

Trabajo de Fin de Máster

Màster Universitari en Enginyeria Industrial

Diseño de una máquina de tiro al plato

MEMORIA

Autor: Sara de la Peña García
Director: Mateo Martín
Convocatoria: Septiembre 2016



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resumen

En el presente proyecto se expone el diseño de una máquina lanzaplatos cuyo objetivo es ser utilizada en competiciones de tiro de Recorridos de caza.

En la memoria se muestra un estudio de mercado que ha permitido desarrollar el diseño en base a las máquinas existentes actualmente. Este estudio junto con un estudio económico permite comprobar la viabilidad del diseño propuesto.

Concretamente, el documento engloba el diseño de detalle de la máquina lanzaplatos centrándose fundamentalmente en la parte mecánica, subdivida en el mecanismo de lanzamiento, el sistema de carga de platos y la estructura. Dichos sistemas han sido analizados individualmente según la función desempeñada en el conjunto, estudiando cada uno de sus componentes y su distribución dentro del conjunto de la máquina.

El modelado 3D de cada uno de los sistemas mecánicos que incluye la máquina se ha llevado a cabo con el programa de diseño *SolidWorks*, a partir del cual se debe realizar un prototipo para su posterior estudio, mediante el cual quede verificado su correcto funcionamiento para proceder a su fabricación.

El resultado obtenido en este trabajo es una máquina lanzaplatos de tamaño y peso reducidos que permiten un traslado fácil para poder utilizarla en diferentes terrenos y campos de tiro. Además su precio de venta hace que se trate de una máquina competitiva dentro del mercado actual.

En el proyecto se incluyen los anexos en los que se muestran las características más relevantes de los componentes y un conjunto de planos de algunas de las piezas más relevantes de la máquina.

Sumario

Resumen	2
Sumario	3
1. Glosario	5
2. Introducción	7
2.1. Objetivo del proyecto	7
2.2. Alcance	7
2.3. Justificación	8
2.3.1. Razones de negocio	8
2.3.2. Motivación personal	8
3. Estudio de precedentes	9
3.1. Modalidades de tiro	9
3.1.1. Recorrido de caza	10
3.2. Tipos de máquinas lanzaplatos	11
3.2.1. Tipos de platos	13
4. Especificaciones técnicas	14
5. Diseño conceptual	16
5.1. Alternativas del sistema de carga de platos	17
5.2. Alternativas del mecanismo de lanzamiento	17
5.3. Alternativas de la estructura	19
6. Diseño de detalle	20
6.1. Descripción general del conjunto	20
6.2. Sistema de carga de platos	21
6.2.1. Tambor	21
6.2.2. Trinquete	24
6.2.2.1. Dimensionado de la biela del trinquete	27
6.2.2.2. Cálculo del muelle del trinquete	29
6.2.3. Eje de giro del tambor	29
6.3. Mecanismo de lanzamiento	31
6.3.1. Acumulación de energía cinética	32
6.3.1.1. Cálculos previos	32

6.3.1.1.1	Energía cinética requerida para lanzar el plato.....	32
6.3.1.1.2	Dimensionado del muelle para la acumulación de energía.....	34
6.3.1.1.3	Fuerza residual del muelle después del lanzamiento.....	35
6.3.1.2.	Carga del muelle	37
6.3.1.3.	Regulación del muelle	41
6.3.2.	Dimensionado del motorreductor	42
6.3.3.	Eje principal.....	44
6.3.3.1.	Dimensionado del eje principal.....	46
6.3.4.	Brazo de lanzamiento.....	47
6.3.4.1.	Retención del brazo en la posición de lanzamiento.....	48
6.4.	Estructura	51
6.4.1.	Carcasa.....	51
6.4.2.	Bancada.....	54
6.5.	Descripción del ciclo de funcionamiento	56
7.	Mantenimiento	58
8.	Estudio económico	59
8.1.	Costes asociados al proyecto.....	59
8.2.	Estudio de viabilidad.....	61
9.	Planificación	63
10.	Impacto ambiental	65
10.1.	Fabricación de la máquina	65
10.2.	Funcionamiento de la máquina.....	65
10.3.	Fin de vida de la máquina.....	66
11.	Conclusiones.....	67
	Agradecimientos.....	69
	Bibliografía	70
	Referencias bibliográficas.....	70
	Bibliografía complementaria.....	72

1. Glosario

- μ : coeficiente de rozamiento entre el plato y el aluminio
- d : diámetro del alambre del muelle [mm]
- D : diámetro medio del muelle [mm]
- E_c : Energía cinética total [J]
- E_l : Energía absorbida por el mecanismo de lanzamiento [J]
- E_L : Energía cinética lineal [J]
- E_P : Energía potencial acumulada en el muelle [J]
- E_{Pl} : Energía potencial del muelle en la posición de lanzamiento [J]
- E_{Pr} : Energía potencial residual en el muelle después del lanzamiento [J]
- E_R : Energía rotacional del plato [J]
- F : Fuerza del muelle del trinquete [N]
- F_1 : fuerza necesaria para realizar la carga de platos [N]
- F_2 : fuerza necesaria para cargar el muelle [N]
- F_r : fuerza residual del muelle tras el lanzamiento [N]
- f_s : factor de servicio del motoreductor
- G : módulo de rigidez del muelle [MPa]
- i = interés (%)
- I_{plato} : Inercia principal del plato [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
- I_o : inversión inicial del proyecto [€]
- i_r : índice de reducción del motoreductor
- I_{red} : Inercia del mecanismo de lanzamiento reducida al eje principal [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
- k : constante elástica del muelle [N/mm]
- k_t : Constante elástica del muelle del trinquete [N/mm]
- m_{plato} : masa del plato [kg]
- m_{tambor} : masa del tambor [kg]

- **N** : espiras efectivas del muelle
- **n₂** : velocidad de salida del motoreductor [min^{-1}]
- **P_{mot}** : Potencia del motoreductor [kW]
- **R** : radio del brazo de lanzamiento [m]
- **r** : radio del plato tipo *Rabbit* [m]
- **t** = año t
- **T** = periodo de tiempo [año]
- **T₁** : par necesario para realizar la carga de platos [Nm]
- **T₂** : par de carga el muelle [Nm]
- **VAN** : valor Actualizado neto [€]
- **V_{arrastre}** : velocidad de arrastre [m/s]
- **V_{plato}** : velocidad de salida del plato [m/s]
- **V_{rodam}** : velocidad de rodamiento [m/s]
- **V_t** : flujo de caja [€]
- **w_{eje}** : velocidad angular del eje [rad/s]
- **w_{maxplato}** : velocidad angular máxima [rad/s]
- **w_{plato}** : velocidad angular del plato
- **x** : elongación del muelle [mm]
- **x_r** : elongación residual del muelle después del lanzamiento [mm]
- **α** : ángulo de rotación del muelle [°]
- **β** : ángulo de rotación del brazo [°]

2. Introducción

2.1. *Objetivo del proyecto*

El objetivo del proyecto consiste en el diseño de una máquina lanzaplatos destinada a competiciones de tiro al plato y, por tanto, que cumpla el reglamento técnico de la Federación internacional de Tiro deportivo. Concretamente, el mecanismo está dedicado a la modalidad de Recorridos de caza, y de forma que pueda ser utilizada tanto en campos de tiro como en terrenos tales como bosques o campos con o sin obstáculos.

La meta del proyecto radica en que la máquina sea competitiva en el mercado actual, siendo el diseño propuesto capaz de satisfacer las necesidades de los usuarios a un precio asequible y al mismo tiempo, mejorando las características y posibles inconvenientes que presentan los diseños actuales.

2.2. *Alcance*

El proyecto se basa en el diseño mecánico conceptual y de detalle de una máquina lanzaplatos. Este corresponde a un prototipo ya que, debido al tiempo reducido, las fases iterativas de prototipaje y ensayo no se incluyen en dicho proyecto. Esta propuesta incluye tanto la elección de piezas como el diseño de piezas creadas específicamente para la propuesta de máquina y la distribución espacial del conjunto de elementos.

El estudio se enfoca al mecanismo del conjunto, sin profundizar en el sistema eléctrico del mismo, realizando únicamente la selección de los elementos más importantes de este sistema.

Para llevar a cabo el diseño, se realiza un estudio previo para descubrir los aspectos más importantes de los diseños existentes. También se incluye el estudio económico y medioambiental con el fin de analizar su viabilidad.

Además, debido a que cada modalidad de tiro determina unas prestaciones concretas según la normativa de la competición correspondiente, el diseño de la máquina se centra en un solo estilo de tiro que, como se justifica en apartados posteriores, es el de Recorrido de caza.

2.3. *Justificación*

2.3.1. *Razones de negocio*

El interés de diseñar una máquina de este tipo es debido a que el deporte de tiro al plato es un deporte bastante extendido tanto en Cataluña como en España. Sin embargo, no todos los campos de tiro permiten realizar entrenamientos o competiciones de Recorridos de caza. Únicamente aquellas instalaciones que están adaptadas a la modalidad de Compak Sporting cuentan con máquinas como la que se propone en este proyecto.

Por lo tanto, la principal razón de negocio para diseñar una máquina lanzaplatos es competir en el mercado actual y hacerla asequible y compatible con el objetivo de que pueda ser instalada en campos existentes, ampliando el uso de estas.

2.3.2. *Motivación personal*

La motivación principal para realizar este proyecto es el interés personal por el diseño de máquinas i mecanismos. El proyecto se realiza con la idea de poder aplicar los conocimientos adquiridos hasta el momento y relacionados con el ámbito de la mecánica, reforzándolos y ampliándolos.

Conjuntamente, mediante la realización del diseño utilizando la herramienta de CAD, se pretende mejorar la habilidad y ampliar conocimientos sobre el programa *SolidWorks*, sobre todo en el área de chapa metálica.

Particularmente, esta máquina presenta un mecanismo que no es demasiado complicado y por ello permite abarcar el conjunto completo para su estudio en las horas establecidas en la programación. Además, una ventaja que presentan, a diferencia de las industriales, es que se puede acceder con facilidad a estas máquinas, permitiendo visualizar los mecanismos utilizados actualmente.

3. Estudio de precedentes

3.1. Modalidades de tiro

El diseño de una máquina lanzaplatos dependerá de la modalidad de tiro para la que quiera utilizarse, ya que esta determinará la mayoría de los aspectos de diseño tales como el tipo de platos a utilizar, la trayectoria del plato, la distancia de tiro, etc.

Existen varias modalidades de tiro al plato, las cuales se diferencian en dos categorías: olímpicas y no olímpicas. Dentro de las modalidades olímpicas encontramos el *Foso olímpico*, el *Skeet* y el *Doble trap*. Y como categoría no olímpicas existen el *foso universal*, el *Minifoso*, el *Doble skeet*, el *Trap americano* y *Recorridos de caza* (también conocido como Tiro deportivo o Sporting).

Las variantes de tiro al plato mencionadas, de las cuales las más extendidas son el foso olímpico y el foso universal, se diferencian según el número de máquinas que se utilicen, la colocación de las mismas, la posición y modo de lanzamiento o la trayectoria descrita por los platos:

- **Foso olímpico:** tres máquinas lanzan platos desde un foso en diferentes direcciones. Existe un grupo de máquinas por cada una de las 5 posiciones de tiro.
- **Foso universal:** consta de cinco máquinas, una por posición de tiro, que lanzan los platos aleatoriamente
- **Skeet:** los platos son lanzados desde dos máquinas situadas en casetas laterales (una alta (Pull) y otra baja (Mark)). Existen ocho puestos de tiro distribuidos en forma de semicírculo.
- **Doble trap:** difiere del foso olímpico en que los platos se lanzan por parejas, con trayectorias fijas y divergentes.
- **Tiro deportivo** (recorrido de caza): las máquinas se encuentran distribuidas por el campo de tiro y los platos se lanzan de forma que imitan los movimientos de piezas de caza.
- **Compak sporting:** mezcla de dos modalidades, los puestos de tiro son parecidos al foso universal pero las trayectorias son aleatorias semejantes al recorrido de caza.

En la siguiente tabla se resumen las modalidades principales y sus características, donde puede observarse que la principal diferencia entre ellas es la colocación y número de las máquinas, que determinarán las trayectorias de lanzamiento de los platos.

	MODALIDAD	Nº platos (total)	Platos	Trayectoria	Lanzamiento	Nº máquinas
OLÍMPICAS	Foso olímpico	125	Normales	Variable	5 puntos diferentes	15 (3 por punto)
	Skeet	125	Normales	Conocida	8 puntos diferentes desde 2 casetas laterales	2
	Doble trap	150	Normales	Conocida	De dos en dos desde 5 puntos	3
NO OLÍMPICAS	Foso universal	200	Normales	Variable	5 puntos diferentes	5
	Minifoso	75	Normales	Variable	5 puntos diferentes	3
	Recorrido de caza	200 (un recorrido= 25)	Varios	Variable	Individual o doblete, máquinas repartidas	Variable
	Compak sporting	Variable (series de 25)	Varios	Variable	Desde foso, máquinas de Skeet y de tiro deportivo	Mín. 6

Tabla 3-1. Características de las modalidades de tiro al plato

Como se advierte en la Figura 3-1, el campo de tiro también varía de un estilo a otro, diferenciando dos tipos principalmente: aquellos en que las máquinas se sitúan en un foso, es el caso de Foso olímpico, Doble trap y Foso universal, y aquellas en que las máquinas quedan repartidas por el campo, como en el Skeet o en el Recorrido de caza.

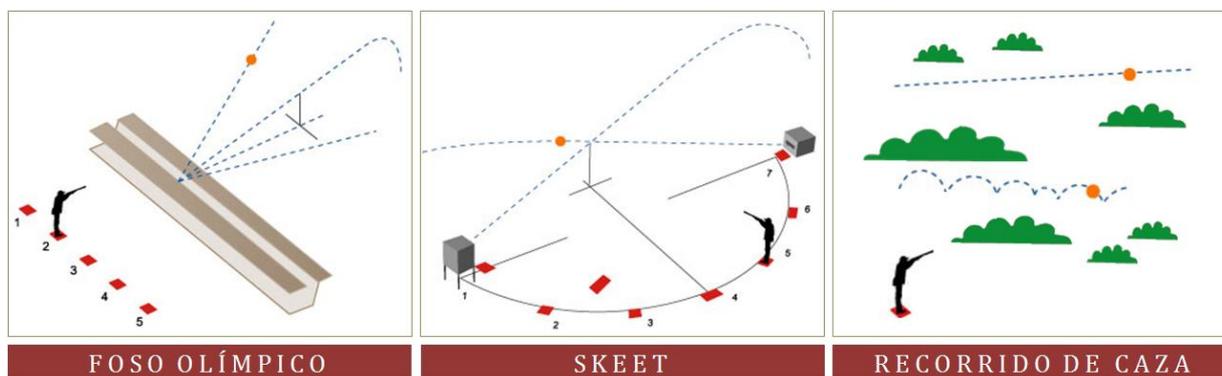


Figura 3-1. Esquemas de modalidades de tiro. Ref. [1]

3.1.1. Recorrido de caza

Como se ha comentado en la introducción, el diseño de la máquina que se propone en este proyecto corresponde a una máquina destinada al tipo de tiro de Recorrido de caza.

Esta disciplina de tiro al plato se caracteriza por su variabilidad, ya que las condiciones de tiro

pueden modificarse, variando los tipos de máquinas, los platos utilizados o incluso el emplazamiento, con el fin de reproducir diferentes escenarios de caza.

Esta variante de tiro al plato permite realizar competiciones aprovechando las instalaciones de foso olímpico u otros, distribuyendo las máquinas en distintas posiciones del campo de tiro o ejecutarlas en llanos o bosques aprovechando los árboles, arbustos u otros obstáculos.

Independientemente del emplazamiento, las instalaciones deben estar equipadas por tantas máquinas lanzaplatos como sean necesarias para reproducir las condiciones de caza menor natural, es decir, estas han de imitar los movimientos de animales como perdices, patos, faisanes, pavos, conejos, etc. Esto se traduce en distancias, trayectorias y entornos variables, dependiendo de los platos que se utilicen.

3.2. Tipos de máquinas lanzaplatos

Actualmente existe una gran variedad de máquinas lanzaplatos que se clasifican principalmente en manuales o automáticas, además de agruparse según la disciplina para las que son compatibles, ya el diseño deberá adaptarse de forma que cumpla los estándares de las competiciones.

Los principales fabricantes de estas máquinas son *Kromson, Laporte, Matarell, Promatic y Rossini*. Todos ellos ofrecen una amplia gama de modelos en los que, en general, difieren en el sistema de acumulación de energía para realizar el lanzamiento del plato dependiendo del fabricante. Por ejemplo, *Matarelli* utiliza una ballesta con el fin de acumular la energía para lanzar el plato, en cambio, el método usado por *Laporte* es un muelle y un sistema de aire comprimido en el caso de *Rossini*.

Comparando los distintos modelos podemos observar que las diferencias se hallan principalmente en la capacidad, que determinará el número de columnas del tambor, existiendo máquinas que disponen desde una columna hasta doce, y en el tipo de trayectoria con la que será lanzado el plato. Existen, sin embargo, algunos modelos que permiten combinar varias disciplinas de tiro variando la dirección o ángulo de salida del plato, la altura y la distancia de lanzamiento. Para ello deben ser compatibles con diferentes modelos de platos, que se exponen más adelante (ver apartado 3.2.1).

Como se ha comentado anteriormente, es en la modalidad de Recorrido de caza en la que existe mayor variedad de máquinas lanzaplatos. Entre ellas encontramos aquellas que están diseñadas para imitar el movimiento de aves tales como faisanes o perdices, y aquellas que permiten reproducir el movimiento de animales terrestres como ardillas o conejos.

Sin embargo, la disposición de máquinas que más se utiliza en esta disciplina es una combinación de una máquina tipo *Rabbit* y otras máquinas diseñadas para el resto de modalidades que, aprovechando que lanzan los platos a cierta altura, son las encargadas de imitar el movimiento de aves. Es por este motivo por lo que este proyecto se centrará en el diseño de un mecanismo tipo *Rabbit*, ya que el resto son más utilizados y por lo tanto existen ya varias alternativas. Además, todas las máquinas destinadas a lanzar los platos con trayectorias parabólicas cuentan con mecanismos semejantes. En cambio, la *Rabbit*, como su nombre indica, es la encargada de simular el movimiento de un conejo y para ello el plato es lanzado de forma que rebota contra el suelo sucesivas veces, necesitando, por tanto, un mecanismo de lanzamiento distinto ya que el plato es lanzado de forma vertical.

Dada la gran oferta de modelos, en la Tabla 3-2 se resumen algunas características a modo de ejemplo de varias máquinas automáticas usadas en diferentes disciplinas, donde se pueden observar las diferencias comentadas anteriormente.

Características	MODELOS			
	185 FO 8C	TAH 85 PRO	Ranger chondel-SP	Octive
Marca	Laporte	Laporte	Promatic	Matarelli
Modalidad	Foso olímpico	Mini trap automática	Recorrido de caza	Compak y tiro deportivo
Tambor	8 columnas	1 columna	6 columnas	6 columnas
Capacidad	266	85	300	200
Distancia tiro	Hasta 100 m	Hasta 100 m	-	70 m
Movimiento/ Trayectoria	Fijo	Horizontal y vertical	Parabólico, casi vertical o por el terreno	Fijo
Tiempo rearme	1,8 s	0,6 s	1,8 s	2,4 s
Tipo platos	Estándar	Estándar	Estándar o rabbit	Estándar, mini o patena

Tabla 3-2. Comparativa de máquinas lanzaplatos

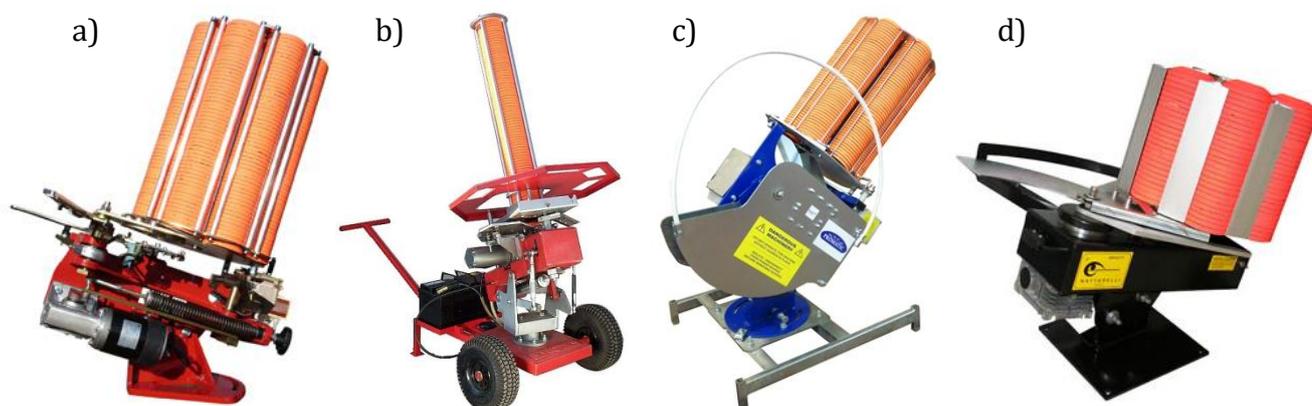


Figura 3-2. a) 185 FO 8C; b) TAH 85 PRO; c) Ranger Chondel-SP; d) Octive. Ref. [2]-[4]

3.2.1. Tipos de platos

Es importante conocer los tipos de platos que existen en el mercado ya que la máquina debe ser compatible con estos y de ellos depende la trayectoria del tiro.

La mayoría de las máquinas que se utilizan para este deporte funcionan con el mismo tipo de plato, los cuales tienen un diámetro de 110 mm y un peso alrededor de los 105 g. La forma escalonada de este plato permite poder apilar los platos fácilmente además de proporcionar las propiedades de vuelo adecuadas.

Sin embargo, en el estilo de caza existe una mayor variedad de platos, ya que de la forma de estos dependerán las características de vuelo, permitiendo imitar a distintos animales. Entre los platos compatibles con las máquinas destinadas al tiro deportivo podemos encontrar platos diseñados para reproducir movimientos de conejos, perdices, faisanes y codornices u otros tipos de platos como los mini o supermini, de diámetros inferiores, además del estándar (Figura 3-3).



