del pie. Fuente: [1] ..... 8  
 Tabla 16: Dimensiones características de longitud rodilla-planta del pie. Fuente: [Elaboración propia] ..... 9

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANEXO III: CATÁLOGOS**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**



## Índice Anexo III: Catálogos

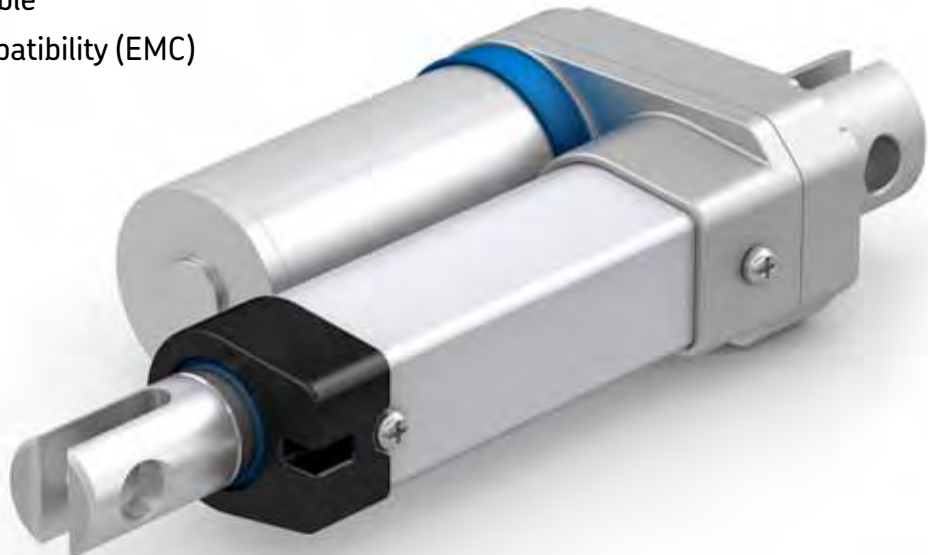
1. Actuador CAHB-10 Series SKF .....	4
2. Actuador CAHB-20 Series SKF .....	8
3. Actuador CAHB-20E Series SKF .....	12
4. Guía lineal IGUS – DryLin T .....	16
5. Guía lineal miniatura Iigus – DryLin T .....	21
6. Perfiles tubulares aluminio .....	23
7. Bisagras Schmale .....	24
8. Elementos de sujeción .....	25

# Linear actuator

CAHB-10 series

## Benefits

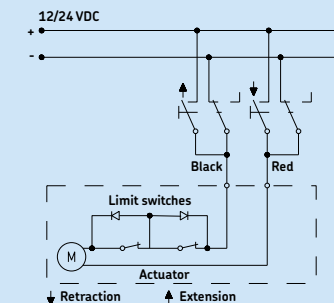
- Compact design
- Designed for harsh environment
- Robust and reliable
- Integrated limit switches
- Quiet operation
- Thermal protection
- Optional potentiometer and 2-Hall encoder available
- Electromagnetic compatibility (EMC) compliant



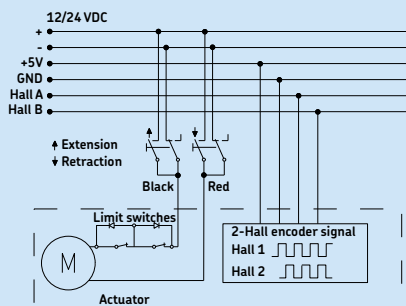
**SKF**

Connecting diagram

Basic configuration

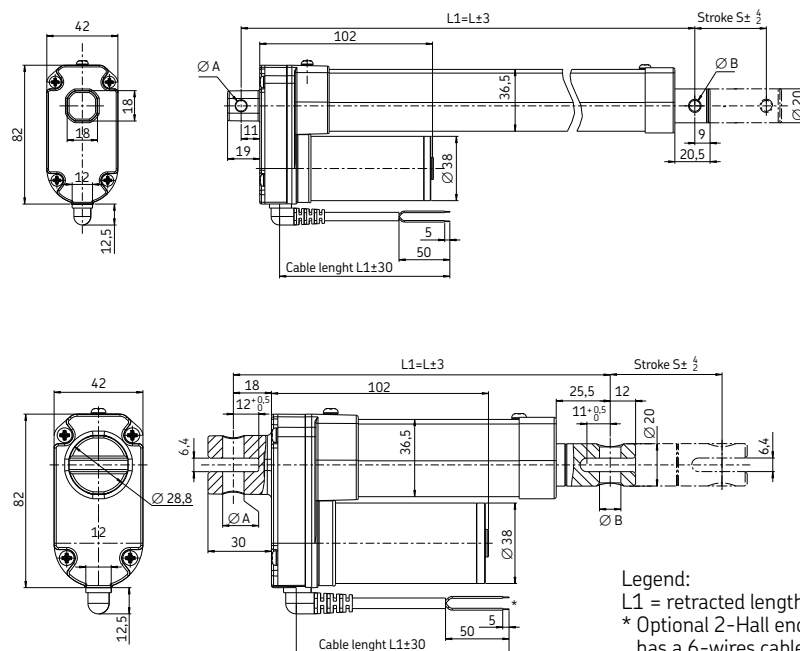


2-Hall encoder



Dimensional drawing

Basic configuration and optional 2-Hall encoder



Stroke (mm)	50	100	150	200	250	300
Retracted length (L1)	158	209	260	311	362	413
Retracted length with fork head	179	230	281	332	383	434

Encoder resolution

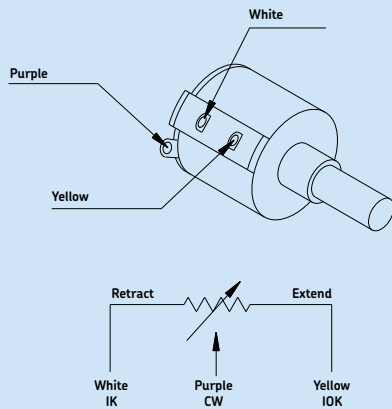
Gear ratio	5:1	10:1	20:1	30:1	40:1
Mm/pulse	0,3	0,15	0,075	0,05	0,038

Technical data

	Unit	CAHB-10... 1	CAHB-10... 2	CAHB-10... 3	CAHB-10... 4	CAHB-10... 5
Push load	N	120	240	500	750	1 000
Pull load	N	120	240	500	750	1 000
Speed (full load to no load)	mm/s	45 to 56	24 to 30	13 to 16	8 to 10	6 to 8
Stroke	mm	50 to 300	50 to 300	50 to 300	50 to 300	50 to 300
Retracted length	mm	_*	_*	_*	_*	_*
Voltage	V DC	12 or 24	12 or 24	12 or 24	12 or 24	12 or 24
Power consumption	W	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Current consumption	12 V DC	A	4	3,5	3,2	3
	24 V DC	A	2,2	2,0	1,8	1,6
Duty cycle	%	25	25	25	25	25
Ambient temperature	°C	-40 to +85	-40 to +85	-40 to +85	-40 to +85	-40 to +85
Type of protection	IP	66s	66s	66s	66s	66s
Weight (at 300 mm stroke)	kg	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Color	-	Silver	Silver	Silver	Silver	Silver
Limit switches	-	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Thermal protection	-	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes

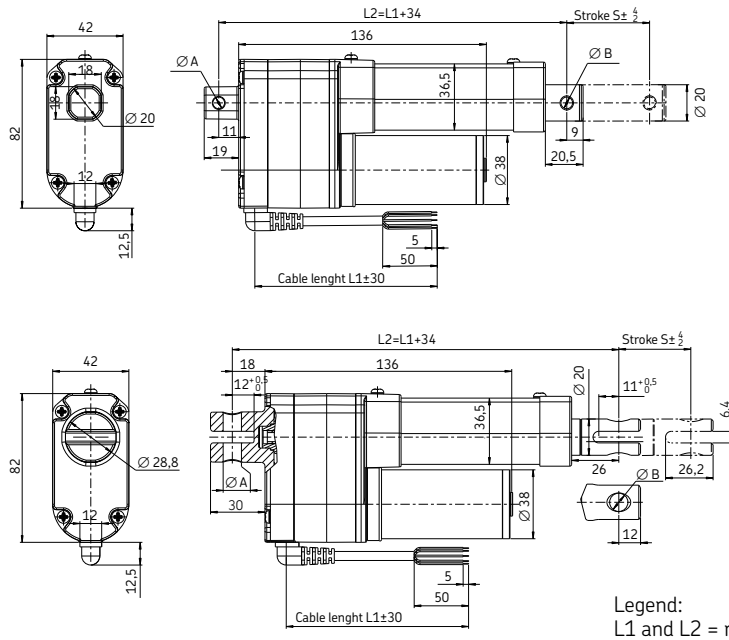
\* See above table

Potentiometer



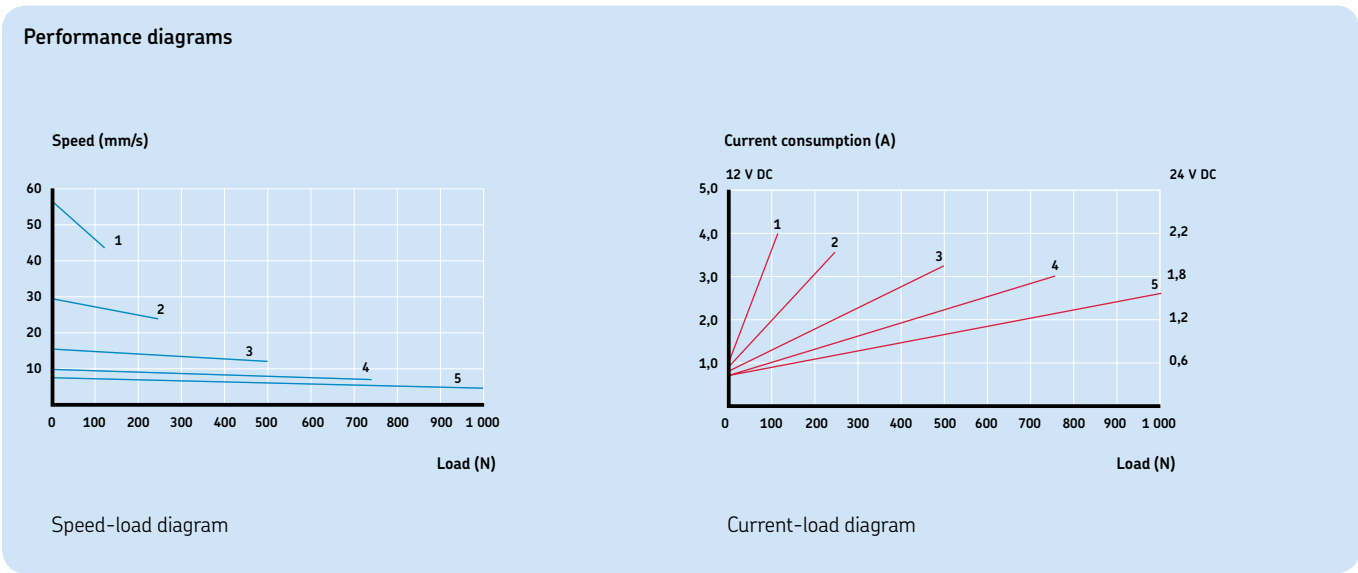
Dimensional drawing

Optional potentiometer



Stroke (mm)	50	100	150	200	250	300
Retracted length (L2)	192	243	294	345	396	447
Retracted length with fork head	213	264	315	366	417	468

Potentiometer resolution	50-80	80-160	160-300
Minimum resistance value of potentiometer	700-1300 Ω	700-1300 Ω	700-1300 Ω
Potentiometer resolution	100 Ω/mm	50 Ω/mm	16,6 Ω/mm



**Ordering key**

C
A
H
B
-
1
0
-
 
 
A
-
 
 
 
-
A
 
 
 
 
0
-
0
0
0

<b>Type</b>				
<b>Voltage:</b> 12 V DC 24 V DC	A B			
<b>Load:</b> 120 N 240 N 500 N 750 N 1 000 N	1 2 3 4 5			
<b>Screw:</b> TR12 screw Customized	A X			
<b>Stroke:</b> 50 mm 100 mm 150 mm 200 mm 250 mm 300 mm			050 100 150 200 250 300	
<b>Retracted length:*</b>				
<i>Stroke without potentiometer:**</i>	<i>A(B)+A(B)</i>	<i>A(B)+C</i>	<i>C+A(B)</i>	<i>C+C</i>
50 mm	158 mm	165 mm	172 mm	179 mm
100 mm	209 mm	216 mm	223 mm	230 mm
150 mm	260 mm	267 mm	274 mm	281 mm
200 mm	311 mm	318 mm	325 mm	332 mm
250 mm	362 mm	369 mm	376 mm	383 mm
300 mm	413 mm	420 mm	427 mm	434 mm
<b>IP:</b> Standard (IP 66s)			A	
<b>Front attachment:</b> Rod with hole Ø 6,4 mm Rod with hole Ø 8 mm Fork head with hole Ø 10,1 mm Customized			A B C X	
<b>Rear attachment:</b> Rod with hole Ø 6,4 mm Rod with hole Ø 8 mm Fork head with hole Ø 10,1 mm Customized			A B C X	
<b>Hole direction of the attachments:</b> 0° 90°			A B	
<b>Option 1:</b> None Potentiometer 2-Hall encoder			O P H	
<b>Cable length:</b> 600 mm without connector 1 000 mm without connector 1 500 mm without connector 2 000 mm without connector 2 500 mm without connector 3 000 mm without connector Customized			A B C D E F X	
<b>Auxiliary code (Standard products are "00")</b>				

\* Retracted length will be enlanged 34 mm with Potentiometer option  
 \*\* Front attachment + Rear attachment; A, B, C mean the attachment types





# Linear actuator

CAHB-20 series

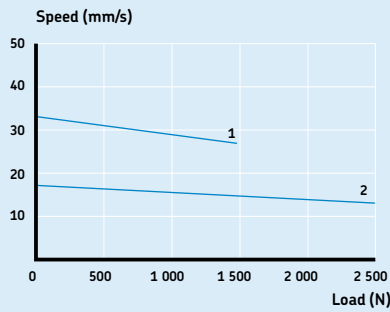
## Benefits

- ACME screw drive
- Extension tube (stainless steel)
- Protection tube (steel)
- Enhanced corrosion resistance
- Mechanical overload protection (clutch)
- Lubricated for service life
- Robust, designed for tough environment
- Self-locking
- Certified (CE: EN 55011)

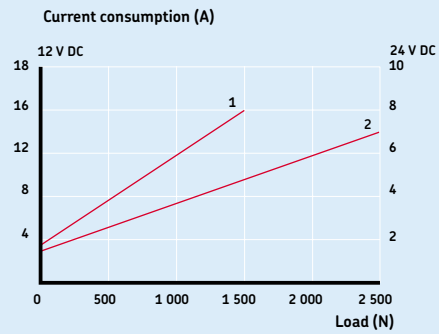




Performance diagrams



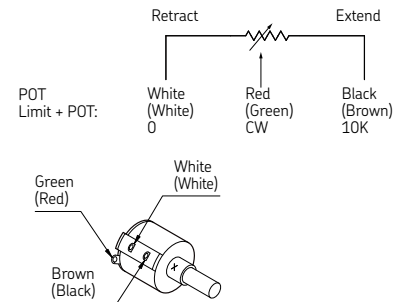
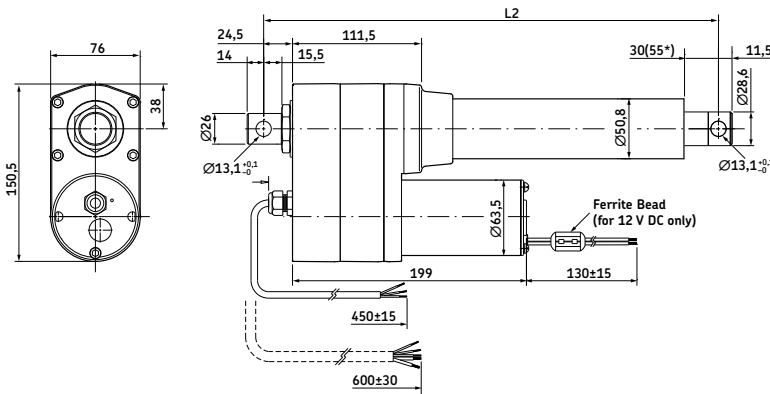
Speed-load diagram



Current-load diagram

Dimensional drawing

Optional potentiometer (dashed line for optional limit switch)



Legend:  
 L2 = retracted length  
 \*55 = dimension with limit switch

Without limit switch:  
 RED (+) & BLACK (-) = retraction  
 RED (-) & BLACK (+) = extension

With limit switch:  
 RED (+) & BLACK (-) = extension  
 RED (-) & BLACK (+) = retraction

Stroke (mm)	With limit switch <sup>1)</sup>						Without limit switch <sup>2)</sup>					
	102	153	204	305	457	610	102	153	204	305	457	610
L2 Retracted length	376	427	478	630	782	935	300	351	402	503	706	859

<sup>1)</sup> Tolerance: S and L2 = ± 5,0 mm (If S ≥ 305 mm, S = ± 7,5 mm)  
<sup>2)</sup> Tolerance: S = ± 2,5 mm and L2 = ± 3,8 mm

Potentiometer resolution

Stroke (mm)	102	153	204	305	457	610
Ohm/mm	59,0	59,0	29,5	29,5	9,84	9,84

Ordering key

C A H B - 2 0 - [ ] [ ] A - [ ] [ ] [ ] [ ] - A [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] - 0 0 0

Type

Voltage:

12 V DC  
24 V DC

A  
B

Load:

1 500 N  
2 500 N

1  
2

Screw:

Acme screw

A

Stroke:

102 mm  
153 mm  
204 mm  
305 mm  
457 mm  
610 mm

102  
153  
204  
305  
457  
610

Retracted length:

Stroke

with L.S.<sup>1)</sup>

102 mm  
153 mm  
204 mm  
305 mm  
457 mm  
610 mm

w/o POT<sup>2)</sup>

338 mm  
389 mm  
440 mm  
592 mm  
744 mm  
897 mm

with POT<sup>2)</sup>

376 mm  
427 mm  
478 mm  
630 mm  
782 mm  
935 mm

w/o L.S.<sup>1)</sup>

102 mm  
153 mm  
204 mm  
305 mm  
457 mm  
610 mm

262 mm  
313 mm  
364 mm  
465 mm  
668 mm  
821 mm

300 mm  
351 mm  
402 mm  
503 mm  
706 mm  
859 mm

IP:

Standard (IP 66)

A

Front attachment:

Standard (hole: Ø 13,1 mm)  
Customized

A  
X

Rear attachment:

Standard (0° and hole: Ø 13,1 mm)  
30°  
60°  
90°  
120°  
150°  
Customized

A  
B  
C  
D  
E  
F  
X

Option 1:

None  
Limit switch (only for load version 2 500 N)

0  
L

Option 2:

None  
Potentiometer

0  
P

Option 3:

None  
Thermal protection

0  
T

<sup>1)</sup>L.S. = Limit switch  
<sup>2)</sup>POT = Potentiometer



# Linear actuator

CAHB – 20 E series

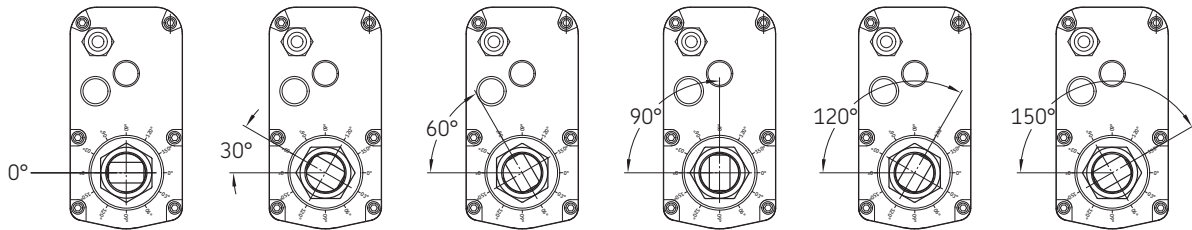
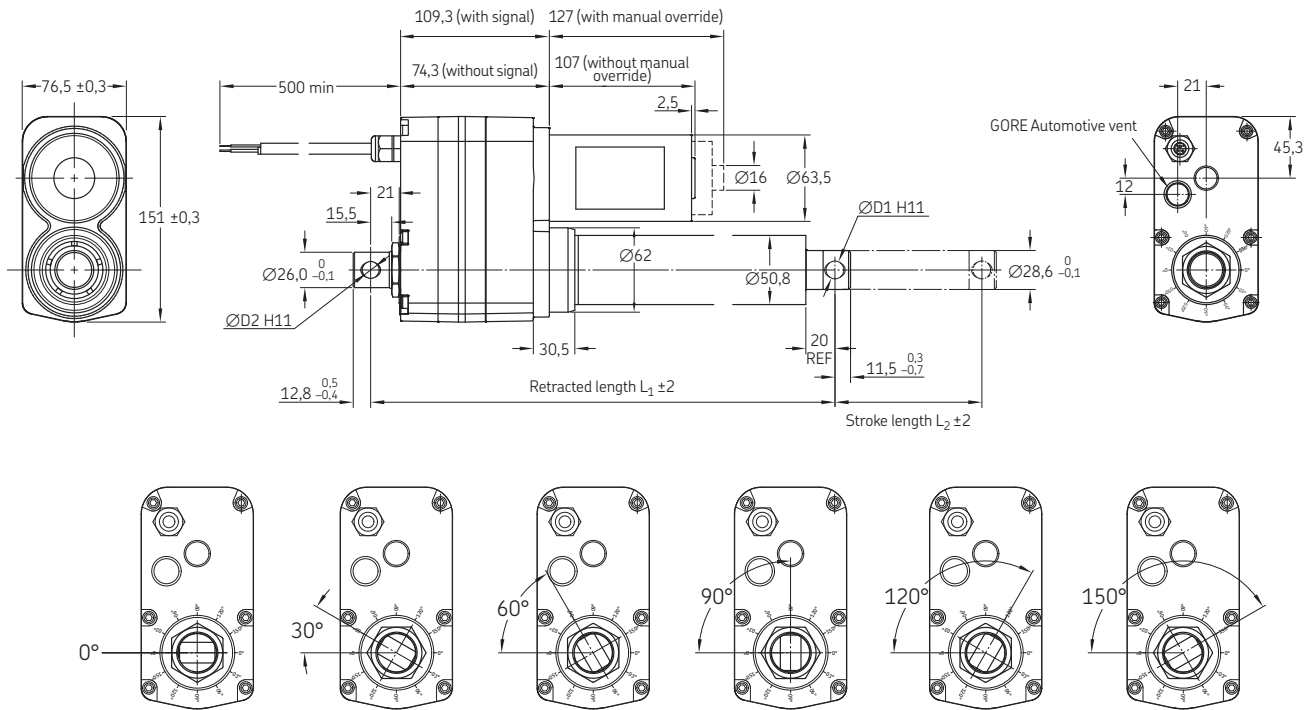
## Features:

- Holding force
- Mechanical overload protection
- Enhanced ingress protection
- Corrosion protection and stainless steel tube
- Manual override option
- Virtuality maintenance free



## Benefits:

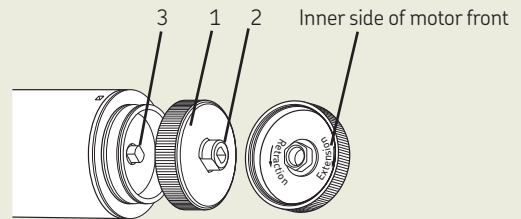
- High productivity
- Reliability and safety
- Save development time
- Cost effectiveness



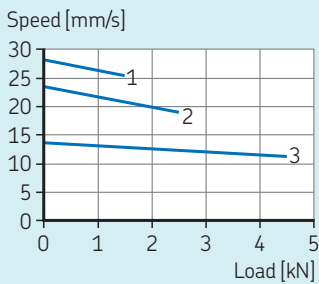
### Heading

	No option <sup>2)</sup>		With signal <sup>2)</sup>	
$L_2$ Stroke [mm]	50 – 305	306 – 700	50 – 305	306 – 700
$L_1$ retracted length	160 + stroke	211 + stroke	195 + stroke	246 + stroke

