



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ÁREA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISPOSITIVO DE LANZAMIENTO DE PELOTAS PARA
ENTRENAMIENTOS DEPORTIVOS**

**D. SERRANO GONZÁLEZ-GRANDA, Juan
TUTOR: D. HIGUERA GARRIDO, Alberto**

FECHA: Julio 2022

ÍNDICE

MEMORIA	3
1.- OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	3
2.- ANTECEDENTES (ESTADO DEL ARTE).....	3
2.1.- <i>Dispositivo lanzamiento de pelotas</i>	3
2.2.- <i>Aplicaciones de las máquinas lanza pelotas</i>	5
2.2.1.- Aplicaciones en el fútbol.....	5
2.2.2.- Aplicaciones en el tenis.....	6
2.2.3.- Aplicaciones en el béisbol.....	7
2.3.- <i>Tipos de pelotas y sus características</i>	7
2.4.- <i>Tipos de dispositivos lanza pelotas</i>	9
2.5.- <i>Dispositivos lanza pelotas en el mercado</i>	13
2.5.1.- Dispositivos para fútbol	13
2.5.2.- Dispositivos para tenis	15
2.5.3.- Dispositivos para béisbol.....	19
3.- ANÁLISIS DE OPCIONES Y SOLUCIÓN APORTADA	24
3.1.- <i>Mecanismo de lanzamiento</i>	24
3.2.- <i>Adaptabilidad al tipo de pelota</i>	25
3.3.- <i>Número de motores</i>	26
3.4.- <i>Mecanismo para la transmisión de velocidad a las ruedas impulsoras</i>	27
3.4.1.- Tipo de engranaje.....	28
3.4.2.- Tipo de correas de transmisión.....	29
3.5.- <i>Mecanismo de adaptabilidad de la distancia entre ruedas impulsoras</i>	31
3.6.- <i>Canal de alimentación de pelotas</i>	33
3.7.- <i>Depósito de pelotas</i>	34
4.- CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS.....	35
4.1.- <i>Proceso lanzamiento de las pelotas</i>	35
4.2.- <i>Ensayo de las pelotas a compresión</i>	37
4.3.- <i>Datos</i>	43
4.4.- <i>Cálculos del proceso</i>	44
4.5.- <i>Resumen de los cálculos realizados</i>	50
5.- DISEÑO DEL DISPOSITIVO	51
5.1.- <i>Sistema de transmisión de velocidad</i>	52
5.2.- <i>Soportes del motor y del primer y segundo eje accionado</i>	66
5.3.- <i>Sistema de adaptabilidad de la distancia entre ruedas impulsoras</i>	69
5.4.- <i>Sistema de fijación de los ejes impulsores</i>	72
5.5.- <i>Carcasa</i>	76

5.6.-	<i>Tapa del motor y de los mecanismos de transmisión</i>	81
5.7.-	<i>Sistema de anclaje</i>	82
5.8.-	<i>Sistema de alimentación de pelotas</i>	85
5.9.-	<i>Dispositivo final</i>	89
6.-	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	92
6.1.-	<i>Selección del motor</i>	92
6.2.-	<i>Selección de las ruedas impulsoras</i>	93
6.3.-	<i>Selección de los elementos de la transmisión por correas (trapeziales)</i>	94
6.3.1.-	Cálculos	94
6.3.2.-	Selección de las correas de transmisión	103
6.3.3.-	Selección de las poleas para la correa	104
6.3.4.-	Selección de los casquillos de sujeción para las poleas	105
6.4.-	<i>Selección de anillos de regulación</i>	107
6.5.-	<i>Diseño de los engranajes (cilíndricos con dentado recto)</i>	109
6.5.1.-	Cálculo simplificado	109
6.5.2.-	Resumen parámetros importantes de los engranajes	126
6.6.-	<i>Selección de las chavetas</i>	126
6.7.-	<i>Selección de los rodamientos</i>	128
6.8.-	<i>Selección de las arandelas elásticas de retención</i>	137
6.9.-	<i>Selección de las guías</i>	139
6.10.-	<i>Selección de los tornillos</i>	141
7.-	PLANIFICACIÓN	144
	CONCLUSIONES	145
	BIBLIOGRAFÍA	146
	ANEXOS	148
	I.- ANEXO I. ENSAYOS DE COMPRESIÓN	148
	II.- ANEXO II. ENGRANAJES	153

Memoria

1.- OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO

En la actualidad existen numerosas máquinas de lanzamiento de pelotas para diversos deportes, tales como fútbol, tenis, béisbol, fútbol americano, voleibol, etc. Sin embargo, todas estas máquinas están diseñadas para un tipo de pelota específico, sin la capacidad de poder adaptarse a pelotas de otros deportes distintos.

La finalidad de este proyecto es diseñar un dispositivo de lanzamiento de pelotas para entrenamientos deportivos que cumpla con los siguientes requisitos:

- Que sea aplicable a distintos tamaños de pelotas (fútbol, tenis y béisbol).
- Que se pueda modificar la velocidad.
- Que disponga de un alimentador de pelotas.

Este proyecto ofrecerá la posibilidad de solventar la carencia de estos dispositivos, pudiendo adaptarse a tres de estos deportes (fútbol, tenis y béisbol).

El presente proyecto, también, dará pie a la posibilidad de desarrollar este dispositivo, aplicando la misma mecánica, para adaptarlo a otros tipos de pelota y, de esta forma, conseguir hacerlo más versátil.

Para cumplir con todo esto, se seguirán una serie de objetivos específicos:

- Hacer un estudio de los dispositivos de lanzamiento de pelotas existentes en el mercado.
- Realizar una toma de decisiones para el diseño del dispositivo.
- Realizar los cálculos necesarios para su diseño.
- Diseñar dicho dispositivo y elaborar los correspondientes planos.
- Hacer un estudio económico final del proyecto.

2.- ANTECEDENTES (ESTADO DEL ARTE)

2.1.- Dispositivo lanzamiento de pelotas

Una máquina de lanzamiento de pelotas es un dispositivo que lanza pelotas de forma automática a diferentes velocidades con el objetivo de conseguir una mejora notoria en los entrenamientos deportivos.

La primera máquina de lanzamiento de pelotas fue inventada en 1896 por el profesor de matemáticas de la Universidad de Princeton Charles Hinton, quien inventó una máquina para practicar el bateo del equipo de béisbol de dicha universidad. Esta máquina, la cual utilizaba pólvora para el lanzamiento de las pelotas, era capaz de lanzar las pelotas a velocidades variables y con distintos efectos. En la Figura 2.1 se puede observar una fotografía de dicho dispositivo extraída de un artículo del Baltimore Sun, publicado el 16 de diciembre de 1896.^[19]

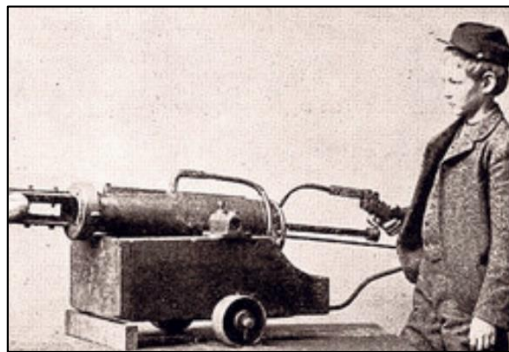


Figura 2.1. Primera máquina de lanzamiento de pelotas – Charles Hinton

En 1916 Bartey N. Martey patentó la que, en la actualidad, es la máquina de lanzamiento de pelotas más utilizada, las máquinas de una o dos ruedas impulsoras.^[9]

Tras la invención de este dispositivo de lanzamiento de pelotas de béisbol, se empezaron a desarrollar dispositivos adaptables a los distintos deportes, tales como tenis, fútbol, fútbol americano, voleibol, baloncesto, etc.



Figura 2.2. Máquina lanza pelotas para fútbol americano

En la gran mayoría de estos dispositivos, las pelotas se introducen de manera manual, sin embargo, hay algunas que disponen de un alimentador de pelotas automático.

Usar máquinas lanza pelotas en los entrenamientos deportivos ofrece una serie de ventajas:

- Perfección en la técnica de golpeo. Esta podría ser la principal ventaja de estos dispositivos, ya que disponen de un gran control en la trayectoria de la pelota.
- Autonomía. En la mayoría de los entrenamientos deportivos se necesita de una segunda persona para perfeccionar algunos aspectos de la técnica deportiva; estos dispositivos aportan la autonomía necesaria para no necesitar a esta segunda persona.
- Velocidad. Estas máquinas son capaces de lanzar pelotas a distintas velocidades. Dependiendo del tipo de máquina pueden llegar incluso a los 160 kilómetros por hora.

Sin embargo, también existe un inconveniente:

- Coste. El coste de adquisición de estas máquinas es el principal inconveniente, ya que, por lo general, superan los 1.000 euros.

2.2.- Aplicaciones de las máquinas lanza pelotas

Estos dispositivos, por lo general, están diseñados con el objetivo de perfeccionar el golpeo de la pelota; ya sea en el béisbol, en el tenis, etc., pero también son aplicables a otros tipos de entrenamiento.

A continuación, se verán distintas aplicaciones de las máquinas lanza pelotas:

2.2.1.- Aplicaciones en el fútbol

En el fútbol, este tipo de dispositivos pueden utilizarse para distintos tipos de entrenamientos:

- Entrenamiento de porteros: En estos entrenamientos el dispositivo lanza los balones a la portería con el objetivo de que el portero perfeccione sus paradas.
- Entrenamientos de control de balón: Estos entrenamientos, normalmente van dirigidos a los jugadores de campo, pero también pueden ser realizados por los porteros. El dispositivo lanza los balones con distintas alturas y velocidades para que el jugador perfeccione su control del balón.

- Entrenamientos de jugadas ensayadas: Estos entrenamientos pueden ir dirigidos tanto a jugadores de campo como a porteros, pudiendo los dos trabajar sobre el mismo entrenamiento.



Figura 2.3. Máquina lanza pelotas de fútbol: Entrenamiento de porteros

2.2.2.- Aplicaciones en el tenis

En el tenis, este tipo de dispositivos pueden utilizarse para dos tipos de entrenamientos:

- Entrenamientos de golpeo: Este tipo de entrenamiento es el más común cuando se usan estas máquinas. La máquina lanza pelotas al jugador para perfeccionar distintos golpes.
- Entrenamientos de saque: El uso de la máquina en estos entrenamientos es puramente por comodidad. La máquina va lanzando pelotas al jugador a velocidades muy bajas para que las coja con la mano y perfeccione su saque.



Figura 2.4. Máquina lanza pelotas de tenis: Entrenamiento de golpeo

2.2.3.- Aplicaciones en el béisbol

En el béisbol, este tipo de dispositivos pueden utilizarse para dos tipos de entrenamientos:

- Entrenamientos de bateo: Como ya se vio anteriormente, la primera máquina lanza pelotas fue inventada para este tipo de entrenamiento. Es el principal uso para estas máquinas en el béisbol. La máquina va lanzando pelotas desde la zona del pitcher (lanzador) para perfeccionar el bateo del jugador.
- Entrenamientos de recepción: Este tipo de entrenamiento consiste en atrapar las pelotas que va lanzando el dispositivo.

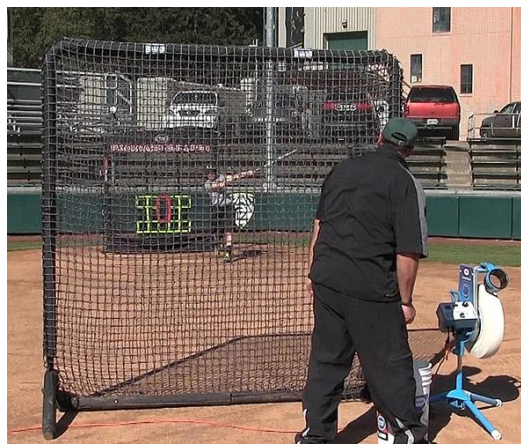


Figura 2.5. Máquina lanza pelotas de béisbol: Entrenamiento de bateo

2.3.- Tipos de pelotas y sus características

- **Pelotas de fútbol**: la pelota de fútbol está formada por cuatro capas, una exterior de cuero, dos intermedias fabricadas con hilo de poliéster y una última capa de caucho, la cual es una cámara de aire para introducir una presión interna a la pelota.

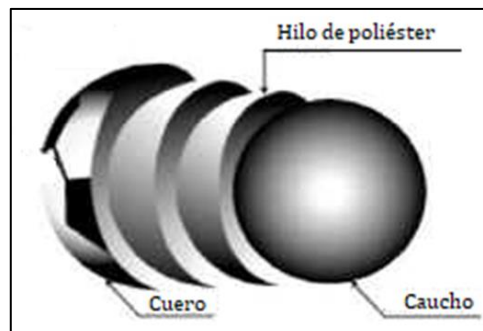


Figura 2.6. Capas de una pelota de fútbol.

Según el reglamento del fútbol, el balón de fútbol oficial (talla número 5), debe cumplir los siguientes requisitos ^[15]:

- Debe ser esférico.
 - Debe estar hecho de cuero u otro material adecuado.
 - Su circunferencia debe estar comprendida entre los 68 y los 70 centímetros. Es decir, su diámetro debe estar entre los 21,64 centímetros y los 22,29 centímetros.
 - Su peso deberá estar entre 410 y 450 gramos.
 - Deberá tener una presión interna entre 0,6 y 1,1 atmósferas.
- **Pelotas de tenis:** la pelota de tenis está formada por dos capas, una exterior de fieltro (nailon) y una interior (núcleo) de caucho formada por dos semiesferas entre las cuales se introduce aire o gas a presión.

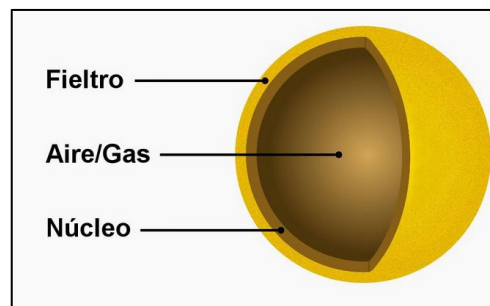


Figura 2.7. Capas de una pelota de tenis.

Según el reglamento del tenis, la pelota de tenis debe cumplir los siguientes requisitos ^[11]:

- Debe ser esférica.
 - Debe tener una superficie uniforme de color blanco o amarillo. En caso de tener costuras, debe ser sin puntadas.
 - Su diámetro debe estar comprendido entre 6,35 y 6,67 centímetros,
 - Su peso deberá estar entre 56,7 y 58,5 gramos.
 - El rebote de la pelota no deberá ser superior a 147 centímetros, y como poco debe rebotar 135 centímetros.
- **Pelotas de béisbol:** la pelota de béisbol está formada por cuatro capas; una exterior de cuero, una segunda capa de gran espesor de lana (cordel), dos capas de caucho y una última capa, la cual es el núcleo de la pelota, de corcho.

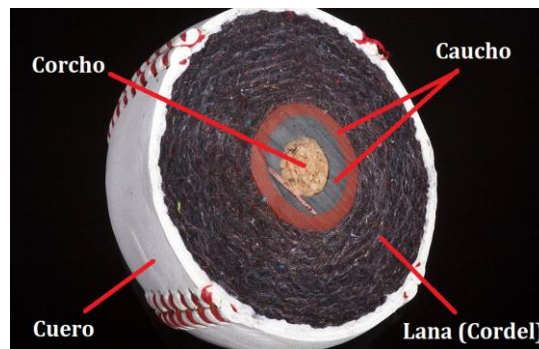


Figura 2.8. Capas de una pelota de béisbol

La pelota debe cumplir los siguientes requisitos ^[17]:

- Debe ser esférica.
- Su circunferencia debe estar comprendida entre los 22,5 y los 24 centímetros, es decir, su diámetro debe estar entre los 7,16 y los 7,64 centímetros.
- Su peso deberá estar entre 142 y 149 gramos.

2.4.- Tipos de dispositivos lanza pelotas

Existen distintos mecanismos para el lanzamiento de las pelotas:

- **Mecanismo de ruedas impulsoras:** como ya se comentó anteriormente, este mecanismo de lanzamiento de pelotas es el más utilizado en la actualidad. Esto es debido a su capacidad de lanzamiento de pelotas a grandes velocidades y a la posibilidad de aplicar distintos efectos a la pelota.

Este mecanismo consiste en hacer que la pelota entre en contacto con la/s rueda/s impulsora/s haciendo que esta coja la velocidad tangencial de dicha/s rueda/s. Dentro de este mecanismo de lanzamiento, existen tres tipos de dispositivos lanza pelotas de ruedas impulsoras:

- a) Máquinas lanza pelotas con una única rueda impulsora: este tipo de dispositivo consiste únicamente en hacer que la pelota entre en contacto con la rueda impulsora.



Figura 2.9. Máquina de una rueda impulsora

Al haber una única rueda, saldrá lanzada siempre con el mismo efecto que le da dicha rueda (Figura 2.10).

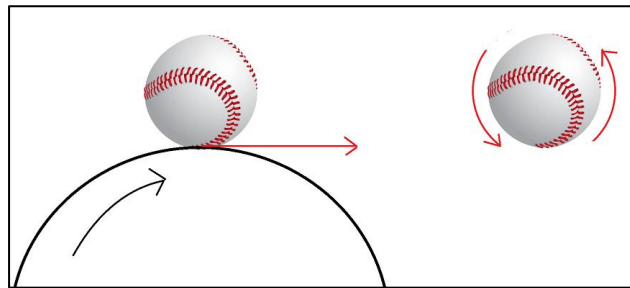


Figura 2.10. Efecto en la pelota en máquinas de una rueda impulsora

- b) Máquinas lanza pelotas con dos ruedas impulsoras: este tipo de dispositivo consiste en hacer pasar la pelota entre las dos ruedas impulsoras comprimiendo a esta ligeramente.



Figura 2.11. Máquina de dos ruedas impulsoras

Algunas de las máquinas de este tipo tienen la posibilidad de aportarle distintos efectos a la pelota. Este efecto se produce variando la velocidad entre las ruedas y produciendo en la pelota un momento, que se traducirá en dicho efecto (Figura 2.12).

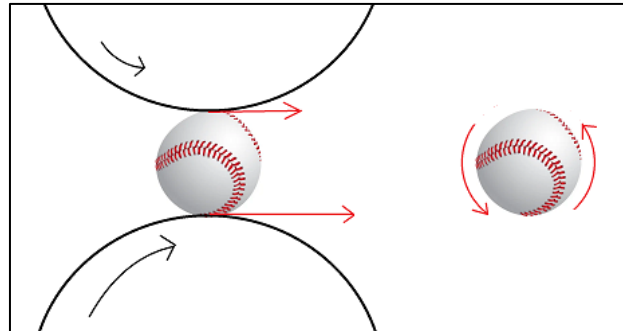


Figura 2.12. Efecto en la pelota en máquinas de dos ruedas impulsoras

Algunos de los dispositivos que disponen de la posibilidad de aplicarle este efecto, disponen también de un mecanismo para cambiar la orientación de las ruedas impulsoras, y así optar a un mayor rango de efectos. Esto se puede observar en el dispositivo de lanzamiento de pelotas de fútbol que se muestra en la Figura 2.13 y en la Figura 2.14:



Figura 2.13. Dispositivo de dos ruedas en posición horizontal



Figura 2.14. . Dispositivo de dos ruedas en posición vertical

- c) Máquinas lanza pelotas con tres ruedas impulsoras: la mecánica de lanzamiento de este dispositivo es igual que en la de dos ruedas impulsoras. Este tipo de máquina tiene la ventaja, respecto a las máquinas de dos ruedas impulsoras fijas (sin mecanismo de orientación de las ruedas), de aplicar una mayor combinación de efectos en la pelota al haber una rueda impulsora más.



Figura 2.15. Máquina de tres ruedas impulsoras

- **Mecanismo de tipo catapulta**: este tipo de mecanismo no es muy frecuente. Las velocidades de lanzamiento son menores que en el caso del mecanismo de ruedas impulsoras, y no dispone de la capacidad de aplicarle distintos efectos a las pelotas.



Figura 2.16. Máquina lanza pelotas de tipo catapulta

2.5.- Dispositivos lanza pelotas en el mercado

2.5.1.- Dispositivos para fútbol

- THE BALL LAUNCHER: Este dispositivo es utilizado por varios equipos de la Premier Ligue (máxima categoría en el sistema de ligas de fútbol en Inglaterra), como el Manchester City, el Tottenham, el Arsenal, el Chelsea y el Manchester United.

Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera horizontal.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera.

Dispone de un mecanismo de giro de las dos ruedas impulsoras para que pueda coger efectos en más direcciones.

Puede lanzar los balones de fútbol a velocidades desde 5 millas por hora (8,05 km/h) hasta 80 millas por hora (128,75 km/h).

Carece de un alimentador de pelotas, es decir, hay que ir introduciendo las pelotas en el dispositivo manualmente.

Su batería puede durar hasta 4 horas.

Dispone de cuatro ruedas y un asa para facilitar su transporte.

Especificaciones:

- Dimensiones: 85 x 47 x 120 cm.
- Peso: 42 kg.

Precio: 2903,18 €.



Figura 2.17. The Ball Launcher

- GLOBUS EUROGOAL 600: Es muy similar al The Ball Launcher.

Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera horizontal.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera.

Dispone de un mecanismo de giro de las dos ruedas impulsoras para que pueda coger efectos en más direcciones.

Puede lanzar los balones de fútbol a velocidades desde 10 km/h hasta 110 km/h.

Carece de un alimentador de pelotas, es decir, hay que ir introduciendo las pelotas en el dispositivo manualmente.

Su batería puede durar hasta 5 horas.

Dispone de cuatro ruedas y un asa para facilitar su transporte.

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica).
- Peso: (No se especifica).

Precio: 3925,62 €.



Figura 2.18. Globus Eurogoal 600

2.5.2.- Dispositivos para tenis

- **SLINGER LAUNCHER**: Su principal característica es su portabilidad, ya que combina una bolsa de tenis con un lanzador de pelotas.

Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera vertical.

Es capaz de lanzar las pelotas a diferentes velocidades, frecuencias y niveles de elevación.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 16 km/h hasta 73 km/h.

Al juntar bolsa y lanza pelotas, dispone de un depósito de pelotas en el que pueden llegar a caber hasta 144 pelotas.

Dispone de un oscilador automático para lanzar las pelotas a distintas zonas de la pista de tenis.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera: hacia adelante (top spin) o hacia atrás (back spin).

Su batería puede durar hasta 3 horas y media.

Dispone de cuatro ruedas y un asa para facilitar su transporte.

Especificaciones:

- Dimensiones: 14 x 18 x 34 pulgadas (35,56 x 45,72 x 86,36 cm).
- Peso: 15 kg.

Precio: 949,00 €.



Figura 2.19. SLINGER LAUNCHER

- VEVOR: Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera vertical.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 20 km/h hasta 140 km/h.

Dispone de un depósito de pelotas en el que pueden llegar a caber hasta 150 pelotas.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera: hacia adelante (top spin) o hacia atrás (back spin).

Dispone de un control del dispositivo a través de una aplicación móvil.

Su batería puede durar entre 6 y 8 horas.

Dispone de cuatro ruedas y un asa para facilitar su transporte.

Especificaciones:

- Dimensiones: 47,8 x 44,8 x 52,8 cm.
- Peso: 18 kg.

Precio: 1244,99 €.



Figura 2.20. VEVOR

- **TUTOR 2:** Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera vertical.

Puede lanzar las pelotas a velocidades distintas en una escala del 1 al 10 desde los 15 km/h hasta los 135 km/h.

Dispone de un oscilador automático para lanzar las pelotas a distintas zonas de la pista de tenis y de un regulador de frecuencia, también en una escala del 1 al 10, para fijar el tiempo entre cada lanzamiento.

Dispone de un depósito de pelotas en el que pueden llegar a caber hasta 150 pelotas.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera: hacia adelante (top spin) o hacia atrás (back spin).

Su batería puede durar hasta 4 horas.

Especificaciones:

- Dimensiones: 30 x 51 x 50 cm.
- Peso: 19 kg.

Precio: 1680,00 €.



Figura 2.21. TUTOR 2

- SPINFIRE PRO 2 V2 TENIS LITHIUM: Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras dispuestas de manera vertical.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde los 16 km/h hasta los 130 km/h.

Dispone de un oscilador automático para lanzar las pelotas a distintas zonas de la pista de tenis.

Dispone de un depósito de pelotas en el que pueden llegar a caber hasta 150 pelotas.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera: hacia adelante (top spin) o hacia atrás (back spin).

Su batería puede durar hasta 4 horas.

Dispone de dos ruedas y un asa para facilitar su transporte.

Especificaciones:

- Dimensiones: 60 x 50 x 50 cm.
- Peso: 17 kg.

Precio: 2229,00 €.



Figura 2.22. SPINFIRE 2 V2 TENIS LITHIUM

2.5.3.- Dispositivos para béisbol

- LOUISVILLE SLUGGER BLUE FLAME PITCHING MACHINE: Se trata de un dispositivo mecánico que consiste en pisar un pedal y al soltarlo se lanza la pelota, asemejándose a un mecanismo de catapulta.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 18 millas por hora (28,97 km/h) hasta 45 millas por hora (72,42 km/h).

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica)
- Peso: (No se especifica)

Precio: 179,99 \$ (170,04 € aprox.)



Figura 2.23. LOUISVILLE SLUGGER BLUE FLAME PITCHING MACHINE

BATA B-1 CURVEBALL PITCHING MACHINE: Se trata de un dispositivo automático de una única rueda impulsora.

Dispone de un mecanismo orientación de la rueda impulsoras para que pueda coger efectos en más direcciones.

Puede lanzar las pelotas a velocidades hasta 60 millas por hora (96,56 km/h).

Carece de un alimentador de pelotas, es decir, hay que ir introduciendo las pelotas en el dispositivo manualmente.

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica)
- Peso: 60 libras (27,22 kg)

Precio: 1499,00 \$ (1419,93 € aprox.)



Figura 2.24. BATA B-1 CURVEBALL PITCHING MACHINE

➤ THE JUGS: disponen de varios modelos; de una, dos o tres ruedas impulsoras:

- *THE JUGS BPI*: Se trata de un dispositivo automático de una única rueda impulsora.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 15 millas por hora (24,14 km/h) hasta 70 millas por hora (112,65 km/h).

Tiene la posibilidad de incorporar un alimentador de pelotas con una capacidad para 36 pelotas de béisbol.

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica).
- Peso: 75 libras (34,02 kg).

Precio: 1800,00 \$ (1705,05 € aprox.)



Figura 2.25. THE JUGS BP1

- *THE JUGS BP2*: Se trata de un dispositivo automático de dos ruedas impulsoras.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera.

Dispone de un mecanismo de giro de las dos ruedas impulsoras para que pueda coger efectos en más direcciones.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 45 millas por hora (72,42 km/h) hasta 90 millas por hora (144,84 km/h).

Tiene la posibilidad de incorporar un alimentador de pelotas con una capacidad para 36 pelotas de béisbol.

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica)
- Peso: 125 libras (56,70 kg)

Precio: 3325,00 \$ (3149,61 € aprox.).



Figura 2.26. THE JUGS BP2

- *THE JUGS BP3*: Se trata de un dispositivo automático de tres ruedas impulsoras.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera.

Se puede cambiar la disposición de las tres ruedas impulsoras para aportar más variedad de efectos a la pelota.

Puede lanzar las pelotas a velocidades desde 40 millas por hora (64,37 km/h) hasta 90 millas por hora (144,84 km/h).

Tiene la posibilidad de incorporar un alimentador de pelotas con una capacidad para 36 pelotas de béisbol.

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica)
- Peso: (No se especifica)

Precio: 4450,00 \$ (4215,26 € aprox.).



Figura 2.27. THE JUGS BP3

- HACK ATTACK BASEBALL PITCHING MACHINE: Se trata de un dispositivo automático de tres ruedas impulsoras.

Estas ruedas impulsoras pueden aportar efecto a la pelota variando la velocidad de cada una según el efecto que se requiera.

Puede lanzar las pelotas a más de 100 millas por hora (160 km/h).

Especificaciones:

- Dimensiones: (No se especifica).
- Peso: 160 libras (72,58 kg).

Precio: 3499,00 \$ (3314,43 € aprox.).



Figura 2.28. HACK ATTACK BASEBALL PITCHING MACHINE

3.- ANÁLISIS DE OPCIONES Y SOLUCIÓN APORTADA

A continuación, se tendrán en cuenta varias opciones sobre cada aspecto de diseño del dispositivo, y se obtendrá una solución a través de matrices de decisiones.

3.1.- Mecanismo de lanzamiento

Como ya se vio en el apartado 2.3 existen dos tipos de mecanismos para el lanzamiento de pelotas: mecanismo de ruedas impulsoras y mecanismo de catapulta.

- Opciones:
 - 1ª Opción: Mecanismo de ruedas impulsoras
 - *Ventajas:* Posibilidad de lanzamiento a altas velocidades. Posibilidad de dar efecto a la pelota.
 - *Inconvenientes:* El coste del dispositivo es bastante alto.
 - 2ª Opción: Mecanismo de catapulta
 - *Ventajas:* Menor precio con respecto a los de ruedas impulsoras.
 - *Inconvenientes:* Menor velocidad de lanzamiento. Sin posibilidad de efecto.
- Matriz de decisiones:

MECANISMO DE LANZAMIENTO					
Características	Importancia	1ª Opción: Ruedas		2ª Opción: Catapulta	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Velocidad	25%	9	2,25	5	1,25
Efecto	25%	10	2,50	0	0,00
Complejidad	20%	4	0,80	9	1,80
Coste	30%	2	0,60	8	2,40
TOTAL			6,40		5,45

Tabla 3.1. Matriz de decisiones para tipo de mecanismo de lanzamiento

- Solución aportada: Mecanismo de ruedas impulsoras

3.2.- Adaptabilidad al tipo de pelota

Para que el dispositivo cumpla el objetivo de ser aplicable a los tres tipos de pelotas (fútbol, tenis y béisbol), se deberá elegir el sistema que se utilizará para adaptar la distancia entre las ruedas impulsoras al tamaño de dicha pelota.

- Opciones:

- 1ª Opción: Disponer de tres pares de ruedas de impulsión distintos (uno para cada pelota).
 - *Ventajas:* No se necesita un mecanismo para adaptar la distancia entre las ruedas impulsoras al tamaño de la pelota.
 - *Inconvenientes:* Al haber tres pares de ruedas, subirá el coste, el tamaño de la máquina y el peso total de la misma.
- 2ª Opción: Disponer de un par de ruedas de impulsión para las pelotas de fútbol y otro par de ruedas adaptables en distancia para las pelotas de tenis y béisbol (debido a que tienen un tamaño semejante).
 - *Ventajas:* Al haber un par de ruedas menos respecto a la primera opción, bajará el coste, el tamaño y el peso total de la máquina.
 - *Inconvenientes:* Aumenta la complejidad respecto a la primera opción al existir un mecanismo para adaptar la distancia entre las ruedas impulsoras a los tamaños de las pelotas de tenis y béisbol.
- 3ª Opción: Disponer de un único par de ruedas de impulsión adaptables en distancia.
 - *Ventajas:* al haber un único par de ruedas será la opción de menor coste, tamaño y peso.
 - *Inconvenientes:* Es la opción más compleja de las tres.

- Matriz de decisiones:

NÚMERO DE RUEDAS IMPULSORAS							
Características	Importancia	3 pares		2 pares (1 ajustable)		1 par ajustable	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Tamaño	20%	2	0,40	5	1,00	8	1,60
Transporte	25%	3	0,75	5	1,25	7	1,75
Montaje	10%	5	0,50	7	0,70	8	0,80
Complejidad	10%	9	0,90	5	0,50	3	0,30
Coste	35%	2	0,70	6	2,10	8	2,80
TOTAL			3,25		5,55		7,25

Tabla 3.2. Matriz de decisiones para el número de ruedas impulsoras

- Solución aportada: un único par de ruedas de impulsión adaptables en distancia.

3.3.- Número de motores

En la mayoría de los dispositivos de lanzamiento de pelotas de ruedas impulsoras existe un motor para cada rueda, pero existe la posibilidad de que haya un único motor que aporte la velocidad requerida a las dos ruedas impulsoras.

- Opciones:
 - 1ª Opción: Un único motor.
 - *Ventajas*: el coste, el tamaño y el transporte será la mitad respecto de si se tienen dos motores.
 - *Inconvenientes*: al haber un único motor, la velocidad de las dos ruedas impulsoras será la misma, y, por tanto, si se quisiera dar efecto a la pelota se deberá incorporar un mecanismo a la salida de esta. Deberá de haber mecanismos de transmisión para transmitir la velocidad del motor a las dos ruedas impulsoras, aumentando, así, la complejidad.
 - 2ª Opción: Dos motores.
 - *Ventajas*: al haber un motor por cada rueda impulsora, existirá la posibilidad de dar efecto a la pelota variando la velocidad entre estas.
 - *Inconvenientes*: el coste, el tamaño y el transporte será el doble respecto de si se tiene un único motor.

- Matriz de decisiones:

NÚMERO DE MOTORES					
Características	Importancia	1ª Opción: 1 motor		2ª Opción: 2 motores	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Tamaño	15%	8	1,20	4	0,60
Transporte	15%	7	1,05	5	0,75
Montaje	15%	8	1,20	6	0,90
Complejidad efecto	15%	2	0,30	9	1,35
Coste	40%	8	3,20	4	1,60
TOTAL			6,95		5,20

Tabla 3.3. Matriz de decisiones para el número de motores

- Solución aportada: un único motor

3.4.- Mecanismo para la transmisión de velocidad a las ruedas impulsoras

Cada rueda impulsora deberá girar en un sentido con el objetivo de que la pelota pase entre estas, para ello se deberá cambiar el sentido de giro del motor. Esto se hará a través de dos engranajes, los cuales deberán girar a la misma velocidad, es decir, la relación de transmisión deberá ser igual a uno. Los ejes de los engranajes deberán ser paralelos, es decir, engranajes cilíndricos.

Al haber un único par de ruedas impulsoras adaptables en distancia y disponer únicamente de un motor, la transmisión de la velocidad a los ejes impulsores deberá hacerse mediante correas de transmisión. Deberá haber dos transmisiones por correas, uno por cada rueda impulsora. La transmisión por correas se realizará desde los ejes donde se situarán los engranajes. En la Figura 3.1 se muestra un boceto de la transmisión de velocidad desde el motor hasta las ruedas impulsoras.

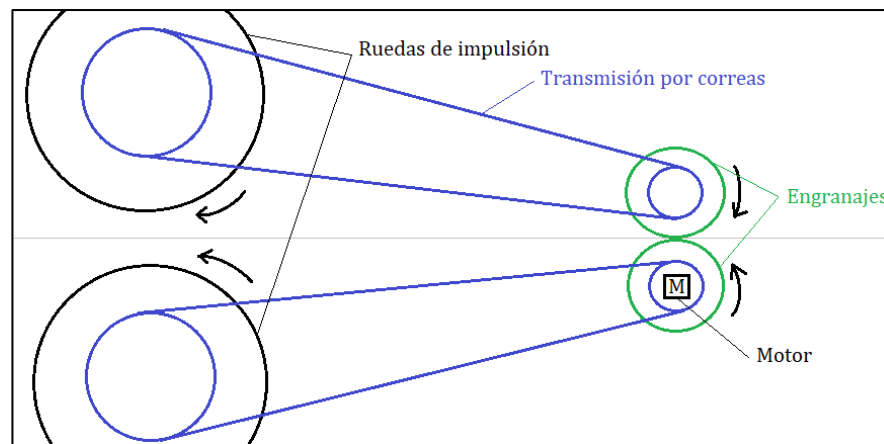


Figura 3.1. Boceto transmisión de velocidad

3.4.1.- Tipo de engranaje

Existen cuatro tipos de engranes: engranes rectos, engranes helicoidales, engranes cónicos y tornillo sin fin. El engrane recto dispone de dientes paralelos al eje de rotación y se utiliza para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos; el helicoidal se usa para las mismas aplicaciones que los rectos y, además, al poseer dientes inclinados respecto al eje de rotación, desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos; los engranes cónicos se usan para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan; y el tornillo sin fin se emplea sobre todo cuando las relaciones de velocidad de los dos ejes son muy altas (3 o más).^[18]

Para nuestro caso, se estudiarán dos opciones: engranajes rectos y engranajes helicoidales. Esto se debe a que los dos ejes estarán situados paralelamente, y a que la relación de transmisión será igual a uno.

- Opciones:
 - 1ª Opción: Engranajes rectos.
 - *Ventajas:* son sencillos, fiables, pueden transmitir una gran cantidad de potencia, transmiten una velocidad constante y estable y son más económicos que los helicoidales.
 - *Inconvenientes:* son ruidosos a altas velocidades y no son tan resistentes como los helicoidales.
 - 2ª Opción: Engranajes helicoidales.
 - *Ventajas:* perfectos para aplicaciones de alta carga, son más silenciosos y transmiten mayor potencia que los de dientes rectos.

- *Inconvenientes*: son menos eficientes que los de dientes rectos y tienen un coste mayor.

- Matriz de decisiones:

TIPO ENGRANAJES					
Características	Importancia	1ª Opción: Recto		2ª Opción: Helicoidal	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Diseño y Fabricación	15%	8	1,20	6	0,90
Transmisión Potencia	15%	5	0,75	7	1,05
Ruido	10%	4	0,40	8	0,80
Resistencia	15%	5	0,75	8	1,20
Eficiencia	15%	8	1,20	6	0,90
Coste	30%	8	2,40	5	1,50
TOTAL			6,70		6,35

Tabla 3.4. Matriz de decisiones para el tipo de engranajes

- Solución aportada: Engranajes rectos.

3.4.2.- Tipo de correas de transmisión

Las transmisiones por correas transfieren esfuerzos y movimientos giratorios entre ejes, preferentemente con gran distancia entre ellos. Gracias a su elasticidad, trabajan de una manera más flexible que los accionamientos por cadenas o por engranajes. Existen distintos tipos de transmisión por correas, los tres tipos que se tendrán en cuenta serán: transmisión por correas planas, transmisión por correas trapeziales y transmisión por correas dentadas.^[10]

- Opciones:

➤ 1ª Opción: Correas planas.

- *Ventajas*: tienen un mejor rendimiento respecto a las trapeziales. Disponen de un funcionamiento altamente silencioso. En poleas grandes, estas correas se pueden utilizar para proporcionar altas potencias. Tienen mayor vida útil que las trapeziales.
- *Inconvenientes*: tienen tendencia a resbalar sobre la superficie de la polea cuando se aplican cargas pesadas, por tanto, se traduce en mala transmisión

para estos casos. Riesgo de desplazamiento de la polea. Supervisión constante de la tensión.

➤ 2ª Opción: Correas trapeciales.

- *Ventajas:* muy buena transmisión debido a su sección en forma de V evitando el resbalamiento. Su grosor es menor que el de las correas planas. Requieren una menor supervisión de la tensión. Para altas potencias, se pueden ensamblar varias correas trapeciales una al lado de otra.
- *Inconvenientes:* tienen menor rendimiento y menor vida útil respecto a las correas planas.

➤ 3ª Opción: Correas dentadas.

- *Ventajas:* Son las correas que mejor transmisión tienen. Perfectas para altas potencias.
- *Inconvenientes:* Es la opción más cara de las tres.

• Matriz de decisiones:

TIPO DE CORREA DE TRANSMISIÓN							
Características	Importancia	Planas		Trapeciales		Dentadas	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Transmisión	10%	5	0,50	7	0,70	10	1,00
Rendimiento	10%	9	0,90	7	0,70	8	0,80
Ruido	5%	9	0,45	6	0,30	6	0,30
Grosor	5%	5	0,25	8	0,40	5	0,25
Desplazamiento de la correa	10%	2	0,20	9	0,90	8	0,80
Supervisión	10%	2	0,20	9	0,90	8	0,80
Potencia	10%	9	0,90	8	0,80	10	1,00
Vida útil	10%	8	0,80	7	0,70	6	0,60
Coste	30%	8	2,40	8	2,40	4	1,20
TOTAL			6,60		7,80		6,75

Tabla 3.5. Matriz de decisiones para el tipo de correas de transmisión

- Solución aportada: Transmisión por correas trapeciales.

3.5.- Mecanismo de adaptabilidad de la distancia entre ruedas impulsoras

Debido a que la transmisión de velocidad del motor a los ejes de impulsión se realizará por correas, la distancia entre las poleas debe ser constante para mantener la tensión en estas. Por tanto, los ejes de impulsión deben modificar su altura a través de dos guías curvas en sus extremos con radio igual a la distancia entre poleas y centro en la polea motriz.

Para fijar las tres posiciones posibles (para fútbol, béisbol y tenis) se proponen estas dos opciones:

- Opciones:
 - 1ª Opción: Mecanismo similar al del cambio de altura en las poleas de una máquina de gimnasio. Hay cuatro, uno por cada extremo de eje.
 - *Ventajas:* El mecanismo no ocupa prácticamente espacio al situarse en los laterales del dispositivo. Sencillez.
 - *Inconvenientes:* Baja comodidad, para situar los ejes para un tipo de pelota concreta hay que modificar primero la altura de un eje y, posteriormente, la altura del otro.

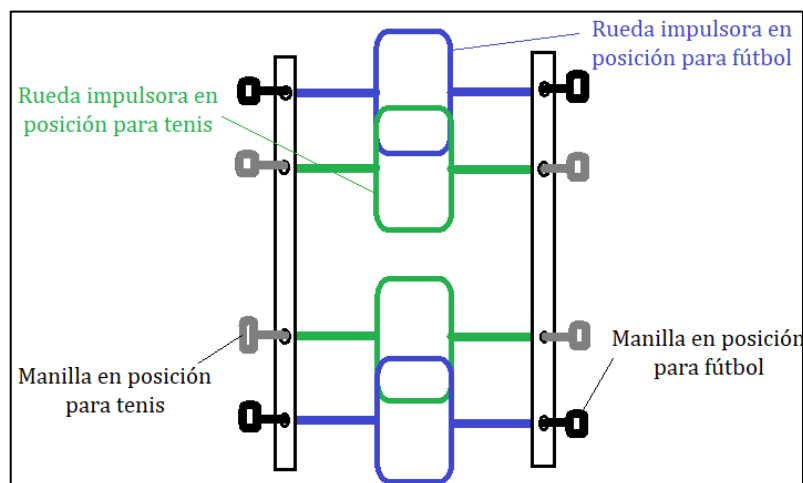


Figura 3.2. Boceto de la 1ª Opción para el mecanismo de adaptabilidad de la distancia entre ruedas

- 2ª Opción: Mecanismo en el cual los dos ejes se separan o se juntan la misma distancia, únicamente con un movimiento lineal.

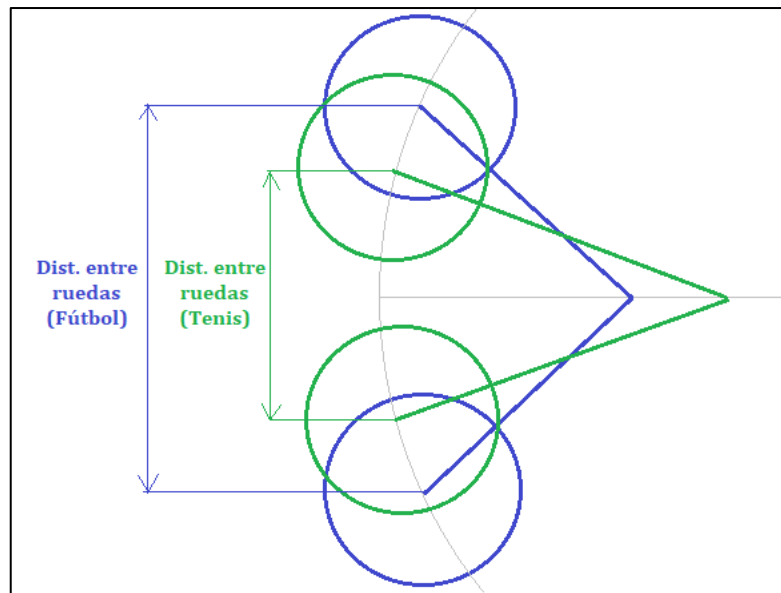


Figura 3.3. Boceto de la 2ª Opción para el mecanismo de adaptabilidad de la distancia entre ruedas

- *Ventajas:* Alta comodidad, con un solo movimiento lineal se cambia la distancia entre los dos ejes.
- *Inconvenientes:* Se requiere espacio en la entrada de la pelota para colocar el mecanismo (podría interferir con la transmisión por correas).
- Matriz de decisiones:

MECANISMO ADAPTABILIDAD DISTANCIA ENTRE RUEDAS					
Características	Importancia	1ª Opción		2ª Opción	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Espacio	30%	8	2,40	4	1,20
Comodidad	20%	3	0,60	8	1,60
Complejidad	20%	9	1,80	7	1,40
Coste	30%	7	2,10	8	2,40
TOTAL			6,90		6,60

Tabla 3.6. Matriz de decisiones para el mecanismo de adaptabilidad de la distancia entre ruedas

- Solución aportada: Mecanismo similar al del cambio de altura en las poleas de una máquina de gimnasio.

3.6.- Canal de alimentación de pelotas

Se necesitarán dos canales de alimentación de pelotas distintos para hacer llegar la pelota a las ruedas impulsoras, uno para las pelotas de fútbol y otro para las de tenis y béisbol (ya que estas dos últimas tienen un tamaño semejante). La pelota deberá encontrarse centrada entre las dos ruedas de impulsión para su correcto lanzamiento.

- Opciones:

- 1ª Opción: Disponer de dos canales de alimentación intercambiables, uno para las pelotas de fútbol y otro para las de tenis y béisbol.
 - *Ventajas:* no se necesitará ningún mecanismo para adaptar el canal de alimentación al tamaño de la pelota, por tanto, su complejidad será mínima.
 - *Inconvenientes:* al haber dos canales intercambiables cada vez que se quiera utilizar un tipo de pelota u otro se deberá montar el canal adecuado, con ello complicará el transporte de la máquina y aumentará el coste.
- 2ª Opción: Un canal de alimentación principal para las pelotas de fútbol y un mecanismo mediante el cual, al disminuir la distancia entre las ruedas de impulsión suba un nuevo canal para las pelotas de tenis y béisbol.
 - *Ventajas:* al estar este mecanismo no se requerirá un montaje de canal según el tipo de pelota que se desee utilizar, el transporte de la máquina será más sencillo y el coste disminuirá.
 - *Inconvenientes:* la complejidad del mecanismo aumenta significativamente respecto a la primera opción.

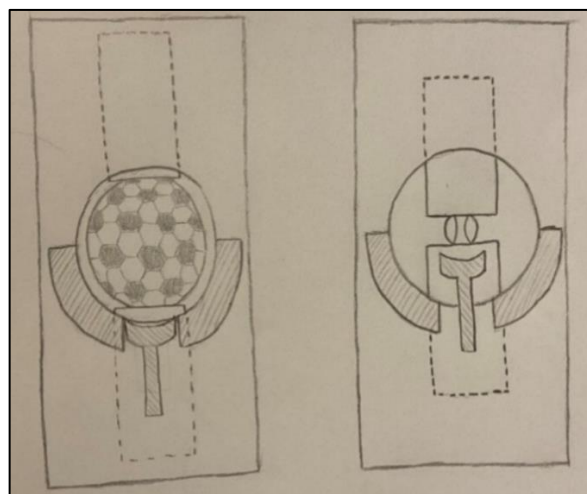


Figura 3.4. Boceto de la 2ª Opción para el canal de alimentación de pelotas

- Matriz de decisiones:

CANAL DE ALIMENTACIÓN DE PELOTAS					
Características	Importancia	1ª Opción: Un canal		2ª Opción: 2 canales	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Tamaño	20%	6	1,20	8	1,60
Transporte	20%	5	1,00	7	1,40
Montaje	10%	6	0,60	8	0,80
Complejidad	25%	9	2,25	2	0,50
Coste	25%	5	1,25	7	1,75
TOTAL			6,30		6,05

Tabla 3.7. Matriz de decisiones para el tipo de canal de alimentación

- Solución aportada: Dos canales de alimentación intercambiables, uno para las pelotas de fútbol y otro para las de tenis y béisbol.

3.7.- Depósito de pelotas

Como ya se comentó en los objetivos del proyecto, se debe de disponer de un alimentador de pelotas, es decir, de un depósito que suministre las pelotas al canal de alimentación para introducirlas en el dispositivo. Para ello se consideraron dos posibles alternativas.

- Opciones:
 - 1ª Opción: Un único depósito de pelotas.
 - *Ventajas:* no se necesitará cambiar el depósito cada vez que se quiera lanzar una pelota distinta.
 - *Inconvenientes:* Se dispondrá de un depósito grande fijo al dispositivo debido a las pelotas de fútbol.
 - 2ª Opción: Dos depósitos de pelotas, cada uno fijo a su canal de alimentación.
 - *Ventajas:* En ocasiones se tendrá un depósito más pequeño que en la primera opción (depósito para pelotas de tenis y béisbol).
 - *Inconvenientes:* al haber dos depósitos cada vez que se quiera utilizar un tipo de pelota u otro se deberá montar el canal adecuado junto a su depósito, con ello complicará el transporte de la máquina y aumentará el coste.

- Matriz de decisiones:

DEPÓSITO DE PELOTAS					
Características	Importancia	1ª Opción: Un depósito		2ª Opción: 2 depósitos	
		(0-10)	Ponderado	(0-10)	Ponderado
Tamaño	30%	4	1,20	8	2,40
Transporte	20%	8	1,60	2	0,40
Montaje	10%	9	0,90	6	0,60
Complejidad	10%	5	0,50	3	0,30
Coste	30%	7	2,10	3	0,9
TOTAL			6,30		4,60

Tabla 3.8. Matriz de decisiones para el número de depósitos de pelotas

- Solución aportada: Un único depósito de pelotas.

4.- CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

4.1.- Proceso lanzamiento de las pelotas

El proceso del lanzamiento de la pelota consiste en dos ruedas impulsoras iguales que giran a una velocidad ω en sentidos contrarios, haciendo pasar la pelota entre ellos comprimiéndola ligeramente. La pelota entra en contacto con las ruedas impulsoras a una velocidad (v_0), prácticamente igual cero; debido al rozamiento, la pelota comienza a acelerarse a medida que las ruedas giran; y finalmente esta sale de las ruedas a la velocidad (v_f) que se desee. La pelota entra en las ruedas impulsoras con un diámetro d_0 y se comprime hasta una distancia d_f entre las superficies de estas ruedas (Figura 4.1).

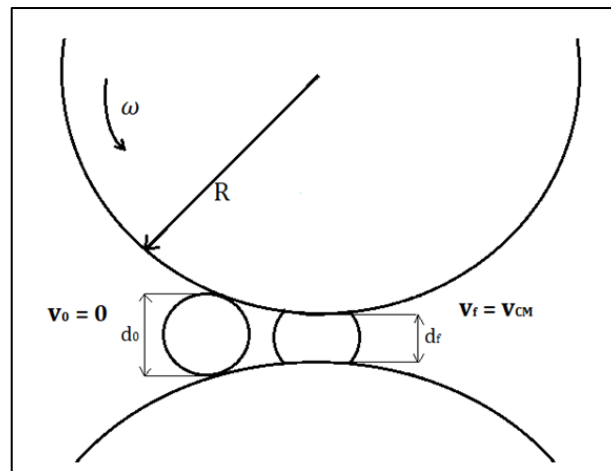


Figura 4.1. Esquema sobre la entrada de la pelota entre las ruedas de impulsión

Esta velocidad de salida (v_f) será igual a la velocidad del centro de masas de la pelota en ese momento, y a su vez, será igual a la velocidad tangencial de cualquiera de las dos ruedas impulsoras. Estas velocidades están representadas en la Figura 4.2.

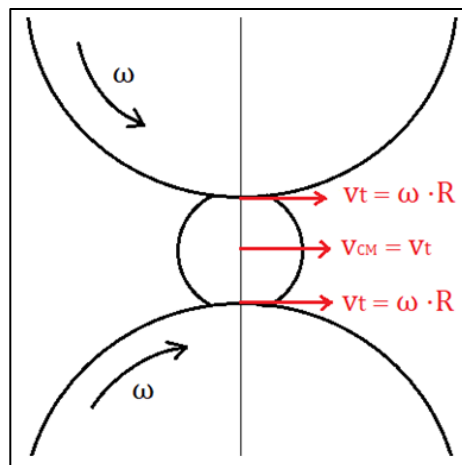


Figura 4.2. Esquema de velocidades

La pelota es impulsada por las ruedas gracias al rozamiento entre la superficie de la pelota y la de dichas ruedas. Esto se traduce en la existencia de dos fuerzas de rozamiento iguales (F_r) entre estos elementos, las cuales, dependen de la fuerza normal ejercida por la pelota sobre la rueda al comprimirla ligeramente y del coeficiente de rozamiento (μ). En la Figura 4.3 se muestran la distribución de fuerzas en el proceso.

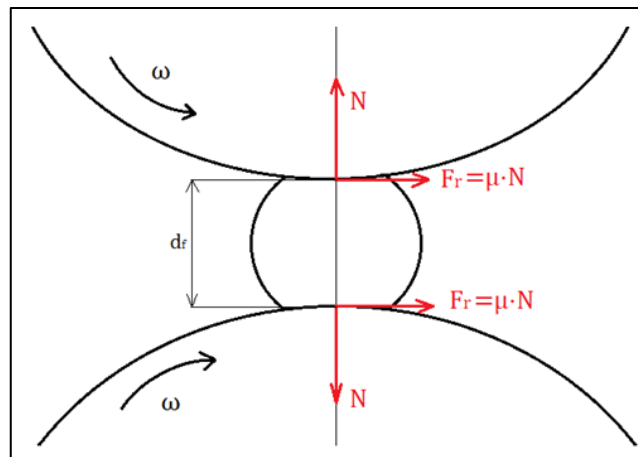


Figura 4.3. Esquema distribución de fuerzas

Adicionalmente, se puede calcular la aceleración de la pelota y, por tanto, el tiempo que tarda la pelota en ser impulsada por las ruedas. Para ello se recurrirá a la segunda ley de Newton.

Disponiendo de estas fuerzas se podrá calcular el par ejercido sobre el eje de cada una de las ruedas impulsoras (M_t) y, a consecuencia de esto, la potencia que se demanda en cada uno de los ejes (W) y en el proceso total (W_T).

4.2.- Ensayo de las pelotas a compresión

Antes de nada, hay que saber la fuerza normal ejercida por la pelota en cada rueda impulsora al pasar por estas, siendo la pelota ligeramente comprimida. Se asumirá que, en el proceso de lanzamiento de la pelota, la superficie que comprime a esta es una superficie plana tal y como se muestra en la Figura 4.4:

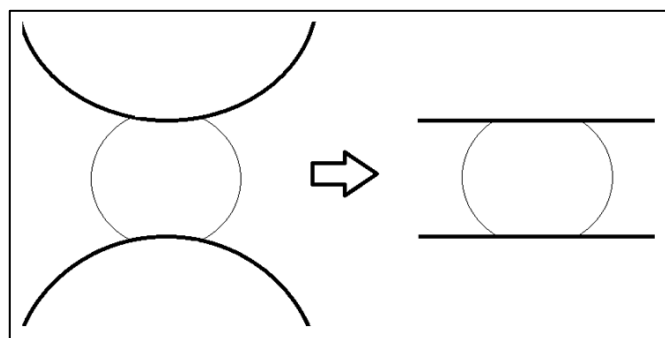


Figura 4.4. Esquema de simplificación de las superficies en contacto con la pelota

Para ello se sometieron los tres tipos de pelota (fútbol, tenis y beisbol) a un ensayo a compresión obteniendo en cada caso la gráfica desplazamiento frente a la fuerza ejercida en la compresión.