Figura 3-3. Ejemplos de tipos de platos (D = diámetro y P = peso). Ref [2]

Los que presentan una forma más particular son los tipo *Rabbit* ya que su perfil es más plano. Esto es debido a que en lugar de describir una trayectoria de vuelo parabólica, se lanzan de forma vertical de forma que rebotan contra el terreno y por ello su borde es más ancho permitiéndole rodar y soportar los impactos. De platos que simulen conejos existen varios tipos que varían el diámetro y peso ligeramente.

4. Especificaciones técnicas

La máquina en la que se centra este proyecto está enfocada al uso en la modalidad de Recorrido de caza, concretamente en el tipo *Rabbit* ya que, a excepción de esta, la mayoría de máquinas que se utilizan en esta disciplina comparten el diseño con las usadas en el resto de modalidades.

Una vez definido el estilo de tiro, pueden establecerse algunas características como los platos compatibles o la capacidad. Puesto que los platos han de ser específicos para poder ser lanzados por el terreno, será necesario que sean platos tipo *Rabbit*. De este tipo existen varios modelos que varían sus dimensiones y peso. Podemos encontrar, por ejemplo, platos con un diámetro de 98 mm, 98,5 mm o 110 mm y de 105 g de peso, 108 g y 115 g respectivamente. Debido a que los platos más comunes tienen un diámetro de 110 mm y además corresponden a los de mayor peso, se establece como requisito que la máquina sea compatible con este tipo de platos (Figura 3-1).

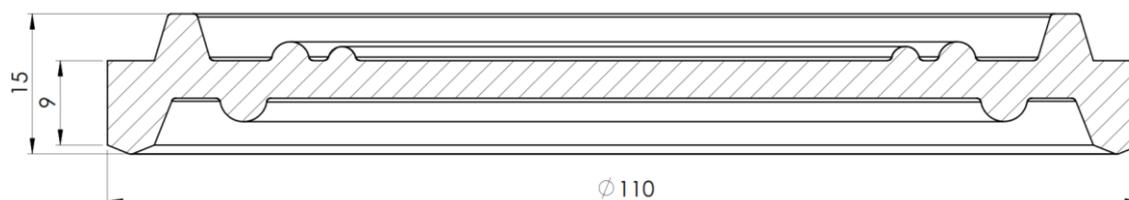


Figura 4-1. Sección de plato Rabbit de referencia

Actualmente se pueden encontrar varias competiciones donde se varía el número de platos que son lanzados haciendo un total de 100, 150 o 200 platos, donde un recorrido está compuesto por 25 platos. Sin embargo, según el reglamento internacional de recorridos de caza, se tiran 200 platos en competiciones internacionales. A pesar de que se utilizan varias máquinas durante dicha competición, interesa que la capacidad de la máquina sea elevada para disminuir el número de recargas. Por este motivo se establece que el mínimo de la capacidad de la máquina sea de 200 platos.

En relación a la estructura, se imponen como limitaciones las dimensiones y peso máximo, de forma que sea lo bastaste ligera para ser transportada con facilidad. Los valores se establecen en un máximo de un metro cuadrado de base y una altura de metro y medio, que dependerá de las condiciones necesarias para efectuar el lanzamiento, y un peso máximo de 70 kg con la máquina recargada según su capacidad máxima.

En referencia al lanzamiento, se asigna como restricción un tiempo de rearme máximo de 3 segundos y una distancia de tiro de más de 70 m, con el propósito de que la máquina sea competitiva. El tipo de trayectoria queda definida al tratarse de un mecanismo tipo *Rabbit*. Además,

teniendo en cuenta que el objetivo del equipo es servir en competiciones, una condición que determinará el diseño es que este debe ser automático.

Por último, se considera que el precio no debe exceder de los 3000€ para competir con los otros modelos existentes, ya que los precios actuales se encuentran entre los 2000 y 4000€.

En la siguiente tabla se resumen los valores de las especificaciones técnicas mencionadas.

Características	Valor
Modalidad	Recorrido de caza
Tipo de máquina	Automática
Dimensiones	Máx. 1 x 1 x 1,5 m
Peso	Máx. 70 kg
Platos compatibles	Rabbit Ø 110 mm
Capacidad	Mín. 200 platos
Distancia tiro	Mín. 70 m
Movimiento/ Trayectoria	Fijo, tipo conejo
Tiempo rearme	Máx. 3 s
Precio de venta	Máx. 3000 €

Tabla 4-1. Especificaciones técnicas de la máquina

Otras características que se deben tener en cuenta para facilitar su uso son que la máquina sea transportable, ya que este tipo no permanece fija en un foso y por tanto también es necesario que sea autónoma, que tenga un mecanismo lo más simple posible con el fin de poder realizar el mantenimiento de forma sencilla y permitir realizar la recarga de platos de forma rápida y cómoda.

5. Diseño conceptual

Previamente a realizar el diseño detallado de la máquina y una vez concretadas las especificaciones técnicas, se realiza el estudio de alternativas que definirán la configuración de la máquina. Para realizar la presentación y elección de dichas alternativas es necesario conocer el funcionamiento de la máquina y las partes que la componen. En la Figura 3-1 se muestran a grandes rasgos las funciones principales y sub-funciones de una máquina lanzaplatos.

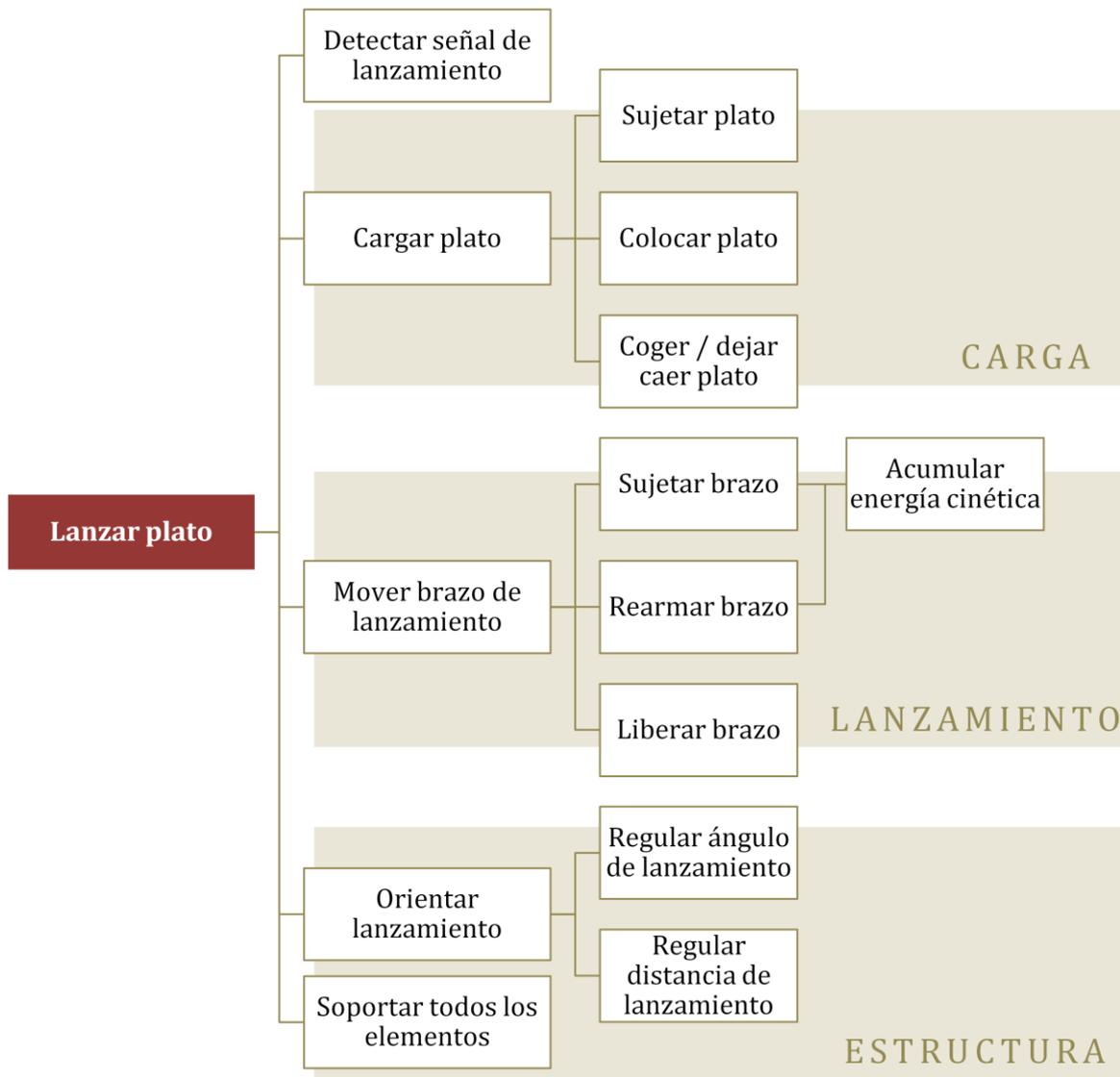


Figura 5-1. Análisis funcional de una máquina lanzaplatos

Como puede observarse, la máquina queda dividida principalmente en tres unidades. El sistema de carga de platos, el sistema de lanzamiento y la estructura, encargada de proporcionar estabilidad al conjunto. Las distintas partes en las que se subdividen estas tres unidades son:

- **Sistema de carga de platos:** una vez se ha efectuado el lanzamiento, este sistema es el encargado de suministrar al brazo de lanzamiento un nuevo plato.
- **Mecanismo de lanzamiento:** formado por el brazo encargado de transmitir el movimiento al plato, el elemento encargado de acumular la energía para realizar el lanzamiento y el sistema de carga de dicho elemento, incluyendo el regulado de la cantidad de energía proporcionada con el fin de modificar la distancia de lanzamiento.
- **Estructura:** se compone todos aquellos elementos destinados tanto a soportar como a proteger el resto de componentes. En este caso también se incluye el sistema para poder transportar el conjunto, ya que se ha considerado como un requerimiento de diseño.

El sistema eléctrico forma parte tanto de la unidad de carga como de la del mecanismo de lanzamiento, ya que ambas quedan conectadas a elementos como el motoreductor.

5.1. Alternativas del sistema de carga de platos

El sistema de carga dependerá de la colocación del tambor donde se almacenan los platos. Principalmente el tambor se coloca de forma vertical para garantizar la caída del plato por gravedad, ya que en caso de diseñarlo de forma horizontal sería necesario un sistema de sujeción y de empuje de los platos para su colocación en el brazo.

Otra alternativa a estudiar es el método de sujeción de la columna de platos que está en posición de descarga, ya que al disponer de un tambor vertical los platos de toda la columna posicionada caerían por el sistema de carga al brazo. Existen dos métodos para garantizar la sujeción de los platos: mediante la inmovilización del plato inferior aplicando presión en dicho plato o mediante la introducción de un elemento entre la parte inferior del último plato y el plato que va a cargarse al brazo para el lanzamiento, de forma que evite la caída por gravedad de más de un plato.

Entre estos dos sistemas, se elige el segundo debido a que introducir un elemento entre los dos platos simplifica la construcción y fiabilidad ya que puede consistir en un elemento fijo.

5.2. Alternativas del mecanismo de lanzamiento

Las alternativas a estudiar del mecanismo de lanzamiento corresponden al elemento encargado de acumular la energía cinética para transmitir el movimiento al brazo, ya que a partir de este elemento se definen el resto de componentes y su distribución.

Existen tres métodos para acumular la energía cinética que consisten en utilizar aire comprimido, un muelle helicoidal o una ballesta.

En la Tabla 3-1 se muestra una comparativa entre los 3 sistemas mencionados, mediante la evaluación de características tales como la complejidad del sistema, la fiabilidad, el coste, la dificultad de fabricación, etc.

- Los sistemas de aire comprimido, aunque desplazan el plato con mayor suavidad, presentan una mayor complejidad, y esto a su vez se traduce en un incremento del coste, de la necesidad de mantenimiento y de la dificultad de diseño y fabricación. Además, es necesario que este diseño sea específico para un modelo concreto de máquina y requiere de una instalación de aire en el campo de tiro.
- Mediante la utilización de un muelle se reducen los costes y la complejidad del sistema. Una Los muelles tienen la ventaja de que estos pueden ser estándares. Existen varios modelos de muelles utilizados actualmente en las máquinas lanzaplatos que ofrecen variar la longitud del lanzamiento según el muelle utilizado. Sin embargo, los muelles tienden a perder la forma con el paso del tiempo por lo que será necesario cambiarlo más a menudo.
- Las características que destacan del uso de ballesta son un bajo coste y la facilidad tanto de diseño como de fabricación, además de un largo ciclo de vida en comparación con los muelles.

Concepto	Aire comprimido	Muelle	Ballesta
Complejidad	✗	✓	✓
Suavidad	✓	✗	✗
Regulable	✓	✗	✗
Durabilidad/fiabilidad	✓	✗	✓
Mantenimiento	✗	✓	✓
Coste	✗	✓	✓
Fabricación	✗	✗	✓
Estandarización	✗	✓	✗

Tabla 5-1. Comparativa entre características de los elementos de acumulación de energía

Como se observa en la tabla, la ballesta como sistema para acumular energía cinética es el que supone mayores ventajas. Sin embargo, a pesar de que el coste de fabricación es más elevado en el caso de los muelles, este coste queda reducido debido a que se disponen de recambios sin necesidad de diseñarlo específicamente para la máquina. Esto a su vez permite variar la distancia de tiro según el muelle que se utilice (Figura 5-2). Por tanto, debido a la estandarización que ofrece y su sencillez en cuanto a mantenimiento se opta por un sistema de acumulación de energía mediante muelle.



Figura 5-2. Muelles para el rearme del brazo para diferentes distancias de lanzamiento. Ref. [5]

5.3. Alternativas de la estructura

En cuanto a la estructura, esta quedará determinada por la distribución de los elementos diseñados para componer las otras dos unidades. Sin embargo, previamente se puede realizar un análisis de alternativas del sistema de transporte del conjunto.

Como se ha comentado en el apartado 3.1, al tratarse de una máquina tipo *Rabbit*, el terreno donde se instale el módulo puede variar tanto de localización como de características. Por este motivo, para el sistema de transporte, se descartan aquellos sistemas que incluyan métodos de guiado, ya que para realizar dicho guiado, independientemente del método, es necesaria una construcción fija en el terreno. Tampoco se consideran los sistemas automáticos dado que el traslado del conjunto se realiza en intervalos grandes de tiempo, (ya que no se desplaza después de cada lanzamiento) e incrementaría significativamente el coste de la máquina.

Por tanto, a grandes rasgos el método destinado al traslado puede consistir en un elemento externo o formar parte de la máquina quedando añadido a la bancada. Entre estas dos alternativas se decide el segundo método, debido a que el hecho de que la máquina sea móvil proporciona flexibilidad y polivalencia y por tanto aporta valor añadido al producto.

6. Diseño de detalle

6.1. Descripción general del conjunto

Del mismo modo que en el análisis funcional se divide la máquina en 3 subsistemas, a continuación se mantiene la misma división para describir el diseño realizado.

En la figura Figura 6-1 se muestra el conjunto de la máquina, diferenciando entre el sistema de carga del plato, formado por el conjunto del tambor y unido a la máquina mediante el motorreductor. Dicho motorreductor forma a su vez parte del mecanismo de lanzamiento y, por último, se distingue la estructura que permite soportar, unir y proteger a todos los elementos.

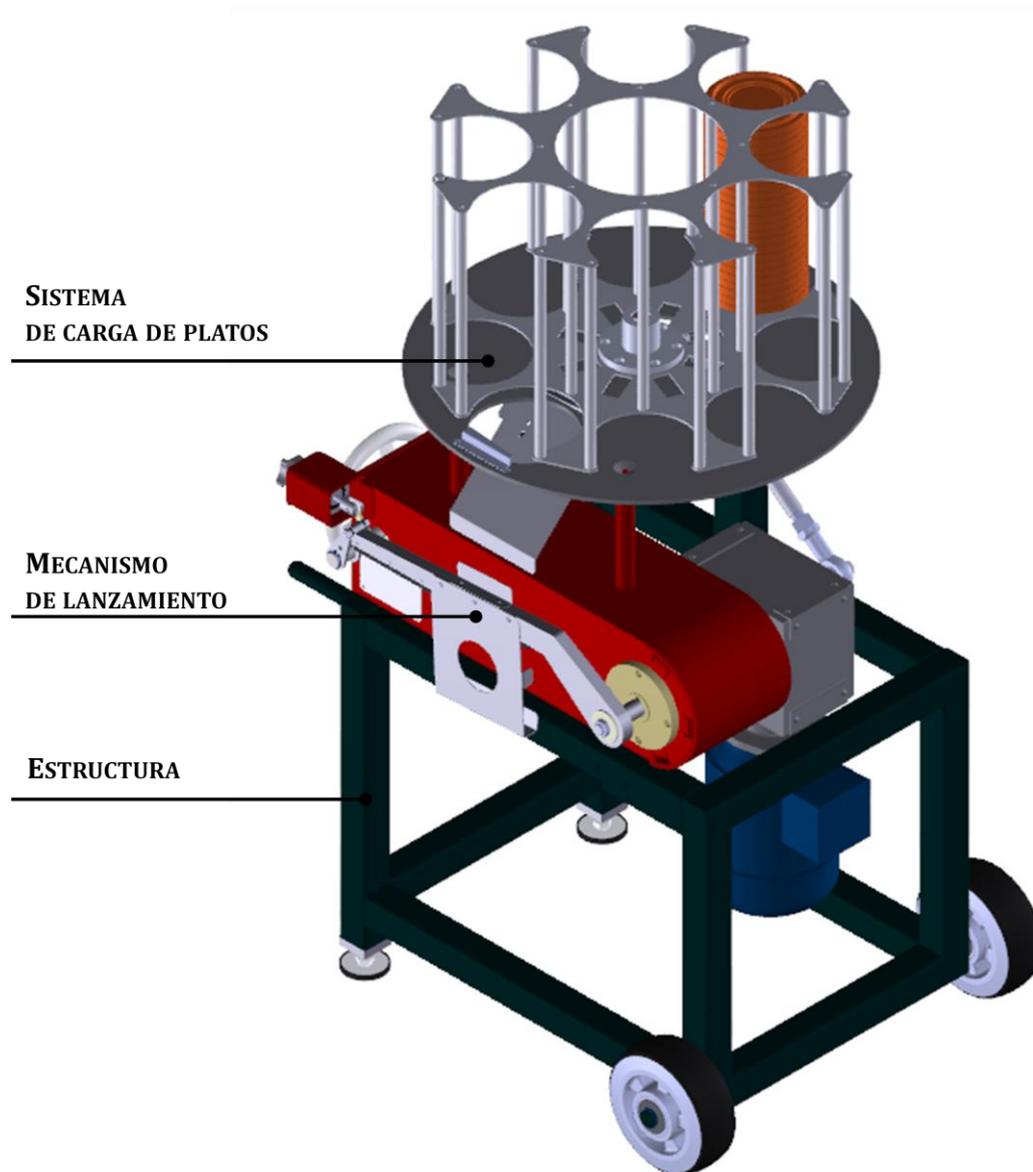


Figura 6-1. Diseño 3D de la máquina lanzaplatos

Las dimensiones del conjunto son de 550 x 700 mm y 1050 mm de altura y tiene un peso total de aproximadamente 67 kg cuando la máquina está cargada con 200 platos.

6.2. Sistema de carga de platos



En la Figura 6-2 se muestra el conjunto que permite realizar la carga de platos en el brazo de lanzamiento.

Este sistema es el encargado de alojar los platos y realizar la descarga de uno de ellos por cada lanzamiento. Por ello, dicho conjunto incluye desde las piezas encargadas del alojamiento de los platos hasta las que realizan la unión con el motorreductor.

A continuación se expone el funcionamiento de las partes involucradas.

Figura 6-2. Conjunto del sistema de carga de platos

6.2.1. Tambor

El tambor permite alojar hasta 200 platos repartidos uniformemente en 8 columnas. Está formado por dos chapas de aluminio, una inferior y otra superior que permiten sujetar y garantizar la posición de los platos dentro del tambor gracias a su unión con tres barras cilíndricas macizas por cada columna de platos, que facilitan el guiado de los platos durante su colocación en el tambor. Este conjunto es el encargado de arrastrar las columnas sobre la base del tambor en el momento en que se requiera cargar un plato en el sistema de lanzamiento. Este arrastre de la columna queda facilitado por el hecho de que los platos encajan entre ellos.

La placa base del tambor permite la carga del plato mediante un agujero con la forma del mismo y una ranura de 45° grados de amplitud para realizar el giro del tambor. Lleva incorporada dos pletinas situadas alrededor del agujero de salida del plato, de forma que cuando el tambor gira y la columna de platos se va acercando a la posición de descarga, estas pletinas se introducen progresivamente (gracias a su inclinación) entre el último y el penúltimo plato de la columna, permitiendo la caída del último plato al mismo tiempo que garantiza la posición del resto de platos dentro del tambor (Figura 6-3).

Una vez el plato cae por el agujero, se desliza por la rampa hasta llegar al brazo de lanzamiento. Dicha rampa está compuesta por dos elementos, de esta manera se puede regular la distancia de la misma al brazo de lanzamiento para garantizar la correcta bajada del plato (Figura 6-4).

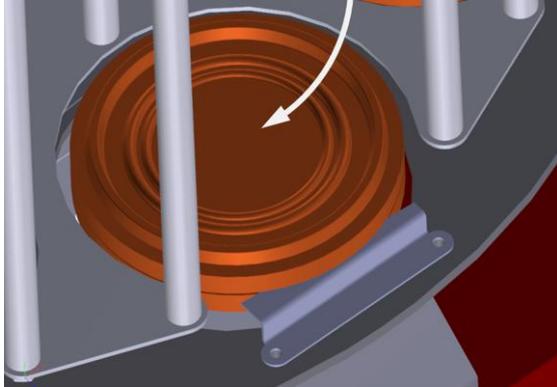


Figura 6-3. Pletinas entre los dos últimos platos en

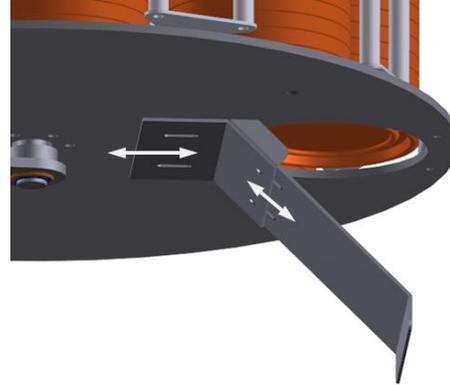


Figura 6-4. Regulación de la posición de la rampa situación de descarga

En la siguiente tabla se describen cada una de las piezas diseñadas especialmente para este modelo, especificando el material y método de fabricación de las mismas. La ubicación de las piezas en el conjunto del tambor se muestra en la Figura 6-5.