Unscrew the motor cover (1). Use the slot (2) to rotate the motor shaft (3) in the proper direction

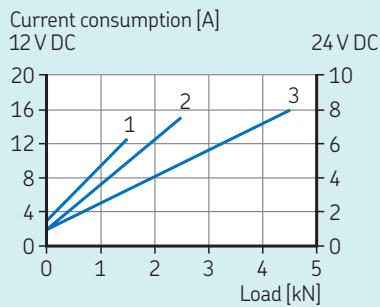


### Speed and load



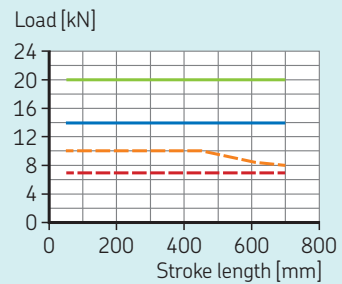
- Load variant 1
- Load variant 2
- Load variant 3

### Current load



- Load variant 1
- Load variant 2
- Load variant 3

### Static load



- Ultimate CAHB-20-xxE (push)
- Ultimate CAHB-20-xxE (pull)
- Recommended CAHB 20-xxE (push)
- Recommended CAHB 20-xxE (pull)

## Technical data CAHB 20

Designation	Symbol	Unit	CAHB 20 / 12 V			CAHB 20 / 24 V		
<b>Performance data</b>								
Rated Push Force	Push F	N	1 500	2 500	4 500	1 500	2 500	4 500
Rated Pull Force	Pull F	N	1 500	2 500	4 500	1 500	2 500	4 500
Max pull / push Force <sup>1)</sup>		N	2 600	3 800	6 300	2 600	3 800	6 300
Holding force <sup>2)</sup>		N						
Speed without load	$V_0$	mm/s	27,0	23,5	13,5	29,0	22,0	13,0
Speed with the rated force	$V$	mm/s	24,5	17,5	10,5	25,5	19,0	11,0
<b>Electric data</b>								
Nominal voltage	U	V DC	12	12	12	24	24	24
Rated current	I	A	14,5	17,0	19,5	6,0	7,5	9,0
Duty cycle	-	%	10% (85/765 s)	10% (85/765 s)	10% (85/765 s)	20% (85/340 s)	20% (85/340 s)	20% (85/340 s)
<b>Mechanical data</b>								
Stroke	s	mm	50 ... 700	50 ... 700	50 ... 700	50 ... 700	50 ... 700	50 ... 700
Backlash	$s_{backlash}$	mm	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Weight for 200 mm stroke	-	kg	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Colour	-	-	Black	Black	Black	Black	Black	Black
<b>Environment and standards</b>								
Ambient temperature	$T_{ambient}$	°C	-40 ... 85	-40 ... 85	-40 ... 85	-40 ... 85	-40 ... 85	-40 ... 85
Degree of protection	-	-	IP 69K/66M					
Standards / EMC	-	-	EN61000-6-2:2005, EN61000-6-4:2007/A1:2011					
Salt spray test	-	-	ISO 9227:2012, 250 hours					

<sup>1)</sup> Upper limit of the pull/push force limited by the clutch  
<sup>2)</sup> Ultimate Static Load, refer to the "Static load" diagrams

## Electrical specification

### Wire connection with no signal

Wire no.	AWG	Colour	Application
1	14	Red	Motor power(+)=> Extension, (-)=> Retraction
2	14	Black	Motor power(-)=> Extension, (+)=> Retraction

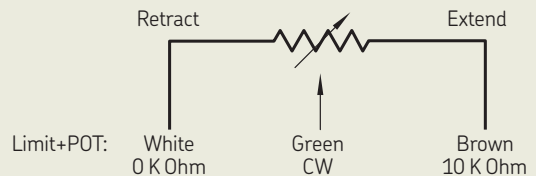
### Feedback resolution list

Actuator type	Hall sensor resolution [pulses/mm]	POT resolution [ohm/mm]
CAHB-20...E	2,76	59,06 if S = 050-125 29,53 if S = 126-250 9,84 if S = 251-700

### Wire connection with potentiometer

Wire no.	AWG	Colour	Application
1	22	Green	See picture description
2	22	White	See picture description
3	22	Brown	See picture description
4	14	Red	Motor power(+)=> Extension, (-)=> Retraction
5	14	Black	Motor power(-)=> Extension, (+)=> Retraction

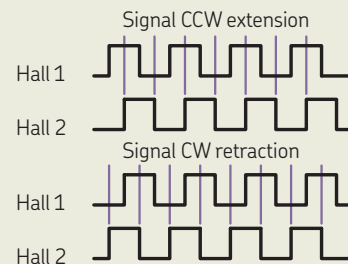
### Potentiometer



### Wire connection with encoder

Wire no.	AWG	Colour	Application
1	26	Green	Sensor signal 1 Encoder
2	26	Yellow	Sensor signal 2 Encoder
3	26	Black	Sensor power GNO Encoder
4	26	Red	Sensor power 5V Encoder
5	14	Red	Motor power(+)=> Extension, (-)=> Retraction
6	14	Black	Motor power(-)=> Extension, (+)=> Retraction

### Encoder



## Ordering key

C A H B - 2 0 - [ ] - [ ] - E - [ ] [ ] [ ] [ ] - B [ ] [ ] [ ] [ ] 0 [ ] [ ] T - 0 0 0

### Type

#### Voltage

12 V DC  
24 V DC  
12 V DC with manual override  
24 V DC with manual override

A  
B  
E  
F

#### Load

1 500 N  
2 500 N  
4 500 N

1  
2  
3

#### Design

E

#### Stroke (mm)

100  
150  
200  
250  
300  
350  
400  
450  
500  
600  
700

100  
150  
200  
250  
300  
350  
400  
450  
500  
600  
700

#### Retracted length

For a stroke length

100  
150  
200  
250  
300  
350  
400  
450  
500  
600  
700

#### Retracted length (mm)

Without POT or encoder

260  
310  
360  
410  
460  
561  
611  
661  
711  
811  
911

With POT or encoder

295  
345  
395  
445  
495  
596  
646  
696  
746  
846  
946

#### Ingress protection

Standard: IP69K/IP66M

B

#### Attachment diameter: (Front and rear)

Hole Ø13,1 H11 (+0, +0,11 mm)  
Hole Ø12,8 H11 (0, +0,11 mm)  
Hole Ø12,5 H11 (+0, +0,11mm)  
Customized

A  
B  
C  
X

#### Attachment orientation:

Standard (0°)  
30°  
60°  
90°  
120°  
150°  
Customized

A  
B  
C  
D  
E  
F  
X

#### Option 1: L.S (Limit switch)

Not available

0

#### Option 2: Feedback

None  
Potentiometer  
Encoder

O  
P  
E

#### Thermal protection

Standard: Built-in thermal switch

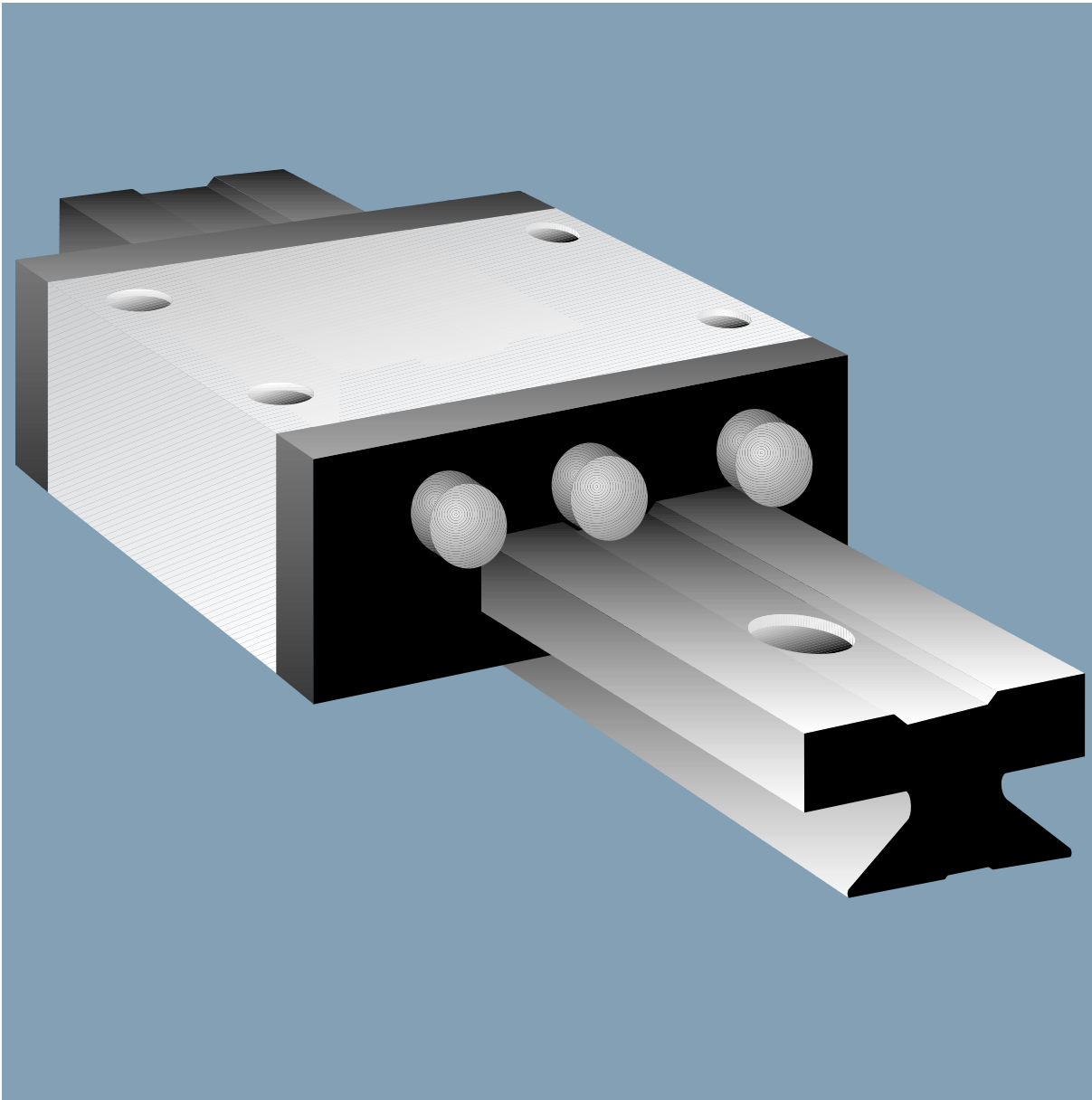
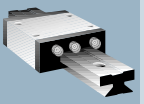
T

#### Customization

Stroke length, retracted length, cable, connector, front attachment, rear attachment, color, de-rated load

Notes: In standard, the actuators are IP69K / IP66M and equipped with GORE Automotive vent, built-in thermal protection, protection Clutch and EMC filter.





DryLin® T - Guías de deslizamiento lineales

Teléfono +34 - 936 473 950  
Fax +34 - 936 473 951

## DryLin® T - Guías de deslizamiento lineales Libres de mantenimiento, ajustables y silenciosas



Libres de corrosión

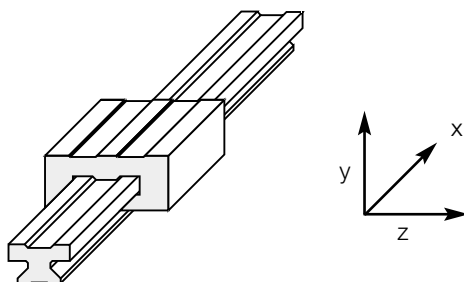
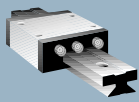
Resistentes al desgaste

Reducido coeficiente de fricción

Funcionamiento muy silencioso

No necesitan lubricantes

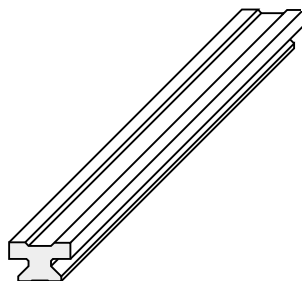




Nº. de artículo
Sistema estándar
TK-01-15-Número de carros-longitud en mm
TK-01-20-Número de carros-longitud en mm
TK-01-25-Número de carros-longitud en mm
TK-01-30-Número de carros-longitud en mm
TK-04-... -Número de carros-longitud en mm

Nº. de artículo
Sistema con cojinetes flotantes (indicar dirección y/z)
TK-01-15-Número de carros-longitud en mm, LLy/LLz
TK-01-20-Número de carros-longitud en mm, LLy/LLz
TK-01-25-Número de carros-longitud en mm, LLy/LLz
TK-01-30-Número de carros-longitud en mm, LLy/LLz
TK-04-... -Número de carros-longitud en mm, LLy/LLz

Nº. de artículo
Sistema con fijación manual
TK-15 - Número de carros-longitud en mm-HKA
TK-20 - Número de carros-longitud en mm-HKA
TK-25 - Número de carros-longitud en mm-HKA
TK-30 - Número de carros-longitud en mm-HKA



Referencia
TS-01-15, longitud en mm
TS-01-20, longitud en mm
TS-01-25, longitud en mm
TS-01-30, longitud en mm
TS-04-..., longitud en mm

## Sistemas de guías de deslizamiento lineales

### Carro montado en el carril, con holgura ajustada.

En caso de un pedido de guías de deslizamiento lineales DryLin® T completas, los carros son montados en los carriles y se preajusta la holgura.

De modo estándar, los carriles guía son cortados con una imagen de taladro simétrica (C5 = C6). Háganoslo saber con su pedido en caso de que usted requiera una imagen de taladro diferente.

En caso de que se emplee el carro como cojinete flotante en dirección y o en dirección z, entonces hay que poner el signo LLy ó bien LLz detrás del número de artículo.

El ejemplo de pedido nombra un sistema completo de 700 mm de longitud en el tamaño 25, compuesto de 2 carriles guía con dos carros cada uno. Un lado tiene que ser ejecutado como cojinete flotante en dirección y.

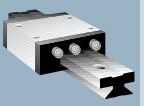
Ejemplo           TK-01-25-2,700  
de pedido:       TK-01-25-2, 700, LLy

## Carriles guía, por separado

Los carriles guía pueden ser encargados individualmente en la longitud deseada. El número de pedido completo resulta del nº. de artículo en la tabla de al lado junto con la longitud deseada en mm.

Ejemplo de pedido: TS-01-15, 2000

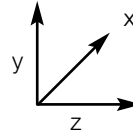
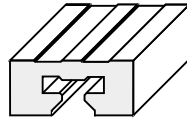
para un carril guía TS-01-15 de 2 m de longitud.



## Carriles guía, por separado

Al igual que los carriles, el carro guía también puede pedirse por separado.

El siguiente ejemplo de número de pedido nombra el número de artículo cuando se quiere encargar el carro guía como cojinete fijo.



Ejemplo de pedido: TW-01-20

En caso de que se emplee el carro como cojinete flotante en dirección y o en dirección z, entonces hay que poner el signo LLy ó bien LLz detrás del número de artículo. La entrega tiene lugar entonces sin los elementos guía correspondientes.

Ejemplo de pedido: TW-01-20 LLy

para un carro guía TW-01-20, ejecución como cojinete flotante en dirección y.

En caso de que se emplee el carro con fijación manual, entonces hay que poner el signo HKA detrás del número de artículo.

Ejemplo de pedido: TW-01-20 HKA

para un carro guía TW-01-20, ejecución con fijación manual.

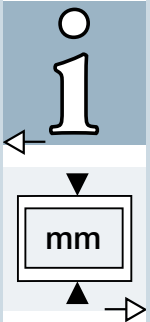
N° de artículo Estandar
TW-01-15
TW-01-20
TW-01-25
TW-01-30
TW-04-...

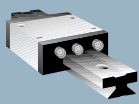
N° de artículo Flotante en dirección y	N° de artículo Flotante en dirección z
TW-01-15 LLy	TW-01-15 LLz
TW-01-20 LLy	TW-01-20 LLz
TW-01-25 LLy	TW-01-25 LLz
TW-01-30 LLy	TW-01-30 LLz
TW-04-... LLy	TW-04-... LLz

N° de artículo Con fijación manual
TW-01-15 HKA
TW-01-20 HKA
TW-01-25 HKA
TW-01-30 HKA

DryLin® T - Guías de  
deslizamiento  
lineales

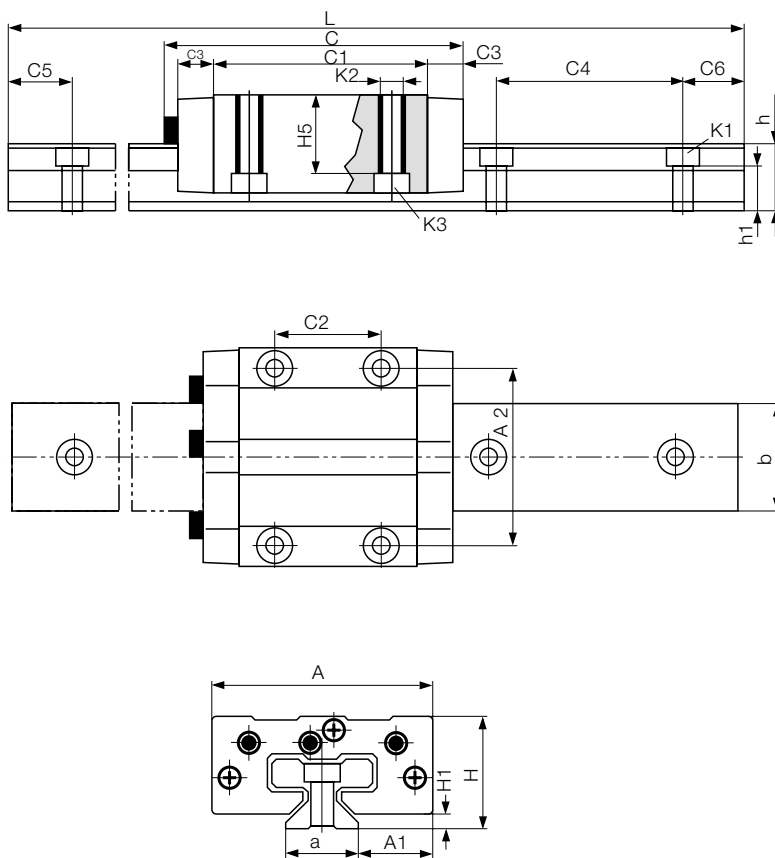
Teléfono +34 - 936 473 950  
Fax +34 - 936 473 951





# DryLin® T - Gama de productos

DryLin® T - Guías de deslizamiento lineales



Teléfono +34 - 936 473 950  
Fax +34 - 936 473 951

igus® S.L.

## DryLin® T - Carriles guía

Nº. de artículo	peso [kg/m]	L max. [mm]	a -0.2 [mm]	C4 [mm]	C5 mín. [mm]	C5 máx. [mm]	C6 mín. [mm]	C6 máx. [mm]	h [mm]	h1 [mm]	K1 para tornillo DIN 912	b [mm]	ly [mm²]	lz [mm²]	Wby [mm³]	Wbz [mm³]
TS-01-15	0.6	3960	15	60	20	49	20	49	15.5	10.0	M 4	22	6440	4290	585	488
TS-01-20	1.0	3960	20	60	20	49	20	49	19.0	12.3	M 5	31	22570	11520	1456	1067
TS-01-25	1.3	3960	23	60	20	49	20	49	21.5	13.8	M 6	34	34700	19300	2041	1608
TS-01-30	1.9	3960	28	80	20	59	20	59	26.0	15.8	M 8	40	70040	40780	3502	2832

## DryLin® T - Carros

Nº. de artículo	peso [kg]	H ±0.35 [mm]	A [mm]	C [mm]	A1 ±0.35 [mm]	A2 [mm]	C1 [mm]	C2 [mm]	C3 [mm]	H1 ±0.35 [mm]	H5 [mm]	K2 Rosca	Apriete máx. [Nm]	K3 para tornillo DIN 912
TW-01-15	0.11	24	47	74	16.0	38	50	30	9	4.0	16.0	M 5	1.5	M 4
TW-01-20	0.19	30	63	87	21.5	53	61	40	10	5.0	19.8	M 6	2.5	M 5
TW-01-25	0.29	36	70	96	23.5	57	68	45	11	5.0	24.8	M 8	6.0	M 6
TW-01-30	0.50	42	90	109	31.0	72	79	52	12	6.5	27.0	M 10	15.0	M 8

Plazo de entrega: del almacén

Indicación para el pedido: Página 27.14

Internet [www.igus.es](http://www.igus.es)  
email [info@igus.es](mailto:info@igus.es)



## Special properties

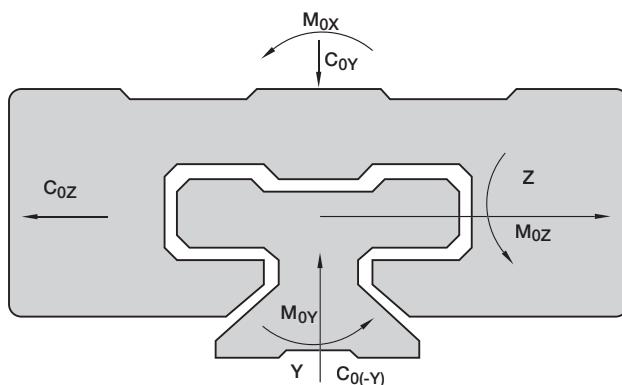
- With a low rate of inertia, high accelerations and short term extreme speeds up to 30 m/s are possible
- DryLin®T linear guide systems run dry. Dirt cannot settle in lubricants
- Recommended for use in food, medical, and clean room technologies, as no lubricants are present
- The corrosion resistance of DryLin® T means that it can also be used in wet environments
- High pressure washdown does not damage the system
- Vibration dampening and extremely quiet operation
- The aluminium rail provides good thermal dissipation. The aluminium only retains heat at continuously high speeds
- The combination of anodized aluminium and iglidur® J results in a low initial breakaway force
- DryLin® T is dimensionally interchangeable with standard ball bearing systems



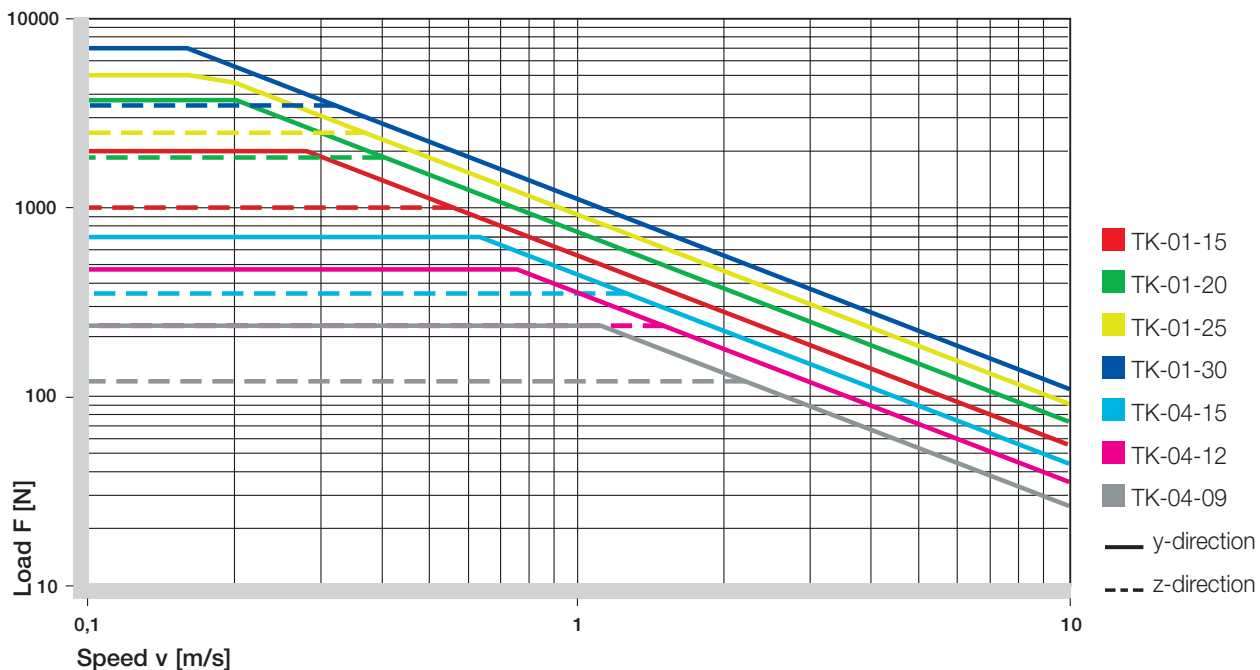
Picture 60.1: DryLin® T in a demanding packaging machine application

Type	$C_{0Y}$ [kN]	$C_{0(-Y)}$ [kN]	$C_{0Z}$ [kN]	$M_{0X}$ [Nm]	$M_{0Y}$ [Nm]	$M_{0Z}$ [Nm]
04-09	0,48	0,48	0,24	3,4	1,8	1,8
04-12	0,96	0,96	0,48	9,2	4,4	4,4
04-15	1,4	1,4	0,7	17	8	8
01-15	4	4	2	32	25	25
01-20	7,4	7,4	3,7	85	45	45
01-25	10	10	5	125	65	65
01-30	14	14	7	200	100	100

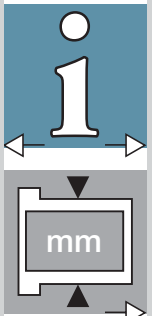
Table 61.1: DryLin® T-01 – Permissible static load capacity



Graph 61.1: Designation of load directions



Graph 61.2: DryLin® T – Permissible dynamic load



## Low-profile guide rails



TS-04



Complete system



**Order key**  
complete system ▶ Page 928

Type

**TS - 04 - 07**

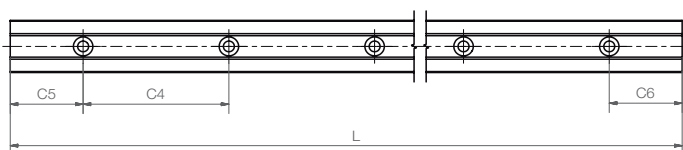
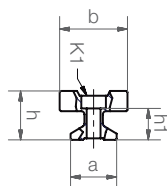
Guide rails

Miniature

Installation size



**Curved rail profiles**  
▶ Page 844



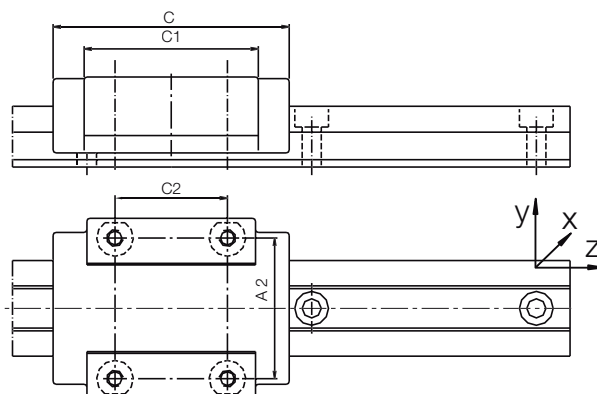
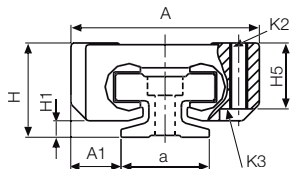
### Dimensions [mm]

Part No.	Weight [kg/m]	L Max.	a -0.2	C4	C5		C6		h	h1	K1 for screw DIN 912	b	ly [mm <sup>4</sup> ]	lz [mm <sup>4</sup> ]	Wby [mm <sup>3</sup> ]	Wbz [mm <sup>3</sup> ]
					min.	Max.	min.	Max.								
TS-04-07	0.08	2,000	7	15	5	12	5	12	5.5	3.7	M2	8	131	90	32	29
TS-04-09	0.11	2,000	9	20	5	14.5	5	14.5	6.3	4.6	M2	9.6	252	169	52	49
TS-04-12	0.20	2,000	12	25	5	17.0	5	17.0	8.6	5.9	M3	13	856	574	132	120
TS-04-15	0.33	3,000	15	40	10	29.5	10	29.5	10.8	7.0	M3	17	2,420	1,410	285	239

### Miniature carriage – standard



TW-04



### Dimensions [mm]

Part No.	Weight [g]	H ±0.2	A -0.2	C ±0.3	A1 ±0.35	A2	C1	C2	H1 ±0.35	H5	K2 th- read	Torque [Nm]	K3 for screw DIN 912
TW-04-07	8	8	17	23	5	12	21	8	1.5	-	M2	0.25	-
TW-04-09	17	10	20	29	5.5	15	18	13	1.7	7.2	M2	0.25	M2
TW-04-12	34	13	27	34	7.5	20	22	15	2.2	9.5	M3	0.50	M2 (M3) <sup>77)</sup>
TW-04-15	61	16	32	42	8.5	25	31	20	2.8	11	M3	0.50	M2 (M3) <sup>77)</sup>

<sup>77)</sup> (M...) = bored out

## Adjustable miniature guide carriage



TWE-04



Complete system



Order key  
complete system ▶ Page 928

Type

**TWE - 04 - 12**

Guide carriages

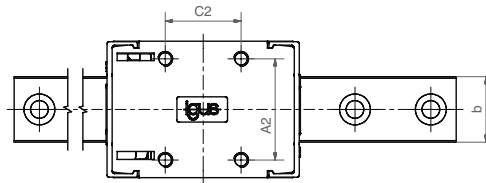
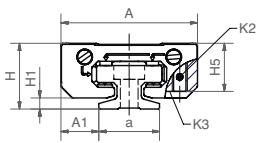
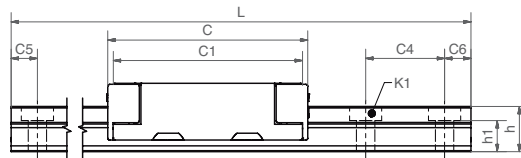
Adjustable clearance

Miniature

Installation size



High corrosion resistance by  
use of re-coating finish



### Dimensions [mm]

Part No.	Weight	H	A	C	A1	A2	C1	C2	H1	H5	K2 thread	K3 for screw
	[g]	±0.2	-0.2	±0.3	±0.35				±0.35			DIN 912
TWE-04-12	36	13	27	38	7.5	20	36	15	2.2	9.5	M3	M2
TWE-04-15	61	16	32	45	8.5	25	31	20	2.8	11	M3	M2



Press in, turn, snap into place



Tool: Screwdriver with 3 mm edge width



Right side: Setting the height clearance



Left side: Setting the lateral clearance

Can be combined with:



TS-04-...



Technical data  
▶ Page 917





## SOLDADOS RECTANGULARES

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



### PESO EN KG/M PARA ESPEORES DE:

Espesor (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12	12,5
<b>16x10</b>	0,38	0,56	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>20x10</b>	0,46	0,66	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>20x15</b>	0,54	0,78	1,01	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>25x10</b>	0,54	0,78	1,01	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>25x15</b>	0,62	0,90	1,16	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>25x20</b>	0,70	1,02	1,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>30x10</b>	0,62	0,90	1,16	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>30x15</b>	0,70	1,02	1,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>30x20</b>	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>30x25</b>	0,87	1,27	1,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>35x10</b>	0,70	1,02	1,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>35x15</b>	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>35x20</b>	0,87	1,27	1,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>35x25</b>	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x10</b>	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x15</b>	0,87	1,27	1,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x20</b>	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x25</b>	1,03	1,52	1,99	2,70	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x27</b>	-	-	2,80	2,80	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>40x30</b>	1,10	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	2,15	-	-
<b>40x35</b>	-	1,76	2,31	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x10</b>	-	1,27	1,65	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x15</b>	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x20</b>	-	1,52	1,99	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x25</b>	-	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x30</b>	-	1,76	2,31	3,19	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>45x35</b>	-	1,88	2,48	3,43	4,37	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x10</b>	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x15</b>	1,03	1,52	1,99	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x20</b>	-	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x25</b>	-	1,76	2,31	3,19	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x30</b>	-	1,88	2,47	3,43	4,37	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x35</b>	-	2,00	2,64	3,68	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>50x40</b>	-	2,13	2,80	3,92	5,02	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x10</b>	-	1,63	2,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x15</b>	-	1,76	2,31	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x20</b>	-	1,88	2,48	3,43	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x25</b>	-	2,00	2,64	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x30</b>	-	2,13	2,80	3,92	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>60x40</b>	-	2,37	3,13	4,42	5,67	6,82	7,86	-	-	-	-	-
<b>60x50</b>	-	2,64	3,45	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>70x20</b>	-	2,13	2,80	-	-	-	-	-	-	-	-	-



**Standard-Scharniere Stahl**, mit Messingstift, verzinkt gelb chromatiert  
**Standard hinges steel**, with pin in solid brass, galvanized with zinc yellow chromated  
**Charnières standard acier**, goupille laiton massif, chromaté jaune avec zinc  
**Bisagras standard acero**, con clavija latón puro, galvanizado de cinc cromado amarillo  
**Cerniere standard acciaio**, con perno ottone puro, zincato cromato giallo



Artikel - Nr. Article - No. Article - No. Artículo - No. Articolo - No.	Ausf. Finish Finition Acabdo. Esecuz.									
		L	B	S	Stck Pcs.			S		
<b>Type A</b>										
0222-	.36	25 x 20		1,00	4	2,0/4,3	1000	50		
0222-	.36	30 x 22		1,00	4	2,0/4,3	1000	50		
0222-	.36	40 x 26		1,00	4	2,5/4,9	500	50		
0222-	.36	50 x 31		1,50	4	3,0/5,8	500	20		
0222-	.36	60 x 34		1,50	6	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	70 x 38		1,50	6	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	80 x 41		1,50	6	3,5/6,8	200	20		
0222-	.36	90 x 46		1,50	6	3,5/6,8	200	20		
0222-	.36	100 x 52		1,50	8	4,0/7,8	100	20		
<b>Type B</b>										
0222-	.36	30 x 26		1,00	4	2,5/4,9	1000	50		
0222-	.36	40 x 32		1,00	4	3,0/5,8	500	50		
0222-	.36	50 x 39		1,50	4	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	60 x 46		1,50	6	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	70 x 51		1,50	6	3,5/6,8	250	20		
0222-	.36	80 x 58		1,50	6	3,5/6,8	100	20		
0222-	.36	90 x 63		1,50	6	3,5/6,8	100	20		
0222-	.36	100 x 72		1,50	8	4,0/7,8	100	20		
<b>Type C</b>										
0222-	.36	25 x 25		1,00	4	2,5/4,9	1000	50		
0222-	.36	30 x 30		1,00	4	2,5/4,9	1000	50		
0222-	.36	40 x 40		1,00	4	2,5/4,9	500	50		
0222-	.36	50 x 50		1,50	6	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	60 x 60		1,50	6	3,0/5,8	200	20		
0222-	.36	70 x 70		1,50	6	3,5/6,8	100	20		
0222-	.36	80 x 80		1,50	6	3,5/6,8	100	20		
0222-	.36	90 x 90		1,50	6	4,0/7,8	100	20		
0222-	.36	100 x 100		1,50	8	4,0/7,8	50	20		
<b>Type D</b>										
0222-	.36	25 x 38		1,00	6	2,5/4,9	1000	50		
0222-	.36	30 x 45		1,00	6	3,0/5,8	500	50		
0222-	.36	40 x 60		1,50	6	3,0/5,8	250	20		
0222-	.36	50 x 75		1,50	8	3,5/6,8	200	20		
0222-	.36	60 x 90		1,50	8	3,5/6,8	100	20		
0222-	.36	70 x 105		1,50	8	4,0/7,8	50	20		
0222-	.36	80 x 120		1,50	8	4,0/7,8	50	20		
0222-	.36	100 x 145		1,50	8	4,0/7,8	50	20		

Weitere Varianten auf Anfrage  
 Other variations available upon enquiry  
 Autres variantes sur demande  
 Más variantes a pedido del cliente  
 Altre varianti su richiesta

natürliche Größe  
 actual size  
 grandeur naturelle  
 tamaño natural  
 grandezza naturale



## TORNILLOS MODELO DIN 931

Cabeza hexagonal.  
Media rosca.  
Cincado, pulido o  
inoxidable A2



## TORNILLOS MODELO DIN 933

Cabeza hexagonal.  
Forma embutida.  
Cincado, cincado/  
bicromatado.



## TORNILLOS MODELO DIN 912

Cabeza cilíndrica:  
Allen clase 8.8  
Negro, 2n, inox.



## ESPÁRRAGOS ALLEN MODELO DIN 913/914/916

Espárragos allen.  
Acero 45H pavonado.



## TORNILLOS MODELO DIN 84

Cabeza cilíndrica.  
Ranurado.  
Cincado, cincado/  
bicromatado,  
niquelado/  
cincado negro.



## TORNILLOS MODELO DIN 85

Cabeza alomada.  
Ranurado.  
Cincado/  
bicromatado.



## TORNILLOS MODELO DIN 963

Cabeza avellanada.  
Ranurado.  
Cincado.



## TORNILLOS MODELO DIN 965

Cabeza avellanada.  
Mortaja Philips (H).  
Cincado, niquelado/  
cincado negro.



## TORNILLOS MODELO DIN 966

Cabeza gota de sebo.  
Mortaja Philips (H).  
Cincado, niquelado/  
cincado negro.



## TORNILLOS MODELO DIN 7985

Cabeza alomada.  
Mortaja Philips (H).  
Cincado, niquelado/  
cincado negro,  
cincado/bicromatado.



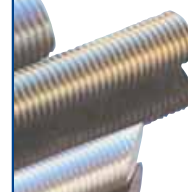
## TORNILLOS MODELO DIN 7991

Cabeza avellanada:  
Allen clase 10.9  
Negro, 2n, inox.



## VARILLA ROSCADA

Bruto, hierro cincado, inoxidable,  
hierro 8.8 pavonado, 8.8 cincada,  
latón.



## ARANDELAS MODELO DIN 125 A

Arandela plana de hierro  
y de estanqueidad.  
Lisa.



## TUERCAS DE ROSCA MÉTRICA MODELO DIN 934 C8

Tuerca hexagonal.  
Acero clase 8



## TUERCAS DE ROSCA MÉTRICA MODELO DIN 985

Tuerca autoblocante C8  
Cincadas-inserto de nylon.



## TUERCAS DE ROSCA MÉTRICA MODELO DIN 315

Palomillas cincadas.



## TUERCAS DE ROSCA MÉTRICA MODELO DIN 986

Tuerca ciega.  
Cincadas.



## ARANDELAS MODELO DIN 9021

Arandela plana de hierro y  
estanqueidad.  
Arandela de carrocer.



## ARANDELAS MODELO DIN 6798 J

Arandelas grower y dentadas  
de hierro pavonado.  
Dentado interior ADI.



## ARANDELAS MODELO DIN 6798 A

Arandelas grower y dentadas  
de hierro pavonado.  
Dentado exterior ADE.



## ARANDELAS GROWER MODELO DIN 127 B

Arandelas grower y dentadas  
de hierro pavonado.  
Sección rectangular.  
Forma lisa.



# Tornillería



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7971

Cabeza alomada.  
Ranurado.  
Punta forma C.  
Cincado, cincado negro, lacado blanco o inoxidable A2



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7981

Cabeza alomada.  
Mortaja Philips (H).  
Punta forma C.  
Cincado, cincado negro, lacado blanco o inoxidable A2



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7972

Cabeza avellanada.  
Ranurado.  
Punta forma C.  
Cincado o inoxidable A2



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO FST

Cabeza baja.  
Mortaja Philips (H).  
Punta broca. Rosca chapa.  
Cincado, cincado negro o lacado blanco.



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7982

Cabeza avellanada.  
Mortaja Philips (H).  
Punta forma C.  
Cincado, cincado negro, lacado blanco o inoxidable A2



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7983

Cabeza gota de sebo.  
Mortaja Philips (H).  
Punta forma C.  
Cincado, cincado negro.



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7504 N

Cabeza alomada.  
Mortaja Philips (H).  
Punta broca.  
Cincado, cincado negro o inoxidable A2



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO CE

Cierre embutido.  
Cabeza extraplana. Mortaja Philips (H2).  
Cincado, cincado negro, lacado blanco o inoxidable A2



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7504-P

Cabeza avellanada.  
Mortaja Philips (H).  
Punta broca.  
Cincado, cincado negro o inoxidable A2



## TORNILLOS ROSCA CHAPA MODELO DIN 7504-K

Cabeza hexagonal.  
Arandela estampada.  
Punta broca.  
Cincado.



## TORNILLO ROSCA CHAPA MODELO CH88H

Cabeza alomada ancha.  
Mortaja Philips (H).  
Punta forma C.  
Cincado o cincado negro.



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO CET

Cierre embutido.  
Cabeza extraplana.  
Mortaja Philips (H2).  
Autotaladrante.  
Cincado, cincado negro, lacado blanco o inoxidable A2



## JUNQUILLOS

Ref. CHJ Junquillo rosca chapa.  
Ref. RJ Junquillo rosca rápida.  
Ref. TJ Junquillo rosca metales.



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO CAHP

Envolvente.  
Rosca chapa.  
Mortaja Philips.  
Punta C.  
Cincado o inoxidable A2



## TORNILLOS PARA MADERA MODELO DIN 7505 A (VELO X)

Cabeza avellanada.  
Mortaja Pozzi (Z).  
Filete agudo 40°  
Lubricado.  
Cincado, cincado negro, latonado, bicromatado o inoxidable A2



## TORNILLOS PARA MADERA REF. RA 81

Cabeza alomada.  
Mortaja Philips (H).  
Doble filete.  
Cincado.



## TORNILLOS PARA MADERA MODELO DIN 571

Cabeza hexagonal.  
Tirafondo, rosca madera.  
Cincado.



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO 75HA

Cabeza alomada ancha.  
Mortaja Philips (H).  
Cincado o cincado negro.



## TORNILLOS PARA MADERA REF. RA 82

Cabeza avellanada.  
Mortaja Philips (H).  
Doble filete.  
Cincado.



## TORNILLO MODELO DIN 603

Tornillo con cuello cuadrado.  
Inoxidable A2.  
Cincado.



## TORNILLO EMBELLECEDOR PARA MADERA

Ranurado.  
Niquelado o latonado.



## TORNILLO CARPINTERÍA ALUMINIO MODELO FM

Cabeza extraplana.  
Mortaja TORX T 20



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANEXO IV: PLANOS**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

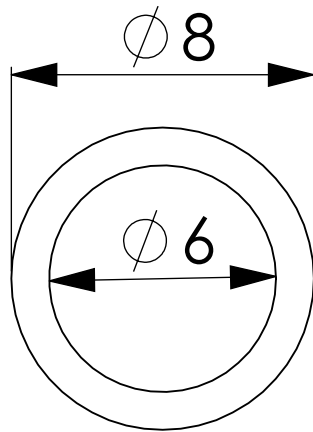
**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**

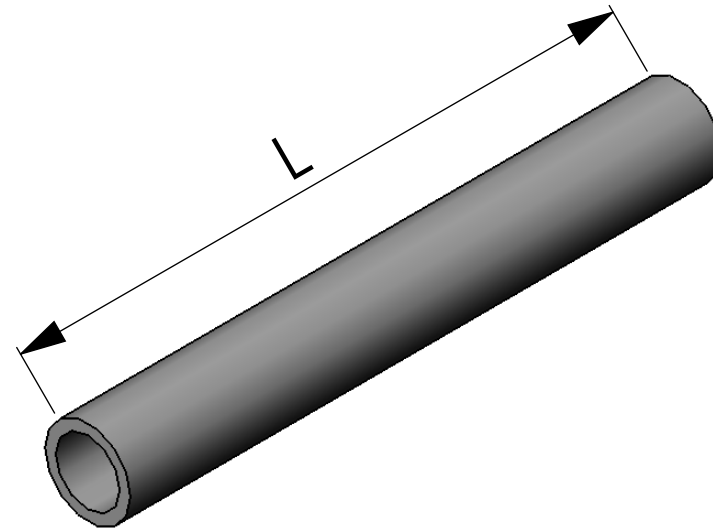


## Índice Anexo IV: Planos

1. Plano casquillos .....	4
2. Plano perfil rectangular .....	5
3. Plano perfil T – respaldo .....	6
4. Plano perfil T – reposapiés.....	7
5. Plano base tijera y reposapiés .....	8
6. Plano base respaldo.....	9
7. Plano chapa respaldo.....	10
8. Plano chapa reposapiés.....	11
9. Plano chapa base asiento .....	12
10. Plano horquilla actuador – respaldo.....	13
11. Plano horquilla actuador – base de asiento .....	14
12. Plano horquilla actuador – movimiento lateral .....	15
13. Plano horquilla actuador – tijera.....	16
14. Plano horquilla tijera – apoyos A y C .....	17
15. Plano horquilla tijera – apoyos B y E.....	18
16. Plano elementos de sujeción .....	19
17. Plano conjunto mecanismos silla .....	20
18. Plano subconjunto tijera elevadora .....	21
19. Plano subconjunto respaldo .....	22
20. Plano subconjunto base del asiento.....	23
21. Plano subconjunto reposapiés .....	24



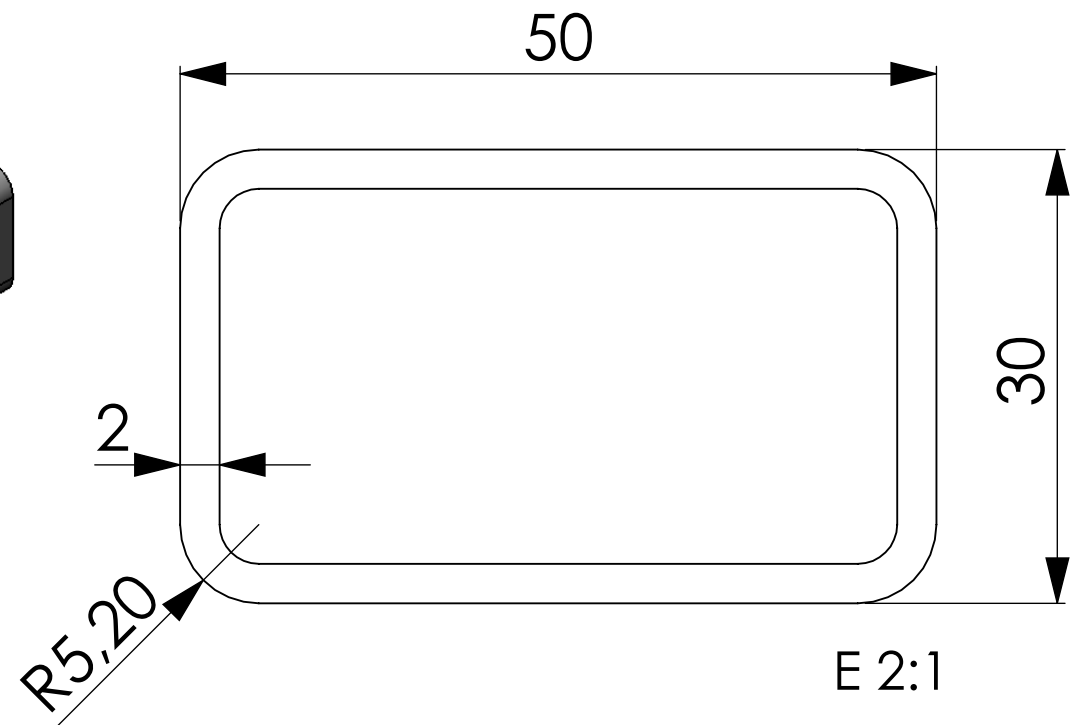
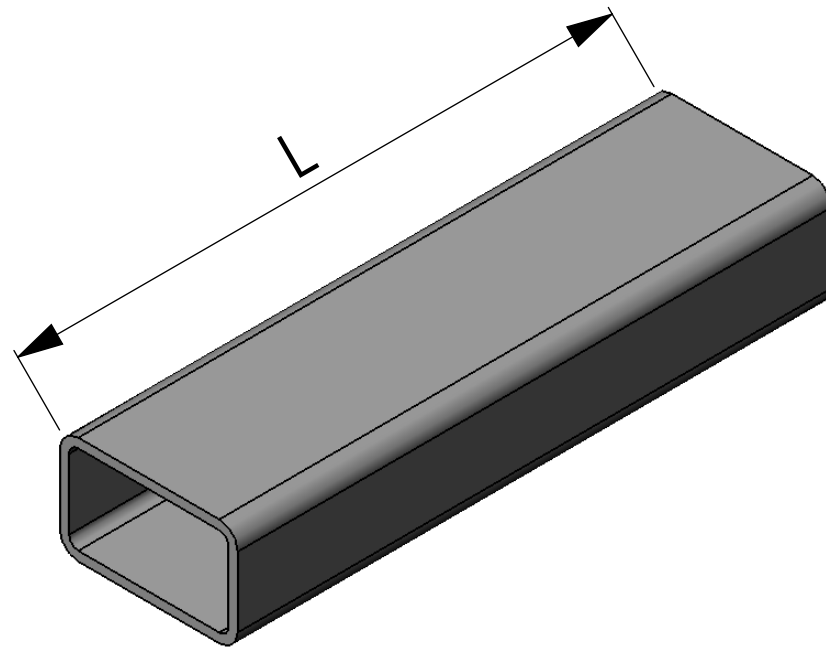
E 5:1



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

		Cantidad
1. Casquillo para horquilla - Tijera elevadora apoyos A y C	L = 55,4 mm	x4
2. Casquillo para horquilla - Tijera elevadora apoyo B	L = 49 mm	x2
3. Casquillo para horquilla -Tijera elevadora apoyo D	L = 60 mm	x2
4. Casquillo para horquilla -Tijera elavadora apoyo E	L = 79,5 mm	x2
5. Casquillo para horquilla - Movimiento lateral	L = 28 mm	x6
6. Casquillo para horquilla actuador - Respaldo	L = 220,4 mm	x2
7. Casquillo para horquilla actuador -Tijera elevadora	L = 85 mm	x1
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 5:1	<b>Casquillos</b>	<b>Nº Plano: 1</b>

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

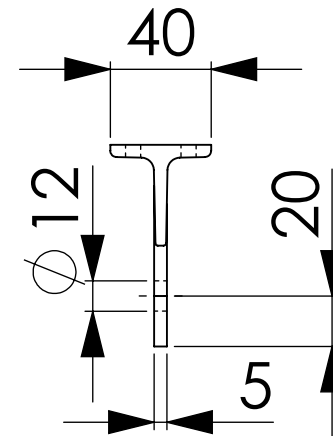
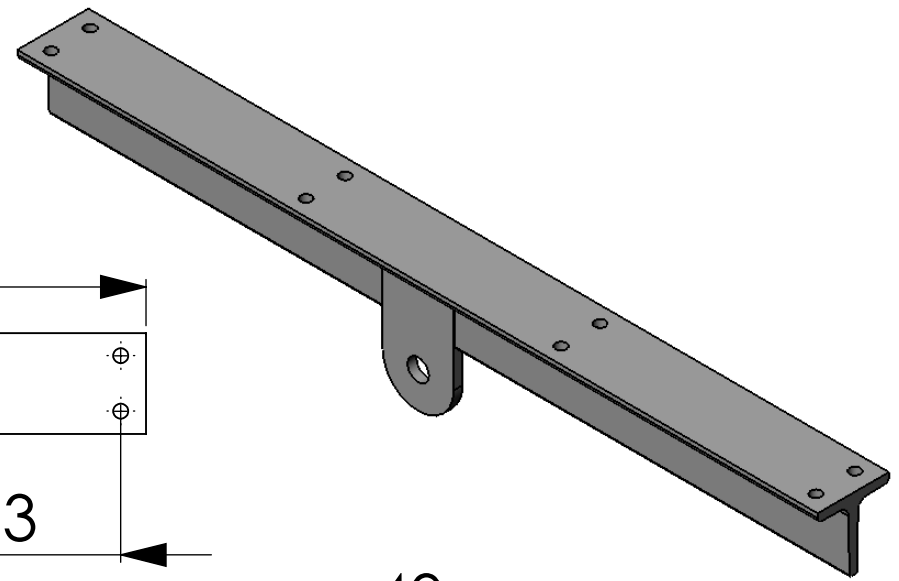
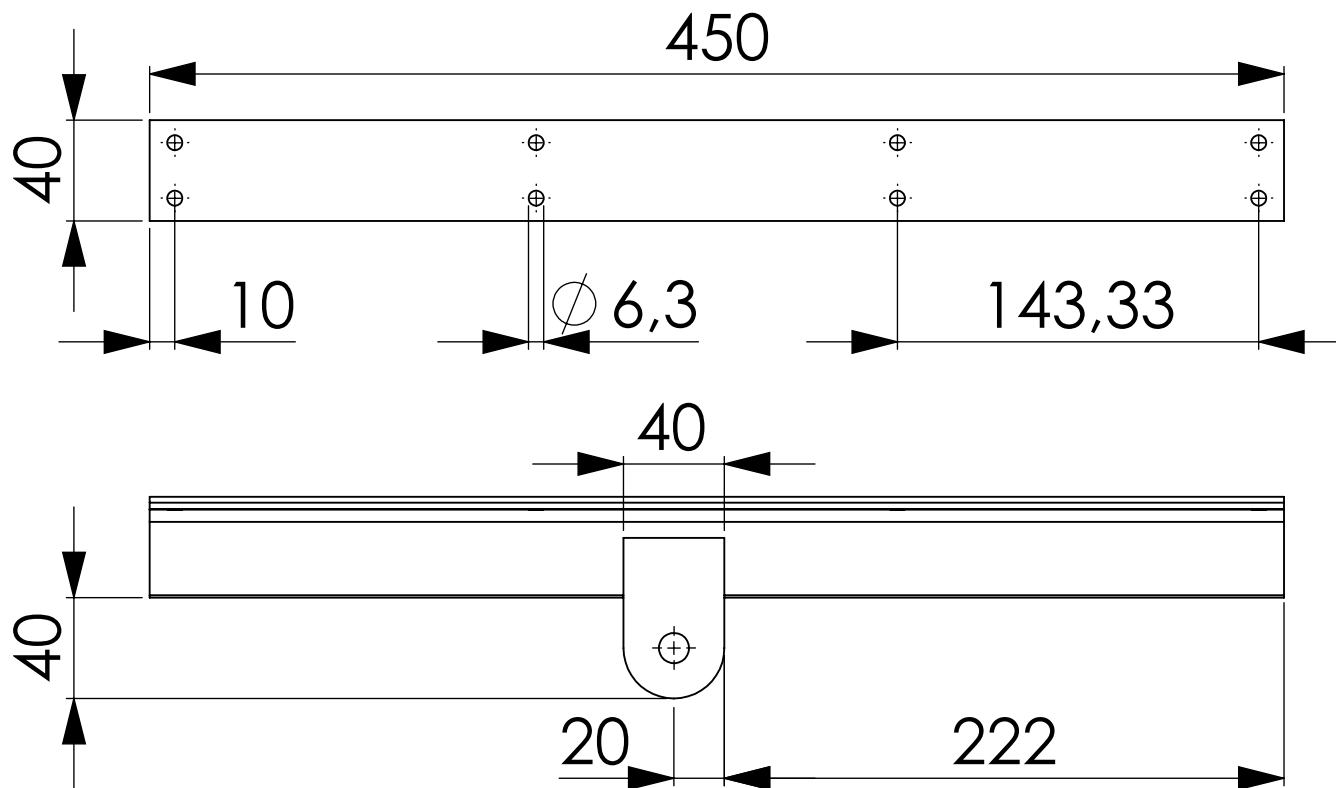


Material: Acero Inox. AISI 304  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

		Cantidad
1. Bastidor exterior -Tijera elevadora	L = 46,1 mm	x2
2. Bastidor interior - Tijera elevadora	L = 46, 1 mm	x2
3. Perfil para unión de carros portátiles - Mov. Lateral	L = 166,1 mm	x6
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 2:1	Perfil rectangular	Nº Plano: 2

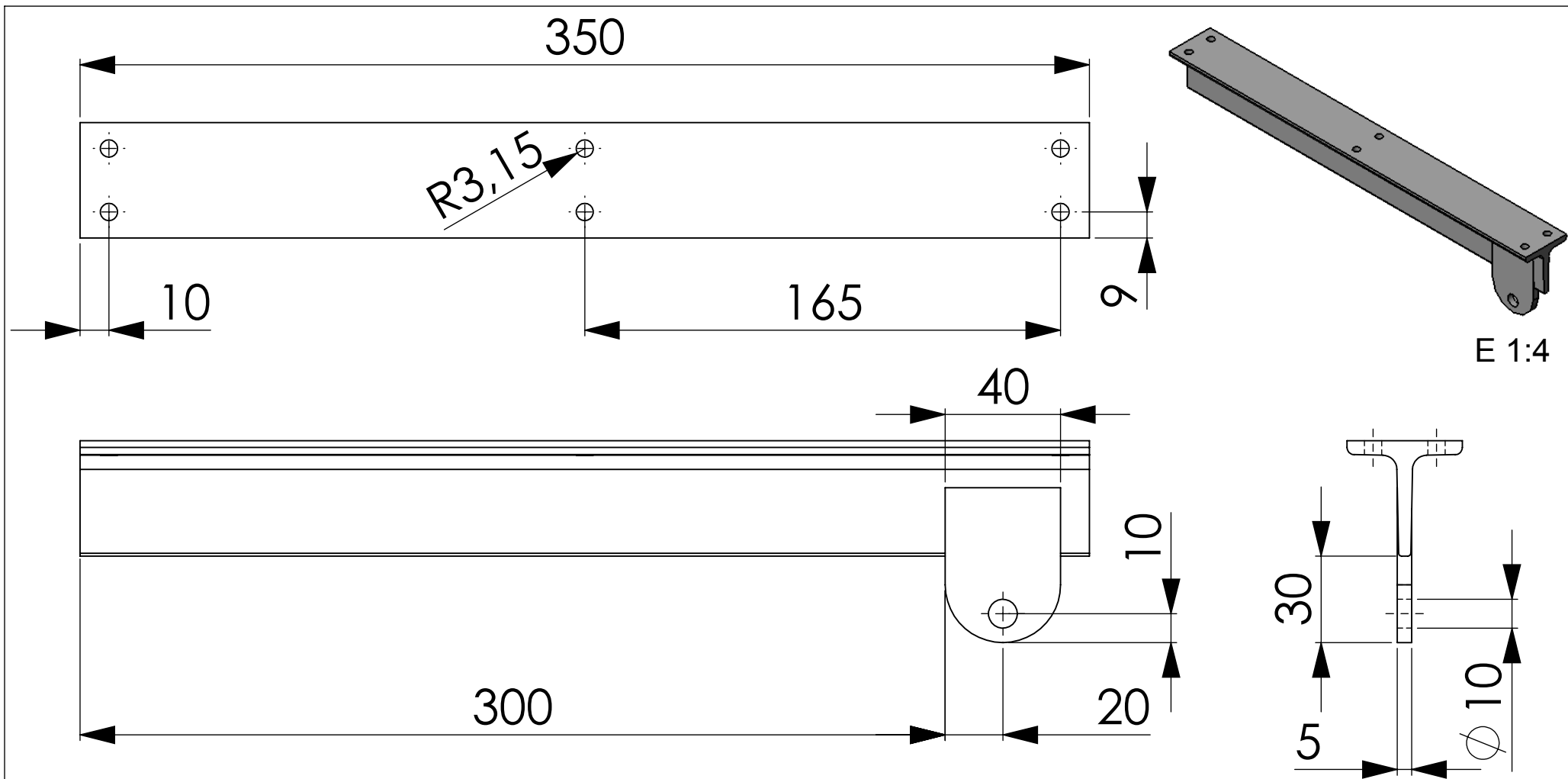




Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

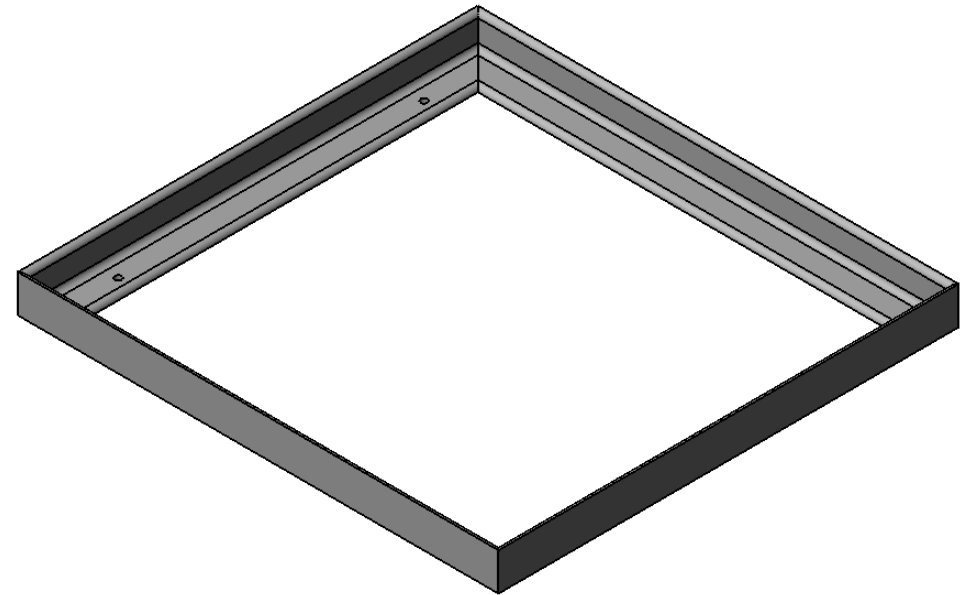
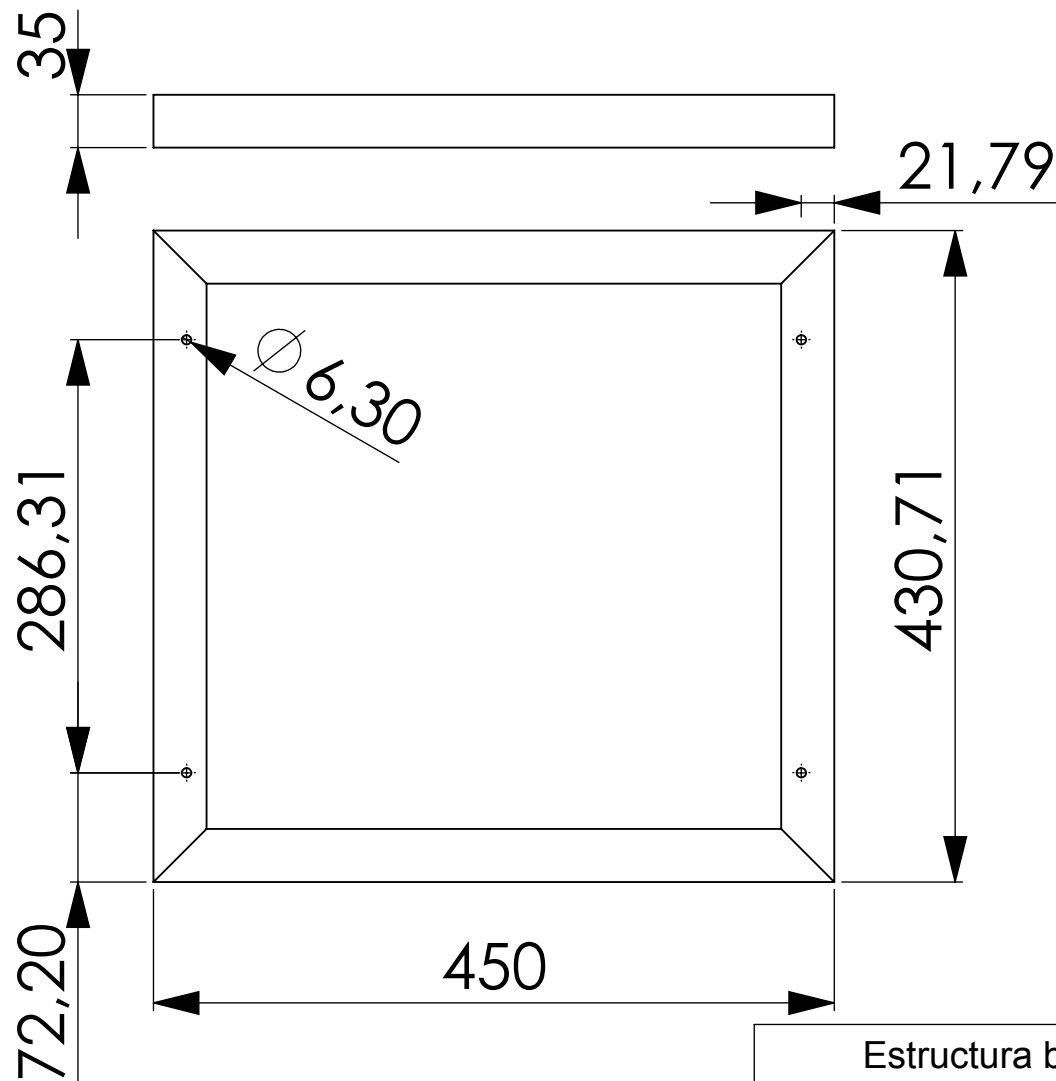
Rigidizador para respaldo		Perfil T-40-5	Cantidad: x2
Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica			
Fecha	Julio 2017		<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:3	Perfil T Respaldo		Nº Plano: 3.A.



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

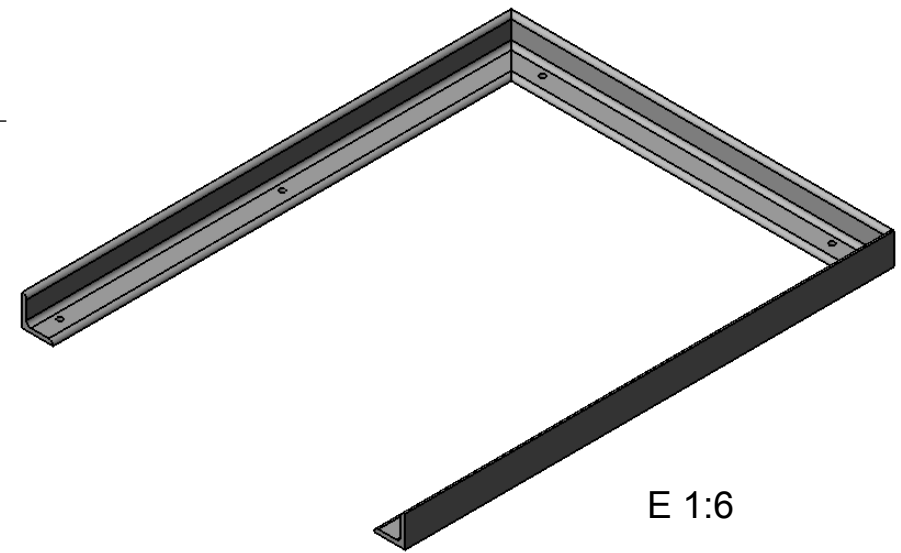
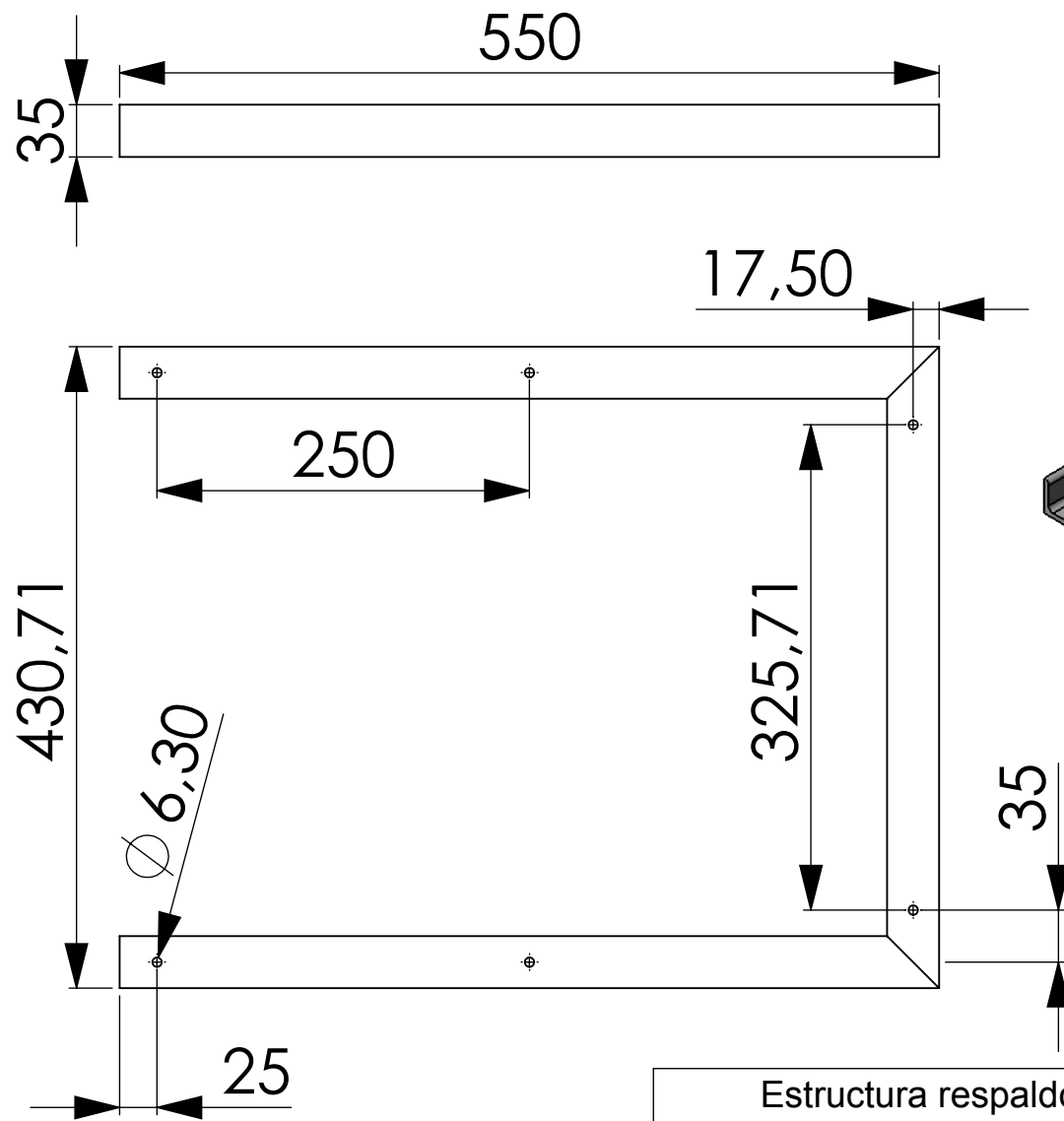
Rigidizador para reposapiés		Perfil T-40-5	Cantidad: x1
Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica			
Fecha	Julio 2017		<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:2	Perfil T Reposapiés		Nº Plano: 3.B.



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Estructura base tijera	Cantidad: x2	Perfil L 35x35x4 mm	x4
Estructura reposapiés	Cantidad: x1	Perfil L 35x35x4 mm	x4
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>			
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:5	<b>Base perfil L</b>		<b>Nº Plano: 4.A.</b>

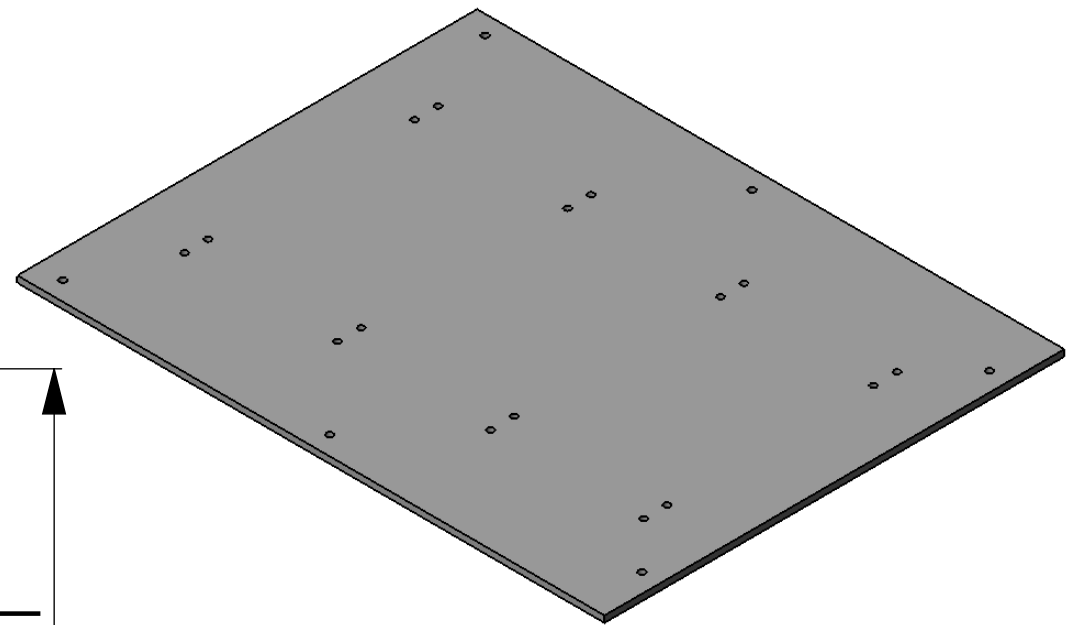
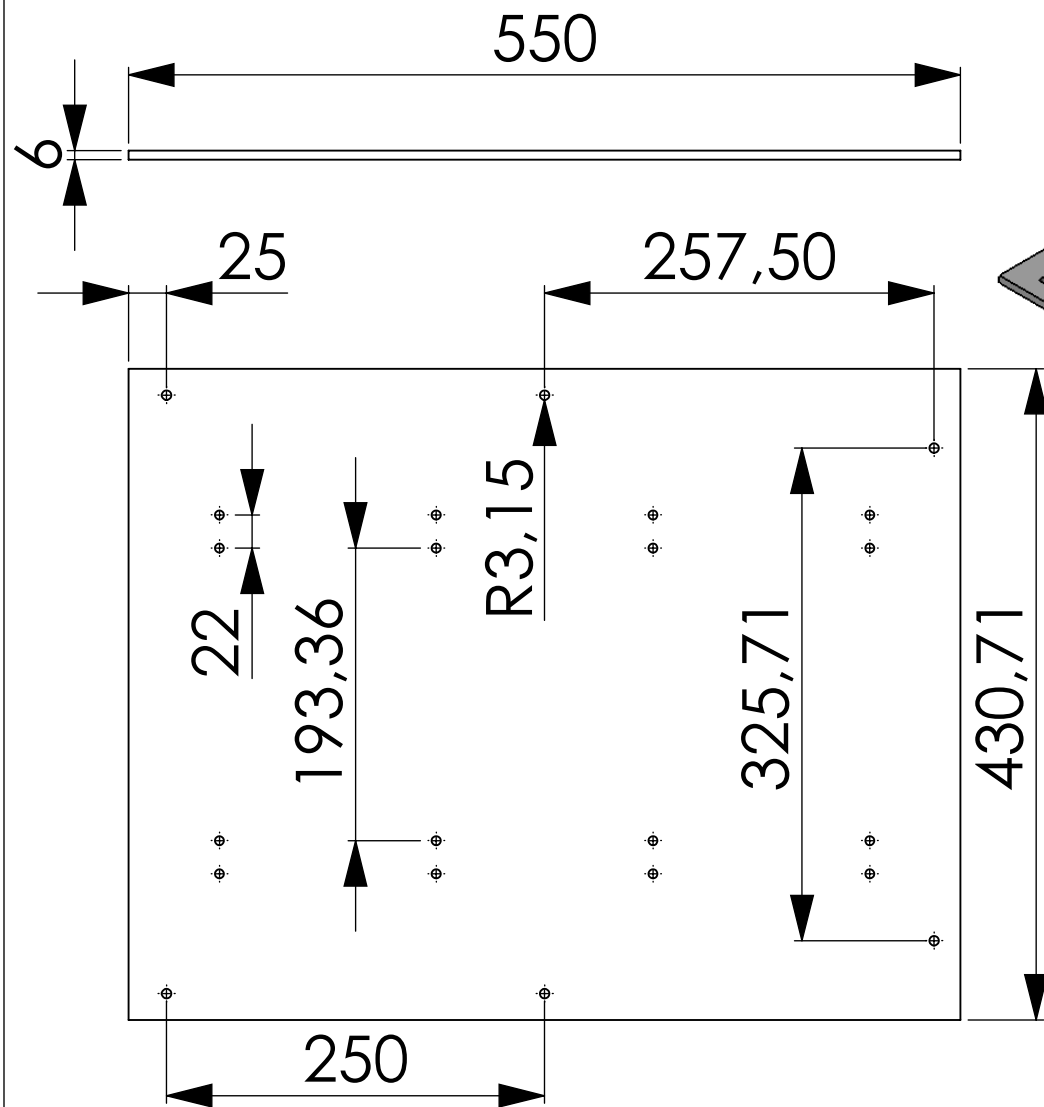
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

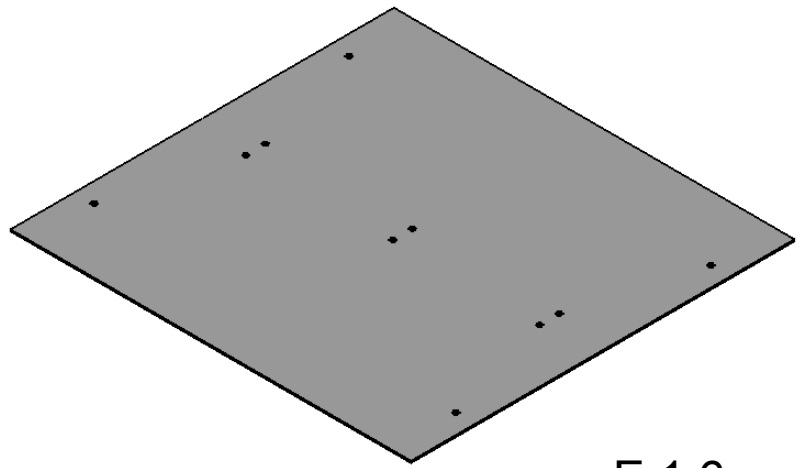
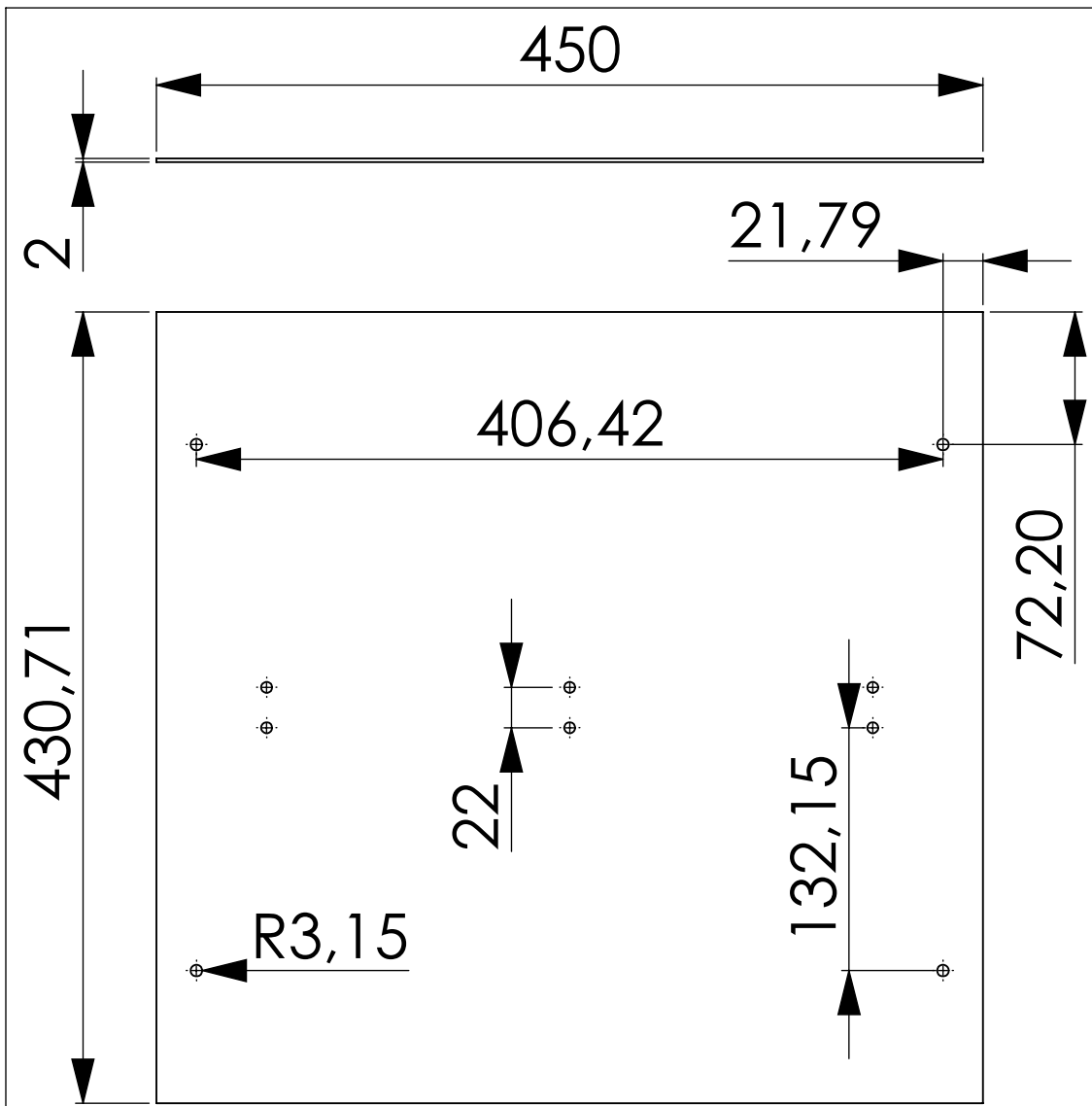
Estructura respaldo		Cantidad: x1	Perfil L 35x35x4mm	x3
Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica				
Fecha	Julio 2017		<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain			
Normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:5	Base respaldo		Nº Plano: 4.B.	



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 1:5	<b>Chapa respaldo</b>	<b>Nº Plano: 5.A.</b>

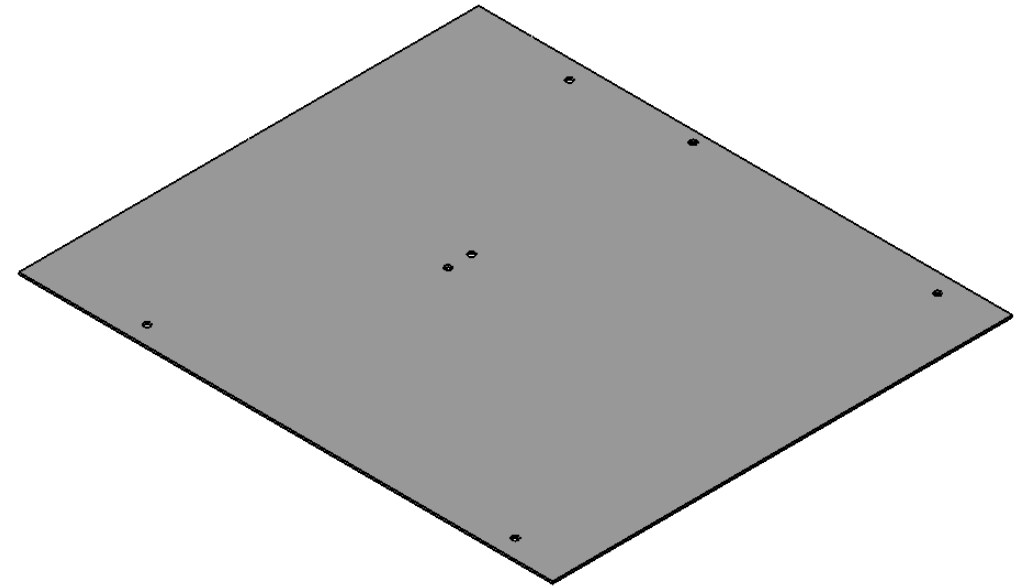
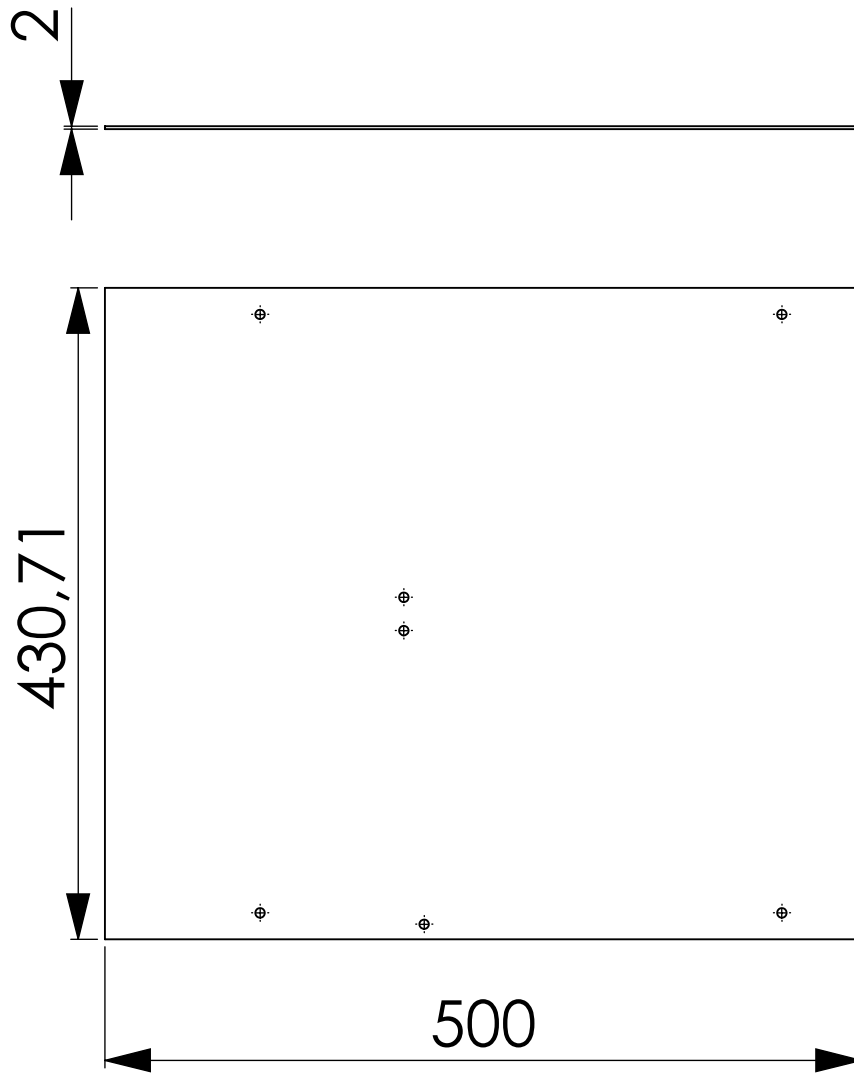


E 1:6

Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 1:4	<b>Chapa reposapiés</b>	<b>Nº Plano: 5.B.</b>



Material: Acero Aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

**Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica**

<b>Fecha</b>	Julio 2017
<b>Autor</b>	Harsh Kamal Nain Nain
<b>Normas</b>	UNE-EN-ISO

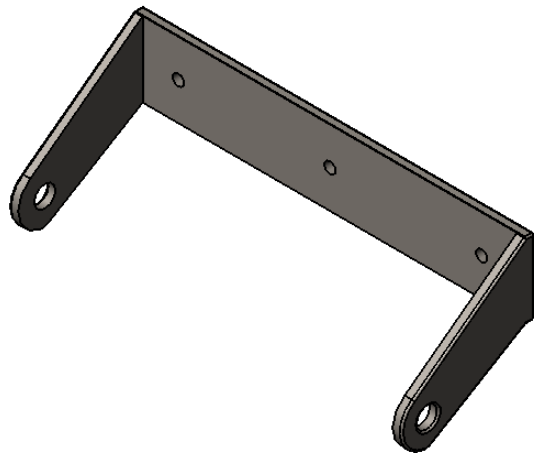
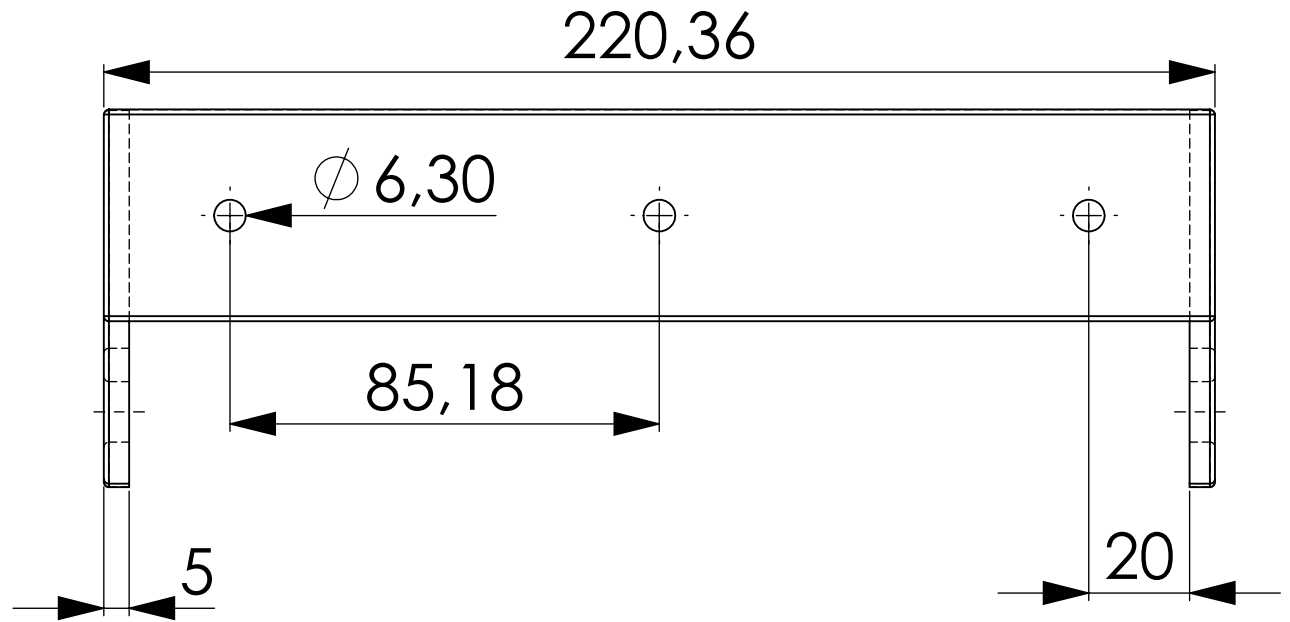
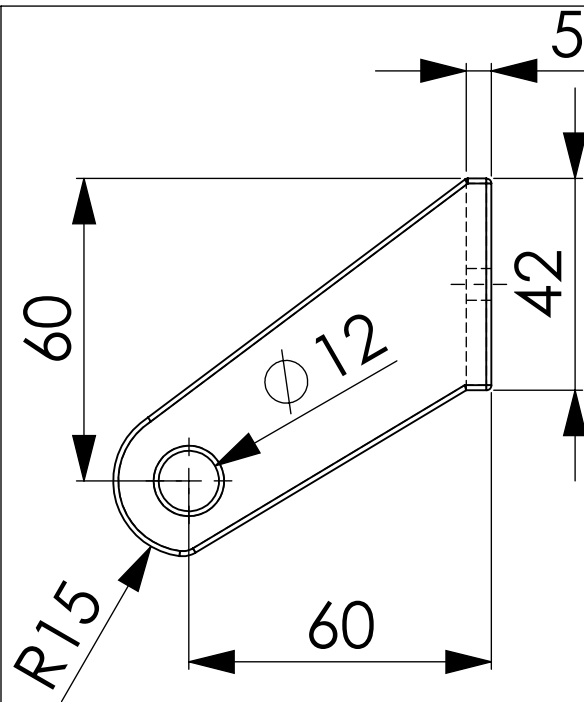
**E.S.I.T**  
Grado en Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

**Escala:**  
1:5

**Chapa base asiento**

**Nº Plano: 5.C.**

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



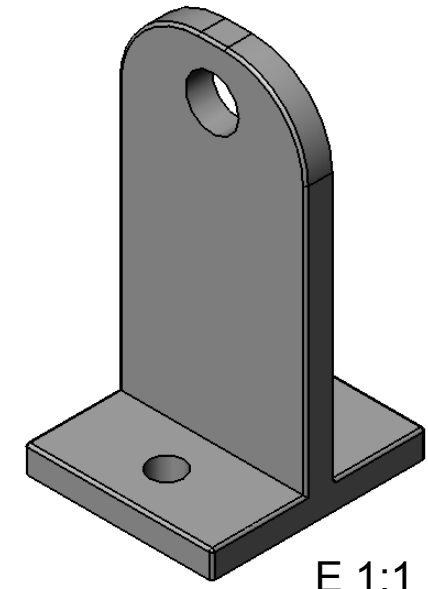
E 1:3

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

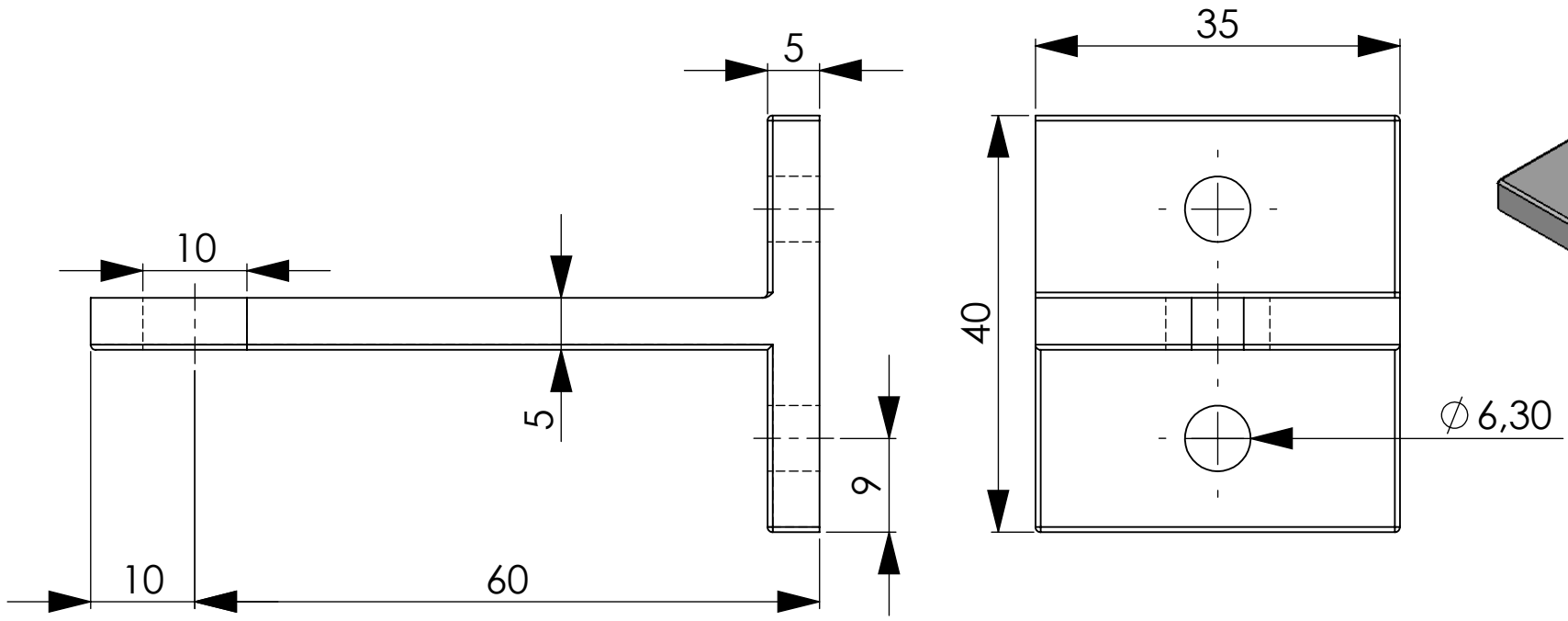
Material: Acero Aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 2:3	<b>Horquilla - Actuador respaldo</b>	<b>Nº Plano: 6.A.</b>





E 1:1

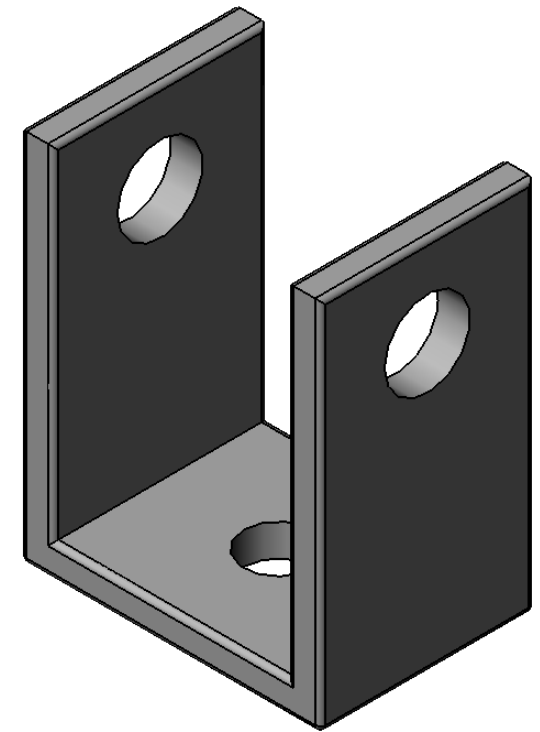
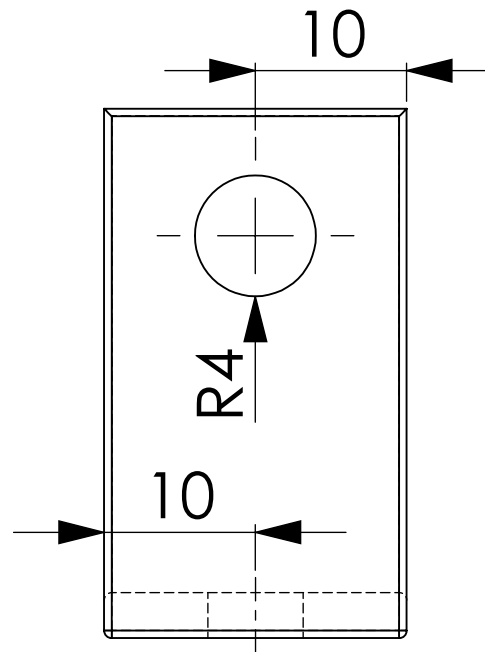
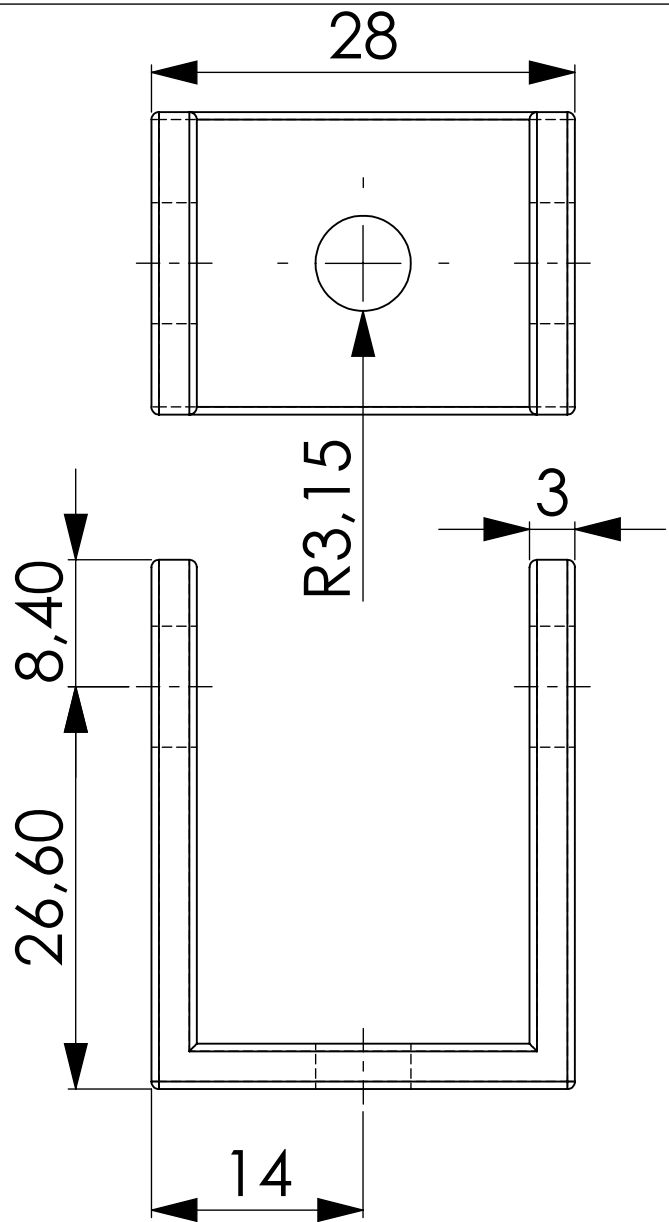


Material: Aluminio aleado 6063-T5

Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

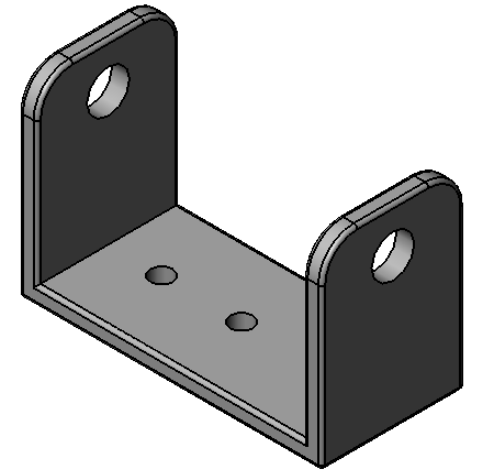
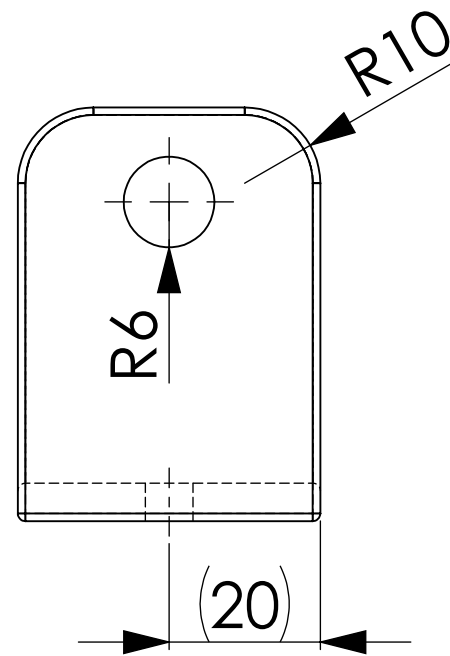
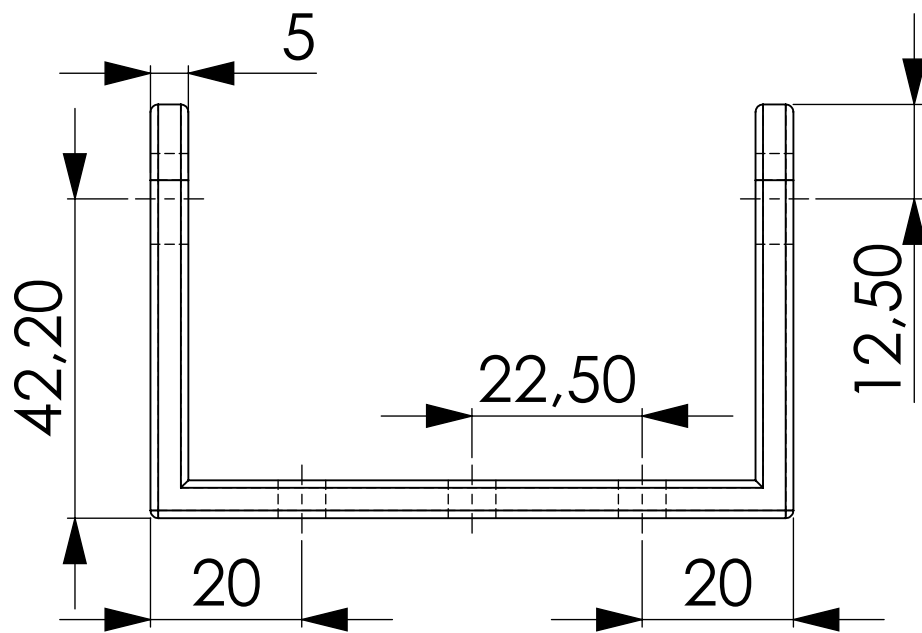
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala:	Horquilla Base de asiento - Actuador	<b>Nº Plano: 6.B.</b>
3:2		



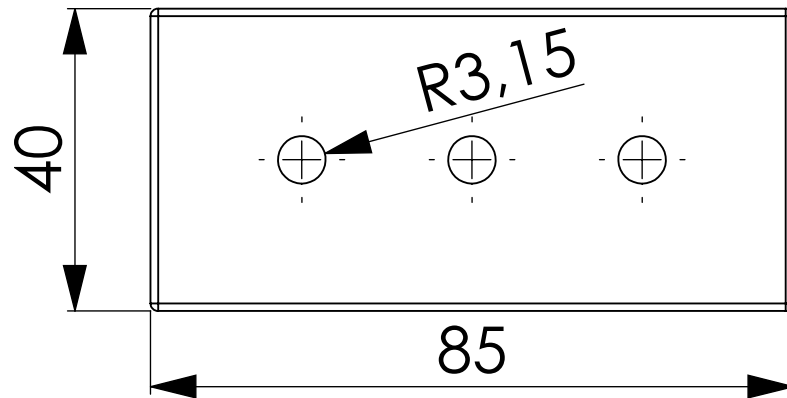
Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 2:1	Horquilla - Actuador Movimiento lateral	Nº Plano: 6.C.



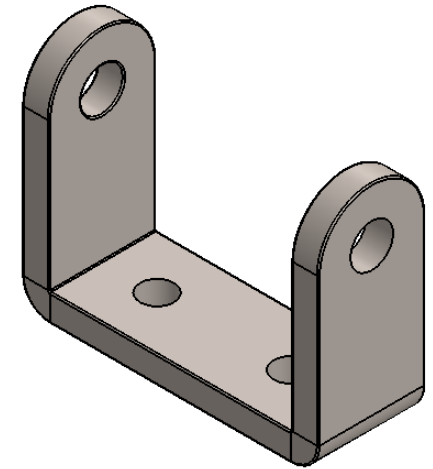
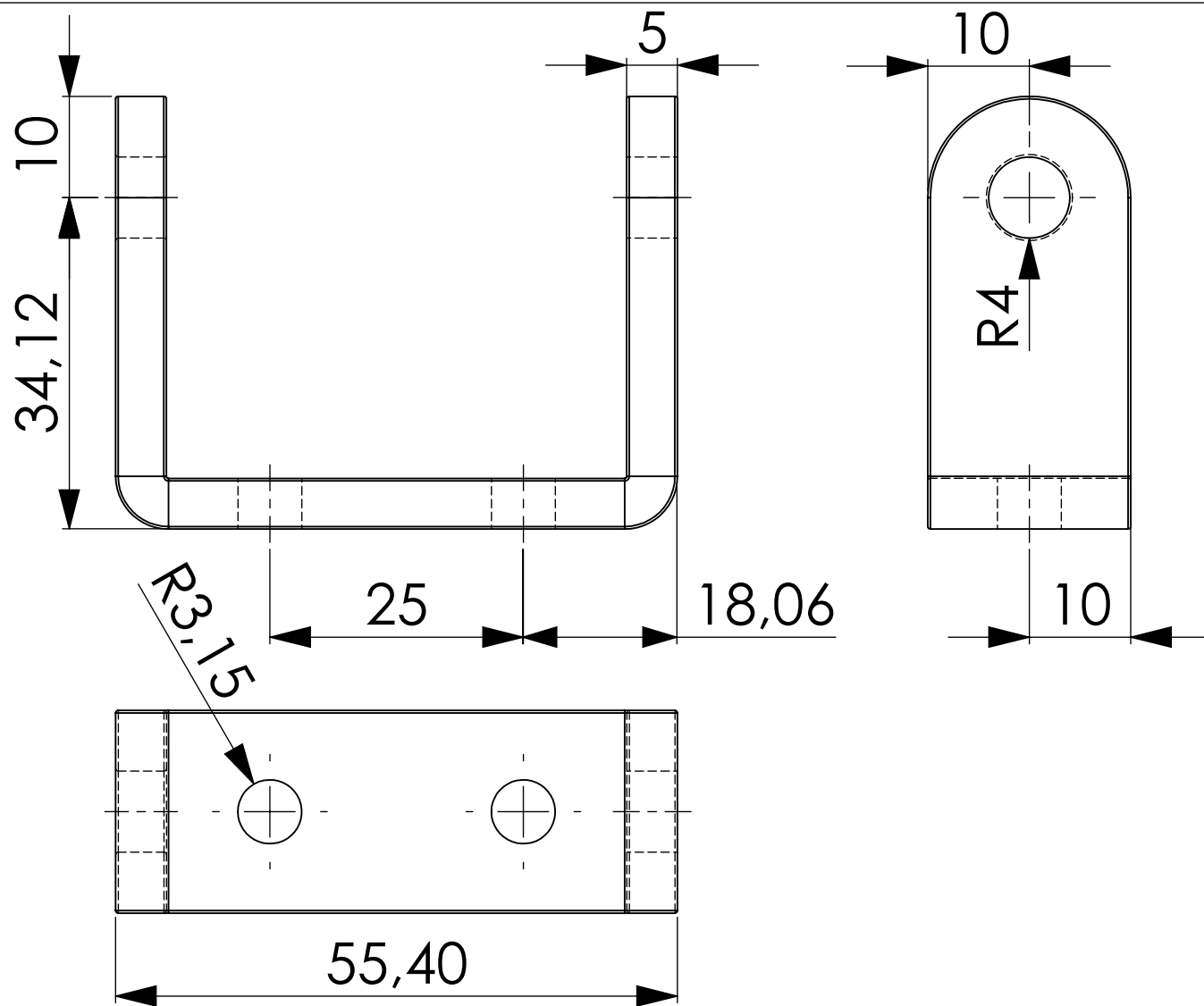
E 2:3



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala: 1:1	Horquilla tijera - Actuador	Nº Plano: 6.D.



E 1:1

Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica

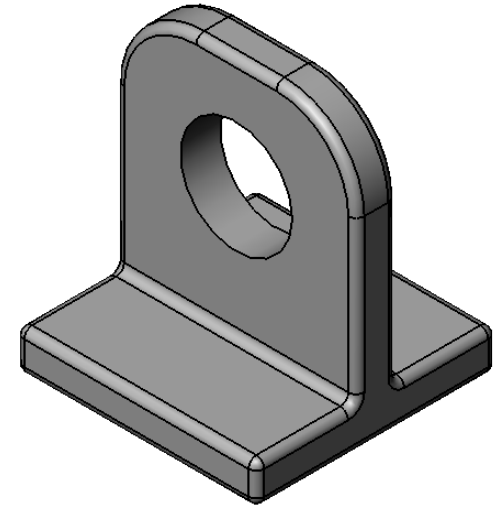
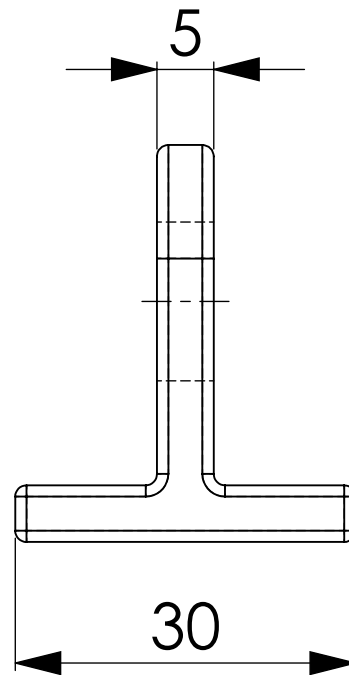
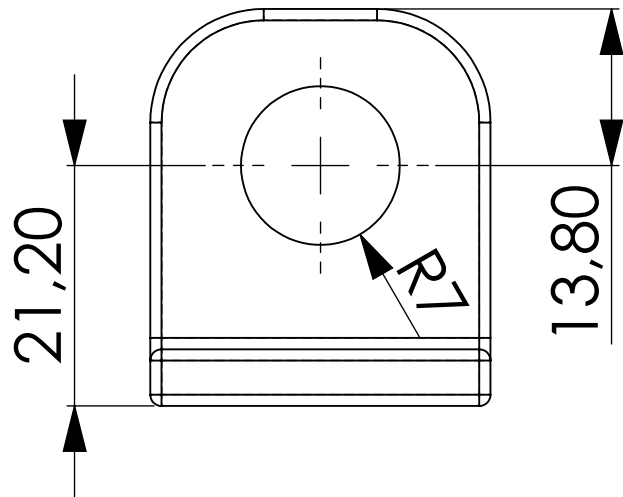
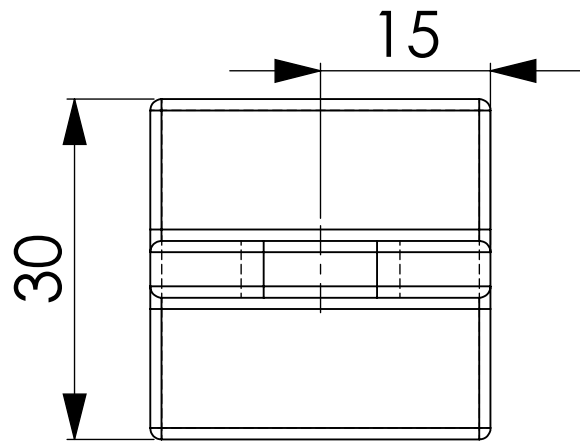
Fecha	Julio 2017
Autor	Harsh Kamal Nain Nain
Normas	UNE-EN-ISO

**E.S.I.T**  
Grado en Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

Escala:  
3:2  
Horquilla Tijera  
Apoyos A y C

Nº Plano: 6.E.

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.



Material: Aluminio aleado 6063-T5  
Dimensiones en mm

**Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica**

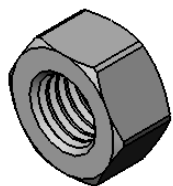
Fecha	Julio 2017
Autor	Harsh Kamal Nain Nain
Normas	UNE-EN-ISO

**E.S.I.T**  
Grado en Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

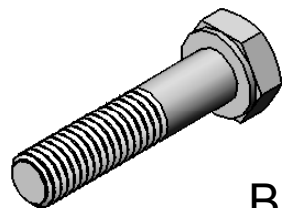
Escala:  
3:2  
**Horquilla Tijera  
Apoyos B y E**

**Nº Plano: 6.F.**

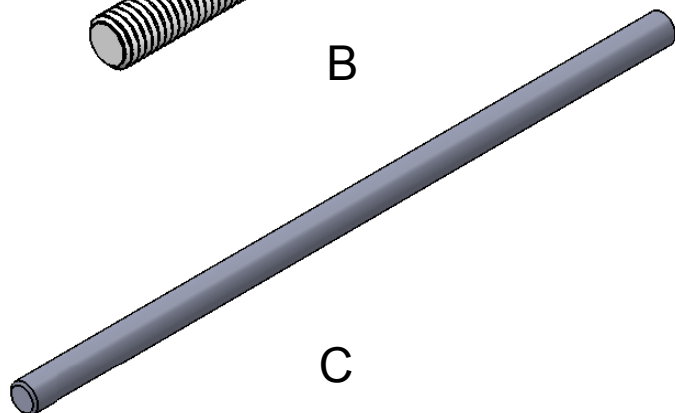
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



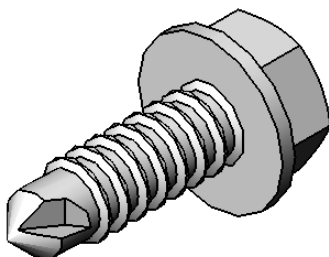
A



B



C



D

Material: Acero inoxidable A2-70  
Dimensiones en mm

	Descripción	Dimensiones	Cantidad
A	Tuerca hexagonal DIN934	M6	x14
A	Tuerca hexagonal DIN934	M10	x8
A	Tuerca hexagonal DIN934	M12	x2
B	Tornillo cabeza hexagonal DIN931	M6x35	x6
B	Tornillo cabeza hexagonal DIN931	M10x35	x2
C	Varilla roscada en extremos DIN976	M6x400	x4
C	Varilla roscada en extremos DIN976	M10x110	x1
C	Varilla roscada en extremos DIN976	M10x240	x2
C	Varilla roscada en extremos DIN976	M12x425	x1
D	Tornillo autotaladrante DIN 7504-K	M6,3x9,5	x55

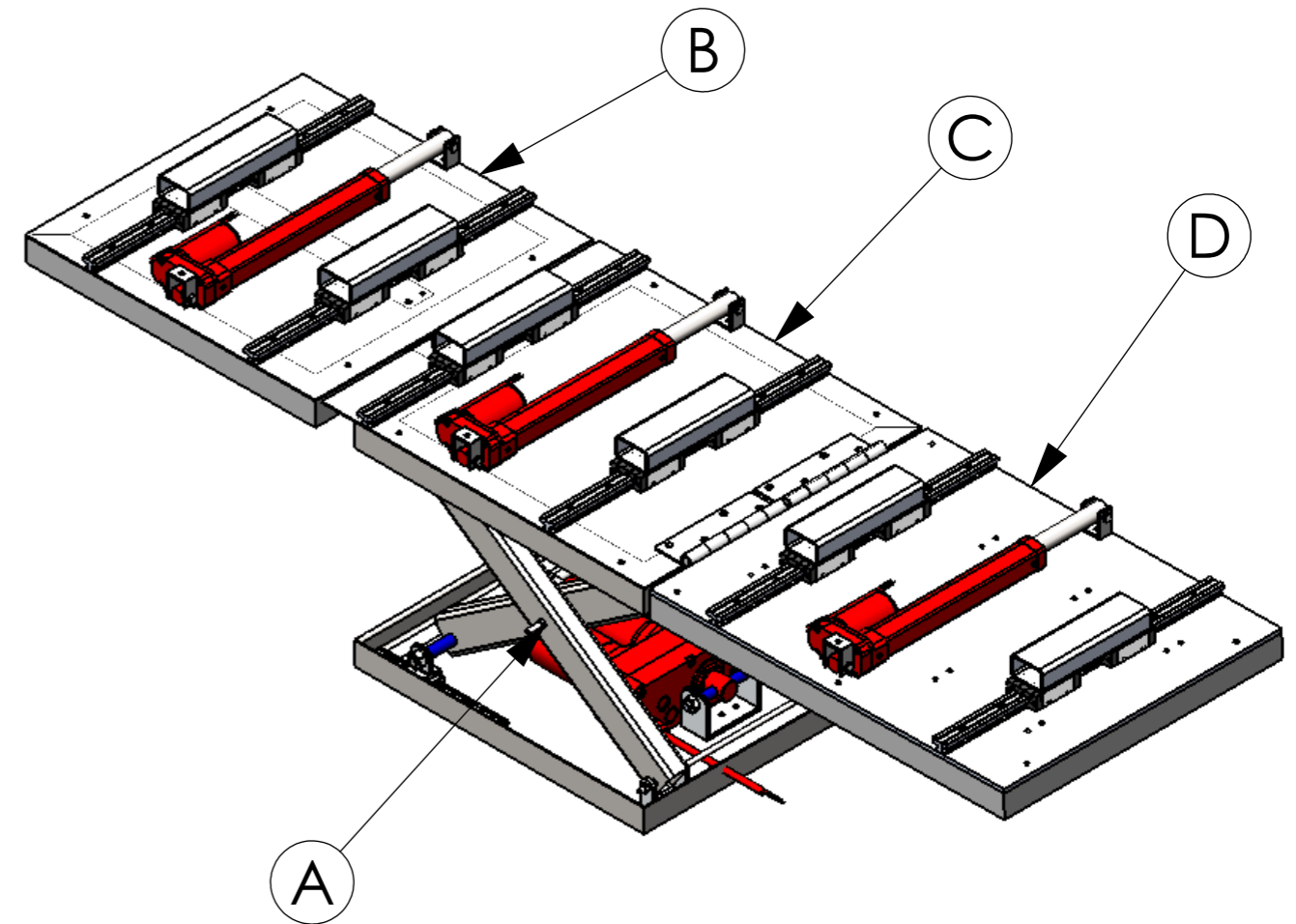
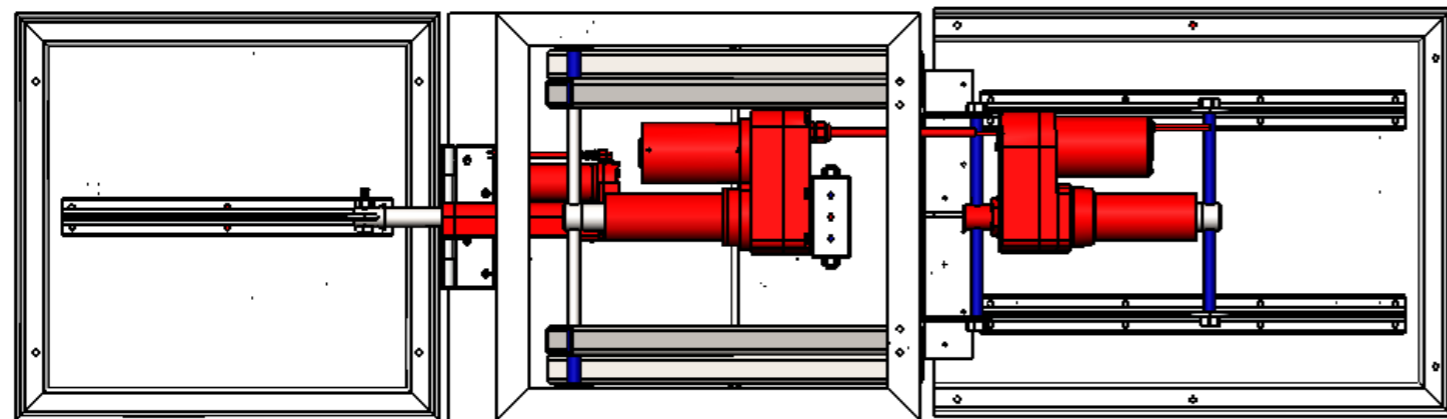
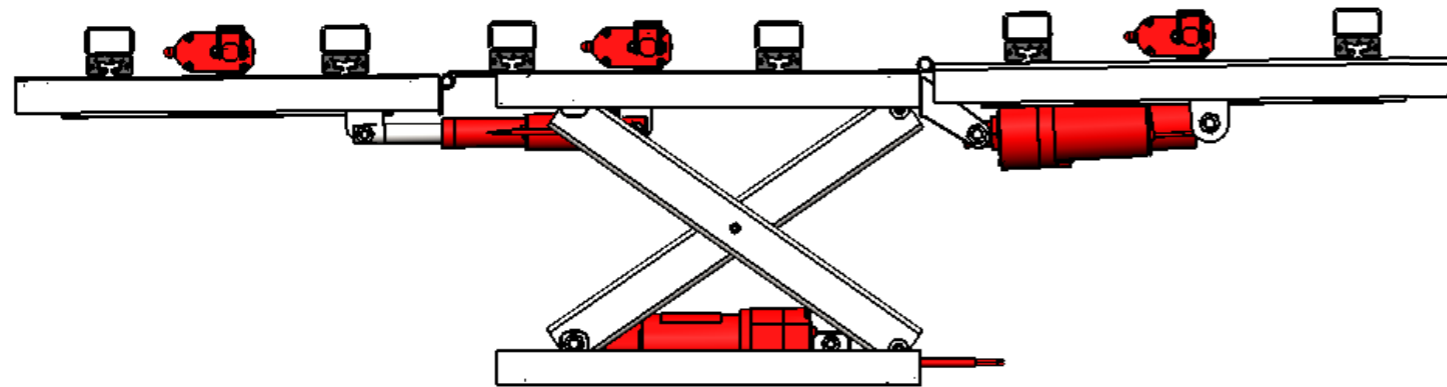
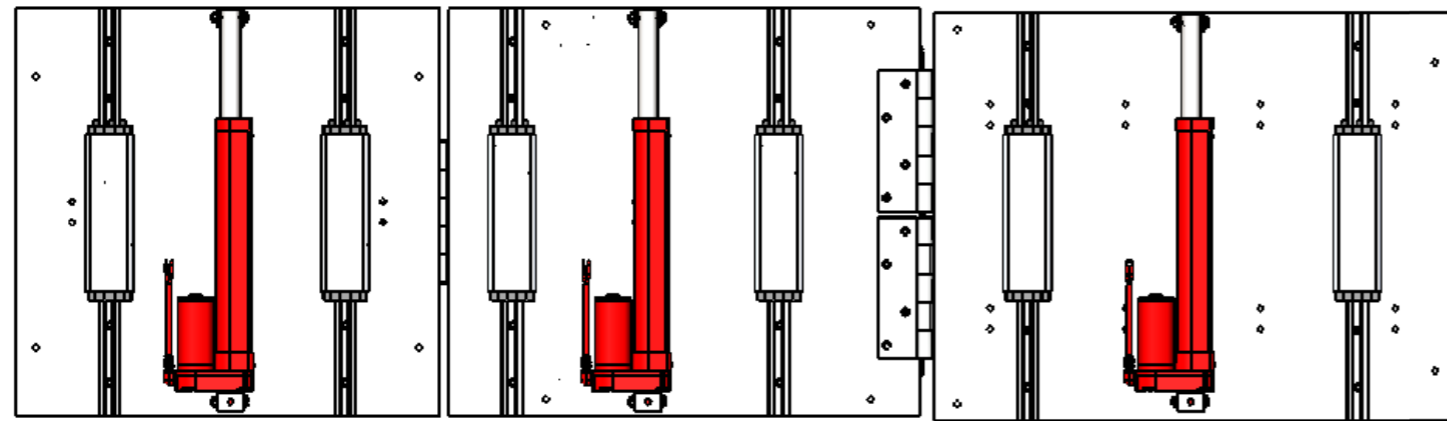
**Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica**

Fecha	Julio 2017
Autor	Harsh Kamal Nain Nain
Normas	UNE-EN-ISO

**E.S.I.T**  
Grado en Ingeniería Mecánica  
Universidad de La Laguna

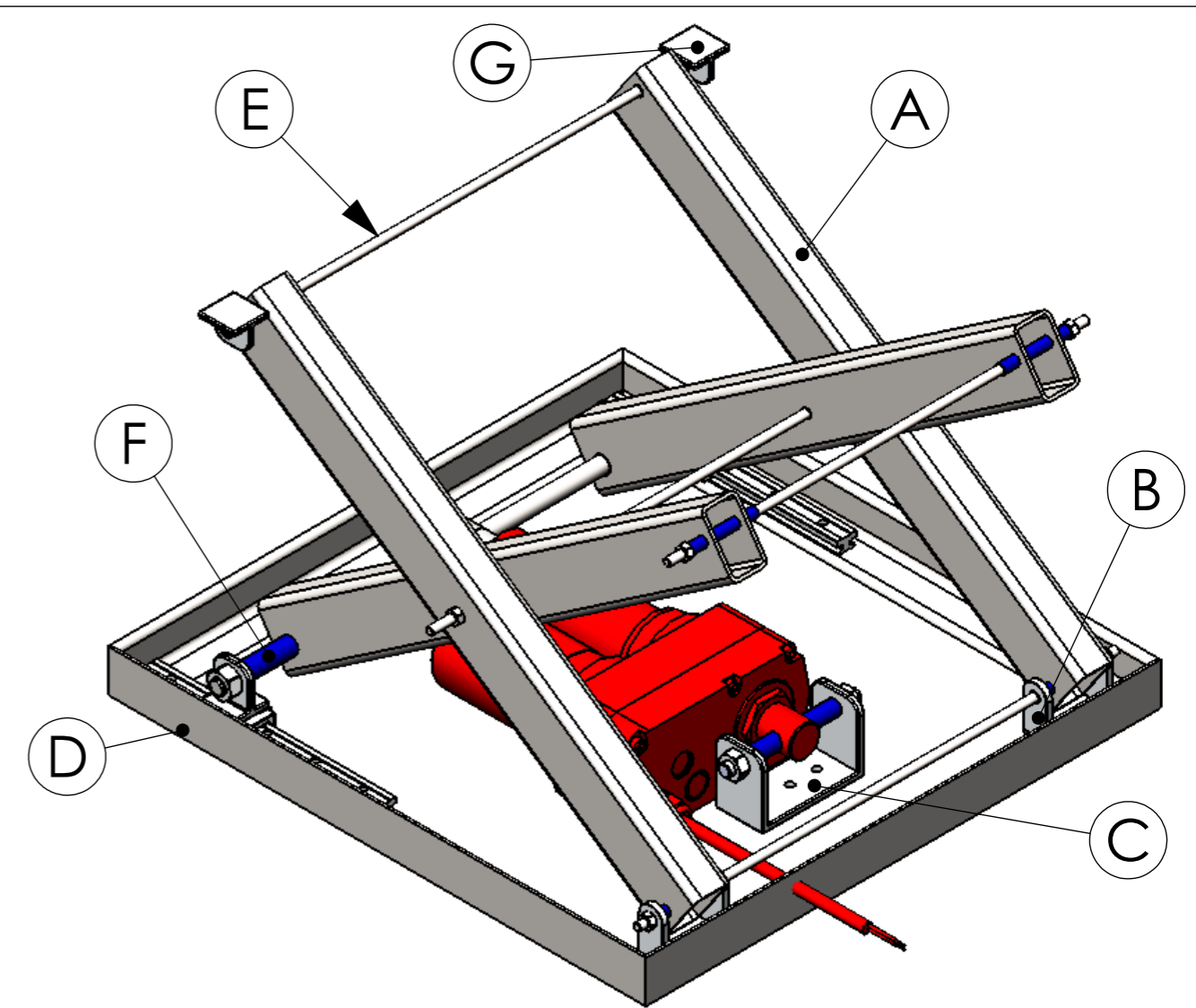
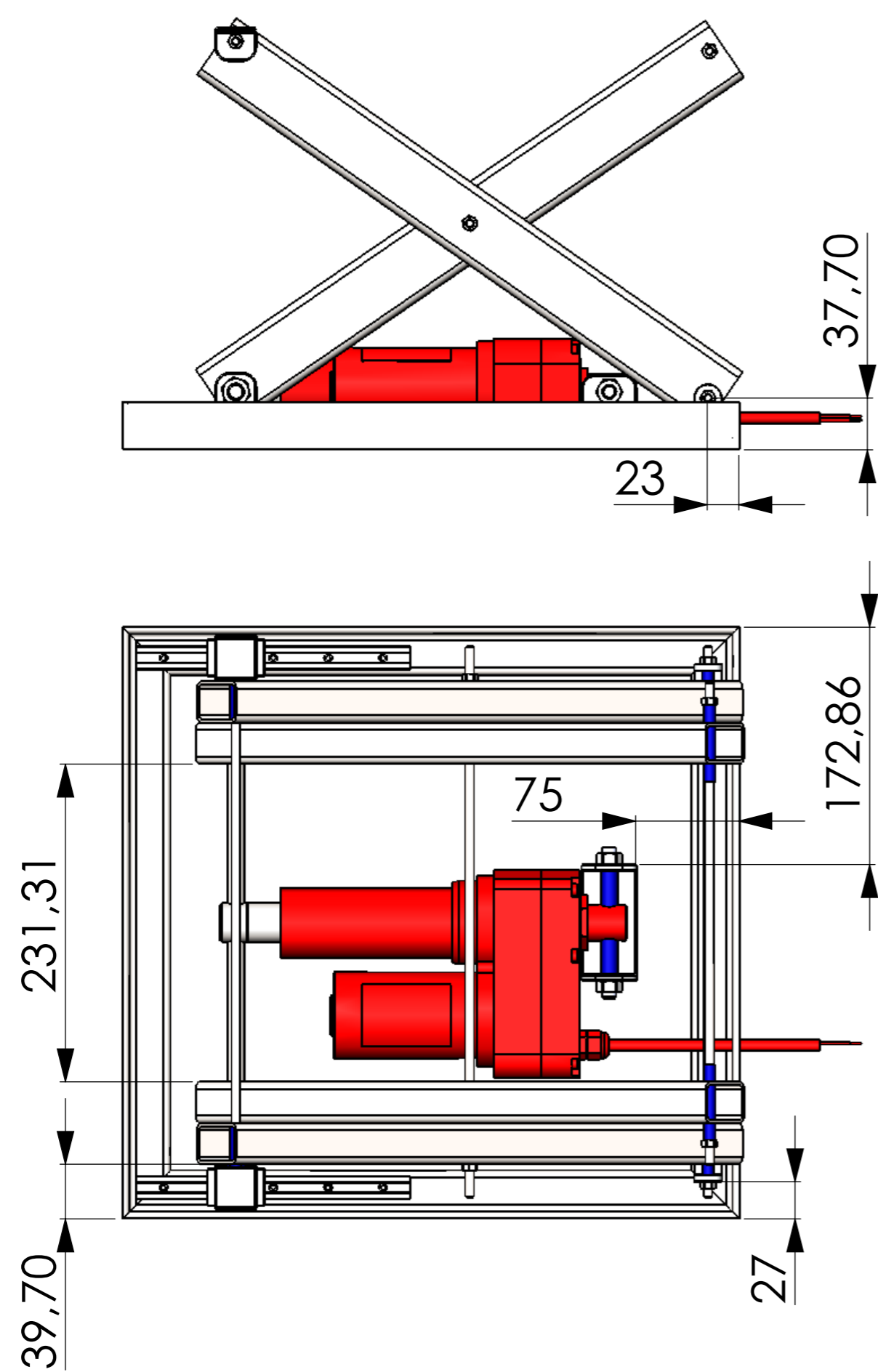
Escala:	Elementos de sujeción	Nº Plano: 7
---------	-----------------------	-------------

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**



		Plano nº	
A	Subconjunto - Tijera elevadora	9	
B	Subconjunto - Respaldo	10	
C	Subconjunto - Base del asiento	11	
D	Subconjunto - Reposapiés	12	
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>			
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	1:8	Conjunto mecanismos	Nº Plano: 8

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

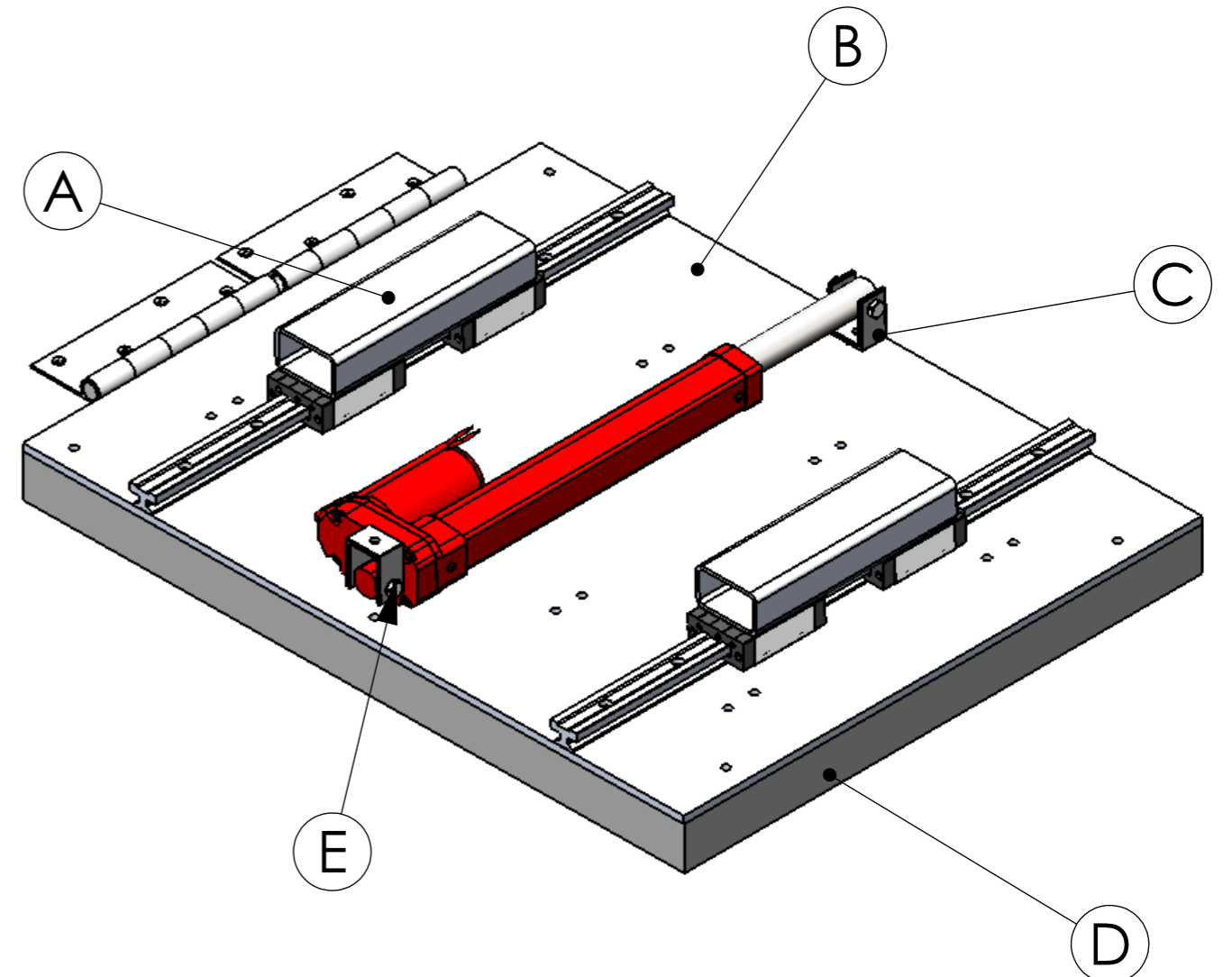
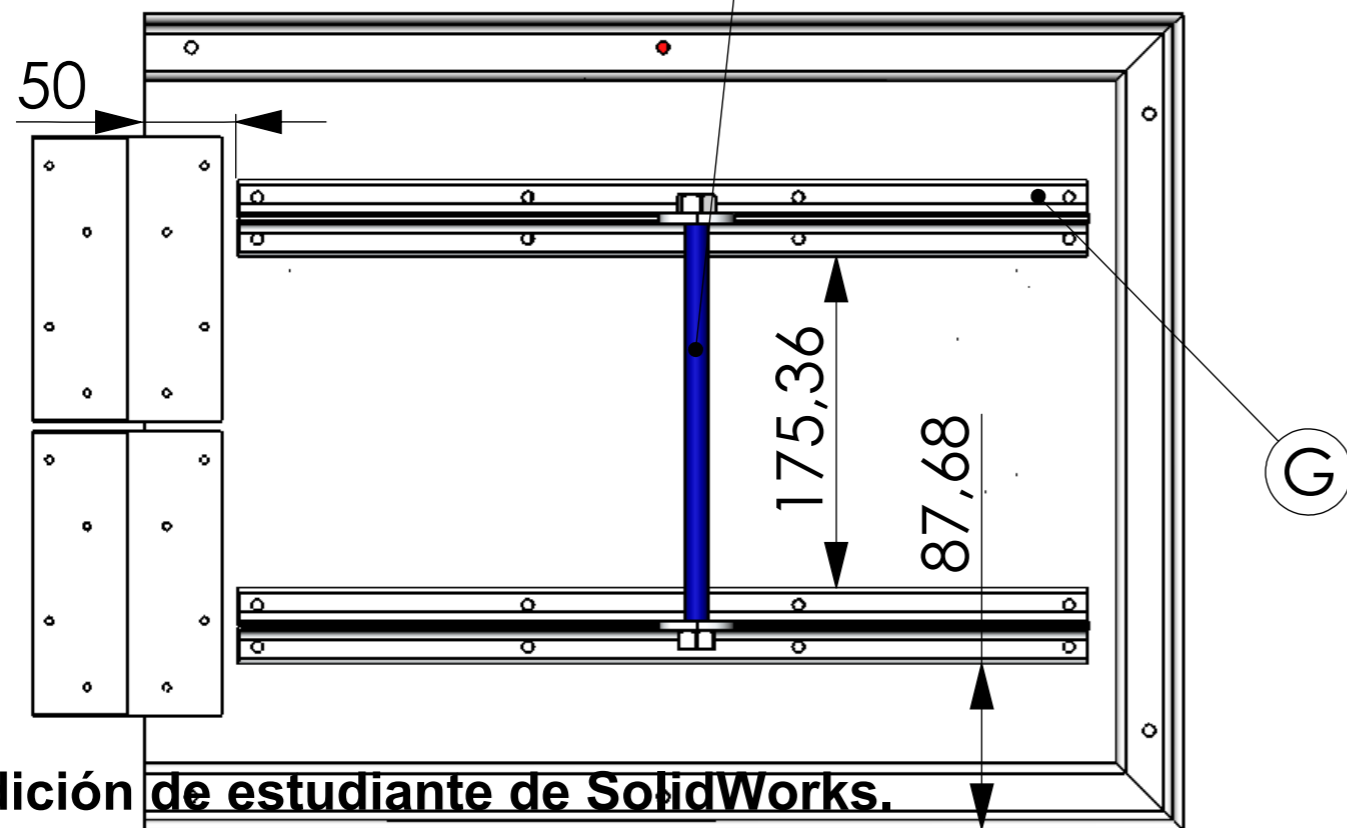
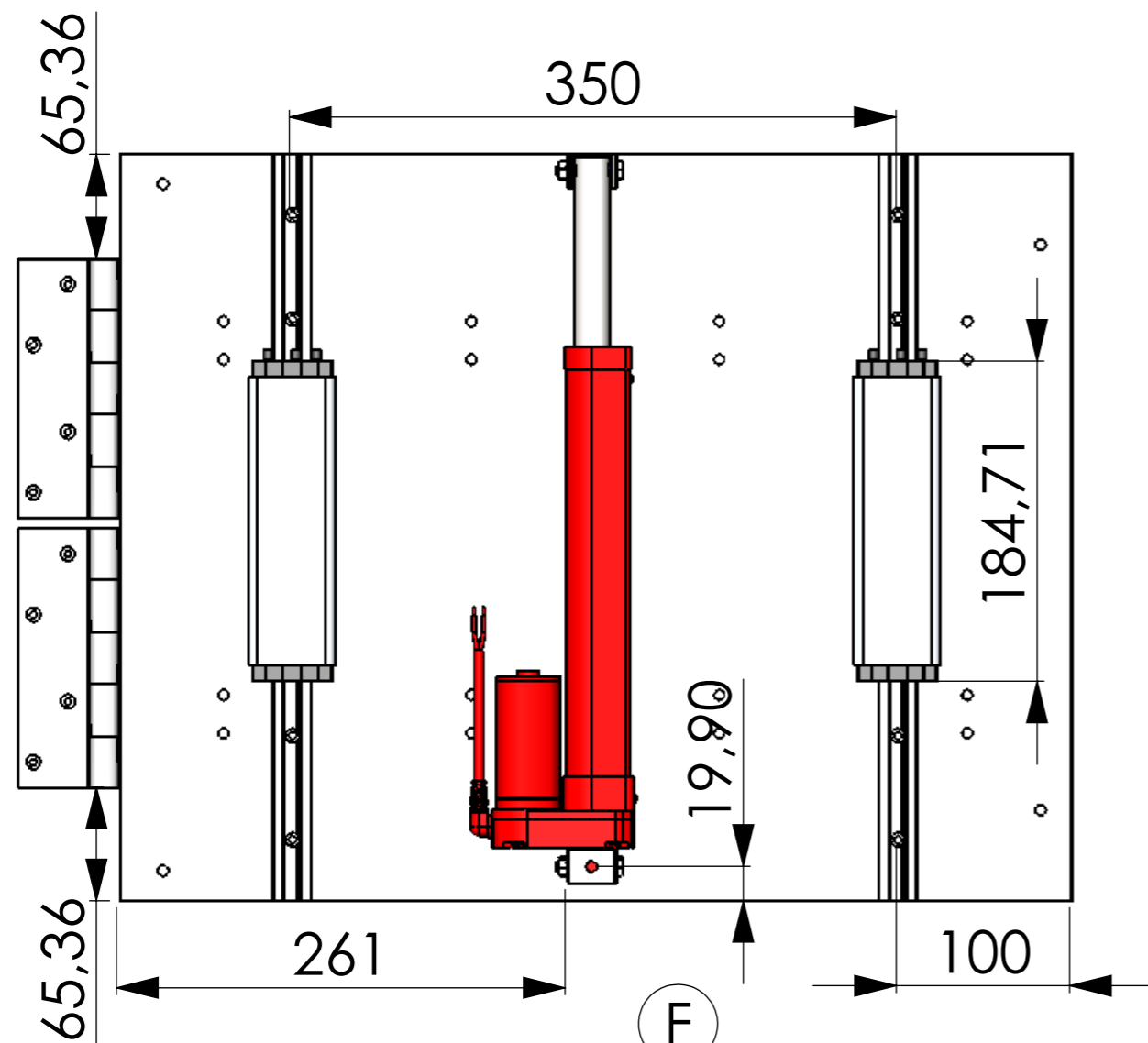


Dimensiones en mm

Dimensiones en mm		Plano nº
A	Perfil rectangular - Bastidores	2
B	Horquilla tijera - Apoyos A y C	6.E.
C	Horquilla tijera - Actuador	6.D.
D	Base Tijera	4.A.
E	Elementos de sujeción	7
F	Casquillos	1
G	Horquilla tijera - Apoyos B y E	6.F.
<b>Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica</b>		
Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Autor	Harsh Kamal Nain Nain	
Normas	UNE-EN-ISO	
Escala:	Subconjunto tijera elevadora	Nº Plano: 9
1:4		

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.





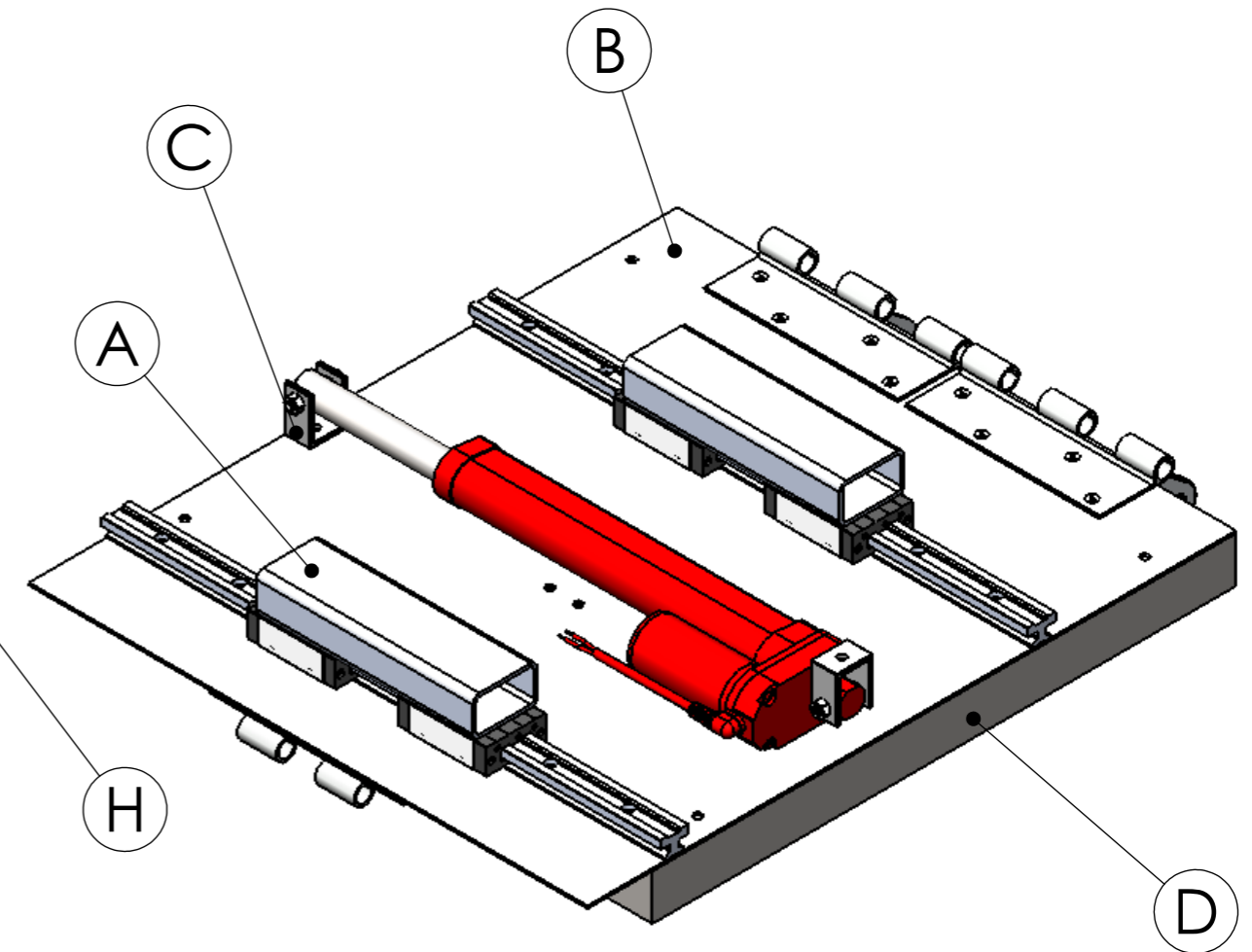
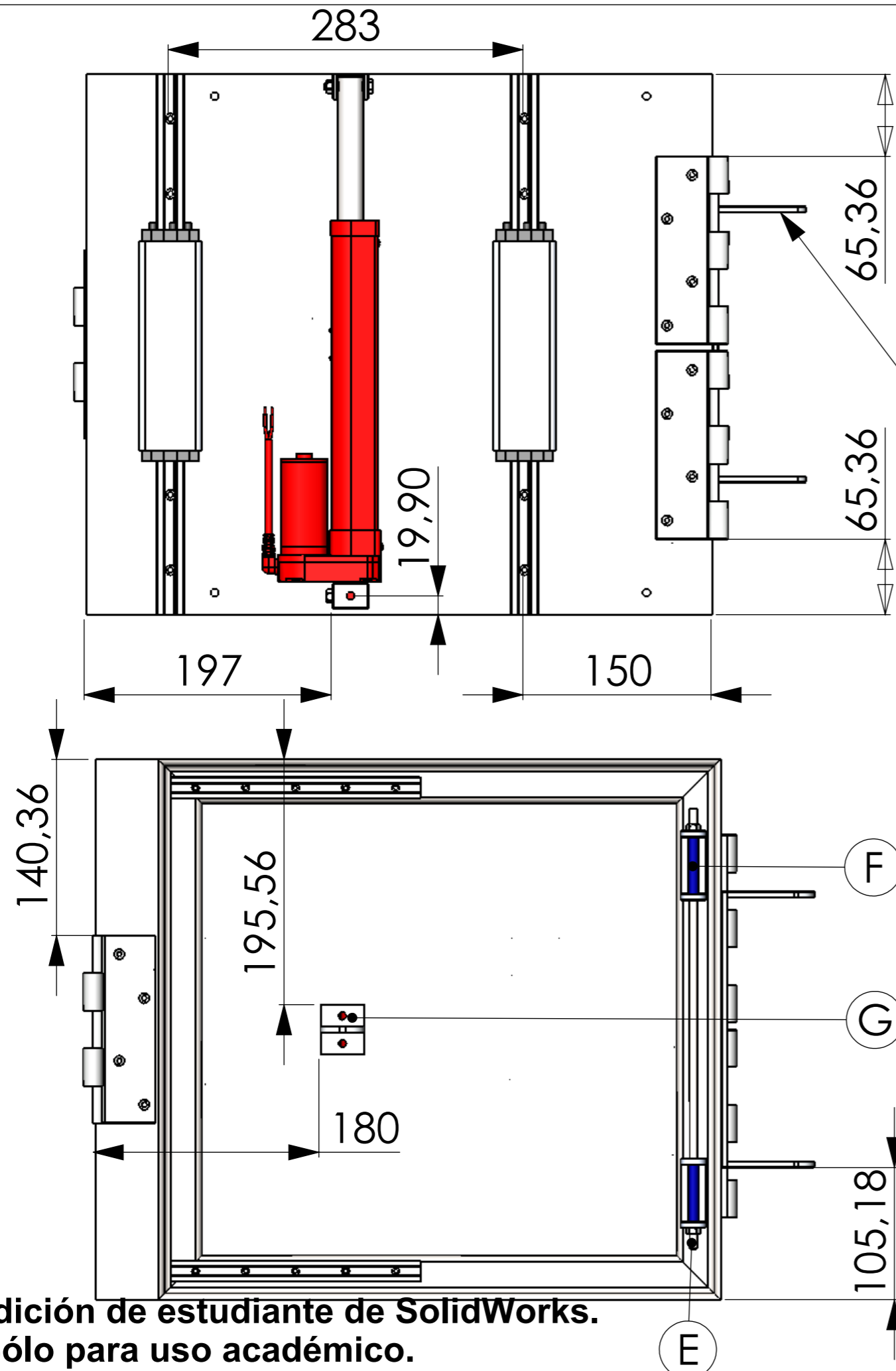
Dimensiones en mm

		Plano nº
A	Perfil Rect. para unión de carros	2
B	Chapa respaldo	5.A.
C	Horquilla actuador - Mov. Lateral	6.C.
D	Base Respaldo	4.B.
E	Elementos de sujeción	7
F	Casquillo Actuador respaldo	1
G	Rigidizador Perfil T-40-5	3.A.

Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica

Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	1:4	Subconjunto Respaldo	Nº Plano: 10

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.



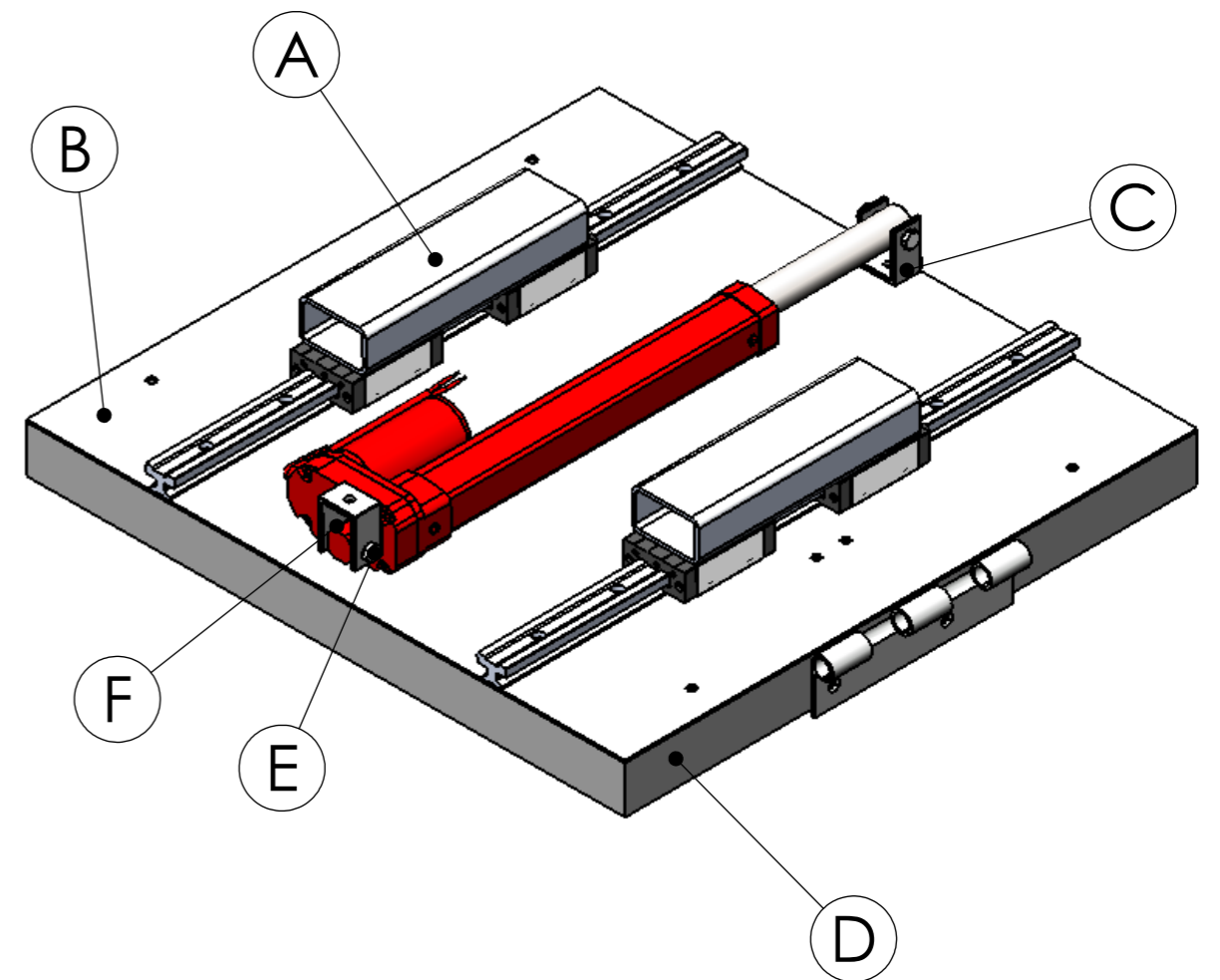
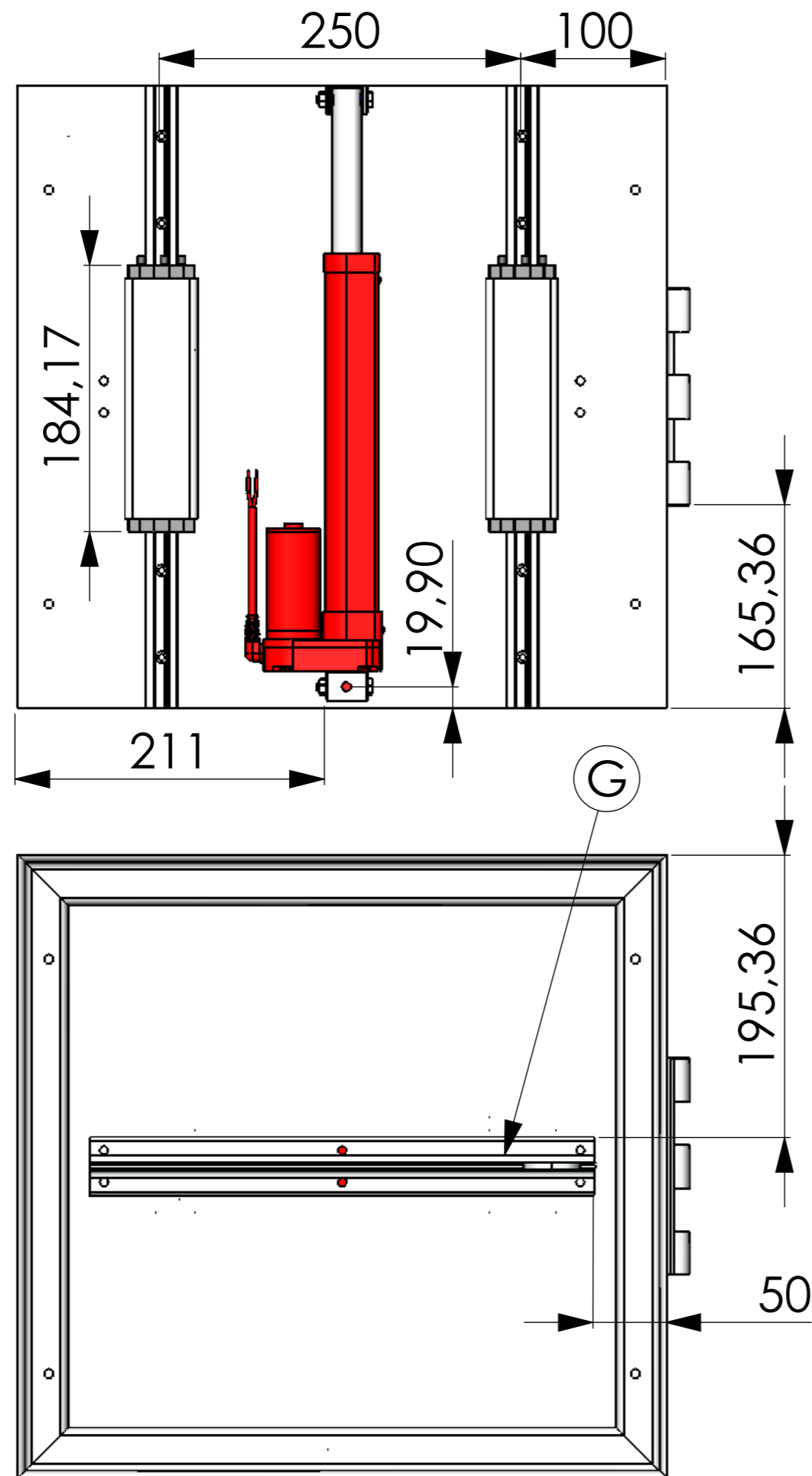
Dimensiones en mm

		Plano nº
A	Perfil Rect. para unión de carros	2
B	Chapa asiento	5.C.
C	Horquilla actuador - Mov. Lateral	6.C.
D	Base asiento	4.A.
E	Elementos de sujeción	7
F	Casquillos	1
G	Horquilla actuador - Base asiento	6.B.
H	Horquilla actuador - Respaldo	6.A.

Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica

Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	1:4	Subconjunto Base del asiento	Nº Plano: 11

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.



Dimensiones en mm

		Plano nº
A	Perfil Rect. para unión de carros	2
B	Chapa reposapiés	5.B.
C	Horquilla actuador - Mov. Lateral	6.C.
D	Base Reposapiés	4.A.
E	Elementos de sujeción	7
F	Casquillo	1
G	Rigidizador Perfil T-40-5	3.B.

Diseño mecánico y estructural para elevación, reclinación, y desplazamiento lateral de una silla de ruedas eléctrica

Fecha	Julio 2017	<b>E.S.I.T</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Autor	Harsh Kamal Nain Nain		
Normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	1:4	Subconjunto Reposapiés	Nº Plano: 12

Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANEXO V: PRESUPUESTO**

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**Diseño mecánico y estructural para elevación,  
reclinación y desplazamiento lateral de una silla de  
ruedas eléctrica**

**Tutor: Dña. Viana Lida Guadalupe Suárez**

**Alumno: Harsh Kamal Nain Nain**



## Índice Anexo V: Presupuesto

1. Presupuesto .....	4
----------------------	---

## 1. Presupuesto

En este anexo, se va a realizar un presupuesto para determinar el coste total que supondría la fabricación de este prototipo. Éste, es aproximado ya que puede verse variado dependiendo por la disponibilidad de las piezas necesarias de cada distribuidor y por las diferentes tributaciones aduaneras que supone recibirlas en nuestro territorio. Por tanto, se excluye la imposición de los gastos de envío, impuestos y trámites aduaneros en este estudio.

Dicho esto, se procede a realizar el cálculo segmentado en las siguientes partidas:

1. Actuadores eléctricos [Tabla 1]
2. Sistemas de carros portátiles y guías lineales [Tabla 2]
3. Perfiles y chapas metálicas [Tabla 3]
4. Piezas diseñadas (horquillas y casquillos) [Tabla 4]
5. Elementos de sujeción [Tabla 5]

### Presupuesto Total Estimado [Tabla 6]

Coste de actuadores eléctricos (CAHB – SKF)			
Modelo	Cantidad	Precio/un.	Precio total (€)
CAHB-10 (120N)	x3	188,08 €	564,24 €
CAHB-10 (500N)	x1	209,27 €	209,27 €
CAHB-20 (2500N)	x1	347,68 €	347,68 €
CAHB-20E (4500N)	x1	368,55 €	368,55 €
<b>TOTAL =</b>			<b>1489,74 €</b>

Tabla 1: Coste total de actuadores eléctricos.

**Coste de sistemas de carros y guías lineales (DryLin® T – IGUS)**

Modelo	Precio/un.	Cantidad	Precio total (€)
Guía TS-04-15 (150mm)	5,74 €	x4	22,96 €
Carro TW-04-15	14,27 €	x4	57,08 €
Guía TS-01-20 (431mm)	19,54 €	x6	117,24 €
Carro TW-01-20	28,75 €	x12	345 €
<b>TOTAL = 542,28 €</b>			

Tabla 2: Coste de sistema de carros y guías lineales (DryLin® T - IGUS)

**Coste de perfiles y chapas metálicas**

Perfil/Chapa	Precio/kg	Long.	Masa total <sup>1</sup>	Precio total (€)
Tubo recta. 50x30x2mm (Ac. Inox AISI 304)	4 €	2850mm	8,4kg	33,6 €
Perfil T-40-5 (Al. 6063-T5)	1,8 €	800mm	0,9kg	1,62 €
Perfil L 35x35x4mm (Al. 6063-T5)	1,8 €	5155mm	4,45kg	8€
Plancha 2mm espesor (Al. 6063-T5)	1,8 €	950mm	2,3kg	3,98 €
Plancha 6 mm espesor (Al. 6063-T5)	1,8 €	550mm	3,84kg	6,91 €
<b>TOTAL = 54,11 €</b>				

Tabla 3: Coste de perfiles y chapas metálicas

**Coste de horquillas y casquillos**

Pieza	Precio	Cantidad	Precio total (€)
Horquillas	0,6 €/un	x10	6 €
Casquillos (Ac. Inox AISI 304)	4 €/kg	1300mm (0,226 kg)	0,91 €
<b>TOTAL = 6,91 €</b>			

Tabla 4: Coste de piezas - Horquillas y casquillos

<sup>1</sup>Área de la sección x Longitud x Densidad del material



**Coste de elementos de sujeción**

Elemento normalizado	Precio/ud	Cantidad	Precio total (€)
Tuerca M6 – DIN934	0,03 €	x14	0,42 €
Tuerca M10 – DIN934	0,11 €	x8	0,88 €
Tuerca M12 – DIN934	0,17 €	x2	0,34 €
Tornillo M6x35 – DIN931	0,04 €	x6	0,24 €
Tornillo M10x35 – DIN931	0,19 €	x2	0,38 €
Varilla Roscada extremos M6x400 – DIN976	1,02 €/metro	x2 metros	2,04 €
Varilla Roscada extremos M10x110 – DIN976	2,41 €/metro	↓	↓
Varilla Roscada extremos M10x240 – DIN976	2,41 €/metro	x1 metro	2,41 €
Varilla Roscada extremos M12x425 – DIN976	3,45 €/metro	x1 metro	3,45 €
Tornillo Autotaladrante M6,3x9,5 – DIN7504 K	0,08 €	x55	4,54 €
<b>TOTAL = 14,7 €</b>			

Tabla 5: Coste de elementos de sujeción.

Presupuesto Total Estimado	
Partida	Precio total
1	1489,74 €
2	542,28 €
3	54,11 €
4	6,91 €
5	14,7 €
<b>TOTAL</b>	<b>2107,74 €</b>

Tabla 6: Presupuesto total estimado.