La máquina de ensayos utilizada es una MTS Synergie con una fuerza máxima de 5 kilo Newtons. Se utilizaron dos contactos planos en cada punto de contacto con la pelota lo suficientemente grandes para que, al comprimir la pelota, esta no sobresalga por los contactos.



Figura 4.5. MTS Synergie de 5kN

El ensayo consistió en comprimir cada pelota una determinada distancia a velocidad constante durante un minuto y obtener la cantidad de carga que se está aplicando a medida que se va comprimiendo.

a) Pelota de fútbol:

Medidas de la pelota de fútbol ensayada: 68,5 cm de circunferencia ($d_0 = 21,8$ cm).



Figura 4.6. Pelota de fútbol a ensayar

Los valores del ensayo completo se pueden observar en la Tabla I-1 del Anexo I. Para este ensayo se comprimió la pelota de fútbol hasta una distancia de 8,616 milímetros.



Figura 4.7. Ensayo de compresión en pelota de fútbol

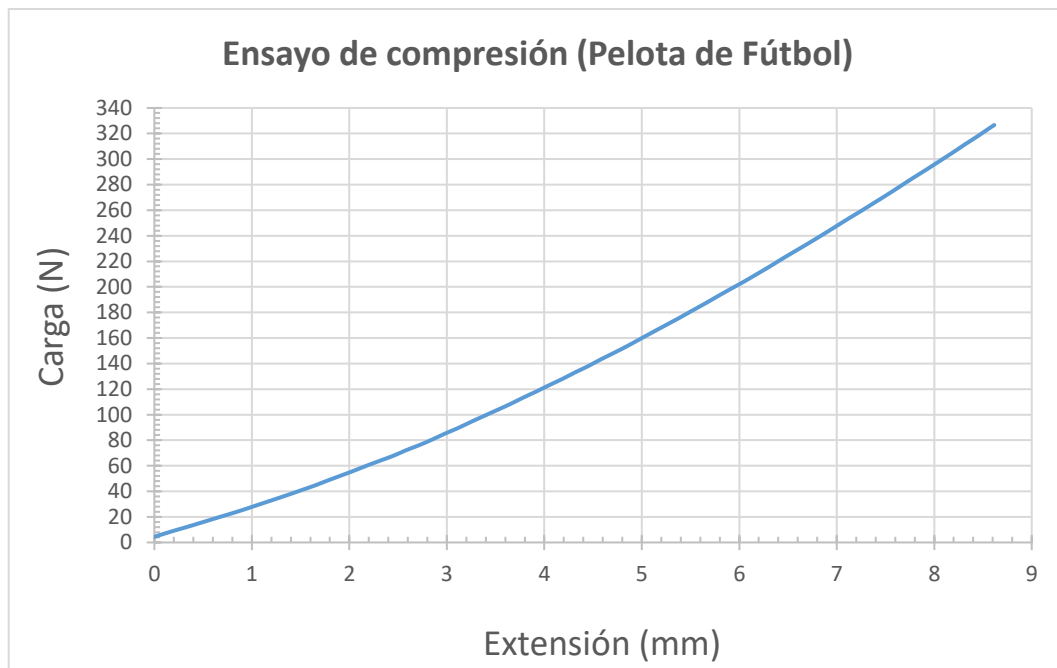


Figura 4.8. Resultado ensayo de compresión en pelota de fútbol

b) Pelota de tenis:

Medidas de la pelota de tenis ensayada: 20,9 cm de circunferencia ($d_0 = 6,65$ cm).



Figura 4.9. Pelota de tenis a ensayar

Los valores del ensayo completo se pueden observar en la Tabla I-2 del Anexo I. Para este ensayo se comprimió la pelota de tenis hasta una distancia de 6,602 milímetros.

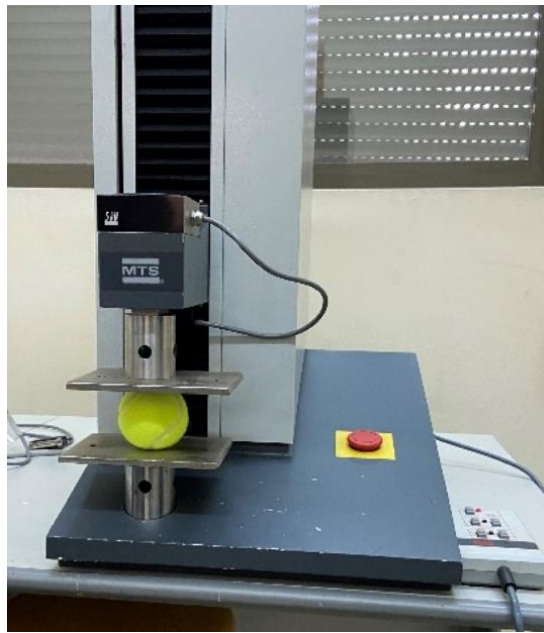


Figura 4.10. Ensayo de compresión en pelota de tenis

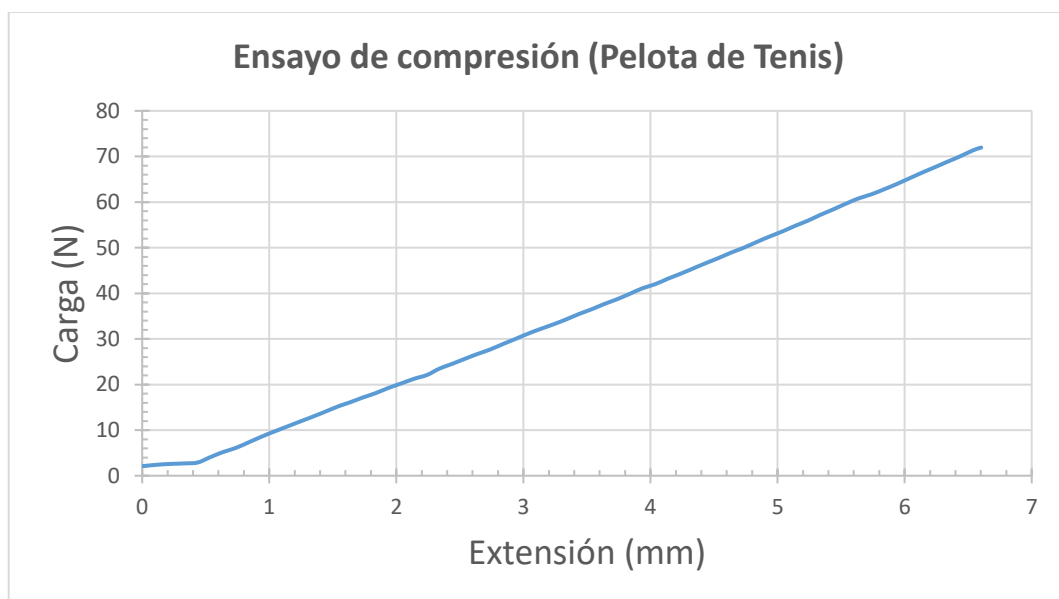


Figura 4.11. Resultado ensayo de compresión en pelota de tenis

c) Pelota de béisbol:

Medidas de la pelota de béisbol ensayada: 22,5 cm de circunferencia ($d_0 = 7,16$ cm).



Figura 4.12. Pelota de béisbol a ensayar

Los valores del ensayo completo se pueden observar en la Tabla I-3 del Anexo I. Para este ensayo se comprimió la pelota de béisbol hasta una distancia de 6,581 milímetros.

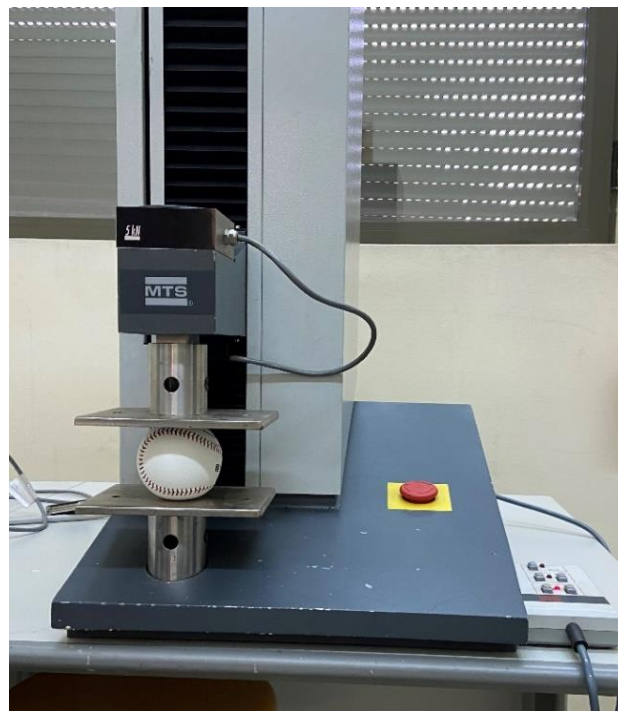


Figura 4.13. Ensayo de compresión en pelota de béisbol

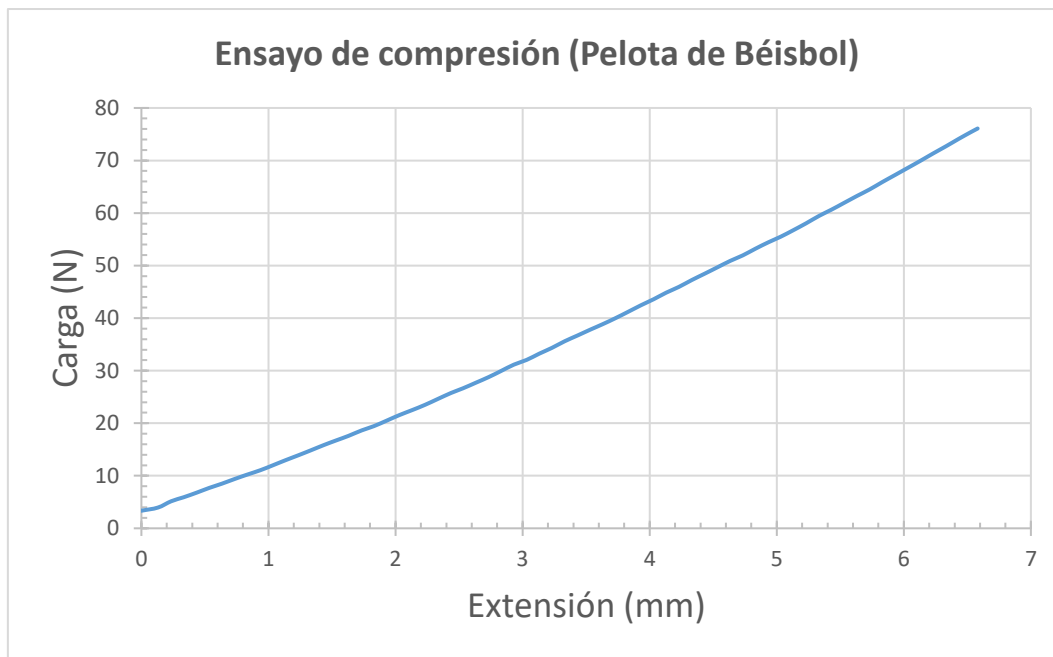


Figura 4.14. Resultado ensayo de compresión en pelota de béisbol

4.3.- Datos

Para realizar los cálculos del proceso de lanzamiento de la pelota a través de las ruedas de impulsión se partirán de los siguientes datos conocidos:

DATOS INICIALES	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
Diámetro inicial máximo de la pelota (d_{0max})	222,9 mm	66,7 mm	76,4 mm
Masa de la pelota (m)	410 g	56,7 g	142 g
Coefficiente de rozamiento (μ)	0,6 (*) Caucho-Cuero	0,8 ^[12] Caucho-Fieltro	0,6 (*) Caucho-Cuero

Tabla 4.1. Datos iniciales

(*) Realizada una revisión científica sobre el coeficiente de rozamiento entre el caucho y el cuero, no se logró encontrar ningún valor concreto. Se encontró el coeficiente de rozamiento caucho-madera (0,7) y el coeficiente de rozamiento madera-cuero (0,5). Por tanto, se supondrá un coeficiente de rozamiento caucho-cuero de 0,6.^[1]

Para el diámetro inicial de la pelota se escoge el máximo valor admisible debido a que es el caso en el que más se comprime la pelota y, por lo tanto, ejercerá una mayor fuerza sobre el rodillo demandándose una mayor potencia en el proceso.

El coeficiente de rozamiento (μ) depende de las dos superficies en contacto. La superficie del rodillo será de caucho y, como ya se vio anteriormente, las superficies de las pelotas de fútbol y béisbol son de cuero mientras que las de tenis son de fieltro (nailon).

Además, se deberán proponer otros datos para realizar los cálculos, tales como la distancia entre las superficies de las ruedas impulsoras por donde pasa la pelota (d_f), el diámetro de las ruedas impulsoras (D) y la velocidad máxima a la que sale la pelota de las ruedas (v_{fmax}).

Para que la pelota esté siempre en contacto con las ruedas impulsoras, sea cual sea su diámetro (dentro de los límites admisibles descritos anteriormente), se escoge un d_f inferior al diámetro mínimo admisible de cada pelota como se muestra en la Tabla 4.2.

DATOS PROPUESTOS	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
Diámetro de la pelota al pasar por las ruedas impulsoras (d_f)	216 mm	63 mm	71 mm
Diámetro de las ruedas impulsoras (D)	300 mm		
Velocidad máxima de la pelota al salir de las ruedas (v_{fmax})	120 km/h		

Tabla 4.2. Datos propuestos

4.4.- Cálculos del proceso

Lo primero que se deberá calcular es la velocidad máxima a la que giran las ruedas de impulsión, la cual se podrá calcular sabiendo el diámetro de estas y la velocidad a la que se desea impulsar la pelota. Por tanto, la velocidad angular de la rueda impulsora se calcula en función de la velocidad tangencial de esta, la cual es igual a la velocidad de salida de la pelota; y del diámetro de dicha rueda (ecuación (1)):

$$\omega_{max} = \frac{v_t}{R} = \frac{v_f}{\frac{1}{2}D} = \frac{120 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000 m}{1 km} \cdot \frac{1 h}{3600 s}}{\frac{1}{2} \cdot 300 mm \cdot \frac{1 m}{1000 mm}} = 222,22 \frac{rad}{s} \quad (1)$$

Y, pasando esta velocidad angular a revoluciones por minuto quedaría de la siguiente forma (ecuación (2)):

$$n_{\max} = 222,22 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 2122,07 \text{ rpm} \quad (2)$$

A continuación, se calculará la fuerza de rozamiento ejercida en cada rueda. Para ello se necesitará saber la fuerza ejercida por la pelota (N) sobre la rueda impulsora al ser esta ligeramente comprimida. Para conocer esta fuerza N se necesitará saber la compresión máxima que sufrirá la pelota. Sabiendo esta compresión se acudirá a las gráficas del ensayo de compresión y se entrará con la longitud comprimida (x), la cual es la diferencia entre el radio inicial de la pelota y el radio final de esta al pasar entre las ruedas de impulsión (Figura 4.15):

$$x_i = r_{0 \max i} - r_{fi} = \frac{d_{0 \max i} - d_{fi}}{2} \quad (3)$$

(i = fútbol, tenis o beisbol)

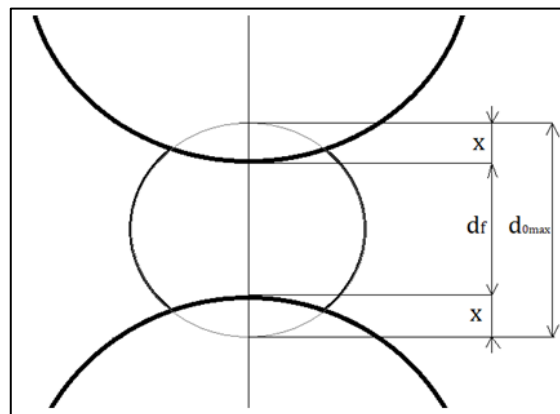


Figura 4.15. Esquema compresión de la pelota por las ruedas impulsoras

Calculando esta longitud x a partir de la ecuación (3) para los tres tipos de pelota (Tabla 4.3):

	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
x (mm)	3,45	1,85	2,70

Tabla 4.3. Resultados de la longitud x para los tres tipos de pelota

Conociendo esta longitud se puede entrar en las gráficas del ensayo de compresión y hallar la fuerza ejercida por la pelota sobre la rueda impulsora (N).

- Para la pelota de Fútbol:

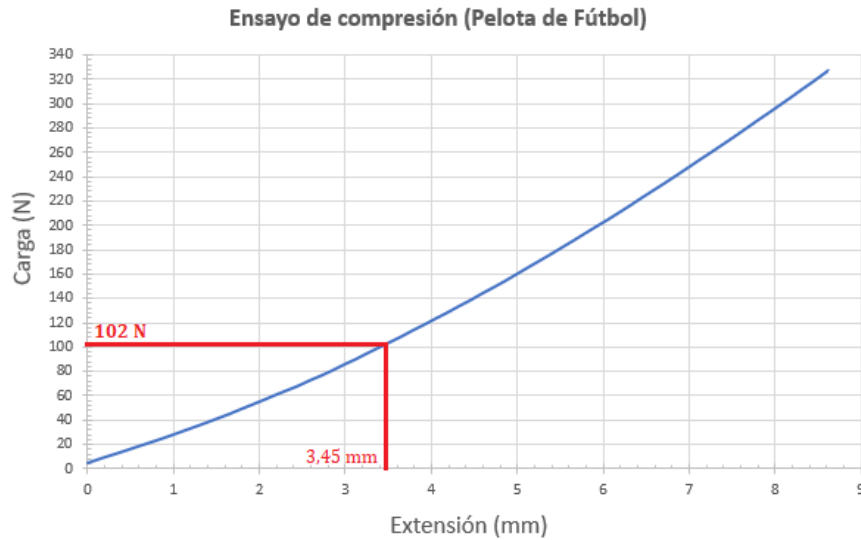


Figura 4.16. Obtención de la fuerza ejercida por la pelota de fútbol

- Para la pelota de Tenis:

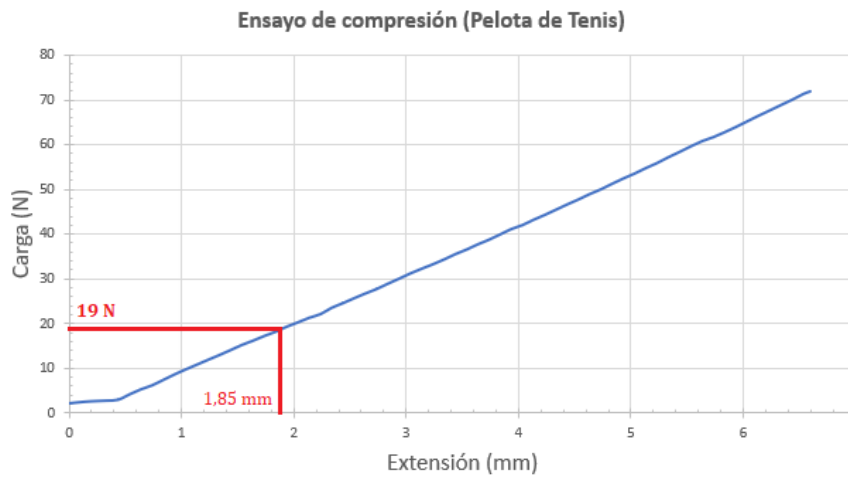


Figura 4.17. Obtención de la fuerza ejercida por la pelota de tenis

- Para la pelota de Béisbol:

Ensayo de compresión (Pelota de Béisbol)

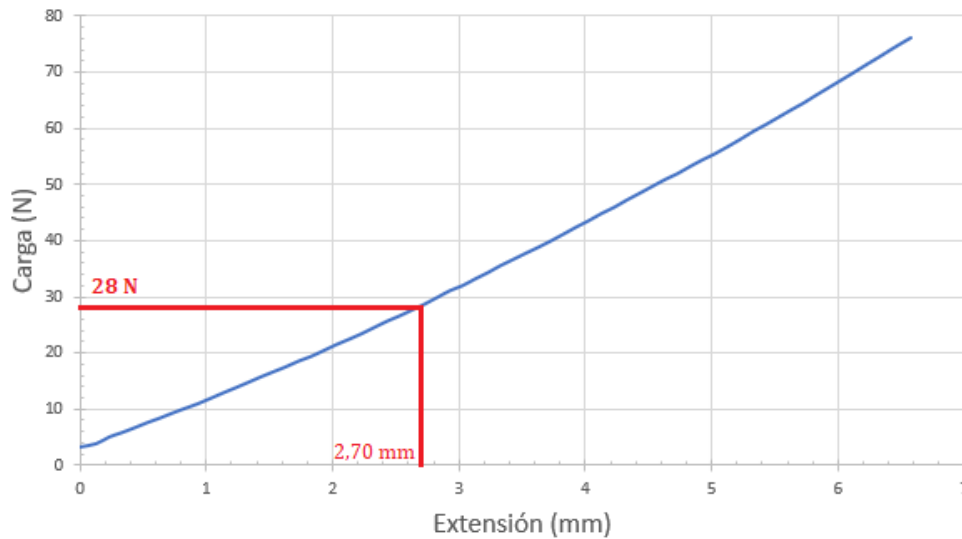


Figura 4.18. Obtención de la fuerza ejercida por la pelota de béisbol

Estos resultados se recogen en la Tabla 4.4:

	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
N (N)	102,00	19,00	28,00

Tabla 4.4. Resultados de la fuerza normal ejercida por cada pelota sobre cada rueda impulsora

Una vez hecho esto, se podrá calcular la fuerza de rozamiento debida a cada rueda impulsora a partir de esta fuerza N y del coeficiente de rozamiento entre las dos superficies:

$$F_{ri} = \mu_i \cdot N_i \tag{4}$$

Los resultados de estas fuerzas de rozamiento se recogen en la Tabla 4.5

	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
F _r (N)	61,20	15,20	16,80

Tabla 4.5. Resultados de la fuerza de rozamiento para los tres tipos de pelota

Adicionalmente, se podrá calcular la aceleración de la pelota aplicando la segunda ley de Newton (ecuación (5)):

$$F = m \cdot a \quad (5)$$

$$[N] = [kg] \cdot \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

La fuerza F es la suma de las dos fuerzas de rozamiento (F_r) que intervienen en el proceso, y, como estas dos son iguales, la ecuación quedaría (ecuación (6)):

$$2 \cdot F_{r_i} = m_i \cdot a_i \quad \rightarrow \quad a_i = \frac{2 \cdot F_{r_i}}{m_i} \quad (6)$$

Sabiendo la aceleración que sufre cada pelota en el proceso, se podrá calcular el tiempo que tarda cada una en salir impulsada por las ruedas (ecuación (7)):

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{v_f - v_0}{t_f - t_0} = \frac{v_f - 0}{t_f - 0} = \frac{v_f}{t} \quad \rightarrow \quad t_i = \frac{v_f}{a_i} \quad (7)$$

Los resultados de la aceleración de cada pelota y los tiempos que tarda cada una en ser impulsada se recogen en la Tabla 4.6:

	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
a (m/s²)	298,54	536,16	236,62
t (s)	0,11	0,06	0,14

Tabla 4.6. Resultados aceleración y tiempo de aceleración de cada tipo de pelota

Finalmente, se podrá calcular la potencia que demanda el proceso (W_T), pero, primeramente, habrá que calcular el par ejercido en cada rueda (M_t) como se muestra en la Figura 4.19. Esto se hará a partir de la ecuación (8):

$$M_{t_i} = F_{r_i} \cdot R = F_{r_i} \cdot \frac{D}{2} \quad (8)$$

$$[N \cdot m] = [N] \cdot [m]$$

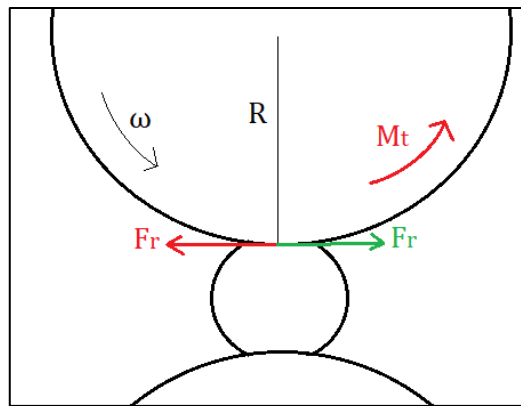


Figura 4.19. Esquema par necesario (M_t) en la rueda impulsora

Una vez que tenemos el par ejercido en cada rueda, se podrá calcular, a partir de la ecuación (9), la potencia demandada en cada rueda (W) y finalmente la potencia total demandada en el proceso (W_T):

$$W_i = \frac{\omega \cdot M_{t_i}}{1000} \quad (9)$$

$$[\text{kW}] = \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \cdot [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Debido a que hay dos ruedas iguales que demandan la misma potencia (ecuación (10)):

$$W_{T_i} = 2 \cdot W_i \quad (10)$$

En la Tabla 4.7 se recogen los resultados de estas 3 variables:

	FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
Mt (N·m)	9,18	2,28	2,52
W (kW)	2,04	0,51	0,56
W_T (kW)	4,08	1,01	1,12

Tabla 4.7. Resultados del par necesario en la rueda (M_t) y la potencia necesaria en cada rueda (W) y en el proceso total (W_T)

4.5.- Resumen de los cálculos realizados

LEYENDA			
D	Diámetro de las ruedas impulsoras	R	Radio de las ruedas impulsoras
v_f	Velocidad de la pelota al salir de las ruedas	v_t	Velocidad tangencial de las ruedas
d_{omax}	Diámetro inicial máximo de la pelota	d_f	Diámetro de la pelota al pasar por las ruedas impulsoras
r_{omax}	Radio inicial máximo de la pelota	r_f	Radio de la pelota al pasar por las ruedas impulsoras
m	Masa de la pelota	μ	Coefficiente de rozamiento estático
ω	Velocidad angular máximo de las ruedas impulsoras	n	Velocidad máxima de las ruedas en revoluciones por minuto
x	Compresión de la pelota al pasar por las ruedas	N	Fuerza ejercida por la pelota sobre la rueda impulsora
F_r	Fuerza debida al rozamiento entre la pelota y la rueda	a	Aceleración de la pelota al pasar por las ruedas impulsoras
t	Tiempo de aceleración de la pelota	Mt	Par ejercido en cada rueda impulsora
W	Potencia demandada por una rueda impulsora	W_T	Potencia demandada por todo el proceso

Tabla 4.8. Leyenda de los parámetros utilizados

		FÚTBOL	TENIS	BÉISBOL
DATOS	D (mm)	300		
	R (mm)	150		
	v_f (km/h)	120		
	v_f (m/s)	33,33		
	v_t (km/h)	120		
	v_t (m/s)	33,33		
	d_{0max} (mm)	222,90	66,70	76,40
	r_{0max} (mm)	111,45	33,35	38,20
	d_f (mm)	216,00	63,00	71,00
	r_f (mm)	108,00	31,50	35,50
	m (g)	410,0	56,7	142,0
	μ	0,6	0,8	0,6
CÁLCULOS	ω (rad/s)	222,22		
	n (r.p.m)	2122,07		
	x	3,45	1,85	2,70
	N (N)	102,00	19,00	28,00
	F_r (N)	61,20	15,20	16,80
	a (m/s ²)	298,54	536,16	236,62
	t (s)	0,11	0,06	0,14
	Mt (N·m)	9,18	2,28	2,52
	W (kW)	2,04	0,51	0,56
	W_T (kW)	4,08	1,01	1,12

Tabla 4.9. Resumen de los cálculos.

5.- DISEÑO DEL DISPOSITIVO

El diseño en 3D y la elaboración de los planos se realizaron a través del programa de diseño Autodesk Inventor. A continuación, se irá mostrando el diseño de todas las partes del dispositivo.

5.1.- Sistema de transmisión de velocidad

El mecanismo de transmisión de la velocidad a las ruedas impulsoras se representa en la Figura 5.1, Figura 5.2 y Figura 5.3:

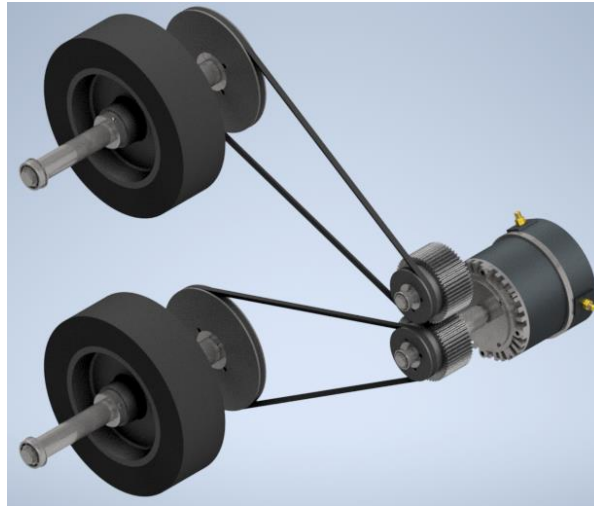


Figura 5.1. Sistema de transmisión de velocidad



Figura 5.2. Sistema de transmisión de velocidad (Detalle 1)



Figura 5.3. Sistema de transmisión de velocidad (Detalle 2)

El sistema de transmisión contará con:

- Una transmisión por engranajes: Estará compuesta por un piñón (rueda dentada motriz) y por una rueda dentada (rueda dentada conducida). Los dos engranajes deberán girar a la misma velocidad ya que el objetivo de esta transmisión es únicamente cambiar el sentido de giro entre los dos ejes. Como se verá en el siguiente apartado en el cálculo de los engranajes, ambos estarán fabricados con acero. En la Figura 5.4 se muestra la transmisión por engranajes:

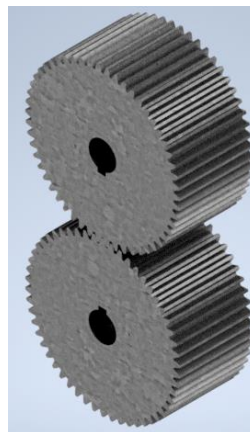


Figura 5.4. Transmisión por engranajes

- Dos transmisiones por correas: Se tendrá una transmisión por correas para cada rueda de impulsión. Todos los elementos de la transmisión por correas serán

elementos comerciales. En la Figura 5.5 se muestra la transmisión por correas con todos sus elementos:

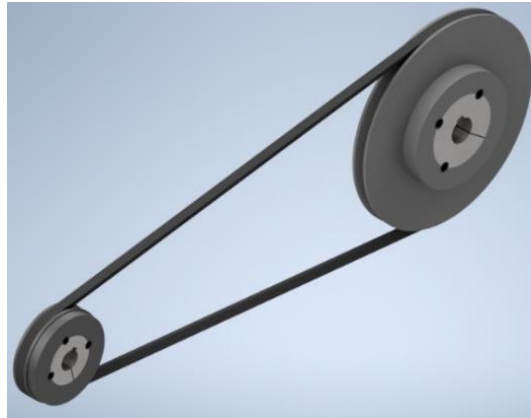


Figura 5.5. Transmisión por correas

El sistema estará compuesto por los siguientes componentes:

- a) **Motor:** El motor será un componente comercial. A efectos de representación se utilizará el modelo de la Figura 5.6:



Figura 5.6. Motor

- b) **Primer eje accionado:** Este eje es el que accionará directamente el motor. Será de acero. En la Figura 5.7 se muestra el diseño de este eje:

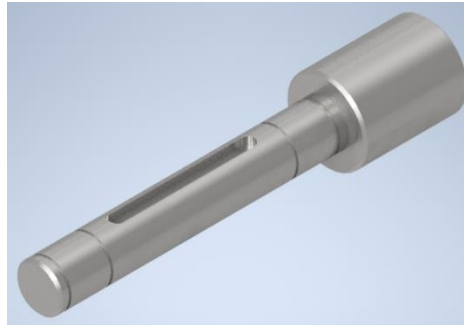


Figura 5.7. Primer eje accionado

En él se situarán una de las poleas pequeñas (polea motriz), el piñón (rueda dentada motriz), una chaveta (para que la polea y el piñón giren con el eje), dos rodamientos, y cuatro arandelas elásticas de retención (dos para los dos rodamientos, una para la polea y otra para el piñón). En la Figura 5.8 y Figura 5.9 se muestra el eje montado con sus componentes.



Figura 5.8. Primer eje accionado con sus componentes (1)



Figura 5.9. Primer eje accionado con sus componentes (2)

1. Polea pequeña (motriz): Las poleas (tanto las grandes, como las pequeñas) estarán compuestas de: la propia polea, de un casquillo de sujeción para que esta se ensamble al eje, y de los tornillos de fijación entre la polea y el casquillo. En la Figura 5.10 se muestra la polea pequeña montada con todos sus componentes:

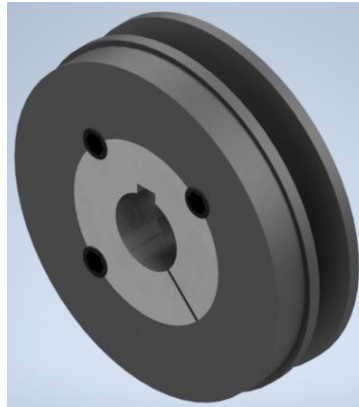


Figura 5.10. Polea pequeña (motriz) montada

2. Piñón (rueda dentada motriz): En la Figura 5.11 se muestra el diseño de este componente:

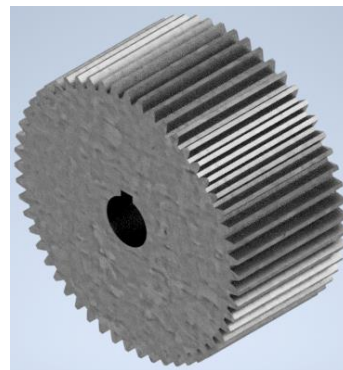


Figura 5.11. Piñón (rueda dentada motriz)

3. Chaveta: Todas las chavetas que se utilizarán serán elementos comerciales. Se utilizará una única chaveta para la polea pequeña y el piñón. En la Figura 5.12 se muestra la chaveta insertada en el eje:

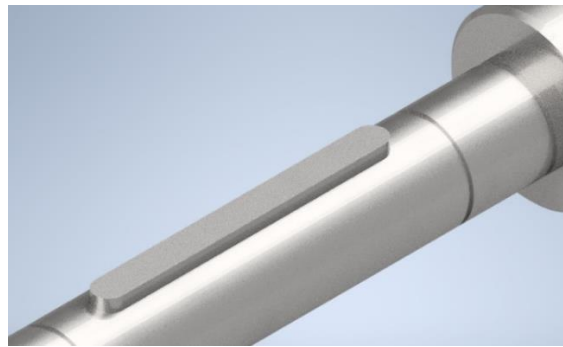


Figura 5.12. Chaveta insertada en el primer eje accionado

4. Rodamientos: Todos los rodamientos que se utilizarán serán elementos comerciales. Se utilizarán dos rodamientos axiales de bolas. En la Figura 5.13 se muestran los dos rodamientos insertados en el eje:



Figura 5.13. Rodamientos insertados en el primer eje accionado

5. Arandelas elásticas de retención externas: Todas las arandelas elásticas que se utilizarán serán elementos comerciales. Se utilizará un total de cuatro arandelas elásticas; una para cada rodamiento, otra para la polea y una última para el piñón. En la Figura 5.14 se muestran las cuatro arandelas insertadas en el eje:

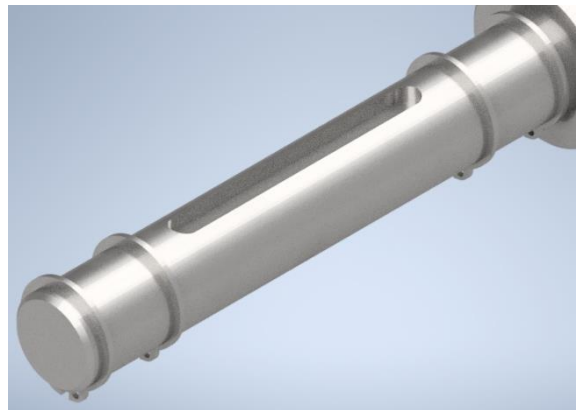


Figura 5.14. Arandelas elásticas de retención externas insertadas en el primer eje accionado

- c) **Segundo eje accionado:** este eje se situará justo encima del primero, el cual será el que transmita el movimiento a este eje a través de la transmisión por engranajes. Al igual que el primer eje accionado, también estará fabricado con acero. En la Figura 5.15 se muestra el diseño del este eje

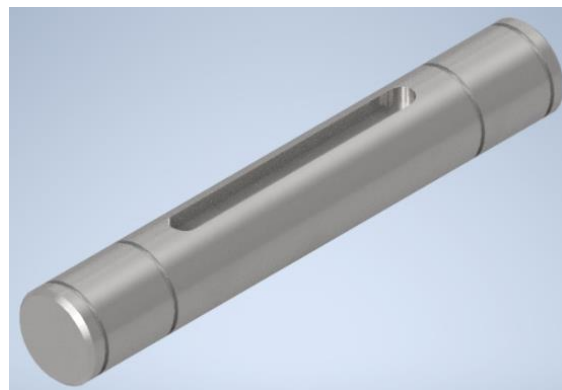


Figura 5.15. Segundo eje accionado

En este eje se situarán la otra polea pequeña, la rueda que engrana con el piñón (rueda dentada conducida), una chaveta (igual que la del primer eje), dos rodamientos, y cuatro arandelas elásticas de retención (dos para los dos rodamientos, una para la polea y otra para la rueda dentada). En la Figura 5.16 y Figura 5.17 se muestra el eje montado con sus componentes.



Figura 5.16. Segundo eje accionado con sus componentes (1)

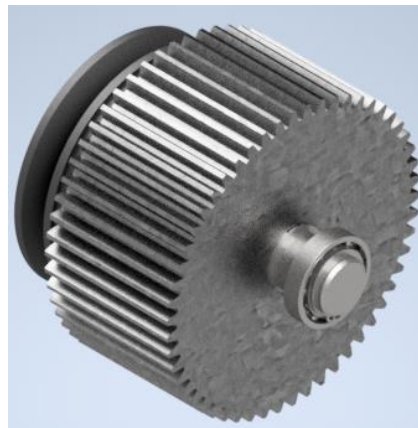


Figura 5.17. Segundo eje accionado con sus componentes (2)

1. Polea pequeña (motriz): La polea pequeña que se inserta en este eje es igual que la que se insertó en el primero (Figura 5.10).
2. Rueda dentada (conducida): Como el objetivo de la transmisión por engranajes es únicamente el cambio de sentido del eje y la velocidad de piñón y rueda será la misma, los dos engranajes serán del mismo tamaño (Figura 5.11).
3. Chaveta: se utilizará una única chaveta para la polea pequeña y para la rueda dentada (igual que en el primer eje). En la Figura 5.18 se muestra la chaveta insertada en el eje:

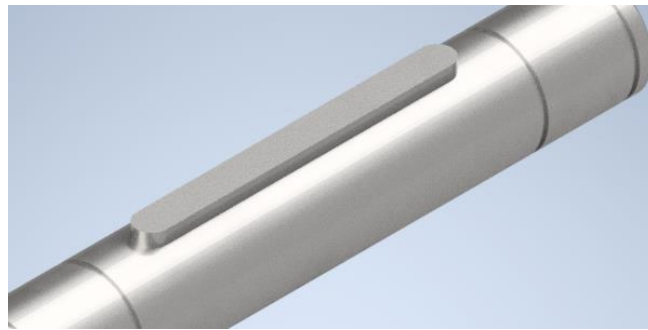


Figura 5.18. Chaveta insertada en el segundo eje accionado

4. Rodamientos: Se utilizarán dos rodamientos axiales de bolas (igual que en el primer eje). En la Figura 5.19 se muestran los dos rodamientos insertados en el eje:

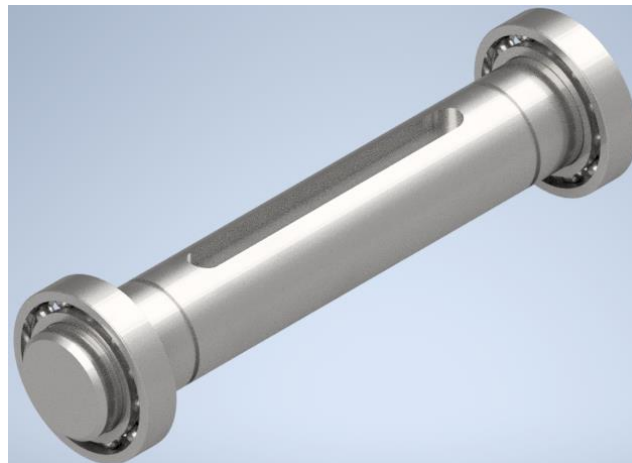


Figura 5.19. Rodamientos insertados en el segundo eje accionado

5. Arandelas elásticas de retención externas: se utilizarán un total de cuatro arandelas elásticas; una para cada rodamiento, otra para la polea y una última para la rueda dentada (igual que para el primer eje). En la Figura 5.20 se muestran las cuatro arandelas insertadas en el eje:

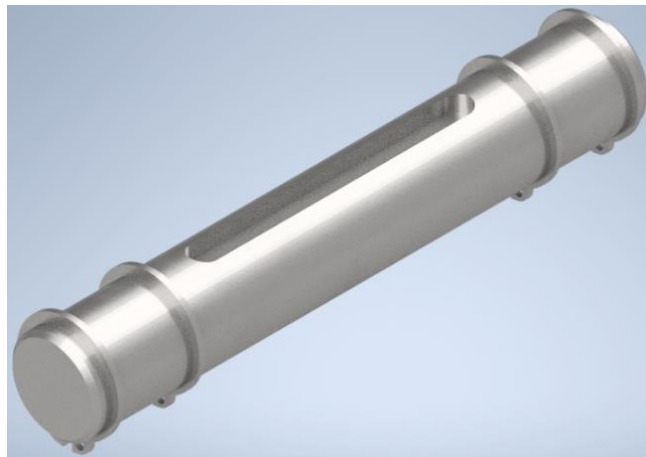


Figura 5.20. Arandelas elásticas de retención externas insertadas en el segundo eje accionado

d) Ejes de impulsión: estos ejes serán en los que se situarán las dos ruedas impulsoras, mediante las cuales se lanzará la pelota. Este eje, como los dos ejes motrices (primer y segundo eje accionado), será de acero. En la Figura 5.21 se muestra el diseño del este eje:

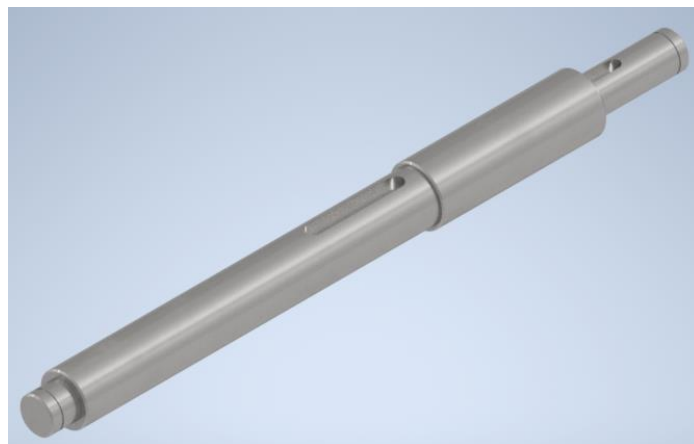


Figura 5.21. Eje de impulsión

En cada uno de estos dos ejes se situará una de las ruedas de impulsión, una de las poleas grandes, dos anillos de regulación con sus respectivos tornillos de fijación (uno para fijar horizontalmente a la rueda impulsora y otro para la polea), dos chavetas (una para la rueda impulsora y otra para la polea grande), dos rodamientos en sus extremos, y dos arandelas elásticas de retención (para los dos rodamientos). En la Figura 5.22 y Figura 5.23 se muestra el eje montado con sus componentes.

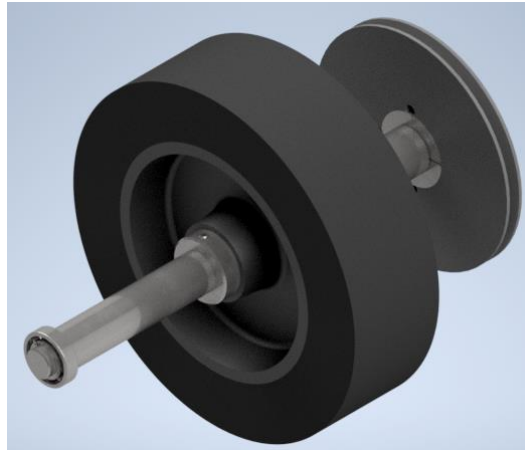


Figura 5.22. Eje de impulsión con sus componentes (1)

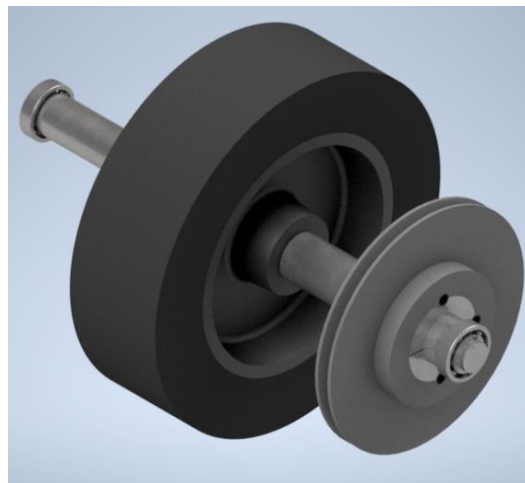


Figura 5.23. Eje de impulsión con sus componentes (2)

1. Rueda impulsora: Las ruedas de impulsión serán elementos comerciales. En la Figura 5.24 se muestra su diseño:

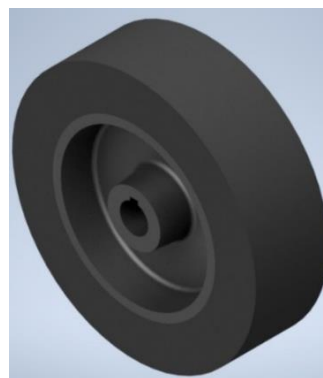


Figura 5.24. Rueda impulsora

2. Polea grande (conducida): Como se vio en el diseño de las poleas pequeñas, todas las poleas estarán compuestas de: la propia polea, de un casquillo de sujeción para que esta se ensamble en el eje, y de los tornillos de fijación entre la polea y el casquillo. En la Figura 5.25 se muestra la polea grande montada con todos sus componentes:

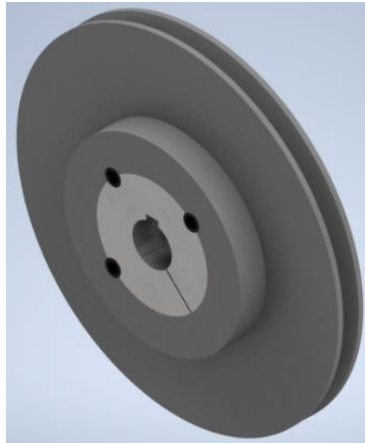


Figura 5.25. Polea grande (conducida) montada

3. Anillos de regulación (con sus tornillos de fijación): Serán elementos comerciales. Se tendrán dos anillos de regulación; uno para la retención horizontal de la rueda impulsora, y otro para la retención de la polea grande. Como estos dos elementos están insertados en secciones del eje distintas, los anillos de regulación serán diferentes. En la Figura 5.26 se muestra el anillo de regulación para la rueda impulsora insertado en el eje y en la Figura 5.27 se muestra el anillo de regulación para la polea grande, también insertado en el eje:

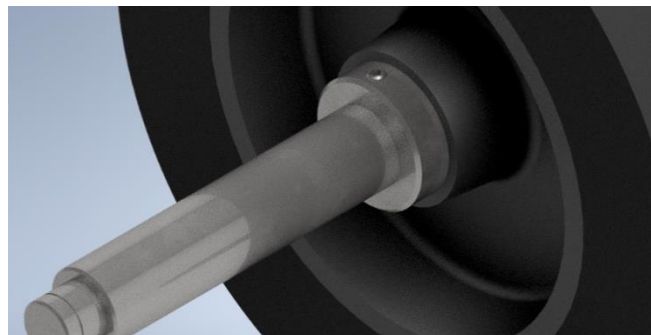


Figura 5.26. Anillo de regulación con tornillo de fijación para la rueda impulsora

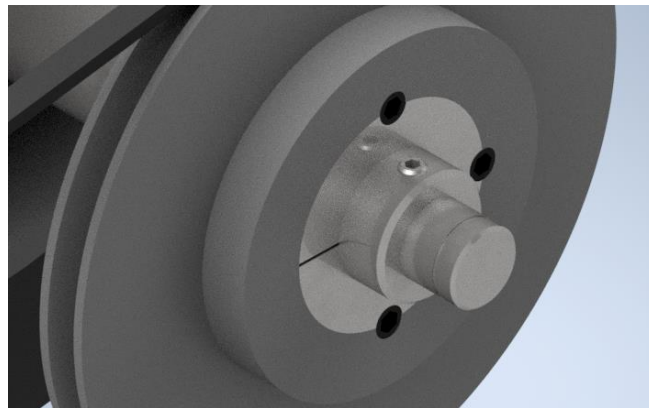


Figura 5.27. Anillo de regulación con tornillo de fijación para la polea grande

4. Chavetas: Se utilizarán dos chavetas distintas; una para la rueda impulsora y otra para la polea grande. En la Figura 5.28 se muestra la chaveta para la rueda impulsora insertada en el eje y en la Figura 5.29 se muestra la chaveta para la polea grande, también insertada en el eje:

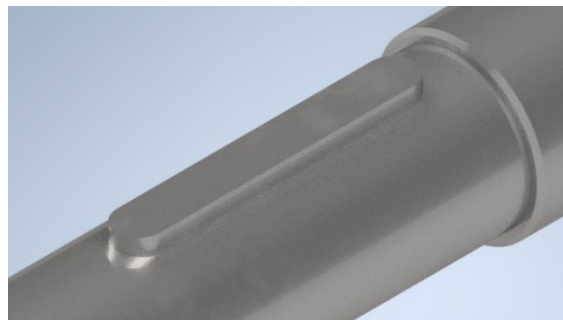


Figura 5.28. Chaveta para la rueda impulsora, insertada en el eje de impulsión

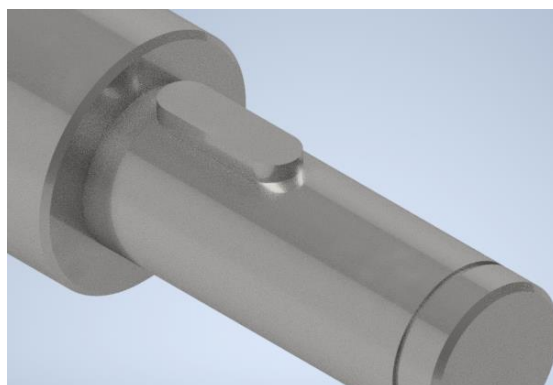


Figura 5.29. Chaveta para polea grande, insertada en el eje de impulsión

5. Rodamientos: Se utilizarán dos rodamientos axiales de bolas iguales, uno para cada extremo del eje. En la Figura 5.30 y en la Figura 5.31 se muestran los dos rodamientos insertados en el eje:

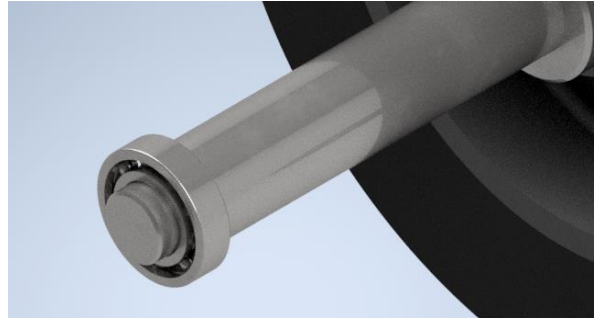


Figura 5.30. Primer rodamiento insertado en el eje de impulsión

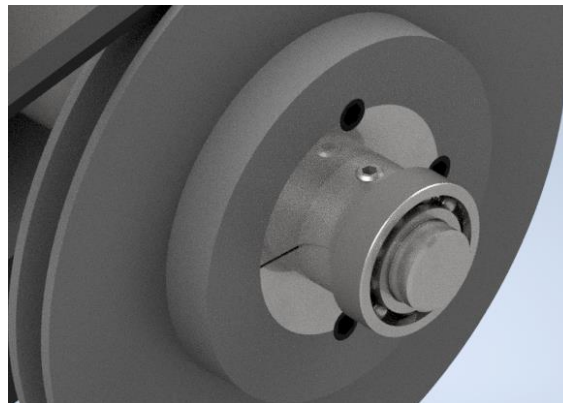


Figura 5.31. Segundo rodamiento insertado en el eje de impulsión

6. Arandelas elásticas de retención externas: se utilizarán dos arandelas elásticas; una para cada rodamiento. En la Figura 5.32 y en la Figura 5.33 se muestran las dos arandelas insertadas en el eje:

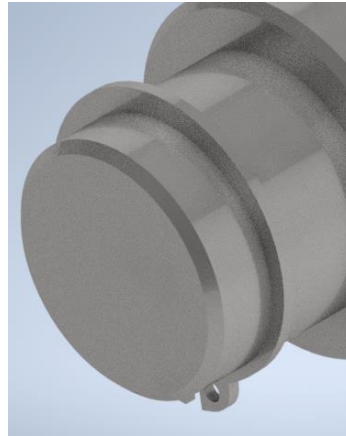


Figura 5.32. Primera arandela elástica de retención externa, insertada en el eje de impulsión

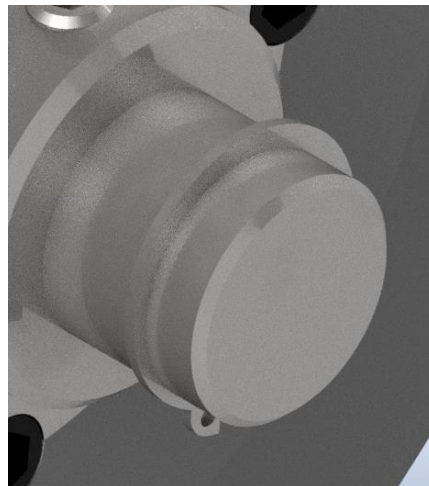


Figura 5.33. Segunda arandela elástica de retención externa, insertada en el eje de impulsión

- e) **Correa trapecial:** Como ya se comentó anteriormente, todos los elementos de la transmisión por correas son comerciales. En la Figura 5.5 se puede observar la correa trapecial insertada en las dos poleas.