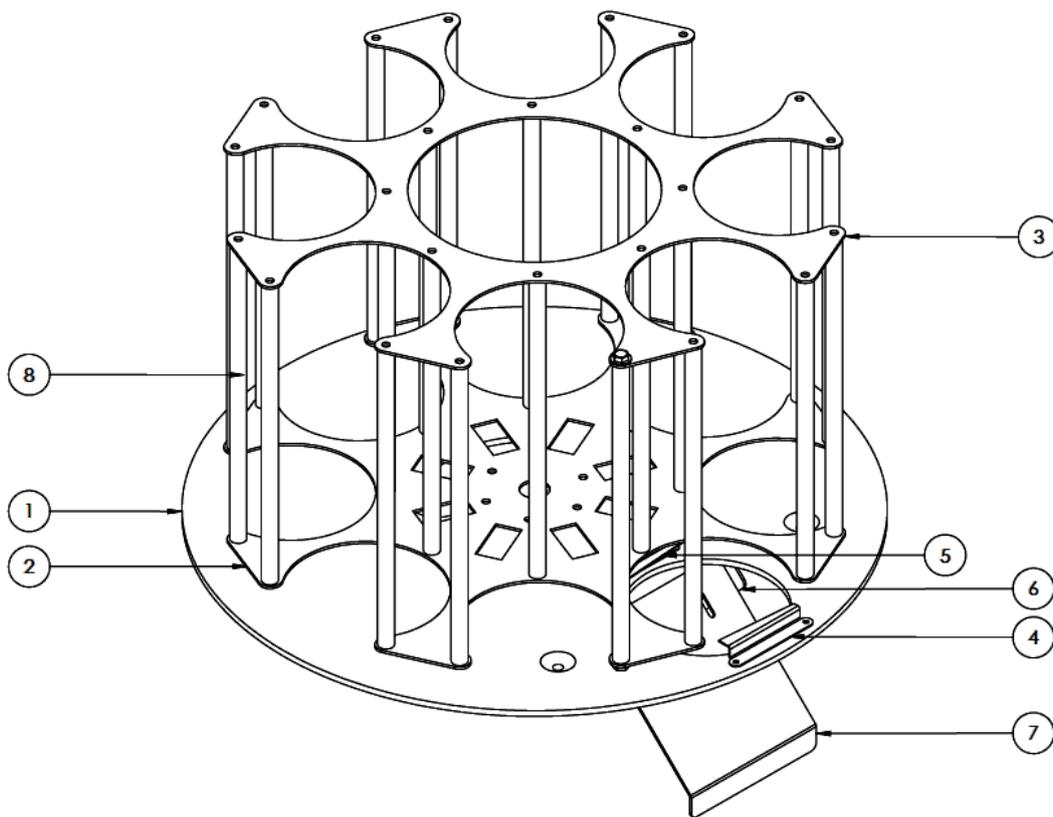
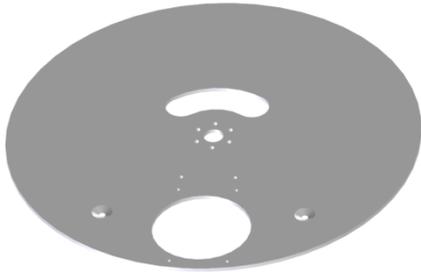
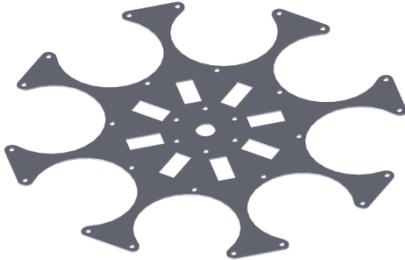
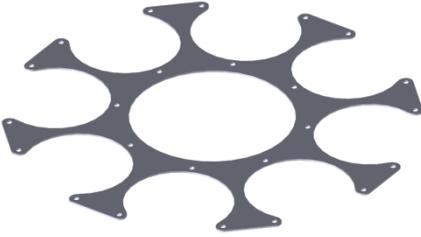
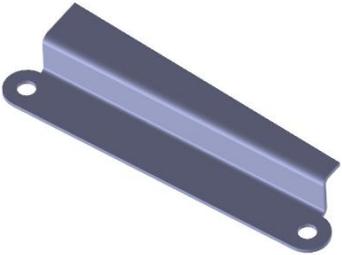
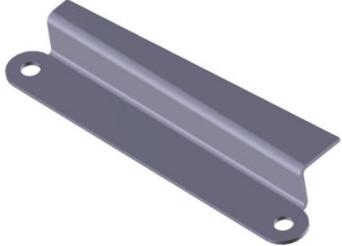


Figura 6-5. Ubicación de los componentes del tambor

Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
1		Descripción	Base tambor
		Función	Soportar el peso de las columnas de platos y unir el tambor a la estructura de la máquina.
		Material	Chapa de aluminio de 5 mm
		Fabricación	Corte con láser
2		Descripción	Chapa inferior
		Función	Sujetar las barras cilíndricas que garantizan la posición de los platos. Las ranuras radiales permiten que el trinquete se acople para realizar el giro del tambor.
		Material	Chapa de aluminio de 2 mm
		Fabricación	Corte con láser
3		Descripción	Chapa superior
		Función	Junto con la chapa inferior, garantiza la posición de las barras macizas usadas para el guiado de los platos.
		Material	Chapa de aluminio de 2 mm
		Fabricación	Corte con láser
		Nº Plano	LP-P03-Q416
4		Descripción	Pletina exterior
		Función	Evitar la caída de más de un plato por el agujero de descarga.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 1 mm
		Fabricación	Corte con láser y doblado de chapa. Necesario afilar el borde para facilitar su entrada entre los platos
		Nº Plano	LP-P04-Q416 y LP-P04-Q416_D
5		Descripción	Pletina interior
		Función	Evitar la caída de más de un plato por el agujero de descarga.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 1 mm
		Fabricación	Corte con láser y doblado de chapa. Necesario afilar el borde para facilitar su entrada entre los platos.

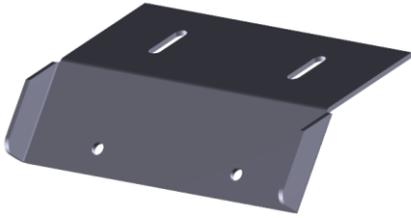
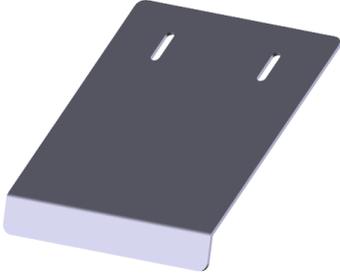
6		Descripción	Regulación rampa
		Función	Regular la anchura entre la rampa y el brazo de lanzamiento, además de garantizar la posición del plato gracias a las pletinas laterales.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 2 mm
		Fabricación	Corte láser y doblado de chapa
7		Descripción	Rampa
		Función	Deslizar el plato hasta la posición de lanzamiento y regular la altura y anchura al brazo de lanzamiento.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 2 mm
		Fabricación	Corte láser y doblado de chapa

Tabla 6-1. Descripción de las piezas diseñadas para el tambor

En la Tabla 6-2 se detallan los componentes adquiridos de diferentes proveedores para el diseño del tambor. Cabe mencionar que en el diseño 3D no se han incluido todos los elementos de tornillería para simplificar la visualización, por este motivo, en la tabla solo se muestran otros componentes que no pertenezcan a tornillería.

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
8	Barras cilíndricas macizas (Ref.[6])	24	RAESA	Perfil normalizado $\phi 12,1 \times 260$ mm

Tabla 6-2. Otros componentes del tambor

6.2.2. Trinquete

Para producir la carga del plato en el brazo de lanzamiento, el tambor debe girar 45°. Este giro se produce gracias a la acción del trinquete (Figura 6-6), unido mediante una articulación angular al motorreductor.

Gracias a esta articulación y a una biela, por cada vuelta que realiza el motorreductor, el trinquete avanza para cargar el plato y retrocede para volver a la posición de carga. En la Figura 6-7 se representa el movimiento para realizar este giro.

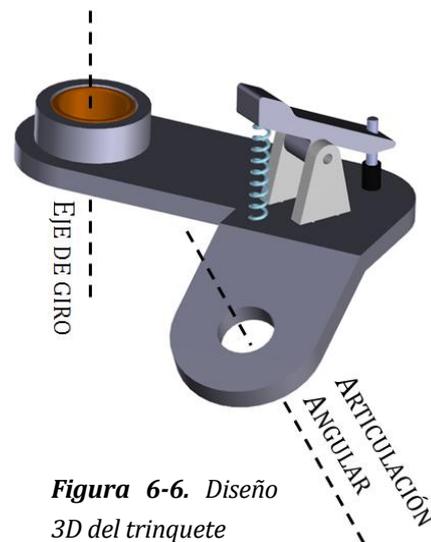


Figura 6-6. Diseño 3D del trinquete

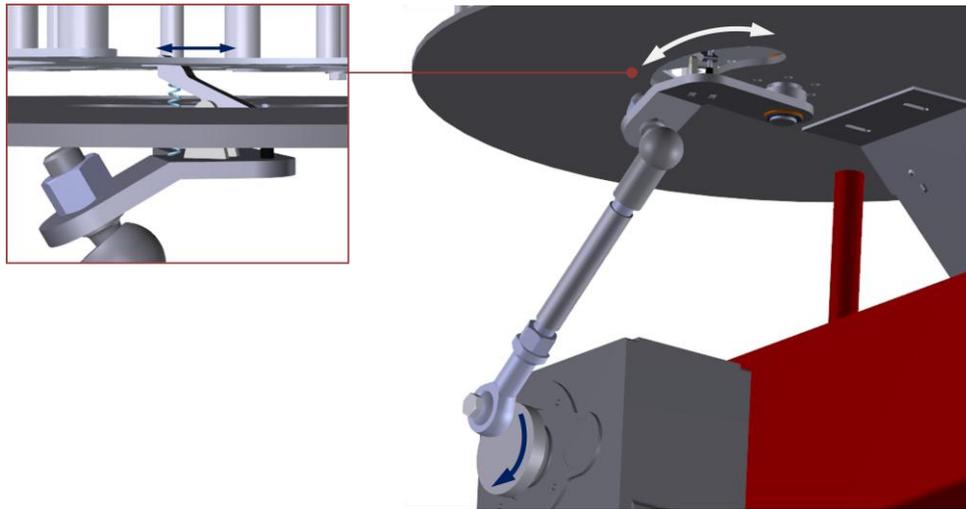


Figura 6-7. Movimiento del trinquete y unión al motorreductor

Cuando el trinquete se mueve en el sentido del avance, este se acopla a las ranuras rectangulares de la chapa inferior del tambor, empujando esta chapa y provocando el giro del tambor. Un tope de goma regulable impide que el trinquete gire, garantizando el empuje de la chapa inferior. En cambio, cuando el trinquete retrocede, el choque con estas ranuras lo hacen descender hasta situarse en la posición final, en la que vuelve a su altura inicial gracias a la acción del muelle.

El retroceso del trinquete es posible gracias al casquillo de marcha libre colocado en el eje de giro, que solo permite el giro del tambor en el sentido de avance del trinquete.

En la Tabla 6-3 y en la Tabla 6-4 pueden verse los componentes diseñados y comprados para la fabricación del trinquete respectivamente, cuya ubicación se representa en la Figura 6-8.

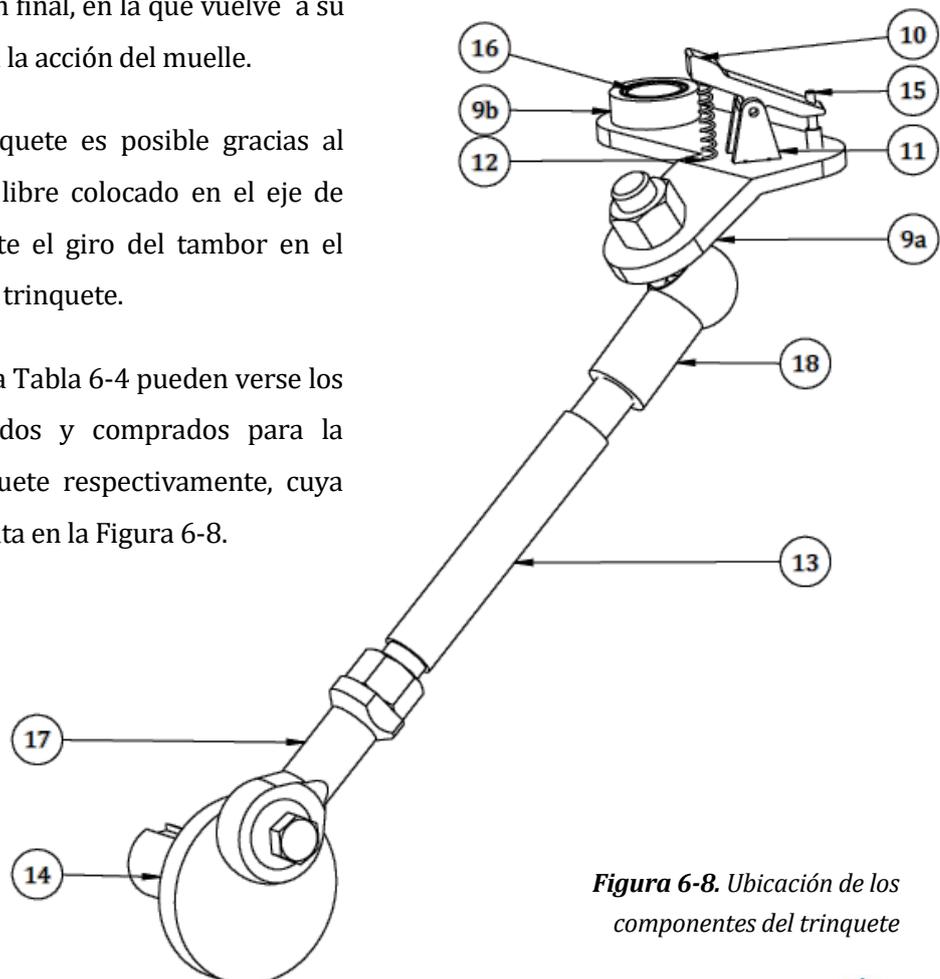
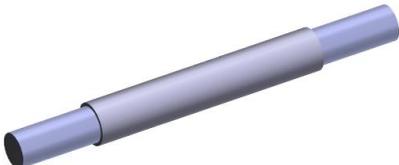


Figura 6-8. Ubicación de los componentes del trinquete

Id.	Pieza	Características	
9a		Descripción	Base trinquete
		Función	Soportar y unir el trinquete al eje del tambor permitiendo el giro respecto al eje.
		Material	Chapa de acero F-1110
		Fabricación	Corte con láser y mecanizado de las partes que lo requieran. Unión mediante soldadura al resto de piezas.
9b		Descripción	Casquillo base trinquete
		Función	Junto con la pieza 9a forma la base del trinquete y permite la unión con el eje de giro.
		Material	Acero F-1110
		Fabricación	Mecanizado
10		Descripción	Trinquete
		Función	Transmitir el giro de 45° al tambor por cada lanzamiento.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Corte con láser y mecanizado de taladros y roscado
11		Descripción	Soporte trinquete (2 unidades)
		Función	Proporcionar altura al trinquete y permitir la basculación.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado
		Plano	LP-P11-Q416
12		Descripción	Muelle trinquete
		Función	Permitir la basculación y mantener la altura máxima del trinquete.
		Material	Hilo de acero F-1410
13		Descripción	Biela trinquete
		Función	Convertir el movimiento de rotación en alternativo.
		Material	Acero F-1250
		Fabricación	Torneado y mecanizado de roscados

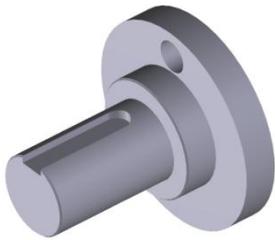
14		Descripción	Manivela trinquete
		Función	Transmitir la rotación del motorreductor.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado a partir de un cilindro de 64 mm

Tabla 6-3. Descripción de las piezas diseñadas para el trinquete

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
15	Tope de goma (Ref.[7])	1	TEJASA	Ref. 953146
16	Cojinete con valona (Ref.[8])	1	AMES	SELFOIL. Cojinete autolubricado tipo B
17	Rótula hembra (Ref.[9])	1	NORELEM	DIN 12240
18	Articulación angular (Ref.[9])	1	NORELEM	DIN 71802

Tabla 6-4. Otros componentes del trinquete

6.2.2.1. Dimensionado de la biela del trinquete

El dimensionado de los elementos del trinquete se ha realizado a partir del diseño 3D de forma que una vuelta del motorreductor permita al trinquete llegar a su posición máxima y mínima produciendo el avance y posterior retroceso del mismo.

Dado que el tambor cuenta con ocho columnas de plato, el trinquete debe girar 45° para hacer un cambio de columna y cargar el siguiente plato. Esto supone acoplarse a una de las ranuras y empujarla hasta la siguiente posición y posteriormente retroceder y realizar el mismo procedimiento con la siguiente ranura.

En las siguientes imágenes se observan las diferentes posiciones que tiene el conjunto del trinquete según su situación. En la Figura 6-9 el trinquete se encuentra en su posición inicial, preparado para empujar la ranura gracias a la transmisión de movimiento que hace la biela entre este y la manivela del motorreductor. En la siguiente situación (Figura 6-10) tanto el trinquete como la manivela se encuentran en la posición opuesta. En este estado el motorreductor se encuentra parado, el muelle cargado y el brazo en posición de lanzamiento. Por último, en la Figura 6-11 se muestra el retroceso del trinquete mientras el tambor permanece estático. Una vez la manivela ha girado 180° el movimiento del trinquete cambia de sentido, volviendo a empezar el ciclo.

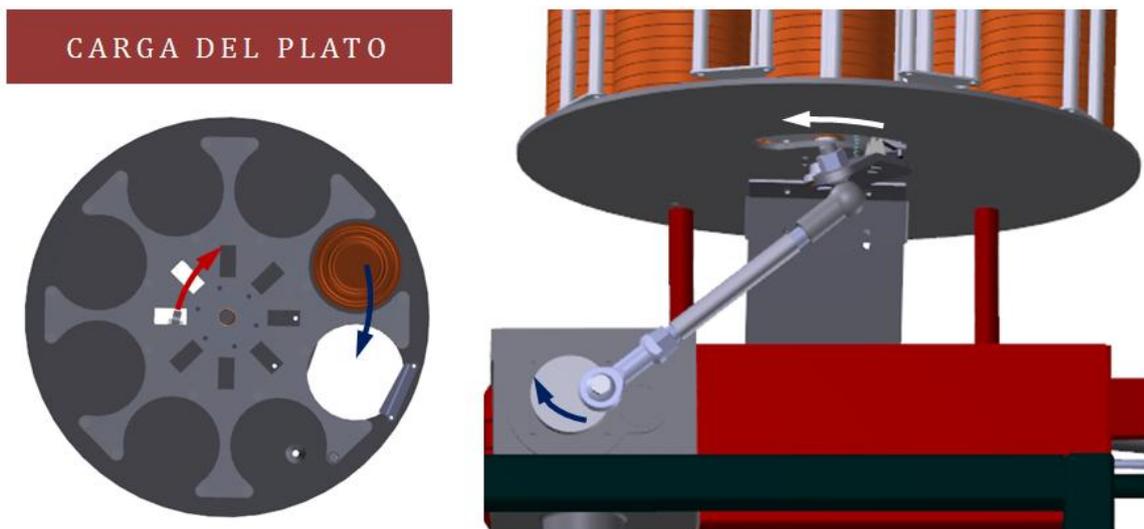


Figura 6-9. Movimiento del trinquete durante la carga del plato

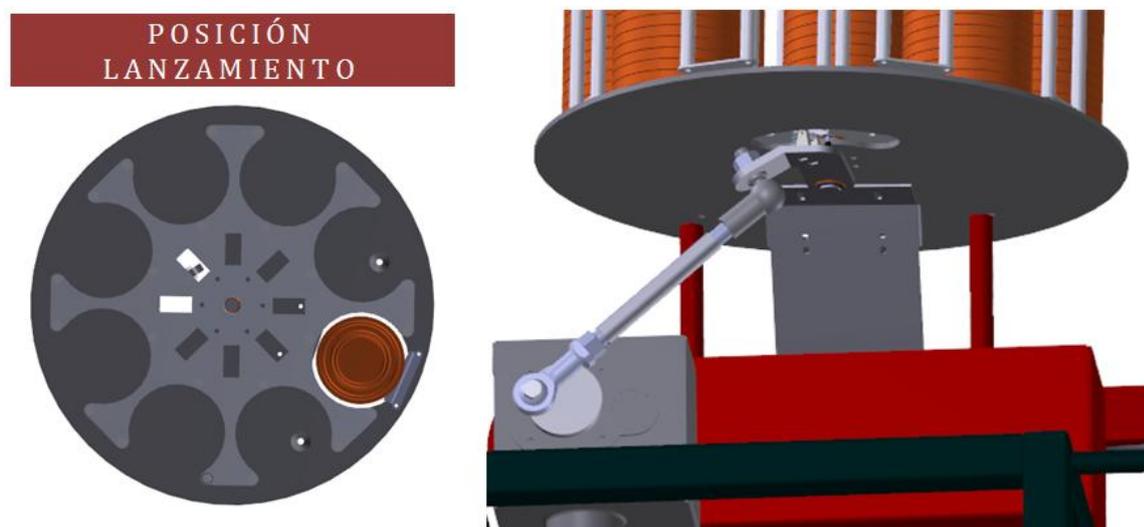


Figura 6-10. Situación del trinquete en la posición de lanzamiento

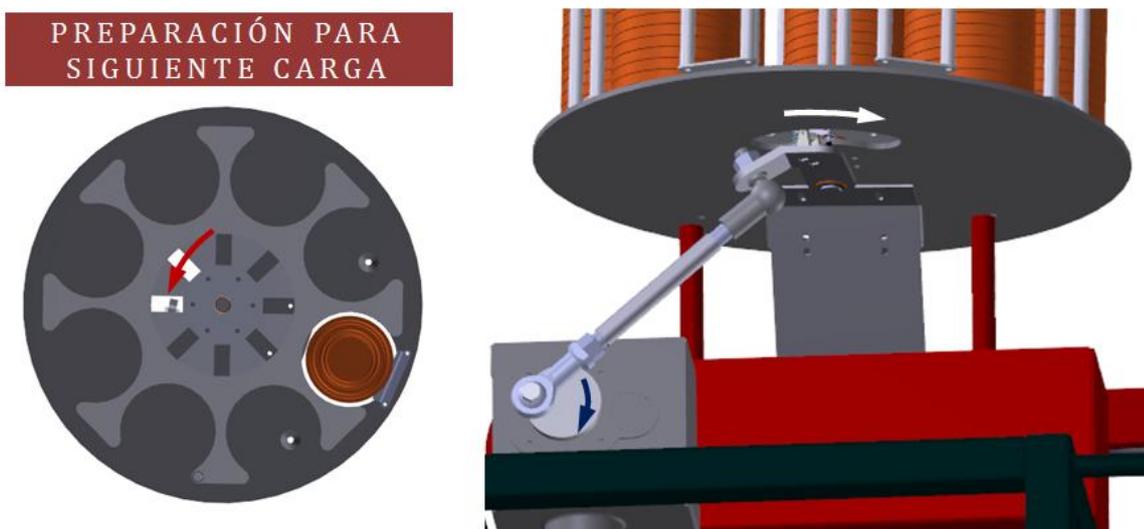


Figura 6-11. Movimiento del trinquete después del lanzamiento

6.2.2.2. Cálculo del muelle del trinquete

Mediante la ecuación 1 se calcula constante de rigidez del muelle utilizado en el trinquete. Esto permite comprobar que fuerza se requiere para hacerlo disminuir la altura suficiente para que el trinquete pueda retroceder sin dificultad.

Las dimensiones del muelle a partir de las cuales se obtiene la constante de rigidez son las siguientes:

d (diámetro del alambre) = 1 mm

N (espiras efectivas) = 9

D (diámetro medio) = 2 mm

G (módulo de rigidez) = 79.300 MPa

$$k_t = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N \cdot D^3} = \frac{79300 \cdot 1^4}{8 \cdot 9 \cdot 2^3} = 137,67 \text{ N/mm} \quad (\text{Ec. 1})$$

Dado que el muelle debe contraerse 5 mm para permitir el retroceso del trinquete, la fuerza necesaria según la ecuación 2 es de 688,35 N.

$$F = k_t \cdot x = 137,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 5 \text{ mm} = 688,35 \text{ N} \quad (\text{Ec. 2})$$

La fuerza que soporta el casquillo de marcha libre escogido es de 931,82 N (este elemento se expone en el siguiente apartado). Dado que esta fuerza es superior a la del muelle, el trinquete puede retroceder sin hacer girar el tambor.

6.2.3. *Eje de giro del tambor*

El eje de giro del tambor tiene dos funciones diferenciadas. En primer lugar, permite que el giro se realice de forma suave y en un único sentido. Esto es posible ya que en su interior cuenta con dos cojinetes, que dan estabilidad al conjunto, y un casquillo de marcha libre. Se considera que no es necesario utilizar rodamientos ya que las fuerzas en el tambor no son muy elevadas (ver apartado 6.3.2). Por este mismo motivo se utiliza un casquillo de marcha libre que soporta un momento de torsión de 20,5 Nm en lugar de una rueda libre que soporta unos esfuerzos de torsión más elevados.

Este elemento es un rodamiento antigiro que cuenta en su interior con unas agujas que se bloquean en uno de los sentidos de giro y por tanto permite al trinquete retroceder hasta su posición inicial sin hacer retroceder al tambor (Sus características pueden verse en el Anexo A).

Por otro lado, este mismo eje hace la función de eje de giro del trinquete. La unión del eje con el trinquete se realiza por la parte inferior de la placa base, mediante un cojinete (ver Figura 6-6) y un anillo de retención situado en la parte inferior de la base del trinquete.

La posición de los elementos mencionados en el eje se muestra en la Figura 6-12 y sus características en la Tabla 6-5 y la Tabla 6-6.

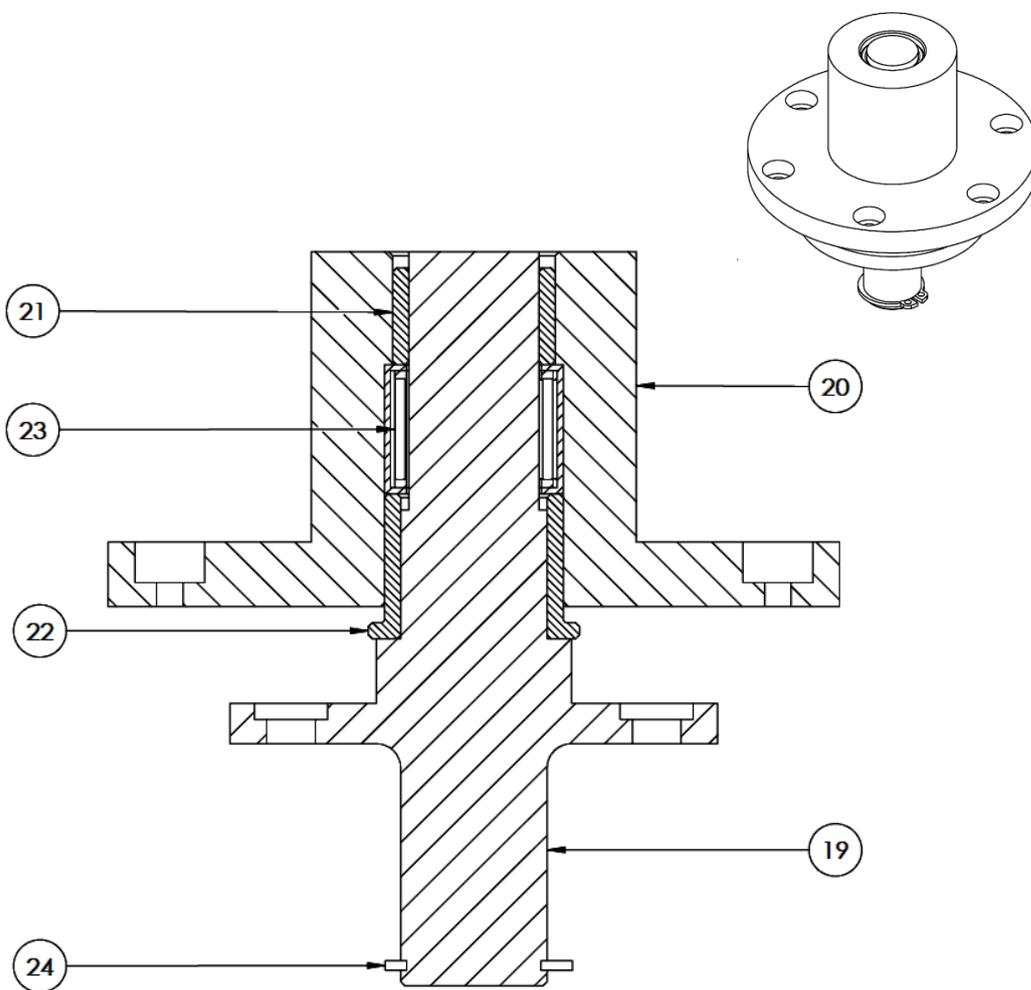


Figura 6-12. Ubicación de los componentes del eje de giro

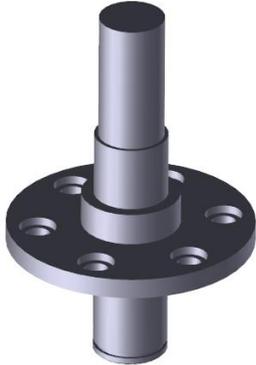
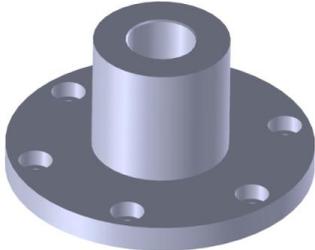
Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
19		Descripción	Eje de giro
		Función	Permitir el giro del tambor y dar estabilidad. Al mismo tiempo es el eje de giro del trinquete. Está fijado a la placa base del tambor.
		Material	Acero F-1250
		Fabricación	Mecanizado partiendo de una barra redonda 60 mm
		Nº Plano	LP-P19-Q416
20		Descripción	Soporte eje giro
		Función	Realizar el giro suavemente mediante la sujeción de los cojinetes y casquillo de marcha libre. La pieza es solidaria a la chapa inferior del tambor.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado partiendo de una barra redonda 90 mm

Tabla 6-5. Descripción de las piezas diseñadas para el eje de giro

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
21	Cojinete	1	AMES	SELFOIL. Cojinete autolubricado tipo A
22	Cojinete con valona	1	AMES	SELFOIL. Cojinete autolubricado tipo B
23	Casquillo marcha libre ¹ (Ref.[10])	1	SCHAEFFLER	Tipo HF1616
24	Anillo de retención Seeger	1	HIDRALAIR	DIN 471

Tabla 6-6. Otros componentes del eje de giro

6.3. Mecanismo de lanzamiento

El mecanismo de lanzamiento representado en la Figura 6-13 está formado por varios subsistemas que en conjunto realizan la función principal de lanzar el plato. A continuación se despliega el funcionamiento de este conjunto diferenciando según su contribución dentro del sistema. De este modo se distinguen los componentes dedicados a la acumulación de la energía cinética y el regulado de esta y los encargados de transmitir dicha energía al plato.

¹ El catálogo del casquillo de marcha libre, así como el de otros componentes que se exponen a lo largo del apartado 6 pueden encontrarse en el Anexo A.

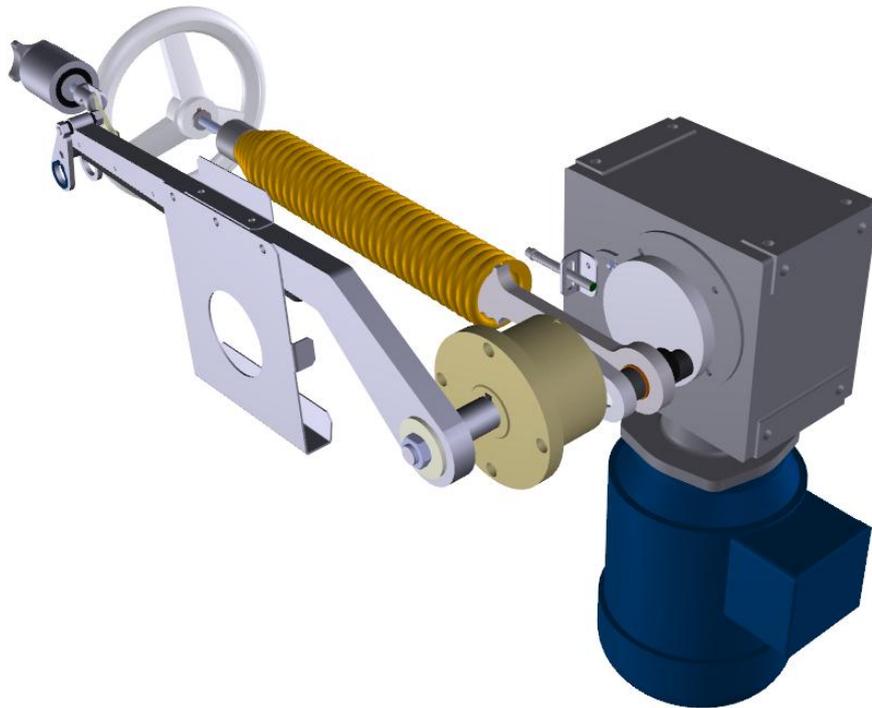


Figura 6-13. Conjunto del mecanismo de lanzamiento

6.3.1. Acumulación de energía cinética

6.3.1.1. Cálculos previos

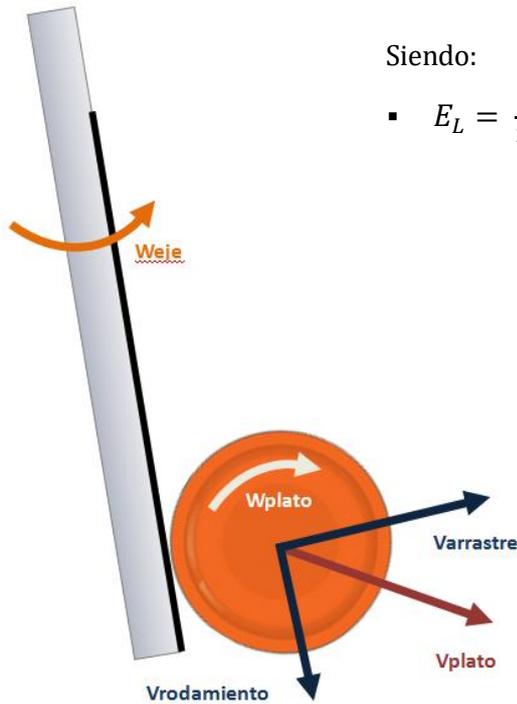
En los siguientes subapartados se exponen los cálculos realizados para dimensionar el sistema de acumulación de energía cinética y, por tanto, el mecanismo de carga del elemento elástico que en este caso se trata de un muelle.

6.3.1.1.1 Energía cinética requerida para lanzar el plato

A continuación se calcula el aporte de energía cinética necesaria para realizar el lanzamiento del plato. Como se ha comentado anteriormente, el elemento que proporciona esta energía es un muelle. En el momento en que el muelle transmite su energía potencial al brazo de lanzamiento, se considera que el plato recorre el brazo con un movimiento de rodamiento ideal, es decir sin deslizamiento. Una vez el plato llega al final del recorrido del brazo, es expulsado combinando el movimiento de translación y el de rotación.

A partir de la hipótesis de que el plato no desliza sobre el brazo y de que el movimiento del brazo le aporta tanto rotación como translación, se calcula la energía cinética (E_C) necesaria que necesita para ser lanzado como la suma de la energía lineal (E_L) y la rotacional (E_R) y la energía absorbida por el mecanismo de lanzamiento (E_I).

$$E_C = E_L + E_R + E_I \quad (\text{Ec. 3})$$



Siendo:

$$E_L = \frac{1}{2} \cdot m_{plato} \cdot v_{plato}^2 \quad (\text{Ec. 4})$$

Teniendo en cuenta que el propósito del plato es el de imitar el movimiento de un conejo o un animal similar, se establece como objetivo que la velocidad de salida del plato sea de 77 km/h (21,39 m/s) ya que es la velocidad que puede alcanzar una liebre.

Sabiendo que la masa del plato (m_{plato}) es de 0,115 kg, la energía lineal resulta de **26,31 J**.

$$E_R = \frac{1}{2} \cdot I_{Gplato} \cdot w_{plato}^2 \quad (\text{Ec. 5})$$

$$E_I = \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot w_{eje}^2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Figura 6-14. Esquema de velocidades del plato

Para el cálculo de E_R y E_I es necesario conocer la velocidad angular del plato y del eje respectivamente. Para ello se utiliza la ecuación 9 sabiendo que (Figura 6-14):

$$v_{arrastre} = w_{eje} \cdot R \quad (\text{Ec. 7})$$

$$v_{arrastre} = w_{plato} \cdot r \quad (\text{Ec. 8})$$

Siendo R el radio del brazo de lanzamiento (0,35 m) y r el radio del plato tipo Rabbit (0,055 m):

$$v_{plato} = \sqrt{v_{arrastre}^2 \cdot v_{rodam}^2} \quad (\text{Ec. 9})$$

Dado que las velocidades angulares son desconocidas, se estudia un rango limitado por la velocidad angular mínima y máxima del plato. Se considera que el valor mínimo es debido a que toda la velocidad de salida del plato es proporcionada por la velocidad de arrastre, es decir no existe movimiento de rotación, y el valor máximo como aquel en que toda la velocidad de salida es debida a la rotación del plato. La velocidad angular máxima, por tanto, se determina según la ecuación 10.

$$w_{maxplato} = \frac{v_{plato}}{r} = \frac{31,39 \text{ m/s}}{0,055 \text{ m}} = 388,9 \text{ rad/s} \quad (\text{Ec. 10})$$

Estudiando un rango de velocidades angulares del plato de 0 a 380 rad/s, y a partir de las ecuaciones 5 y 6, se obtienen los resultados de la Tabla 3-1. Los valores de la inercia del plato respecto a su centro de gravedad ($I_{G\text{plato}}$) y la inercia reducida al eje (I_{red}) se obtienen del diseño 3D en *SolidWorks*:

$$I_{G\text{plato}} = 2,0656 \cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$I_{\text{red}} = 0,0149 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

W_{plato}	V_{rodan}	V_{arrastre}	W_{eje}	E_R	E_I	E_L	E_C	$E_C \cdot C_S$
(rad/s)	(m/s)	(m/s)	(rad/s)	(J)	(J)	(J)	(J)	(J)
0	0	21,39	61,11	0	27,83	26,31	54,14	59,55
100	5,50	20,67	59,06	1,03	25,99	26,31	53,33	58,66
200	11,00	18,34	52,41	4,13	20,47	26,31	50,91	55,99
300	16,50	13,61	38,89	9,30	11,27	26,31	46,87	51,56
380	20,90	4,55	13,01	14,91	1,26	26,31	42,48	46,73

Tabla 6-7. Cálculo de la energía cinética

En la tabla anterior se observa que el rango de energía cinética requerida está comprendido entre los 43 y 55 J. Teniendo en cuenta que no se han considerado resistencias pasivas y se trata de un cálculo aproximado, se ha considerado un factor de seguridad (C_S) del 10%, obteniendo unos valores de E_C que oscilan entre los 47 y 60 J. Sabiendo que las situaciones extremas de velocidades angulares mínima y máxima no pueden producirse (ya que eso supondría que el plato desliza completamente por el brazo o que dicho brazo no se mueve respectivamente), se ha considerado que la energía cinética necesaria para producir el lanzamiento es de **55 J**.

6.3.1.1.2 Dimensionado del muelle para la acumulación de energía

La acumulación de energía potencial se realiza mediante un muelle a tracción. Para disminuir los costes de fabricación se utiliza un muelle existente en el mercado (ver apartado 5.2) diseñado para esta función. Por tanto, para conseguir transmitir la energía potencial al plato es necesario adaptar el recorrido del muelle. Este se calcula a partir de la ecuación 11, donde se observa que es necesario desplazar el muelle una distancia de aproximadamente 50 mm.

$$E_P = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2 \rightarrow 55 \text{ J} = \frac{1}{2} \cdot 41302,08 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x^2 \rightarrow x = \mathbf{51,61 \text{ mm}} \text{ (Ec. 11)}$$



La constante de rigidez k se ha calculado mediante la ecuación 12 a partir de las dimensiones de los muelles mencionados, siendo:

d (diámetro del alambre) = 8 mm

N (espiras efectivas) = 30

D (diámetro medio) = 32 mm

G (módulo de rigidez) = 79.300 MPa

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot N \cdot D^3} = \frac{79300 \cdot 8^4}{8 \cdot 30 \cdot 32^3} = 41,3 \text{ N/mm} \quad (\text{Ec. 12})$$

6.3.1.1.3 Fuerza residual del muelle después del lanzamiento

En este apartado se calcula la energía potencial residual en el muelle una vez realizado el lanzamiento. Para ello se toma como referencia el ángulo del muelle $\alpha = 0^\circ$ en la posición en la que tiene su máxima elongación (Figura 6-15). En esta situación el ángulo del brazo (β) corresponde a 150° . Dicha posición no corresponde a la posición de lanzamiento ya que para el muelle esta posición corresponde a un equilibrio inestable, por lo cual podría tener tendencia a retroceder en sentido contrario de giro en el momento de la compresión. En la Tabla 6-8 puede observarse que cuando la posición del brazo corresponde a la de lanzamiento ($\beta = 180^\circ$), el ángulo del muelle se establece en 30° , de forma que queda definido el sentido de giro en el momento de la compresión.

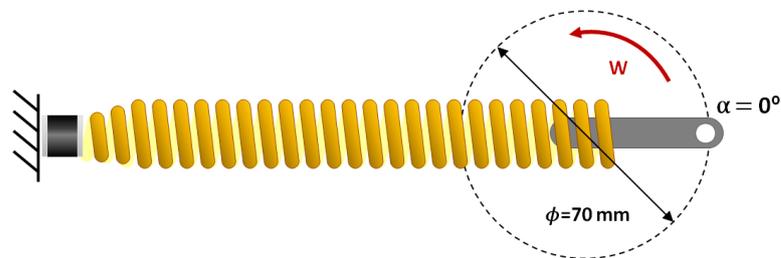


Figura 6-15. Posición de referencia del muelle

Para cada situación que se muestra en la Tabla 6-8 se calcula la energía potencial (Ec. 13) acumulada por el muelle según su elongación, esta medida se extrae directamente desde el programa *SolidWorks*. Sabiendo que la energía cinética consumida por el lanzamiento es de 55 J (calculada según la Ec. 3), se determina la energía contenida en el muelle después del lanzamiento a partir de la ecuación 15:

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2 \quad (\text{Ec. 13})$$

$$E_{Pl} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot (l_{30^\circ} - l_{180^\circ})^2 = \frac{1}{2} \cdot 41302,08 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0,0656^2 = 88,95 \text{ J} \quad (\text{Ec. 14})$$

$$E_{pl} = E_c + E_{pr} \rightarrow E_{pr} = 88,95 \text{ J} - 55 \text{ J} = 33,95 \text{ J} \quad (\text{Ec. 15})$$

$$E_{pr} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x_r^2 \rightarrow 33,95 \text{ J} = \frac{1}{2} \cdot 41302,08 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_r^2 \rightarrow x_r = 40,55 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 16})$$

Siendo, E_{pl} = Energía potencial del muelle en la posición de lanzamiento

E_c = Energía cinética consumida por el lanzamiento (55 J)

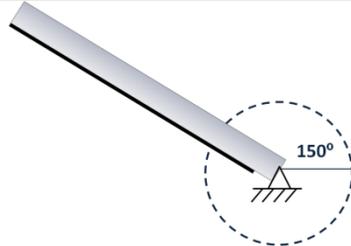
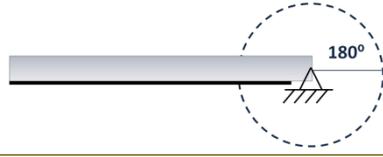
E_{pr} = Energía potencial residual en el muelle después del lanzamiento

x_r = elongación residual del muelle después del lanzamiento

A partir de esta elongación, se puede calcular la fuerza residual que el muelle ejerce una vez realizado el lanzamiento (Ec. 17) que permitirá dimensionar los elementos del eje principal de la máquina:

$$F_r = k \cdot x = 41302,08 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot 0,04055 \text{ m} = 1674,79 \text{ N} \quad (\text{Ec. 17})$$

En la ecuación 14 puede verse que hasta la compresión completa del muelle se transmite al brazo de lanzamiento una energía 88,95 J, de los cuales únicamente se consumen 55 J para lanzar el plato. Esta energía extra aportada por el muelle se traduce en una continuación del giro del eje después de haber perdido contacto con el plato debido a la inercia del brazo. Como se muestra en la ecuación 16, la elongación del muelle que corresponde a esta energía extra es de 40,55 mm. Por tanto, sin existencia de resistencias pasivas, el brazo realizaría un giro extra de 83° después de la compresión del muelle, es decir, el muelle acabaría con ángulo $\alpha = 277^\circ$ y el brazo con ángulo $\beta = 67^\circ$. No obstante, este giro es menor debido a las resistencias no calculadas.