5.2.- Soportes del motor y del primer y segundo eje accionado

Elementos como el motor y los ejes motrices (primer y segundo eje accionado) deberán tener un soporte:

- a) **Soporte del motor:** para sujetar el motor en la posición deseada se diseñó la pieza de la Figura 5.34. Estará fabricado de acero.

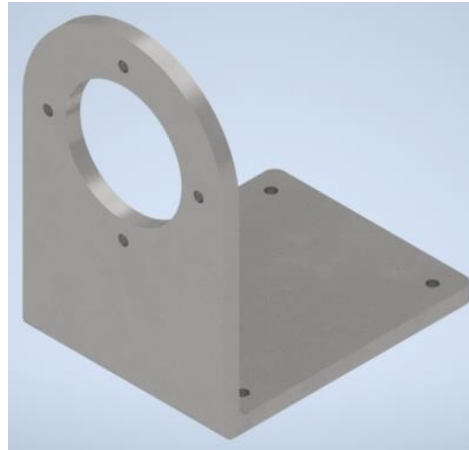


Figura 5.34. Soporte del motor

El motor irá atornillado al soporte como se muestra en la Figura 5.35:

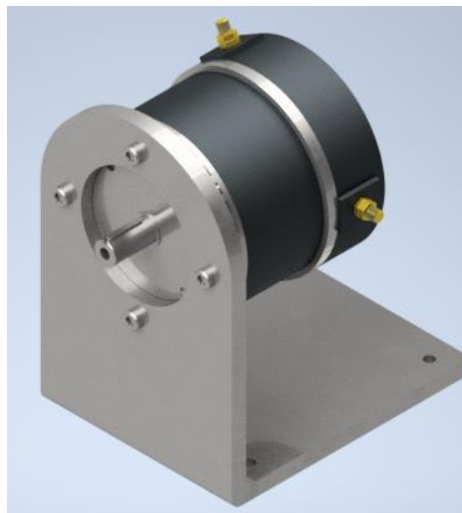


Figura 5.35. Motor atornillado al soporte

- b) Soporte de los ejes motrices (primer y segundo eje accionado):** para el soporte de estos dos ejes, se diseñarán dos cojinetes iguales de acero en los que se insertarán los rodamientos de estos. Los cojinetes estarán divididos en tres piezas. En la Figura 5.36, Figura 5.37 y Figura 5.38 se muestra el proceso de montaje de estos dos cojinetes:

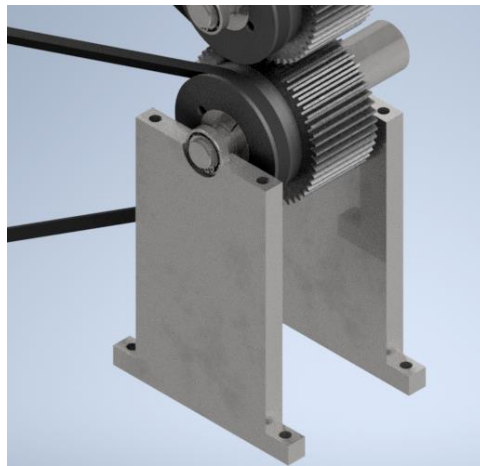


Figura 5.36. Primera pieza del cojinete fijo montada



Figura 5.37. Segunda pieza del cojinete fijo montada



Figura 5.38. Tercera y última pieza del cojinete fijo montada

Finalmente, en la Figura 5.39 se muestra el motor y los ejes motrices con sus respectivos soportes:

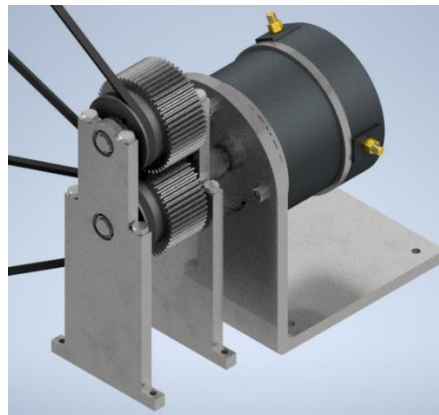


Figura 5.39. Soportes del motor y de los ejes motrices

5.3.- Sistema de adaptabilidad de la distancia entre ruedas impulsoras

El sistema de adaptabilidad de la distancia entre las ruedas impulsoras consistirá en un sistema de guiado mediante guías curvas. Estará compuesto por: cuatro cojinetes móviles (uno por cada rodamiento del eje de impulsión) y por cuatro guías curvas (una para cada cojinete móvil).

En la Figura 5.40 (vista general) y en la Figura 5.41 (vista de perfil) se muestra el sistema de adaptabilidad de la distancia entre las ruedas impulsoras junto al sistema de transmisión de velocidad visto en el apartado 5.1:

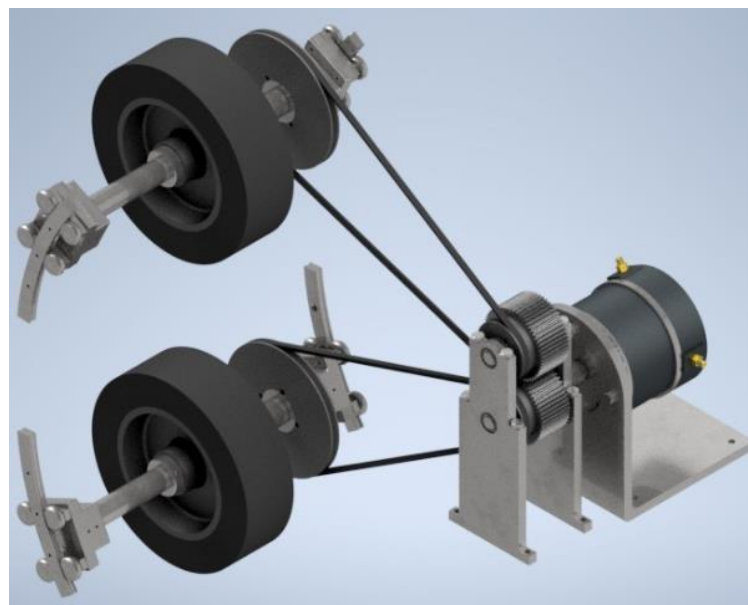


Figura 5.40. Sistema de adaptabilidad de la distancia entre las ruedas impulsoras (vista general)

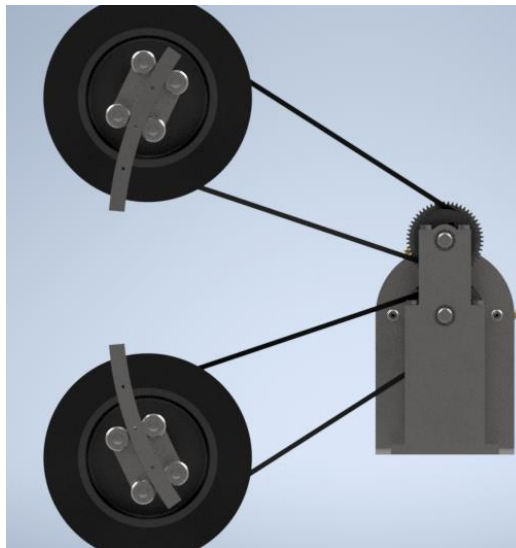


Figura 5.41. Sistema de adaptabilidad de la distancia entre las ruedas impulsoras (vista de perfil)

- a) **Cojinetes móviles:** se dispondrá de cuatro cojinetes de acero (Figura 5.42) para los cuatro rodamientos de los ejes de impulsión, que se unirán al cursor móvil de las guías curvas.

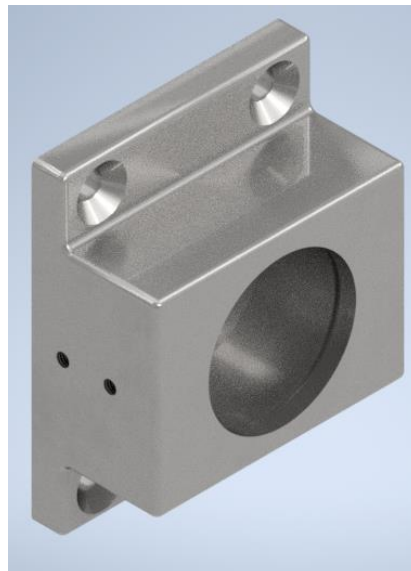


Figura 5.42. Cojinete móvil

Para fijar el eje en el cojinete se utilizará una arandela elástica de retención interna insertada en la ranura interna de dicho cojinete (Figura 5.43).

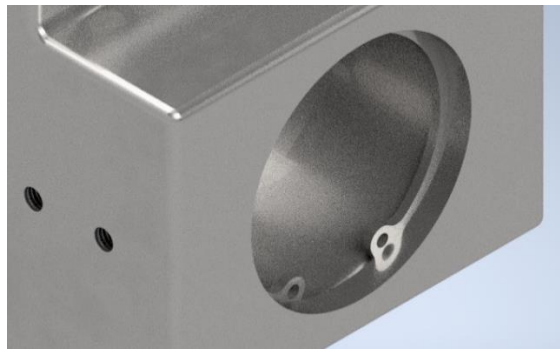


Figura 5.43. Arandela elástica de retención interna, ensamblada en el cojinete móvil

En la Figura 5.44 se muestra el eje de impulsión ensamblado en el cojinete móvil:

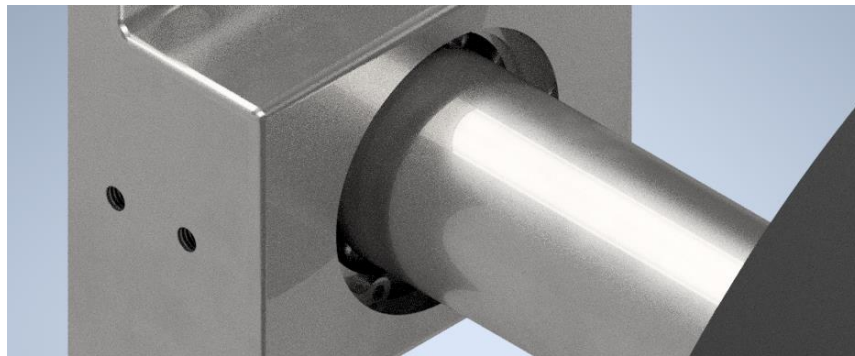


Figura 5.44. Eje ensamblado en el cojinete móvil

- b) Guías curvas:** Las guías curvas, junto con todos los componentes que las conforman, serán elementos comerciales. Las guías curvas deberán tener un radio igual a la distancia entre poleas y centro en la polea motriz. En la Figura 5.45 se muestra la guía curva montada con todos sus componentes:



Figura 5.45. Guía curva (montada con todos sus componentes)

Cada cojinete móvil irá atornillado al cursor de una de las guías curvas (Figura 5.46).



Figura 5.46. Cursor de la guía y cojinete móvil ensamblados

5.4.- Sistema de fijación de los ejes impulsores

Para fijar la posición requerida de los ejes de impulsión, se dispondrá de cuatro mecanismos de fijación, uno por cada extremo de eje. En la Figura 5.47 se puede observar dicho mecanismo:

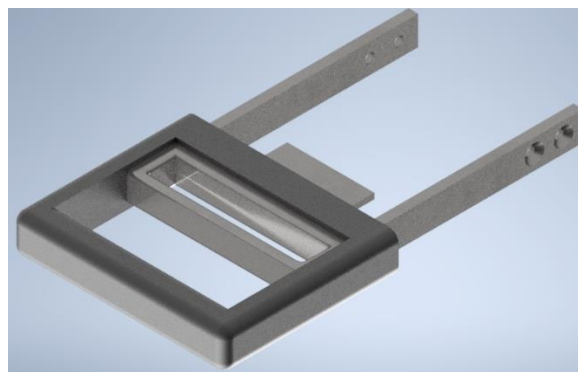


Figura 5.47. Mecanismo de fijación de los ejes impulsores

Cada uno de los mecanismos irá atornillado a un cojinete móvil. En la Figura 5.48 se muestra el mecanismo ensamblado a un cojinete:

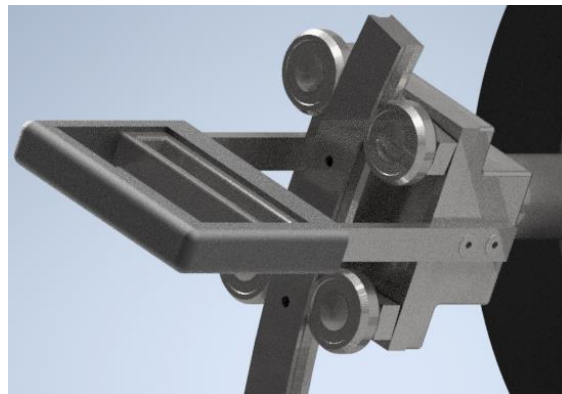


Figura 5.48. Mecanismo de fijación del eje (ensamblado al cojinete móvil)

El mecanismo de fijación estará compuesto por:

- a) **Un anclaje:** es la pieza que va atornillada al cojinete móvil. Estará fabricado de acero. En la Figura 5.49 se muestra el diseño de dicha pieza:

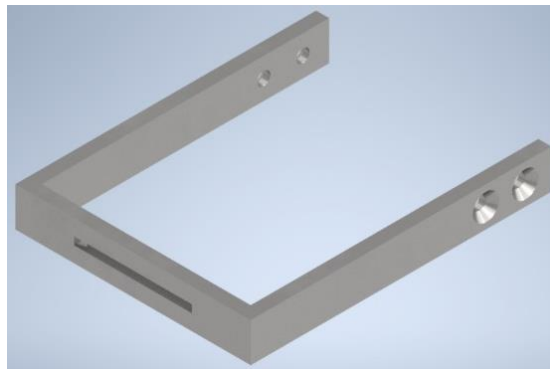


Figura 5.49. Anclaje del mecanismo de fijación

- b) **Una agarradera:** su objetivo es facilitar el cambio de posición del eje. Estará fabricado de plástico ABS. En la Figura 5.50 se muestra el diseño de esta pieza:

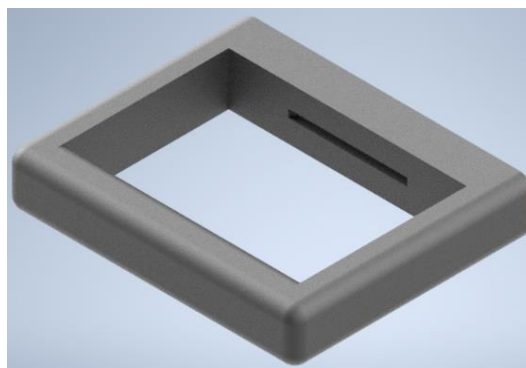


Figura 5.50. Agarradera del mecanismo de fijación

- c) **Una pestaña móvil:** es la pieza que se moverá para fijar la posición del eje. Estará fabricada con acero. En la Figura 5.51 se muestra el diseño de dicha pieza:

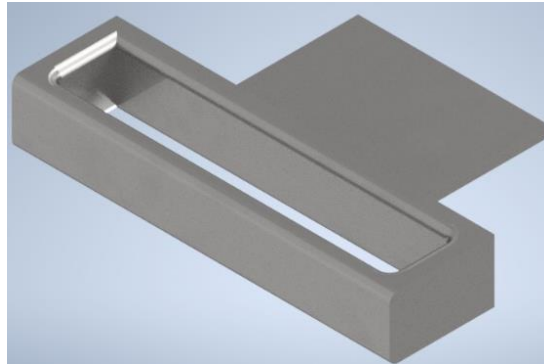


Figura 5.51. Pestaña móvil del mecanismo de fijación

Los ejes se fijarán introduciendo la pestaña móvil del mecanismo de fijación en las ranuras de la pared de la carcasa (se verá en el siguiente apartado). En la Figura 5.52 y en la Figura 5.53 se puede observar cómo funcionaría este mecanismo:

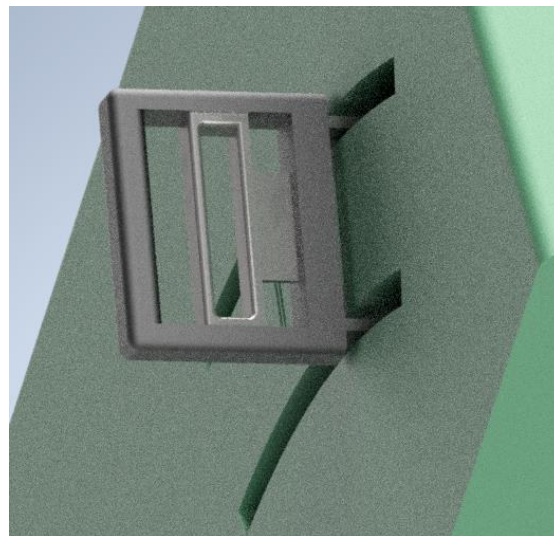


Figura 5.52. Mecanismo sin fijar

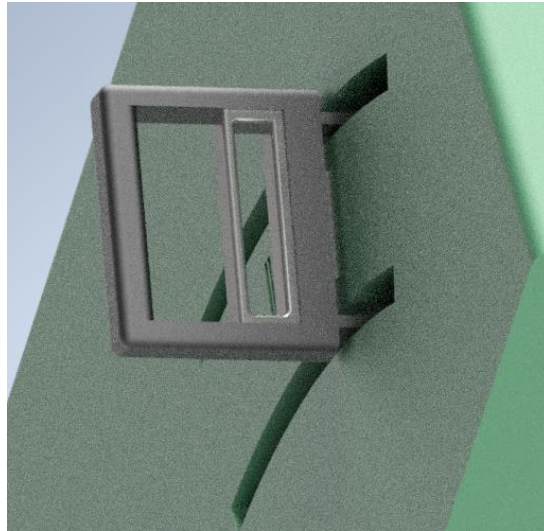


Figura 5.53. Mecanismo fijado

Existirán tres posiciones posibles para cada eje: una para las pelotas de fútbol, otra para las de béisbol y una última para las de tenis. En la Figura 5.54 se puede observar la disposición de dos de los cuatro mecanismos en posición para las pelotas de fútbol, y en la Figura 5.55 para las pelotas de tenis:



Figura 5.54. Mecanismo de fijación: Posición para pelota de fútbol

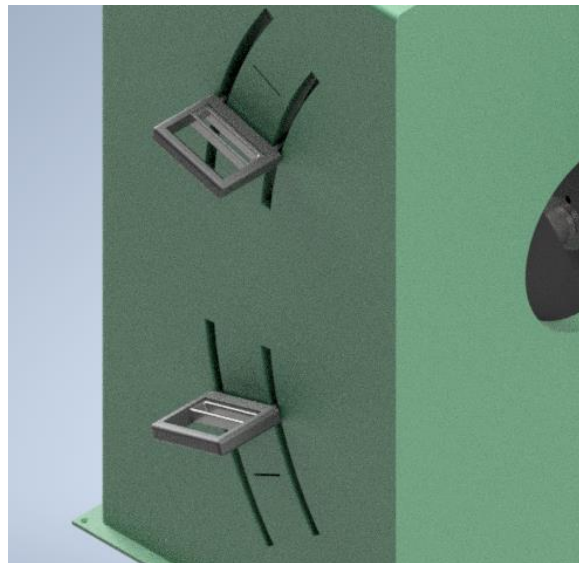


Figura 5.55. Mecanismo de fijación: Posición para pelota de tenis

5.5.- Carcasa

La carcasa es la capa exterior del dispositivo, es la tapa que cubre los ejes de impulsión. La carcasa se dividirá en cuatro partes: carcasa izquierda, carcasa derecha, tapa y canal de lanzamiento. Las cuatro partes de la carcasa estarán fabricadas con plástico ABS.

- a) **Carcasa izquierda:** En la Figura 5.56 se puede observar su diseño con una vista frontal (entrada de la pelota) y una vista trasera (salida de la pelota):

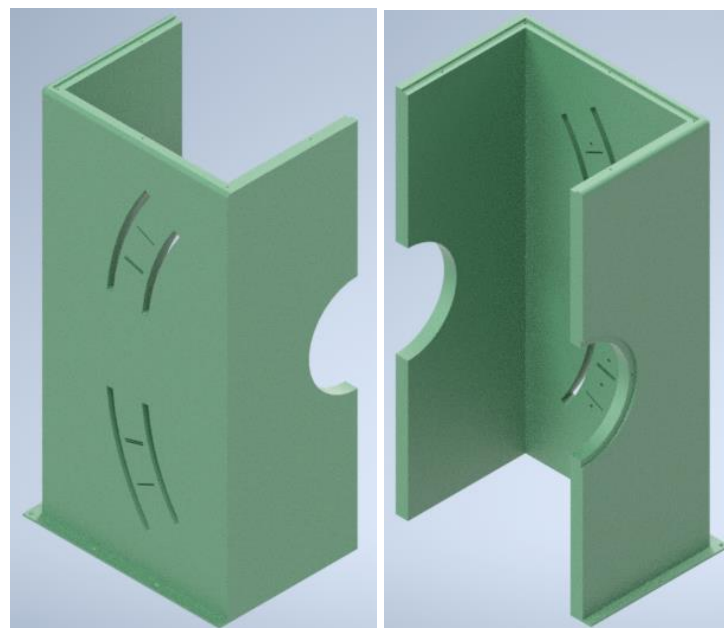


Figura 5.56. Carcasa izquierda (vista frontal y trasera)

En su pared interior irán atornilladas dos de las cuatro guías curvas. Como se vio en el sistema de fijación de los ejes impulsores, cada carcasa lateral (izquierda y derecha) tendrán seis ranuras para la fijación de dos de estos mecanismos, es decir, para las tres posiciones posibles de los ejes impulsores (fútbol, béisbol y tenis). También tendrá otras cuatro ranuras para el desplazamiento del mecanismo (dos ranuras por mecanismo de fijación). En la Figura 5.57 se muestra las ranuras para uno de los mecanismos de fijación de la carcasa izquierda:

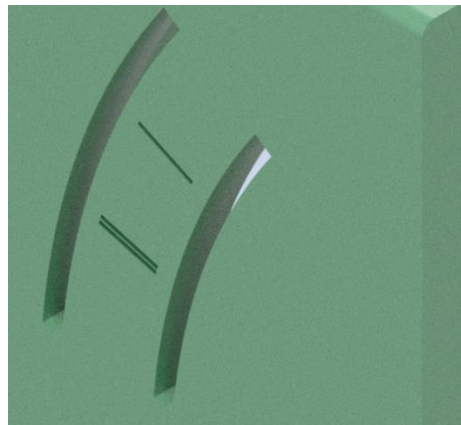


Figura 5.57. Ranuras de un mecanismo de fijación (carcasa izquierda)

b) Carcasa derecha: En la Figura 5.58 se puede observar su diseño con una vista frontal (entrada de la pelota) y una vista trasera (salida de la pelota):

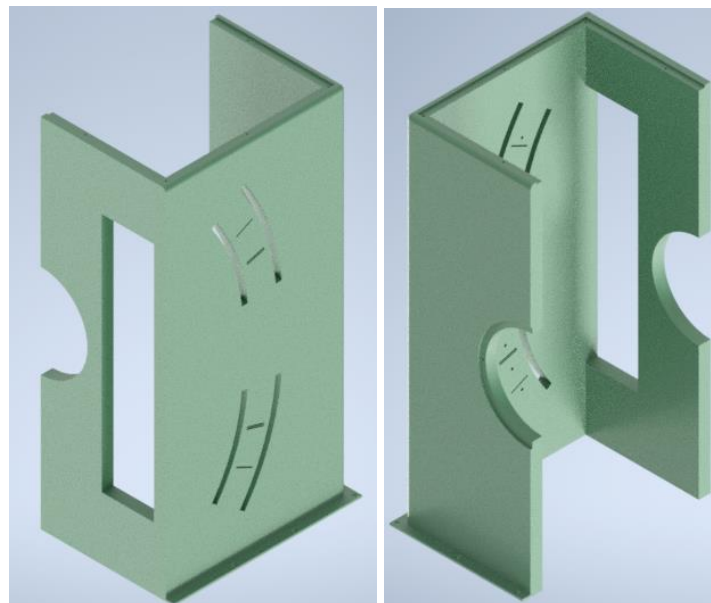


Figura 5.58. Carcasa derecha (vista frontal y trasera)

Al igual que en la carcasa izquierda, en su pared interior irán atornilladas las otras dos guías curvas. Esta carcasa tendrá las mismas ranuras que se vieron en la carcasa izquierda (Figura 5.57). A su vez, tendrá un hueco en su parte frontal para la transmisión por correas (Figura 5.59).

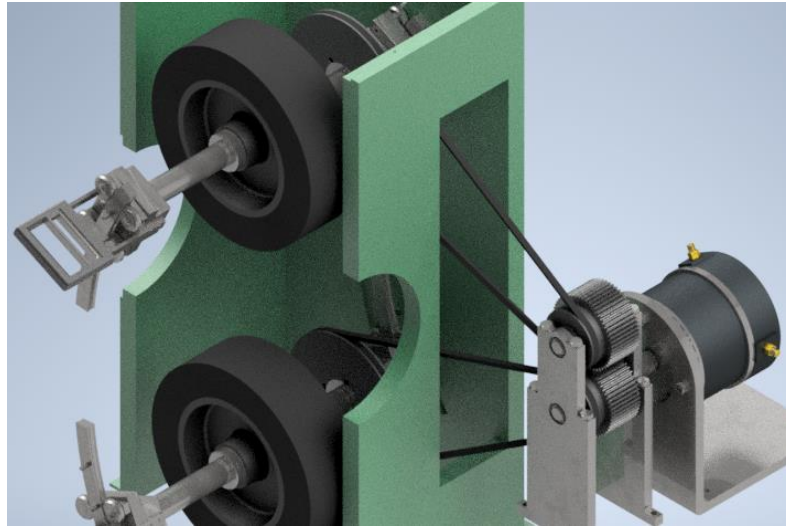


Figura 5.59. Hueco en la carcasa derecha para la transmisión por correas

- c) **Tapa:** La función de este componente es facilitar el montaje y desmontaje del dispositivo. En la Figura 5.60 se puede observar su diseño:

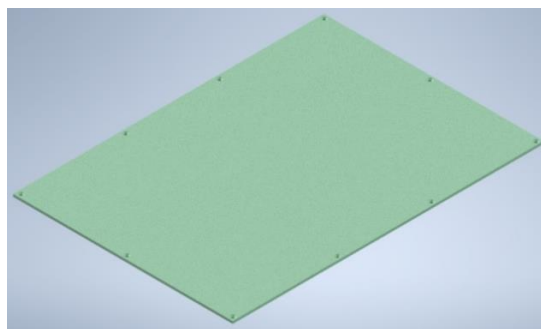


Figura 5.60. Tapa de la carcasa

Esta irá atornillada a la parte superior de la carcasa izquierda y derecha (Figura 5.61).

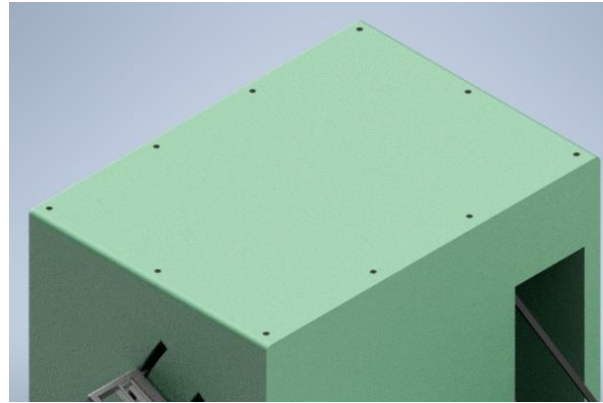


Figura 5.61. Tapa de la carcasa atornillada

- d) **Canal de lanzamiento:** La función de este componente es evitar que las pelotas caigan dentro del dispositivo. En la Figura 5.62 se puede observar su diseño:

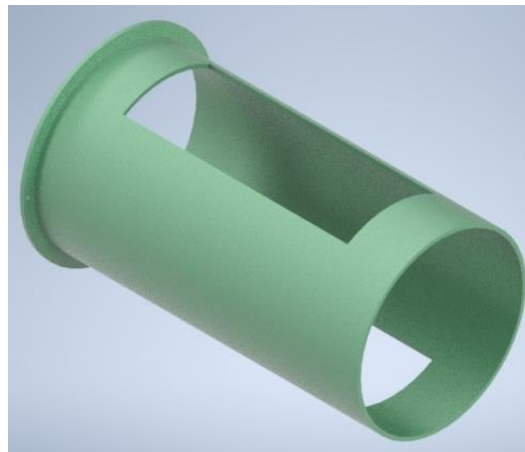


Figura 5.62. Canal de lanzamiento

En el centro del canal de lanzamiento tendrá dos ranuras lo suficientemente amplias para permitir el paso de las dos ruedas impulsoras (Figura 5.63).

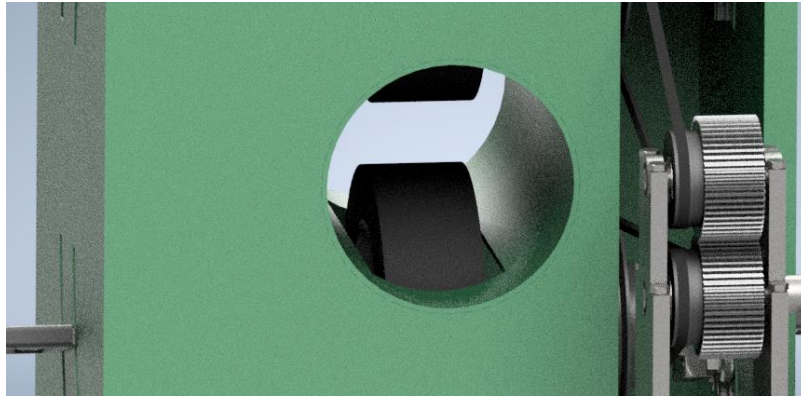


Figura 5.63. Vista de las ruedas impulsoras a través del canal de lanzamiento

El canal de lanzamiento irá atornillado en la parte trasera de la carcasa como se muestra en la Figura 5.64:

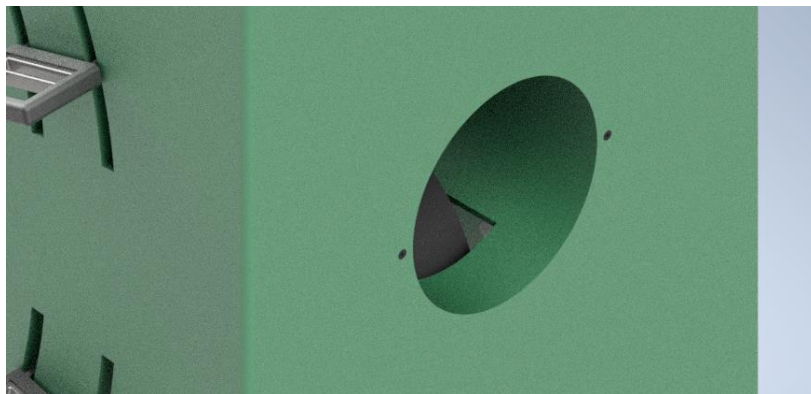


Figura 5.64. Canal de lanzamiento atornillado

Finalmente, en la Figura 5.65 y en la Figura 5.66 se muestran la carcasa completamente montada:

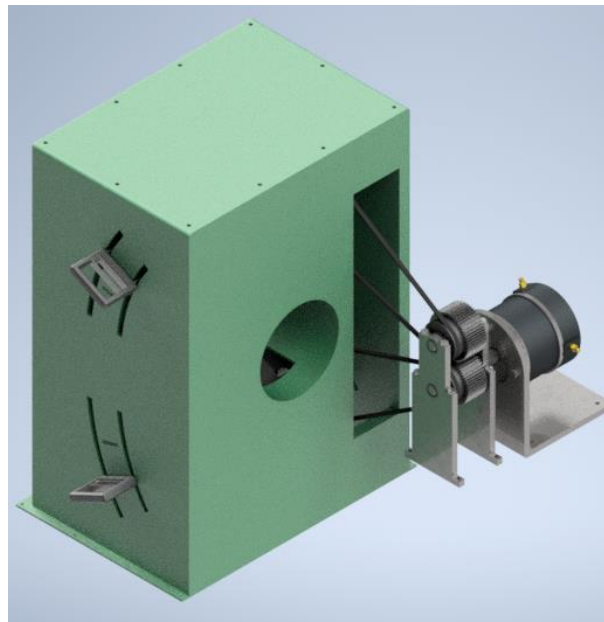


Figura 5.65. Carcasa montada (vista frontal)

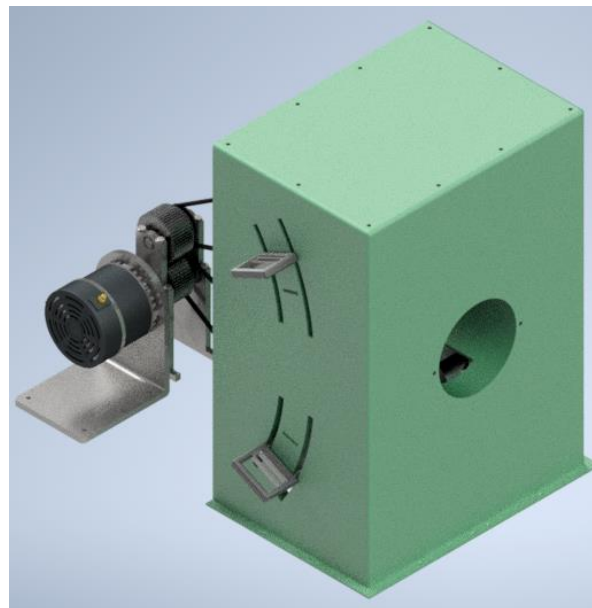


Figura 5.66. Carcasa montada (vista trasera)

5.6.- Tapa del motor y de los mecanismos de transmisión

Para proteger el motor y los mecanismos de transmisión, se cubrirán con una tapa fabricada con plástico ABS, cuyo diseño se muestra en la Figura 5.67:

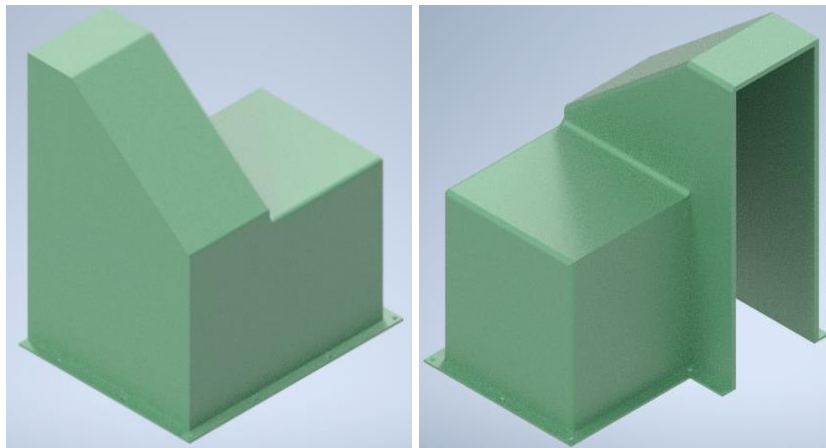


Figura 5.67. Tapa motor y mecanismos de transmisión

5.7.- Sistema de anclaje

La carcasa, el soporte del motor, los soportes (cojinetes) de los ejes motrices y su tapa irán atornillados a una base. Esta base estará fabricada con plástico ABS. El diseño de dicha base se puede observar en la Figura 5.68 y en la Figura 5.69:

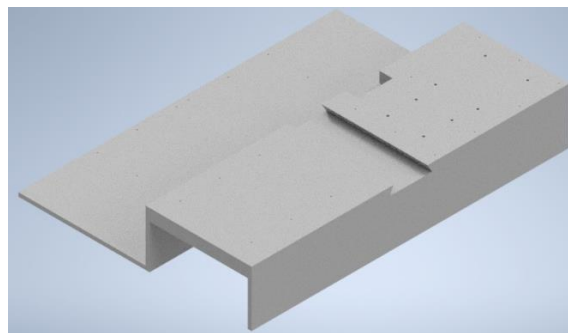


Figura 5.68. Base (vista frontal)

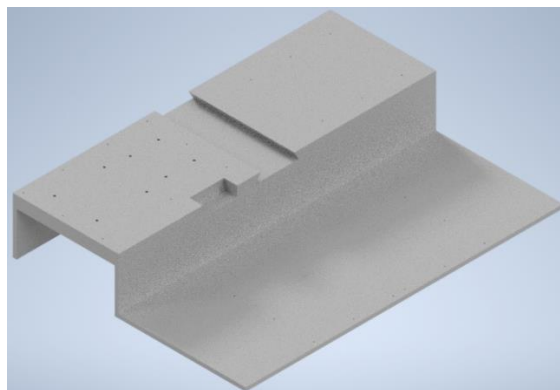


Figura 5.69. Base (vista trasera)

- a) **Anclaje de la carcasa:** en las dos figuras siguientes (Figura 5.70 y Figura 5.71) se puede observar cómo esta atornillada la carcasa a la base.

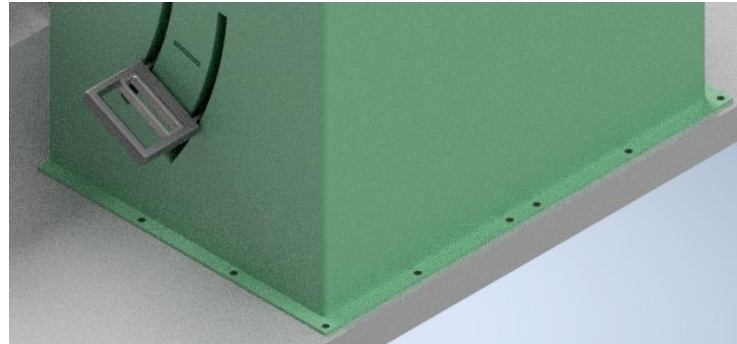


Figura 5.70. Anclaje de la carcasa (1)

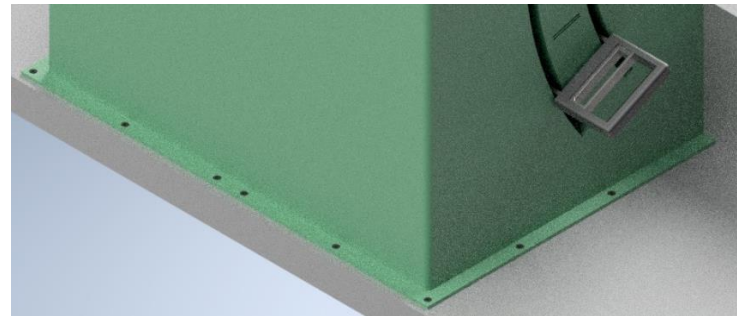


Figura 5.71. Anclaje de la carcasa (2)

- b) **Anclaje del soporte del motor:** en la Figura 5.72 se puede observar cómo esta atornillado el soporte del motor a la base.

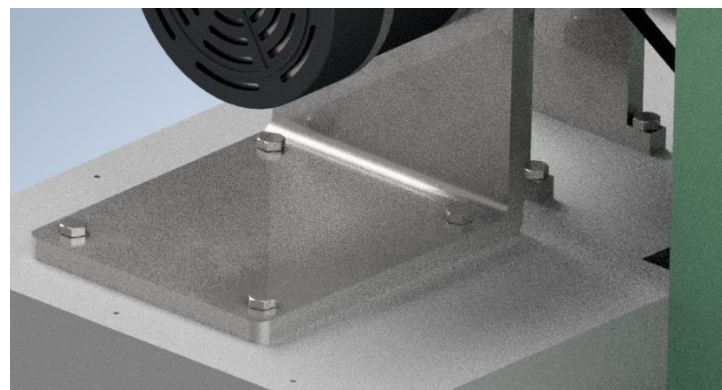


Figura 5.72. Anclaje del soporte del motor

- c) **Anclaje soportes de los ejes motrices:** en la Figura 5.73 se puede observar cómo están atornillados los soportes de los ejes motrices a la base.

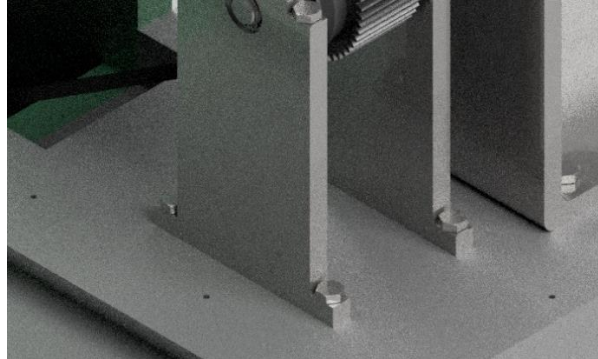


Figura 5.73. Anclaje soportes de los ejes motrices

- d) **Anclaje tapa del motor y ejes motrices:** en la Figura 5.74 y en la Figura 5.75 se puede observar cómo está atornillada tapa del motor y de los ejes motrices a la base.

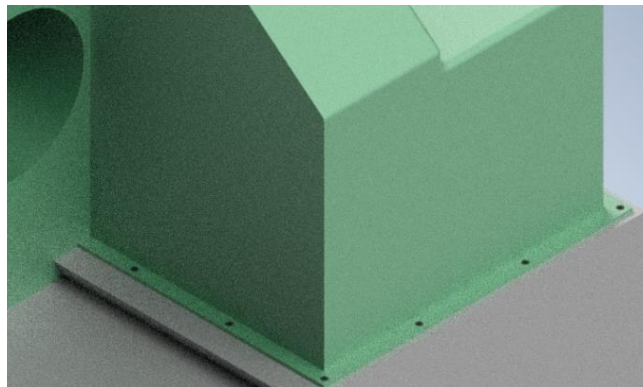


Figura 5.74. Anclaje tapa del motor y ejes motrices (1)

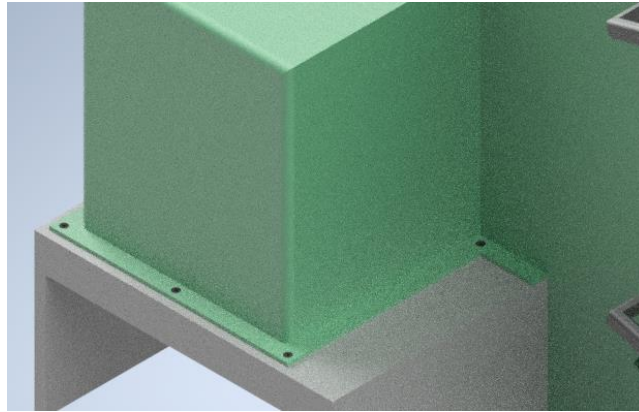


Figura 5.75. Anclaje tapa del motor y ejes motrices (2)

5.8.- Sistema de alimentación de pelotas

El sistema de alimentación de pelotas estará compuesto por dos partes: el canal de alimentación y el depósito de pelotas.

- a) **Canal de alimentación de pelotas:** Como ya se comentó en el apartado 3.6, se dispondrá de dos canales de alimentación de pelotas distintos, uno para las pelotas de fútbol y otro distinto para las pelotas de béisbol y tenis. Ambos canales estarán fabricados con plástico ABS. Los dos canales se podrán montar o desmontar según si se quiere usar para un tipo u otro. Se insertará a través de la ranura que tiene la base, y dispondrá de una agarradera para facilitar el montaje y desmontaje del mismo como se muestra en la Figura 5.76.

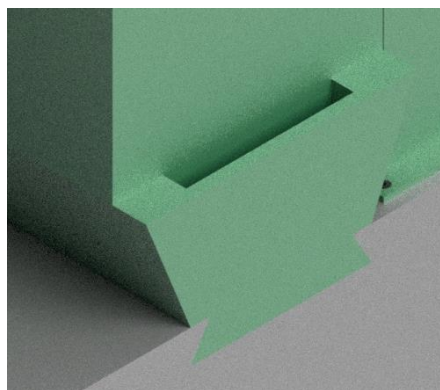


Figura 5.76. Agarradera del canal de alimentación de pelotas

1. Canal para pelotas de fútbol: En la Figura 5.77 se muestra el diseño de este canal:

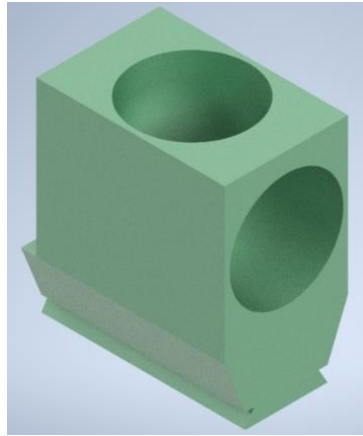


Figura 5.77. Canal de alimentación para pelotas de fútbol

En la Figura 5.78 se muestra este canal insertado en la base a través de la ranura que tiene:

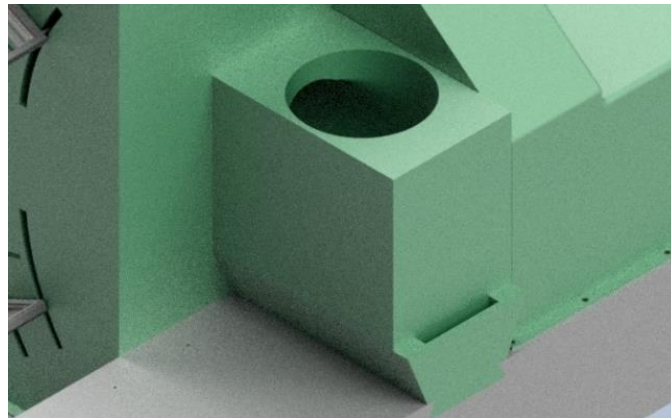


Figura 5.78. Canal de alimentación para pelotas de fútbol (insertado)

2. Canal para pelotas de béisbol y tenis: A diferencia del canal para las pelotas de fútbol, este dispondrá de un saliente para asegurar que la pelota pase entre las dos ruedas impulsoras. En la Figura 5.79 se muestra el diseño de este canal.

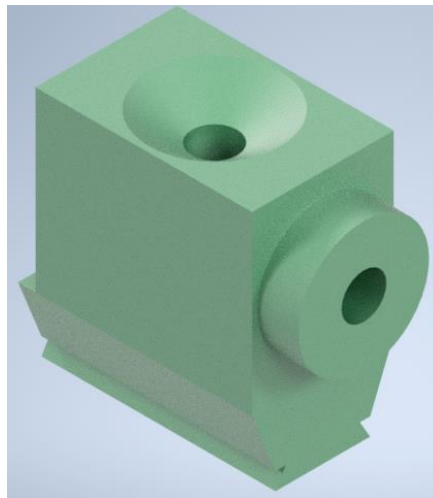


Figura 5.79. Canal de alimentación para pelotas de béisbol y tenis

En la Figura 5.80 se muestra este canal insertado en la base a través de la ranura que tiene:

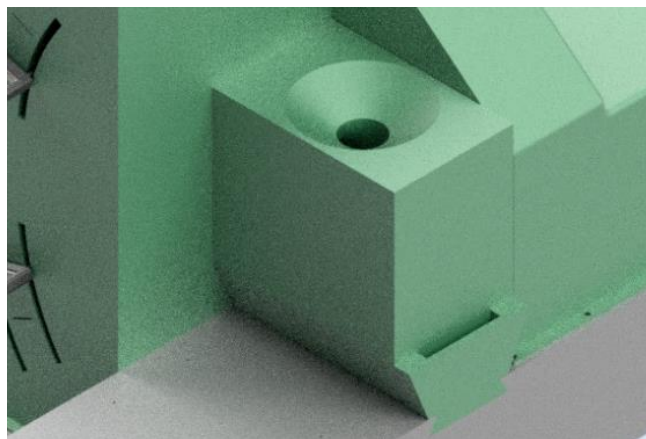


Figura 5.80. Canal de alimentación para pelotas de béisbol y tenis (insertado)

- b) Depósito de pelotas:** Como ya se comentó en el apartado 3.7, se dispondrá de un único depósito para los tres tipos de pelota. Estará fabricado con plástico ABS. En la Figura 5.81 y en la Figura 5.82 se muestra dicho depósito:

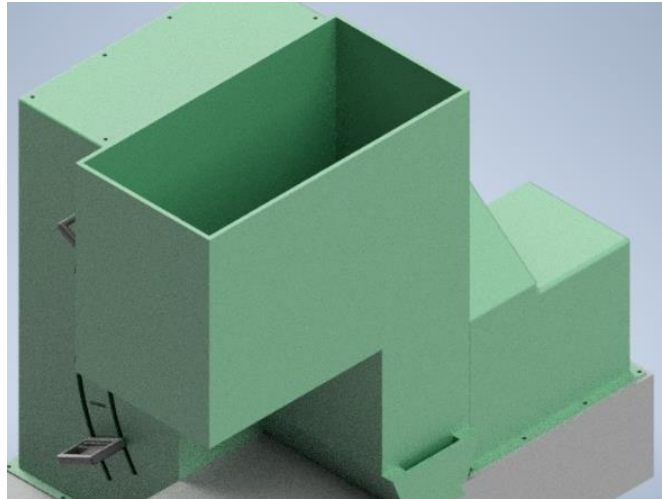


Figura 5.81. Depósito de pelotas

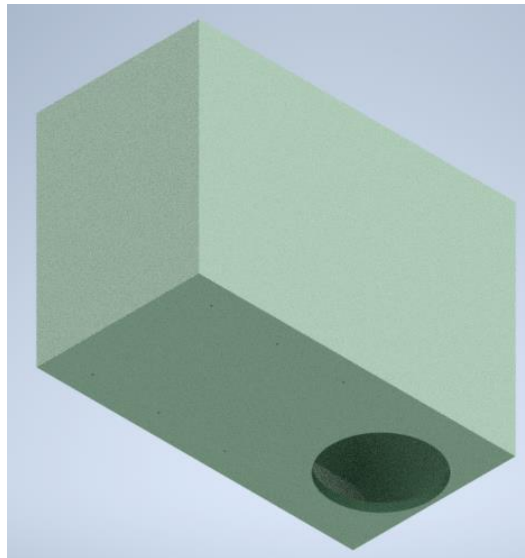


Figura 5.82. Depósito de pelotas (vista inferior)

Este depósito de pelotas deberá estar por encima del canal de alimentación para que las pelotas entren en este por gravedad; por ello se deberá de disponer de dos soportes que fijarán el depósito a la base mediante tornillos. Estos soportes serán de acero. Esto se muestra en la Figura 5.83 y en la Figura 5.84:

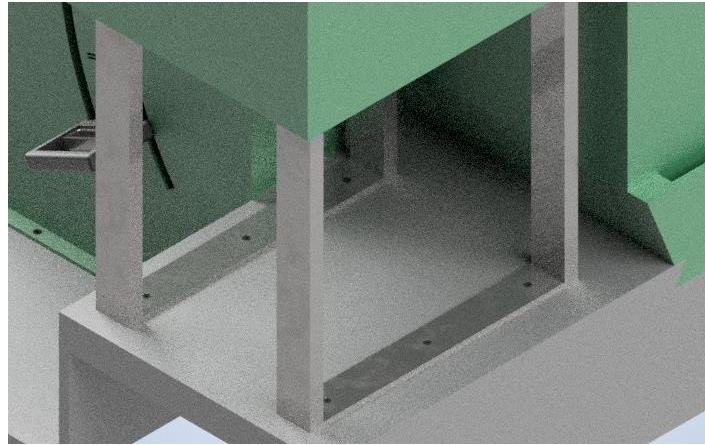


Figura 5.83. Anclaje de los soportes del depósito a la base

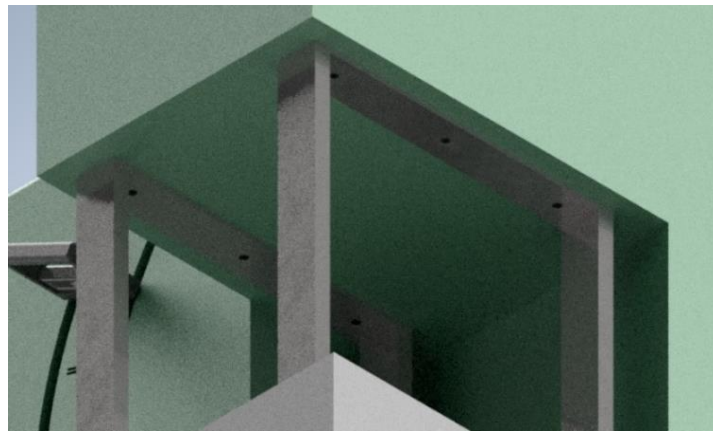


Figura 5.84. Anclaje de los soportes del depósito al depósito

5.9.- Dispositivo final

A continuación, se muestra el diseño final del dispositivo (Figura 5.86 y Figura 5.86):

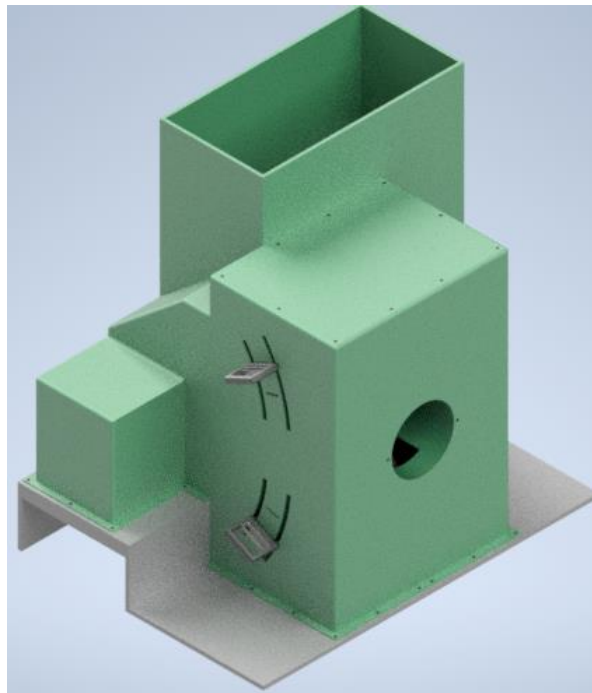


Figura 5.85. Dispositivo lanza pelotas (1)

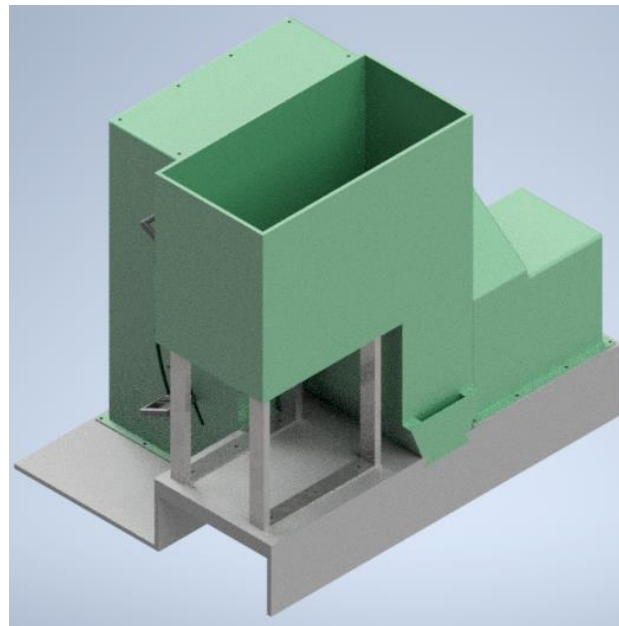


Figura 5.86. Figura 5.87. Dispositivo lanza pelotas (1)

Finalmente, se puede observar en la Figura 5.88 el dispositivo adaptado para las pelotas de fútbol y en la Figura 5.89 adaptado a las pelotas de tenis (no se incluye la imagen para las pelotas de béisbol debido a que no se aprecia apenas el cambio con respecto al caso de las de tenis):

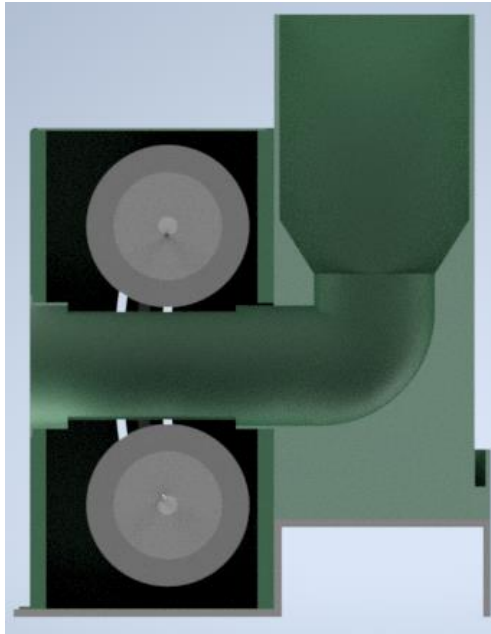


Figura 5.88. Dispositivo adaptado a las pelotas de fútbol

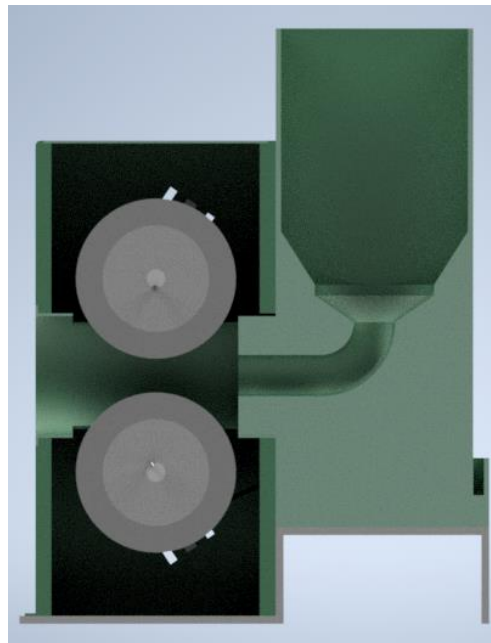


Figura 5.89. Dispositivo adaptado a las pelotas de tenis

6.- CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

6.1.- Selección del motor

Como se calculó en el apartado 4.4, en el proceso de lanzamiento de las pelotas se necesitará una potencia mínima de 4,08 kW (caso de la pelota de fútbol, al ser esta la que requiere mayor potencia). Por tanto, esta potencia deberá ser transmitida por el único motor del que se dispondrá.

El motor que se utilizará será un motor de corriente continua (CC) de imán permanente ME0909 serie PM del fabricante Motoenergy.^[8]



Figura 6.1. Motor CC de imán permanente ME0909

MOTORES DC	V	Amps Nominales	Amps Max *	Por *	KW Nominales	KW Maximos *	RPM	Peso Aprox. Kg.
ME0909	12-48V	100	300	30secs	4.2	10.8	5000max	10
ME0708	12-72V	100	300	1min	6.3	16.2	5000max	12
ME0709	24-96V	100	300	1min	8.4	21.6	5000max	16
ME1004	24-72V	200	400	30secs	12.5	21.6	5000max	14
ME1003	12-96V	200	400	30secs	16.8	23	5000max	17
ME1008	12-96V	100	300	1min	8.4	21.6	5000max	17
ME1007	24-72V	100	300	1min	6.3	16.2	5000max	12
ME1002	48-144V	200	550	2min	26 (35HP)	63(85HP)	6000max	86

* Estas mediciones son al maximo voltaje soportado

Figura 6.2. Características del motor CC

6.2.- Selección de las ruedas impulsoras

Para la selección de las ruedas impulsoras se recurrió al catálogo de “ruedas motrices con chavetero, banda de goma maciza elástica y núcleo de fundición para cargas pesadas” del fabricante Blickle (Figura 6.3).^[16]



Figura 6.3. Rueda motriz de la serie GEVN (Blickle)

Disponiendo del diámetro de la rueda de impulsión, vista en el apartado 4, se selecciona la rueda necesaria de la tabla del catálogo (Figura 6.4):

Ruedas	Ø Rueda (D) [mm]	Ancho rueda (T2) [mm]	Cap. carga a 4 km/h [kg]	Cap. carga a 16 km/h [kg]	Ø Eje (d) [mm]	Anchura ranura cubo (B) [mm]	Altura ranura cubo (H) [mm]	Largo de cubo (T1) [mm]
GEVN 160/25H7	160	50	250	-	25 H7	8 JS9	28,3	60
GEVN 200/25H7	200	50	350	-	25 H7	8 JS9	28,3	60
GEVN 200/30H7	200	50	350	-	30 H7	8 JS9	33,3	60
GEVN 250/30H7	250	60	525	320	30 H7	8 JS9	33,3	60
GEVN 250/40H7	250	60	525	320	40 H7	12 JS9	43,3	60
GEVN 252/40H7	250	80	675	410	40 H7	12 JS9	43,3	80
GEVN 302/35H7	300	90	900	540	35 H7	10 JS9	38,3	90
GEVN 360/35H7	360	60	750	450	35 H7	10 JS9	38,3	60
GEVN 362/40H7	360	75	950	570	40 H7	12 JS9	43,3	75
GEVN 400/40H7	400	75	1000	600	40 H7	12 JS9	43,3	75

Figura 6.4. Selección rueda motriz necesaria

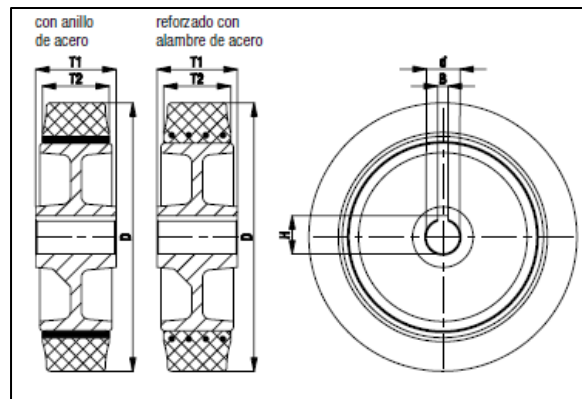


Figura 6.5. Dimensiones rueda motriz

6.3.- Selección de los elementos de la transmisión por correas (trapeciales)

6.3.1.- Cálculos

El cálculo de los accionamientos por correas trapeciales estrechas está normalizado en la DIN 7753. [10] Para ello se seguirán una serie de pasos:

Paso 1 – Cálculo de la transmisión (i). Lo primero que se hará será calcular la transmisión (ecuación (11)), es decir, la relación entre la velocidad n_k de la polea motriz (polea pequeña) y la velocidad n_g de la polea accionada (polea grande). A su vez, se podrá aproximar esta transmisión a la relación entre los diámetros de la polea pequeña (d_{wk}) y de la polea grande (d_{wg}):

$$i = \frac{n_k}{n_g} \approx \frac{d_{wg}}{d_{wk}} \quad (11)$$

Para este caso la velocidad n_k será la velocidad máxima del motor seleccionado anteriormente (5000 rpm), y la velocidad n_g será la velocidad máxima a la que gira el eje de las ruedas de impulsión (2122 rpm). Entonces la transmisión requerida será:

$$i = \frac{5000 \text{ rpm}}{2122 \text{ rpm}} = 2,36$$

Paso 2 – Tipo de correa. Para elegir el tipo de correa se recurrirá a la Figura 6.6:

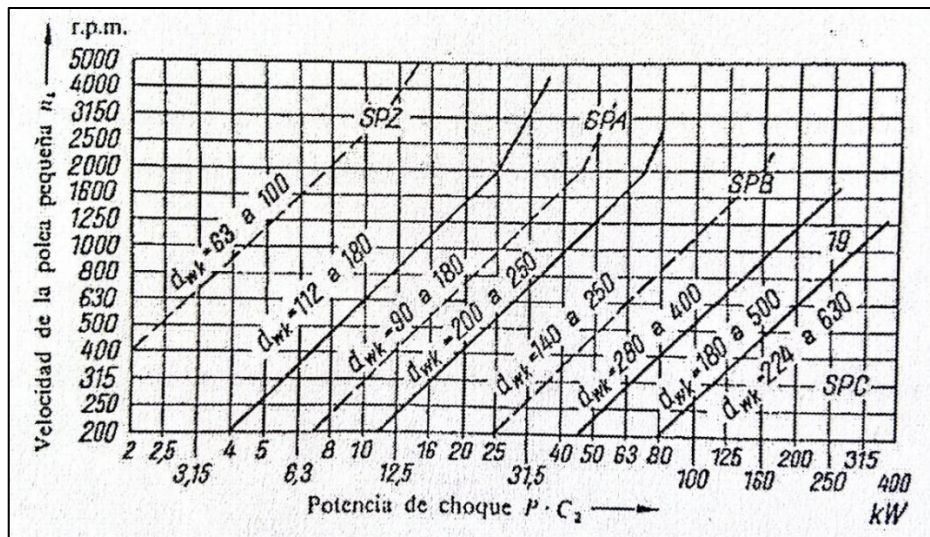


Figura 6.6. Normas para elegir el perfil de las correas trapeciales estrechas

La potencia que se utilizará en cada transmisión por correa será la mitad de la que suministre el motor, debido a que se dispondrá de una correa para cada rueda de impulsión. La potencia máxima para cada correa será, por tanto:

$$P = \frac{P_M}{2} = \frac{4,20 \text{ kW}}{2} = 2,10 \text{ kW} \tag{12}$$

También se necesitará conocer el factor de carga c_2 , el cual se puede obtener de la Tabla 6.1:

Máquinas de trabajo	Máquinas motrices					
	A para un servicio diario en h			B para un servicio diario en h		
	hasta 10	de 10 a 16	de 16	hasta 10	de 10 a 16	de 16
Accionamientos ligeros Bombas y compresores centrífugos, transportadores de cinta (productos ligeros), ventiladores y bombas hasta 7,4 kW.	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Accionamientos semipesados Cizallas para chapa, prensas, transportadores de cadena y de cinta (productos pesados), cribas vibratorias, generadores y máquinas excitatrices, máquinas amasadoras, máquinas herramientas (tornos y rectificadoras), máquinas impresoras, máquinas lavadoras, ventiladores y bombas por encima de 7,4 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Accionamientos pesados Molinos, compresores de émbolos, transportadores de lanzamiento, de impulso y para cargas elevadas (transportadores helicoidales, cintas de pjaras, elevadores de rangilones, elevadores de paletas), ascensores, prensas de ladrillos, máquinas textiles, máquinas para papel, bombas de émbolo, bombas para dragados, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Accionamientos muy pesados Molinos muy cargados, machacadoras de piedra, calandras, mezcladoras, tornos, grúas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
<p>Grupo A: Motores trifásicos y alternos con momentos de arranque normales (hasta dos veces el momento nominal); por ejemplo, motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con conexión directa, arrancador estrella triángulo o arrancador de anillos rozantes, motores de corriente continua con arranque en derivación, motores de combustión y turbinas con $n > 600$ r.p.m.</p> <p>Grupo B: Motores de alterna y trifásicos con momento de arranque elevado (por encima de dos veces el momento nominal); por ejemplo, motores monofásicos con elevado momento de arranque, <u>motores de corriente continua con excitación en serie, en conexión serie y compound</u>; motores de combustión y turbinas con $n \geq 600$ r.p.m.</p>						

Tabla 6.1. Factores de carga c_2 para accionamiento por correas trapeciales

Por tanto, en la Figura 6.6 se entrará con una velocidad n_k de 5000 rpm y con una potencia corregida por el factor de carga c_2 igual a:

$$P_{\text{corregido}} = c_2 \cdot P = 1,1 \cdot 2,10 \text{ kW} = 2,31 \text{ kW} \quad (13)$$

Esto significa que se necesitará un tipo de correa trapecial SPZ.

Paso 3 – Diámetros primitivos de las poleas (d_w). Para hallar estos diámetros se atenderá a la Tabla 6.2 donde vienen los diámetros primitivos recomendados. Se propondrá un diámetro de la polea pequeña, y con la transmisión calculada anteriormente se calculará el diámetro de la polea grande. Nota: el diámetro de la polea grande debe estar también en la tabla de los tamaños recomendados.

SPZ			Número de canales	Diam. prim.
Diam. prim.				
71	125	315	1	71 → 250
75	132	400		
80	140	500	2	71 → 400
85	150			
90	160		3	71 → 500
95	180			
100	200		4	100 → 500
106	224			
112	250			
118	280	5	100 → 500	

Tabla 6.2. Diámetros primitivos de las poleas recomendados

Se propone un diámetro primitivo de la polea pequeña (d_{wk}) de 85 mm, por tanto, el de la polea grande será:

$$i \approx \frac{d_{wg}}{d_{wk}} \tag{14}$$

$$d_{wg} \approx i \cdot d_{wk} = 2,36 \cdot 85 \text{ mm} = 200,28 \text{ mm} \approx 200 \text{ mm}$$

Paso 4 – Cálculo del ángulo de abrazamiento (β). Hay que comprobar que el ángulo de abrazamiento de la polea pequeña no sea mucho menor que 150° . Este ángulo se calculará según la ecuación (15):

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_{wg} - d_{wk}}{2 \cdot e} \tag{15}$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{wg} - d_{wk}}{2 \cdot e} \right)$$

Para ello se necesitará suponer una distancia entre los ejes de las poleas (e). Se propondrá una distancia de 450mm. Por tanto, el ángulo de abrazamiento será:

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{200\text{mm} - 85\text{mm}}{2 \cdot 450\text{mm}} \right) = 165,32^\circ > 150^\circ$$

$$\beta = 165,32^\circ = 2,89 \text{ rad}$$

Paso 5 – Cálculo de la longitud efectiva de la correa (L_w). Esta longitud se calculará según la ecuación (16).

$$L_w = 2 \cdot e \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \gamma \cdot (d_{wg} - d_{wk}) \quad (16)$$

Para ello, antes se deberá calcular el ángulo de inclinación del ramal admisible (γ), el cual se calculará según la ecuación (17).

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - \frac{165,32^\circ}{2} = 7,34^\circ = 0,13 \text{ rad} \quad (17)$$

Conociendo este valor, la longitud efectiva de la correa será:

$$L_w = 2 \cdot 450\text{mm} \cdot \sin \frac{2,89\text{rad}}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 85)\text{mm} + 0,13\text{rad} \cdot (200 - 85)\text{mm}$$

$$L_w = 1355,03\text{mm}$$

Hay que tener en cuenta que esta longitud está normalizada, por tanto, se tomará este valor de la Tabla 6.3.

L_w) mm	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	L_w) mm	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC
630	0,82					3150	1,11	1,04	0,98	0,96	0,90
710	0,84					3350	1,13	1,06	1	0,97	0,92
800	0,86	0,81				4000		1,08	1,02	0,98	0,94
900	0,88	0,83				4500		1,09	1,04	1	0,96
1000	0,90	0,85				5000			1,06	1,03	0,98
1120	0,93	0,87				5600			1,08	1,05	1
1250	0,94	0,89	0,82			6300			1,10	1,07	1,02
1400	0,96	0,91	0,84			7100			1,12	1,09	1,04
1600	1	0,93	0,86	0,85		8000			1,14	1,10	1,06
1800	1,01	0,95	0,88	0,87		9000				1,12	1,08
2000	1,02	0,96	0,90	0,89		10000				1,14	1,10
2240	1,05	0,98	0,92	0,91	0,83	11200					1,12
2500	1,07	1	0,94	0,93	0,86	12500					1,14
2800	1,09	1,02	0,96	0,94	0,88						

Tabla 6.3. Factores de alargamiento c_3 para correas trapeciales estrechas

El siguiente valor más próximo al calculado en la ecuación (16) será: $L_w = 1400\text{mm}$.

Al haber cambiado este valor, cambiará con él la distancia entre ejes (e), así que habrá que calcularla despejando en la ecuación (16):

$$e = \frac{L_w - \frac{\pi}{2} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) - \gamma \cdot (d_{wg} - d_{wk})}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}}$$

$$e = \frac{\left[1400 - \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 85) - 0,13\text{rad} \cdot (200 - 85) \right] \text{mm}}{2 \cdot \sin \frac{2,89\text{rad}}{2}}$$

$$e = 472,67\text{mm}$$

Paso 6 – Cálculo de la velocidad de la correa (V_{correa}). La velocidad de la correa se calculará a partir de la ecuación (18):

$$V_{\text{correa}} = d_{wk} \cdot \pi \cdot n_k = d_{wg} \cdot \pi \cdot n_g \quad (18)$$

$$V_{\text{correa}} = 85\text{mm} \cdot \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} \cdot \pi \cdot 5000\text{rpm} \cdot \frac{1\text{min}}{60\text{s}}$$

$$V_{\text{correa}} = 22,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Paso 7 – Cálculo del número de correas (z). El número de correas necesario se calculará a partir de la ecuación (19):

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5} \quad (19)$$

Para calcular este valor, se necesitará conocer una serie de parámetros, los cuales se hallarán a través de diversas tablas de la norma DIN 7753.

La *potencia nominal* (P_N) se hallará a partir de la Tabla 6.4. Como la velocidad de la correa está entre dos valores de la tabla, habrá que interpolar. Entonces la potencia nominal será: $P_N = 6,63 \text{ kW}$.

Correas trapeciales estrechas, DIN 7753																	
v m/s	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ	SPA	SPB	19	SPC
	9,5	12,5					9,5	12,5					9,5	12,5			
1	0,5	0,7	1,0	1,2	1,5	15	5,0	7,0	9,0	10,7	14,6	29	7,4	9,8	11,0	13,1	17,3
2	0,9	1,3	2,0	2,2	2,9	16	5,2	7,3	9,4	11,1	15,3	30	7,5	9,9	11,0	12,9	17,0
3	1,3	1,8	2,7	3,0	4,0	17	5,5	7,7	9,8	11,4	15,7	31	7,5	9,9	11,4	12,7	16,5
4	1,7	2,4	3,3	3,8	5,3	18	5,7	8,0	10,1	11,8	16,2	32	7,6	9,9	11,2	12,5	16,0
5	2,1	2,8	4,0	4,5	6,3	19	5,9	8,3	10,4	12,1	16,6	33	7,6	9,9	11,0	12,1	15,3
6	2,5	3,3	4,5	5,3	7,3	20	6,2	8,6	10,6	12,5	16,9	34	7,6	9,9	10,8	11,8	14,5
7	2,8	3,8	5,0	6,0	8,3	21	6,4	8,8	10,8	12,7	17,2	35	7,6	9,8	10,5	11,4	13,6
8	3,1	4,2	5,6	6,6	9,3	22	6,6	9,0	11,0	12,9	17,4	36	7,6	9,7	10,2	10,9	12,9
9	3,4	4,7	6,2	7,3	10,2	23	6,7	9,2	11,3	13,1	17,5	37	7,5	9,5	9,8	10,4	12,0
10	3,7	5,2	6,7	7,9	11,0	24	6,9	9,3	11,4	13,2	17,6	38	7,5	9,3	9,4	9,8	11,0
11	4,0	5,5	7,3	8,5	11,8	25	7,0	9,5	11,5	13,3	17,7	39	7,4	9,1	8,9	9,2	10,0
12	4,3	5,8	7,7	9,1	12,5	26	7,1	9,6	11,6	13,3	17,7	40	7,3	8,8	8,4	8,5	9,0
13	4,5	6,2	8,2	9,6	13,3	27	7,2	9,7	11,6	13,3	17,6	50	5,8	4,2			
14	4,8	6,6	8,6	10,2	14,0	28	7,3	9,8	11,6	13,2	17,5	60	1,7				

Tabla 6.4. Potencias nominales P_N en [kW] para las correas estrechas

El factor angular c_1 se hallará a partir de la Tabla 6.5. Habrá que interpolar de nuevo debido a que nuestro ángulo de abrazamiento (β) está entre 170° y 160° . Habiendo hecho esto, el factor angular será: $c_1 = 0,97$.

Ángulo de abrazamiento β	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	110°	100°	90°	80°	70°
Correas trapeciales sin fin c_1	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58
Correas trapec. abiertas c_1	1	0,98	0,95	0,91	0,87	0,82	0,77					

Tabla 6.5. Factores angulares c_1 para accionamiento por correas trapeciales

El factor de carga c_2 ya se halló para conocer el tipo de correa que se necesitaba (Tabla 6.1).

El factor de alargamiento c_3 se halla a partir de la Tabla 6.3 vista anteriormente para normalizar la longitud efectiva de la correa. Por tanto, entrando con este valor de L_w y el tipo de correa SPZ nos da un factor de alargamiento: $c_3 = 0,96$.

El factor de efectividad c_4 se hallará a partir de la Tabla 6.6. Habrá que interpolar de nuevo debido a que el diámetro de la polea pequeña (d_{wk}) se encuentra entre dos valores de la tabla. Habiendo hecho esto, el factor de efectividad será: $c_4 = 0,53$.

Perfil	d _{wk} mm	v en m/s											
		5			10			15			20		
		1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3
SPZ 9,5	63	1,11	1,16	1,23	1,20	1,30	1,40	1,25	1,38	1,52	1,33	1,50	1,67
	100	1,06	1,09	1,12	1,06	1,10	1,13	1,07	1,11	1,15	1,08	1,12	1,16
	140	1,03	1,05	1,06	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
	180	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,06	1,03	1,05	1,06
SPA 12,5	90	1,15	1,22	1,29	1,19	1,28	1,37	1,21	1,32	1,43	1,28	1,42	1,56
	125	1,08	1,11	1,14	1,08	1,14	1,18	1,09	1,13	1,18	1,10	1,15	1,20
	160	1,04	1,07	1,09	1,05	1,08	1,10	1,06	1,09	1,11	1,06	1,09	1,12
	250	1,02	1,03	1,05	1,03	1,04	1,06	1,03	1,04	1,06	1,03	1,05	1,06
SPB	140	1,10	1,16	1,20	1,13	1,19	1,26	1,15	1,23	1,31	1,17	1,25	1,34
	180	1,06	1,09	1,13	1,07	1,11	1,15	1,08	1,12	1,17	1,10	1,14	1,19
	280	1,03	1,05	1,07	1,04	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,08
	400	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,05	1,02	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05
19	180	1,09	1,13	1,18	1,10	1,16	1,21	1,12	1,18	1,24	1,14	1,20	1,27
	200	1,07	1,11	1,15	1,09	1,13	1,17	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,22
	355	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,03	1,05	1,07	1,03	1,05	1,07
	500	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,04	1,02	1,04	1,05
SPC	224	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,21	1,12	1,18	1,24	1,14	1,20	1,28
	250	1,07	1,11	1,15	1,08	1,13	1,17	1,09	1,14	1,18	1,11	1,16	1,21
	400	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,06	1,09	1,06	1,07	1,09
	630	1,02	1,02	1,04	1,02	1,03	1,05	1,02	1,03	1,04	1,02	1,03	1,05
Perfil	d _{wk} mm	v en m/s											
		25			30			35			40		
		1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3	1,2	1,5	≥ 3
SPZ 9,5	63	1,33	1,50	1,67									
	100	1,09	1,14	1,18	1,11	1,10	1,21	1,11	1,18	1,23			
	140	1,05	1,07	1,10	1,05	1,08	1,11	1,06	1,09	1,12	1,07	1,10	1,13
	180	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
SPA 12,5	90	1,37	1,56	1,75	1,59	1,88	2,18						
	125	1,12	1,18	1,23	1,15	1,22	1,29	1,17	1,20	1,34	1,27	1,40	1,54
	160	1,07	1,11	1,14	1,08	1,11	1,15	1,09	1,14	1,19	1,11	1,17	1,22
	250	1,03	1,05	1,07	1,04	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08	1,04	1,07	1,09
SPB	140	1,22	1,33	1,44	1,31	1,46	1,62	1,44	1,66	1,87			
	180	1,10	1,15	1,21	1,11	1,17	1,23	1,16	1,24	1,33	1,21	1,31	1,41
	280	1,05	1,07	1,09	1,05	1,08	1,10	1,06	1,09	1,12	1,06	1,10	1,13
	400	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,06	1,03	1,05	1,07	1,04	1,06	1,08
19	180	1,16	1,24	1,32	1,18	1,27	1,37	1,31	1,46	1,60	1,48	1,70	1,93
	200	1,12	1,18	1,25	1,15	1,23	1,31	1,20	1,29	1,39	1,27	1,40	1,53
	355	1,04	1,07	1,08	1,05	1,07	1,10	1,05	1,08	1,15	1,06	1,09	1,12
	500	1,02	1,04	1,05	1,02	1,04	1,05	1,03	1,05	1,06	1,04	1,05	1,07
SPC	224	1,17	1,25	1,33	1,20	1,31	1,39	1,28	1,42	1,56	1,48	1,72	1,95
	250	1,12	1,18	1,24	1,15	1,23	1,30	1,17	1,26	1,34	1,25	1,37	1,49
	400	1,05	1,08	1,10	1,05	1,08	1,10	1,06	1,10	1,13	1,07	1,12	1,15
	630	1,03	1,04	1,05	1,03	1,04	1,05	1,03	1,05	1,06	1,04	1,06	1,07

Tabla 6.7. Factores de transmisión *c_s* para correas trapeciales estrechas

Con todo esto ya se puede calcular el número de correas necesario:

$$z = \frac{2,1\text{kW} \cdot 1,1}{6,63\text{kW} \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,53 \cdot 1,34} = 0,53 \rightarrow z = 1$$

Paso 8 – Comprobaciones finales.

La primera comprobación es sobre la frecuencia de flexión (f_B), la cual debe ser menor o igual que 60 Hercios para las correas trapeciales estrechas. Dicha frecuencia se calculará según la ecuación (20).

$$f_B = \frac{V_{correa} \cdot z}{L_w} = \frac{22,25 \frac{m}{s} \cdot 1 \text{ correa}}{1400mm \cdot \frac{1m}{1000mm}} = 15,89 \text{ Hz} < 60\text{Hz} \quad (20)$$

La segunda comprobación es sobre el diámetro primitivo de las dos poleas. Estas deben encontrarse en el rango de diámetros según el número de canales (número de correas) que nos ofrece la Tabla 6.2.

Como se puede observar se cumplen a la perfección las dos comprobaciones.

6.3.2.- Selección de las correas de transmisión

Como se acaba de ver las correas que se utilizarán serán correas trapeciales estrechas SPZ de longitud efectiva 1400mm.

Se escogió una correa acorde a la norma DIN 7753 del fabricante norelem.^[13]



Figura 6.7. Correa trapecial DIN 7753

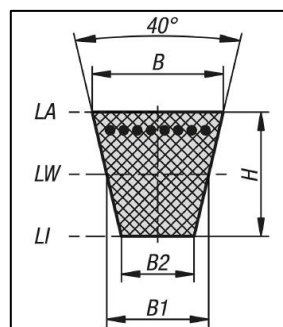


Figura 6.8. Medidas genéricas de la correa trapecial estrecha

22071-02 Correas trapecoidales DIN 7753								
norelem								
Nuestros productos								
Referencia	Versión 1	BW=Anchura de correa	B1	B2	H	Longitud exterior LA	Longitud interior LI	Longitud efectiva LW
22071-02-11362	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1374	1324	1362
22071-02-11387	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1399	1349	1387
22071-02-11400	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1412	1362	1400
22071-02-11412	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1424	1374	1412
22071-02-11420	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1432	1382	1420
22071-02-11437	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1449	1399	1437
22071-02-11457	Tipo SPZ	9,7	8,5	4,5	8	1469	1419	1457

Figura 6.9. Selección de la correa trapecial estrecha DIN 7753 SPZ 1400

6.3.3.- Selección de las poleas para la correa

Como se vio anteriormente se necesitan dos poleas de una única ranura para cada correa; una polea pequeña de diámetro primitivo igual a 85mm y otra polea grande de 200mm. Se acudió al mismo catálogo que el de las correas (norelem).^[13]



Figura 6.10. Poleas de correa trapecial de fundición gris 22070.

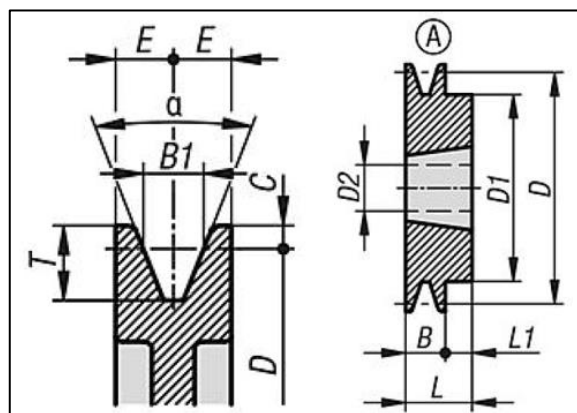


Figura 6.11. Medidas genéricas de las poleas de un solo ramal

- Para la polea pequeña, de 85 mm de diámetro primitivo, se escogerá (Figura 6.12):





Referencia	Versión 1	Versión 2	Forma	N=Número de acanaladuras	B	B1	C	D	D1 máx.	D2	D5	E	E1	L	L1	T	α	CAD	Acc.	Precio	Pedir
22070-21851	tipo spz/10/z	p. casquillo de sujeción cónico 1210	A	1	16	8,5	2	85	86	11-32	-	8	12	25	9	11	38°			6.88 €	<input type="text" value="0"/> 
22070-20851	tipo spa/13/a	p. casquillo de sujeción cónico 1210	A	1	20	11	2,8	85	88	11-32	-	10	15	25	5	13,8	34°			6.88 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.12. Selección de la polea pequeña ($d_{wk} = 85\text{mm}$)

- Para la polea grande, de 200 mm de diámetro primitivo, se escogerá (Figura 6.13):







Referencia	Versión 1	Versión 2	Forma	N=Número de acanaladuras	B	B1	C	D	D1 máx.	D2	D5	E	E1	L	L1	T	α	CAD	Acc.	Precio	Pedir
22070-12001	tipo spz/10/z	p. casquillo de sujeción cónico 2012	D	1	16	8,5	2	200	112	14-50	171	8	12	32	16	11	38°			20.07 €	<input type="text" value="0"/> 
22070-22001	tipo spa/13/a	p. casquillo de sujeción cónico 2012	D	1	20	11	2,8	200	108	14-50	165	10	15	32	12	13,8	38°			23.10 €	<input type="text" value="0"/> 
22070-32001	tipo spb/17/b	p. casquillo de sujeción cónico 2012	L	1	25	14	3,5	200	104	14-50	157	12,5	19	32	3,5	17,5	34°			28.75 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.13. Selección de la polea grande ($d_{wg} = 200\text{mm}$)

Se escogieron las poleas con $B1 = 8,5\text{mm}$ debido a que es la medida que tiene la correa seleccionada.

6.3.4.- Selección de los casquillos de sujeción para las poleas

Para poder fijar cada polea al eje se necesitará un casquillo de sujeción para cada polea. Estos casquillos son suministrados por el mismo fabricante que el de las correas y poleas (norelem).^[13] En el catálogo de las poleas especifica que el casquillo debe ser un casquillo de sujeción cónico 23200. Estos casquillos se entregan junto con los tornillos.

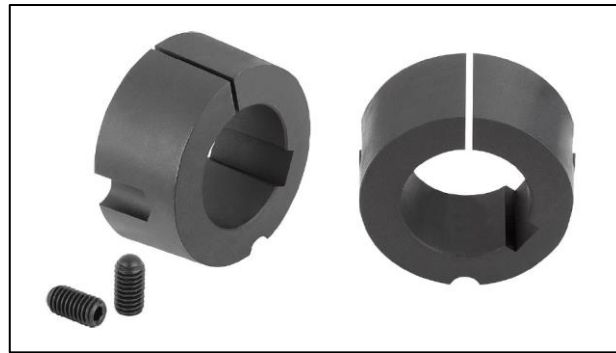


Figura 6.14. Casquillos de sujeción Taper 23200

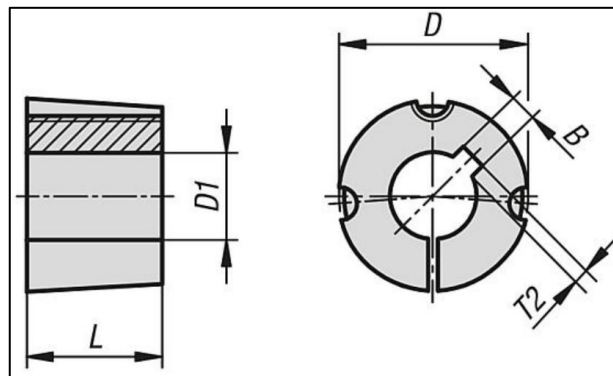


Figura 6.15. Medidas genéricas del casquillo de sujeción

En el catálogo de cada polea se especifica el tipo de casquillo necesario.

- Para la polea pequeña de diámetro 85mm se necesita un casquillo tipo 1210. Se escogerá el casquillo que tiene un diámetro interior de 20 mm ya que este será el diámetro del eje donde se situará la polea pequeña (Figura 6.16).

Referencia	tipo 1210	Material del cuerpo de base	L	B	D	D1	T2	Para tornillo	Par de apriete de los tornillos prisioneros (Nm)	CAD	Acc.	Precio	Pedir
23200-0471125	tipo 1210	fundición gris	25,4	4	47	11	1,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471225	tipo 1210	fundición gris	25,4	4	47	12	1,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471425	tipo 1210	fundición gris	25,4	5	47	14	2,3	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471525	tipo 1210	fundición gris	25,4	5	47	15	2,3	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471625	tipo 1210	fundición gris	25,4	5	47	16	2,3	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471825	tipo 1210	fundición gris	25,4	6	47	18	2,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0471925	tipo 1210	fundición gris	25,4	6	47	19	2,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0472025	tipo 1210	fundición gris	25,4	6	47	20	2,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>
23200-0472225	tipo 1210	fundición gris	25,4	6	47	22	2,8	3/8 BSW	20			5,47 €	<input type="text" value="0"/>

Figura 6.16. Selección del casquillo de sujeción de la polea pequeña

- Para la polea grande de diámetro 200 mm se necesita un casquillo tipo 2012. Se escogerá el casquillo que tiene un diámetro interior igual a 25 mm debido a que será el diámetro del eje impulsor donde se situará la polea grande (Figura 6.17).

Referencia	tipo 2012	Material del cuerpo de base	L	B	D	D1	T2	Para tornillo	Par de apriete de los tornillos prisioneros (Nm)	CAD	Acc.	Precio	Reset	Pedir
23200-0701431	tipo 2012	fundición gris	31,8	5	70	14	2,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0701631	tipo 2012	fundición gris	31,8	5	70	16	2,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0701831	tipo 2012	fundición gris	31,8	6	70	18	2,8	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0701931	tipo 2012	fundición gris	31,8	6	70	19	2,8	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702031	tipo 2012	fundición gris	31,8	6	70	20	2,8	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702231	tipo 2012	fundición gris	31,8	6	70	22	2,8	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702431	tipo 2012	fundición gris	31,8	8	70	24	3,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702531	tipo 2012	fundición gris	31,8	8	70	25	3,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702631	tipo 2012	fundición gris	31,8	8	70	26	3,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	
23200-0702831	tipo 2012	fundición gris	31,8	8	70	28	3,3	7/16 BSW	30			8,60 €	<input type="text" value="0"/>	

Figura 6.17. Selección del casquillo de sujeción de la polea grande

6.4.- Selección de anillos de regulación

Se necesitará un anillo de regulación para cada una de las ruedas impulsoras y otro para cada una de las poleas grandes, con el objetivo de que estos elementos no se desplacen horizontalmente en el eje. Los anillos de regulación son suministrados también por el fabricante norelem.^[13]

Se escogerá un anillo de regulación DIN 705 de acero inoxidable (Forma E). Lo que se diferencia entre la forma A y la forma E es en el tornillo de fijación, en la forma A se utiliza un tornillo DIN 553 (ranura) y en la forma E un tornillo DIN 914 (hexágono).



Figura 6.18. Anillo de regulación DIN 705 (acero inoxidable)

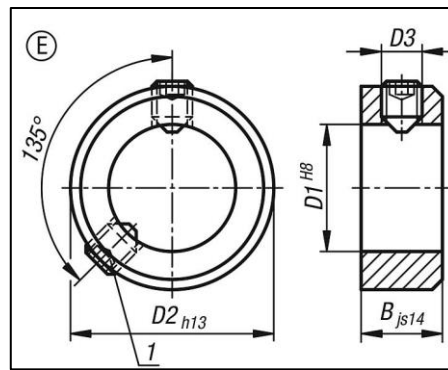


Figura 6.19. Medidas genéricas del anillo de regulación (Forma E)

- Anillo regulación para las ruedas impulsoras (Figura 6.20):

Referencia	Forma	D1	B	D2	D3 Tornillo de sujeción	CAD	Acc.	Precio	Pedir
07800-303502	E	35	16	56	M8x12			12,75 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.20. Selección del anillo de fijación para las ruedas impulsoras

Estos anillos de fijación deberán montarse con un tornillo de fijación DIN 914 M8x12 cada uno, el cual se encuentra, también, en el catálogo de norelem (Figura 6.21):





Referencia	Material	D1	D2	L	T	SW	CAD	Acc.	Precio	Pedir
07166-08X12	acero	M8	2	12	3	4			0,31 €	<input type="text" value="0"/> 
07166-108X12	acero inoxidable	M8	2	12	3	4			0,93 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.21. Selección tornillo de fijación DIN 914 M8x12

- Anillo regulación para las poleas grandes (Figura 6.22):

Referencia	Forma	D1	B	D2	D3 Tornillo de sujeción	CAD	Acc.	Precio	Pedir
07800-302502	E	25	16	40	M8x10			8,08 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.22. . Selección del anillo de regulación para las poleas grandes

Estos anillos de fijación deberán montarse con un tornillo de fijación DIN 914 M8x10 cada uno, el cual se encuentra, también, en el catálogo de norelem (Figura 6.23):





Referencia	Material	D1	D2	L	T	SW	CAD	Acc.	Precio	Pedir
07166-08X10	acero	M8	2	10	3	4			0,31 €	<input type="text" value="0"/> 
07166-108X10	acero inoxidable	M8	2	10	3	4			0,90 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.23. Selección tornillo de fijación DIN 914 M8x10

6.5.- Diseño de los engranajes (cilíndricos con dentado recto)

6.5.1.- Cálculo simplificado

Para realizar el cálculo simplificado del par de engranajes que se precisarán se recurre al libro de “Cálculo y Diseño de Máquinas” de la Universidad de Oviedo.^[10]

Los datos de los que se partirán serán:

- Posición relativa de los ejes: ejes paralelos.
- Relación de engranajes: $i = 1$ (debido a que los dos ejes deben girar a la misma velocidad).
- Tipo de engranaje: engranaje cilíndrico exterior.
- Ángulo de presión: $\alpha = 20^\circ$.
- Tipo de dentado: recto ($\beta = 0^\circ$).
- Potencia a transmitir: $P = 2,10$ kW (la mitad de la suministrada al proceso del lanzamiento, como se vio en el cálculo de las correas).
- Velocidad máxima: $n_{\max} = 5000$ r.p.m
- Distancia mínima entre ejes: $a_{\min} = 2 \cdot r_{ek} = d_{ek} = 89$ mm (r_{ek} y d_{ek} son el radio y el diámetro exterior de la polea pequeña, respectivamente. Esto es para que no choquen las dos poleas pequeñas ya que están insertadas en el mismo eje que los engranajes).
- Corrección de dentado: No.

Para realizar el cálculo simplificado se seguirán los siguientes pasos:

Paso 1 – Selección de los parámetros K , $F_t/(b \cdot m_0)$, Z y (b/d_1) . Para la selección de los tres primeros parámetros, se recurrirá al Anexo II (Tabla II-1). Se entrará en el Grupo IV.4.d.2. (Engranajes de mecánica general).

Se supondrá que la velocidad tangencial v_t está comprendida entre 15m/s y 30 m/s. Esta selección se muestra en la Tabla 6.8:

Grupo	CARACTERÍSTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_0}$	Z			
IV	4 Piñón en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell). Precisión I.S.O. 5 y 6 a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día. <u>2. 25000 horas. 12 horas / día.</u> b) 1. 2. c) 1. 2. d) 1. 2. <i>15m/s < v_t < 30 m/s</i>	0,17 (240)	5,5	27 a 29			
		0,20 (285)	6				
		0,15 (210)	4,5				
		0,175 (250)	5				
		0,136 (195)	4				
		0,157 (250)	5				
		0,122 (175)	3,5				
		0,14 (200)	4,5				
		V	Grandes máquinas 50000 horas, 24 horas/día, Choques bastante importantes ($K_A = 0,57$). Gran seguridad contra				

Tabla 6.8. Selección parámetros (Grupo IV.4.d.2)

*Nota: 1hbar = 1daN/mm²

Para Z, se supondrá un valor de 27.

A continuación, para la selección del parámetro (b/d_1) se recurrirá a la Figura 6.24:

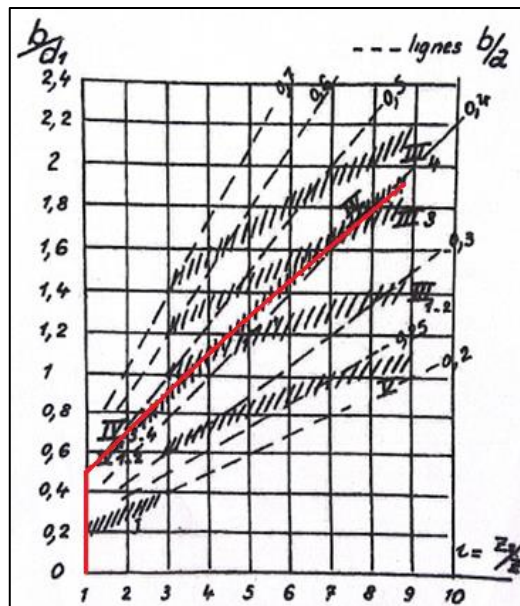


Figura 6.24. Selección parámetro b/d_1

b/d_1 será, por tanto, igual a 0,5. Es decir, el ancho del diente (b) es igual a la mitad del diámetro primitivo del piñón (d_1).

Paso 2 – Cálculo simplificado a desgaste. En este paso se calculará el parámetro $(b \cdot d_1^2)_{min}$ a partir de la ecuación (21), y, con él y el parámetro b/d_1 (hallado en el paso 1), se calculará el diámetro primitivo mínimo del piñón (d_1).

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{kW}}{n_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right) \cdot \frac{1}{K_{adm}} \quad (21)$$

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{2,1kW}{5000rpm} \cdot \left(\frac{1+1}{1}\right) \cdot \frac{1}{0,14hbar}$$

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = 11760$$

Sabiendo que b/d_1 es igual a 0,5 entonces el diámetro primitivo mínimo del piñón será:

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = (0,5 \cdot d_1 \cdot d_1^2)_{min} = 0,5 \cdot d_{1min}^3 = 11760$$

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{11760}{0,5}} = 28,65mm$$

$$b = 0,5 \cdot d_{1min} = 14,33mm$$

Paso 3 – Cálculo simplificado a rotura. En este paso se comenzará calculando el módulo mínimo necesario (m_0) para el par de engranajes. Para ello se deberá calcular antes la fuerza tangencial F_t , la cual se calculará según la ecuación (22):

$$F_t = \frac{M_t}{r_p} = \frac{M_t}{\frac{d_1}{2}} \quad (22)$$

El par transmitido (M_t) dependerá a su vez de la potencia (P) y la velocidad de giro (n) según la ecuación (23).

$$M_t(N \cdot m) = \frac{P (kW) \cdot 9550}{n (rpm)} \quad (23)$$

$$M_t = \frac{2,1kW \cdot 9550}{5000rpm} = 4,01N \cdot m$$

Con este valor y el diámetro primitivo mínimo del piñón (d_{1min}) se podrá calcular la fuerza F_t según la ecuación (22):

$$F_t = \frac{4,01N \cdot m}{\frac{28,65mm}{2} \cdot \frac{1m}{1000mm}} = 279,93N$$

Ahora, para calcular el módulo mínimo del par de engranajes se recurrirá a la ecuación (24):

$$\frac{F_t}{b \cdot m_0} = 4,5 hbar = 4,5 \frac{daN}{mm^2} \quad (24)$$

$$m_0 = \frac{F_t}{4,5 \cdot b} = \frac{279,93N \cdot \frac{1daN}{10N}}{4,5 \frac{daN}{mm^2} \cdot 14,33mm} = 0,43mm$$

Además, habrá que tener en cuenta la distancia mínima entre ejes (a_{min}), comentada anteriormente. A partir de esta distancia mínima se calculará otra condición de diámetro primitivo mínimo (D_{pmin}) (ecuación (25)):

$$D_{p1min} = \frac{2 \cdot a}{i + 1} \quad (25)$$

$$D_{p1min} = \frac{2 \cdot 89mm}{1 + 1}$$

$$D_{p1min} = 89mm$$

Como se puede observar D_{p1min} es mayor que d_{1min} , por tanto, el nuevo diámetro mínimo será D_{p1min} .

Habrá que recalcular el módulo mínimo, esta vez, a partir de la ecuación (26):

$$m_{min} = \frac{D_{p1min}}{Z_1} \quad (26)$$

Para ello se deberá calcular el número de dientes del piñón (Z_1).

El número de dientes máximo del piñón (Z_{1max}) será (ecuación (27):

$$Z_{1max} = \left(\frac{\frac{F_t}{b \cdot m_0}}{K} \cdot \cos \beta \right)_{adm} \cdot \left(\frac{i + 1}{i} \right) \quad (27)$$

$$Z_{1max} = \left(\frac{4,5}{0,14hbar} \cdot \cos 0^0 \right)_{adm} \cdot \left(\frac{1 + 1}{1} \right)$$

$$Z_{1max} = 64,29$$

El número de dientes de los dos engranajes (Z_1 y Z_2) se calcularán a partir de las ecuaciones (28 y (29):

$$Z_1 = Z \cdot \left(\frac{i + 1}{i} \right) \quad (28)$$

$$Z_1 = 27 \cdot \left(\frac{1 + 1}{1} \right)$$

$$Z_1 = 54 \text{ dientes}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1 \quad (29)$$

$$Z_2 = 1 \cdot Z_1 = Z_1 = 54 \text{ dientes}$$

Conociendo esto, ya se puede calcular el módulo mínimo del par de engranajes:

$$m_{min} = \frac{89mm}{54 \text{ dientes}}$$

$$m_{min} = 1,65mm$$

Ahora se escogerá, de los valores normalizados según DIN 780, el siguiente valor del módulo: $m = 2mm$.

Con este módulo final se recalcularán todos los parámetros relevantes del par de engranajes.

El diámetro primitivo final de cada engranaje se calculará despejando este de la ecuación (26):

$$D_p = m \cdot Z$$

$$D_{p1} = m \cdot Z_1 = 2mm \cdot 54 = 108mm$$

$$D_{p2} = m \cdot Z_2 = 2mm \cdot 54 = 108mm$$

El ancho del diente, como se vio anteriormente, es igual a la mitad del diámetro primitivo del piñón, por tanto: $b = 54mm$.

La distancia entre ejes (a) se calculará despejando en la ecuación (25):

$$a = \frac{D_{p1} \cdot (i + 1)}{2}$$

$$a = \frac{108mm \cdot (1 + 1)}{2} = 108mm$$

La nueva fuerza tangencial F_t que se tendrá será (ecuación (22)):

$$F_t = \frac{4,01N \cdot m}{\frac{108mm}{2} \cdot \frac{1m}{1000mm}} = 74,26N$$

Adicionalmente, se podrá conocer la velocidad tangencial a partir de la ecuación (30) y conocer si se cumple la condición de estar entre 15 y 30 m/s:

$$v_t \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n(rpm) \cdot \frac{D_p(m)}{2} \quad (30)$$

$$v_t \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 5000rpm \cdot \frac{108mm \cdot \frac{1m}{1000mm}}{2} = 28,27 \frac{m}{s}$$

Como se puede observar, se cumple esta condición.

Paso 4 – Comprobación a rotura. Para saber si el par de engranajes aguantan a rotura en estas condiciones, se debe comprobar la fuerza tangencial admisible (F_{tadm}) y la potencia admisible (P_{adm}). Estos dos factores se calculan a partir de las ecuaciones (31) y (32):

$$F_{tadm} = \sigma_{blim} \cdot b \cdot m \cdot \frac{K_V \cdot K_{bl} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \quad (31)$$

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \sigma_{blim} \cdot b \cdot \frac{m^2}{\cos\beta} \cdot n_1 \cdot Z_1 \cdot \frac{K_V \cdot K_{bl} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \quad (32)$$

- *Tensión admisible a rotura σ_{blim} :* para calcular la tensión admisible a rotura de cada elemento se entrará en la Figura 6.25 con la carga a rotura que se escogió en la Tabla 6.8:
 - $\sigma_{R1} = 85hbar$
 - $\sigma_{R2} = 70hbar$

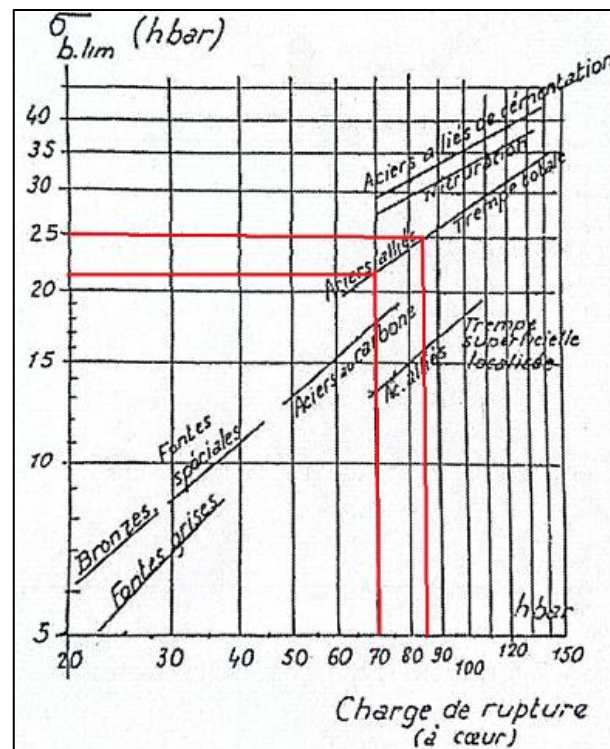


Figura 6.25. Selección de las tensiones admisibles a rotura σ_{blim1} y σ_{blim2}

Las tensiones admisibles de cada elemento son aproximadamente:

- $\sigma_{blim1} = 25hbar$
- $\sigma_{blim2} = 22hbar$

$$\frac{\sigma_{blim1}}{\sigma_{blim2}} = \frac{25hbar}{22hbar} = 1,14 \quad (33)$$

Con la relación entre estas dos tensiones admisibles (ecuación (33)) y con la relación de transmisión (i) se puede saber cuál de los dos es el elemento más débil, y, por tanto, el que habrá que comprobar a rotura. Esto se hace a través de la Figura 6.26:

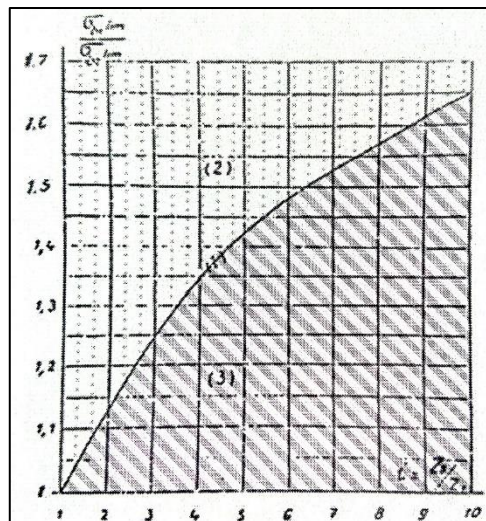


Figura 6.26. Identificación del elemento más débil a rotura

- Zona (1): Las capacidades de carga del piñón y la rueda son prácticamente idénticas.
- Zona (2): El elemento más débil es la rueda.
- Zona (3): El elemento más débil es el piñón.

Como se puede observar en la Figura 6.26, nos encontramos en la zona 2, es decir, el elemento más débil es la rueda, por tanto, es el elemento que habrá que comprobar a rotura.

- *Factor de forma Y_F* : este coeficiente se hallará entrando en la Figura 6.27 con el número de dientes de la rueda ($Z_2 = 54$), y como no hay corrección de dentado, se entra en la curva de $x = 0$:

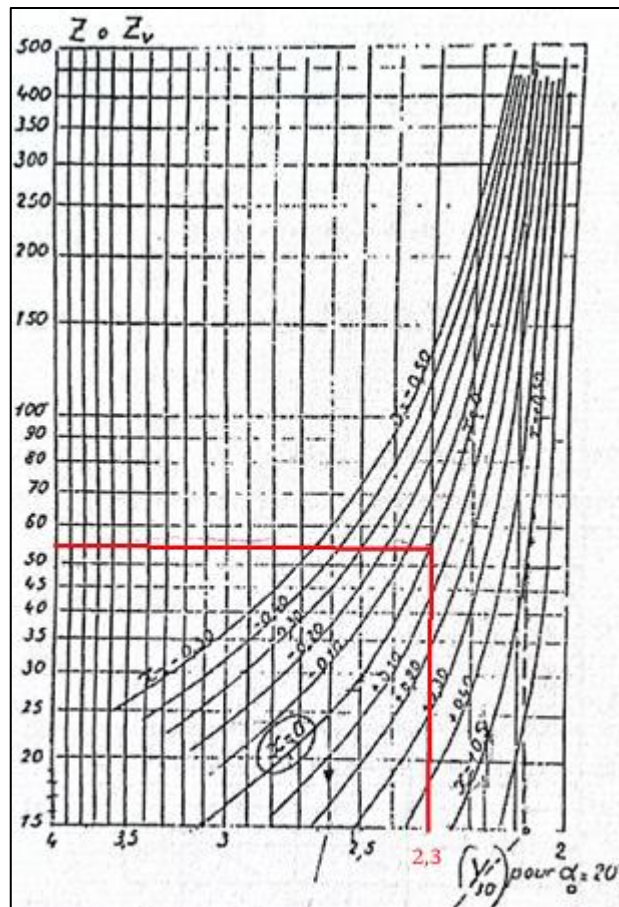


Figura 6.27. Selección coeficiente de forma Y_F

$$Y_F = 2,3$$

- Factor de contacto Y_ϵ : este coeficiente se calculará según la clase de dentado de la rueda:

- Para las clases I, II y III: $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$
- Para la clase IV: $Y_\epsilon = 1$

Para saber de qué clase es el dentado hay que conocer la velocidad tangencial del engranaje (calculada al final del paso 3):

- Clase I: dentados de gran precisión para engranajes incluso superiores a 100 m/s.
- Clase II: dentados de precisión. Velocidades tangenciales incluso superiores a 50 m/s.
- Clase III: dentados de buena calidad comercial. Velocidades tangenciales hasta 20 m/s.