Situación	Posición muelle	Posición brazo
$\alpha = 0^\circ$ $\beta = 150^\circ$		
	$\Delta x = 70 \text{ mm}$ $E_p = 101,19 \text{ J}$	<i>Posición de equilibrio inestable del muelle: máxima elongación</i>
$\alpha = 30^\circ$ $\beta = 180^\circ$		
	$\Delta x = 65,63 \text{ mm}$ $E_p = 88,95 \text{ J}$	<i>Posición de lanzamiento</i>

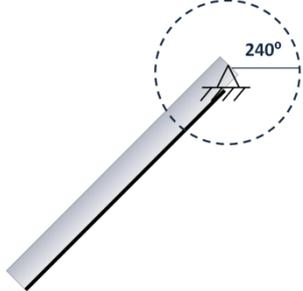
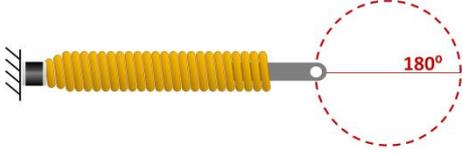
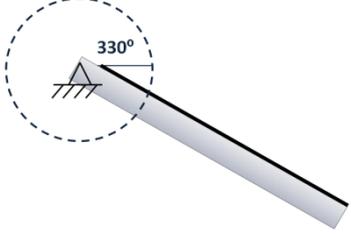
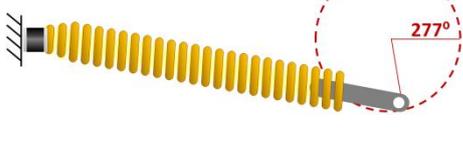
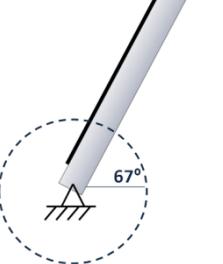
$\alpha = 90^\circ$ $\beta = 240^\circ$		
$\Delta x = 36,36 \text{ mm}$ $E_p = 27,30 \text{ J}$		
<i>Posición intermedia durante el lanzamiento</i>		
$\alpha = 180^\circ$ $\beta = 330^\circ$		
$\Delta x = 0 \text{ mm}$ $E_p = 0 \text{ J}$		
<i>Posición de equilibrio del muelle: mínima elongación</i>		
$\alpha = 277^\circ$ $\beta = 67^\circ$		
$\Delta x = 40,55 \text{ mm}$ $E_p = 33,95 \text{ J}$		
<i>Posición teórica final</i>		

Tabla 6-8. Variación de la energía potencial del muelle según su posición

6.3.1.2. Carga del muelle

Para obtener una acumulación de energía es necesario realizar la carga del muelle, que almacena energía potencial hasta que la transmite al brazo en forma de energía cinética. Para efectuar esta carga es necesario el motorreductor, el muelle de tracción y los elementos que transmiten el movimiento entre ambos.

Como se comenta anteriormente, el conjunto del muelle es existente, por tanto las piezas diseñadas consisten en un elemento de sujeción del muelle que transmite su movimiento en forma de elongación del muelle, y dos manivelas que al hacer contacto entre ellas mediante dos bulones transmiten el movimiento de rotación (representado en la Tabla 6-8) del motorreductor al muelle.

Una vez realizado un lanzamiento, el bulón del muelle situado en $\alpha = 277^\circ$ queda por detrás del bulón del motorreductor. Así que cuando el motorreductor vuelve a ponerse en marcha, la manivela solidaria a este con el bulón avanza hasta situarse detrás del bulón del muelle, momento en el que empieza la carga hasta llegar a la posición de lanzamiento (Figura 6-16).

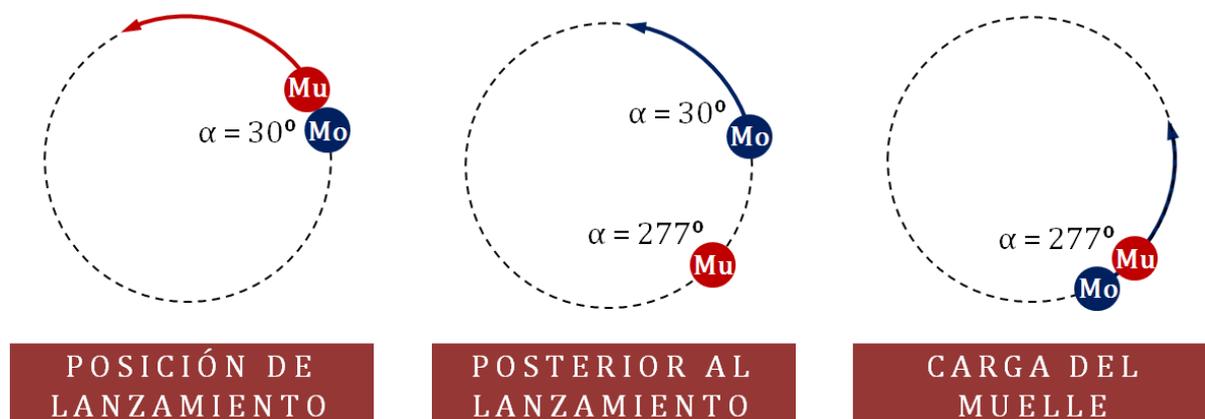


Figura 6-16. Representación de la posición de los bulones para la carga del muelle. **Mo** = bulón solidario al giro del motorreductor y **Mu** = bulón solidario al giro del muelle.

Los dos bulones comentados consisten en dos tornillos roscados a la manivela del motorreductor y a la del muelle respectivamente. Cada uno de ellos lleva un protector en la cabeza del tornillo de forma que el mantenimiento se simplifica ya que en caso de desgaste únicamente es necesario replazar dichos protectores. A pesar de que al ser elementos roscados su posición queda fijada, cada bulón consta con un casquillo separador que permite determinar fácilmente la posición de los elementos del conjunto. Uno de ellos es el encargado de mantener la distancia entre la sujeción del muelle y la manivela del eje principal, de forma que la rotación entre ambos elementos no colisione los elementos de sujeción del eje principal.

Una vez el muelle se encuentra en la posición de lanzamiento ($\alpha = 30^\circ$) el motorreductor se detiene, ya que de lo contrario podría dañar los elementos del eje principal dado que el giro queda bloqueado por el brazo de lanzamiento (ver apartado 6.3.4.1). Esta interrupción del motor se produce gracias a un sensor inductivo que detecta la aproximación de un tornillo situado en el exterior de la manivela del motorreductor (Figura 6-17). Las características de este sensor se encuentran en el Anexo A.

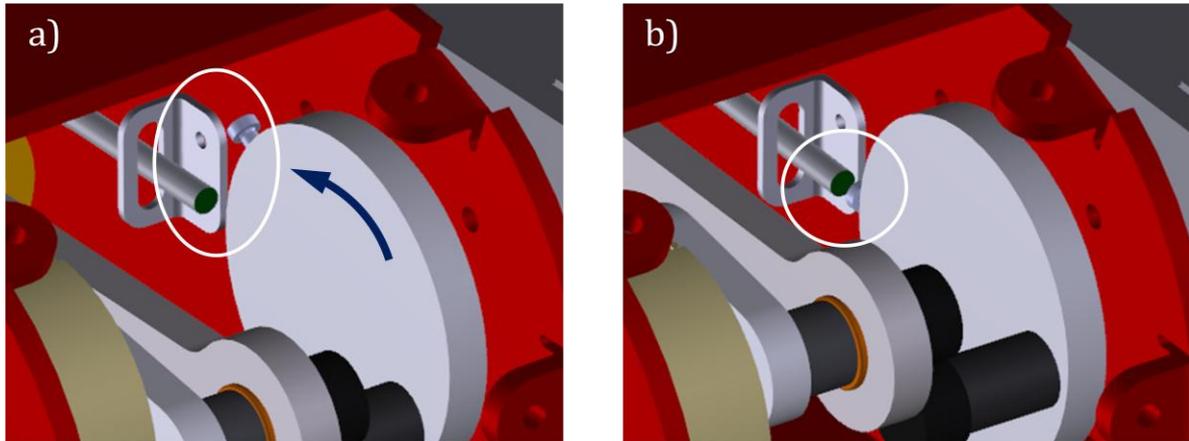


Figura 6-17. Funcionamiento del sensor inductivo. a) Motorreductor en movimiento, b) Detención del motorreductor.

La ubicación de los elementos descritos anteriormente y sus características se describen en la Figura 6-15 y sus características en la Tabla 6-9 y la Tabla 6-10.

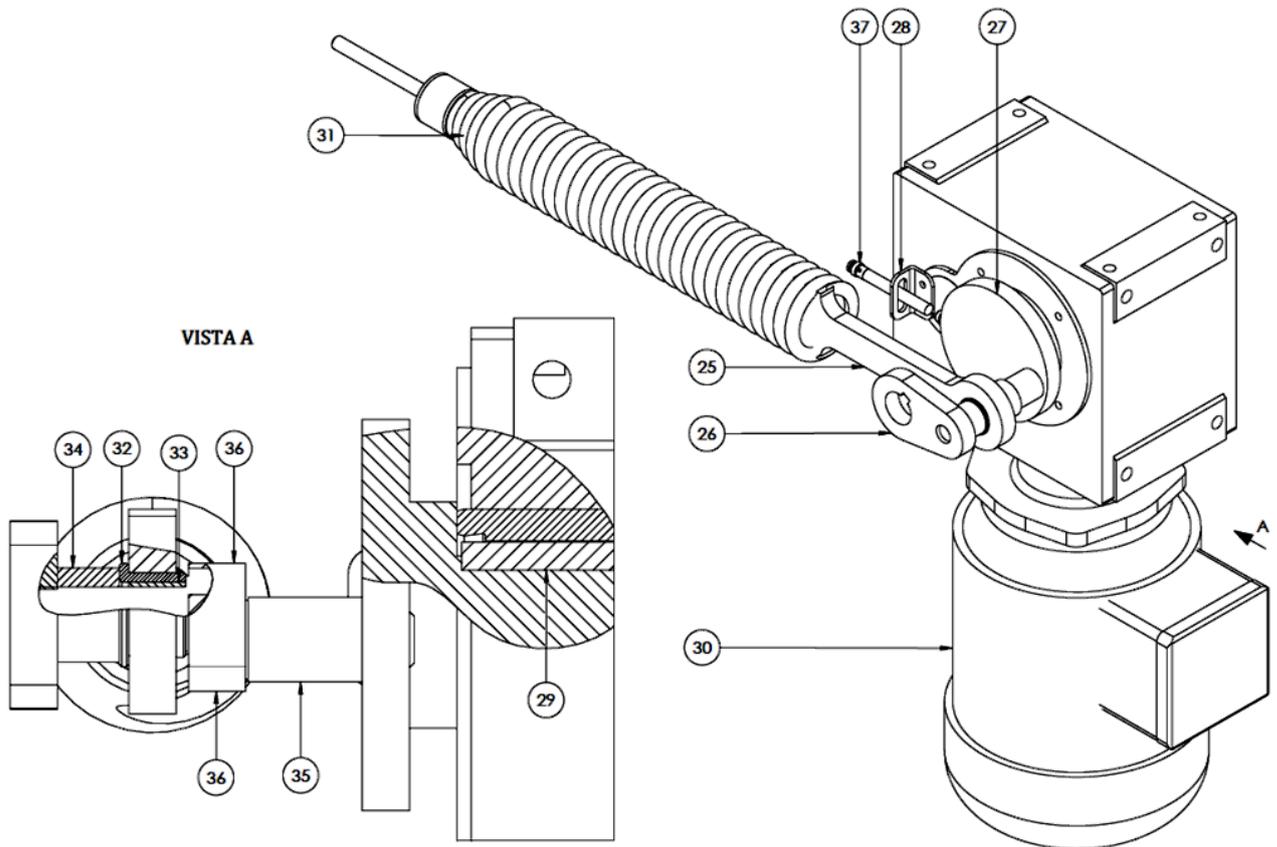


Figura 6-18. Ubicación de los componentes de la carga del muelle

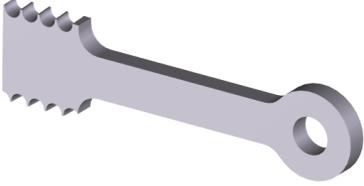
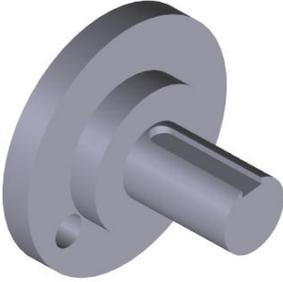
Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
25		Descripción	Sujeción muelle
		Función	Sujetar el muelle para provocar su elongación transmitiendo el movimiento de la manivela del eje principal
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Corte con hilo
26		Descripción	Manivela eje principal
		Función	Transmitir la rotación del motorreductor al eje principal y al muelle.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado
27		Descripción	Manivela motorreductor
		Función	Trasladar la rotación del motorreductor a la manivela del eje principal gracias al bulón acoplado.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado a partir de un cilindro de 83 mm
28		Descripción	Sujeción sensor inductivo
		Función	Fijar el sensor inductivo a la carcasa. El coliso permite regular la posición del sensor fijado mediante tuercas.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 2 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa

Tabla 6-9. Descripción de las piezas diseñadas para la carga del muelle

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
29	Chaveta motorreductor	1	NORELEM	DIN 6885
30	Motorreductor	1	SIEMENS	Ver apartado 6.3.2
31	Conjunto Muelle	1	LAPORTE	Ver apartado 5.2
32	Cojinete	1	AMES	SELFOIL. Cojinete autolubricado tipo B
33	Casquillo interior (Ref. [11])	1	SANDMETAL	DIN 1494. Normalizado tipo XA

34	Casquillo separador 1 (Ref. [12])	1	ESSENTA	Ref. 1112040000VR
35	Casquillo separador 2	1	ESSENTA	Ref. 005721000002
36	Protectores tornillos	2	ESSENTA	-
37	Sensor inductivo (Ref. [13])	1	BAUMER	Tipo IWRM 08 (Ver anexo A)

Tabla 6-10. Otros componentes de la carga del muelle

6.3.1.3. Regulación del muelle

La distancia de lanzamiento puede variarse mediante el sistema de regulación del muelle hasta encontrar su posición óptima. Mediante un volante situado en un extremo del muelle se varía la elongación inicial del muelle de forma que se regula la cantidad de energía que acumulará el elemento elástico durante su carga.

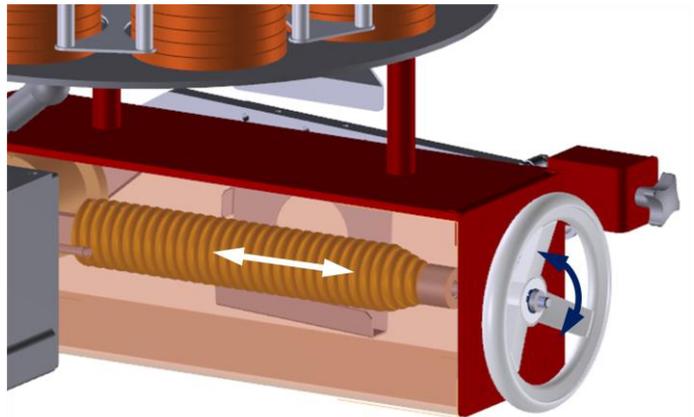


Figura 6-19. Regulación del muelle

En la siguiente imagen se muestra la ubicación de las piezas descritas en la Tabla 6-11 y la Tabla 6-12.

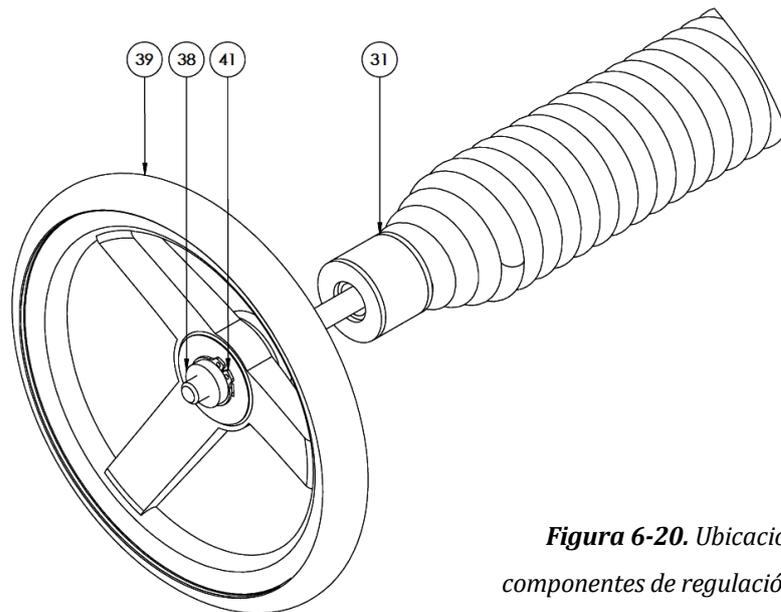


Figura 6-20. Ubicación de los componentes de regulación del muelle

Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
38		Descripción	Eje volante de regulación
		Función	Transmitir la rotación del volante de regulación al muelle mediante el roscado interior.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado partiendo de barra cilíndrica de 16 mm

Tabla 6-11. Descripción de las piezas diseñadas para la regulación del muelle

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
39	Volante (Ref. 14)	1	EMILE MAURIN	DIN 950 Ref. 13-021-160-16
40	Chaveta del volante	1	HIDRALAIR	DIN 6885
41	Anillo de retención Seeger	1	HIDRALAIR	DIN 471

Tabla 6-12. Otros componentes de la regulación del muelle

6.3.2. Dimensionado del motorreductor

El motorreductor se utiliza para proporcionar el giro del tambor que permite realizar la carga de platos y al mismo tiempo para transmitir el giro al sistema de carga del muelle, provocando la elongación del mismo.

Para la determinación de las características requeridas del motorreductor se tiene en cuenta el segundo sistema, es decir, la carga del muelle. Esto es debido a que la fuerza necesaria para mover el tambor es muy inferior a la necesaria para realizar el lanzamiento, como puede verse a continuación.

En el primer sistema, el peso del tambor que se debe arrastrar para girar y que caiga el siguiente plato es de aproximadamente 25 kg (200 platos de 115 g). Teniendo en cuenta que el coeficiente de rozamiento entre el plato y el aluminio es de 0,46, la fuerza que se debe realizar para lograr su movimiento es de 112,82 N y el par es de 2,71 Nm (Ec. 18 y 19).

$$F_1 = m_{\text{tambor}} \cdot g \cdot \mu = 25 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,46 = 112,815 \text{ N} \quad (\text{Ec. 18})$$

$$T_1 = F_1 \cdot d_1 = 112,815 \text{ N} \cdot 0,024 \text{ m} = 2,71 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 19})$$

En cambio, para el segundo sistema (carga del muelle), la fuerza máxima necesaria corresponde a la máxima elongación del muelle (70 mm), calculada en la Tabla 6-8 para $\alpha = 0^\circ$. Y por tanto, el par necesario para cargar el muelle es de:

$$F_2 = k \cdot x = 41302,08 \frac{N}{m} \cdot 0,07 = 2891,15 N \quad (\text{Ec. 20})$$

$$T_2 = F_2 \cdot d_2 = 2891,15 N \cdot 0,035 m = 101,19 Nm \quad (\text{Ec. 21})$$

Como puede observarse en las ecuaciones 19 y 21, el par para el movimiento del tambor es muy inferior al de la carga del muelle, por este motivo se calcula la potencia del motor a partir de T_2 . En el Gráfico 6-1 se muestra la evolución del par motor teniendo en cuenta que el arrastre del tambor se produce entre los ángulos $\alpha = 210^\circ$ y $\alpha = 30^\circ$ de forma que en la situación de lanzamiento el tambor está en la posición de descargar el plato y la carga del muelle se realiza entre $\alpha = 277^\circ$ y $\alpha = 30^\circ$, es decir, entre la posición final y la de lanzamiento (Figura 6-18).

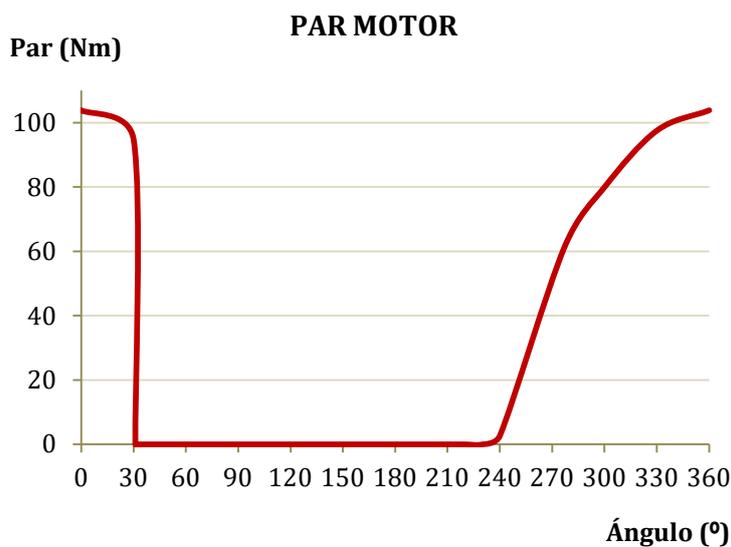


Gráfico 6-1. Evolución del par motor según el ángulo de giro

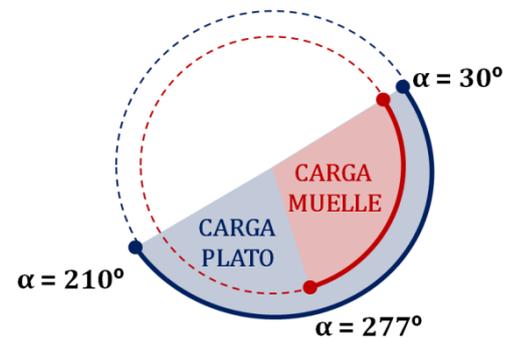


Figura 6-21. α de carga de muelle y plato

Para el cálculo aproximado de la potencia del motor se utiliza un rendimiento del 80 %. Aunque el rendimiento del motor puede ser mayor, hay que tener en cuenta que no se han tenido en cuenta resistencias pasivas, que disminuirían la efectividad del motor, por lo que el motor deberá tener una potencia mayor a la calculada.

La velocidad angular de salida que se toma como referencia para dimensionar el motorreductor es de 20 min^{-1} (2,09 rad/s) ya que en el apartado 4 se establece como requerimiento que el tiempo de rearme sea de 3 segundos.

$$P_{mot} = \frac{T_2 \cdot \omega_{carga}}{\eta} = \frac{101,19 \text{ Nm} \cdot 2,09 \text{ rad/s}}{0,8} = 264,36 \text{ W} \rightarrow \mathbf{0,26 \text{ kW}} \text{ (Ec. 22)}$$

En la tabla Tabla 6-13 se muestran las características del motorreductor escogido para el diseño de la máquina. Consisten en un motorreductor SIEMENS de 0,37 kW de potencia con eje hueco de 25 mm de diámetro.

Características		Valor
Fabricante		SIEMENS
Referencia		2KJ1500-6CE13-1HD2
Potencia motor	P_{mot}	0,37 kW
Velocidad de salida	n_2	24 min ⁻¹
Par de salida	T_2	148 Nm
Factor de servicio	f_s	0,88
Índice de reducción	i_r	57,53
Peso		11 kg

Tabla 6-13. Características motorreductor. Ref. [19]

6.3.3. Eje principal

El eje principal de la máquina es aquel que proporciona movimiento al brazo de lanzamiento. Este eje está sometido a alta velocidad ya que el plato debe ser lanzado a 77 km/h. Una vez se realiza el lanzamiento el brazo tiende a dar la vuelta completa para volver a su posición inicial debido a su inercia. Sin embargo, el muelle opone resistencia ya que la rotación del brazo genera la elongación del muelle, alejándolo de su posición de equilibrio estable. El hecho de que el muelle intente hacer retroceder al brazo, cambiando su sentido de giro, genera vibraciones e inestabilidad. Por este motivo el eje principal cuenta con una rueda libre, equivalente a un casquillo de marcha libre de mayor resistencia.

Con el objetivo de simplificar la fabricación, se utiliza un conjunto existente de rueda libre completa que incluye la rueda libre, encargada de bloquear el giro en uno de los sentidos, y dos rodamientos rígidos de bolas, que facilitan el giro del eje y resisten altas velocidades de giro. Este conjunto se une a la carcasa mediante 4 tornillos y al eje principal mediante una chaveta, ya que el conjunto dispone de un eje central, ajustado a los rodamientos y la rueda, que debe girar solidario al eje principal. Esta misma chaveta se utiliza para



Figura 6-22. Rueda libre completa. Ref. [15]

unir el eje a la manivela del eje principal, ya que este eje es el encargado de transmitir la rotación al brazo de lanzamiento al realizar la carga del muelle.

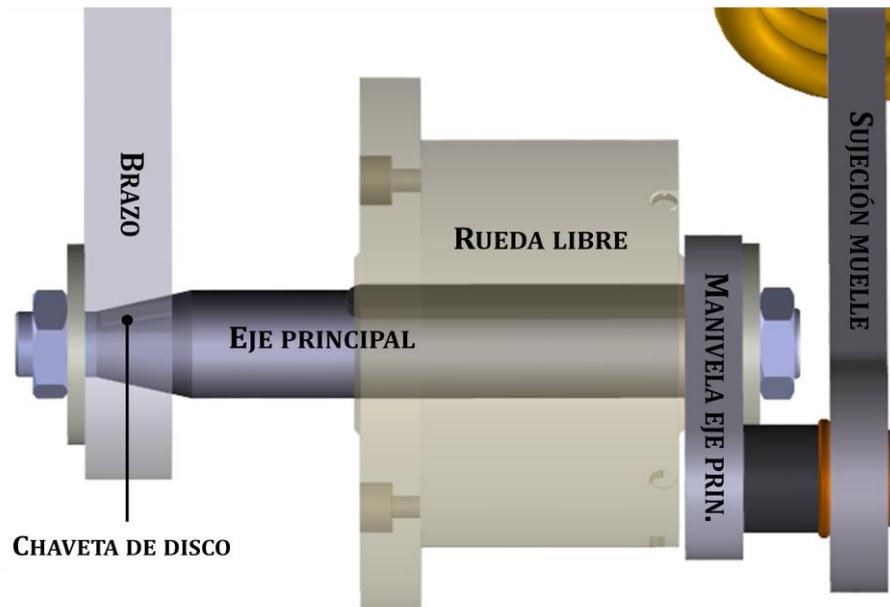


Figura 6-23. Unión del eje principal con el brazo de lanzamiento y la carga del muelle

La unión del eje principal con el brazo de lanzamiento se realiza mediante una unión cónica, de forma que la superficie de contacto es mayor y asimismo se transmite el par por la superficie cónica en lugar de por la chaveta colocada entre el eje y el brazo. Dicha chaveta sirve como referencia para posicionar el brazo respecto al eje. Consiste en una chaveta de disco (llamada también de media luna) ya que se facilita su mecanizado en la superficie cónica. Las uniones del eje principal con el resto de elementos se muestran en la Figura 6-23.

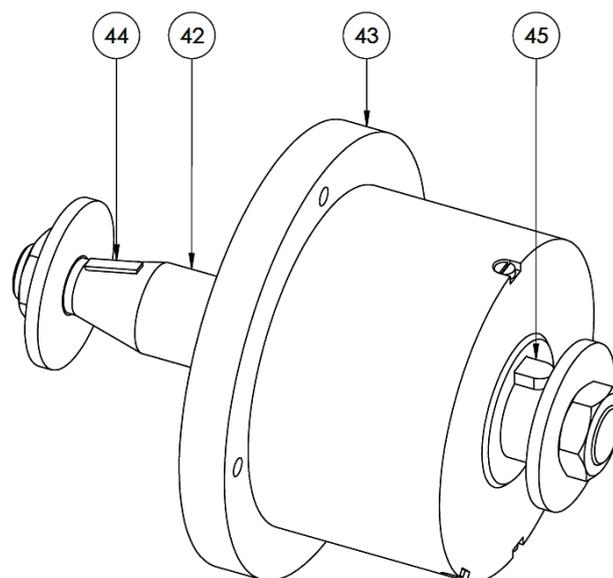


Figura 6-24. Ubicación de los componentes del eje principal

Las características del eje principal, la rueda libre y los componentes de unión se exponen en la Tabla 6-14 y la Tabla 6-15.

Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
42		Descripción	Eje principal
		Función	Transmitir la rotación de la manivela del eje principal al brazo de lanzamiento.
		Material	Acero F-1250
		Fabricación	Mecanizado partiendo de una barra de 20 mm
		Función	LP-P42-Q416

Tabla 6-14. Descripción de las piezas diseñadas para el eje principal

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
43	Rueda libre (Ref. [15])	1	RINGSPANN	Rueda completa tipo FGR 20 A1-A2 R
44	Chaveta de disco	1	HIDRALAIR	DIN 6888
45	Chaveta rueda libre	1	HIDRALAIR	DIN 6885

Tabla 6-15. Otros componentes del eje principal

6.3.3.1. Dimensionado del eje principal

El diámetro del eje principal se determina mediante el dimensionado de la rueda libre. Esta rueda situada en el eje es el elemento encargado de bloquear el giro del brazo en sentido contrario al de lanzamiento. Por tanto, es este elemento el que tiene que soportar la fuerza residual del muelle, calculada anteriormente, una vez realizado el lanzamiento.

En la ecuación 17 se calcula una fuerza residual de 1674,79 N. Este valor permite seleccionar la rueda según el momento de torsión calculado iterativamente según la ecuación 23.

$$\tau = F_r \cdot d_{rueda} = 1674,79 \text{ N} \cdot d_{rueda} \quad (\text{Ec. 23})$$

De esta forma, para un eje de 20 mm de diámetro, el conjunto de la rueda a utilizar tiene un diámetro exterior de 98 mm, lo que supone un momento de torsión máximo de 164,13 Nm. Una rueda de este tipo puede soportar hasta 180 Nm (ver características en Anexo A), y por tanto un eje de 20 mm aporta un coeficiente de seguridad de 1,1.

6.3.4. Brazo de lanzamiento

Como se ha comentado en la descripción del eje principal, el brazo de lanzamiento transmite la rotación del motorreductor al plato, aportándole energía cinética. Para cumplir dicha función, el brazo lleva incorporado una goma en la parte inferior (Figura 6-25), que es el elemento que entra en contacto con el plato mientras se realiza el lanzamiento. El motivo de utilizar la goma es que el plato rotar a lo largo del brazo. En caso de prescindir de la goma, el plato deslizaría por del brazo y por tanto, sería lanzado sin energía de rotación.

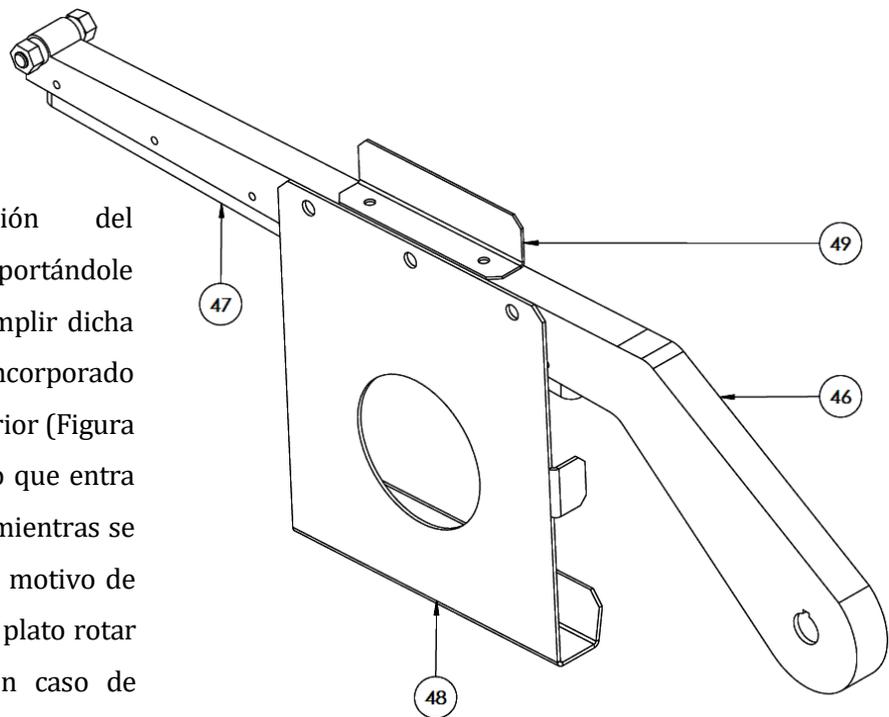


Figura 6-25. Ubicación de los componentes del brazo de lanzamiento

Otra función del brazo de lanzamiento es almacenar el plato que se utilizará en la siguiente tirada mientras no se recibe la señal de lanzamiento. Para ello cuenta con un soporte y unas pletinas que garantizan la entrada del plato dentro de dicho soporte al caer por la rampa.

Por último, en el extremo del brazo hay situado un tornillo y una tuerca que se utilizan como tope para la retención del brazo (ver apartado 6.3.4.1).

A continuación se exponen las características de los componentes diseñados para el conjunto comentado (Tabla 6-16).

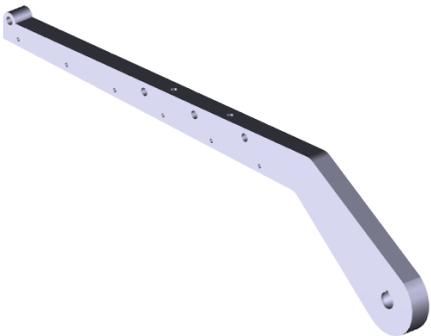
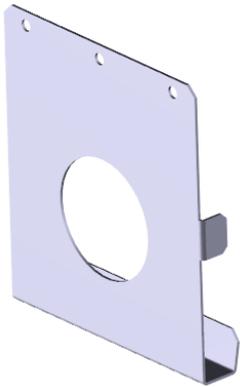
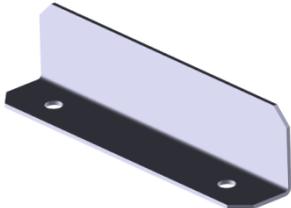
Id.	Pieza	Características	
46		Descripción	Brazo
		Función	Aportar energía cinética al plato para realizar el lanzamiento.
		Material	Aluminio
		Fabricación	Corte y mecanizado de taladros, chavetero y ranura para la goma.
47		Descripción	Goma brazo
		Función	Proporcionar el movimiento de rotación al plato evitando su deslizamiento.
		Material	Goma Shore 90
		Fabricación	Mecanizado del rebaje para introducir en el brazo
48		Descripción	Sujeción plato
		Función	Sujetar el plato preparado para el lanzamiento. La pestaña evita la caída del plato y el agujero central deja comprobar si el plato está situado en el brazo.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 1,5 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa
		Plano	LP-P48-Q416 y LP-P48-Q416_D
49		Descripción	Pletina sujeción plato
		Función	Garantizar la entrada del plato dentro de la chapa de sujeción.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 1 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa

Tabla 6-16. Descripción de las piezas diseñadas para el brazo de lanzamiento

6.3.4.1. Retención del brazo en la posición de lanzamiento

A pesar de que el motorreductor se detiene una vez llega a la posición de lanzamiento, el muelle contiene energía potencial que la transmite al brazo. Sin embargo, el lanzamiento solo debe producirse en el momento en que la máquina recibe una señal exterior conforme desea realizarse.

Por este motivo el brazo se bloquea en la posición de lanzamiento ya que, de lo contrario, el muelle liberaría la energía acumulada haciendo rotar el brazo.

Para producir este bloqueo y desbloqueo del brazo se utiliza un electroimán que se activa en recibir la señal exterior. En estado de reposo, el extremo del brazo queda apoyado sobre las piezas de retención. Cuando el electroimán se activa, atrae una articulación de horquilla que a su vez tira de los retenedores, dejando libre el movimiento del brazo (Figura 6-26).

Este desbloqueo puede realizarse de forma manual utilizando un tirador roscado al electroimán situado en la parte exterior de la carcasa.

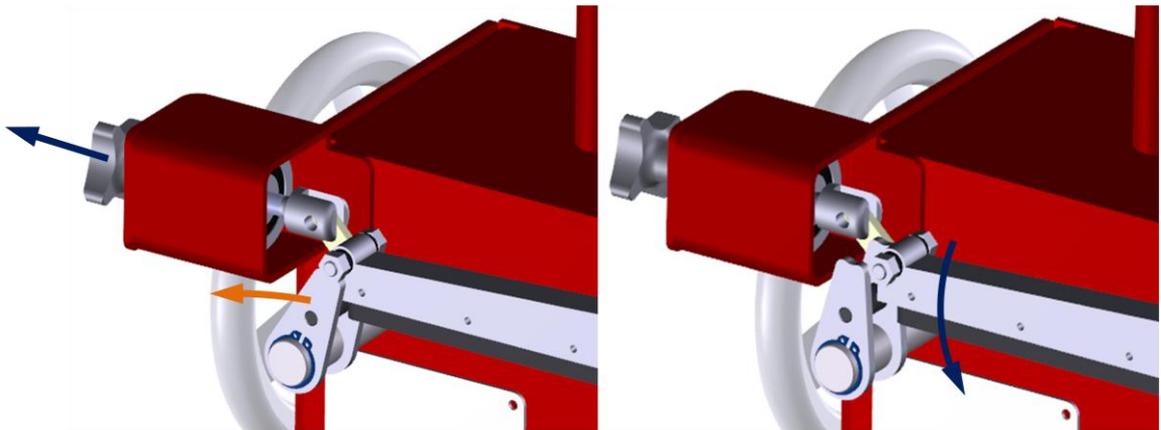


Figura 6-26. Funcionamiento manual de la retención del brazo. a) Estado de reposo. b) Electroimán activado.

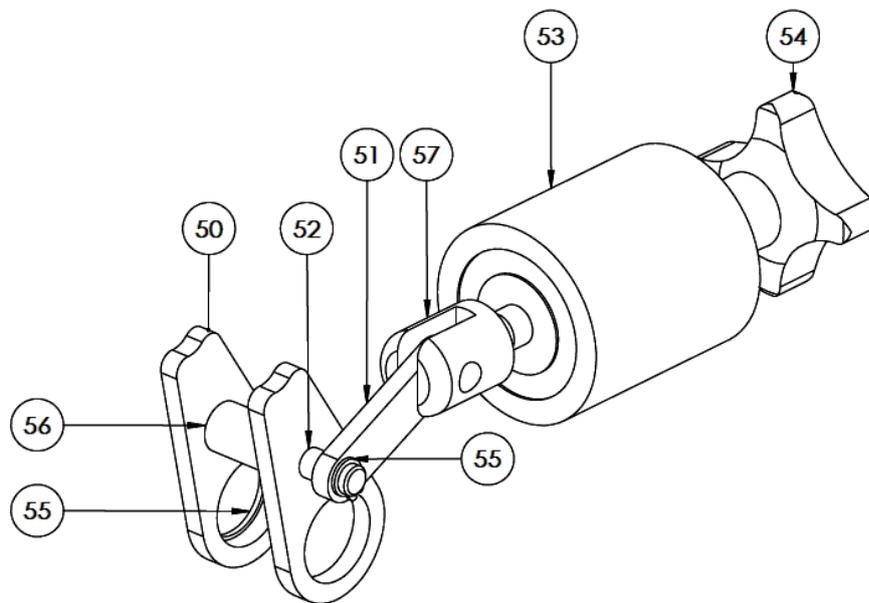


Figura 6-27. Ubicación de los componentes de la retención del brazo

En la Tabla 6-17 y la Tabla 6-18 se describen las características de los componentes (Figura 6-27) del sistema de bloqueo del brazo.

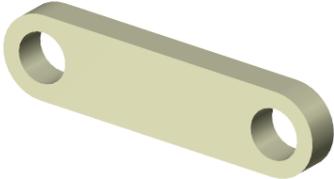
Id.	Pieza	Características	
		Descripción	
50		Descripción	Retenedor brazo (2 unidades)
		Función	Impedir la rotación del brazo hasta que se reciba la señal de lanzamiento.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Corte con láser
51		Descripción	Biela electroimán
		Función	Transmitir el movimiento proporcionado por el electroimán a los retenedores.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado a partir de una barra de 40 x 20 mm
		Plano	LP-P51-Q416
52		Descripción	Pasador retenedor
		Función	Mantener alineados los retenedores y la distancia entre ellos mediante un casquillo.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Mecanizado de ranura para el anillo de retención Seeger

Tabla 6-17. Descripción de las piezas diseñadas para la retención del brazo

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
53	Electroimán (Ref. [16])	1	LUXALP	Ref. 40VR24C
54	Tirador (Ref. [14])	1	EMILE MAURIN	Ref. 15-222-40-55
55	Anillos de retención Seeger	2	HIDRALAIR	DIN 471
56	Casquillo separador	1	ESSENTRA	Ref. 1111630000VR
57	Articulación de horquilla	1	NORELEM	DIN 71752

Tabla 6-18. Otros componentes de la retención del brazo

6.4. Estructura

En cuanto a la estructura, queda determinada por la distribución de los elementos diseñados comentados anteriormente.

Pueden diferenciarse dos partes de la estructura: la bancada, cuya función es el soporte del conjunto, y la carcasa que, además de soportar y unir, permite proteger algunos de los elementos del sistema de lanzamiento. El conjunto formado por ambas partes se observa en la Figura 6-28.

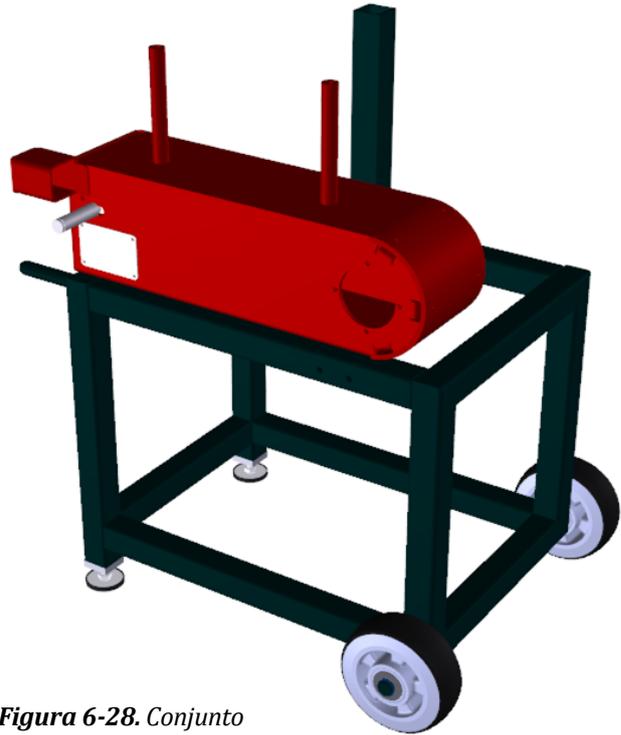


Figura 6-28. Conjunto del la estructura

6.4.1. Carcasa

Los componentes de la carcasa (mostrados en la Figura 6-27 y explicados posteriormente en la Tabla 6-19) consisten principalmente en varias piezas de chapa metálica doblada y soldadas entre ellas. Dicha carcasa permite alojar el sistema de carga y regulación del muelle. Además, consta de dos barras cilíndricas que actúan como soportes y fijación del tambor.

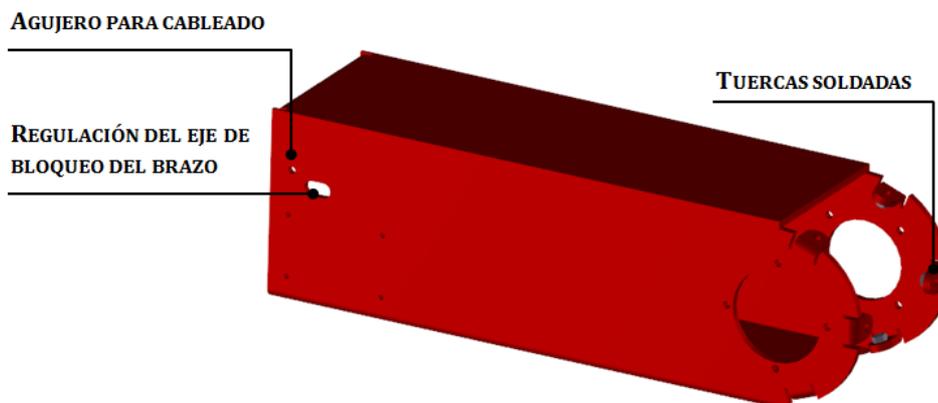


Figura 6-29. Detalles de la carcasa

Con el objetivo de facilitar el montaje de la máquina, tanto la parte delantera y trasera pueden desmontarse. De esta forma también se simplifica el mantenimiento durante el funcionamiento de la máquina ya que se facilita el acceso ya que su unión con la carcasa se realiza mediante tornillos. La carcasa cuenta con tuercas soldadas en las bridas situadas tanto en la parte trasera como delantera, que permiten el montaje de ambas tapas.

Uno de los aspectos a destacar del conjunto de la carcasa es que es posible regular la distancia del eje del retenedor del brazo gracias a un coliso (Figura 6-26).

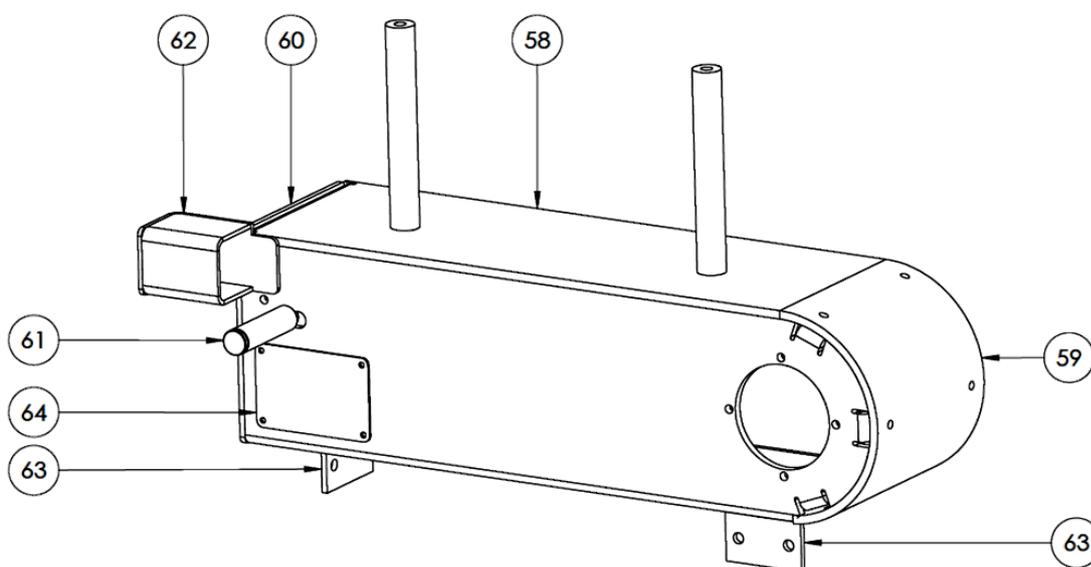
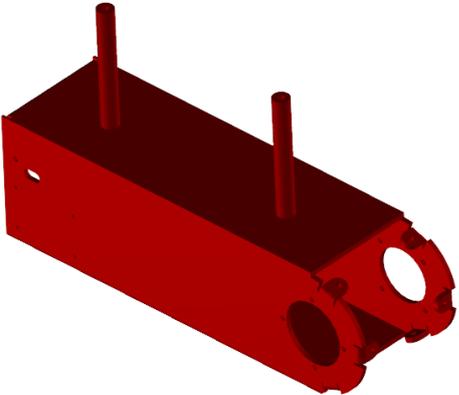


Figura 6-30. Ubicación de los componentes de la carcasa

Id.	Pieza	Características	
58		Descripción	Carcasa
		Función	Proteger y sujetar elementos como la carga del muelle, motorreductor o brazo de lanzamiento. Además de soportar con dos puntos de apoyo el tambor.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 6 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa y unión de las diferentes partes mediante soldadura
		Nº Plano	LP-P58-Q416 y LP-P58-Q416_D

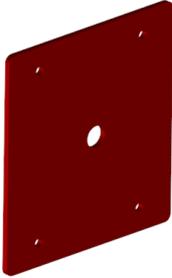
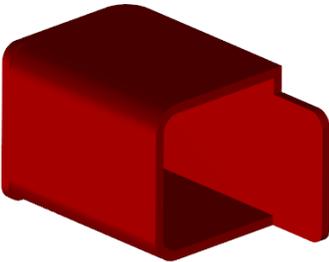
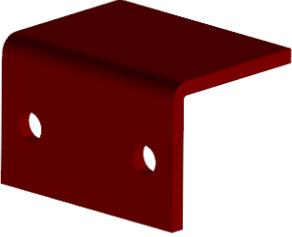
59		Descripción	Tapa delantera
		Función	Tapar la parte delantera de la carcasa.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 6 mm
		Fabricación	Doblado de chapa
60		Descripción	Tapa trasera
		Función	Tapar la parte trasera de la carcasa y permitir la regulación del muelle con el volante.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 6 mm
		Fabricación	Corte de chapa y posterior taladrado
61		Descripción	Eje de bloqueo del brazo
		Función	Soportar y ser el eje de rotación del bloqueo del brazo.
		Material	Acero F-1120
		Fabricación	Torneado y mecanizado de ranura para el anillo y roscado
62		Descripción	Carcasa electroimán
		Función	Proteger y sujetar el electroimán. El rebaje lateral se facilita la posición respecto a la carcasa.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 3 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa y unión a la carcasa mediante soldadura
63		Descripción	Sujeciones bancada (2 unidades)
		Función	Unir la carcasa a la bancada.
		Material	Chapa de acero F-1110 de 6 mm
		Fabricación	Corte y doblado de chapa y unión a la carcasa mediante soldadura.
64		Descripción	Placa identificativa
		Función	Identificar la referencia de la máquina lanzaplatos.
		Material	Chapa de aluminio
		Fabricación	Corte e impresión del aluminio y posterior grabado de los datos

Tabla 6-19. Descripción de las piezas diseñadas para la carcasa

6.4.2. Bancada

La bancada está formada por perfiles estructurales de hierro soldados entre sí. Además de permitir la unión con la carcasa, consta de un perfil vertical cuya misión es servir de tercer punto de apoyo del tambor. A pesar de que la carcasa queda apoyada en dos de los perfiles que forman la bancada, los dos componentes de la estructura quedan unidos mediante dos sujeciones soldadas en la bancada, de forma que queda determinada la posición de la carcasa (Figura 6-28).

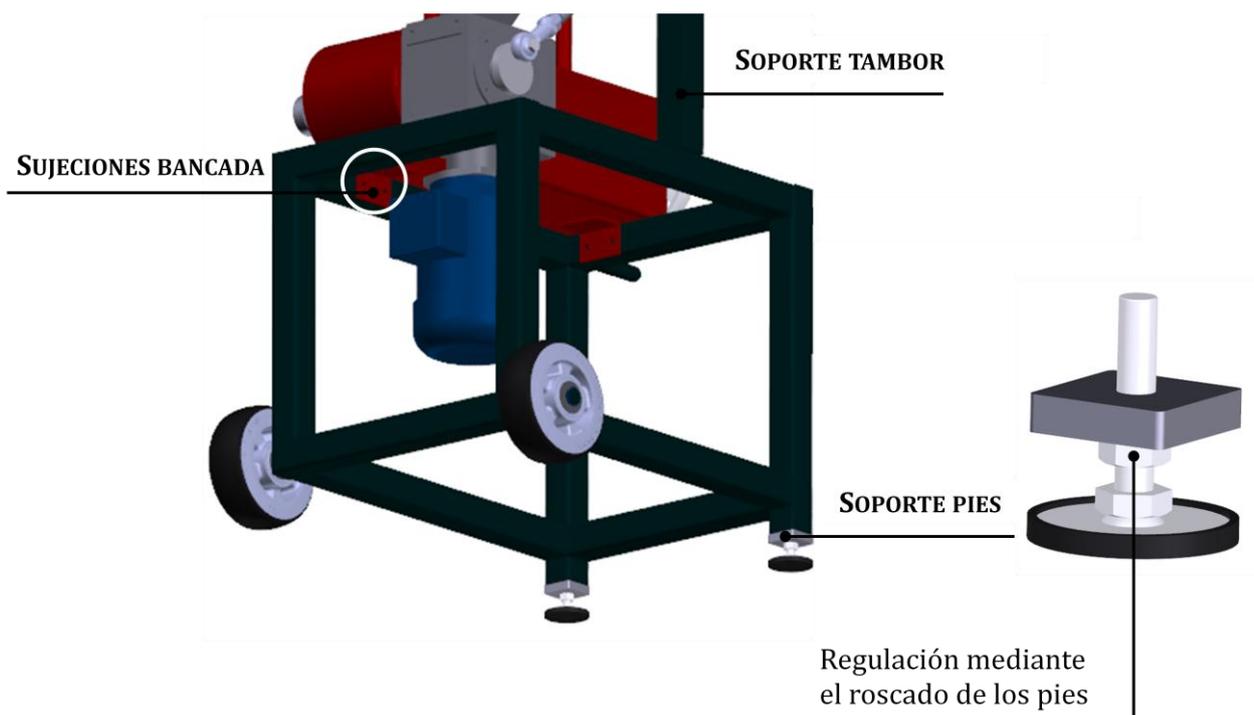


Figura 6-31. Detalles de la bancada

Dado que las máquinas tipo *Rabbit* no se ubican en fosos, sino que se cambian de posición con frecuencia, la bancada dispone de dos ruedas y un par de manetas soldadas que facilitan el transporte de la máquina. Por este mismo motivo, es posible variar la inclinación de la máquina mediante dos pies regulables roscados.

En la Figura 6-32 se aprecia la ubicación de los componentes mencionados, definidos en la Tabla 6-20 y la Tabla 6-21.

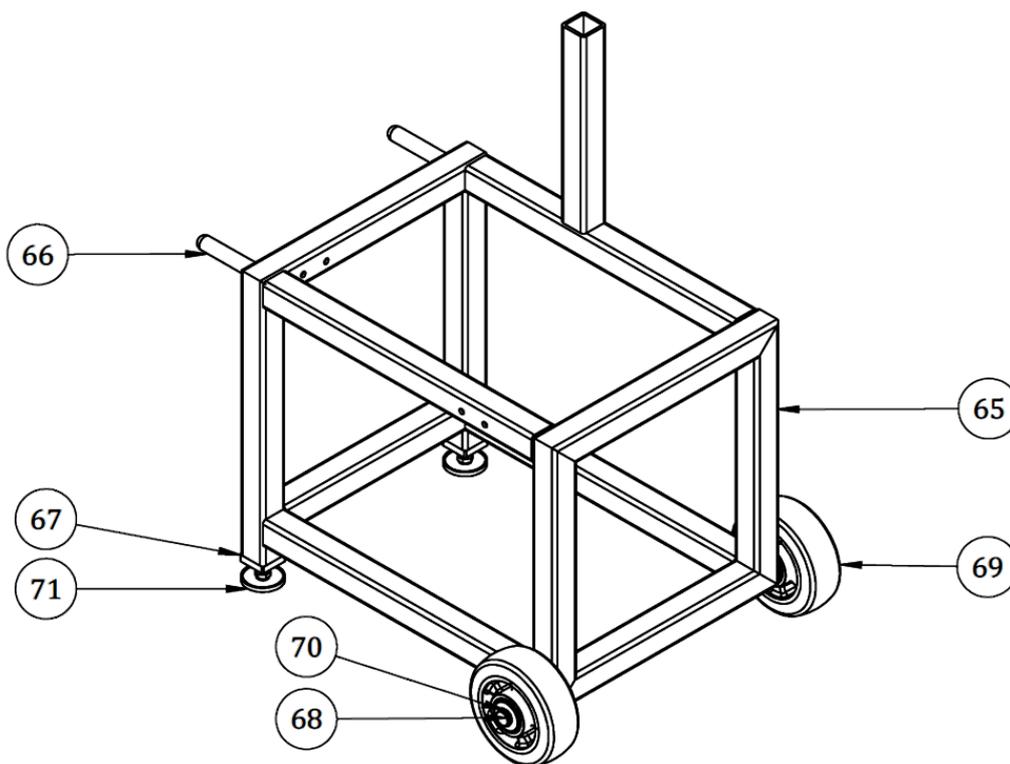
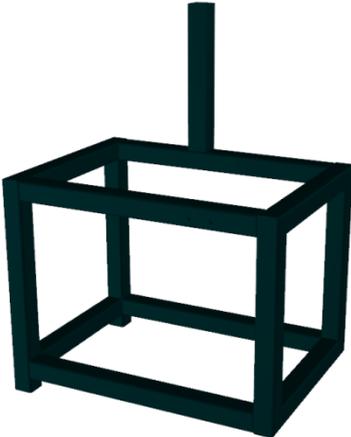


Figura 6-32. Ubicación de los componentes de la bancada

Id.	Pieza	Características	
65		Descripción	Bancada
		Función	Soportar todos los componentes.
		Material	Hierro. Compuesto por los perfiles de 40 x 40 x 4 de espesor. Longitudes: <ul style="list-style-type: none"> - 1x 310 mm - 2x 390 mm - 1x 310 mm - 4x 465 mm - 2x 400 mm - 2x 430 mm - 1x 297 mm (soporte)
		Fabricación	Soldadura entre perfiles
		Nº Plano	LP-M65-Q416_A
66		Descripción	Manetas (2 unidades)
		Función	Facilitar el traslado de la máquina.
		Material	Hierro
		Fabricación	Soldado a bancada

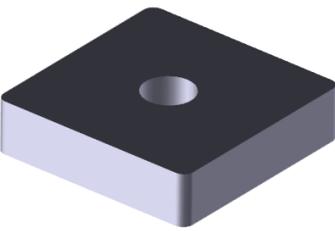
67		Descripción	Soporte pies (2 unidades)
		Función	Regular la inclinación de la máquina mediante el roscado de los pies.
		Material	Hierro
		Fabricación	Mecanizado del roscado interior y soldado a la bancada
		Plano	LP-P67-Q416
68		Descripción	Soporte ruedas (2 unidades)
		Función	Eje de rotación de las ruedas
		Material	Hierro
		Fabricación	Mecanización de la ranura para el anillo de retención y soldado a la bancada

Tabla 6-20. Descripción de las piezas diseñadas para la bancada

Id.	Componente	Ud.	Proveedor	Características
69	Ruedas (Ref. [17])	2	BLICKLE	Ref. ALBS 150/20K
70	Anillos de retención Seeger	2	HIDRALAIR	DIN 471
71	Pies niveladores (Ref. [14])	2	EMILE MAURIN	Ref. 35-211-50-10-50

Tabla 6-21. Otros componentes de la bancada

6.5. Descripción del ciclo de funcionamiento

La duración total de un ciclo de funcionamiento es de 3 segundos aproximadamente. Este tiempo viene definido por la velocidad del motorreductor, ya que tarda 3 s en dar una vuelta completa y por tanto es lo que tarda el brazo en realizar el lanzamiento y volver a la posición inicial.

El esquema del ciclo de funcionamiento se muestra en la Figura 6-33, en el que se ha definido como estado inicial y final la posición del brazo en $\beta = 180^\circ$ con el motorreductor detenido, es decir, con el brazo en posición de lanzamiento.

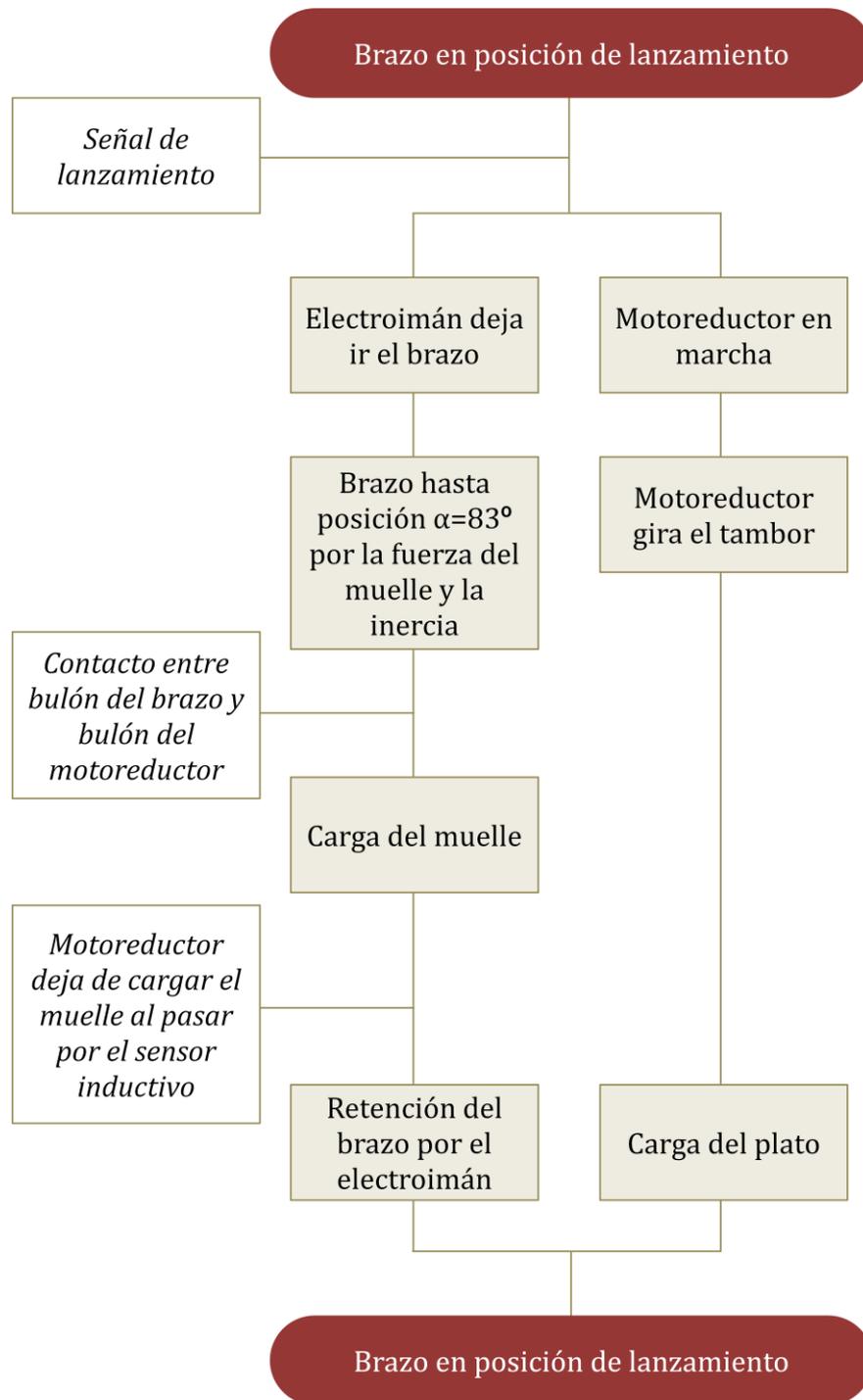


Figura 6-33. Diagrama del ciclo de funcionamiento de la máquina lanzaplatos

7. Mantenimiento

El mantenimiento de las máquinas lanzaplatos debe realizarse periódicamente con el fin de garantizar su correcto funcionamiento.

Algunos aspectos básicos para mantener la máquina en buenas condiciones son:

- **Limpieza:** en el campo de tiro pueden producirse trazas de platos rotos que dañen algunos elementos e impidan el funcionamiento. Requieren especial atención elementos como la base del tambor, ya que los platos se deslizan por su superficie o el sensor inductivo que debe tener la superficie de detección limpia.
- **Carga equilibrada de los platos:** además de comprobar que se dispone de la cantidad de platos requeridos para la competición, es necesario que la colocación de estos sea equilibrada, de forma que el peso en el tambor quede compensado manteniendo el eje de giro del tambor alineado.

Más allá de comprobar que el lanzamiento se ejecuta correctamente, es necesario realizar el mantenimiento preventivo de otros elementos que requieren mayor atención:

- **Motoreductor:** conservar el motoreductor en un buen estado de lubricación según el procedimiento indicado por el fabricante.
- **Goma del brazo de lanzamiento:** en cada lanzamiento la goma soporta la fricción con el plato que produce el desgaste de la misma. Por ello es fundamental revisar el deterioro de la goma, que en caso excesivo debe ser substituida, ya que de lo contrario el plato produciría el roce con el brazo en lugar de con la goma. En este caso, el plato deslizaría a lo largo del brazo en lugar de rotar sobre la goma, perdiendo la energía de rotación en el momento de ser lanzado.
- **Eje principal:** comprobar la alineación del eje principal, ya que su desalineación podría dañar los rodamientos incluidos en el conjunto de la rueda libre. Esto puede verificarse mediante un análisis de ruidos y vibraciones.
- **Muelle:** este elemento está sometido continuamente a fuerzas de tracción y compresión por lo que puede dar lugar a la rotura del mismo, requiriendo la substitución del mismo.

8. Estudio económico

8.1. Costes asociados al proyecto

En el estudio económico que se presenta a continuación se computan los costes asociados al desarrollo del proyecto e investigación del mismo, además del coste aproximado de la máquina, incluyendo el precio de los componentes así como también el coste de su montaje.

Los costes de ingeniería del proyecto se desglosan en el coste asociado al diseño conceptual, dimensionado de la máquina y sus componentes y la realización del modelo tridimensional en *SolidWorks*. Para ello se ha considerado una dedicación de 200 horas a 35€/h y de 160 horas a 25€/h respectivamente, generando un coste total de ingeniería de 11000 €.

Para el cálculo del coste de la máquina, se estima el precio del conjunto de piezas que forman parte de esta, incluyendo en la valoración el coste del material y de fabricación². La tornillería y otros elementos como chavetas y cojinetes se ha considerado de un 5% sobre el precio total de la máquina (Tabla 3-1).

Id.	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio
-	-	(ud)	(€/ud)	(€)
1	Base tambor	1	80,00	80,00
2	Chapa inferior	1	70,00	70,00
3	Chapa superior	1	70,00	70,00
4	Pletina exterior	1	30,00	30,00
5	Pletina interior	1	30,00	30,00
6	Regulación rampa	1	40,00	40,00
7	Rampa	1	40,00	40,00
8	Barras cilíndricas macizas	24	8,00	192,00
9	Base trinquete	1	60,00	60,00
10	Trinquete	1	50,00	50,00
11	Soporte trinquete	2	40,00	80,00
12	Muelle trinquete	1	20,00	20,00
13	Biela trinquete	1	20,00	20,00
14	Manivela trinquete	1	80,00	80,00
17	Rótula hembra	1	8,00	8,00
18	Articulación angular	1	3,00	3,00

² El coste de fabricación de las piezas diseñadas específicamente para este modelo de máquina lanzaplatos ha sido estimado por la empresa *TI Automotive*.

19	Eje de giro	1	110,00	110,00
20	Soporte eje giro	1	70,00	70,00
25	Sujeción muelle	1	50,00	50,00
26	Manivela eje principal	1	60,00	60,00
27	Manivela motoreductor	1	80,00	80,00
28	Sujeción sensor inductivo	1	10,00	10,00
30	Motoreductor	1	200,00	200,00
31	Conjunto Muelle	1	50,00	50,00
37	Sensor inductivo	1	15,00	15,00
38	Eje volante de regulación	1	50,00	50,00
39	Volante	1	2,57	2,57
42	Eje principal	1	100,00	100,00
43	Rueda libre	1	20,00	20,00
46	Brazo	1	70,00	70,00
47	Goma brazo	1	25,00	25,00
48	Sujeción plato	1	65,00	65,00
49	Pletina sujeción plato	1	20,00	20,00
50	Retenedor brazo	2	40,00	80,00
51	Biela electroimán	1	20,00	20,00
52	Pasador retenedor	1	10,00	10,00
53	Electroimán	1	4,00	4,00
58	Carcasa	1	150,00	150,00
59	Tapa delantera	1	20,00	20,00
60	Tapa trasera	1	20,00	20,00
61	Eje de bloqueo del brazo	1	30,00	30,00
62	Carcasa electroimán	1	60,00	60,00
63	Sujeciones bancada	2	20,00	40,00
64	Placa identificativa	1	5,00	5,00
65	Bancada	1	200,00	200,00
66	Manetas	2	10,00	20,00
67	Soporte patas	2	10,00	20,00
68	Soporte ruedas	2	20,00	40,00
69	Ruedas	2	5,00	10,00
71	Pies niveladores	2	7,00	14,00
Total				2613,57
-	Tornillería, chavetas, cojinetes y otros		5%	130,68
-	Cableado		2%	52,27
TOTAL				2796,52

Tabla 8-1. Coste total de la máquina

En la Tabla 8-2 puede observarse el coste total del proyecto, en el que se contabilizan los costes de ingeniería, la fabricación del prototipo y su montaje. El coste del prototipo se ha considerado equivalente al coste de la máquina calculado, ya que el precio puede ser inferior, sin embargo, el importe incrementa al valorar los costes de los test realizados al mismo.

Concepto	Cantidad	Coste	Importe
Costes de ingeniería			
▪ Diseño conceptual, dimensionado y selección de componentes	200 h	35 €/h	7.000 €
▪ Diseño CAD	160 h	25 €/h	4.000 €
Fabricación prototipo	1 ud.	2796,52 €	2796,52 €
Construcción prototipo	15 h	20 €/h	300 €
TOTAL			14.096,52 €

Tabla 8-2. Coste total del proyecto

De la tabla anterior se concluye que el coste total del proyecto asciende a 14096,52€ de los cuales el 78% corresponden a costes de ingeniería y el 22% a la fabricación y montaje del prototipo.

8.2. Estudio de viabilidad

En el siguiente estudio de viabilidad se suponen unas ventas de 1000 máquinas durante 5 años. Dado que es un cálculo aproximado, se estima para el estudio unas ventas anuales de 200 máquinas.

En la inversión necesaria para llevar a cabo la fabricación de las máquinas se computa, además de los costes calculados en el apartado anterior, los utillajes para fabricar las piezas y un coste asociado a posibles modificaciones que se realicen en el diseño una vez realizados los test al prototipo.

Los costes se dividen en costes de fabricación, asociados al coste de la máquina calculado anteriormente, costes de empaquetamiento de las máquinas y transporte de las mismas, que se estima en un 10% del coste total de la máquina, y costes comerciales, que incluyen la campaña publicitaria necesaria para lograr las ventas estimadas. Para dicha campaña se destinan 3000€ que servirán para los 5 años del estudio. Además de los costes mencionados, se añade un coste de contingencia del 10% de los costes calculados para posibles riesgos no identificados.

Por último, los ingresos se calculan como el número de máquinas vendidas por el precio unitario de venta de la máquina. Este precio se establece en 3350€ con el objetivo de conseguir un beneficio del 20% sobre los costes totales por máquina.

Concepto	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Inversión (I_0)						
▪ Costes de ingeniería	-11000					
▪ Prototipo	-2797					
▪ Utillajes	-15000					
▪ Modificaciones	-1000					
Costes						
▪ Costes de fabricación		-559304	-559304	-559304	-559304	-559304
▪ Costes de empaquetamiento y transporte		-55930	-55930	-55930	-55930	-55930
▪ Costes comerciales		-600	-600	-600	-600	-600
▪ Costes de contingencia		-30792	-30792	-30792	-30792	-30792
Ventas		670000	670000	670000	670000	670000
Flujo de caja (V_t)	-29797	23374	23374	23374	23374	23374
Flujo de caja acumulado	-29797	-6423	16951	40325	63699	87073

Tabla 8-3. Flujo de caja acumulado. Unidades en €.

Una vez calculado el flujo acumulado (Tabla 8-3), se observa que el período de retorno de la inversión, (29797 €) se produce entre el primer y segundo año. A partir del flujo de caja calculado en la tabla anterior, se determina la rentabilidad del proyecto mediante el cálculo del valor actual neto (ecuación 23), suponiendo un interés (i) del 5%.

$$VAN = \sum_{t=1}^T \frac{V_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (\text{Ec. 24})$$

$$VAN = \frac{23374}{(1+0,05)^1} + \frac{23374}{(1+0,05)^2} + \frac{23374}{(1+0,05)^3} + \frac{23374}{(1+0,05)^4} + \frac{23374}{(1+0,05)^5} - 29797$$

$$= 71400 \text{ €}$$

Dado que el resultado del VAN es positivo, se concluye que el proyecto es rentable y, por tanto, viable.

9. Planificación

La duración del proyecto es de 17 semanas aproximadamente que corresponden a una dedicación 360 horas.

Las diferentes tareas a realizar para llevar a cabo el proyecto se han dividido en tres fases:

- **FASE PREVIA:**

Esta primera fase del proyecto consiste en plantear los objetivos y alcance y definir las especificaciones técnicas que deben tenerse en cuenta en el momento de diseñar la máquina. Para ello es necesario efectuar una búsqueda de información sobre los modelos de máquinas lanzaplatos que existen actualmente, así como la normativa aplicable. Este estudio de mercado incluye una visita al campo de tiro de Mollet del Vallés.

- **FASE DE DISEÑO:**

Es en esta fase donde se estudian las posibles alternativas para cada una de las partes que componen el mecanismo, analizando a grandes rasgos la viabilidad de cada una de ellas y comprobando el cumplimiento de las especificaciones definidas en la fase anterior. Esta fase se subdivide estudiando cada uno de los componentes por separado para, posteriormente, seleccionar la solución más adecuada para cada uno de ellos.

- **FASE FINAL:**

Una vez escogidas las alternativas de cada parte, se procede a elaborar el diseño detallado del conjunto de la máquina. Esto incluye la realización de los cálculos que sean necesarios, estudios finales y el modelado 3D del diseño final. Para estudiar la viabilidad del proyecto se realiza el estudio ambiental y se analizan los costes y la rentabilidad del mismo. Finalmente, se elabora la documentación correspondiente.

Terminada esta última fase, se debería añadir una nueva etapa a la planificación que correspondería a la fabricación de un prototipo que permita comprobar la correcta funcionalidad del diseño. Empezaría así una fase iterativa en la que se modificarían aquellos aspectos del diseño que no cumplieran los objetivos hasta lograr, finalmente, el diseño definitivo para poner en práctica el proyecto y comenzar a fabricar las máquinas.

Id.	Nombre de tarea	Duración (días)	Semana:																
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
FASE PREVIA																			
1	Estudio de mercado	10	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
2	Estudio normativa	3			█	█	█												
3	Definición de especificaciones	2				█	█												
FASE DE DISEÑO																			
4	Generación de alternativas	15				█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
5	Estructura	20					█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
7	Mecanismo de lanzamiento	5						█	█	█	█	█							
8	Mecanismo de carga	5							█	█	█	█	█						
9	Mecanismo de rearme	5								█	█	█	█	█					
10	Carcasa	4									█	█	█	█					
11	Sistema eléctrico	4										█	█	█	█				
FASE FINAL																			
12	Diseño de detalle	20											█	█	█	█	█	█	█
13	Estudio viabilidad	5													█	█	█	█	█
14	Estudio impacto ambiental	3															█	█	█
15	Documentación	20																█	█
16	Entrega	1																	█

Tabla 9-1. Planificación temporal del proyecto

10. Impacto ambiental

En el siguiente estudio del impacto ambiental de la máquina diseñada se distinguen tres tipos de impactos según el estado del ciclo de vida: los correspondientes a la fabricación de la máquina lanzaplatos, los impactos producidos durante el uso de la misma y los originados cuando ésta llega al fin de su vida útil.

10.1. *Fabricación de la máquina*

El impacto ambiental que se genera durante la fabricación de la máquina es debido a los materiales que se utilizan e indirectamente debido al consumo energético.

Prácticamente todas las piezas diseñadas específicamente para este modelo de máquina lanzaplatos se fabrican con aluminio o acero. Ambos materiales son reciclables, permitiendo reducir el gasto energético que supone la fabricación de la materia prima y aprovechar los sobrantes de material. Por lo tanto, las empresas encargadas de fabricar dichas piezas deben ser responsables de gestionar los residuos generados por el sobrante de material.

10.2. *Funcionamiento de la máquina*

Es imprescindible mantener la máquina en buen estado mediante mantenimiento preventivo periódico, de forma que pueda evitarse la rotura de piezas y su sustitución. Si se evita reemplazar las piezas por encontrarse en mal estado, el impacto ambiental durante el funcionamiento de la máquina lanzaplatos es mínimo, ya que únicamente puede requerir lubricación del motor y engrase de la rueda libre.

Sin embargo, el uso de la máquina genera como residuos la munición y los platos utilizados ya que, aunque no hayan sido disparados, la mayoría se rompen al caer después del lanzamiento sin poder reaprovecharse. Ambos pueden producir contaminación ambiental si no se gestionan adecuadamente. Los platos están compuestos de productos tóxicos como brea y cadmio que pueden desperdigarse al romper el plato y la munición consiste en perdigones de plomo cuya acumulación puede generar problemas ambientales y de salud.

Para evitar las situaciones que muestran la Figura 6-2, es indispensable realizar limpiezas del terreno de los campos de tiro además de seguir la normativa de buenas prácticas para reducir los impactos ambientales.



Figura 10-1. Contaminación ambiental de campos de tiro. **Izq.** Estado de un antiguo campo de tiro en el monte de Lezama (Vizcaya). **Der.** Acumulación de plomo en el Coto Valdorba (Navarra).

Otra solución para evitar la contaminación ambiental genera por los residuos de las competiciones es el uso de platos ecológicos. Actualmente se fabrican platos 100% naturales hechos con resina natural de colofonia y respetuosos con el medio ambiente (Ref. [18]).

10.3. Fin de vida de la máquina

Una vez la máquina llega al fin de su vida útil es importante desmontar todas las piezas y clasificarlas según su material, de forma que puedan gestionarse como residuos para su posterior reciclaje. Dependiendo del motivo del fin de uso de la máquina pueden reaprovecharse componentes como el motorreductor, el sensor inductivo o el electroimán. En el caso de que su reutilización no sea posible deberán ponerse a disposición de una empresa de gestión de residuos.

11. Conclusiones

Una vez realizado el diseño detallado de la máquina lanzaplatos se puede concluir que se han cumplido con éxito la mayoría de especificaciones técnicas descritas en el apartado 4. En la Tabla 3-1 se muestra la comparativa entre las especificaciones técnicas propuestas y las características del modelo diseñado.

Características	Especificación	Diseño
Modalidad	Recorrido de caza	✓
Tipo de máquina	Automática	✓
Dimensiones	Máx. 1 x 1 x 1,5 m	0,55 x 0,7 x 1,05 m ✓
Peso	Máx. 70 kg	67 kg ✓
Platos compatibles	Rabbit Ø 110 mm	Rabbit Ø 110 mm ✓
Capacidad	Mín. 200 platos	200 platos ✓
Distancia tiro	Mín. 70 m	Muelle regulable ✓
Movimiento/ Trayectoria	Fijo, tipo conejo	Fijo (variable según posición de la máquina), tipo conejo ✓
Tiempo rearme	Máx. 3 s	3 s ✓
Precio de venta	Máx. 3000 €	3350 € ✗

Tabla 11-1. Comparativa entre especificaciones técnicas y diseño de la máquina

Como se observa en la tabla anterior, el diseño cumple con el objetivo principal de dedicar la máquina a competiciones de tiro al plato. El tipo de platos y de lanzamiento hacen posible que pueda utilizarse en la modalidad de recorrido de caza. Sus dimensiones reducidas y el peso permiten que pueda ser utilizada tanto en campos de tiro como en otros terrenos, ya que su transporte es sencillo.

A pesar de que el objetivo inicial del precio de venta se asignaba en 3000 € y se ha superado para obtener un beneficio del 20%, el precio sigue siendo inferior a 4000 € por lo que se puede considerar que es competitiva dentro del mercado actual.

Cabe mencionar que previamente a llevar a cabo el proyecto sería necesaria la fabricación de un prototipo real, con el que pueda comprobarse el ajuste y funcionamiento de todos los elementos.

Aunque se cumplen las prestaciones mencionadas, existen algunos aspectos que podrían formar parte de un estudio posterior con el objetivo de ser mejorados y/o ampliar las prestaciones de la máquina. Algunas de estas mejoras consisten en:

- Introducir un sistema de orientación automático. A pesar de que las máquinas de recorridos de caza suelen cambiarse de posición, puede ser interesante poder orientar el conjunto a distancia, de forma que pueda regularse el lanzamiento desde lejos de forma más rápida.
- Movimiento y trayectoria variables. Variando la inclinación del sistema de lanzamiento y adaptando el tambor para ser compatible con diferentes tipos de platos puede variarse el tipo de lanzamiento, haciéndolo vertical, horizontal o intermedio.
- Incorporación de protecciones. El brazo de lanzamiento gira a gran velocidad por lo que puede causar lesiones si se produce contacto o se manipula la máquina mientras está en funcionamiento. Por ello puede incorporarse una protección con la que se evite el acceso al brazo. Al tratarse de una máquina tipo *Rabbit* la trayectoria de los disparos podría impactar en la máquina, con lo que la protección del brazo ayuda a mantener en buen estado a la máquina. Por otro lado, los perdigones pueden impactar en el tambor produciendo la rotura de algún plato. Estos fragmentos de platos pueden producir daños en el interior de la máquina por lo que es interesante introducir una protección externa en el tambor.
- Otros factores a mejorar respecto al diseño propuesto son el peso, su coste de fabricación o aumentar la capacidad de la máquina.

A nivel personal este proyecto me ha servido para mejorar la habilidad con el programa *SolidWorks*, ampliar y reforzar conocimientos sobre componentes mecánicos y aumentar la capacidad de búsqueda y selección de información.

Agradecimientos

Por último, expresar mi gratitud a aquellas personas que han hecho posible la realización del presente proyecto. En primer lugar agradecerle a Mateu Martín, director del proyecto, su ayuda y disponibilidad, la información facilitada y los conocimientos adquiridos.

Agradecer también a los trabajadores del campo de tiro de Mollet por la atención prestada. Y sobre todo a mi familia por su constante apoyo, sus sugerencias y correcciones y en especial a Marc Fajardo por su colaboración durante la realización del trabajo.

Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] Fosoyskeet.com.. *Foso y Skeet: El mayor portal español de tiro al plato*. [online] [Consultado: 5 marzo 2016] Disponible en:
<http://fosoyskeet.com/>
- [2] Elicio.es. *Fabricación e instalación de maquinaria para tiro deportivo y recreativo*. [online] [Consultado: 5 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.elicio.es/index.php/es/catalogo-de-productos/laporte#recorridos-de-caza>
- [3] Promatic. *Catalogo de máquinas de recorridos de caza* [online] [Consultado: 5 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.promatic.co.uk/Productos/m-quinas-de-recorridos-de-caza/Especialidades/ranger-chondel-sp>
- [4] TiroSport's. Zaragoza. [online] [Consultado: 10 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.tirosport.es/>
- [5] Laporte. *Traps and Clays Shooting*. [online] [Consultado: 11 junio 2016] Disponible en:
<http://uk.laporte.biz/>
- [6] RAESA. *Catálogo de perfiles normalizados* [online] Palencia. [Consultado: 13 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.perfilesenaluminio.com/es/68736/Perfiles-normalizados/Catalogo-perfiles-normalizados.htm>
- [7] TEJASA Antivibración. *Suspensiones elásticas – Topes de goma* [online] Cantabria. [Consultado: 14 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.tejasa.es/productos/suspensiones-elasticas/topes>
- [8] AMES - SELFOIL. *Cojinetes Sinterizados Autolubricados* [online] 2016. [Consultado: 13 agosto 2016] Disponible en:
http://www.selfoil.com/index.php/?gclid=Cj0KEQjw9IS-BRC4qZXagbLs6uMBEiQAYHBh-7yqo792P3yTjXSXRI28Ej_oAetQ0vYIQddLemnxwuQaAl6j8P8HAQ

- [9] NORELEM SPAIN. *Catálogo de productos: 27000 Uniones de horquilla y cabezas de rótula* [online] Guipúzcoa; 2016. [Consultado: 6 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.norelem-spain.es/productos/>
- [10] SCHAEFFLER. *Casquillos de marcha libre* [online][Consultado: 14 agosto 2016] Disponible en:
http://www.schaeffler.com/content.schaeffler.es/es/products_services/inafagproducts/rotativ_products/drawn_cup_roller_clutches/drawncuprollerclutches.jsp
- [11] SANDMETAL S.A. *Catálogo de casquillos* [online] Zaragoza; 2011. [Consultado: 14 agosto 2016] Disponible en:
http://www.sanmetal.es/docs/SANMETAL-CATALOGO%202011%20Casquillos%20autolu_bricados.pdf
- [12] ESSENTRA COMPONENTS. *Casquillos espaciadores* [online] Madrid; 2014. [Consultado: 13 agosto 2016] Disponible en:
http://www.essentracomponents.es/casquillos-espaciadores-434845?gclid=Cj0KEQjw0f-9BRCF9-D60_n4rKcBEiQAnXW4-9mLwjI8Y5vsAzAK8d6U3wCN9yvegMjY-mbvL1v-y34aApHk8P8HAQ
- [13] BAUMER. *Inductive sensors* [online] 2013. [Consultado: 16 agosto 2016] Disponible en:
http://www.baumer.com/fileadmin/user_upload/international/Downloads/BR-CT/Baumer_Catalog-Induktiv_CT_EN_1302_11102284.pdf
- [14] EMILE MAURIN. *Catálogo de productos* [online] Lyon; 2016. [Consultado: 17 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.emile-maurin.fr/volant-bras-fonte-moyeu-rainure-sans-poignee-din-950-13-021/>
- [15] RINGSPANN. *Ruedas libres completas FGR...RA1A2* [online] [Consultado: 14 agosto 2016] Disponible en:
www.ringspann.es/es/files/Datenblatt-FGR-RA1A2-ES-908.pdf
- [16] LUXALP. *Electroimanes Lux'Off* [online] [Consultado: 17 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.luxalp.com/fr/produits-ventouses-electromagnetiques/ventouses-electromagnetiques-lux-off>

- [17] BLICKLE. *Catálogo de ruedas; ALBS 150/20K* [online] Barcelona; 2016 [Consultado: 18 agosto 2016] Disponible en:
<https://www.blickle.es/es-es/producto/ALBS-150-20K-752954>
- [18] VIVAZ. *Línea natura* [online] Huelva. [Consultado: 22 agosto 2016] Disponible en:
<http://www.platosvivaz.com/asi-es-la-linea-natura/>
- [19] SIEMENS. *Motorreductores MOTOX: Catálogo D87.1* [online] 2009. [Consultado: 6 agosto 2016] Disponible en:
http://w5.siemens.com/spain/web/es/industry/drive_tech/Documents/Catalogo%20Motorreductores.pdf

Bibliografía complementaria

- [20] Federación Española de Caza. *Reglamento internacional de recorridos de caza* [online] 2014[Consultado: 5 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.frdcaza.org/reglas-tecnicas/recorridos-de-caza.pdf>
- [21] RFEC. Real Federación Española de Caza. *Recorridos de caza* [online] Madrid. 2014[Consultado: 10 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.fecaza.com/competiciones/recorridos-de-caza.html#.VtFgSZzhDIU>
- [22] FE.CA.DE. Federación de Cazadores Deportivos. *Recorridos de caza* [online] 2005[Consultado: 10 marzo 2016] Disponible en:
<http://www.fecade.com.ar/recorrido.htm>
- [23] PROMATIC. *Parts for Promatic Clay target throwers* [online] 2016 [Consultado: 20 Junio 2016] Disponible en:
http://promaticpartsusa.com/Super-Sporter-Parts_c19.htm