- *Clase IV*: dentados de calidad mediocre. La velocidad tangencial no debe exceder los 5 m/s, excepcionalmente 10 m/s.

Como la velocidad tangencial que se tiene es de 28,27 m/s, entonces este dentado será de clase II. Por tanto, el factor de contacto se calculará según la ecuación (34):

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \tag{34}$$

La relación de conducción (ε_α) se hallará según la Figura 6.28:

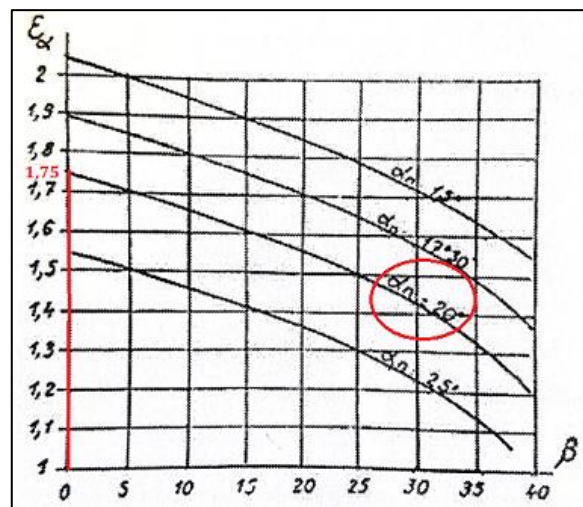


Figura 6.28. Selección relación de conducción ε_α

Entonces, calculando en la ecuación (34):

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,75} = 0,57$$

- *Factor de inclinación Y_β* : este coeficiente es únicamente para dentados helicoidales, por tanto, para este caso en el que se tiene un dentado recto, el factor de inclinación es igual a 1.
- *Factor de velocidad K_V* : El factor de velocidad se calcula según la clase de dentado. Como el elemento a comprobar es de clase II, se calculará según la ecuación (35):

$$K_V = \frac{12}{12 + \sqrt{v_t}} = \frac{12}{12 + \sqrt{28,27 \frac{m}{s}}} = 0,69 \tag{35}$$

- *Factor de servicio K_A* : este factor se hallará a partir de la Tabla 6.10. Para entrar en esta tabla es necesario conocer el grado de choque del elemento accionado, para ello se consulta la Tabla 6.9:

Elemento accionado	Grado de choque
Generador eléctrico Engranajes de avance de máquinas herramienta <u>Transmisiones de correa</u> Montacargas ligeros Turbo-soplantes y turbo-compresores Mezcladores de productos homogéneos	Grado I: funcionamiento prácticamente sin choques
Transmisiones principales de máquinas herramienta Montacargas pesados Tambores de grúas Ventiladores de minas Mezcladores de productos no homogéneos Bombas de pistones múltiples	Grado II: funcionamiento con choques moderados
Presas de embutición Cizallas Centrifugadoras pesadas Bombas pesadas	Grado III: funcionamiento con choques importantes

Tabla 6.9. Selección del grado de choque del elemento accionado

Elemento Motor	Grado de choque del elemento accionado	Factor de servicio K_A	
		Hasta 12 horas/día	24 horas/día
<u>Motores eléctricos</u> Turbinas	I	I	0'95
	II	0'80	0'70
	III	0'67	0'57
Motores de combustión interna pluricilíndricos	I	0'80	0'70
	II	0'67	0'57
	III	0'57	0'45
Motores de combustión interna monocilíndricos	I	0'67	0'57
	II	0'57	0'45
	III	0'45	0'35

Tabla 6.10. Selección del factor de servicio K_A

- *Factor de duración K_{bl}* : este factor depende del número de revoluciones totales del elemento (N):

$$\circ N < 8 \cdot 10^8 \quad \rightarrow \quad K_{bl} = (10^7/N)^{0,1}$$

$$\circ N > 8 \cdot 10^8 \quad \rightarrow \quad K_{bl} = 0,65$$

El número de revoluciones totales se calculará a partir de la ecuación (36):

$$N = n[rpm] \frac{60[\text{min}]}{1[h]} \cdot H[h] \tag{36}$$

“H” se estableció en la Tabla 6.8, el cual es 25000 horas. Por tanto:

$$N = 5000 \text{rpm} \frac{60 \text{min}}{1 \text{h}} \cdot 25000 \text{h} = 7,5 \cdot 10^9 \text{rev}$$

Entonces, $N > 8 \cdot 10^8$, es decir, $K_{bl} = 0,65$.

- Factor de carga K_M : este factor se hallará a partir de la Figura 6.29:

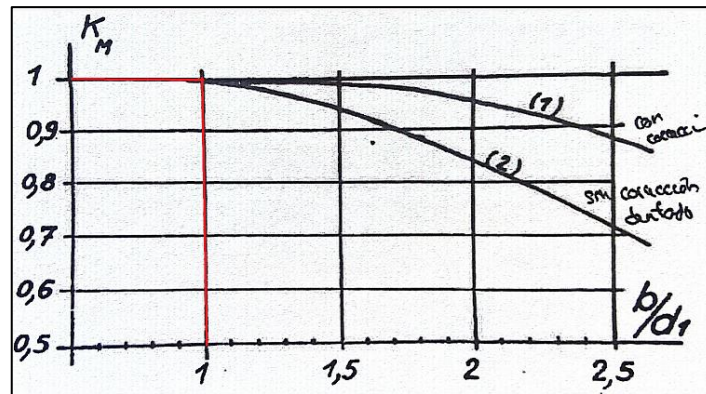


Figura 6.29. Selección factor de carga K_M

Conociendo todos estos factores ya se puede calcular la fuerza tangencial admisible (F_{tadm}) y la potencia admisible (P_{adm}) a rotura de la rueda:

$$F_{tadm} = 22 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \cdot 54 \text{mm} \cdot 2 \text{mm} \cdot \frac{0,69 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 1}{0,57 \cdot 2,3 \cdot 1}$$

$$F_{tadm} = 812,84 \text{ daN} = 8128,42 \text{ N}$$

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot 22 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \cdot 54 \text{mm} \cdot \frac{(2 \text{mm})^2}{\cos(0^\circ)} \cdot 5000 \text{rpm} \cdot 54 \cdot \frac{0,69 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 1}{0,57 \cdot 2,3 \cdot 1}$$

$$P_{adm} = 223,95 \text{ kW}$$

Como se puede observar, ni la fuerza tangencial (F_t) ni la potencia suministrada (P) superan los valores admisibles para rotura:

$$F_t = 74,26 \text{ N} < 8128,42 \text{ N}$$

$$P = 2,1 \text{ kW} < 223,95 \text{ kW}$$

RESISTE A ROTURA.

Paso 5 – Comprobación a desgaste. Para saber si el par de engranajes aguantan el desgaste producido en estas condiciones, se debe comprobar la fuerza tangencial admisible (F_{tadm}) y la potencia admisible (P_{adm}). Estos dos factores se calculan a partir de las ecuaciones (37 y (38):

$$F_{tadm} = \sigma_{Hlim}^2 \cdot b \cdot D_{p1} \cdot C_r \cdot \frac{K_V \cdot K_{Hl} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2} \cdot \frac{1}{\gamma} \tag{37}$$

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \sigma_{Hlim}^2 \cdot b \cdot D_{p1}^2 \cdot C_r \cdot n_1 \cdot \frac{K_V \cdot K_{Hl} \cdot K_M \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2} \cdot \frac{1}{\gamma} \tag{38}$$

- *Tensión límite admisible a desgaste σ_{Hlim} :* para calcular la tensión admisible a desgaste de cada elemento se entrará en la Figura 6.30 con la dureza Brinell que se escogió en la Tabla 6.8:
 - Dureza₁ = 270HB
 - Dureza₂ = 225HB

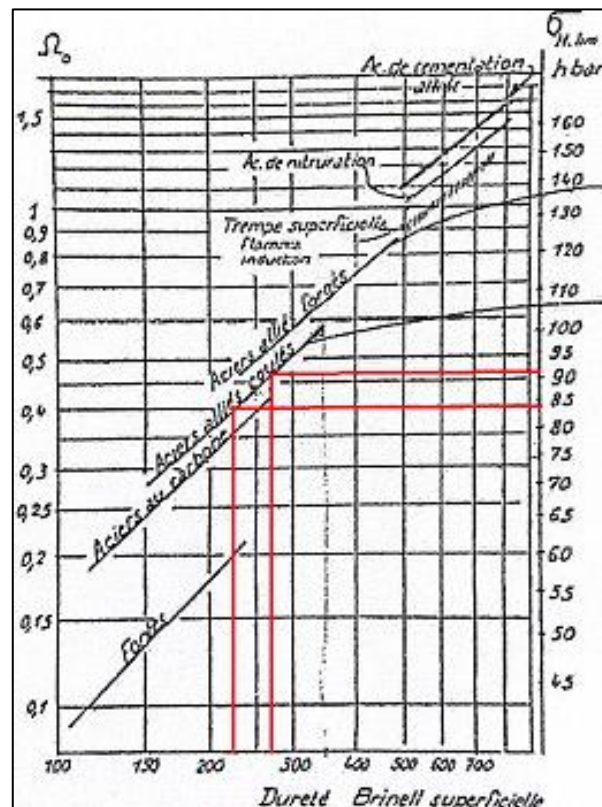


Figura 6.30. Selección de las tensiones admisibles a desgaste σ_{Hlim1} y σ_{Hlim2}

Las tensiones admisibles de cada elemento son aproximadamente:

- $\sigma_{Hlim1} = 91\text{hbar}$
- $\sigma_{Hlim2} = 84\text{hbar}$

$$\frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hlim2}} = \frac{91\text{hbar}}{84\text{hbar}} = 1,08 \quad (39)$$

Con la relación entre estas dos tensiones admisibles (ecuación (39) y con la relación de transmisión (i) se puede saber cuál de los dos es el elemento más débil, y, por tanto, el que habrá que comprobar a desgaste. Esto se hace a través de la Figura 6.31:

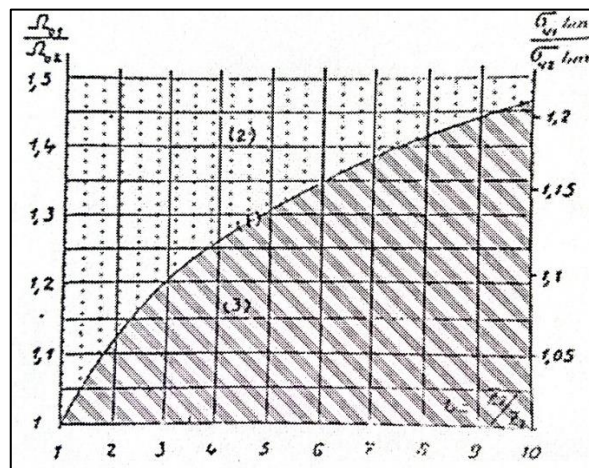


Figura 6.31. Identificación del elemento más débil a desgaste

- Zona (1): Las capacidades de carga del piñón y la rueda son prácticamente idénticas.
- Zona (2): El elemento más débil es la rueda.
- Zona (3): El elemento más débil es el piñón.

Como se puede observar en la Figura 6.31, nos encontramos en la zona 2, es decir, el elemento más débil es la rueda, y, por tanto, el elemento que habrá que comprobar a desgaste.

- Factor de carga K_M , factor de velocidad K_V y factor de servicio K_A : son los mismos que en la comprobación a rotura.
- Factor de duración K_{HI} : este factor depende del número de revoluciones totales del elemento (N) calculado en la comprobación a rotura ($7,5 \cdot 10^9$ revoluciones):

- $N < 9 \cdot 10^8 \quad \rightarrow \quad K_{HI} = (10^7/N)^{1/6}$
- $N > 9 \cdot 10^8 \quad \rightarrow \quad K_{HI} = 0,5$

Como N es igual a $7,5 \cdot 10^9$ revoluciones y es mayor que $9 \cdot 10^8$, el factor de duración será: $K_{HI} = 0,5$

- *Factor de reducción C_r* : este factor dependerá de si el engranaje es interior o exterior:
 - Engranajes interiores: $C_r = i / (i - 1)$
 - Engranajes exteriores: $C_r = i / (i + 1)$

En este caso el engranaje es exterior, por tanto:

$$C_r = \frac{i}{(i + 1)} = \frac{1}{(1 + 1)} = 0,5 \quad (40)$$

- *Factor de material Z_E* : la fórmula general para calcular este factor es (ecuación (41)):

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (41)$$

Si el piñón y la rueda están hechos de acero, el cual será nuestro caso, el valor del factor de material es (ecuación (42)):

$$Z_E = \sqrt{7700} = 87,75 \quad (42)$$

- *Factor de longitud de contacto Z_β* : para nuestro caso, dentado recto, el factor de longitud de contacto se calculará según la ecuación (43):

$$Z_\beta^2 = \frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \quad (43)$$

La relación de conducción (ϵ_α) se halló en la comprobación a rotura en la Figura 6.28 ($\epsilon_\alpha = 1,75$).

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,75}{3}} = 0,87$$

- *Factor de geometría Z_C* : este factor se hallará a partir de la Figura 6.32:

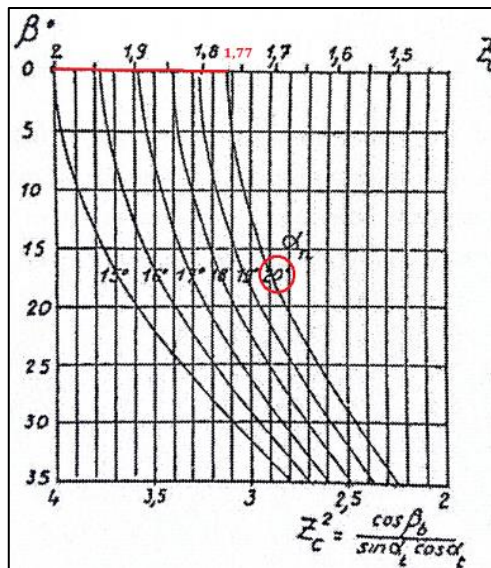


Figura 6.32. Selección factor de geometría Z_c

$Z_c = 1,77$

- Factor de lubricación γ : este factor se hallará a partir de la Figura 6.33:

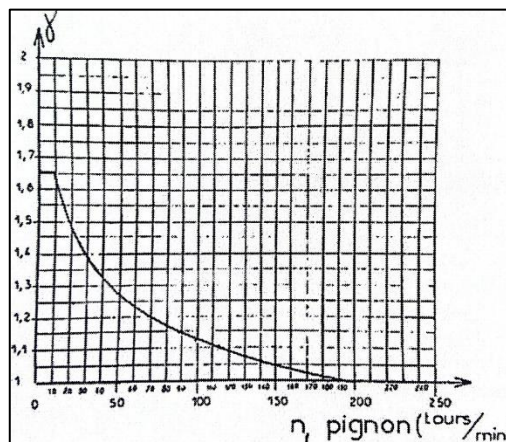


Figura 6.33. Selección factor de lubricación γ

Como se puede observar a partir de 200 revoluciones por minuto este factor es igual a 1, por tanto, como en nuestro caso la velocidad es de 5000rpm: $\gamma = 1$.

Conociendo todos estos factores, ya se puede calcular la fuerza tangencial admisible (F_{tadm}) y la potencia admisible (P_{adm}) a rotura de la rueda:

$$F_{tadm} = \left(84 \frac{daN}{mm^2}\right)^2 \cdot 54mm \cdot 108mm \cdot 0,50 \cdot \frac{0,69 \cdot 0,50 \cdot 1 \cdot 1}{87,75^2 \cdot 0,87^2 \cdot 1,76^2} \cdot \frac{1}{1}$$

$$F_{tadm} = 393,19daN = 3931,94N$$

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \left(84 \frac{daN}{mm^2}\right)^2 \cdot 54mm \cdot (108mm)^2 \cdot 0,50 \cdot 5000rpm$$
$$\cdot \frac{0,69 \cdot 0,50 \cdot 1 \cdot 1}{87,75^2 \cdot 0,87^2 \cdot 1,76^2} \cdot \frac{1}{1}$$

$$P_{adm} = 108,33kW$$

Como se puede observar, ni la fuerza tangencial (F_t) ni la potencia suministrada (P) superan los valores admisibles para desgaste:

$$F_t = 74,26 N < 3931,94 N$$

$$P = 2,1 kW < 108,33 kW$$

RESISTE AL DESGASTE.

6.5.2.- Resumen parámetros importantes de los engranajes

- Relación de transmisión: $i = 1$.
- Ángulo de presión: $\alpha = 20^\circ$.
- Tipo de dentado: dentado recto ($\beta = 0^\circ$).
- Velocidades de los engranajes: $n_1 = n_2 = 5000 \text{ rpm}$.
- Número de dientes: $Z_1 = Z_2 = 54$ dientes.
- Módulo: $m = 2\text{mm}$.
- Diámetro primitivo: $D_{p1} = D_{p2} = 108\text{mm}$.
- Ancho del diente: $b = 54\text{mm}$
- Material:
 - Para el piñón (1): Acero aleado tratado a 85hbar (270 HB).
 - Para la rueda (2): Acero aleado tratado a 70hbar (225 HB).

6.6.- Selección de las chavetas

Una chaveta es un elemento situado entre las superficies de un eje o árbol y el cubo de un elemento de transmisión de potencia. Su función es transmitir el par torsor de un elemento

a otro. Las chavetas son elementos desmontables para facilitar el montaje y desmontaje del sistema de transmisión del que se trate.^[6]

Se necesitará incorporar chavetas a cada eje para la transmisión de giro de los componentes. El cálculo de estas se haría bajo la norma DIN 6892.

Se escogió el mismo tipo de chaveta para todos: DIN 6885-A.

- Para la rueda de impulsión se selecciona una chaveta DIN 6885-A 10x8x70 (Figura 6.34). Se escoge del mismo catálogo que las poleas y las correas (norelem).^[13]





	<input type="checkbox"/>	10	8	70	Reset			
Referencia	Material del cuerpo de base	B	H	L = longitud	CAD	Acc.	Precio	Pedir
03288-10X70	acero	10	8	70			0,76 €	<input type="text" value="0"/> 
03288-110X70	acero inoxidable	10	8	70			5,22 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.34. Selección de la chaveta para la rueda de impulsión (DIN 6885-A 10x8x70)

- Para la polea grande (situada en el eje de impulsión) se selecciona una chaveta DIN 6885-A 8x7x25 (Figura 6.35). Se escoge del mismo catálogo que las poleas y las correas (norelem).^[13]




	<input type="checkbox"/>	8	7	25	Reset			
Referencia	Material del cuerpo de base	B	H	L = longitud	CAD	Acc.	Precio	Pedir
03288-08X25	acero	8	7	25			0,46 €	<input type="text" value="0"/> 
03288-108X25	acero inoxidable	8	7	25			1,46 €	<input type="text" value="0"/> 

Figura 6.35. Selección de la chaveta para la polea grande (DIN 6885-A 8x7x25)

- Para los engranajes y la polea pequeña (ejes motrices) se seleccionan dos chavetas (una para el primer eje accionado y otra para el segundo eje accionado) DIN 6885-A 6x6x63 (Figura 6.36). Al no existir esta dimensión en el catálogo de norelem, se escoge la chaveta del fabricante Boluda Ind.^[2]



Figura 6.36. Selección de la chaveta para los engranajes y las poleas pequeñas (DIN 6885-A 6x6x63)

6.7.- Selección de los rodamientos

Los rodamientos son una clase de apoyo o soporte de ejes, en los cuales la carga se transmite a través de elementos que están en contacto rodante, y no deslizante. Estos rodamientos se clasifican según los tipos de elementos rodantes (bolas, rodillos...), la dirección de las cargas (radial o axial) a soportar, el número de hileras de los elementos de rodadura, etc.^[6]

En nuestro caso se utilizarán rodamientos axiales de una hilera de bolas debido a que los ejes estarán posicionados horizontalmente soportando la carga axial debida al peso del propio eje y de los componentes montados en este.

Se seleccionarán los rodamientos del catálogo SKF.^[3] Dicho catálogo nos indica como calcular la vida nominal básica (L_{10h}) del rodamiento a través de la ecuación (44):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (44)$$

Esta ecuación depende de la velocidad de giro (n) en revoluciones por minuto, de la capacidad de carga dinámica básica C en kilo Newtons (la cual se obtiene del catálogo), de la carga dinámica equivalente P en kilo Newtons (la cual es la carga máxima que soportará cada rodamiento) y del exponente p (el cual obtendrá un valor de 3 para rodamientos de bolas y un valor de 10/3 para rodamientos de rodillos).

Según la normativa ISO 281, el valor de la capacidad de carga dinámica básica (C) es la carga del rodamiento que dará lugar a una vida útil de 1.000.000 de revoluciones, por tanto, la vida nominal básica (L_{10h}) no puede ser inferior a este valor.

Para seleccionar los rodamientos necesarios se deberá conocer la carga axial soportada por los rodamientos, para ello se deberán conocer los pesos de cada componente montado en el eje. Los pesos de los componentes se encontraron en el catálogo seleccionado o, en su defecto, se tomará como valor aproximado el suministrado por el programa de diseño Autodesk Inventor; cuando se aplique esta aproximación, el valor vendrá precedido en la tabla de valores correspondiente del signo “≈”. No se tendrán en cuenta debido a su peso insignificante: tornillos, anillos de regulación, chavetas y arandelas.

El cálculo de los esfuerzos axiales se deberá hacer en tres ejes distintos: en el primer eje accionado (accionado directamente por el motor), en el segundo eje accionado (accionado por el primer eje a través de los engranajes) y en el eje de impulsión inferior (tiene que ser el inferior debido a que en este eje actúa también la fuerza normal ejercida por la pelota sobre la rueda impulsora; se tomará el valor máximo).

- Primer eje accionado: en la Tabla 6.11 se muestran los esfuerzos ejercidos en el primer eje accionado:

Componente	Masa (kg)	Fuerza (N)
Polea SPZ D85	0,67	6,56
Casquillo 1210	0,23	2,26
Piñón (rueda dentada motriz)	≈ 3,73	36,59
Primer eje accionado (acero)	≈ 0,52	5,10

Tabla 6.11. Fuerzas ejercidas en el primer eje accionado

A partir de la Figura 6.37 se calculan las reacciones R_{y1} y R_{y2} , las cuales serán los esfuerzos axiales que soportarán los rodamientos.

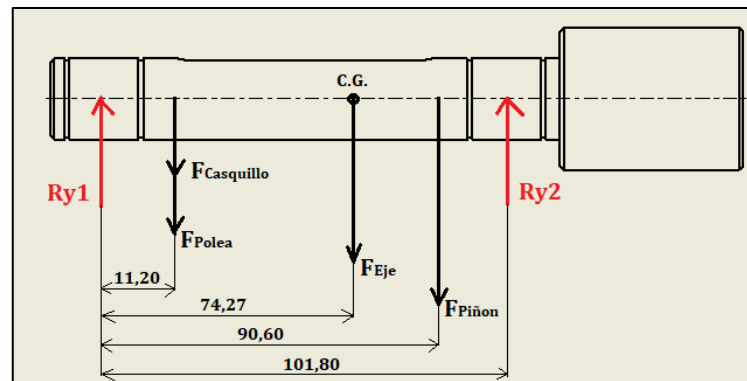


Figura 6.37. Esquema fuerzas en el primer eje accionado

Para ello se calculará a partir del equilibrio de fuerzas:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{y1} + R_{y2} - F_{Casquillo} - F_{Polea} - F_{Eje} - F_{Piñón} = 0 \quad (45)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(F_{Casquillo} + F_{Polea}) \cdot 11,20 + F_{Eje} \cdot 74,27 + F_{Piñón} \cdot 90,60 - R_{y2} \cdot 101,80 = 0 \quad (46)$$

$$R_{y2} = \frac{(F_{Casquillo} + F_{Polea}) \cdot 11,20 + F_{Eje} \cdot 74,27 + F_{Piñón} \cdot 90,60}{101,80}$$

$$R_{y2} = \frac{(2,26 + 6,56)N \cdot 11,20 + 5,10N \cdot 74,27 + 36,59N \cdot 90,60}{101,80}$$

$$R_{y2} = 37,26 \text{ N}$$

$$R_{y1} = 2,26N + 6,56N + 5,10N + 36,59N - 37,26N$$

$$R_{y1} = 13,25N$$

Una vez que se tienen calculados los esfuerzos axiales en los rodamientos, se pasa a seleccionar el rodamiento correcto.

El valor de la carga dinámica equivalente (P) será igual al esfuerzo axial máximo entre los dos calculados anteriormente, es decir: $P = R_{y2} = 37,26 N$.

El diámetro interior del rodamiento deberá tener un valor de 20 milímetros (igual al diámetro del eje donde se situará el rodamiento). Por tanto (Figura 6.38):

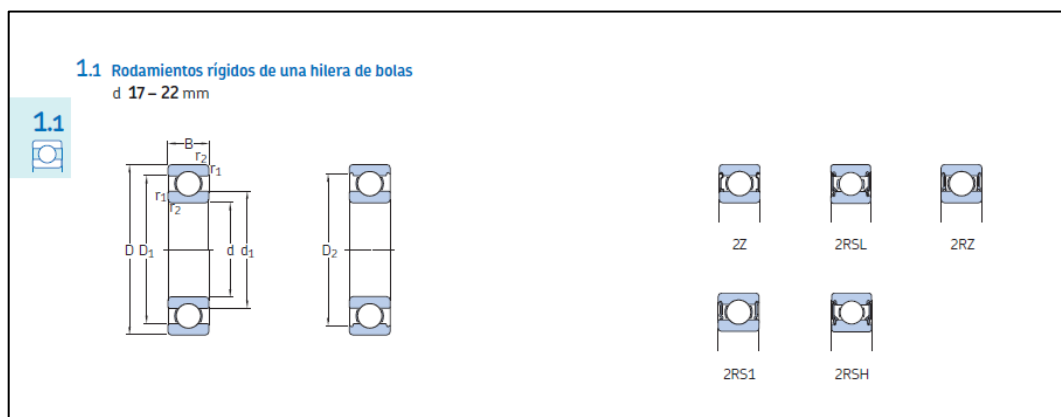


Figura 6.38. Dimensiones genéricas de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas (diámetro $d = 17 - 22 mm$)

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.			-	
17 cont.	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	▶ 6303	-
	47	14	14,3	6,55	0,275	-	11 000	0,12	▶ 6303-2RSH	6303-RSH
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-2RSL	6303-RSL
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-ZZ	6303-Z
	47	19	13,5	6,55	0,275	-	11 000	0,16	▶ 62303-2RS1	-
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	▶ 6403	-
20	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13 000	0,018	▶ 61804-2RS1	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	▶ 61804-2RZ	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	▶ 61804	-
37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	▶ 61904-2RS1	-	
37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	▶ 61904-2RZ	-	
37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	▶ 61904	-	
42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,051	▶ 16004	-	
42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	▶ 6004	-	
42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,067	▶ 6004-2RSH	6004-RSH	

Figura 6.39. Selección del rodamiento 61804

Se elegirá el rodamiento de menor carga dinámica (C), y, si la vida nominal básica (L_{10h}) es menor que un millón de revoluciones (como ya se comentó

anteriormente), se escogerá un rodamiento con una carga dinámica mayor. Se escogió el 61804 (Figura 6.39) porque es más económico que sus variantes 2RS1 y 2RZ.

Calculando la vida nominal básica (L_{10h}) del rodamiento 61804 a partir de la ecuación (44):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 5000\text{rpm}} \cdot \left(\frac{4,03\text{kN}}{37,26 \cdot 10^{-3}\text{N}} \right)^3 \approx 4,22 \cdot 10^6 \text{rev}$$

Como se puede observar la vida nominal básica supera el millón de revoluciones, por tanto, se escogerá este rodamiento para el primer eje accionado.

- Segundo eje accionado: en la Tabla 6.12 se muestran los esfuerzos ejercidos en el segundo eje accionado:

Componente	Masa (kg)	Fuerza (N)
Polea SPZ D85	0,67	6,56
Casquillo 1210	0,23	2,26
Rueda dentada	≈ 3,73	36,59
Primer eje accionado (acero)	≈ 0,30	2,94

Tabla 6.12. Fuerzas ejercidas en el segundo eje accionado

A partir de la Figura 6.40 se calculan las reacciones R_{y1} y R_{y2} , las cuales serán los esfuerzos axiales que soportarán los rodamientos.

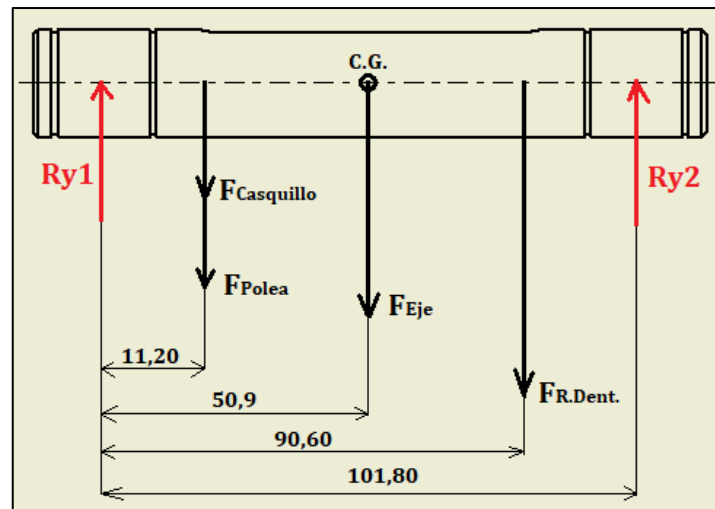


Figura 6.40. Esquema fuerzas en el segundo eje accionado

Para ello se calculará a partir del equilibrio de fuerzas:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{y1} + R_{y2} - F_{Casquillo} - F_{Polea} - F_{Eje} - F_{R.Dent} = 0 \quad (47)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(F_{Casquillo} + F_{Polea}) \cdot 11,20 + F_{Eje} \cdot 50,90 + F_{R.Dent} \cdot 90,60 - R_{y2} \cdot 101,80 = 0 \quad (48)$$

$$R_{y2} = \frac{(F_{Casquillo} + F_{Polea}) \cdot 11,20 + F_{Eje} \cdot 50,90 + F_{R.Dent} \cdot 90,60}{101,80}$$

$$R_{y2} = \frac{(2,26 + 6,56)N \cdot 11,20 + 5,10N \cdot 50,90 + 36,59N \cdot 90,60}{101,80}$$

$$R_{y2} = 36,08 \text{ N}$$

$$R_{y1} = 2,26N + 6,56N + 5,10N + 36,59N - 36,08N$$

$$R_{y1} = 14,43N$$

Una vez que se tienen cálculos los esfuerzos axiales en los rodamientos, se pasa a seleccionar el rodamiento correcto.

El valor de la carga dinámica equivalente (P) será igual al esfuerzo axial máximo entre los dos calculados anteriormente, es decir: $P = R_{y2} = 36,08 N$.

El diámetro interior del rodamiento deberá tener un valor de 20 milímetros (igual al diámetro del eje donde se situará el rodamiento). Como el diámetro del eje es igual que el del primer eje accionado y el valor de la carga dinámica equivalente es también muy similar se escogerá el mismo rodamiento y se estudiará si cumple la condición de la vida nominal básica.

Calculando la vida nominal básica (L_{10h}) del rodamiento 61804 a partir de la ecuación (44):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 5000rpm} \cdot \left(\frac{4,03kN}{36,08 \cdot 10^{-3}N} \right)^3 \approx 4,65 \cdot 10^6 rev$$

Como se puede observar la vida nominal básica supera el millón de revoluciones, por tanto, se escogerá, también, el rodamiento 61804 para el segundo eje accionado.

- Eje impulsión inferior: en la Tabla 6.13 se muestran los esfuerzos ejercidos en el eje de impulsión inferior:

Componente	Masa (kg)	Fuerza (N)
Rueda impulsora	≈ 11,81	115,86
Polea SPZ D200	2,86	28,06
Casquillo Polea D200 y tornillos	0,70	6,87
Eje de impulsión (acero)	≈ 3,50	34,34
Fuerza normal máxima ejercida por la pelota (caso de la pelota de fútbol)	-	102,00

Tabla 6.13. Fuerzas ejercidas en el eje de impulsión inferior

A partir de la Figura 6.41 se calculan las reacciones R_{y1} y R_{y2} , las cuales serán los esfuerzos axiales que soportarán los rodamientos.

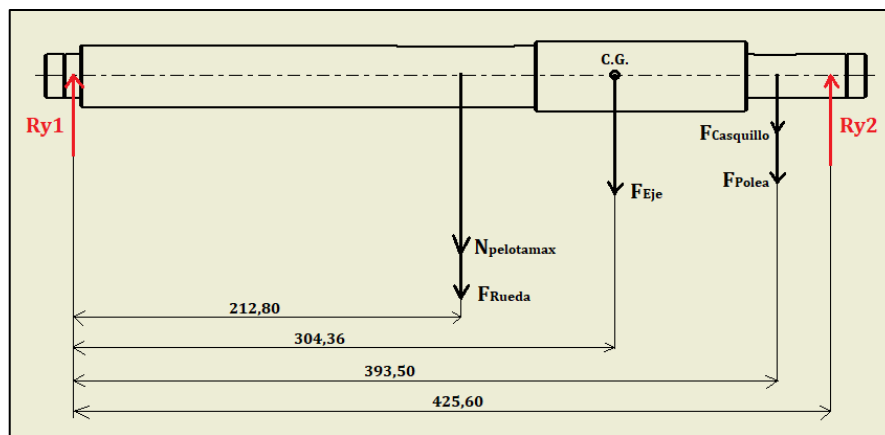


Figura 6.41. Esquema fuerzas en el eje de impulsión inferior

Para ello se calculará a partir del equilibrio de fuerzas:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{y1} + R_{y2} - F_{Rueda} - N_{pelotamax} - F_{Eje} - F_{Polea} - F_{Casquillo} = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$(F_{Rueda} + N_{pel.max}) \cdot 212,80 + F_{Eje} \cdot 304,36 + (F_{Polea} - F_{Casq.}) \cdot 393,50 - R_{y2} \cdot 425,60 = 0 \quad (50)$$

$$R_{y2} = \frac{(F_{Rueda} + N_{pel.max}) \cdot 212,80 + F_{Eje} \cdot 304,36 + (F_{Polea} - F_{Casq.}) \cdot 393,50}{425,60}$$

$$R_{y2} = \frac{(115,86 + 102,00)N \cdot 212,80 + 34,34N \cdot 304,36 + (28,06 + 6,87)N \cdot 393,50}{425,60}$$

$$R_{y2} = 165,78 \text{ N}$$

$$R_{y1} = 115,86N + 102,00N + 34,34N + 28,06N + 6,87N - 165,78N$$

$$R_{y1} = 121,35N$$

Una vez que se tienen calculados los esfuerzos axiales en los rodamientos, se pasa a seleccionar el rodamiento correcto.

El valor de la carga dinámica equivalente (P) será igual al esfuerzo axial máximo entre los dos calculados anteriormente, es decir: $P = R_{y2} = 165,78 N$.

El diámetro interior del rodamiento deberá tener un valor de 25 milímetros (igual al diámetro del eje donde se situará el rodamiento). Por tanto (Figura 6.42):

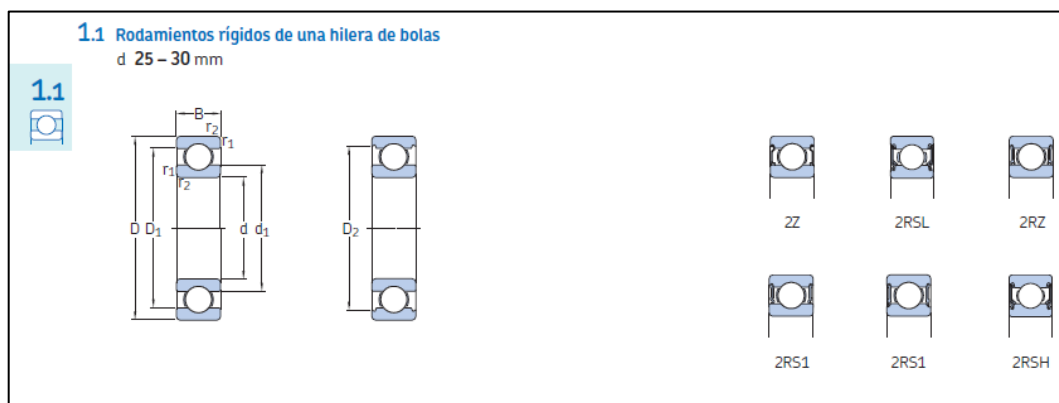


Figura 6.42. Dimensiones genéricas de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas (diámetro $d = 25 - 30 mm$)

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0	P_u	Velocidad de referencia	Velocidad (límite ¹)		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11 000	0,022	▶ 61805-2RS1	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	▶ 61805-2RZ	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	▶ 61805	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10 000	0,045	▶ 61905-2RS1	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	▶ 61905-2RZ	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	▶ 61905	-
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,055	▶ 16005	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	▶ 6005	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,081	▶ 6005-2RSH	6005-RSH

Figura 6.43. Selección del rodamiento 6005

Tras calcular una serie de rodamientos desde el 61605, se llega a la conclusión que a partir del rodamiento 6005 la vida nominal básica supera el millón de revoluciones (Figura 6.43).

La vida nominal básica (L_{10h}) del rodamiento 6005 calculada a partir de la ecuación (44) será:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 2122 \text{rpm}} \cdot \left(\frac{11,9 \text{kN}}{165,78 \cdot 10^{-3} \text{N}} \right)^3 \approx 2,91 \cdot 10^6 \text{rev}$$

Como se puede observar la vida nominal básica supera el millón de revoluciones, por tanto, se escogerá este rodamiento para el eje de impulsión.

6.8.- Selección de las arandelas elásticas de retención

Como ya se vio en el apartado de diseño, se utilizarán dos tipos de arandelas elásticas de retención con el objetivo de fijar la posición de los rodamientos. Se utilizarán dos tipos de arandelas elásticas: externas e internas. Las arandelas que se escogerán serán del fabricante Rational Stock.^[14]

- a) Arandelas elásticas de retención externas: En los tres ejes se utilizará el mismo tipo de arandela externa: DIN 471 (Figura 6.44):



Figura 6.44. Arandela elástica DIN 471 (Rational Stock)

- Primer eje accionado: para este eje se utilizarán un total de cuatro arandelas elásticas DIN 471 20x1,2 (Figura 6.45):

Referencia	Diámetro nom.	Dimensiones	Dimensión a máx.	Dimensión b	Dimensión d3	Dimensión d5 mín.	Formato	Precio
FP27564	20 mm	1,2 mm (-0,06)	4 mm	2,6 mm	18,5 mm (+0,13/-0,42)	2 mm	Unidad	0,0959 € 0,1160 € Iva incl.

Figura 6.45. Selección de la arandela elástica DIN 471 20x1,2

- *Segundo eje accionado*: para este eje también se utilizarán cuatro arandelas elásticas DIN 471 20x1,2. Esta arandela es igual a la del primer eje accionado (Figura 6.45).
- *Eje de impulsión*: para cada eje de impulsión se utilizarán dos arandelas elásticas DIN 471 25x1,2. Es decir se necesitará un total de cuatro arandelas de este tipo (al haber dos ejes de impulsión) (Figura 6.46).

Referencia	Diámetro nom.	Dimensión s	Dimensión a máx.	Dimensión b	Dimensión d3	Dimensión d5 mín.	Formato	Precio
FP27568	25 mm	1,2 mm (-0,06)	4,4 mm	3 mm	23,2 mm (+0,21/-0,42)	2 mm	Unidad	0,0771 € 0,0933 € Iva incl.

Figura 6.46. Selección de la arandela elástica DIN 471 25x1,2

- b) Arandelas elásticas de retención internas: Se utilizará un total de cuatro arandelas internas DIN 472 48x1,75 para los cuatro cojinetes móviles (Figura 6.47 y Figura 6.48):



Figura 6.47. Arandela elástica DIN 472 (Rational Stock)

Referencia	Diámetro nom.	Dimensión s	Dimensión a máx.	Dimensión b	Dimensión d3	Dimensión d5 mín.	Formato	Precio
FP27641	48 mm	1,75 mm (-0,06)	6,4 mm	4,5 mm	51,5 mm (+1,1/-0,46)	2,5 mm	Unidad	0,4000 € 0,4840 € Iva incl.

Figura 6.48. Selección de la arandela elástica DIN 471 48x1,75

6.9.- Selección de las guías

Para el cambio de altura de las ruedas de impulsión se deberá elegir una guía curvilínea con radio igual a la distancia entre poleas, y centro en el eje motriz. Por tanto, el radio de la guía deberá ser aproximadamente de 473 milímetros.

Se escogió una guía curvilínea del fabricante Rollon llamada Curviline de acero inoxidable (Figura 6.49).^[4]



Figura 6.49. Curviline (Rollon)

Se necesitarán cuatro guías, una para cada extremo del eje de impulsión.

En la Figura 6.50 se muestra la selección del cursor de la guía que irá atornillada al cojinete móvil.

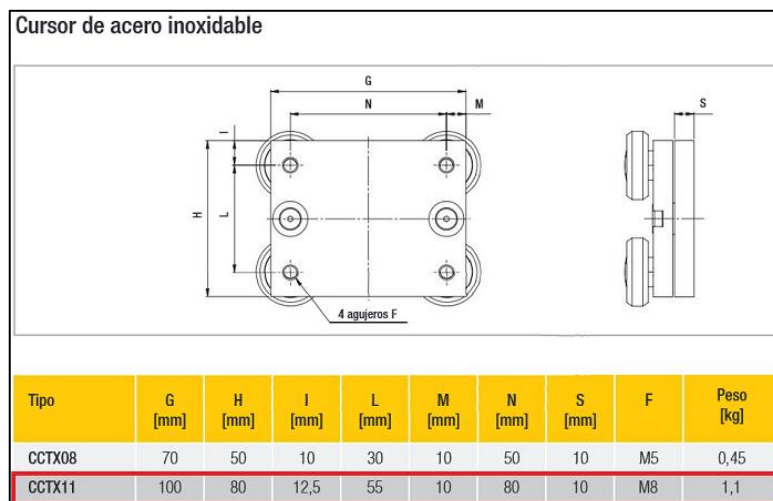


Figura 6.50. Selección cursor para guía curvilínea

Habiendo seleccionado el tipo de cursor, en la Figura 6.51 se muestra el tipo de guía que irá asociado a este cursor:

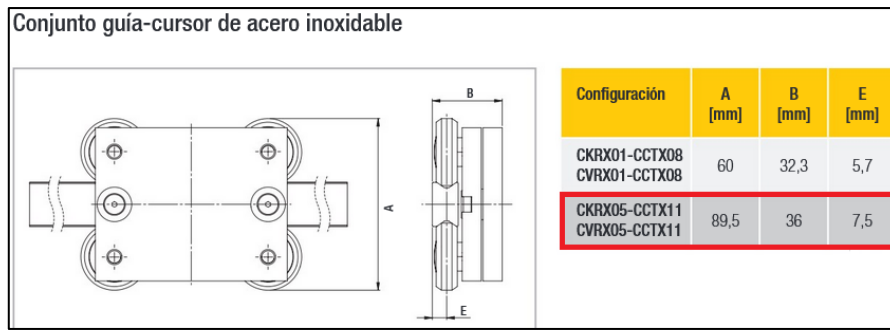


Figura 6.51. Selección conjunto guía - cursor

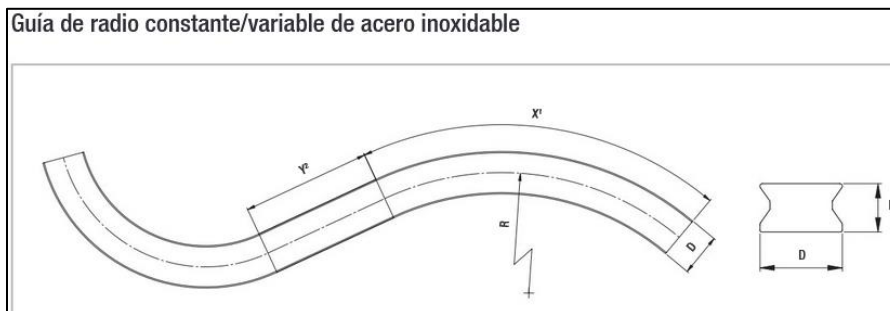


Figura 6.52. Dimensiones generales guía curvilínea

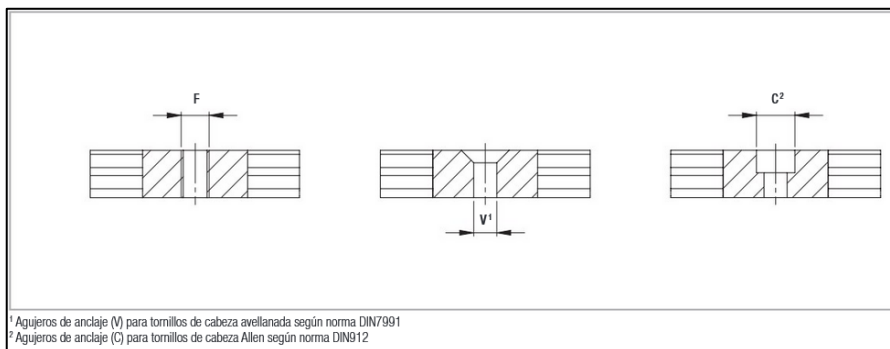


Figura 6.53. Agujeros de anclaje de la guía curvilínea

Por tanto, la guía curvilínea que se escogerá será (Figura 6.54):

Tipo	D [mm]	K [mm]	F	C ²	V'	X	Radios estándar [mm]	Y [mm]	Peso [kg/m]
CKRX01 CVRX01	16.5	10	Hasta M6	Hasta M5	Hasta M5	Según el radio	150 - 200 - 250 - 300 - 400 - 500 - 600 - 700 - 800 - 900 - 1000	min. 70	1.2
CKRX05 CVRX05	23	13.5	Hasta M8	Hasta M6	Hasta M6		2.2		

Figura 6.54. Selección tipo de guía curvilínea

Se escogerá un ángulo para cada guía de 30° para tener un gran margen respecto al mínimo requerido.

6.10.-Selección de los tornillos

La selección de tornillos se realizó de forma aproximada sin realizar los cálculos de esfuerzos.

- a) **Sujeción Motor-Soporte:** Como ya se vio anteriormente, el motor deberá ir atornillado a un soporte. Para fijar el motor a este soporte se utilizarán cuatro tornillos de dimensión M10. Se escogió, por ejemplo, el tornillo DIN 6912 M10x30. Se escogieron del catálogo de norelem^[13] (Figura 6.55):

Referencia	Material del cuerpo de base	Clase de resistencia	Superficie cuerpo de base	M10	30												Reset
Referencia	Material del cuerpo de base	Clase de resistencia	Superficie cuerpo de base	D	L	B	DK	K	D1	SW	T	CAD	Acc.	Precio		Pedir	
07161-110X30	acero inoxidable A2	70	acabado natural	M10	30	22	16	6,5	5	8	3,35			2,00 €	<input type="text" value="0"/>		
07161-610X30	acero inoxidable A4	70	acabado natural	M10	30	22	16	6,5	5	8	3,35			2,60 €	<input type="text" value="0"/>		

Figura 6.55. Selección tornillo DIN 6912 M10x30

- b) **Unión de las tres partes de los cojinetes fijos:** Para montar los dos cojinetes fijos con los ejes motrices (primer y segundo eje accionado), se utilizarán en total 4 tornillos DIN EN 24014 M10x45 por cada cojinete, es decir, un total de 8 de estos tornillos. Se escogieron también del catálogo de norelem (Figura 6.56):

Referencia	Material del cuerpo de base	Clase de resistencia	Superficie cuerpo de base	M10	45												Reset
Referencia	Material del cuerpo de base	Clase de resistencia	Superficie cuerpo de base	D	L	B	SW	E	K	CAD	Acc.	Precio		Pedir			
07170-110X45	acero inoxidable A2	70	acabado natural	M10	45	26	17	18,9	6,4			0,70 €	<input type="text" value="0"/>				
07170-610X45	acero inoxidable A4	70	acabado natural	M10	45	26	17	18,9	6,4			0,92 €	<input type="text" value="0"/>				

Figura 6.56. Selección tornillo DIN EN 24014 M10x45

- c) **Unión cojinete móvil-cursor guía curvilínea:** Como se puede observar en Figura 6.50, se necesita un tornillo de tamaño M8 para unir el cojinete móvil con el cursor de la guía curva. Por cada unión se necesitarán 4 tornillos, por tanto, al haber cuatro uniones de este tipo, se necesitarán 16 tornillos M8. Se escogerá por ejemplo el tornillo DIN 7991 M8x20. Estos tornillos se obtendrán del fabricante Tornillería Malagueña (Figura 6.57).^[20]



Figura 6.57. Selección tornillo DIN 7991 M8x20

- d) **Anclaje guía curvilínea-carcasa:** Para el anclaje de la guía se utilizará un agujero de anclaje en V como se muestra en la Figura 6.53. Como se indica en la citada figura y en la Figura 6.54, el tipo de tornillo deberá ser un tornillo de cabeza avellanada según la norma DIN 7991 hasta un tamaño de M6. Se escogió, por tanto, el tornillo DIN 7991 M6x25.

En el catálogo de Rollon no especifican como de espaciados deben de estar los agujeros de la guía para los tornillos, por tanto, se supondrá que cada agujero está separado 7,5° del siguiente, es decir, al ser la guía de 30°, cada una deberá ir anclada con 3 de estos tornillos. Al requerir 4 guías, se necesitarán 12 tornillos DIN 7991 M6x25. Estos tornillos se obtendrán, también, del fabricante Tornillería Malagueña (Figura 6.58):



Figura 6.58. Selección tornillo DIN 7991 M6x25

- e) **Unión mecanismo fijación del eje impulsor-cojinete móvil:** Para la unión del mecanismo de fijación del eje con el cojinete móvil se utilizará un tornillo DIN 7991 M5x16. Se necesitarán 4 tornillos por cada unión; al haber cuatro uniones, se necesitará un total de 16 de estos tornillos. Estos tornillos se obtendrán, también, del fabricante Tornillería Malagueña (Figura 6.59):



Figura 6.59. Selección tornillo DIN 7991 M5x16

- f) **Anclaje soporte motor-base:** Para anclar el soporte del motor a la base se necesitarán 4 tornillos. Se escogieron los tornillos DIN EN 24014 M10x45, los cuales ya se utilizaron para la unión de los cojinetes fijos (Figura 6.56).
- g) **Anclaje cojinetes fijos-base:** Para anclar cada cojinete fijo a la base se necesitarán 2 tornillos; por tanto, al haber dos cojinetes fijos se necesitarán 4 de estos tornillos. Se escogieron los tornillos DIN EN 24014 M10x45, los cuales ya se utilizaron para la unión de los cojinetes fijos (Figura 6.56).
- h) **Anclaje carcasa-base:** Para anclar las dos mitades de la carcasa (carcasa izquierda y derecha) a la base se usará un total de 10 tornillos. Se escogieron tornillos con cabeza plana avellanada para que esta no sobresalga. Se escogieron los tornillos DIN EN ISO 10642 M5x16. Estos tornillos se encuentran en el catálogo de norelem (Figura 6.60).

Referencia	Material	Superficie cuerpo de base	Clase de resistencia	M5	16	D	L	K	T	D1	SW	CAD	Acc.	Precio	Pedir	Reset
07175-05X16	acero	acabado natural (negro)	8.8	M5	16	2,8	2,3	10	3					0,32 €	0	
07175-405X16	acero	cincado mediante procedimiento galvánico	8.8	M5	16	2,8	2,3	10	3					0,33 €	0	
07175-305X16	acero	acabado natural (negro)	10.9	M5	16	2,8	2,3	10	3					0,44 €	0	

Figura 6.60. Selección tornillo DIN EN ISO 10642 M5x16

- i) **Anclaje Tapa motor-base:** Para el anclaje de la tapa del motor a la base se utilizarán 9 tornillos DIN EN ISO 10642 M5x16. Este tipo de tornillo ya se utilizó para el anclaje de la carcasa a la base (Figura 6.60).
- j) **Unión canal de lanzamiento-carcasas izquierda y derecha:** Para la unión del canal de lanzamiento con la carcasa izquierda y derecha se utilizarán 2 tornillos

DIN EN ISO 10642 M5x16. Este tipo de tornillo ya se utilizó para el anclaje de la carcasa a la base (Figura 6.60).

- k) **Unión tapa de la carcasa:** Para la unión de la tapa de la carcasa se utilizarán 10 tornillos DIN EN ISO 10642 M5x16. Este tipo de tornillo ya se utilizó para el anclaje de la carcasa a la base (Figura 6.60).
- l) **Anclaje depósito de pelotas-base:** El anclaje del depósito de pelotas a la base se hará por medio de los dos soportes del depósito. Se utilizará 6 tornillos DIN EN ISO 10642 M5x16 por cada soporte, es decir, 12 tornillos de este tipo en total. Este tipo de tornillo ya se utilizó para el anclaje de la carcasa a la base (Figura 6.60).

7.- PLANIFICACIÓN

En la Figura 7.1 se muestra la planificación del proyecto (diagrama de Gantt) que se trató de seguir:

TAREAS	SUBTAREAS	2022																							
		FEBRERO				MARZO					ABRIL				MAYO				JUNIO				JULIO		
		S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	S15	S16	S17	S18	S19	S20	S21	S22	S23	S24
T1. Definición del proyecto	Objetivos	■																							
	Alcance																								
T2. Estado del arte			■	■	■	■																			
T3. Toma de decisiones	Matrices de decisiones						■	■	■	■															
	Soluciones aportadas							■	■	■	■														
T4. Cálculos	Proceso de lanzamiento										■														
	Componentes											■	■	■	■	■	■								
T5. Selección de componentes																									
T6. Diseño	Diseño en 3D																								
	Renderizado de imágenes																								
T7. Elaboración de documentación	MEMORIA	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	PLANOS																						■	■	■
	PRESUPUESTO																								■
	Revisión de documentación																								■

Figura 7.1. Diagrama de Gantt

Conclusiones

Este proyecto consigue mejorar los numerosos dispositivos de lanzamiento de pelotas para entrenamientos deportivos existentes en la actualidad, pudiendo adaptarse a pelotas de distintos deportes; concretamente a pelotas de fútbol, tenis y béisbol.

Con este proyecto se logra diseñar un dispositivo de lanzamiento de pelotas para entrenamientos deportivos:

- Aplicable a pelotas de distintos deportes (fútbol, tenis y béisbol).
- Con capacidad de modificar la velocidad de lanzamiento.
- Con un alimentador de pelotas. Compuesto por un depósito de pelotas y dos canales de alimentación, uno para las pelotas de fútbol y otro para las de tenis y béisbol.

Este proyecto da pie a seguir desarrollando dicho dispositivo para que sea aún más completo. Entre las posibles mejoras que se pueden realizar en el dispositivo están:

- Adaptarlo a más tipos de pelotas: baloncesto, voleibol, etc.
- Incorporar un mecanismo en la salida del dispositivo para aplicar efecto a la pelota.
- Automatizar el lanzamiento de las pelotas.
- Incorporar un sistema automatizado para ajustar la dirección del lanzamiento.

Bibliografía

1. *Aname Instrumentación Científica*. s.f.
<https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion> (último acceso: 02 de julio de 2022).
2. *Boluda Industrial*. s.f. <https://www.boludaindustrial.es/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
3. «Catálogo Rodamientos SKF.» s.f.
https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwioseLZo6r4AhXMSPEDHUrGBmsQFnoECAMQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.skf.com%2Fbinaries%2Fpub201%2FImages%2F0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf&usg=AOvVaw2m9nLVX
(último acceso: 02 de julio de 2022).
4. «Catálogo Rollon.» s.f. <https://rollon.cld.bz/linear-line-ES/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
5. *Compañía levantina de reductores*. s.f. <https://clr.es/blog/es/tipos-de-engranajes-y-sus-aplicaciones/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
6. Cortizo et. Al. *Elementos de Máquinas. Teoría y problemas*. Gijón: Ediuno, 2010.
7. *Direct Industry*. s.f. <https://guide.directindustry.com/es/que-correa-elegir/#5>
(último acceso: 02 de julio de 2022).
8. *Energy EV*. s.f. <https://energyev.com/tienda/motores/motores-dc-de-iman-permanente/motor-de-escobillas-4-8kw-48v-motenergy-iman-permanente/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
9. *Hmong*. s.f. https://hmong.es/wiki/Pitching_machine (último acceso: 02 de julio de 2022).
10. José Esteban Fernández Rico y José Manuel Sierra Velasco. *Cálculo y Diseño de Máquinas*. Gijón: Universidad de Oviedo.
11. *MI tennis deportes match*. s.f. <https://www.m1tennis.com/blog/post/diferencias-entre-pelotas-de-tenis-y-pelotas-de-padel> (último acceso: 02 de julio de 2022).

12. «Material Contact Properties Table.» s.f.
http://atc.sjf.stuba.sk/files/mechanika_vms_ADAMS/Contact_Table.pdf (último acceso: 02 de julio de 2022).
13. *norelem*. s.f. <https://www.norelem.com/cr/es/Inicio.html> (último acceso: 02 de julio de 2022).
14. *Rational Stock*. s.f. <https://www.rationalstock.es/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
15. *Reglas del fútbol*. s.f. <https://sites.google.com/site/joseydamian/el-balon> (último acceso: 02 de julio de 2022).
16. *Rodavigo.net*. s.f. <https://rodavigo.net/es/p/rueda-motriz-carga-pesada-con-chavetero-rodadura-goma-maciza-elastica-nucleo-fundicion-gris-ref-blickle-gevn-30235h7/235GEVN30235H7> (último acceso: 02 de julio de 2022).
17. *Séptima entrada*. s.f. <https://www.septimaentrada.com/beisbol/de-que-esta-hecha-una-pelota-de-beisbol-como-se-hace-video> (último acceso: 02 de julio de 2022).
18. Shigley. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Ed. McGraw-Hill, 1985.
19. *This day in baseball*. s.f. <https://thisdayinbaseball.com/1896-the-first-pitching-machine-created-by-princeton-professor-charles-e-hinton-is-demonstrated-in-the-universitys-gymnasium-the-mathematics-instructors-device-resembles-a/> (último acceso: 02 de julio de 2022).
20. *Tornillería Malagueña*. s.f. <https://www.tornilleriamalaguena.com/tienda/> (último acceso: 02 de julio de 2022).

Anexos

I.- ANEXO I. ENSAYOS DE COMPRESIÓN

Ensayo de compresión: Pelota de fútbol

Carga (N)	Tiempo (s)	Extensión (mm)
4,450	0,000	0,000
8,900	2,000	0,188
11,750	3,000	0,318
14,900	4,000	0,455
18,000	5,000	0,587
21,050	6,000	0,719
24,050	7,000	0,849
27,350	8,000	0,982
30,750	9,000	1,115
34,249	10,000	1,254
37,549	11,000	1,382
41,199	12,000	1,519
44,659	13,000	1,649
48,649	14,000	1,784
52,399	15,000	1,916
56,199	16,000	2,049
60,229	17,000	2,183
63,999	18,000	2,316
67,949	19,000	2,455
72,159	20,000	2,582
76,099	21,000	2,715
80,499	22,000	2,849
85,199	23,000	2,982
89,559	24,000	3,116
94,398	25,000	3,249
98,998	26,000	3,382
103,803	27,000	3,521
108,248	28,000	3,649
113,298	29,000	3,782
118,083	30,000	3,917
123,048	31,000	4,049
128,048	32,000	4,188
133,078	33,000	4,316
137,953	34,000	4,449
143,348	35,000	4,582

148,398	36,000	4,716
153,598	37,000	4,849
159,147	38,000	4,982
164,717	39,000	5,116
170,162	40,000	5,249
175,697	41,000	5,384
181,347	42,000	5,516
186,997	43,000	5,650
192,797	44,000	5,782
198,547	45,000	5,916
204,147	46,000	6,049
210,062	47,000	6,182
216,147	48,000	6,317
222,346	49,000	6,449
228,346	50,000	6,582
234,396	51,000	6,716
240,546	52,000	6,849
246,886	53,000	6,983
253,296	54,000	7,117
259,356	55,000	7,249
265,696	56,000	7,382
272,046	57,000	7,516
278,596	58,000	7,649
285,195	59,000	7,782
291,585	60,000	7,916
298,195	61,000	8,050
304,745	62,000	8,183
311,495	63,000	8,315
318,095	64,000	8,449
324,995	65,000	8,582
326,645	65,250	8,616

Tabla I-1. Ensayo de compresión: Pelota de fútbol

Ensayo de compresión: Pelota de tenis

Carga (N)	Tiempo (s)	Extensión (mm)
2,100	0,000	0,000
2,450	2,000	0,137
2,600	3,000	0,237
2,700	4,000	0,336
2,900	5,000	0,437
4,100	6,000	0,538

5,200	7,000	0,637
6,100	8,000	0,737
7,300	9,000	0,836
8,600	10,000	0,942
9,700	11,000	1,040
10,800	12,000	1,142
11,850	13,000	1,239
12,900	14,000	1,338
14,000	15,000	1,437
15,200	16,000	1,542
16,100	17,000	1,636
17,200	18,000	1,741
18,100	19,000	1,837
19,250	20,000	1,938
20,250	21,000	2,040
21,250	22,000	2,139
22,100	23,000	2,242
23,450	24,000	2,336
24,515	25,000	2,438
25,650	26,000	2,541
26,675	27,000	2,637
27,700	28,000	2,740
28,850	29,000	2,837
30,000	30,000	2,938
31,200	31,000	3,041
32,234	32,000	3,140
33,249	33,000	3,242
34,349	34,000	3,343
35,499	35,000	3,440
36,549	36,000	3,542
37,649	37,000	3,636
38,699	38,000	3,737
39,884	39,000	3,837
41,099	40,000	3,937
41,999	41,000	4,037
43,199	42,000	4,137
44,299	43,000	4,238
45,449	44,000	4,336
46,649	45,000	4,438
47,749	46,000	4,537
48,949	47,000	4,637
50,019	48,000	4,737
51,264	49,000	4,837
52,449	50,000	4,937

53,549	51,000	5,037
54,844	52,000	5,143
55,899	53,000	5,237
57,199	54,000	5,337
58,399	55,000	5,438
59,649	56,000	5,538
60,799	57,000	5,637
61,699	58,000	5,738
62,794	59,000	5,838
63,949	60,000	5,937
65,199	61,000	6,037
66,449	62,000	6,137
67,649	63,000	6,238
68,849	64,000	6,337
70,049	65,000	6,438
71,399	66,000	6,543
71,949	66,640	6,602

Tabla I-2. Ensayo de compresión: Pelota de tenis

Ensayo de compresión: Pelota de béisbol

Carga (N)	Tiempo (s)	Extensión (mm)
3,350	0,000	0,000
3,950	2,000	0,130
5,150	3,000	0,234
5,900	4,000	0,331
6,800	5,000	0,436
7,700	6,000	0,535
8,500	7,000	0,634
9,400	8,000	0,735
10,200	9,000	0,830
11,050	10,000	0,935
12,000	11,000	1,035
12,985	12,000	1,136
13,900	13,000	1,235
14,850	14,000	1,334
15,850	15,000	1,436
16,750	16,000	1,535
17,600	17,000	1,630
18,650	18,000	1,735
19,450	19,000	1,830
20,500	20,000	1,931

21,550	21,000	2,030
22,500	22,000	2,131
23,500	23,000	2,232
24,600	24,000	2,331
25,750	25,000	2,436
26,650	26,000	2,531
27,700	27,000	2,631
28,750	28,000	2,730
29,950	29,000	2,831
31,150	30,000	2,931
32,049	31,000	3,031
33,239	32,000	3,131
34,349	33,000	3,231
35,599	34,000	3,331
36,699	35,000	3,432
37,849	36,000	3,536
38,849	37,000	3,630
39,999	38,000	3,731
41,199	39,000	3,830
42,449	40,000	3,931
43,599	41,000	4,031
44,849	42,000	4,130
45,949	43,000	4,230
47,249	44,000	4,331
48,449	45,000	4,432
49,649	46,000	4,531
50,899	47,000	4,634
51,949	48,000	4,733
53,199	49,000	4,831
54,449	50,000	4,935
55,499	51,000	5,031
56,749	52,000	5,131
58,049	53,000	5,231
59,499	54,000	5,336
60,649	55,000	5,431
61,949	56,000	5,531
63,249	57,000	5,631
64,499	58,000	5,731
65,899	59,000	5,831
67,299	60,000	5,935
68,649	61,000	6,035
69,949	62,000	6,131
71,349	63,000	6,231
72,699	64,000	6,331

74,104	65,000	6,431
75,449	66,000	6,531
76,089	66,500	6,581

Tabla I-3. Ensayo de compresión: Pelota de béisbol

II.- ANEXO II. ENGRANAJES

Grupo	CARACTERISTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_o}$	Z
I	<i>Piñones de cajas de velocidades.</i>			
	Aceros de cementación para piñón y rueda Dentado helicoidal simple $\beta \geq 30^\circ$ Calidad de dentado: I.S.O. 7-8 (tras tratamiento térmico). Tiempo de funcionamiento a plena carga ≤ 2000 horas.			
	a) Automóviles, turismos. $K_A = 0,8$ 1. Altas velocidades	0,7 a 1 (1000 a 1400)	12 a 15	12 a
	2. Bajas velocidades	1 a 1,1 (1400 a 1600)	15 a 18	14
b) Camiones, coches, tractores, $K_A = 0,67$	0,6 a 0,7 (850 a 1000)	8 a 10		
II	<i>Engranajes de aviación.</i>			
	Aceros de cementación de calidad superior Calidad de dentado: I.S.O. 4 ó 5. Alta seguridad. Engranajes ensayados.			
	a) Engranajes clásicos	0,6 a 0,7 (850 a 1000)	8 a 10	
b) Trenes planetarios	0,5 a 0,6 (700 a 850)	6 a 8		
III	<i>Engranajes para grandes velocidades</i>			
	1 Piñón y rueda en acero de cementación. Alta duración de funcionamiento, con choques moderados y gran seguridad Dentado helicoidal simple.			20 a
	a) Más de 50000 horas. 24 horas diarias. 1. Precisión I.S.O. 4	0,385 (540)	9	22
2. Precisión I.S.O. 5 y 6	0,25 (355)	6,5		

Tabla II-1. Engranajes de ejes paralelos (Hoja 1)

Grupo	CARACTERISTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_0}$	Z	
III	1 b) 25000 horas. 12 horas diarias. 1. Precisión I.S.O. 4 2. Precisión I.S.O. 5 y 6 c) 5000 horas. 1. Precisión I.S.O. 4 2. Precisión I.S.O. 5 y 6	0,440 (615)	10	20	
		0,285 (400)	7	a	
		0,53 (740)	12	22	
		0,345 (480)	9		
		2 Piñón en acero de cementación. Rueda en acero aleado tratado a 110 - 120 hbar (350 Brinell)			
		a) 1.	0,21 (300)	7,5	
	2.	0,135 (190)	5	30	
	b) 1.	0,24 (340)	8,5	a	
	2.	0,155 (220)	5,5	32	
	c) 1.	0,285 (400)	9,5		
	2.	0,180 (255)	6		
	3	Piñón en acero aleado tratado a 110 - 120 hbar (350 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 85 - 95 hbar (270 Brinell)	0,19 (270)	7,5	
0,12 (170)			5	35	
0,215 (310)			8,5	a	
0,14 (200)			5,5	37	
0,255 (360)			9,5		
0,162 (230)			6		
a) 1.					
2.					
b) 1.					
2.					
c) 1.					
2.					

(1) Para las grandes reducciones, para tener en cuenta el factor de capacidad de carga K_M , se deben multiplicar los valores de K y $F_t / (b \cdot m_0)$ por 0,85 - 0,90

Tabla II-1. Engranajes de ejes paralelos (Hoja 2)

Grupo	CARACTERÍSTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_0}$	Z	
III	4 Piñón en acero aleado tratado a 85 - 90 hbar (270 Brinell) Rueda en acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell)			34	
		a) 1.	0,155 (220)	6	a
		2.	0,10 (140)	4	35
		b) 1.	0,175 (250)	7	
		2. → Como para 1, (1)	0,115 (280)	4,5	
IV	1 <i>Engranajes de mecánica general</i> Choques moderados, Factor seg. normal. Dentado helicoidal o en chevron. <u>Piñón y rueda en aceros de cementación.</u> Precisión I.S.O. 5 y 6			20	
		a) $v_t < 5$ m/s			a
		1. Más de 50000 horas, 24 horas / día.	0,43 (610)	9	
		2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,505 (730)	10,5	
		b) $5 < v_t < 10$			21
		1.	0,39 (550)	8	
		2.	0,46 (670)	9,5	
		c) $10 < v_t < 15$			
		1.	0,365 (520)	7,5	
		2.	0,43 (630)	9	
		d) $15 < v_t < 30$			
		1.	0,35 (500)	7	
		2.	0,41 (590)	8,5	
		e) $30 < v_t < 50$			
1.	0,32 (460)	7			
2.	0,375 (550)	8			

Para las grandes reducciones, se deben multiplicar los valores K y $F_t / (b \cdot m_0)$ por 0,90 y 0,95

Tabla II-1. Engranajes de ejes paralelos (Hoja 3)

Grupo	CARACTERISTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_0}$	Z
IV	2 <u>Piñón en acero de cementación.</u> <u>Rueda en acero aleado tratado a 110 - 120 hbar</u> (350 Brinell). Precisión I.S.O. 5 y 6 a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día. 2. 25000 horas. 12 horas / día. b) 1. 2. c) 1. 2. d) 1. 2. e) 1. 2.	0,235 (335) 0,275 (390) 0,212 (300) 0,25 (355) 0,20 (285) 0,235 (335) 0,19 (270) 0,222 (315) 0,175 (250) 0,205 (290)	7 7,5 6 7 5,5 6,5 5 6 5 5,5	25 a 27
	3 <u>Piñón en acero aleado tratado para 110-120 hbar</u> (350 Brinell). <u>Rueda en acero aleado tratado para 85-95 hbar</u> (270 Brinell). Precisión I.S.O. 6 y 7 a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día. 2. 25000 horas. 12 horas / día. b) 1. 2. c) 1. 2. d) 1. 2.	0,21 (300) 0,245 (350) 0,185 (260) 0,215 (300) 0,167 (240) 0,195 (275) 0,150 (215) 0,175 (250)	6,5 7 5,5 6,5 5 6 4,5 5,5	26 a 28

Para las grandes reducciones, se deben multiplicar los valores K y $F_t / (b \cdot m_0)$ por 0,90 - 0,95

Tabla II-1. Engranajes de ejes paralelos (Hoja 4)

Grupo		CARACTERISTICAS	K hbar (lb/in ²)	$\frac{F_t}{b \cdot m_n}$	Z	
IV	4	Piñón en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell). Precisión I.S.O. 5 y 6				
		a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día.	0,17 (240)	5,5		
		2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,20 (285)	6		
		b) 1.	0,15 (210)	4,5		
		2.	0,175 (250)	5	27	
		c) 1.	0,136 (195)	4	a	
		2.	0,157 (250)	5	29	
		d) 1.	0,122 (175)	3,5		
		2.	0,14 (200)	4,5		
		V	1	<i>Grandes máquinas</i> 50000 horas, 24 horas/día, Choques bastante importantes ($K_A = 0,57$). Gran seguridad contra rotura. Piñón en acero aleado tratado a 110-120 hbar (350 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Calidad I.S.O. 7 y 8		
a) Dentado en chevron. 1. $v < 5$	0,20 (285)			3,5 a 4	17	
2. $v < 10$	0,175 (250)				a	
b) Dentado recto ($v < 5$)	0,15 (260)			3 a 3,5	23	
2	Piñón en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 70-80 hbar (225 Brinell).					
	a) Dentado en chevron: $v < 10$					
	1. Calidad I.S.O. 7 y 8	0,14 (200)	3 a 3,5	22		
	2. Calidad I.S.O. 8 a 10	0,115 (165)		a		
b) Dentado recto: $v < 5$						
1. Calidad I.S.O. 7 y 8	0,122 (175)	2,5 a 3	25			
2. Calidad I.S.O. 8 a 10	0,10 (140)					

Tabla II-1. Engranajes de ejes paralelos (Hoja 5)



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

ÁREA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISPOSITIVO DE LANZAMIENTO DE PELOTAS PARA
ENTRENAMIENTOS DEPORTIVOS**

**D. SERRANO GONZÁLEZ-GRANDA, Juan
TUTOR: D. HIGUERA GARRIDO, Alberto**

FECHA: Julio 2022

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.- PRESUPUESTO DISPOSITIVO LANZAMIENTO DE PELOTAS.....	2
1.1.- COSTES DE PIEZAS COMERCIALES	2
1.2.- COSTES DE FABRICACIÓN DE LAS PIEZAS DISEÑADAS	3
1.3.- PRESUPUESTO TOTAL DEL DISPOSITIVO	6
2.- PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	6
2.1.- COSTES DE INGENIERÍA.....	6
2.2.- COSTES DE AMORTIZACIÓN DE EQUIPOS	6
2.3.- COSTES DE BENEFICIO INDUSTRIAL	7
2.4.- PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO	7

1.- PRESUPUESTO DISPOSITIVO LANZAMIENTO DE PELOTAS

1.1.- Costes de piezas comerciales

En la Tabla 1.1 se muestra el coste de todos los componentes comerciales:

Componente	Fabricante	Precio unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Precio total sin IVA (€)	Precio total con IVA (€)
<i>Rueda impulsora GEVN 302/35H7</i>	Blikcle	306,34 €	2	612,68€	741,34 €
<i>Motor ME0909</i>	Motoenergy	448,30 €	1	448,30€	542,44 €
<i>Correa SPZ 1400</i>	norelem	12,80 €	2	25,60 €	30,98 €
<i>Polea pequeña SPZ D85</i>	norelem	6,88 €	2	13,76 €	16,65 €
<i>Polea grande SPZ D200</i>	norelem	20,07 €	2	40,14 €	48,57 €
<i>Casquillo 1212 Polea pequeña (con tornillos)</i>	norelem	5,47 €	2	10,94 €	13,24 €
<i>Casquillo 2012 Polea grande (con tornillos)</i>	norelem	8,60 €	2	17,20 €	20,81 €
<i>Anillo regulación D35 (Forma E)</i>	norelem	12,75 €	2	25,50 €	30,86 €
<i>Tornillo DIN 914 M8x12</i>	norelem	0,31 €	2	0,62 €	0,75 €
<i>Anillo regulación D25 (Forma E)</i>	norelem	8,08 €	2	16,16 €	19,55 €
<i>Tornillo DIN 914 M8x10</i>	norelem	0,31 €	2	0,62 €	0,75 €
<i>Chaveta DIN 6685-A 10x8x70</i>	norelem	0,76 €	2	1,52 €	1,84 €
<i>Chaveta DIN 6685-A 8x7x25</i>	norelem	0,46 €	2	0,92 €	1,11 €
<i>Chaveta DIN 6685-A 6x6x63</i>	Boluda Ind.	1,59 €	2	3,18 €	3,85 €
<i>Rodamiento SKF 61804</i>	SKF	3,01 €	4	12,04 €	14,57 €
<i>Rodamiento SKF 6005</i>	SKF	3,01 €	4	12,04 €	14,57 €
<i>Arandela elástica externa DIN 471 20x1,2</i>	Rational Stock	0,10 €	8	0,77 €	0,93 €
<i>Arandela elástica externa DIN 471 25x1,2</i>	Rational Stock	0,08 €	4	0,31 €	0,37 €
<i>Arandela elástica interna DIN 472 48x1,75</i>	Rational Stock	0,40 €	4	1,60 €	1,94 €

<i>Curviline R473 30°</i>	Rollon	(*) 25,00 €	4	100,00 €	121,00 €
<i>Tornillo DIN 6912 M10x30</i>	norelem	2,00 €	4	8,00 €	9,68 €
<i>Tornillo DIN EN 24014 M10x45</i>	norelem	0,38 €	16	6,08 €	7,36 €
<i>Tornillo DIN 7991 M6x25</i>	Tornillería Malagueña	0,16 €	12	1,92 €	2,32 €
<i>Tornillo DIN 7991M8x20</i>	Tornillería Malagueña	0,32 €	16	5,12 €	6,20 €
<i>Tornillo DIN 7991 M5x16</i>	Tornillería Malagueña	0,10 €	16	1,60 €	1,94 €
<i>Tornillo DIN EN ISO 10642M5x16</i>	norelem	0,32 €	43	13,76 €	16,65 €
			TOTAL	1.380,37 €	1.670,25 €

Tabla 1.1. Costes de los componentes comerciales

(*) El coste de la guía Curviline R473 30° se aproximó debido a que no se pudo obtener un precio unitario concreto. Se supuso un coste de 25 € por guía.

1.2.- Costes de fabricación de las piezas diseñadas

Costes de material

Para las piezas diseñadas se utilizarán únicamente dos materiales, acero y plástico ABS.

Los precios aproximados de estos dos materiales (en euros por kilogramo) serán:

- Acero: 1,40 €/kg.
- Plástico ABS: 0,90 €/kg.

En la Tabla 1.2 se muestra el precio aproximado de material para cada pieza diseñada:

Componente	Material	Peso (kg)	Coste unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Coste total sin IVA (€)	Coste total con IVA (€)
Primer eje accionado	Acero	0,502	0,70 €	1	0,70 €	0,85 €
Segundo eje accionado	Acero	0,292	0,41 €	1	0,41 €	0,49 €
Engranaje	Acero	3,725	5,22 €	2	10,43 €	12,62 €
Eje de impulsión	Acero	3,385	4,74 €	2	9,48 €	11,47 €
Cojinete móvil	Acero	1,294	1,81 €	4		

					7,25 €	8,77 €
Soporte motor	Acero	10,998	15,40 €	1	15,40 €	18,63 €
Cojinete fijo (Parte 1)	Acero	2,657	3,72 €	2	7,44 €	9,00 €
Cojinete fijo (Parte 2)	Acero	0,888	1,24 €	2	2,49 €	3,01 €
Cojinete fijo (Parte 3)	Acero	0,097	0,14 €	2	0,27 €	0,33 €
Anclaje	Acero	0,169	0,24 €	4	0,95 €	1,15 €
Pestaña móvil	Acero	0,155	0,22 €	4	0,87 €	1,05 €
Agarradera	Plástico ABS	0,076	0,07 €	4	0,27 €	0,33 €
Carcasa izquierda	Plástico ABS	26,689	24,02 €	1	24,02 €	29,06 €
Carcasa derecha	Plástico ABS	24,208	21,79 €	1	21,79 €	26,36 €
Tapa carcasa	Plástico ABS	1,322	1,19 €	1	1,19 €	1,44 €
Canal de lanzamiento	Plástico ABS	1,355	1,22 €	1	1,22 €	1,48 €
Base	Plástico ABS	36,255	32,63 €	1	32,63 €	39,48 €
Tapa del motor	Plástico ABS	7,88	7,09 €	1	7,09 €	8,58 €
Soporte depósito de pelotas	Acero	7,748	10,85 €	2	21,69 €	26,25 €
Depósito de pelotas	Plástico ABS	27,127	24,41 €	1	24,41 €	29,54 €
Canal de alimentación (Fútbol)	Plástico ABS	26,945	24,25 €	1	24,25 €	29,34 €
Canal de alimentación (Tenis y béisbol)	Plástico ABS	39,383	35,44 €	1	35,44 €	42,89 €
TOTAL					249,69 €	302,13 €

Tabla 1.2. Costes de material para piezas diseñadas

Costes mano de obra

Se contemplará un coste de mano de obra de **15 €/hora** para la fabricación de todas las piezas diseñadas.

En la Tabla 1.3 se muestra el tiempo de fabricación aproximado y el coste de mano de obra para la fabricación de cada pieza.

Componente	Tiempo de fabricación (min)	Tiempo de fabricación (h)	Coste unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Coste total
Primer eje accionado	7	0,12	1,75 €	1	1,75 €
Segundo eje accionado	5	0,08	1,25 €	1	1,25 €
Engranaje	20	0,33	5,00 €	2	10,00 €
Eje de impulsión	10	0,17	2,50 €	2	5,00 €
Cojinete móvil	30	0,50	7,50 €	4	30,00 €
Soporte motor	7	0,12	1,75 €	1	1,75 €
Cojinete fijo (Parte 1)	15	0,25	3,75 €	2	7,50 €
Cojinete fijo (Parte 2)	15	0,25	3,75 €	2	7,50 €
Cojinete fijo (Parte 3)	10	0,17	2,50 €	2	5,00 €
Anclaje	15	0,25	3,75 €	4	15,00 €
Pestaña móvil	10	0,17	2,50 €	4	10,00 €
Agarradera	10	0,17	2,50 €	4	10,00 €
Carcasa izquierda	50	0,83	12,50 €	1	12,50 €
Carcasa derecha	55	0,92	13,75 €	1	13,75 €
Tapa carcasa	15	0,25	3,75 €	1	3,75 €
Canal de lanzamiento	20	0,33	5,00 €	1	5,00 €
Base	30	0,50	7,50 €	1	7,50 €
Tapa del motor	20	0,33	5,00 €	1	5,00 €
Soporte depósito de pelotas	15	0,25	3,75 €	2	7,50 €
Depósito de pelotas	20	0,33	5,00 €	1	5,00 €
Canal de alimentación (Fútbol)	30	0,50	7,50 €	1	7,50 €

Canal de alimentación (Tenis y béisbol)	30	0,50	7,50 €	1	7,50 €
				TOTAL	179,75 €

Tabla 1.3. Costes mano de obra para fabricación de las piezas diseñadas

Costes totales de fabricación

Costes de material	302,13 €
Costes de mano de obra	179,75 €
TOTAL	481,88 €

Tabla 1.4. Costes totales de fabricación de las piezas diseñadas

1.3.- Presupuesto total del dispositivo

En la Tabla 1.5 se muestra el presupuesto para la fabricación de un único dispositivo de lanzamiento de pelotas:

Costes piezas comerciales	1.670,25 €
Costes fabricación piezas diseñadas	481,88 €
TOTAL	2.152,13 €

Tabla 1.5. Presupuesto total del dispositivo

2.- PRESUPUESTO DEL PROYECTO

2.1.- Costes de Ingeniería

En los costes de ingeniería se incluirá el tiempo dedicado al proyecto. Se estimará un coste horario de 45 €/hora y , aproximadamente, un total de 300 horas dedicadas al proyecto. Por tanto, el coste de dedicación al proyecto será: 13.500 €.

2.2.- Costes de amortización de equipos

En el coste de amortización de equipos se incluirá el coste del software de diseño utilizado. El programa de diseño utilizado fue el Autodesk Inventor. Tiene un coste mensual de 363€.

Y, debido a que la etapa de diseño duró aproximadamente dos meses, el coste total del software de diseño será: 726 €.

2.3.- Costes de Beneficio Industrial

Se estima aproximadamente un 6% de beneficio industrial sobre el coste total del proyecto.

2.4.- Presupuesto total del proyecto

Costes de Ingeniería	13.500,00 €
Costes de amortización de equipos	726,00 €
Total (Ingeniería y equipos)	14.226,00 €
Beneficio Industrial (6 %)	853,56 €
TOTAL	15.079,56 €

Tabla 2.1. Presupuesto total del proyecto



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

ÁREA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISPOSITIVO DE LANZAMIENTO DE PELOTAS PARA
ENTRENAMIENTOS DEPORTIVOS**

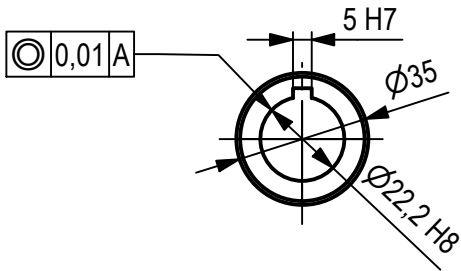
**D. SERRANO GONZÁLEZ-GRANDA, Juan
TUTOR: D. HIGUERA GARRIDO, Alberto**

FECHA: Julio 2022

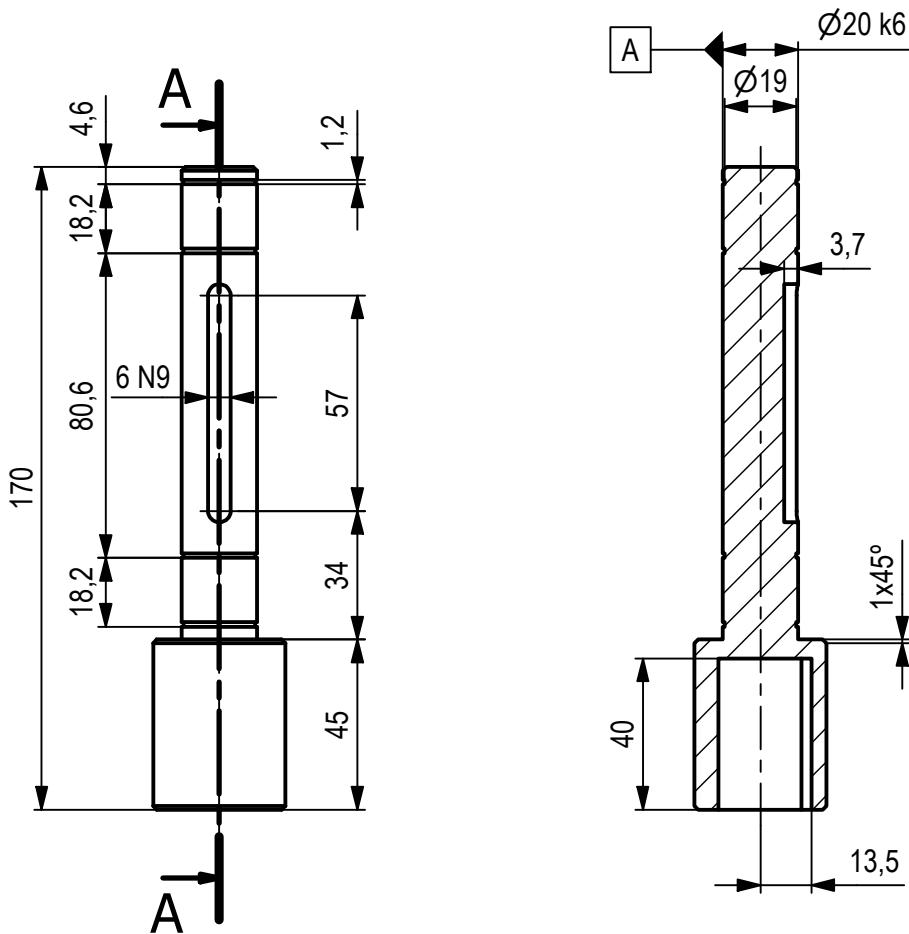
ÍNDICE DE PLANOS

TRANSMISIÓN DE LA VELOCIDAD	1
PRIMER EJE ACCIONADO	1
SEGUNDO EJE ACCIONADO	2
ENGRANAJE (PIÑÓN/RUEDA)	3
DESPIECE EJES MOTRICES.....	4
EJE DE IMPULSIÓN	5
COJINETE MÓVIL	6
DESPIECE EJE DE IMPULSIÓN	7
SOPORTE DEL MOTOR.....	8
COJINETE FIJO (PIEZA 1)	9
COJINETE FIJO (PIEZA 2)	10
COJINETE FIJO (PIEZA 3)	11
ENSAMBLAJE TRANSMISIÓN DE LA VELOCIDAD.....	12
CAMBIO DE ALTURA DE LOS EJES IMPULSORES.....	13
ANCLAJE.....	13
PESTAÑA MÓVIL.....	14
AGARRADERA.....	15
DESPIECE CAMBIO DE ALTURA DE LOS EJES IMPULSORES	16
FIJACIÓN CARCASA Y BASE.....	17
CARCASA IZQUIERDA	17
CARCASA DERECHA	18
TAPA CARCASA	19
CANAL DE LANZAMIENTO	20
BASE.....	21
ENSAMBLAJE CARCASA Y BASE.....	22
TAPA MOTOR-TRANSMISIÓN	23
ALIMENTACIÓN DE PELOTAS.....	24
SOPORTE DEPÓSITO DE PELOTAS	24
DEPÓSITO DE PELOTAS	25
CANAL DE ALIMENTACIÓN (FÚTBOL)	26
CANAL DE ALIMENTACIÓN (TENIS Y BÉISBOL)	27
ENSAMBLAJE FINAL	28

Ra 6,3



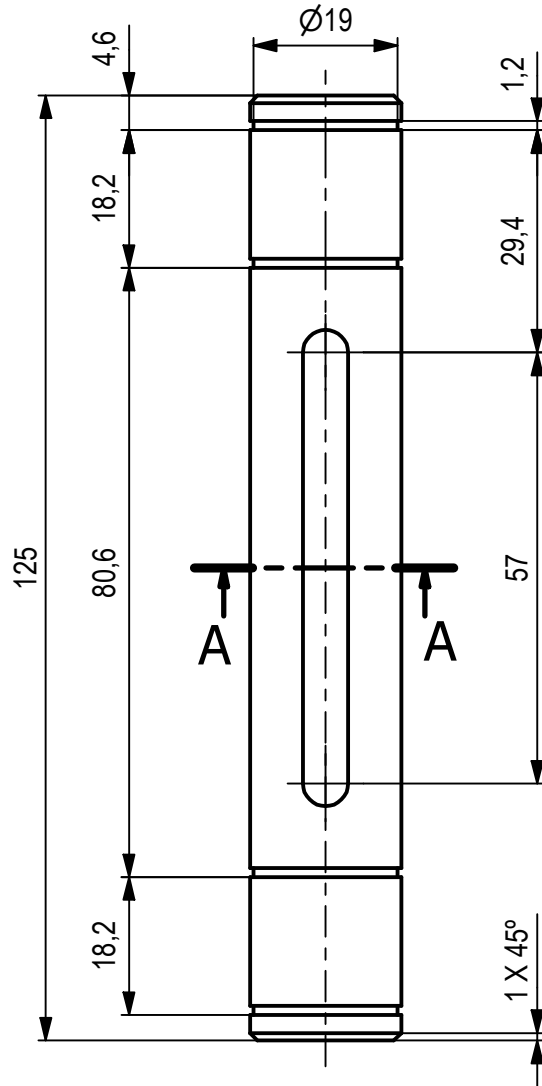
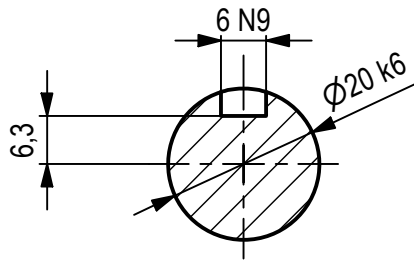
A-A



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	20.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 1
1:2	Componente: Primer eje accionado			Tol. gen.: ISO 278-m

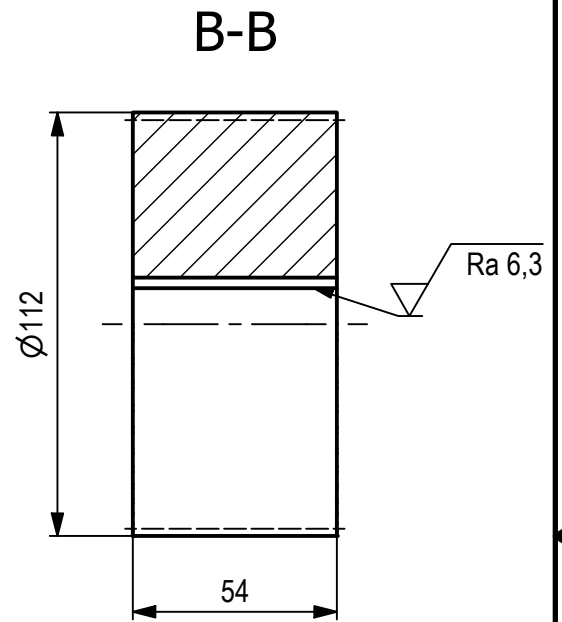
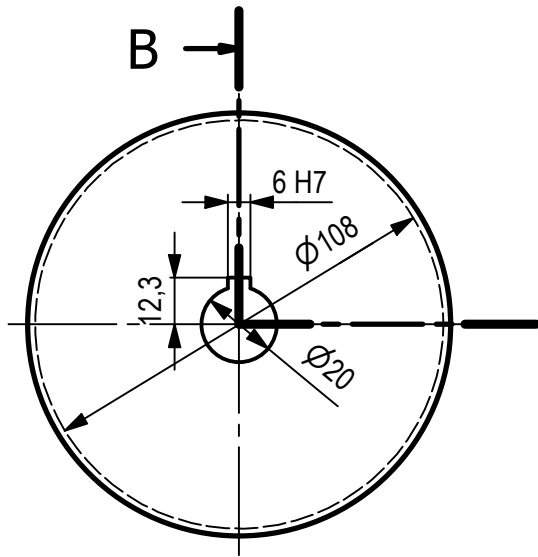
A-A

Ra 6,3



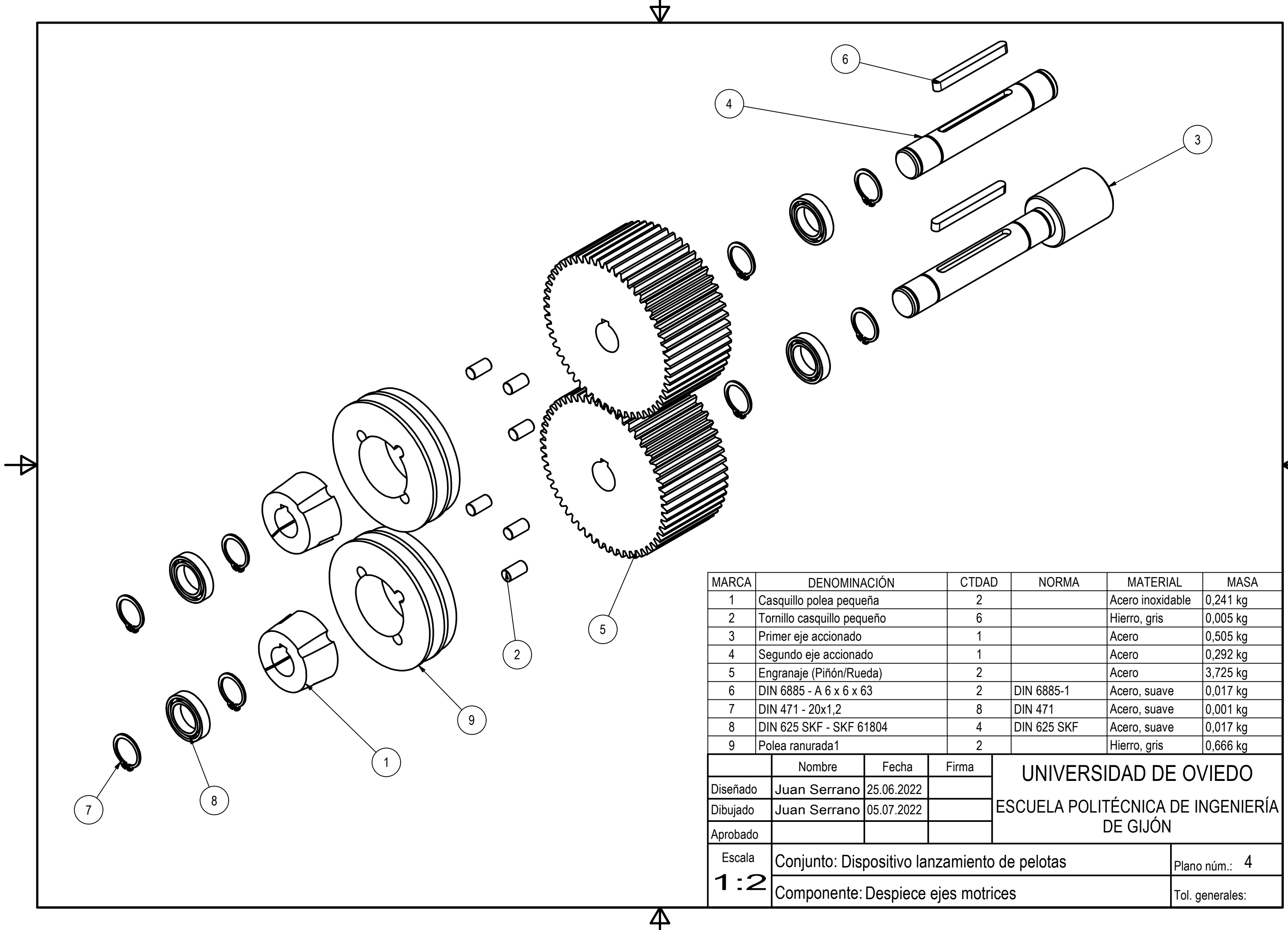
	Nombre	Fecha	Firma	<p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD DE OVIEDO</p> <p style="text-align: center;">ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN</p>
Diseñado	Juan Serrano	20.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
<p>Escala</p> <p>1 : 1</p>	<p>Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas</p>			<p>Plano núm.: 2</p>
	<p>Componente: Segundo eje accionado</p>			<p>Tol. gen.: ISO 2768-m</p>

Ra 12,5



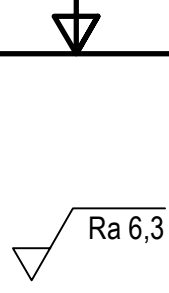
DATOS	
Módulo (m)	2
Nº dientes (Z)	54

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	20.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 3
1:2	Componente: Engranaje (Piñón/Rueda)			Tol. gen.: ± IT6

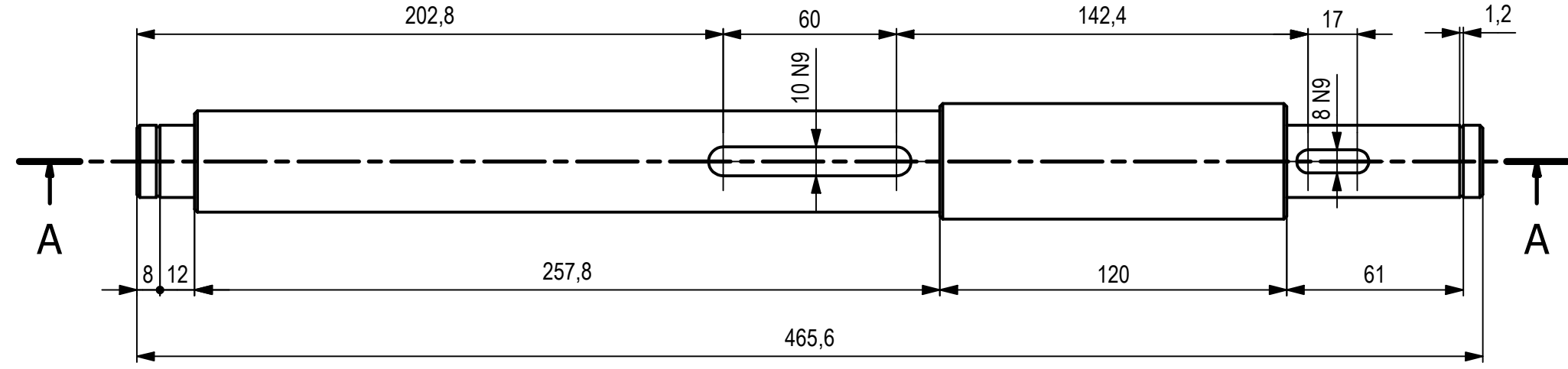
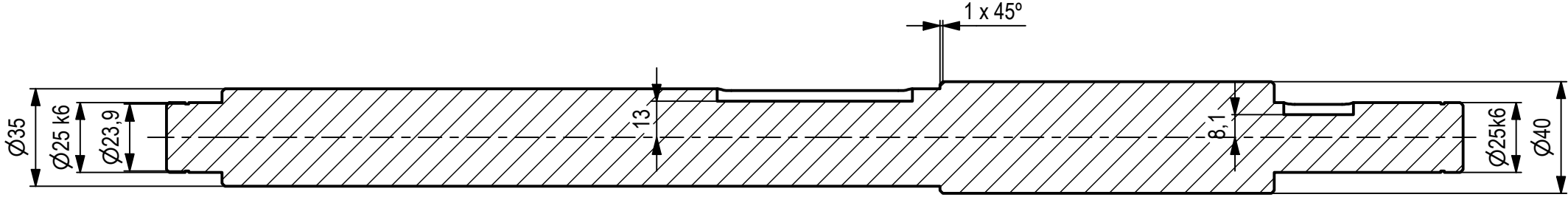


MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
1	Casquillo polea pequeña	2		Acero inoxidable	0,241 kg
2	Tornillo casquillo pequeño	6		Hierro, gris	0,005 kg
3	Primer eje accionado	1		Acero	0,505 kg
4	Segundo eje accionado	1		Acero	0,292 kg
5	Engranaje (Piñón/Rueda)	2		Acero	3,725 kg
6	DIN 6885 - A 6 x 6 x 63	2	DIN 6885-1	Acero, suave	0,017 kg
7	DIN 471 - 20x1,2	8	DIN 471	Acero, suave	0,001 kg
8	DIN 625 SKF - SKF 61804	4	DIN 625 SKF	Acero, suave	0,017 kg
9	Polea ranurada1	2		Hierro, gris	0,666 kg

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas Componente: Despiece ejes motrices			Plano núm.: 4 Tol. generales:

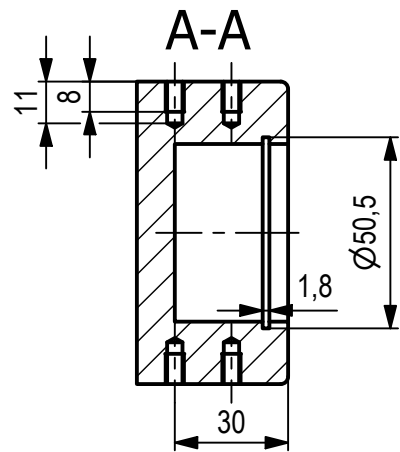
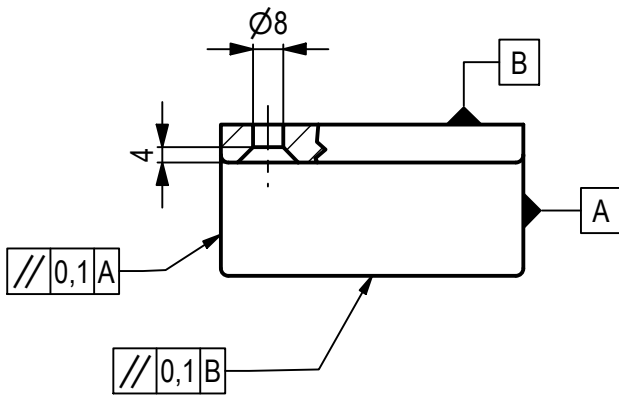
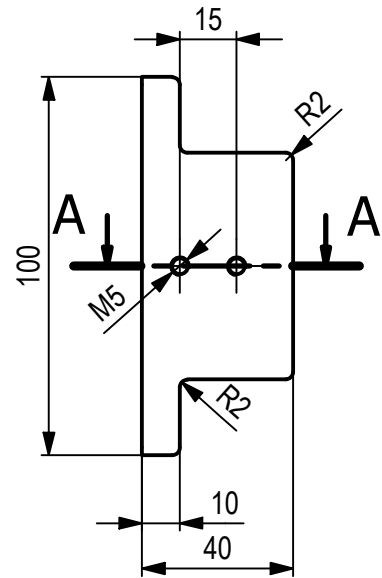
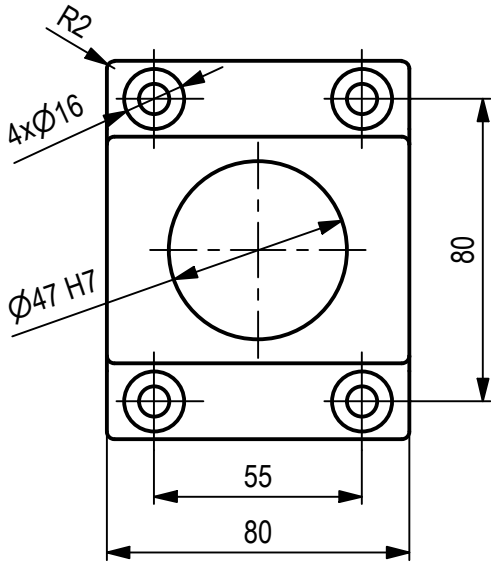
 Ra 6,3

A-A

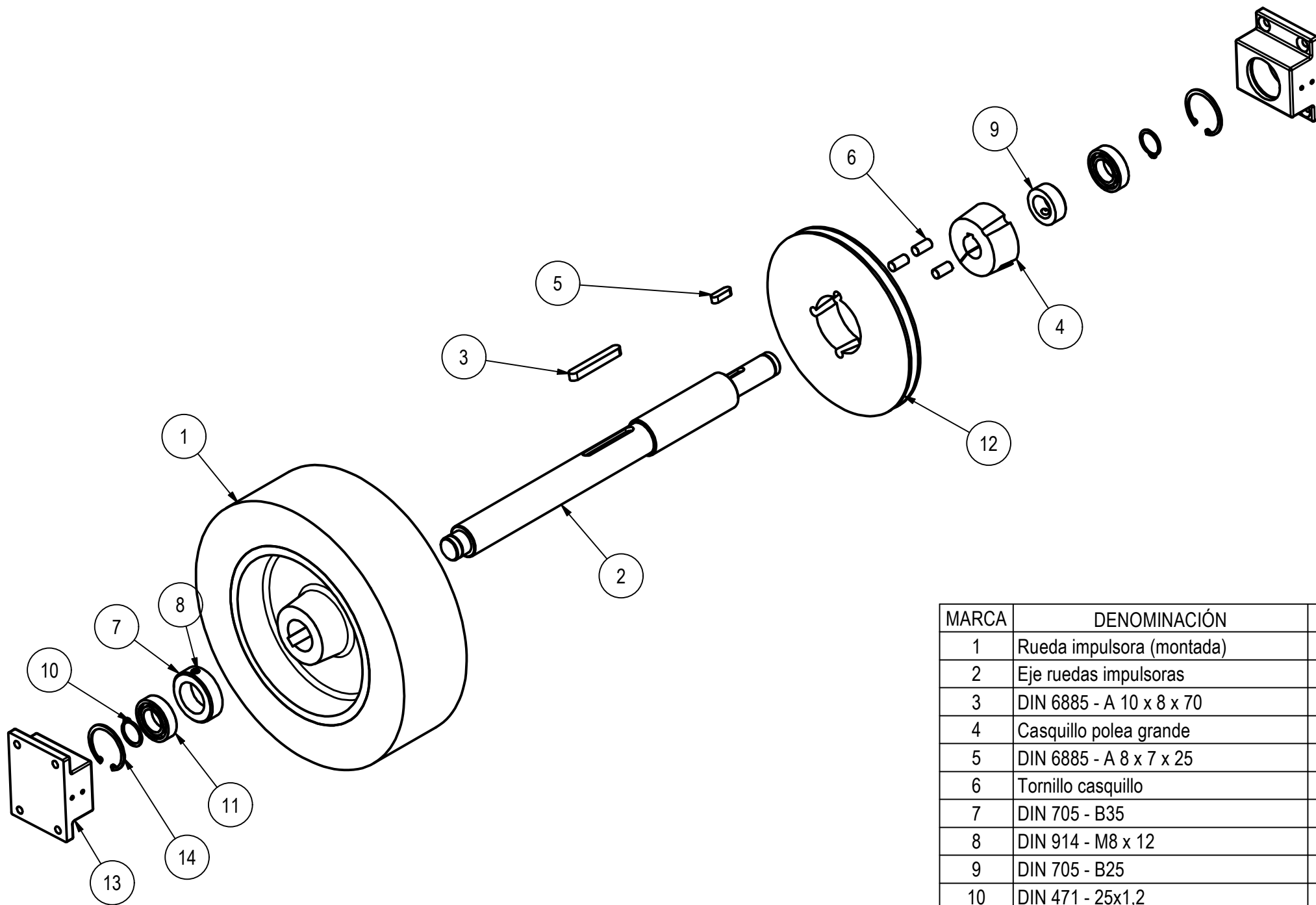


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN		
Diseñado	Juan Serrano	20.06.2022				
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022				
Aprobado						
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 5		
1:2	Componente: Eje de impulsión			Tol. gen.: ISO 2768-m		

√ Ra 12,5



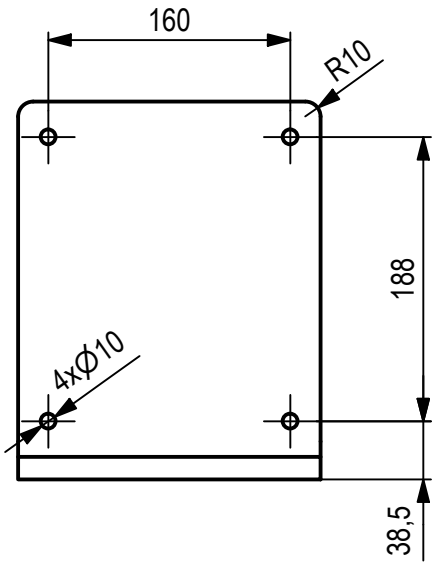
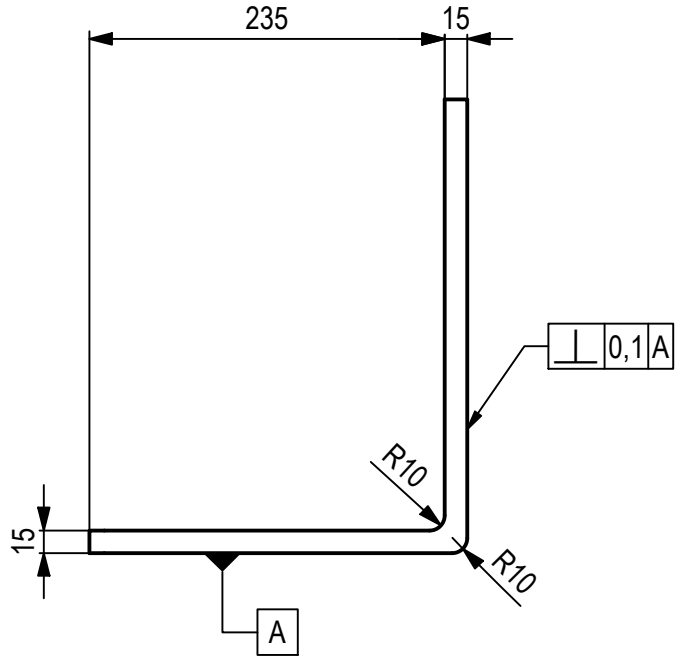
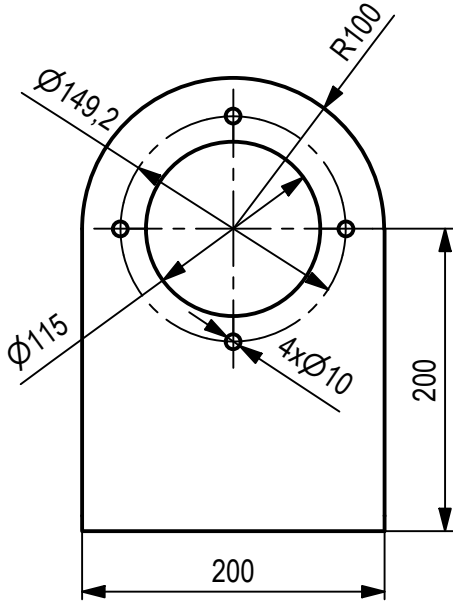
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO	
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN	
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022			
Aprobado					
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 6	
1:2	Componente: Cojinete móvil			Tol. gen.: ISO 2768-m	



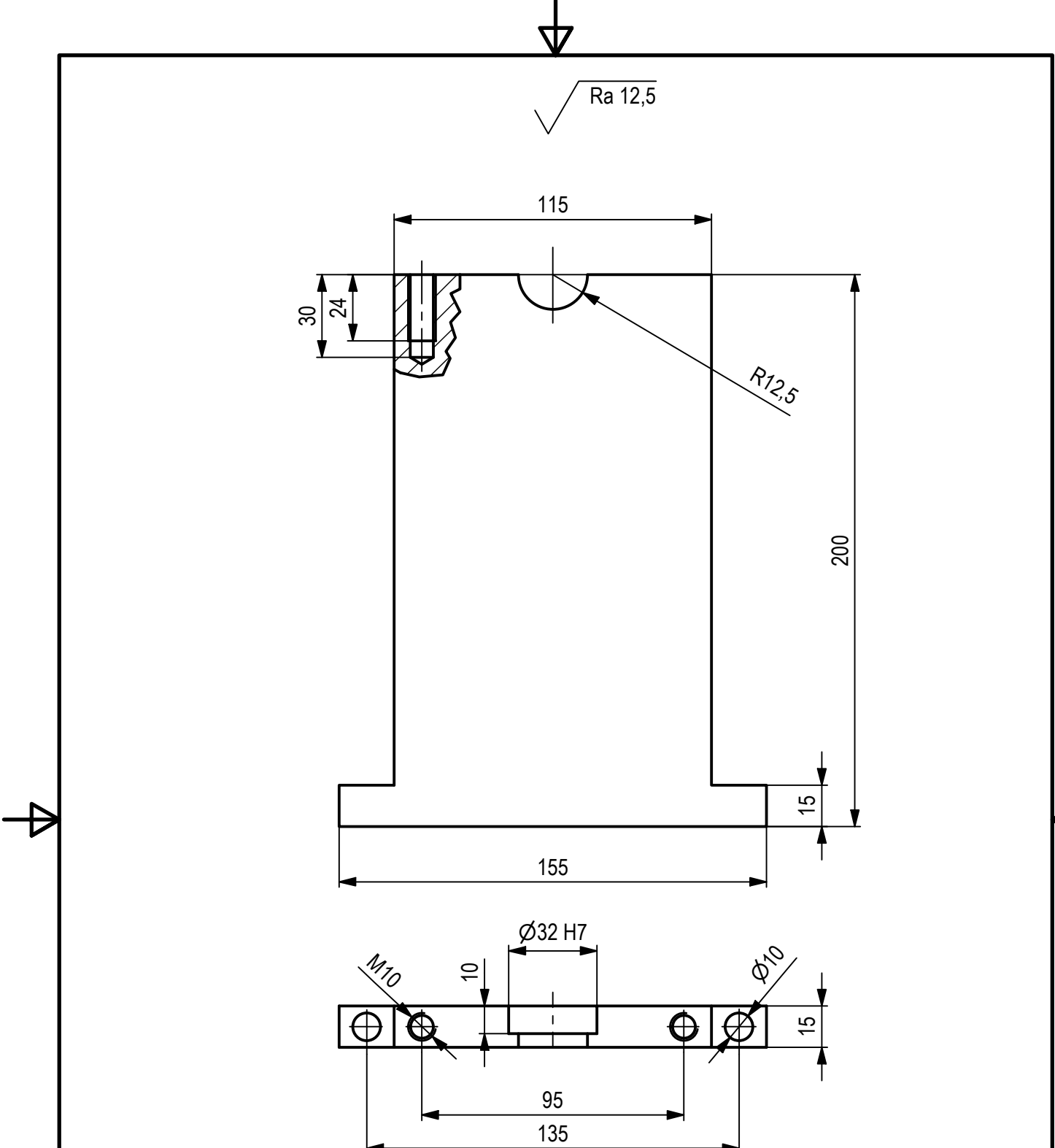
MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
1	Rueda impulsora (montada)	1			11,814 kg
2	Eje ruedas impulsoras	1		Acero	3,385 kg
3	DIN 6885 - A 10 x 8 x 70	1	DIN 6885-1	Acero, suave	0,043 kg
4	Casquillo polea grande	1		Acero	0,746 kg
5	DIN 6885 - A 8 x 7 x 25	1	DIN 6885-1	Acero, suave	0,010 kg
6	Tornillo casquillo	3		Hierro, gris	0,010 kg
7	DIN 705 - B35	1	DIN 705	Acero, suave	0,183 kg
8	DIN 914 - M8 x 12	2	DIN 914	Acero, suave	0,003 kg
9	DIN 705 - B25	1	DIN 705	Acero, suave	0,093 kg
10	DIN 471 - 25x1,2	2	DIN 471	Acero, suave	0,002 kg
11	DIN 625 SKF - SKF 6005	2	DIN 625 SKF	Acero, suave	0,077 kg
12	Polea grande	1		Hierro, gris	3,728 kg
13	Cojinete móvil	2		Acero	1,294 kg
14	DIN 472 - 48 x 1,75	2	DIN 472	Acero, suave	0,007 kg

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 7
1:5	Componente: Despiece eje de impulsión			Tol. generales:

Ra 12,5

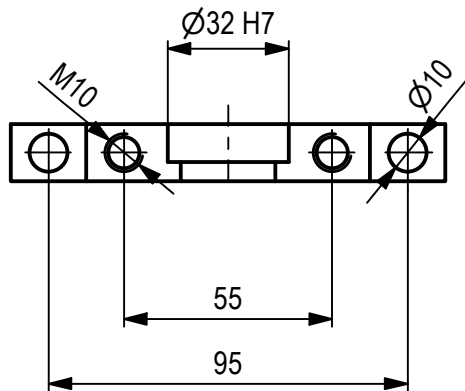
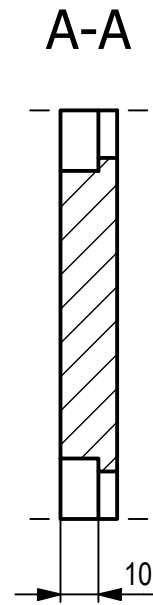
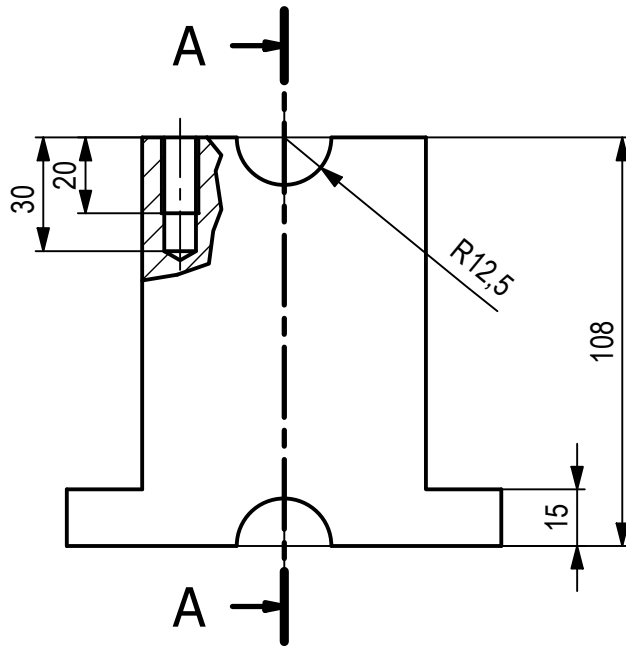


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	10.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala 1:5	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas Componente: Soporte del motor			Plano núm.: 8 Tol. gen.: ISO 2768-m



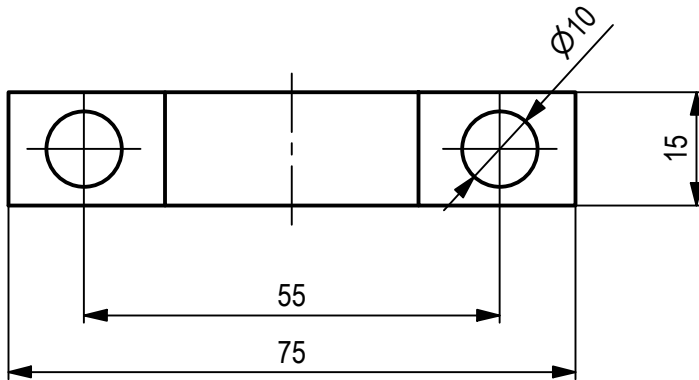
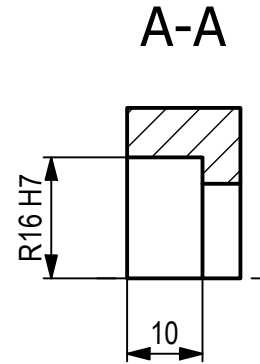
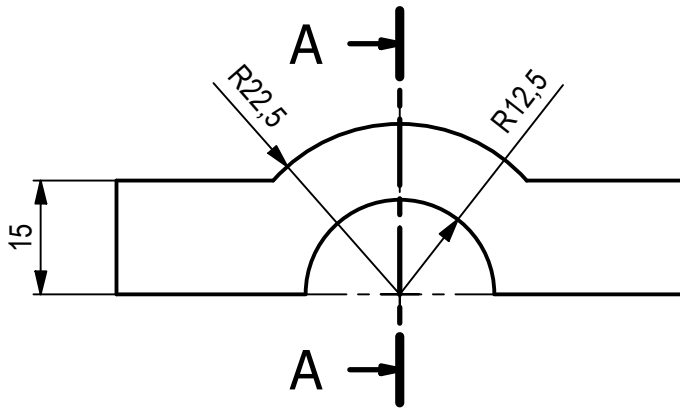
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 9
1:2	Componente: Cojinete fijo (Pieza 1)			Tol. gen.: ISO 2768-m

Ra 12,5

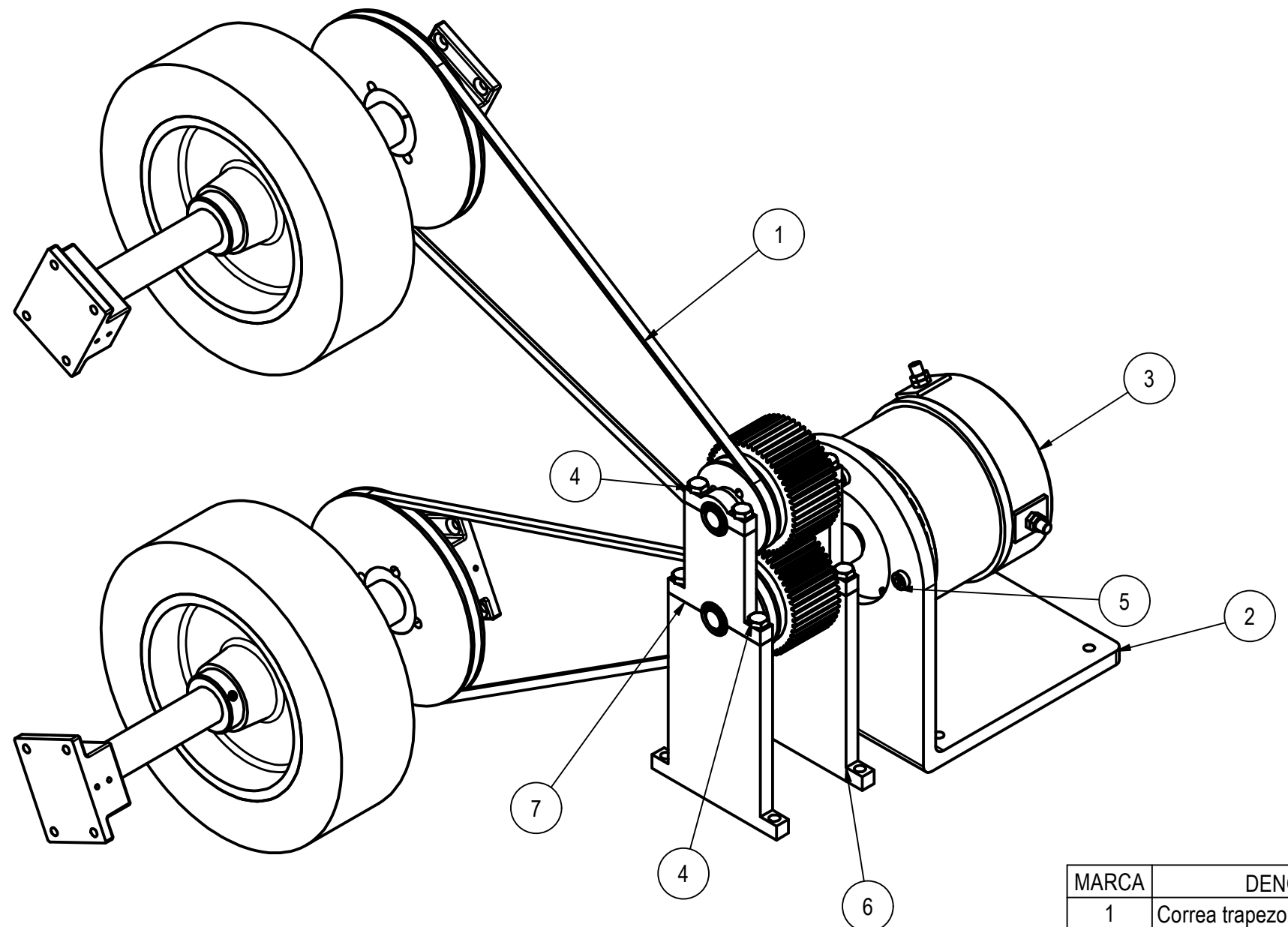


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO	
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN	
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022			
Aprobado					
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 10	
1:2	Componente: Cojinete fijo (Pieza 2)			Tol. gen.: ISO 2768-m	

Ra 12,5

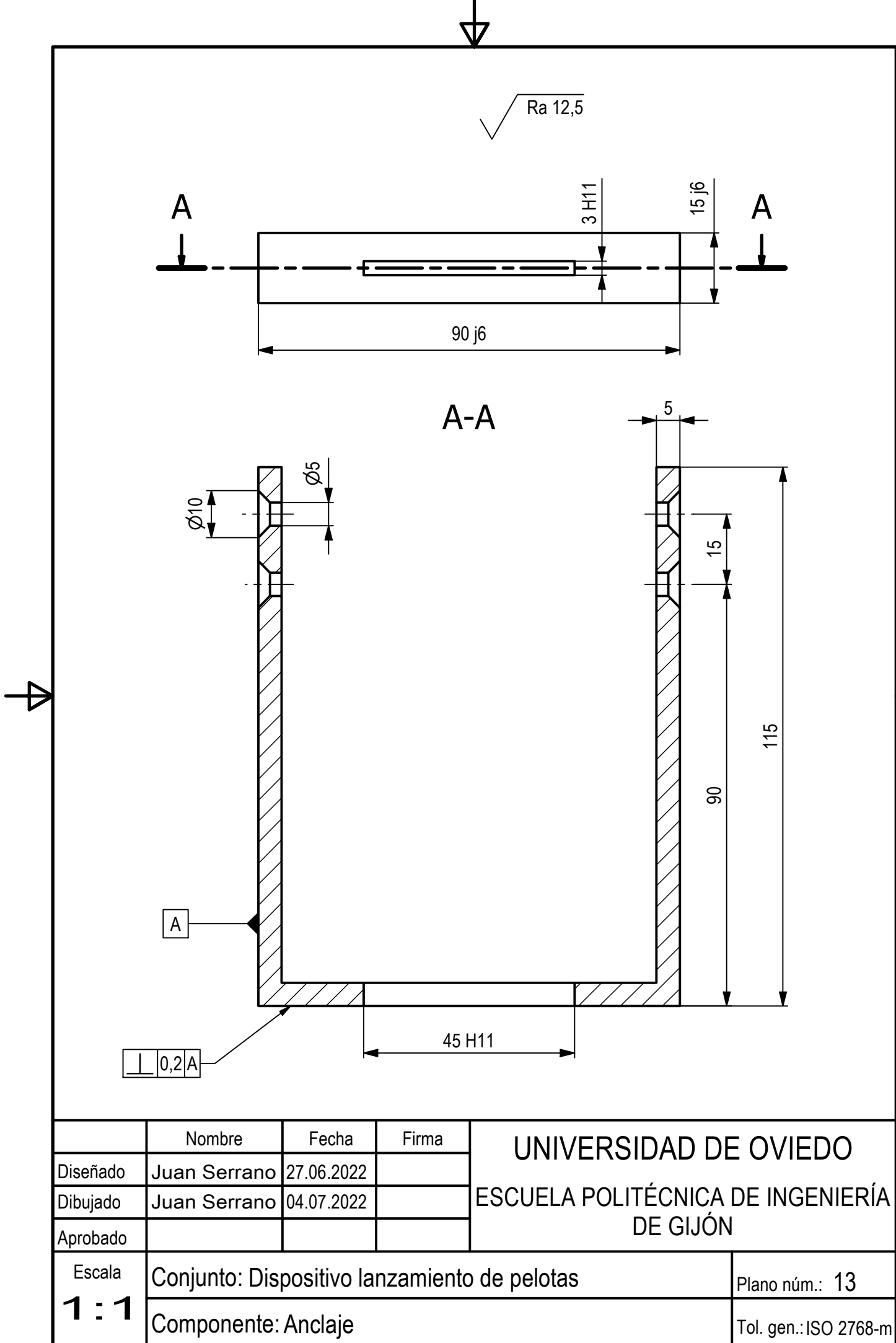


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO	
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN	
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022			
Aprobado					
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 11	
1 : 1	Componente: Cojinete fijo (Pieza 3)			Tol. gen.: ISO 2768-m	



MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
1	Correa trapezoidal	2		Caucho	0,073 kg
2	Soporte motor	1		Acero	10,998 kg
3	Motor CC	1			14,150 kg
4	ISO 4014 - M10 x 45	8	DIN EN 24014	Acero inoxidable, 440C	0,038 kg
5	DIN 6912 - M10 x 30	4	DIN 6912	Acero, suave	0,026 kg
6	Cojinete fijo (Parte 1)	2		Acero	2,651 kg
7	Cojinete fijo (Pieza2)	2		Acero	0,883 kg
8	Cojinete fijo (Pieza 3)	2		Acero	0,092 kg

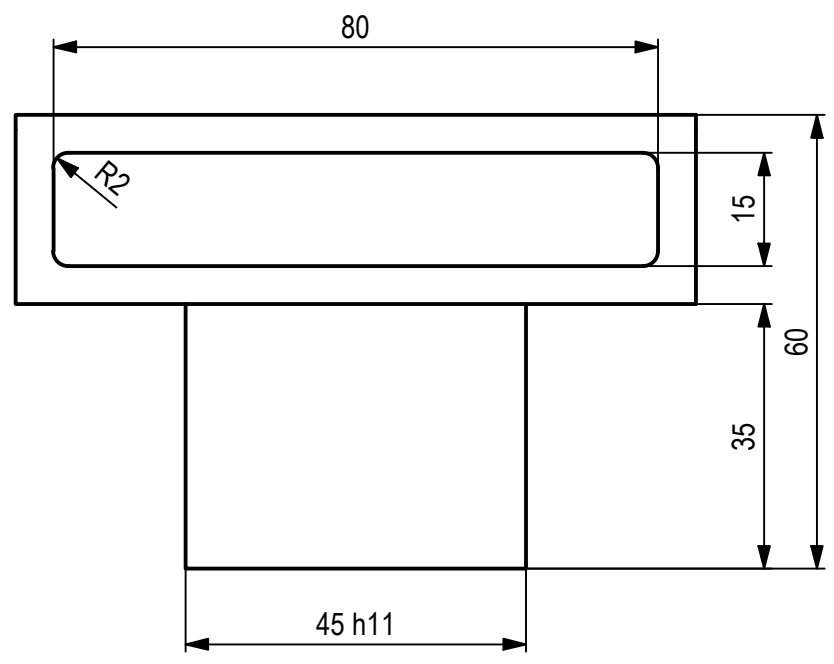
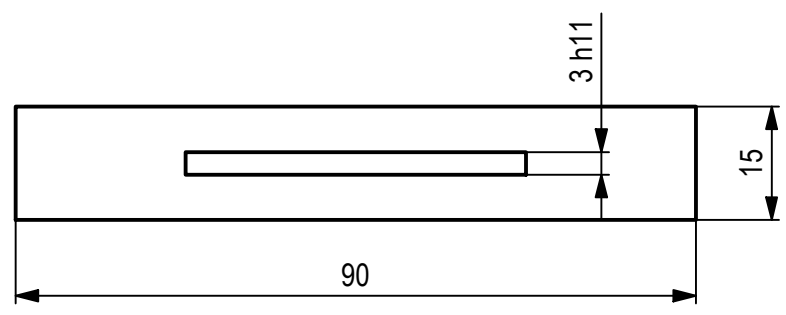
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	25.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	1:5			Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas Componente: Ensamblaje transmisión velocidad
				Plano núm.: 12 Tol. generales:



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala 1 : 1	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas Componente: Anclaje			Plano núm.: 13 Tol. gen.: ISO 2768-m

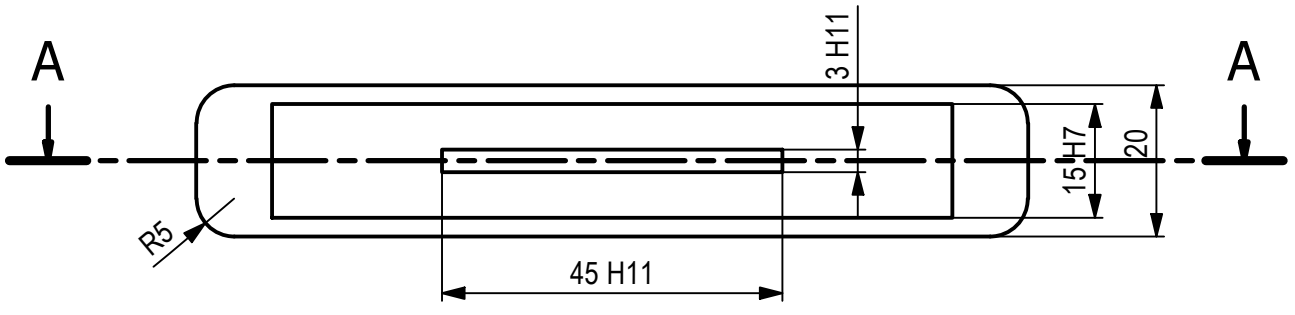


Ra 6,3

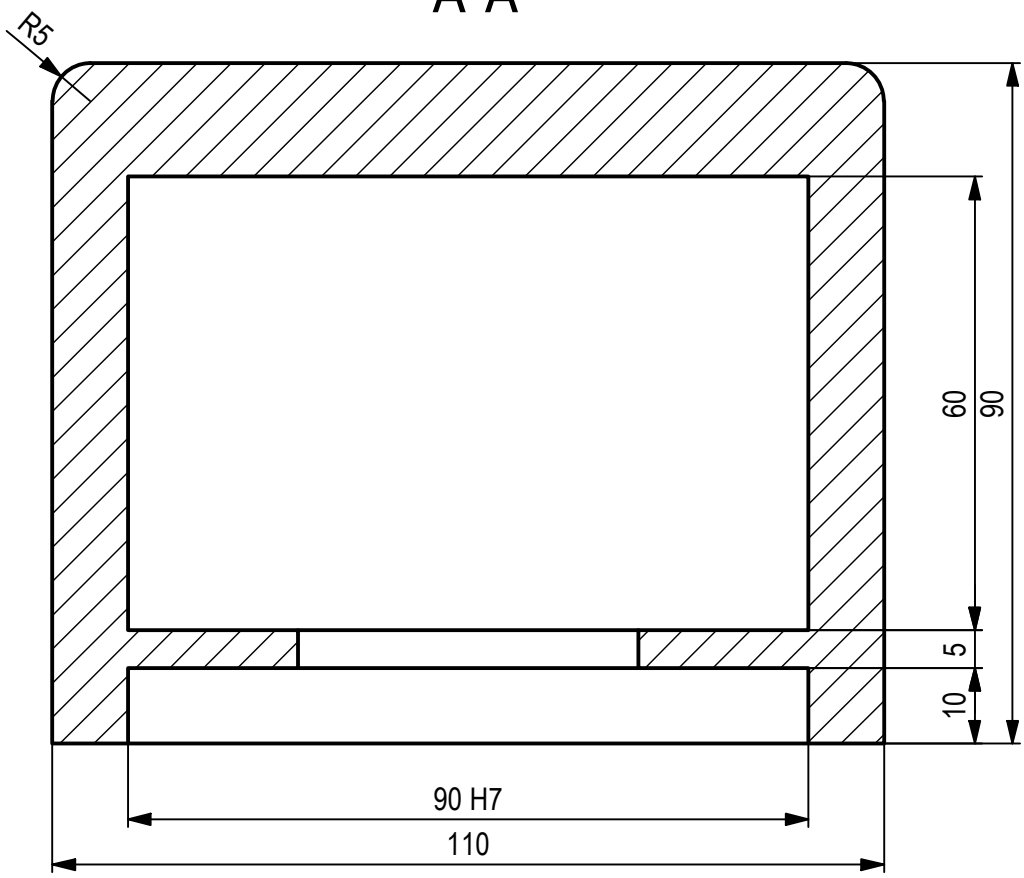


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala 1 : 1	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 14
	Componente: Pestaña móvil			Tol. generales: ISO 2768-m

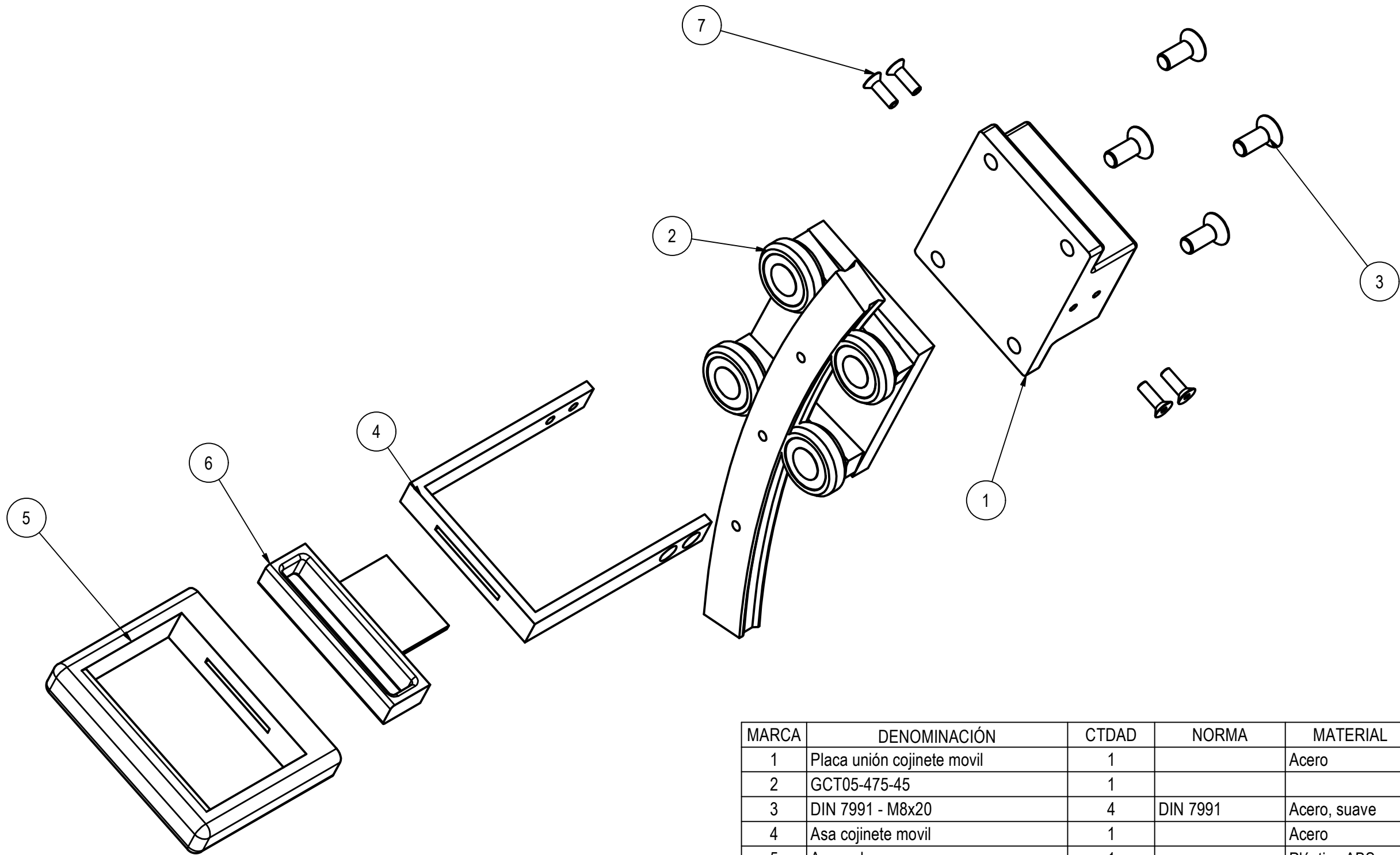




A-A

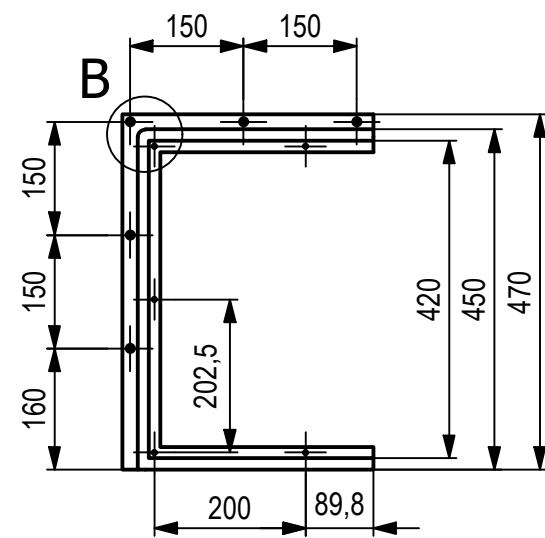
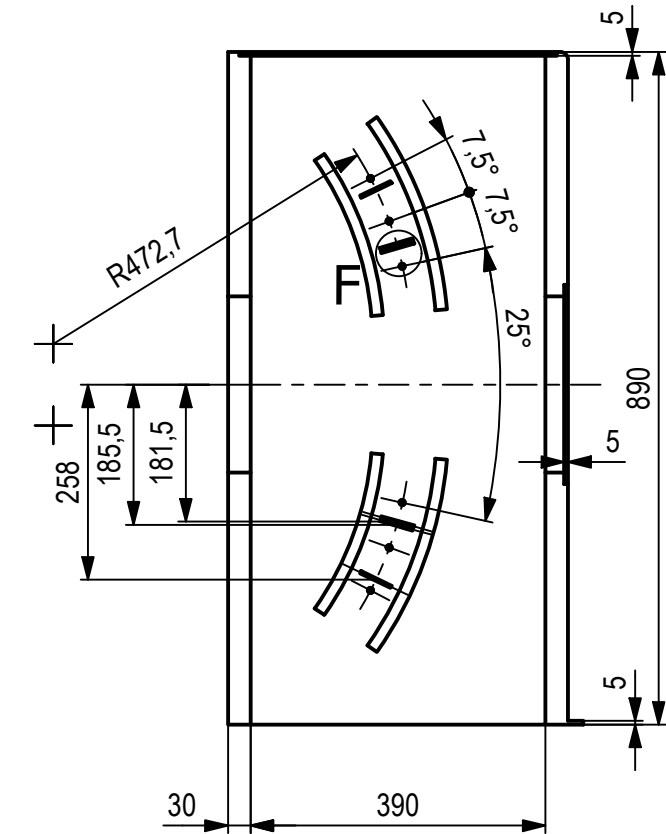
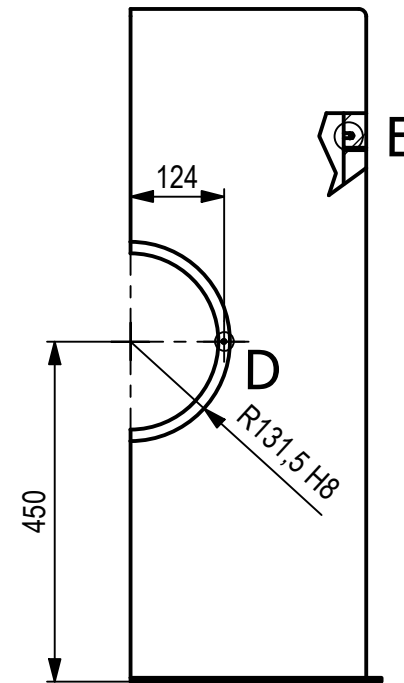
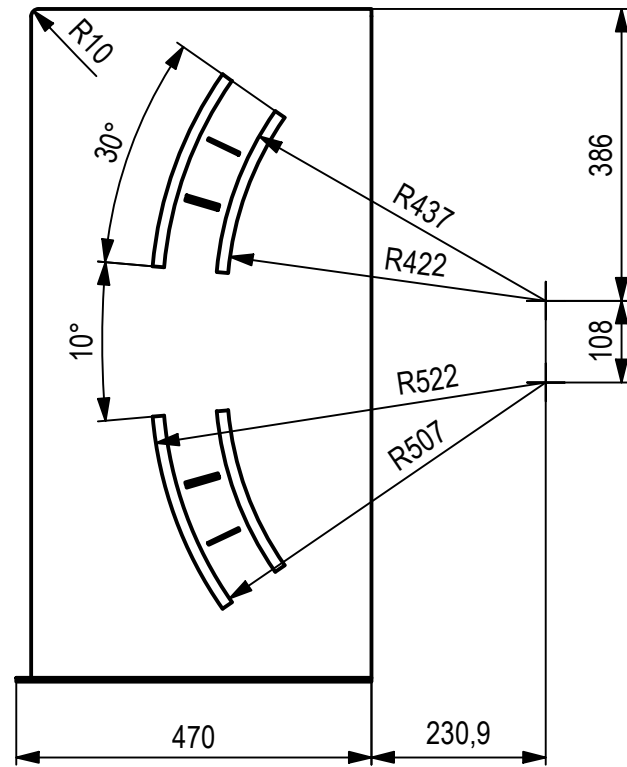
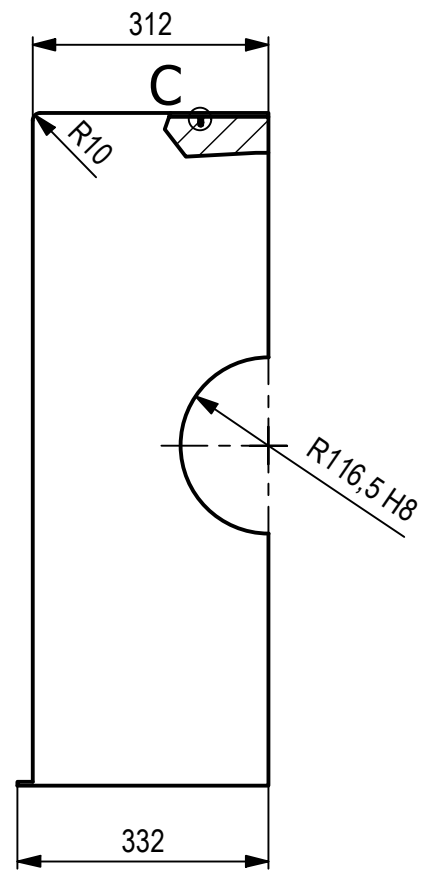


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	04.07.2022		
Aprobado				
Escala 1 : 1	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas Componente: Agarradera			Plano núm.: 15 Tol. gen.: ISO 2768-m



MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
1	Placa unión cojinete movil	1		Acero	1,294 kg
2	GCT05-475-45	1			1,720 kg
3	DIN 7991 - M8x20	4	DIN 7991	Acero, suave	0,010 kg
4	Asa cojinete movil	1		Acero	0,169 kg
5	Agarradera	1		Plástico ABS	0,076 kg
6	Pestaña fijación altura	1		Acero	0,155 kg
7	DIN 7991 - M5x16	4	DIN 7991	Acero, suave	0,003 kg

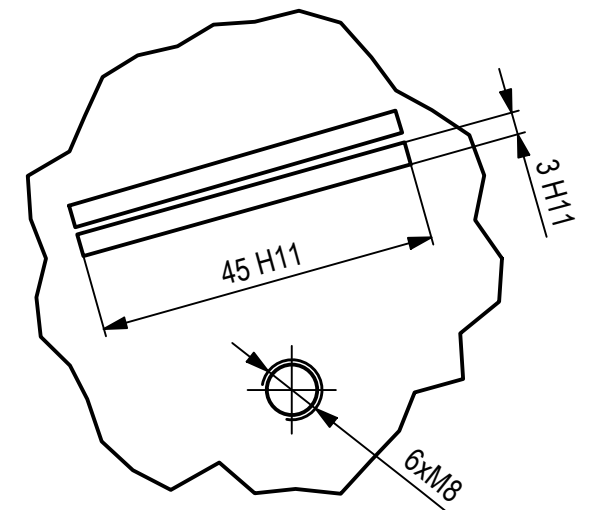
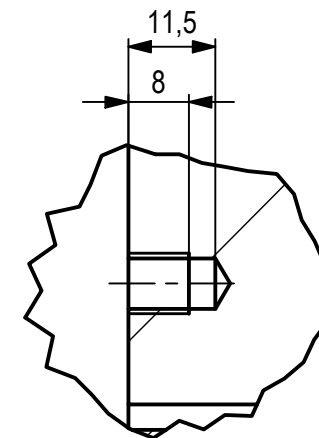
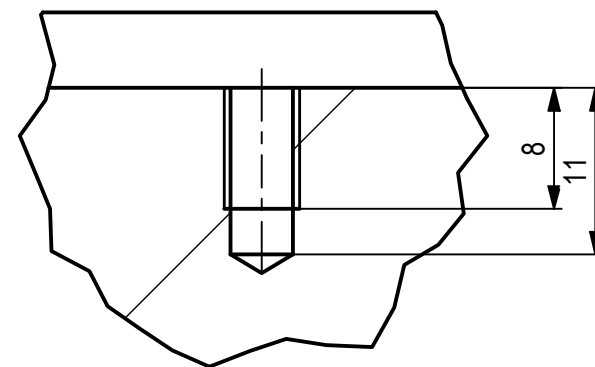
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	05.07.2022		
Dibujado	Juan Serrano	27.06.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas 1:2			Plano núm.: 16
	Componente: Mecanismo cambio de altura ejes impulsores			Tol. generales:



C (2 : 1)

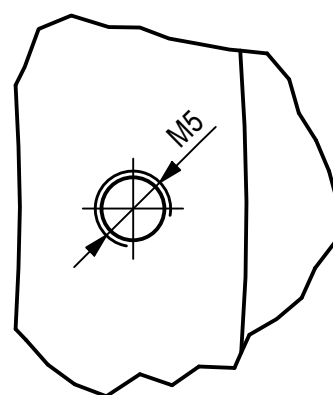
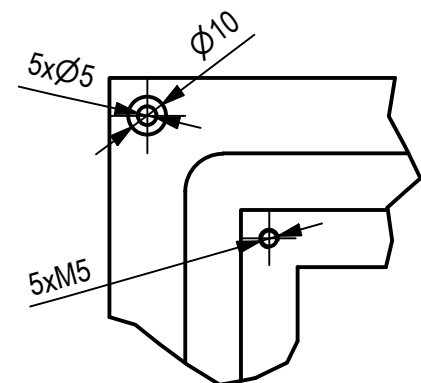
E (1 : 1)

F (1 : 1)

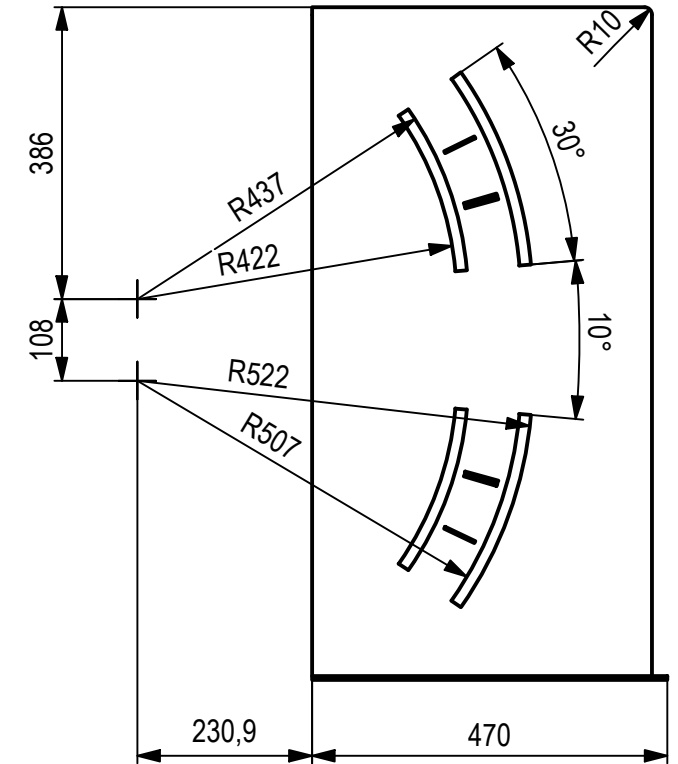
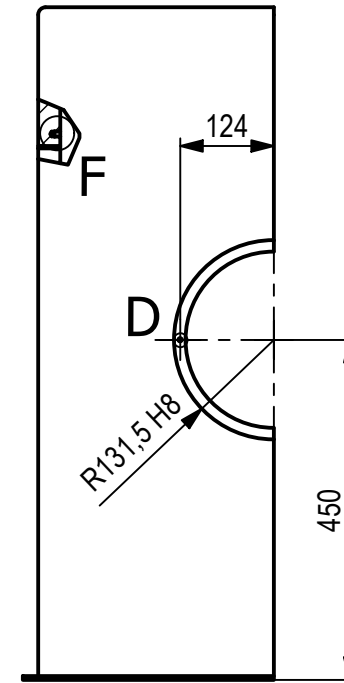
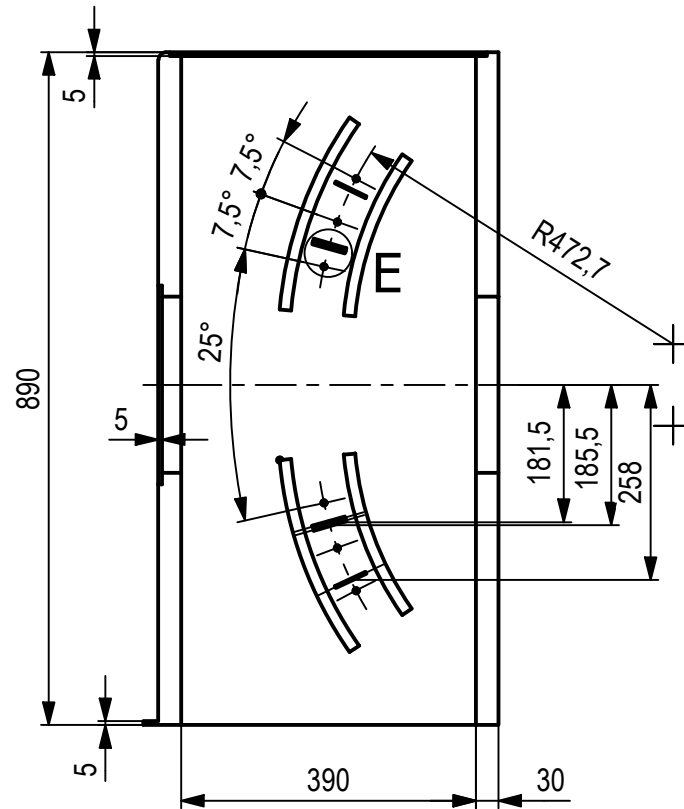
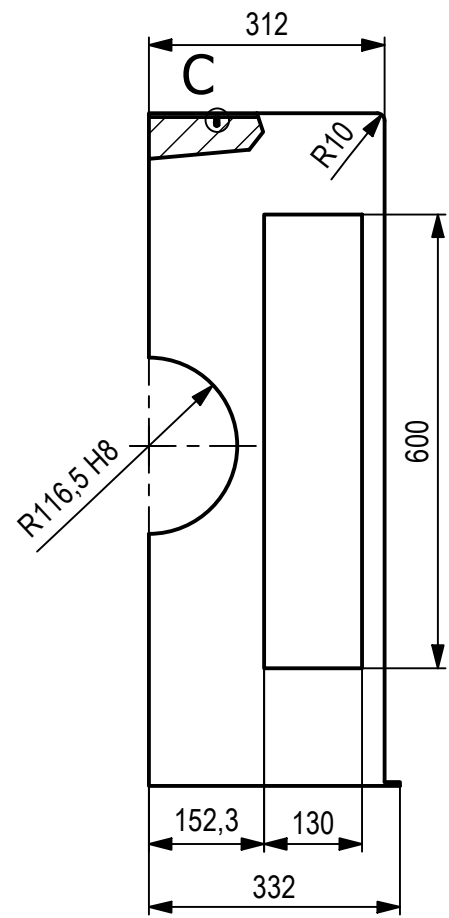


B (1 : 2)

D (2 : 1)



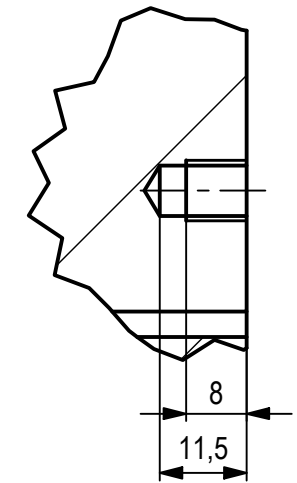
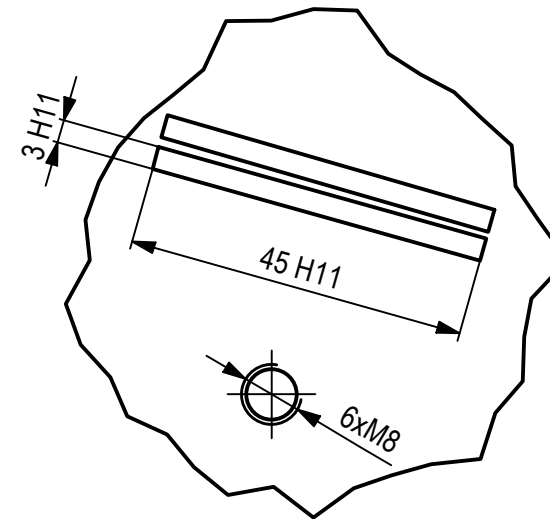
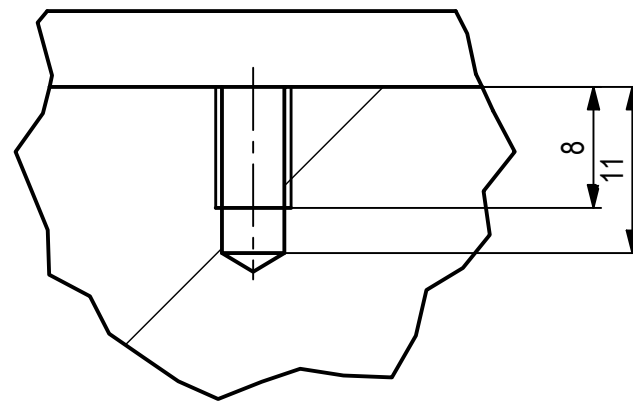
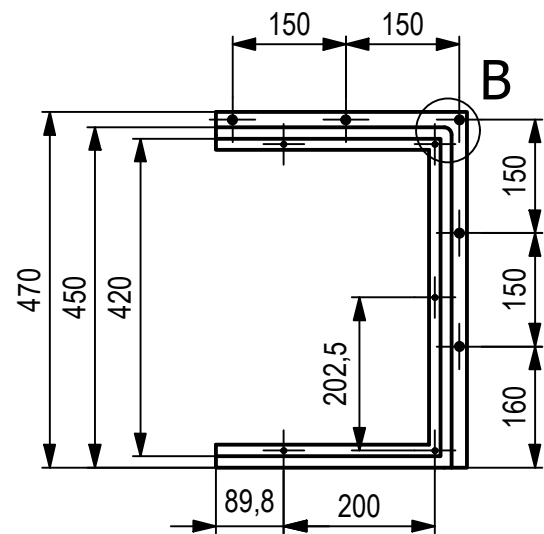
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 17
1:10	Componente: Carcasa izquierda			Tol. gen.: ISO 2768-f



C (2 : 1)

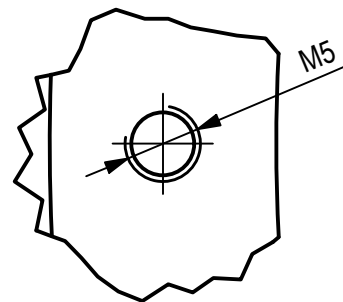
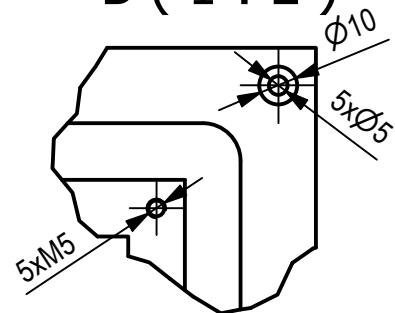
E (1 : 1)

F (1 : 1)



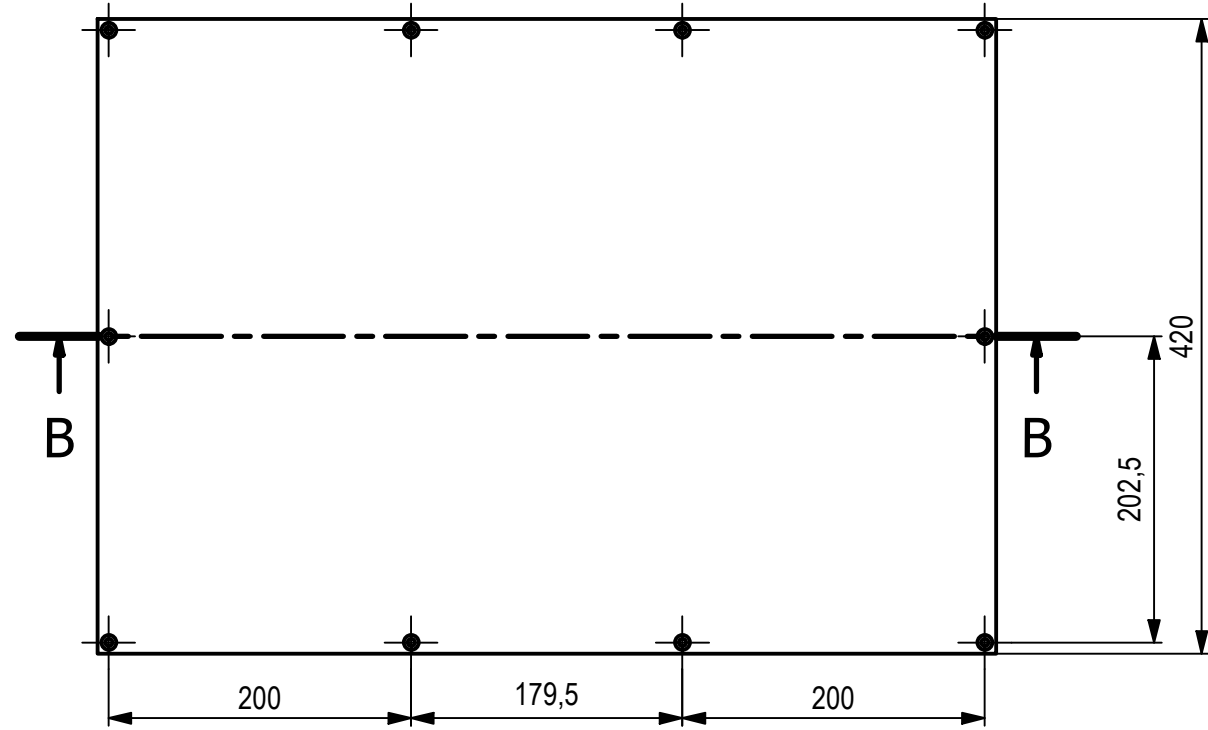
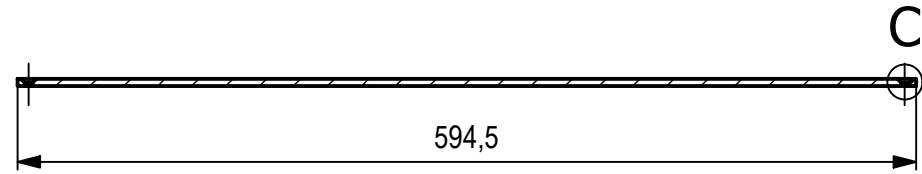
B (1 : 2)

D (2 : 1)

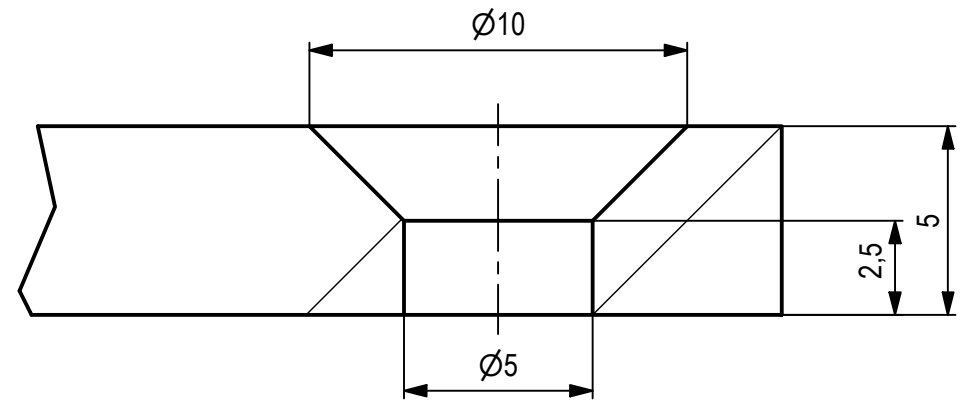


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 18
	1:10 Componente: Carcasa derecha			Tol. gen.: ISO 2768-f

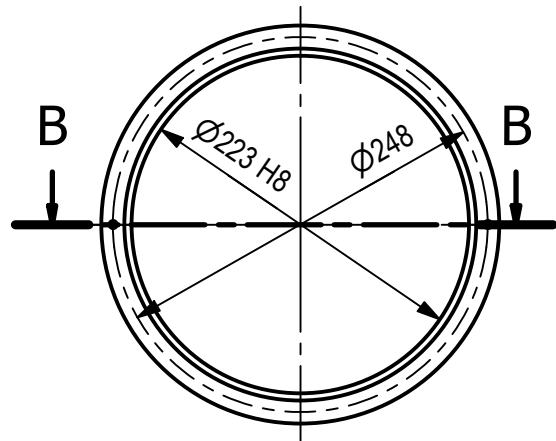
B-B (1 : 5)



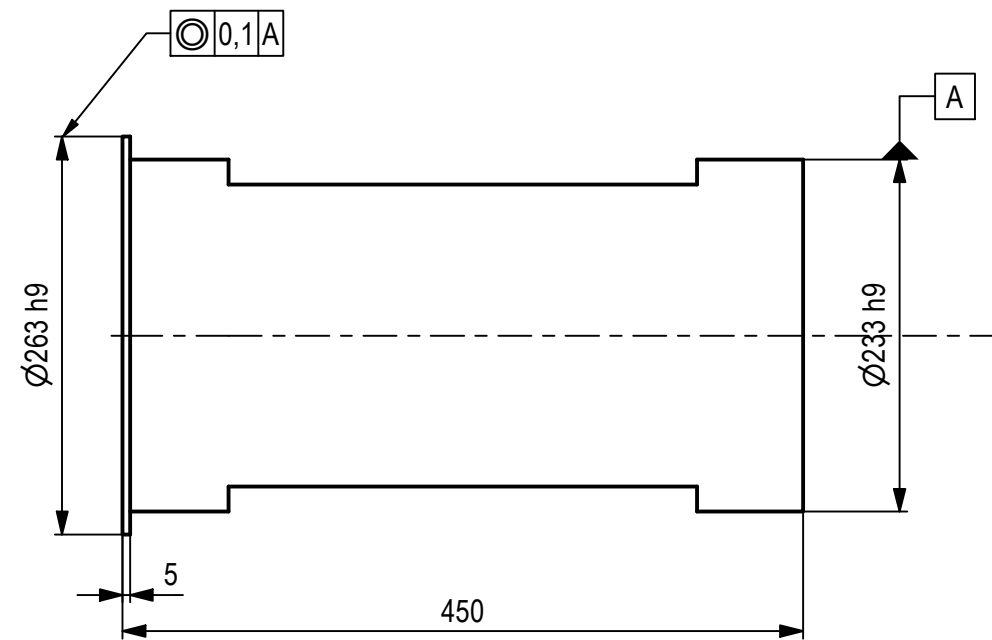
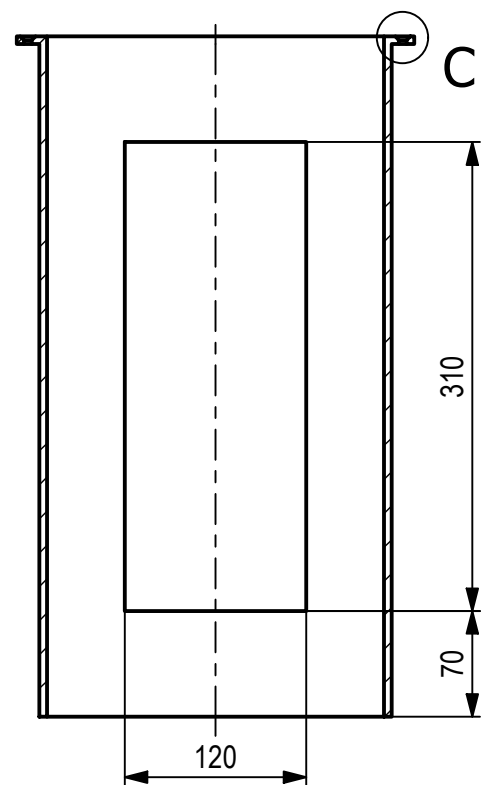
C (5 : 1)



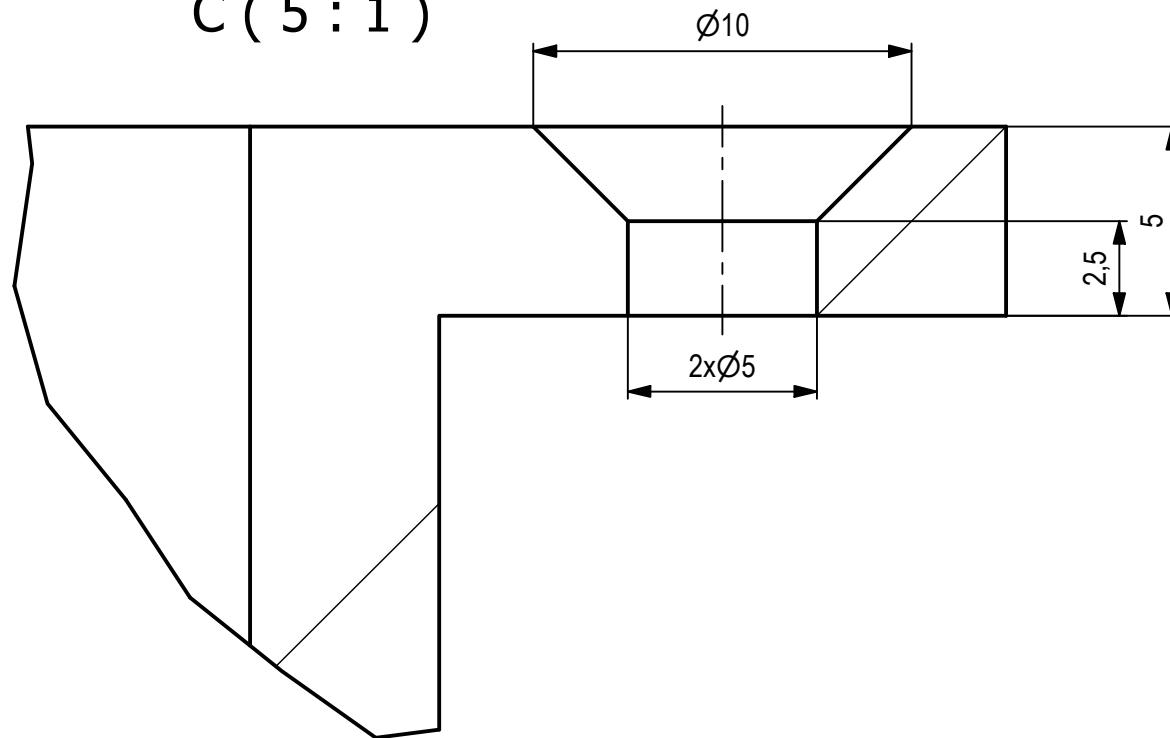
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 19
1 : 5	Componente: Tapa carcasa			Tol. gen.: ISO 2768-m



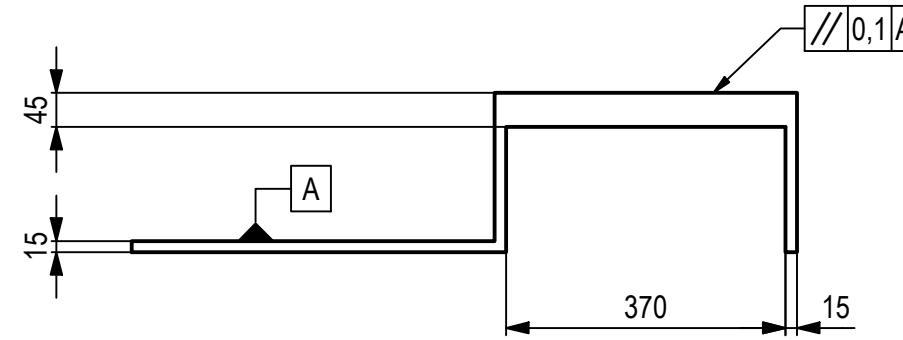
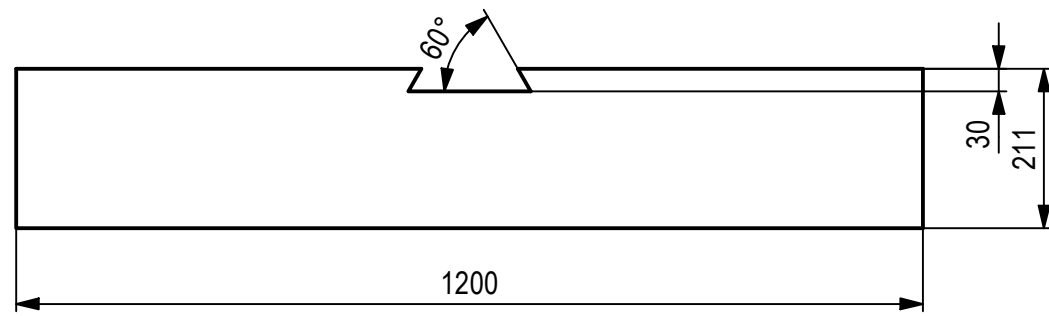
B-B (1 : 5)



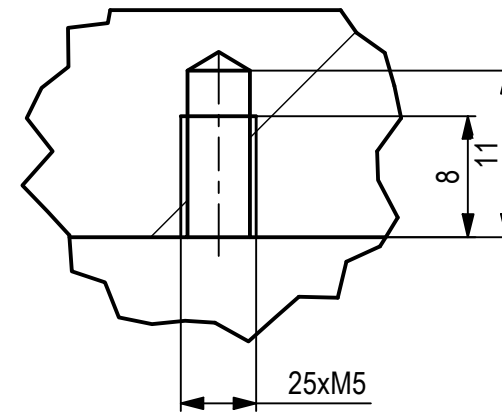
C (5 : 1)



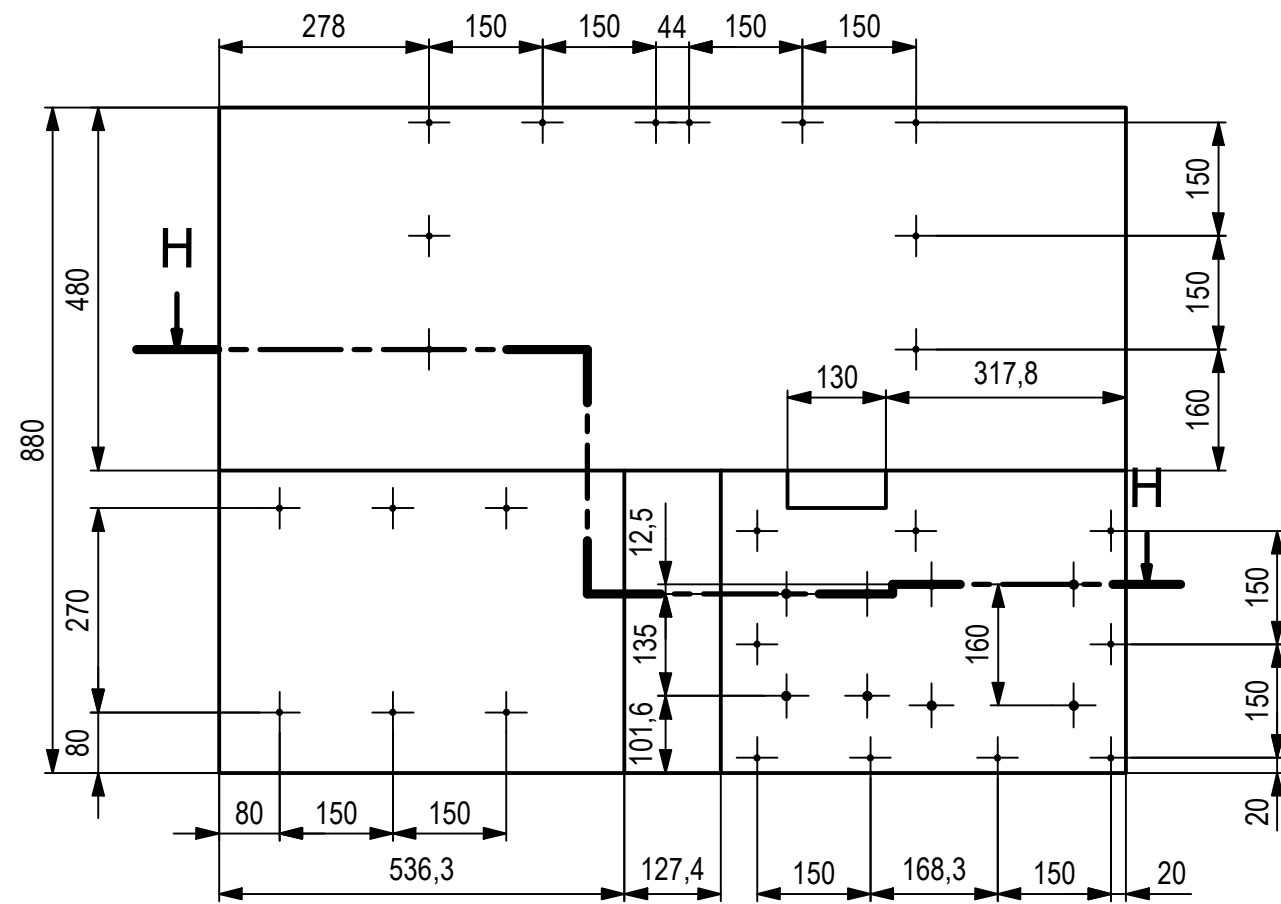
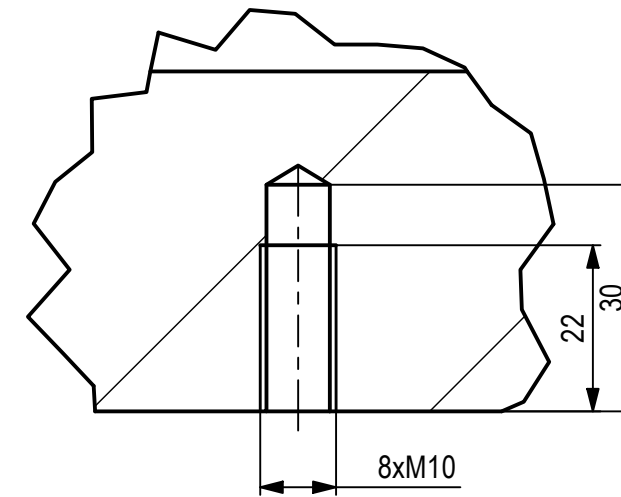
	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 20
1 : 5	Componente: Canal de lanzamiento			Tol. gen.: ISO 2768-m



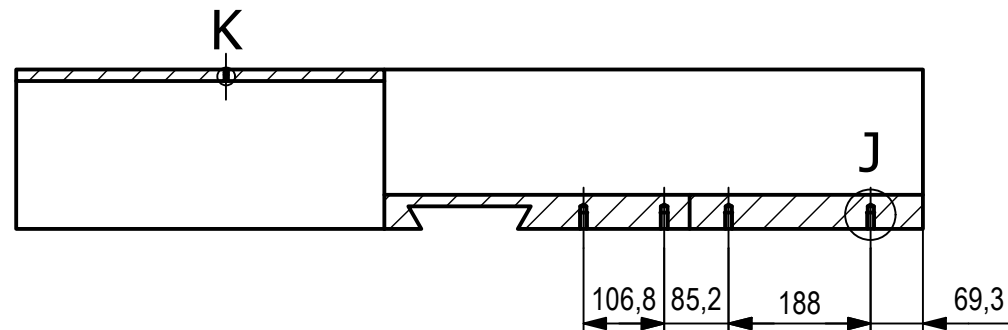
K (2 : 1)



J (1 : 1)



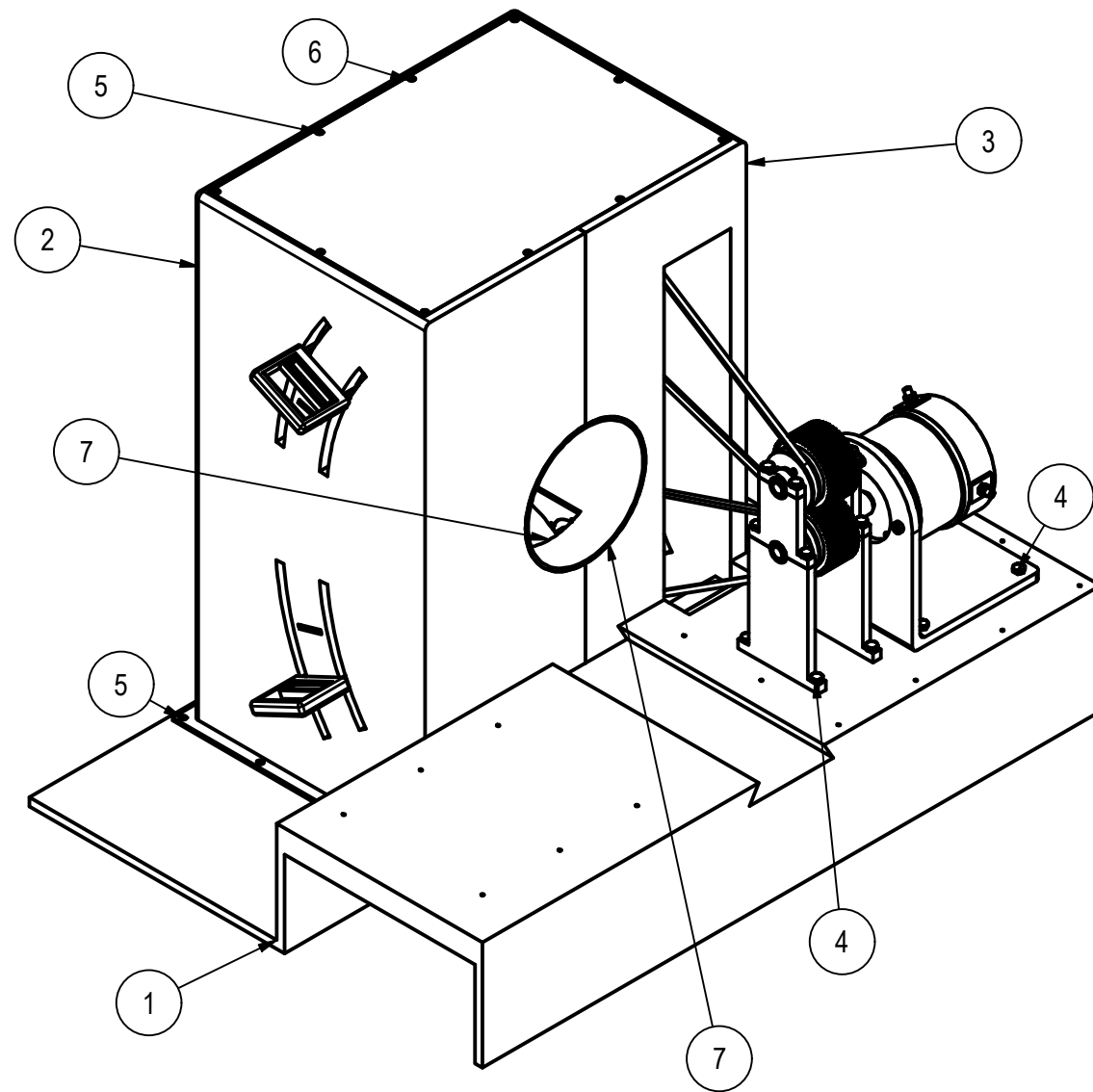
H-H



K

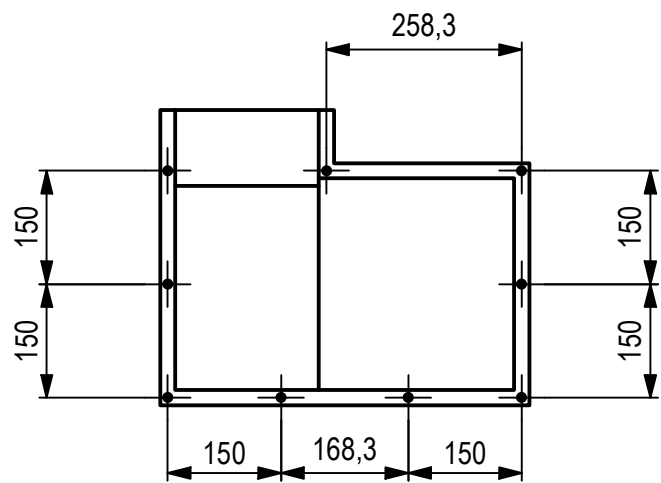
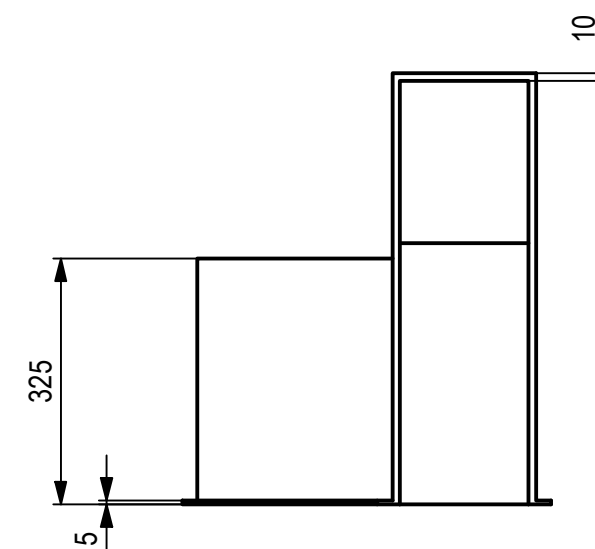
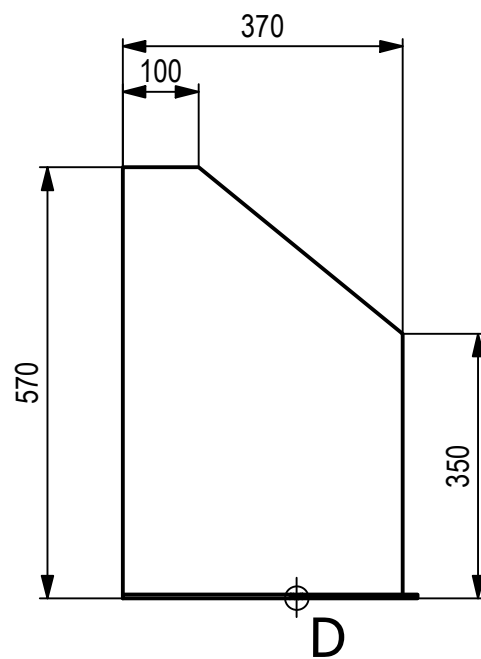
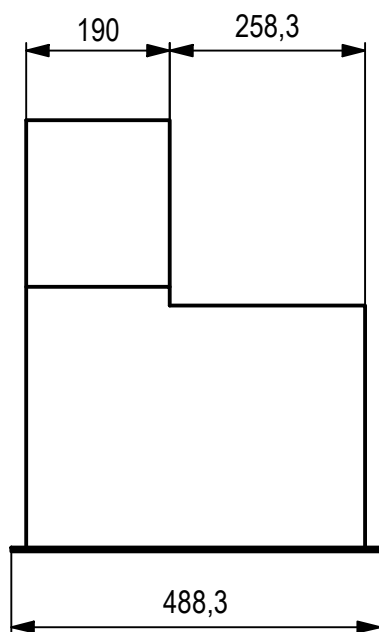
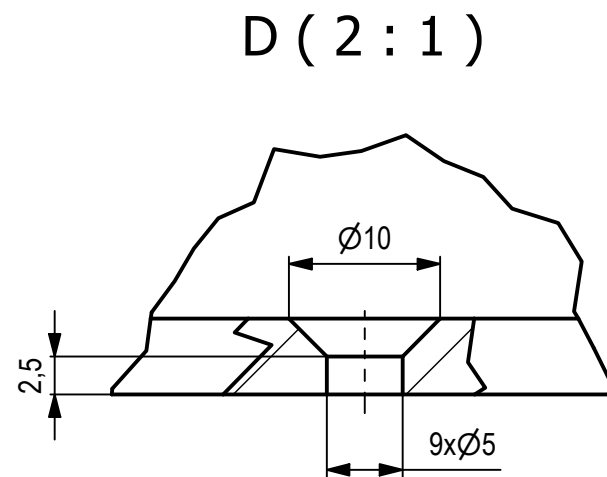
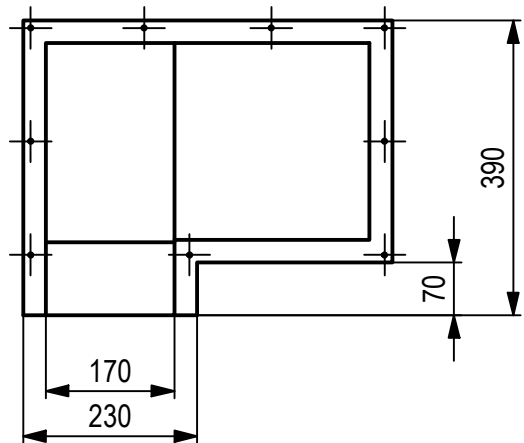
J

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 21
1:10	Componente: Base			Tol. gen.: ISO 2768-f



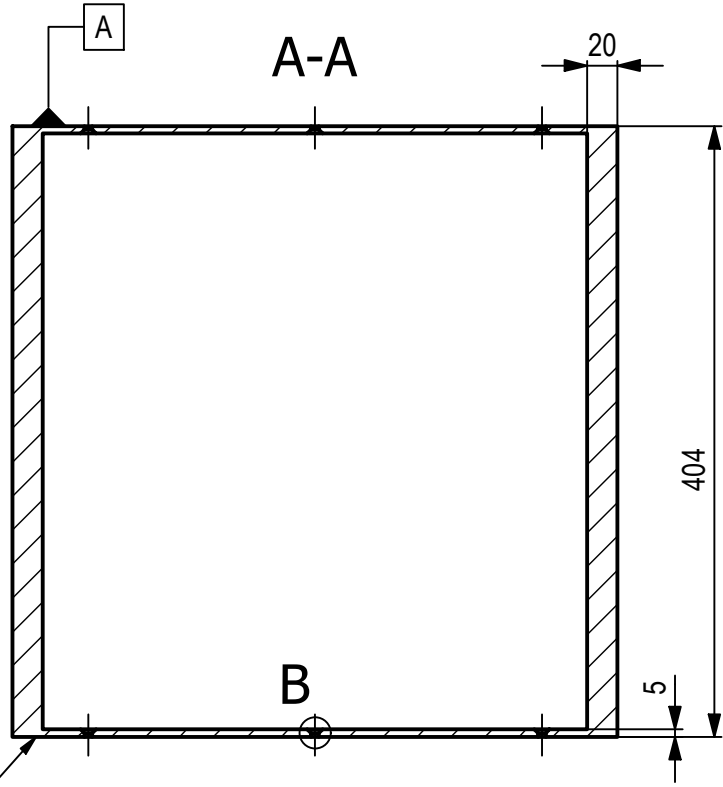
MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
1	Base	1		Plástico ABS	36,255 kg
2	Carcasa izquierda	1		Plástico ABS	26,689 kg
3	Carcasa derecha	1		Plástico ABS	24,208 kg
4	ISO 4014 - M10 x 45	16	DIN EN 24014	Acero inoxidable, 440C	0,038 kg
5	ISO 10642 - M5 x 16	43	DIN EN ISO 10642	Acero	0,003 kg
6	Tapa carcasa	1		Plástico ABS	1,322 kg
7	Salvapelotas	1		Plástico ABS	1,355 kg

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN	
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022			
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022			
Aprobado					
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 22	
1:10	Componente: Ensamblaje carcasa y base			Tol. generales:	

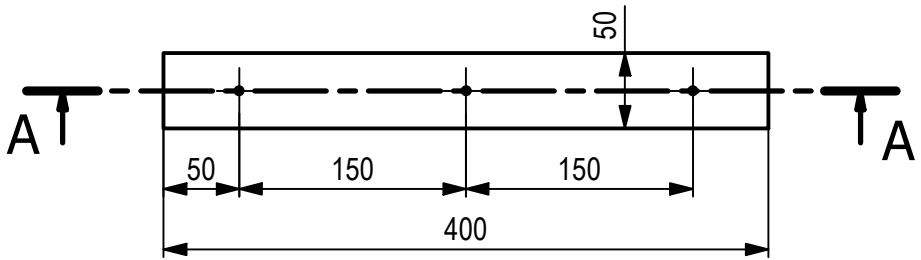


	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 23
1:10	Componente: Tapa motor- transmisión			Tol. gen.: ISO 2768-m

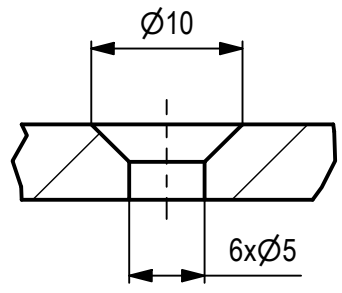
Ra 12,5



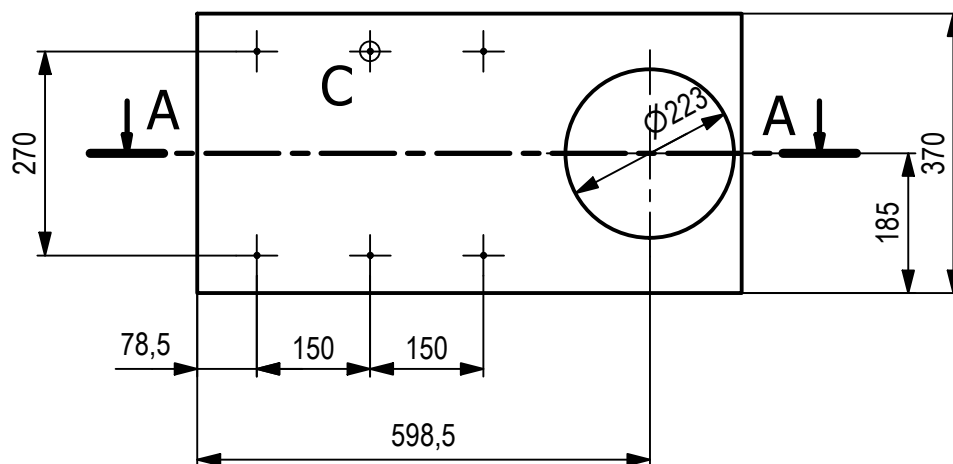
0,1A



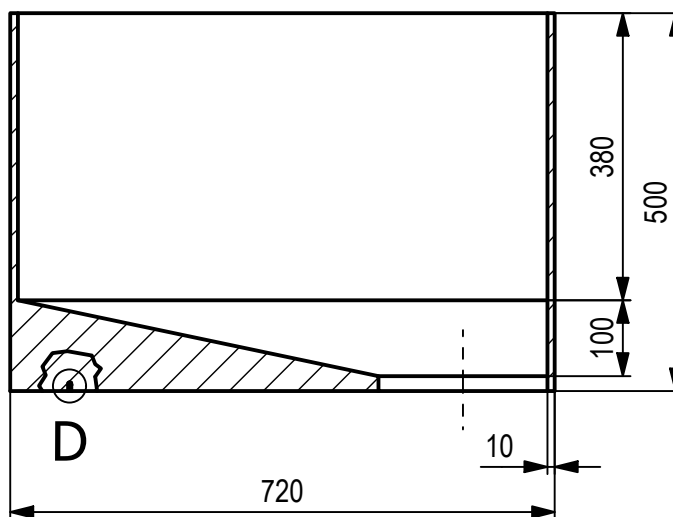
B (2 : 1)



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO	
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN	
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022			
Aprobado					
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 24	
1:5	Componente: Soporte depósito de pelotas			Tol. gen.: ISO 2768-m	



A-A



D

720

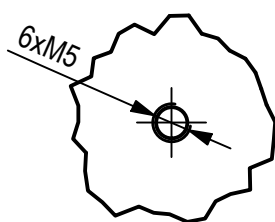
10

380

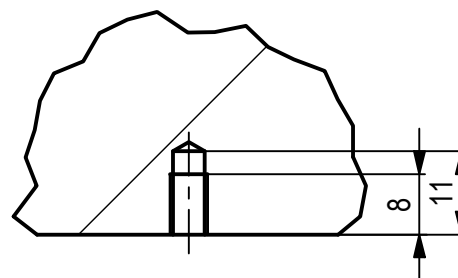
500

100

C (1 : 1)



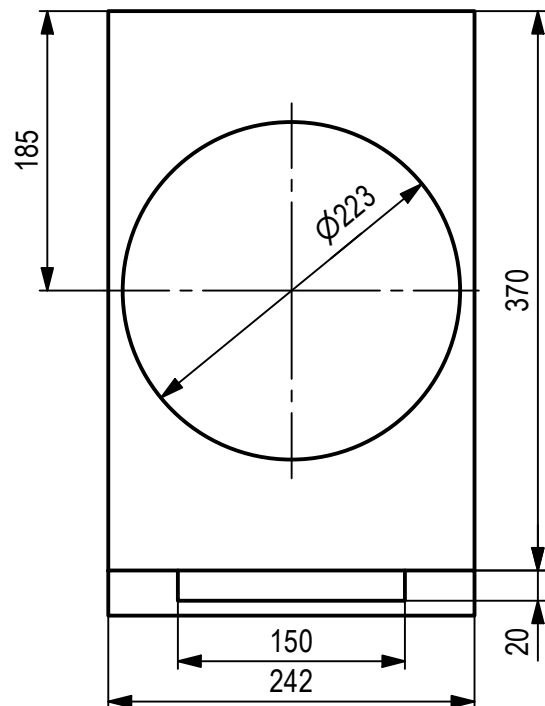
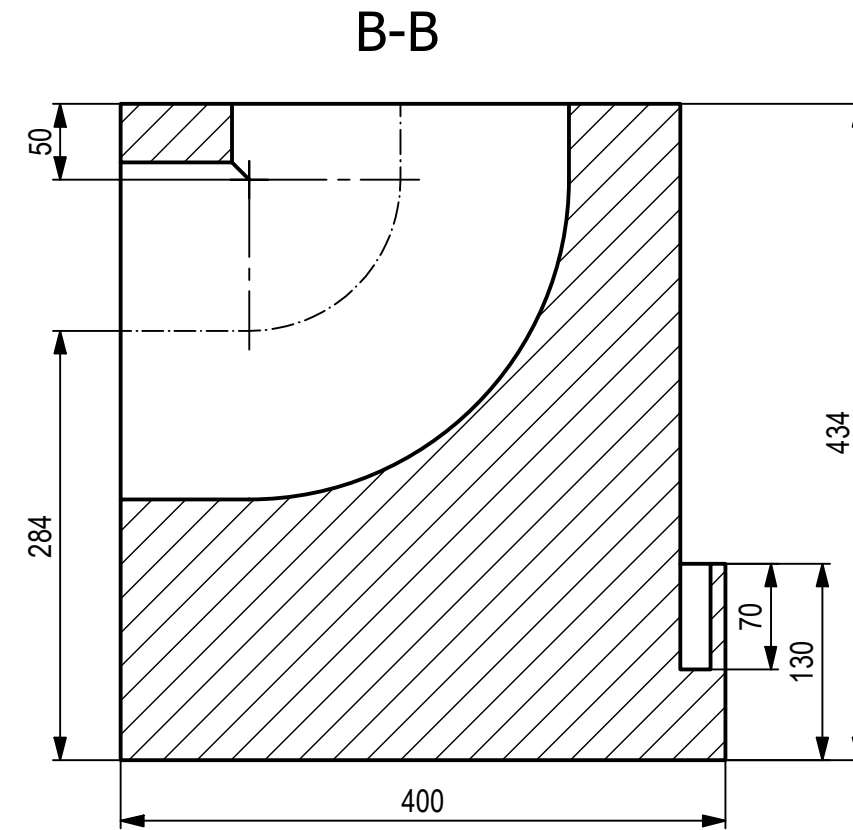
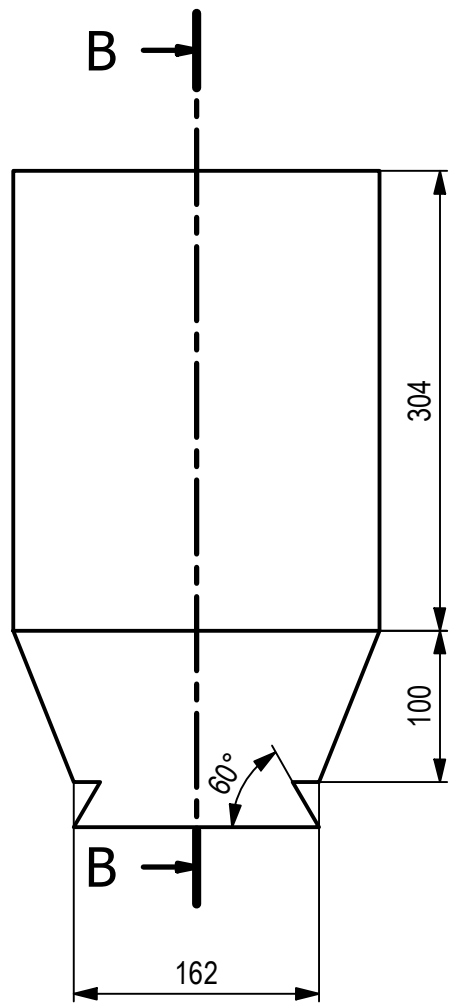
D (1 : 1)



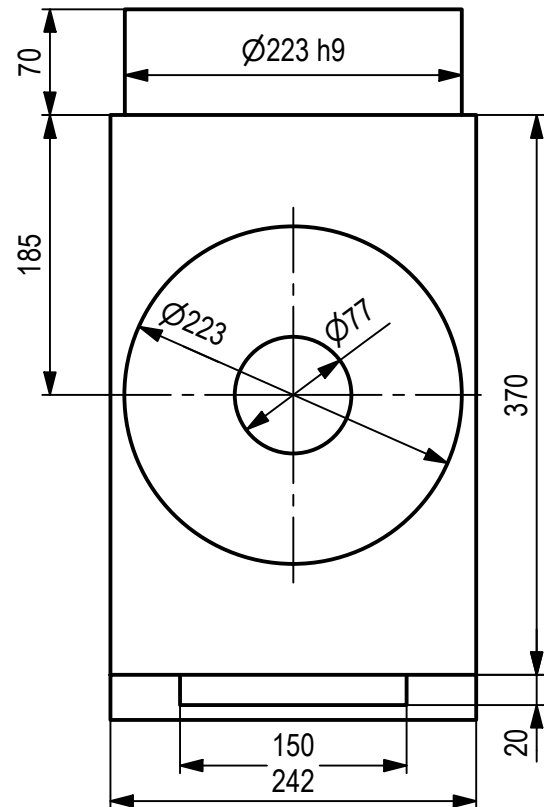
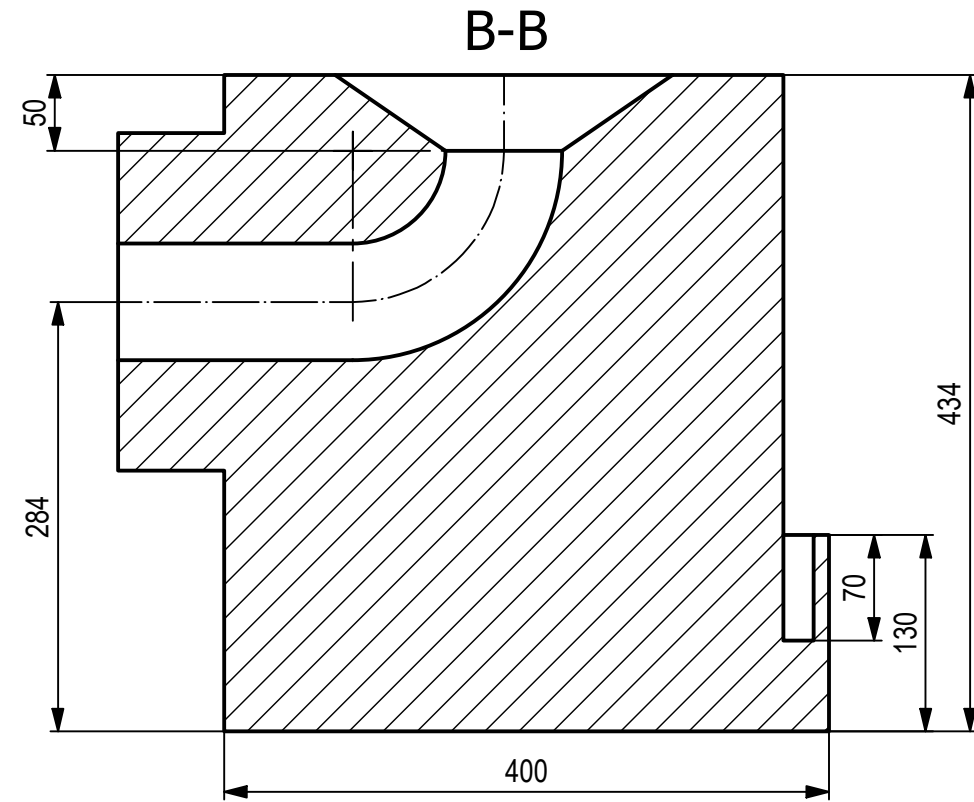
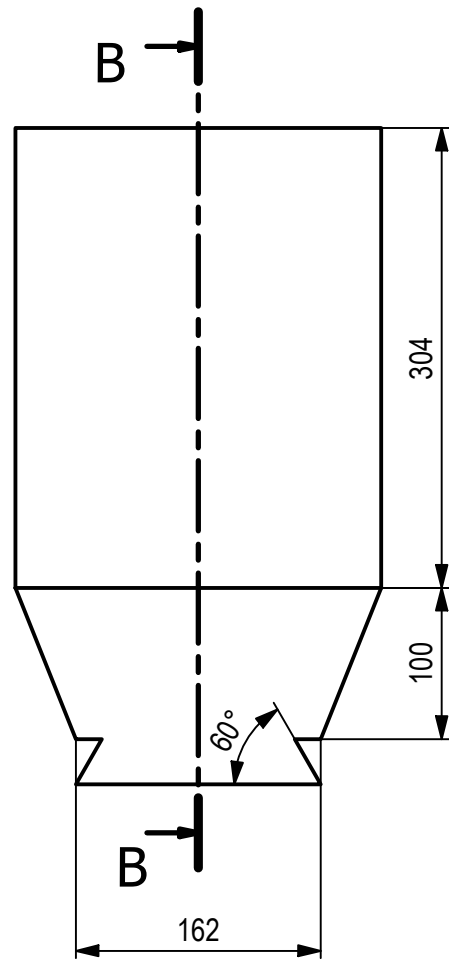
8

11

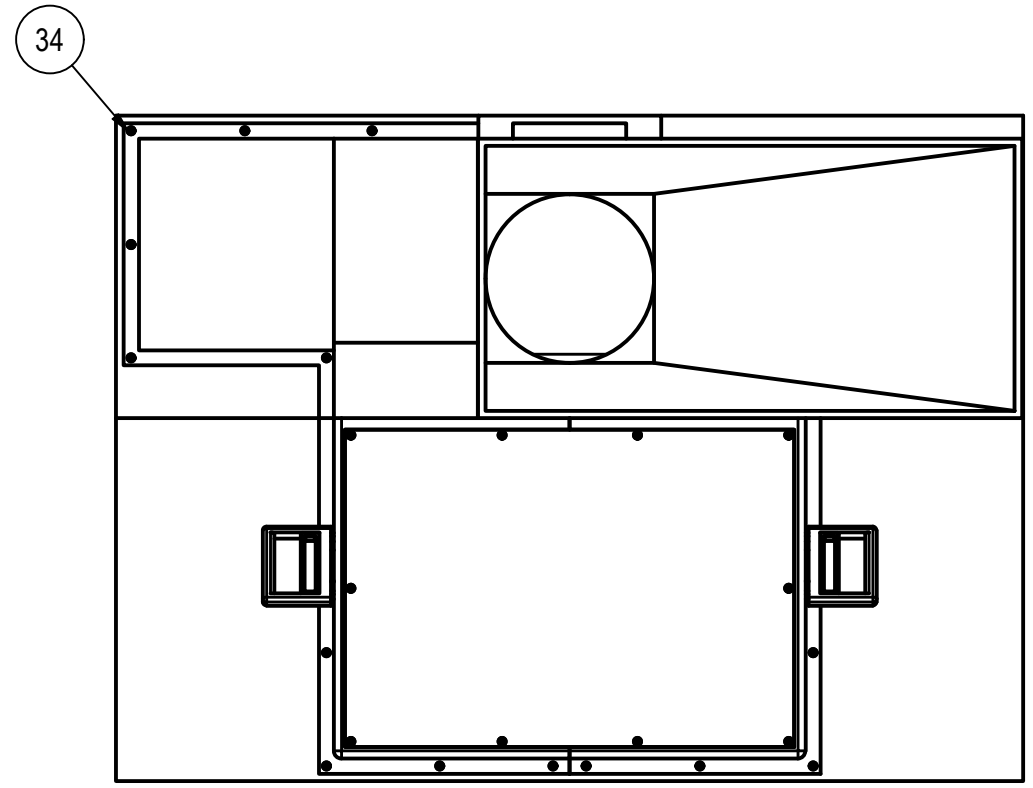
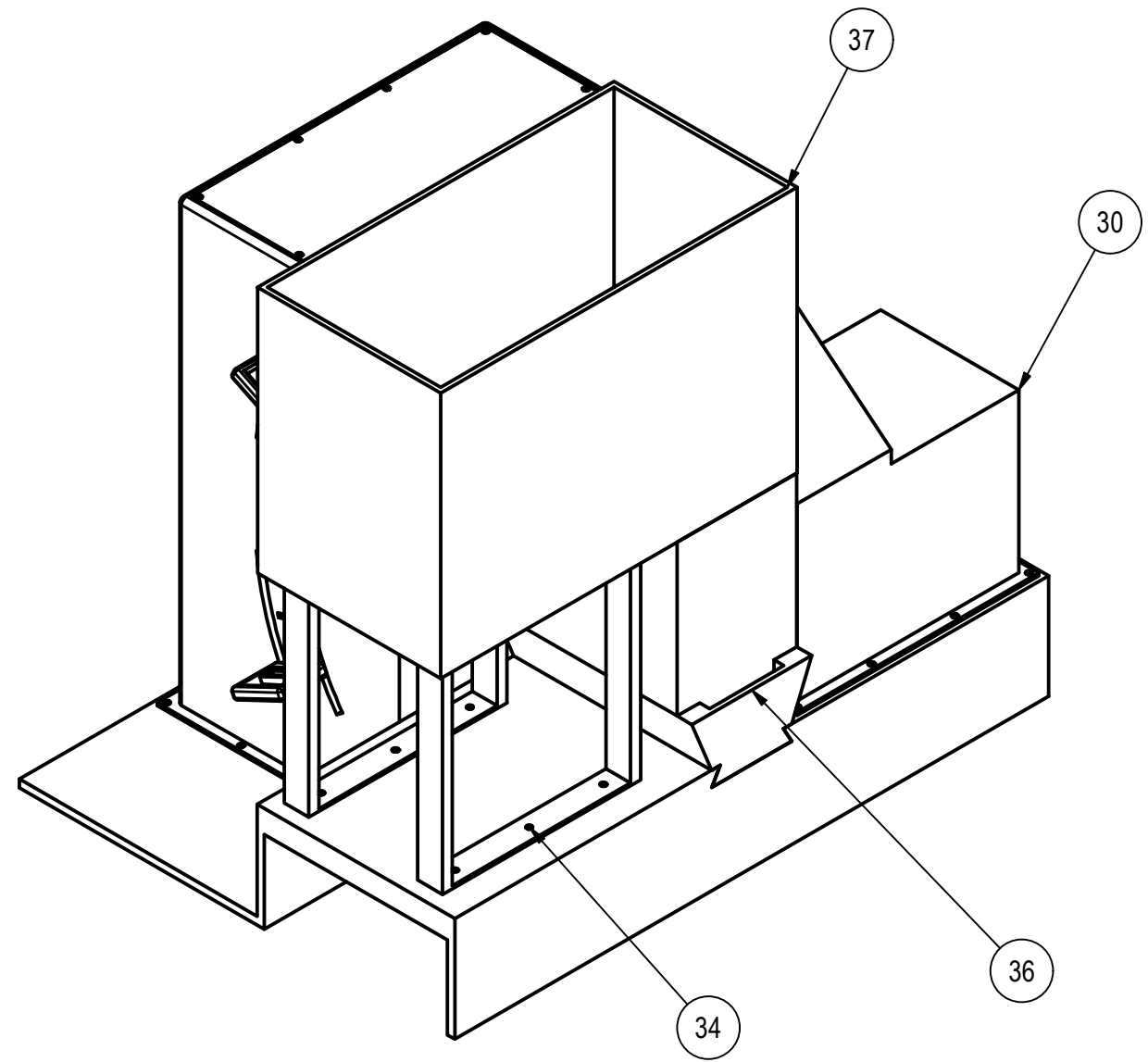
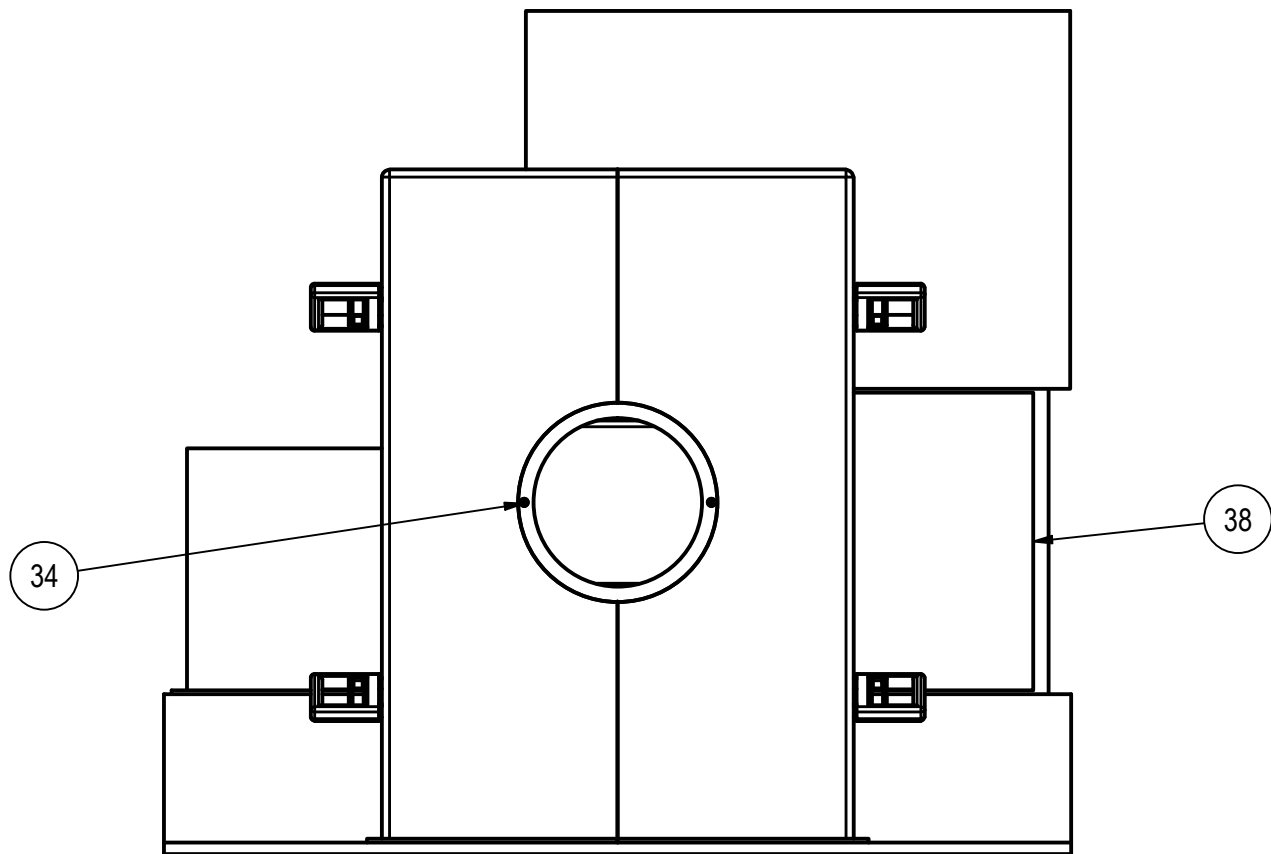
	Nombre	Fecha	Firma	<p>UNIVERSIDAD DE OVIEDO</p> <p>ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN</p>
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 25
1:10	Componente: Depósito de pelotas			Tol. gen.: ISO 2768-m



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 26
1:5	Componente: Canal de alimentación (Fútbol)			Tol. gen.: ISO 2768-m



	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	27.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				
Escala	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas			Plano núm.: 27
1:5	Componente: Canal de alimentación (Tenis y Béisbol)			Tol. gen.: ISO 2768-m



MARCA	DENOMINACIÓN	CTDAD	NORMA	MATERIAL	MASA
30	Tapa correas-motor	1		Plástico ABS	7,912 kg
34	ISO 10642 - M5 x 16	43	DIN EN ISO 10642	Acero	0,003 kg
36	Canal de alimentación	1		Plástico ABS	26,945 kg
37	Deposito pelotas	1		Plástico ABS	27,127 kg
38	Soporte Depósito	2		Acero	7,748 kg

	Nombre	Fecha	Firma	UNIVERSIDAD DE OVIEDO ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN
Diseñado	Juan Serrano	28.06.2022		
Dibujado	Juan Serrano	05.07.2022		
Aprobado				

Escala 1:10	Conjunto: Dispositivo lanzamiento de pelotas	Plano núm.: 28
	Componente: Dispositivo lanzamiento de pelotas	Tol. generales: