



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA CORTINAS Y ESTORES PARA LA EMPRESA GIMÉNEZ GANGA

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA PRESENTADA POR:

Enrique Terroba Delicado

Convocatoria de defensa: Julio 2019



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA CORTINAS Y ESTORES PARA LA EMPRESA GIMÉNEZ GANGA

DOCUMENTO Nº1

MEMORIA



RESUMEN

El objeto principal de este proyecto con carácter oficial de Trabajo Fin de Grado, consiste en el desarrollo y dimensionado de un banco de ensayos o probador, destinado a la realización de pruebas específicas para cortinas y/o estores.

El proyecto ha sido solicitado por la empresa Giménez Ganga S.L.U. y se seguirá los requisitos otorgados por la misma para su elaboración.

La máquina que se pretende dimensionar debe permitir la realización de pruebas de ambos productos especificados, teniendo en cuenta la variabilidad de medidas de los mismos, tanto en el eje vertical como en el eje horizontal. Además, se pretende conseguir que el banco de ensayos no sea fijo, sino móvil, siempre y cuando esté dentro de sus prestaciones.

Palabras clave: banco de ensayos, cortinas, estores, eje vertical, eje horizontal.

SUMMARY

The main purpose of this project, which is an official end-of-degree project, consists in the development and sizing of a test bench or tester, designed to carry out specific tests for curtains and / or blinds.

The project has been requested by the company Giménez Ganga S.L.U. and the requirements granted by it for its preparation will be followed.

The machine that is intended to be dimensioned should allow testing of both specified products taking into account the variability of their measurements, both on the vertical axis and on the horizontal axis. In addition, it is intended that the test bank is not fixed, but mobile, as long as it is within its benefits.

Keywords: test bench, screen, blind, vertical axis, horizontal axis.



ÍNDICE

	Nº pág.
1. Introducción.	4
1.1. Introducción al proyecto	4
1.2. Historia de la empresa.	4
1.3. Protección solar de las ventanas.	5
1.4. ¿Por qué es necesario un sistema de protección solar en las viviendas?	6
1.5. Persianas y estores a lo largo de la historia.	7
1.6. ¿Por qué este proyecto?	8
1.7. Conceptos previos al diseño.	9
2. Objeto del proyecto.	12
2.1. Descripción del proyecto.	12
2.2. Objetivos y requisitos.	13
3. Introducción al pliego de condiciones.	14
4. Diseño del banco de ensayos.	15
4.1. Introducción al diseño.	15
4.2. Bastidor.	15
4.3. Ensamblaje móvil.	23
4.4. Dimensionado de la transmisión.	33
4.5. Dimensionado motorreductor.	51
4.6. Diseño del conjunto de accionamiento.	68
4.7. Placas mecanizadas de unión entre perfiles.	75
4.8. Base apoyo del bastidor.	81
4.9. Diseño final.	85



5. Análisis estructural	86
5.1. Análisis estructural estático en condiciones normales.	86
5.2. Análisis estructural estático en condiciones desfavorables.	92
6. Sistema eléctrico.	98
6.1. Tipos de sistemas eléctricos.	98
6.2. Sistemas y elementos eléctricos en el proyecto.	99
7. Aclaraciones técnicas	103
7.1. Criterios de seguridad en el uso específico del diseño	103
7.2. Iluminación.	104
7.3. Sistema métrico.	105
8. Estudio económico.	106
8.1. Presupuesto bastidor.	106
8.2. Presupuesto ruedas.	107
8.3. Presupuesto unidades lineales.	107
8.4. Presupuesto unidad móvil.	109
8.5. Presupuesto motorreductora.	111
8.6. Uniones acero.	111
8.7. Elementos de unión y tornillería especiales para perfiles modulares.	112
8.8. Tornillería general.	113
8.9. Mano de obra, montaje y ejecución.	114
8.10. Presupuesto total del proyecto.	114
9. Conclusiones.	115
10. Bibliografía.	116



1. Introducción

1.1. Introducción al proyecto

El presente proyecto se redacta con carácter de Trabajo Fin de Grado para la obtención del título de Ingeniero Mecánico, y según el deseo de la empresa Giménez Ganga (Sax, Alicante), que ha encargado el diseño y dimensionado de un probador o banco de ensayos para estores y/o cortinas.

1.2. Historia de la empresa

Giménez Ganga SLU es una empresa que lleva desde 1959 dando soluciones al sector del cerramiento, la protección solar y la decoración. Se encargan de fabricar y comercializar persianas enrollables, puertas enrollables, puertas plegables, cajones, estores y cortinas, mallorquinas, celosías, recubrimiento de techos, mosquiteras, toldos, pérgolas y persianas alicantinas.

La empresa Giménez Ganga está situada en Sax (ALICANTE), pero tiene delegaciones repartidas por toda España. A día de hoy Giménez Ganga tiene ubicadas 4 delegaciones y 16 centros de producción repartidas por casi todo el territorio nacional.

Una diversificación geográfica que, junto a una gran flota de camiones de gran tonelaje, permite disponer de un sistema logístico que distribuyen productos en el menor tiempo posible.

Además, tienen una expansión más allá de nuestras fronteras. Es por ello que, Giménez Ganga cuenta con 21 distribuidores internacionales y presencia en más de 70 países.

1.3. Protección solar de las ventanas

Como es evidente el objetivo de los protectores solares es evitar que el sol penetre directamente en el interior de los edificios.

En la construcción doméstica, el elemento más utilizado es la persiana, pero también son empleadas las cortinas, los estores y los windscreen; todavía más aún en la actualidad.

Si se retroceden varias décadas se encuentra que en los edificios de las viviendas existían una especie de persianas, las cuales se abrían de forma libre, denominadas mallorquinas.



Imagen 1

Posteriormente en los años 60 y los años 70 encontramos viviendas sencillas, económicas y que son construidas de forma muy rápida. Pero como cada vivienda, estas también disponían de protección solar, por eso cambiaron las mallorquinas por unos productos más sencillos conocidos como alicantinas.

Estos productos fueron poco a poco reformándose hasta llegar a lo que hoy conocemos como persiana, la cual obtuvo mucho más impacto cuando el “boom” de la construcción llegó al país. Gracias al “boom de la construcción” el consumidor disponía de total libertad para seleccionar entre las grandes variedades de persianas comerciales.



1.4. ¿Por qué es necesario un sistema de protección solar en las viviendas?

Para guiarse en las protecciones solares se debe diferenciar los meses de verano de los meses de invierno. De esta manera se explican a continuación las funciones de la protección solar de cada época del año.

Verano

- Impedir la penetración de la radiación de los rayos solares.
- Utilizar el frescor térmico de la construcción del edificio para mantener el interior fresco.

Invierno

- Evitar las pérdidas de calor por las ventanas.
- Permitir que entre la energía solar por el día.

Todo ello permite economizar el gasto de la calefacción y limitar el uso del sistema de refrigeración.

Las protecciones principalmente se dividen en dos grupos, las del interior y las del exterior de la vivienda.



1.5. Persianas y estores a lo largo de la historia.

- Persianas

Todo el mundo conoce de que se trata cuando se habla de este tipo de productos, ya que se tienen al alcance no solo en las viviendas sino en gran cantidad de locales públicos. Estos productos tienen más años de historia de lo que se puede llegar a pensar.

Se conoce que el concepto de persiana fue descubierto por las culturas chinas y las culturas egipcias hace miles de años, aunque la fecha exacta no es posible de determinar. Las primeras persianas de la antigua China estaban hechas de bambú, sin embargo, las de los antiguos egipcios eran simples juncos que se encargaban de hacer sombra.

En la actualidad cualquier tipo de protección para las ventanas se denomina *veneciana* o *persiana*. La palabra veneciana viene de una historia que decía que los venecianos eran unos grandes comerciantes de este tipo de protecciones. La palabra persiana viene de Francia, que es donde los esclavos llevaban este tipo de productos, donde se denominaron, *persiennes*.

El inventor más conocido en la historia a lo referido a este tipo de protecciones se llamaba Edward Bevan, quién patentó la primera persiana veneciana en Londres, Inglaterra, el 11 de diciembre de 1769.

Las persianas se han mantenido durante siglos, y seguirán manteniéndose, ya que otorgan numerosos factores positivos para el ser humano. Gracias a este invento, no solo ha aumentado la calidad de vida, sino que a su vez las diversas protecciones solares (y no solamente solares) van creciendo a pasos de gigante, ya que se dispone de un gran número de protecciones de distintos tipos disponibles para cualquier consumidor.



- Estores

Los primeros estores enrollables que se recuerdan se le atribuyen a Scotch Holland. Surgieron al comienzo del siglo XVIII con material que venía de los antiguos Países Bajos, aunque no solo era el material lo que importaba. Los escoceses crearon el mecanismo enrollable encargado de otorgar la función principal al estor.

En cuanto al proceso de fabricación, para terminar un estor era de más de una semana y su mecanismo consistía en tirar de una cuerda unida a la barra de la parte superior el cual permitía recoger el estor (sin la aparición de ningún tipo de muelle, claramente). Estos estores estaban formados por dos barras; una en la parte superior y otra en la parte inferior, los cuales estaban hechos de madera.

A partir de aquí, surgieron los estores enrollables que se conocen en la actualidad. Estos surgieron en Nueva York donde fueron desarrollados y patentados por la familia Hasrtshorn en 1864. Estos primeros estores modernos empezaron a funcionar con un muelle. Tenían el mismo diseño que se puede observar hoy en día, mediante un mecanismo con una carraca y un trinquete, que permiten la apertura y cierre del estor de manera mucho más sencilla.

1.6. ¿Por qué este proyecto?

Como bien se ha mencionado en los apartados anteriores, esta empresa requiere de una gran cantidad y diversidad de máquinas para que el progreso y crecimiento de esta sea factible.

Por ello, se ha puesto en marcha este proyecto, ya que a la hora de acabar el proceso de fabricación de un estor (o una cortina), no tenían ningún tipo de mecanismo para comprobar que su fabricación ha sido óptima para poder ser mostrado de cara al público.

Anteriormente, las cortinas y los estores que fabricaban en esta empresa eran de tamaño estándar, es decir, todos ellos tenían el mismo tamaño. Entonces, ¿cómo hacían para comprobar que su proceso de fabricación había sido correcto, y que cumplía con todos los requisitos para comenzar su venta de cara al público?



Pues bien, entre varios miembros de la empresa se encargaban de sujetar el material y abrirlo para poder visualizar que no tenía ningún tipo de rozadura o de corte que sea un impedimento de cara al cliente. En este proceso se perdía una gran cantidad de tiempo innecesario, por lo que poco a poco han ido introduciendo distintas maneras, a través de mecanismos para hacer más fácil este proceso, y ahorrar tiempo y permitir que intervengan la menor cantidad de trabajadores posibles.

Además, en la actualidad, hay infinidad de dimensiones para estos productos, incluso existe la posibilidad (en ocasiones específicas) de hacerlo a medida para el cliente, porque se ha requerido cada vez más introducir un proceso de fabricación o mecanismo para reducir al máximo el tiempo y los trabajadores a emplear, en esta tarea.

Y bien, así se llega al proyecto realizado. Hoy en día, era necesario un diseño así para la empresa, el cual permitirá que con un simple movimiento se pueda ver y comprobar si un producto está en condiciones de venta al cliente o no, para aceptarlo o a su vez rechazarlo. Gracias a este proyecto, esto será posible, con el empleo de un solo trabajador que observe y ponga en funcionamiento la máquina, de esta manera, se podrá utilizar en ella cualquier tipo de dimensiones de las cuáles se dispone en la empresa.

1.7. Conceptos previos al diseño

Medio ambiente

Actualmente, el ser humano está dañando y debilitando poco a poco los ecosistemas, llegando incluso a la destrucción de muchos de ellos, en casos muy extremos.

Esta situación, gran cantidad de personas no la tiene en cuenta, pero hoy en día la situación es muy peligrosa.



Pero uno de los ámbitos que más están perjudicando al medio ambiente es el ámbito de la ingeniería. La ingeniería como bien es sabido permite que el ser humano vaya creciendo a pasos agigantados, pero esto tiene un precio, y es que muchas veces este crecimiento está produciendo daños secundarios que el ser humano evita prestarle la atención que realmente requiere.

Este daño ambiental está relacionado en muchos aspectos con la producción de las empresas industriales. Por ejemplo, se puede hablar de los motores de combustión que se inventaron hace ya varias décadas. Este invento del ser humano obtuvo grandes beneficios para el mismo, y aún sigue ofreciendo gran cantidad de beneficios. Pero cuando se puso en marcha este gran hallazgo para el ser humano, no se tuvo en cuenta el impacto que iba a causar en el medio ambiente. Pues bien, después de décadas empleando este descubrimiento, se comprobó que las emisiones de la combustión eran unas de las principales causas del calentamiento global, lo cual afectaba con graves consecuencias al ser humano. Esto es un simple ejemplo, de los numerosos casos que han surgido en la ingeniería en lo relacionado con la contaminación del medio ambiente.

Ya por finales del siglo XIX y mediados del siglo XX, empezó a surgir lo que conocemos como "conciencia ambiental". Con esto se refiere a que en esta época ya no era el único problema la contaminación del aire que se respiraba. A esto se le añade, la lluvia ácida, la contaminación de las principales aguas, contaminación del aire en las ciudades más prósperas, amenazas de extinción de varias especies de flora y fauna, etc. Con todo esto el gobierno de la mayoría de los países europeos, empezó a buscar soluciones con esta situación, promulgando de esta manera la conciencia ambiental que se ha mencionado anteriormente.

Con el paso de los años esta conciencia ambiental fue creciendo, debido al deterioro masivo de la capa de ozono y al conocido calentamiento global.

Con todo esto, en estas últimas décadas, la ciencia y la ingeniería han buscado soluciones a todos estos problemas ambientales, muchos de los cuales fueron causados por la propia ingeniería de muchos años atrás, principalmente por el desconocimiento de la sociedad.



Por todo esto la ingeniería actual no solo busca seguir creciendo en cuanto a los proyectos que se van desarrollando, sino que buscan un consenso con el medio ambiente, permitiendo así conseguir los objetivos que busca el ser humano evitando dañar los ecosistemas lo más mínimo posible.

Por todo ello también existen muchas grandes ciudades, como por ejemplo en España, la capital, Madrid, donde en situaciones de gran contaminación está restringido el acceso a ella con vehículos muy contaminantes. Además, también existen subvenciones a los ciudadanos que utilizan productos, como en este caso vehículos, que tengan este tipo de características.

Con todo ello se va a hablar del diseño del presente proyecto. En este proyecto también se ha intentado tener en cuenta el ámbito en el que se ha hecho hincapié de la manera que ha sido considerada. Esto se refiere a la hora de seleccionar el material que será utilizado para el diseño (el material está especificado con más claridad en el apartado de pliego de condiciones).

Para este tipo de proyecto se han podido utilizar materiales que pueden ser contaminantes para el medio ambiente. No su empleo, pero si la obtención de estos. Es un hecho que el hierro y el acero es una de las industrias más importantes en los países desarrollados y que a su vez su impacto económico tiene gran importancia en los productos requeridos por el resto de las industrias que se conocen. Es verdad que hoy en día se disponen de muchos recursos para que los procesos que se emplean en la obtención de este material sean lo menos contaminantes posibles, pero aun así lo siguen siendo.

Por esto en el diseño de este proyecto se ha intentado utilizar en su gran mayoría otro tipo de material, sobre todo para el diseño del bastidor principal. En este caso se ha elegido el aluminio. Es evidente que el aluminio, su proceso de extracción de este, también genera gases contaminantes que van directos a la atmósfera. ¿Pero qué ventajas tiene el aluminio? El aluminio es un material reciclable en su totalidad, por lo que si se consigue que este proceso cada vez sea más empleado por el ser humano se podrá ahorrar un 90% de la energía que se emplea para la extracción y fabricación de este, reduciendo así notablemente la contaminación en su proceso de obtención, ya que este se verá reducido drásticamente.



2. Objeto del proyecto

2.1. Descripción del proyecto

El presente proyecto consiste en el diseño de un banco de pruebas con accionamiento mecánico para cortinas y estores, para la empresa Giménez Ganga S.L.U.

Primeramente, se realizará y especificará el diseño de la estructura principal de la máquina, con la ayuda del programa de diseño informático SolidWorks. Se desarrollará el dimensionado de los componentes mecánicos que forman parte del banco de ensayos, para comprobar que cumplen los requisitos otorgados para los ensayos y puesta en marcha posteriores.

Se especificará a su vez todos los procesos de fabricación empleados, así como los materiales utilizados y los trabajos que se han empleado. También se indicarán las normas que rige el presente proyecto, en el apartado Pliego de Condiciones.

Seguidamente se realizarán los cálculos necesarios para la selección del accionamiento mecánico. Además, se comprobará mediante SolidWorks que los ensayos son correctos y el banco de pruebas está correctamente diseñado bajo las fuerzas aplicadas sobre el mismo.

Para finalizar se adjuntará los planos que el ingeniero proyectista considere oportunos para detallar todos los componentes del proyecto correctamente. Además, se realizará un cálculo estimado del presupuesto tanto particular como final del presente proyecto.



2.2. Objetivos y requisitos

El objetivo del proyecto consiste en realizar el diseño y dimensionado del banco de ensayos para que cumpla los requisitos otorgados por la empresa Giménez Ganga S.L.U.

Estos requisitos son:

- Disponer de un banco de ensayos de cortinas y estores en el que puedan ser probados ambos productos.
- Permitir probar cortinas y estores de varias longitudes, tanto de alto como de ancho.
- Comodidad para el operario que maneje la máquina.
- Movilidad mínima posible para disponer del banco de ensayos en cualquier parte de la empresa que sea necesario



3. Pliego de condiciones

Este apartado se muestra como documento ANEXO, aunque se haya realizado una breve referencia al mismo en la presente memoria.

El documento se ha realizado para seleccionar la normativa que va a regir el presente proyecto y a su vez para especificar que materiales y tratamientos que han sido seleccionados y por qué. También se especifican las condiciones de montaje para el diseño propuesto.

Para la selección de los materiales se ha guiado por los requisitos de la empresa, ya que solicitaron el empleo de dichos materiales para el diseño del banco de ensayos. Esta elección ha sido de manera orientativa, orientándose por el resto de banco de ensayos de los que disponen en la misma empresa, aunque sean para ensayos de productos distintos a los del presente proyecto.

Además, todas las piezas y componentes empleados han sido seleccionados de empresas suministradoras de la empresa que ha solicitado el presente proyecto, ya que suponía una gran ventaja económica para la empresa, siempre y cuando cumpliera las prestaciones solicitadas.

Los materiales, tratamientos, normativa y condiciones de montaje se muestran en el ANEXO de PLIEGO DE CONDICIONES.



4. Diseño del banco de ensayos

4.1. Introducción al diseño

En este apartado del presente proyecto se explica con detalle todo el procedimiento que se ha seguido para conseguir el diseño del banco de ensayos. Para ello primeramente se ha explicado el diseño de cada una de las partes en las que se ha dividido el banco de ensayos, especificando los componentes de cada una de ellas.

4.2. Bastidor

Definición de bastidor

Un bastidor es un sistema estructural para una máquina que se caracteriza por la importancia que se le da a la resistencia mecánica a la hora de diseñarlo. La mayoría de ellos también están diseñados para soportar deformaciones de milímetros por lo que, a la hora de diseñarlo, no solo se tiene en cuenta la resistencia mecánica sino también la rigidez.

En el proceso de diseño de un bastidor hay que tener en cuenta cada elemento que va a componer la máquina de manera aislada, y además tener en cuenta los esfuerzos y deformaciones que puede llegar a soportar para obtener así el mejor diseño posible. También se debe tener en cuenta el espacio que va a ocupar dicho bastidor, no solo por la situación en la empresa o a la hora de colocar utensilios, sino, para que en el proceso de accionamiento de la máquina no interfiera con el propio bastidor.

El bastidor debe caracterizarse por una gran resistencia mecánica, rigidez y resistencia a la corrosión. Se debe minimizar el tamaño, el peso, el ruido, el coste y las vibraciones lo máximo posible. Además, el sistema debe ser preciso y debe soportar las condiciones ambientales a las cuales estará sometido.



Bastidor del presente proyecto

El bastidor del diseño es un conjunto de piezas que forman la estructura encargada de soportar el resto de los componentes y a su vez el accionamiento de la máquina.

A continuación, se va a especificar cada uno de los componentes y materiales que conforman el bastidor.

El bastidor está compuesto básicamente de perfiles modulares ITEM. Son perfiles de aluminio altamente resistentes que permiten diseñar cualquier tipo de construcción de una manera muy rápida, sencilla y limpia, sin necesidad de modificar la superficie de los perfiles y además de manera muy eficaz. Todos los perfiles están anodizados y a su vez adaptados a unas dimensiones modulares que garantizan una estructura compacta.



○ **2 perfiles 8 80x80 H, natural de 3600 mm**

Estos perfiles hacen referencia a las columnas del banco de ensayos. Forman la principal del bastidor y sobre ellos se situará la transmisión seleccionada a posteriori. Gracias a ellos se puede soportar el peso total durante el ensayo. Esta longitud ha sido dimensionada para cumplir el requisito que exigía la empresa, es decir, la necesidad de realizar ensayos de productos con alturas de dicha longitud.

- Serie: BR8
- Material: Aluminio, anodizado
- Peso: $7.19 \frac{kg}{m} \times 3.6 \frac{m}{uds} = 25.884 \frac{kg}{uds} \times 2 uds = 51.768 kg \approx 52 kg$
- Sección transversal: 25.66 cm²

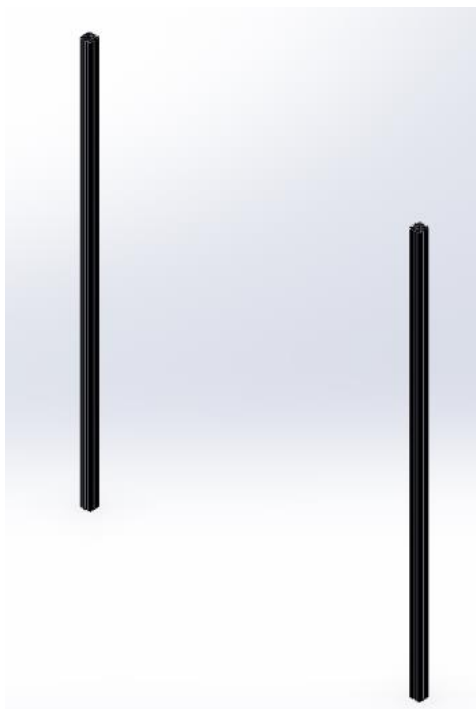


Imagen 2



○ **4 perfiles 8 80x80 H, natural de 1500 mm**

2 de ellos forman los pies sobre los que apoyará las columnas del bastidor y los otros dos (los dos superiores) sirven de refuerzo para la parte superior. Los pies soportarán todo el peso del propio bastidor.

Se ha intentado realizar el dimensionado de los pies de la manera más compacta posible, para minimizar el espacio a lo ancho, pero a su vez sirva para soportar el peso total del bastidor junto con el resto de los componentes.

En los refuerzos superiores se ha añadido 4 piezas que permiten unir los perfiles entre sí, simulando un corte a inglete (estas piezas se verán un poco más adelante).

- Serie: BR8
- Material: Aluminio, anodizado
- Peso: $7.19 \frac{kg}{m} \times 1.5 \frac{m}{uds} = 10.785 \frac{kg}{uds} \times 4 uds = 43.14 kg \approx 43.5 kg$
- Sección transversal: 25.66 cm²

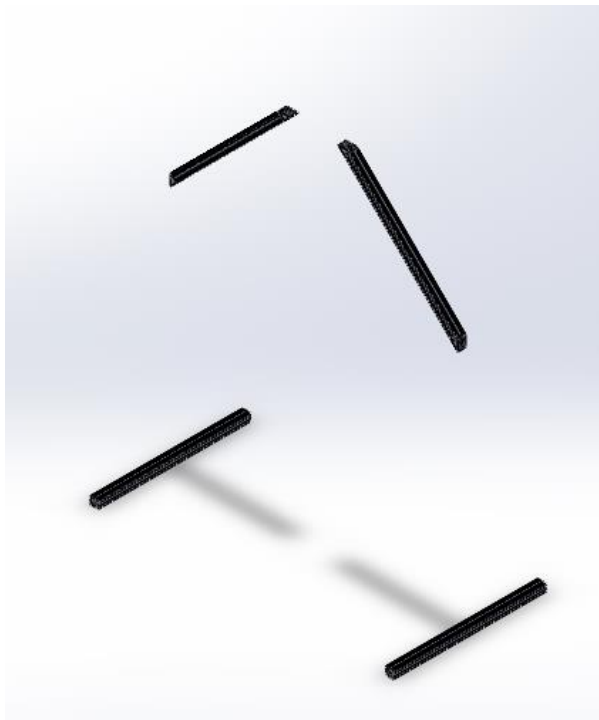


Imagen 3



○ **2 perfiles 8 80x80 H, natural de 2840 mm**

Estos perfiles se sitúan en la base superior y la base inferior del bastidor. En el perfil de la base inferior apoya todo el peso de las columnas y la base superior. Como bien indica el nombre que se ha otorgado son las bases principales del bastidor, que permitirán conformar la estructura uniforme. Además, la medida de dichos perfiles está estipulada en función de la medida de anchura de los productos requeridos para el ensayo. Debido a la gran variedad de anchura en los productos se ha guiado por la anchura máxima posible para cumplir los objetivos.

- Serie: BR8
- Material: Aluminio, anodizado
- Peso: $7.19 \frac{kg}{m} \times 2.84 \frac{m}{uds} = 20.4196 \frac{kg}{uds} \times 2 uds = 40.8392 kg \approx 41 kg$
- Sección transversal: 25.66 cm²

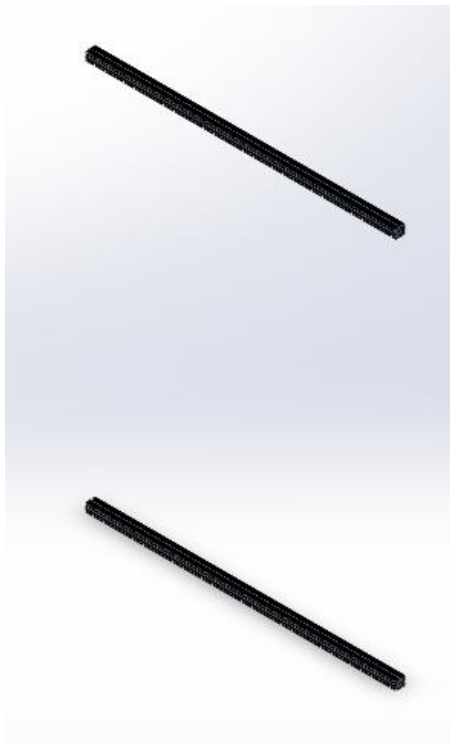


Imagen 4



○ **6 perfiles 8 80x80 H, natural de 800 mm**

Estos 6 perfiles son de menor longitud y sirven de refuerzo para la base inferior del bastidor. Son refuerzo tanto del perfil horizontal de la base inferior, como de los pies (un refuerzo a cada lado de cada pie). También llevan unidos una pieza ITEM a ambos lados de los perfiles que simula una unión a inglete para lograr el ángulo de 45º y afianzar el refuerzo.

- Serie: BR8
- Material: Aluminio, anodizado
- Peso: $7.19 \frac{kg}{m} \times 0.8 \frac{m}{uds} = 5.752 \frac{kg}{uds} \times 6 uds = 34.512 kg \approx 35 kg$
- Sección transversal: 25.66 cm²



Imagen 5



○ **32 uniones en ángulo 8 80x40-45°-40**

Estas uniones permiten unir dos perfiles, uno de ellos simulando un corte a inglete (como se puede ver en la imagen). Esto se encuentra en los refuerzos que se ha mencionado del bastidor en los apartados anteriores. Se utilizan 32 piezas de este tipo ya que son necesarias 4 piezas por perfil, porque los perfiles son 80x80 y se ha de añadir dos uniones 40x40 en cada extremo para completar la dimensión especificada del perfil.

- Serie: BR8
- Material: Zn, fundición de zinc, RAL 9006, aluminio blanco
- Peso: $0.470 \frac{kg}{uds} \times 32 uds = 15.04 kg \approx 15.1 kg$
- COMPONENTES DE UNA UNIDAD
 - Base unión en ángulo
 - 4 tornillos gota de sebo: ISO 7380-M8x18, St, zincado
 - 4 arandelas DIN 125-8.4, St, zincado
 - 2 tuercas 8 St M8, zincado
 - Chaflanes mecanizados de 8.5 y 87 mm de largo



Imagen 6

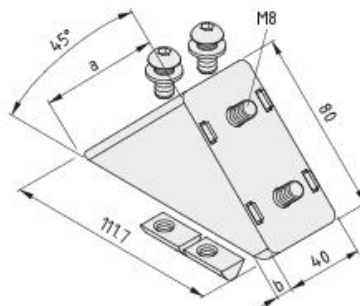


Imagen 7



○ **Estructura final**

De esta manera quedará diseñado el bastidor.

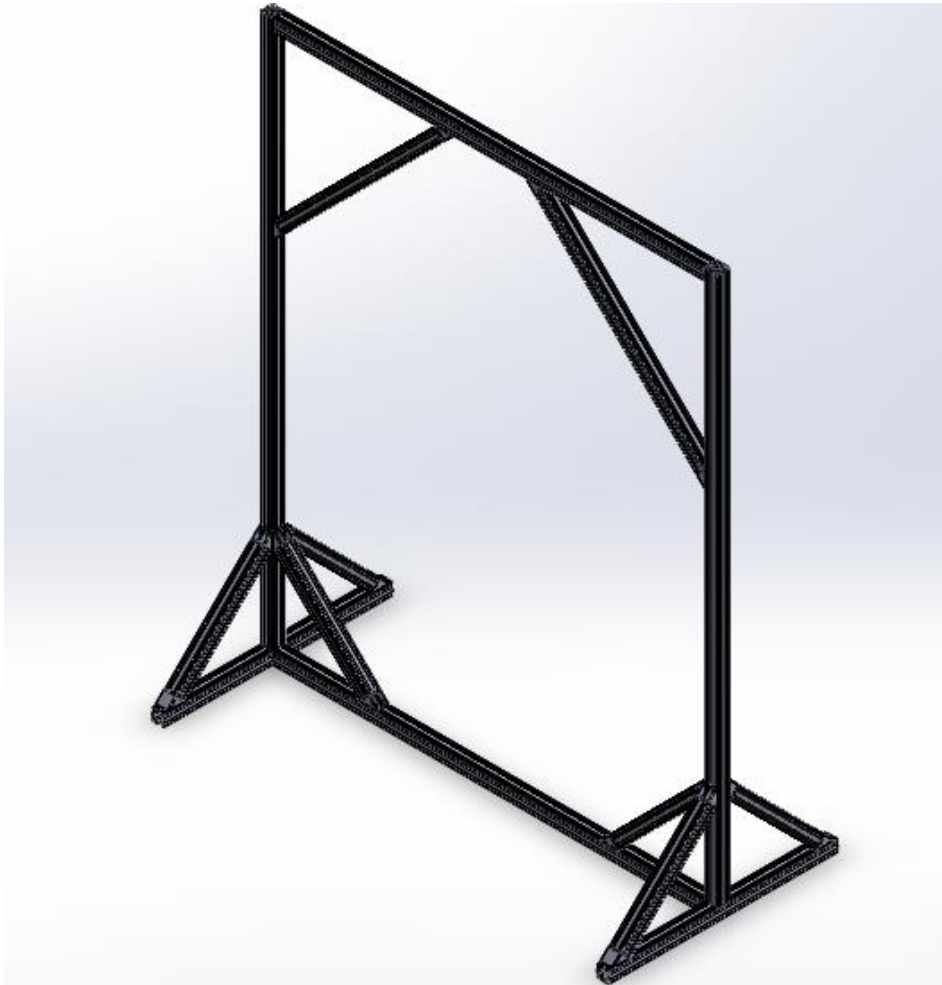


Imagen 8

Como se puede ver hasta el momento, tras el diseño y dimensionado del bastidor se dispone de una estructura rígida uniforme y limpia, lo cual permitirá seguir sin ningún problema con el dimensionado.



4.3. Ensamblaje móvil

El ensamblaje que se va a especificar a continuación va a disponer de un perfil que permitirá colocar los productos que se deseen probar en el banco de ensayos sobre él. El diseño consta de un perfil ITEM 40x40 situado sobre las correderas de las correas dentadas de ambas columnas del bastidor (las cuales se dimensionan en apartados a posteriori). Esto permitirá el accionamiento vertical del perfil correctamente, siendo sujetado por ambos extremos, para permitir una elevación y un descenso uniforme de la carga.

La empresa solicita que el banco de ensayos permita probar productos no solo más altos o más bajos (accionamiento vertical), sino que también sea capaz de permitir el ensayo de productos más anchos o más estrechos (como bien se ha indicado en el apartado del diseño del bastidor), es decir, que permita una variación de distancia no solo en el eje vertical, sino también el eje horizontal.

Para cumplir con los requisitos exigidos en la empresa, en el dimensionado de la pieza horizontal, se debe permitir que los productos puedan sujetarse correctamente para que no exista la posibilidad de caída durante el ensayo, y a su vez permitir una movilidad horizontal para poder ensayar con productos de distintas anchuras.

Este diseño se ha realizado permitiendo el deslizamiento de dos patines para poder sujetar el producto en la posición deseada en cada uno de sus extremos.

Para ello, no solo se ha diseñado el perfil y el accionamiento vertical, sino que también se han de diseñar los patines que posibiliten una movilidad horizontal para la existente variabilidad de anchura de los productos, y que a su vez permitan sujetar el producto en la posición deseada sin oscilaciones ni posibles fallos durante el accionamiento.

De esta manera se debe ir detallando paso a paso el diseño, los componentes y el material de cada uno de ellos.

El accionamiento vertical se especifica en apartados posteriores.



○ **2 patines mecanizados deslizantes**

Estas piezas serán las encargadas de sujetar los productos en la posición deseada. Para ello primero se debe saber la medida del ancho del producto y sujetar un patín en un extremo de este y el otro patín en el otro extremo. Estos patines tienen como objetivo permitir un deslizamiento uniforme por el hueco-guía del perfil modular ITEM. Además, se debe poder realizar la sujeción de manera rápida y eficaz, y una vez esté sujeto el producto, proceder a deslizarse hasta alcanzar la posición más centrada posible. A continuación, mediante un pomo giratorio presionar dicho elemento contra el perfil para originar una sujeción, y así, evitar que patine durante el ensayo. El material principal del componente es acero aleado lo cual permite que la pieza que va a soportar todo el peso principal de los productos destinados a este banco de ensayos sea más resistente que el aluminio, pero menos pesado que el acero inoxidable.

Los componentes que forman la pieza son piezas de acero aleado mecanizadas previamente en taller y unidas entre ellas mediante tornillos.

Los componentes son los siguientes:

- Pieza patín

Material empleado: Acero aleado

Es la pieza que va a deslizar sobre el perfil móvil. Esta mecanizada con varios agujeros pasantes y otros no pasantes donde irán situados los tornillos.

En los agujeros de menor diámetro se colocarán unos tornillos de fijación con sus respectivas tuercas que fijarán esta pieza con otra.

Los agujeros de mayor tamaño formarán una unión ITEM con tornillos Allen y tuercas modulares que permitirán el recorrido del conjunto patín por el perfil.

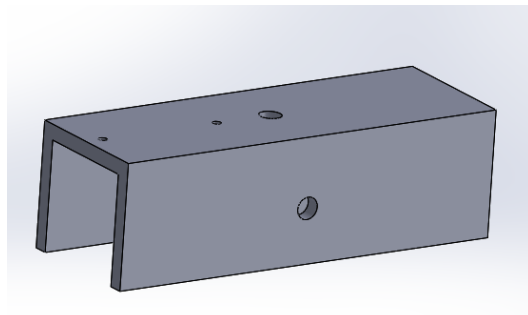


Imagen 9



- Pieza sujeción

Material empleado: Acero aleado

Esta pieza soldada irá unida mediante tornillos de fijación a la pieza patín. En ella se podrán introducir el eje, también fijado, que se verá a continuación su diseño y función.

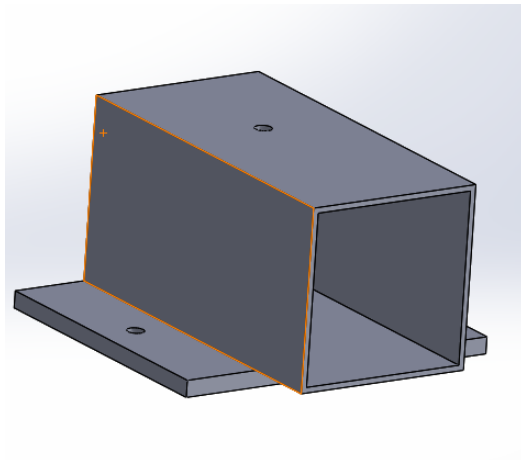


Imagen 10

- Tornillería

Se contará con 2 kit unión 8 con tornillo Allen M8 que permitan el deslizamiento. Estas uniones se encuentran en ITEM y vienen con la tuerca especial para perfiles modulares y el tornillo de la DIN 912 de M8 con la longitud requerida.

Esto permitirá sujetar la pieza en el perfil sin que se caiga y permitiendo su deslizamiento por la misma, al no apretar el tornillo ni la tuerca contra la pared del perfil, sino mantenerlo relativamente suelto para permitir el deslizamiento por el mismo

También se contará con unos tornillos más pequeños, llamados tornillos de fijación cuya métrica será M3 y con sus respectivas tuercas M3 ISO 4036 que sujetarán la pieza de sujeción junto con la pieza patín.



- Pomo moleteado macho

Este elemento permitirá sujetar la pieza contra la pared del perfil en la posición deseada para de esta manera evitar el deslizamiento previamente dicho (durante el accionamiento), y sujetar el elemento que se esté utilizando en el banco de ensayos en una posición permanente hasta que se desenrosque el pomo de nuevo. Lleva incluido un pasador que hace de macho. También permitirá el deslizamiento cuando no se encuentre apretado mediante una tuerca modular M8 que irá en el hueco del perfil modular.

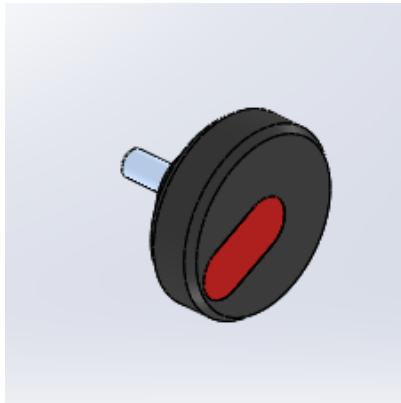


Imagen 11



- Eje sujeción producto

Material empleado: Acero aleado

Este eje irá se encontrará dentro de la pieza de sujeción y estará sujeto mediante un tornillo de fijación desde arriba para impedir que se mueva durante el ensayo. Este elemento ira mecanizado a posteriori, donde se realizará un mecanizado adecuado para sujetar la cortina mediante el enganche de esta. Este elemento es el que soportará la fuerza de las cortinas y estores durante el proceso.

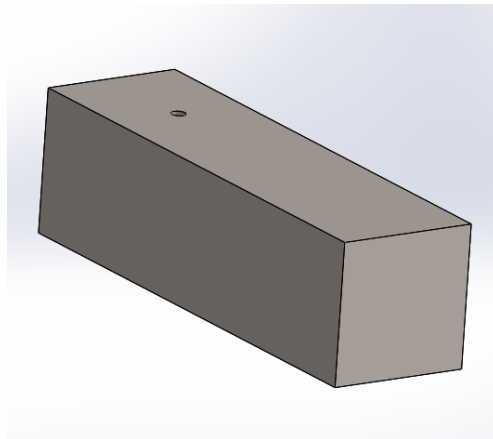


Imagen 12

Las cortinas y estores que se prueben durante el ensayo llevarán incluidos los soportes adecuados para poderse sujetar en los dos ejes de cada extremo de la pieza móvil. De esta manera se mecanizará en el taller de la empresa el eje con un agujero roscado en su parte inferior donde se permita atornillar el soporte que va a anclado a la cortina o estor dependiendo el producto a probar.



A continuación, se muestra uno de los soportes como ejemplo.



Imagen 13

Este soporte irá sujeto de la chaveta horizontal centrada en la parte de arriba mediante un tornillo de sujeción en el eje de la respectiva pieza móvil (un soporte a cada lado), lo cual permitirá colocar la cortina o estor en el sitio correspondiente.



○ **Ensamblaje pieza**

La pieza quedará de la siguiente manera. Pero hay que llevar mucho cuidado con este detalle.

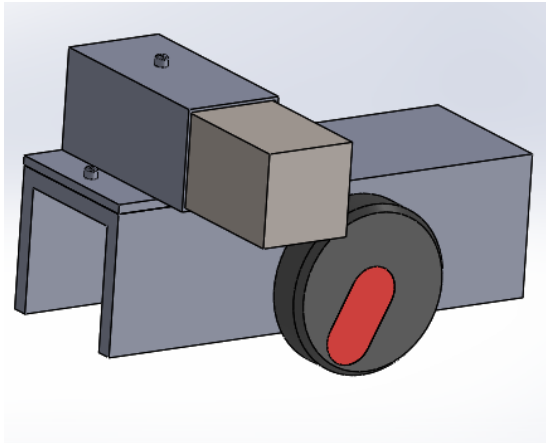


Imagen 14

Como se puede ver esta pieza es de la parte derecha del banco de ensayos ya que es la parte izquierda del patín la que está mecanizada. Pero, la pieza de la parte izquierda estará mecanizada en el lado opuesto. En conclusión, se pretende que los dos mecanizados de ambas piezas queden orientados en el centro de la estructura para así permitir que el producto esté sujeto sin ninguna interferencia de por medio. Con lo cual se podría decir que se está hablando de dos piezas similares, pero a su vez distintas.

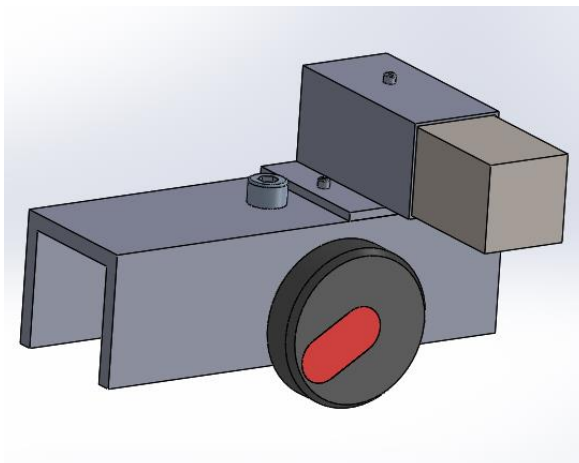


Imagen 15



○ **Perfil 8 40x40 H, natural de 3200 mm**

Este perfil será el componente principal de este ensamblaje sobre el cuál irán las tuercas modulares que harán que deslice el patín por el propio perfil.

Además, este perfil irá unido con una sujeción específica en las correderas de los dos extremos del perfil.

- Serie: BR8
- Material: Aluminio, anodizado
- Peso: $2.47 \frac{kg}{m} \times 3.2 \frac{m}{uds} = 7.904 \frac{kg}{uds} \times 1 uds = 7.904 kg \approx 8 kg$
- Sección transversal: 9.16 cm²

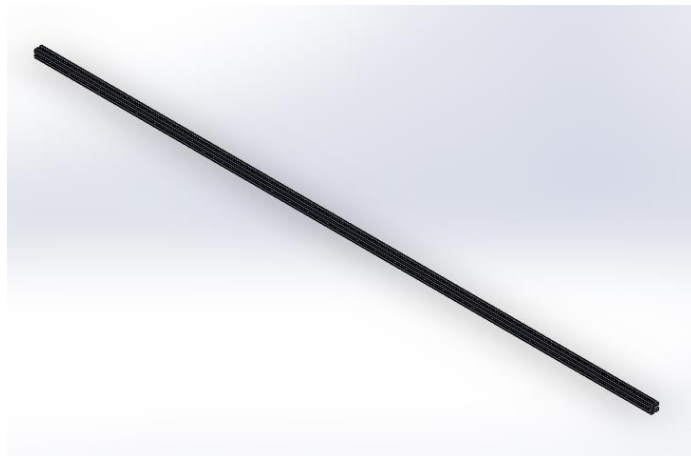


Imagen 16



- **Ensamblaje perfil móvil horizontal**

El ensamblaje final queda de la siguiente manera, permitiendo cumplir los requisitos necesarios por la empresa.

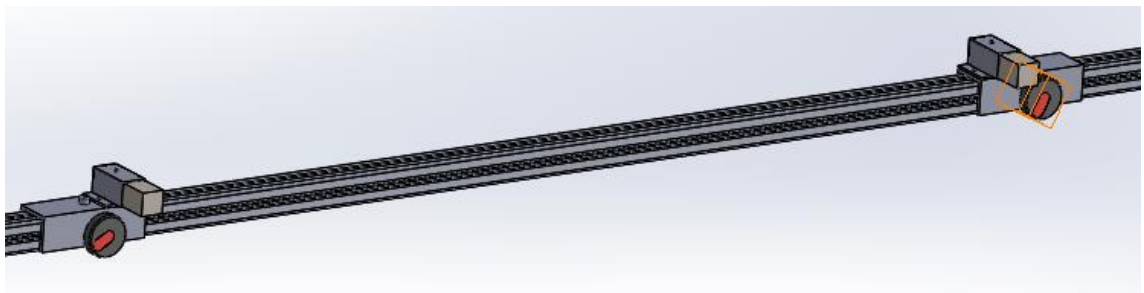


Imagen 17

- **Ensamblaje perfil móvil horizontal-corredera**

Irá unido mediante unos kits de unión a la corredera en la parte de abajo, permitiendo así que el perfil repose sobre la propia unión. Además, se añadirán unas uniones fijas que irán sujetas en el perfil modular mediante la tuerca 8 M6 especificada y en la corredera mediante un tornillo Allen DIN912 M6-16.

Garantizando así la seguridad y la sujeción adecuada para realizar el ensayo correctamente.

Este es un material que se encuentra en ITEM ya mecanizado.



○ **Ensamblaje final**

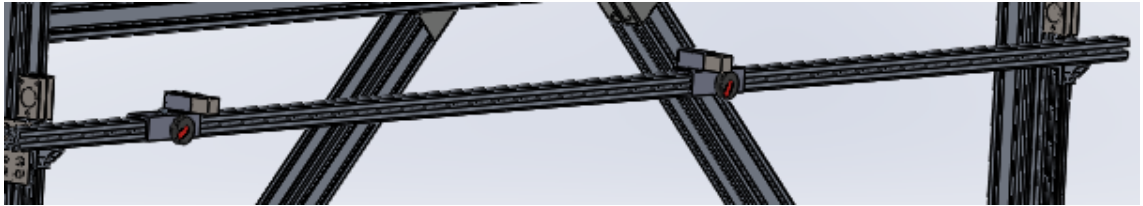


Imagen 18

4.4. Dimensionado de la transmisión

Tipos de transmisión

En este apartado se van a estudiar los distintos tipos de transmisiones mecánicas más comunes en la industria para proceder al dimensionado y selección de la transmisión más adecuada para la aplicación del presente proyecto.

Existen numerosos sistemas de transmisión, pero se va a centrar en los más utilizados, que son, transmisión por correa, por cadena o por engranajes.

- Transmisión por correa

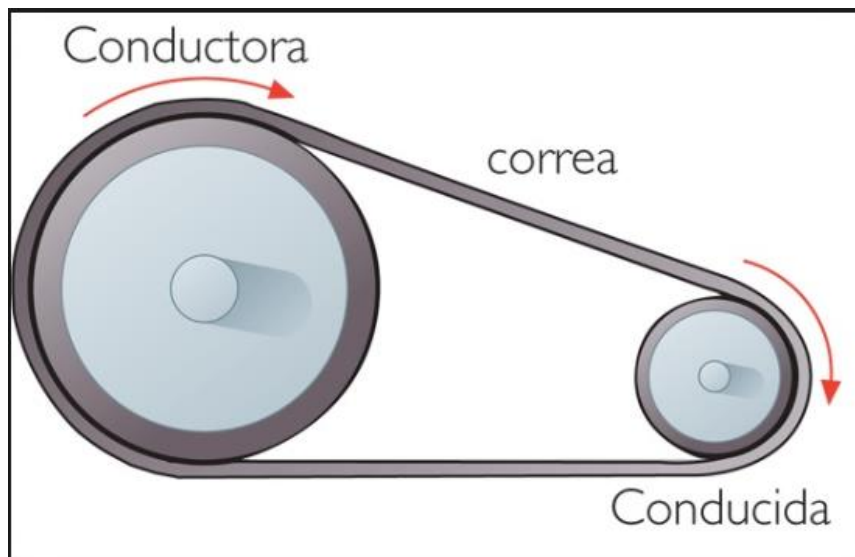


Imagen 19

Se trata de una transmisión entre ejes y árboles en el cual se emplea, como bien indica su nombre, una correa y dos (o más) poleas. La transmisión básica del movimiento se produce por el rozamiento entre las poleas y la correa.



- Ventajas
 - Sistema de funcionamiento mucho más silencioso y más limpio que el resto.
 - Se permite transmitir potencia entre ejes a una gran distancia
 - Mantenimiento mínimo, ya que no disponen de engrase.
 - Las correas planas permiten transmisiones de potencia sin ejes paralelos.
 - Fácil montaje y desmontaje.
 - Accionamiento económico.
 - Gran variedad de relaciones de transmisión.
 - En el caso de que se produzcan enganchones durante la transmisión, se produce un deslizamiento en la polea que evita dañar la máquina.

- Inconvenientes
 - Necesitan pretensado inicial, produciendo problemas de fatiga.
 - Variaciones pequeñas de la relación de transmisión cuando se producen deslizamientos en la transmisión.
 - No resiste altas temperaturas debido a la presencia de elastómeros.
 - Necesitan tensado de correa controlado.
 - Por lo general, tienen pérdidas de potencia elevada.



➤ Correa plana

En la actualidad, su uso es prácticamente inexistente, ya que la aparición de las correas trapezoidales y las correas síncronas mejoran sus características.



Imagen 20



➤ Correa trapezoidal

La polea en esta transmisión tiene forma de V. Las correas trapezoidales son capaces de transmitir un par mucho mayor sin producir deslizamiento, son muy utilizadas en el mundo de la industria.



Imagen 21



Imagen 22

- Ventajas
 - Mayor par que las correas planas. Esto es debido a que cuando la correa esta tensada tiende a clavarse en la acanaladura produciendo una fuerza normal y de rozamiento en las laterales muy elevadas.
 - Menor posibilidad de deslizamiento
 - Gran resistencia
- Inconvenientes
 - Menor rendimiento por culpa de los esfuerzos de rozamiento.
- Materiales

Estas correas pueden estar hechas de distintos materiales. Entre ellos destacan los plásticos termoestables, cauchos, nylon, etc.



➤ Correa dentada



Imagen 23

Este tipo de correa también se conoce como correa síncrona y su principal característica en la forma de la correa es la presencia de dientes que engranan con los dientes de las respectivas poleas. También existe la posibilidad de correas dentadas por ambas superficies.

- Ventajas
 - Permiten relaciones de transmisiones constantes
 - Se reducen los problemas de fatiga ya que no requieren pretensado elevado.
 - Rendimiento elevado
- Inconvenientes
 - Suelen ser más caras
 - En el mercado solo se encuentran con longitudes específicas.
- Materiales

Existen varios tipos de materiales para la construcción de las correas dentadas, pero el más utilizado es el caucho reforzado o el nylon.



○ **Transmisión por cadena**



Imagen 24

Se trata de una transmisión entre ejes y árboles en el cual se emplea una cadena y dos (o más) piñones. La transmisión se produce por empuje de los rodillos de la cadena sobre los dientes del piñón.



- Ventajas
 - No hay presencia de resbalamientos.
 - Peso menor que en la transmisión por engranajes.
 - Si la cadena está bien engrasada será muy resistente ante condiciones ambientales agresivas.
- Inconvenientes
 - Gran coste económico.
 - Es el sistema más pesado y ruidoso.
 - Montaje y mantenimiento más complejos que en los sistemas por correa.
 - Velocidades máximas inferiores que en el caso de las correas.

○ Transmisión por engranajes



Imagen 25

Se trata de un mecanismo de transmisión en el cual se transmite potencia de una rueda dentada a otra por medio de dientes.



Hay muchas variaciones en este tipo de transmisión. Las ruedas dentadas pueden presentar distintas formas. Pueden ser cónicas o cilíndricas y a su vez puede variar la orientación de los ejes y de los dientes, dando lugar así a estos distintos tipos de engranajes:

- Engranaje cilíndrico recto
- Engranaje de piñón-cremallera
- Engranaje cilíndrico helicoidal
- Engranaje tornillo sinfín
- Engranaje cónico

Selección de transmisión

En este apartado se procede a seleccionar la transmisión más adecuada para el presente proyecto.

La transmisión seleccionada es mediante correa dentada de poliuretano. Se ha seleccionado este tipo de transmisión, basándose en la aplicación del banco de ensayos y en las principales ventajas de la misma.

El banco de ensayos va a necesitar una transmisión con una gran distancia entre ejes (de aproximadamente 3000 mm). Además, el uso de correas dentadas ofrece una serie de ventajas que cumplen los requisitos de la empresa. Por ejemplo, este tipo de transmisión es fácil de acoplar y desacoplar con lo que, al ser un sistema de accionamiento modular, como es el banco de ensayos, permitirá su montaje de manera sencilla.

Se debe añadir que no requiere engrasado previo y produce un ruido muy pequeño en comparación con el resto. Y sobre todo la ventaja más característica, que es la forma en la que transmite la transmisión, ya que la transmite de manera muy limpia, engranando los dientes de la correa con los dientes de las poleas. Hay que añadir que, aunque este tipo de transmisión sea un poco más cara que el resto, la ventaja es que no requiere prácticamente de ningún tipo de mantenimiento (solo lo mínimo), con lo cual ahí se puede ganar lo que se pierde al escogerla en el apartado económico. También son transmisiones con un elevado rendimiento y, además, la carga que va a soportar no va a superar los 30 kg con lo que el movimiento de transmisión podrá realizarlo sin ningún tipo de inconveniente.



Dimensionado opción escogida

○ **Correas dentadas en el mercado de construcciones modulares**

Una vez seleccionado el tipo de transmisión, se pasa al dimensionado de la transmisión por correa en el presente proyecto.

Antes de seleccionar el tipo de correa comercial, se realiza un diseño de un banco de ensayos con sistema de construcción modular. Este tipo de sistema de construcción ofrece un gran abanico de piezas y herramientas que pueden ser de gran utilidad.

En el catálogo de productos de sistemas de construcción modular ITEM, se encuentra un apartado de accionamientos mecánicos por correa dentada o síncrona. En este catálogo no solo se encuentran correas dentadas, sino que se hallan todos los componentes que forman el conjunto del accionamiento mecánico. Éste, recibe el nombre de unidad lineal.

Se encuentran 3 tipos de unidades lineales para este tipo de accionamiento:

- Unidad lineal KLE
- Unidad lineal KRF
- Unidad lineal GSF

La más interesante es la unidad lineal GSF, ya que ofrece numerosas ventajas:

- Accionamiento integrado, pero con un número reducido de componentes.
- Tiene un alto rendimiento, y a su vez, es ligero y silencioso.
- El espacio que ocupa es mínimo y utiliza la ranura serie 8 del perfil como guía, que es el perfil que he utilizado en el diseño del bastidor.
- No necesita lubricante.
- La polea de accionamiento y la polea de reenvío, que es el nombre que reciben ambas poleas en esta unidad lineal, conforman un diseño adecuado a las necesidades.
- No necesita mantenimiento.



Además, dispone de todos los elementos necesarios para que sea posible la transmisión:

- 1 polea de accionamiento.
- 1 polea de reenvío.
- 1 perfil 8 40x40.
- Dispositivo tensor para la correa dentada, el cual podemos encontrar en la polea de reenvío.
- Poleas de cojinetes de bolas.
- Corredera GSF 8.

Antes de seleccionar esta unidad lineal como componente del diseño, se debe observar que cumple con los requisitos, para que realice el movimiento de transmisión sin ningún tipo de inconveniente. Para ello se debe tener en cuenta el recorrido de la correa, el peso de la carga, la velocidad a la que va a moverse, que tipo de movimiento va a realizar, dimensiones de las poleas, etc.

Para empezar el movimiento de la carga va a ser vertical. Además, la carga total que vaya a mover la correa va a estar repartida en dos, ya que la intención es situar dos unidades lineales, con sus dos correas dentadas correspondientes, una en cada uno de los largueros del banco de ensayos, ya que la carga que se quiere levantar está situada en un perfil horizontal 40x40.

Por lo tanto, el accionamiento se realizará con dos correderas una en cada correa que permita sujetar el perfil. También, dispondrá de un eje que conecte ambas poleas de reenvío, para poder mover la carga verticalmente sin problema (con la ayuda de un motor que se seleccionará más adelante).

De esta manera se sabe que la carga máxima; del perfil horizontal 40x40, más el carril guía PS 4-15, más el perfil tuerca, más las guías de recirculación de bolas para poder mover la carga y fijarla en la posición requerida, y más el producto que se desee para el ensayo; no superará los 30 kg (teniendo en cuenta la inclusión de algún accesorio, que varíe la carga total y una pequeña holgura de seguridad). Por lo tanto, la cantidad de newton de fuerza que tendrá que soportar la unidad lineal será la mitad de esta carga total, ya que se introducen dos unidades lineales, una a cada uno de los extremos.



○ **Unidad lineal GSF**

Componentes que forman la unidad lineal escogida:

- **Perfil 8 40x40 H (mecanizado) de 3200 mm**
 - Serie: BR8
 - Material: Aluminio, anodizado
 - Peso : $2.47 \frac{kg}{m} \times 3.2 \frac{m}{uds} = 7.712 \frac{kg}{uds} \times 1 uds = 7.712 kg \approx 8 kg$
 - Sección transversal: 9.16 cm²

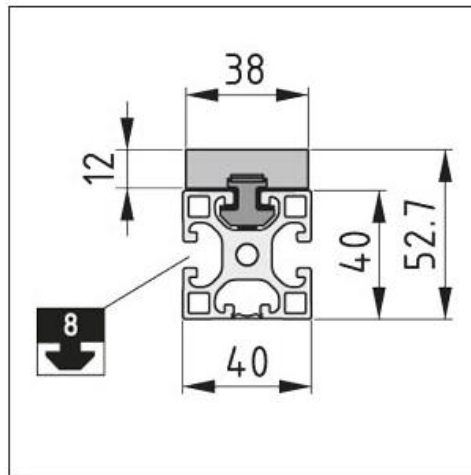


Imagen 26



- **Poleas de la guía lineal**

La polea de arrastre y la polea de reenvío se fijan en el núcleo del perfil, que debe mecanizarse con una rosca M8.

- Polea de arrastre GSF 8 40 R10

- Serie BR8
- Peso: $m=0.4425$ kg
- Material: Al, natural
- Eje hueco diámetro 12 H7: St, inoxidable
- Radio efectivo: 18.3 mm
- Momento máximo permitido = 3Nm
- Longitud de la correa dentada dentro de la polea 137 mm
- Tornillo gota de sebo: ISO 7380-M8x18, St, zinc.
- Pieza para centrar, St, inoxidable.
- 2 tornillos Allen: DIN 7984-M4x6, St, zinc.

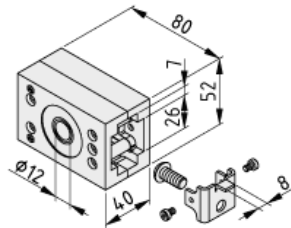


Imagen 27



➤ Polea de reenvío GSF 8 40 R10

- Serie BR8
- Peso: m=**0.4043 kg**
- Dispositivo tensor para correa dentada
- Polea para correa dentada: Al, natural
- Longitud de la correa dentro de la polea: 115 mm
- Tornillo gota de sebo: ISO 7380 m8x18, St, zinc.
- Pieza para centrar, St, inoxidable.
- 2 tornillos Allen: DIN 7984-M4x6, St, zinc.

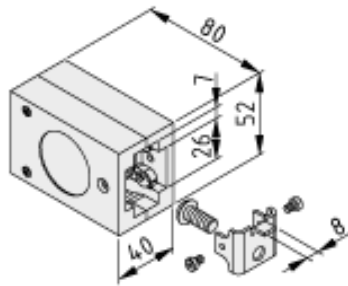


Imagen 28



- **Corredera GSF 8 80x40**

- Serie BR8
- Peso: m=**0.173 kg**
- Placa para carro, denominación GSF 8 80x40: Al, natural
- Patín con ranura 8 80x40
- 3 tornillos Allen: DIN 6912-M6x20, St, zinc.
- 3 tuercas hexagonales: ISO 4035-M6, St, zinc.

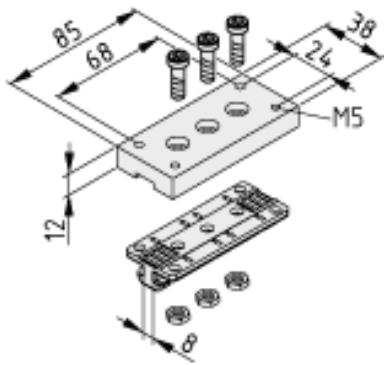


Imagen 29

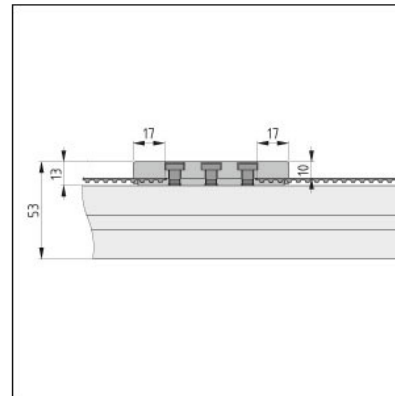


Imagen 30

- **Correa dentada R10**



○ **Selección correa dentada**

Una vez seleccionados los componentes de la unidad lineal que se van a introducir en el proyecto, se debe incluir el último componente, pero no menos importante, de dicha unidad línea; la correa dentada.

La selección de la correa se guía por la serie de parámetros que ya se conocen. Hasta ahora se sabe que el ancho de la correa tiene que ser de 10 mm para que pueda acoplarse en la guía lineal seleccionada (R10), y que tiene que tener un paso de 5 mm. El paso es la separación que hay entre dientes.

Pues bien, sabiendo estas características, solo se necesita saber la longitud primitiva y el número de dientes de la correa; y la distancia entre centros de las poleas. Una vez conocido estos valores, ya se podrá seleccionar la correa dentada en los catálogos.

Para saber la longitud primitiva de la correa dentada, se debe tener en cuenta que la correa que se va a comprar en el mercado tiene una medida estipulada, la cual no se puede variar, con lo que se podrá “jugar” con la distancia entre centros mecanizando el perfil que une ambas poleas para que quede a la distancia asignada por la correa dentada.

Por lo tanto, primero se realiza una serie de iteraciones para calcular estos parámetros.

Según el bastidor del banco de ensayos se tiene una altura de unos 3800 mm respecto del suelo y la altura máxima de los productos que se van a probar en el mismo son de 3200 mm como máximo. Pues bien, suponiendo que la parte inferior de la unidad lineal se sitúa a unos 1000 mm aproximadamente del suelo (para que tampoco esté muy abajo teniendo en cuenta las normas de seguridad y de ergonomía) dejando una distancia relativa entre las poleas y la distancia límite entre las propias poleas y el perfil móvil, se puede orientar que aproximadamente el perfil de la unidad lineal puede medir unos 2500 mm para cumplir todos los requisitos necesarios.

Suponiendo que va a medir 2500 mm, la distancia entre ejes será de 2580 mm, teniendo en cuenta las dimensiones de las poleas mostradas en el apartado anterior.

Sabiendo la distancia entre ejes y el diámetro de las poleas, se puede sacar la longitud primitiva de la correa a partir de esta fórmula:

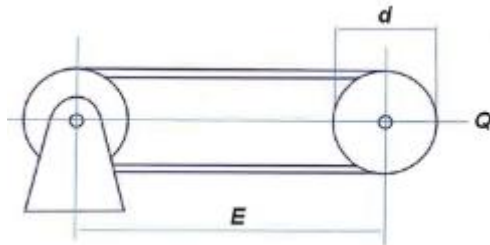


Imagen 31

$$L_p = 2 \times E + \pi \times d$$

E: distancia entre ejes de las poleas (mm)

D: diámetro primitivo de las poleas (mm)

Lp: longitud primitiva de la correa (mm)

$$E = 2580 \text{ mm}$$

$$d = 37 \text{ mm}$$

$$L_p = 2 \times 2580 + \pi \times 37 = \mathbf{5276,24 \text{ mm}}$$

Una vez obtenido el valor en mm, se ve que la longitud primitiva de la correa es de 5276,24 mm. Como se puede saber en el mercado no se va a encontrar ninguna correa con esta distancia tan precisa, pero aun así se dirige al catálogo para estimar un valor y continuar con la iteración.

El catálogo que se ha decidido seguir es el de www.dinamica.net de correas dentadas en el cual comercializan con correas dentadas de marca SYNCHROFLEX, BRECOFLEX, BRECOM/V.

Correa dentada de Poliuretano SYNCHROFLEX®

NORMAS: ISO DIN7721

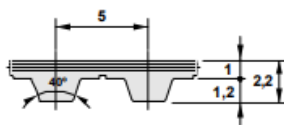
T5

ANCHOMm	6	10	16	25	32	50	75	100
Fuerzadetracciónadmisible(N)	180	330	570	930	1200	1920	2940	3930
Peso(Kg/m.)	0,014	0,024	0,038	0,060	0,077	0,120	0,180	0,240
Peso(Kg/m.) DL	0,016	0,027	0,043	0,067	0,086	0,135	0,203	0,270
Fuerzadetracciónadmisible (N) BRECO-V		150	270	420	540	840	1260	
Peso(Kg/m.)BRECO		0,021	0,034	0,053	0,068	0,106	0,147	

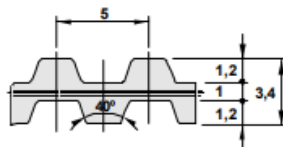


DIMENSIONES

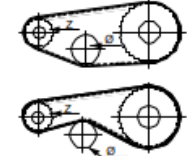
DENTADOSIMPLE"S"



DENTADODOBLE"DL"



ØMÍNIMOSDEPOLEA Y TENSOR



FlexionSimple
Zmin = 10
Ømin = 30mm

Contraflexion
Zmin = 15
Ømin = 30mm

Desarrollo	Nº dientes	SYNCHROFLEX		BRECOFLEX		BRECOM/V		Desarrollo	Nº dientes	SYNCHROFLEX		BRECOFLEX		BRECOM/V		Desarrollo	Nº dientes	BRECOFLEX		BRECOM/V	
		S	DL	S	DL	S	DL			S	DL	S	DL	S	DL			S	DL		
T 5 / 100	20	●						T 5 / 610	122	●		●				T 5 / 1900	380	●	●		
T 5 / 150	30	●	●					T 5 / 615FN	123	●		●				T 5 / 2000	400	●	●		
T 5 / 165	33	●						T 5 / 620	124	●	●	●				T 5 / 2120	424	●	●		
T 5 / 180	36	●						T 5 / 625	125	●	●					T 5 / 2240	448	●	●		
T 5 / 185	37	●						T 5 / 630	126	●		●				T 5 / 2360	472	●	●		
T 5 / 200	40	●			●			T 5 / 630FA	126	●		●				T 5 / 2500	500	●	●		
T 5 / 210	42	●						T 5 / 650	130	●		●				T 5 / 2650	530	●	●		
T 5 / 215	43	●						T 5 / 660	132	●		●				T 5 / 2800	560	●	●		
T 5 / 220	44	●			●			T 5 / 660FN	132	●		●				T 5 / 3000	600	●	●		
T 5 / 225	45	●			●			T 5 / 690	138	●		●				T 5 / 3150	630	●	●		
T 5 / 240	48	●			●			T 5 / 690FA	138	●		●				T 5 / 3350	670	●	●		
T 5 / 245	49	●			●			T 5 / 700	140	●		●				T 5 / 3550	710	●	●		
T 5 / 250	50	●						T 5 / 720	144	●		●				T 5 / 3750	750	●	●		
T 5 / 255	51	●			●			T 5 / 725	145	●		●				T 5 / 4000	800	●	●		
T 5 / 260	52	●	●		●			T 5 / 750	150	●	●	●				T 5 / 4250	850	●	●		
T 5 / 270	54	●			●			T 5 / 755	151	●		●				T 5 / 4500	900	●	●		
T 5 / 280	56	●			●			T 5 / 765	153	●		●				T 5 / 4750	950	●	●		
T 5 / 295	59	●			●			T 5 / 780	156	●		●				T 5 / 5000	1000	●	●		
T 5 / 300	60	●	●		●			T 5 / 800	160	●		●				T 5 / 5300	1060	●	●		

Imagen 32

En el catálogo se observa que con el paso y el ancho que se tiene, se encuentra en el apartado de correas dentadas de poliuretano T5, que sigue la norma: ISO DIN7721.

Se observa que según la longitud primitiva calculada se halla entre los dos valores coloreados. Como se aproxima más al valor de 5300 mm, se hará la segunda y última iteración, esta vez teniendo como dato la longitud primitiva de la correa y variando la longitud del perfil 40x40 de la unidad lineal, ya que permite mecanizarlo con cierta facilidad.



Datos de partida de la 2ª iteración:

$L_p = 5300 \text{ mm}$

$d = 37 \text{ mm}$

Incógnita E

$$E = (5300 - \pi \times 37) \div 2 \div = 2591.88053591 \text{ mm}$$

Una vez sacada la distancia entre ejes, se podrá saber la distancia definitiva del perfil de la unidad lineal, restándole la mitad de la cápsula donde va la polea multiplicado por 2, ya que son dos poleas.

De esta manera el perfil va a medir:

$$2591.88 - 80 = 2511.88 \text{ mm}$$

Así, ya se tiene la unidad lineal totalmente dimensionada y ya se sabe la medida total de cada uno de los componentes, sabiendo que la longitud primitiva de la correa será de 5300 mm.

Por lo tanto, la correa seleccionada es:

Correa dentada de poliuretano T5 BRECOFLEX, ancho 10mm, dentado simple "S", número de dientes z=1060

T 5 / 5300 1060

T5								
ANCHOmm	6	10	16	25	32	50	75	100
Fuerza de tracción admisible (N)	180	330	570	930	1200	1920	2940	3930
Peso (Kg/m.)	0,014	0,024	0,038	0,060	0,077	0,120	0,180	0,240
Peso (Kg/m.) DL	0,016	0,027	0,043	0,067	0,086	0,135	0,203	0,270
Fuerza de tracción admisible (N) BRECO-V		150	270	420	540	840	1260	
Peso (Kg/m.) BRECO		0,021	0,034	0,053	0,068	0,106	0,147	




Imagen 33



○ **Comprobación de cargas**

● **Carga que va a soportar la correa**

Como se puede ver la carga máxima que soporta la correa es de 300 N. En este caso el soporte que va a levantar el sistema de transmisión no va a superar los 150 N, y además no contará solo con un sistema de correa dentada, sino con dos, como se ha indicado antes, uno en cada uno de los largueros, es decir, en los puntos finales del perfil a levantar.

Por lo tanto, se encuentra dentro de la carga permitida.

4.5. Dimensionado motorreductor

Datos de partida

Se debe diseñar correctamente el motor que se va a necesitar para poder accionar el sistema de transmisión por correa dentada que quedó especificado en apartados anteriores. Para ello se deben tener en cuenta una serie de características y requisitos previos que permitirán escoger el motor más adecuada para la presente aplicación.

El sistema de transmisión seleccionado consta con dos unidades lineales GSF, cada una de ellas con una correa dentada de poliuretano T5 R10. Las dos poleas de reenvío de cada una de las unidades lineales están conectadas mediante un eje y un kit de sincronismo para permitir que el movimiento de subir y bajar durante la transmisión se realice correctamente.

En la parte izquierda del banco de ensayos se debe acoplar el motor en la polea de reenvío de la unidad lineal 1 para que este se encargue de producir el movimiento necesario para levantar la pieza que se desea.

Bien, este movimiento lineal hacia arriba y hacia abajo se debe realizar a una velocidad determinada. Esta velocidad lineal debe ser pequeña, ya que lo que interesa es que vaya despacio para poder situarlo a la medida exacta requerida en cada ensayo, y si fuera



muy deprisa la velocidad de elevación no podría ser posible detenerlo a la distancia deseada.

Además, en el soporte que va a realizar el movimiento, va a estar anclado el producto que se desee probar en cada ensayo, con lo que también es necesario que vaya a una velocidad relativamente pequeña para que ese no sufra ningún desvío (aunque vaya sujeto con los patines). Dicha velocidad no debería de exceder el metro/segundo, ya que la unidad lineal seleccionada, no permite ir más rápido. Aun así, yendo a una velocidad de 1 m/s sería demasiado rápido para la aplicación. La velocidad estará aproximadamente en 0.1 m/s como máximo.

Dado que esta velocidad es muy pequeña, y cualquier motor con revoluciones por minuto mínimas en el mercado va a ser capaz de conseguir esta velocidad lineal se deberá introducir en el dimensionado una caja reductora acoplada al motor para obtener unos rpm menores que las que ofrece el motor.

Además, no solo se busca interés en la velocidad de elevación del ítem, sino que también tiene mucha importancia la carga que hay que elevar.

La carga máxima que se quiere elevar no supera los 30 kg, quizá sea un poco menos, pero para tener una holgura de seguridad, se supone una carga máxima de 30 kg. Para levantar esta carga será necesario un par motor específico, el cual se deberá conseguir con esa reductora. Por lo que se empezará con el dimensionado de estos componentes.

Cálculos previos al dimensionado

Lo primero que se conoce es el diámetro de la polea que va a producir la transmisión de la correa dentada. Este diámetro es de 37 mm.

Viendo cómo funcionan los bancos de ensayo de este tipo en el mercado, la velocidad a la que se requiere en la empresa para que la transmisión mueva el ítem es de 0.08 m/s, aproximadamente. Más adelante cuando se pase a la selección de la reductora, se verá la velocidad exacta a la que se va a mover, pero aproximadamente rondará ese valor.

Con estos datos, se podrá calcular el número de radianes por segundo a la que va a girar la polea para conseguir esa elevación a la velocidad de 0.08 m/s.



$$\text{Radio polea de reenvío: } R_p = 18.5 \text{ mm} = 0.0185 \text{ m}$$

$$\text{Velocidad de elevación: } V_{ev} = 0.08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Velocidad angular: } \omega = \frac{V_e}{R_p} = \frac{0.08}{0.0185} = 4.32 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Esta velocidad angular en rad/s se puede pasar a rpm, que es el valor que interesa.

$$\text{Velocidad angular: } \omega = 4.32 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{60 \text{ (s)}}{2\pi \text{ (rad)}} = 41 \text{ rpm}$$

Una vez hallado este valor, ya se sabe que el número de vueltas que debe tener a la salida la reductora debe de ser de 41 rpm para poder accionar la polea y que realice la transmisión a la velocidad requerida.

También se necesita conocer el trabajo que tiene que realizar el motorreductor para accionar la transmisión.

$$\text{Carga máxima establecida: } Q = 30 \text{ kg}$$

$$\text{Gravedad terrestre: } g = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ (tomamos este valor aproximado)}$$

$$\text{Distancia de elevación: } d = 3.5 \text{ m}$$

$$\text{Trabajo máximo requerido por el conjunto motorreductor:}$$

$$W = Q \times g \times d = 30 \times 10 \times 3.5 = 1050 \text{ J}$$

Conocido el trabajo se puede calcular la potencia mínima que debe tener el motor del conjunto motorreductor. Para ello se debe tener en cuenta los siguientes, parámetros.

$$\text{Trabajo requerido por el conjunto motorreductor: } W = 1050 \text{ J}$$

$$\text{Distancia de elevación: } d = 3.5 \text{ m}$$

$$\text{Velocidad de elevación: } V_{ev} = 0.08 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Tiempos que tardará en hacer el recorrido completo: } t = \frac{d}{V_{ev}} = \frac{3.5}{0.08} = 43.75 \text{ s}$$

$$\text{Potencia mínima que necesitará el motor para llevar a cabo el accionamiento:}$$

$$P = \frac{W}{t} = \frac{1050}{43.75} = 24 \text{ W}$$



Gracias a este cálculo ya se sabe que potencia como mínimo debe tener el motor que se seleccione. Cuando se pase a la selección del motor para el conjunto motorreductor, se verá que en el mercado no se va a encontrar ningún motor con una potencia tan específica, así que siempre se escogerá un motor que tenga una mayor potencia, de esta manera se curará en salud.

Por último, se calcula el par necesario para elevar la carga hasta el punto más desfavorable.

Potencia mínima que necesitará el motor para llevar a cabo el accionamiento:

$$P = 24 \text{ W}$$

$$\text{Velocidad angular: } \omega = 4.32 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\text{Par mínimo necesario para elevar la carga: } M = \frac{P}{\omega} = \frac{24}{4.32} = 5.56 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el par que hay que tener a la salida del conjunto motorreductor, debe de ser, como mínimo, de 6 Nm aproximadamente, para que sea posible la transmisión.

Dimensionado de la reductora

Una vez llegado a este punto, se procede a la elección de ambos componentes para el banco de ensayos.

Los parámetros que van a guiar a la hora de seleccionar los componentes óptimos para el proyecto son los calculados en el apartado anterior.

Para la selección de la reductora se debe tener en cuenta las revoluciones por minuto que se quieren a la salida de esta (n_2) y a su misma vez la reducción que va a tener.

Para ello, se han seguido unos catálogos, para poder hacer la selección con componentes que se encuentra en el mercado.



Siguiendo el catálogo REDUCTOR SIN FIN BOX de Motive, se aprecia que antes de elegir la reductora, se debe de tener en cuenta la potencia (P1) que va a tener el motor seleccionado.

Como se vio en el apartado anterior, el motor elegido deberá tener una potencia mínima de 24 W. Este valor lo va a superar prácticamente cualquier motor del mercado, pero también hay que tener en cuenta el par.

El par que se quiere obtener a la salida del motor debe superar los 6 Nm como mínimo. Este valor va a poder alcanzarse con un motor de tan poca potencia, por eso mismo se necesita la incorporación de una reductora, que no solo reduzca las revoluciones por minuto del motor, sino que permita llegar al par mínimo para accionar la máquina.

Para la selección del motor, se podría elegir el motor con la potencia inmediatamente superior a los 24 W, pero se debe de tener en cuenta que la maquina no debe trabajar forzada. Además, a la hora de arrancar el banco de ensayos para probar algún producto, se necesita una potencia mayor, un pico de potencia, que solo llegará a este valor a la hora de arrancar el proceso.

Por esto y por el hecho de que, quizá, en algún futuro este banco de ensayos se emplee para probar en el producto con mayor peso o mayores dimensiones que las que está destinado hoy en día se seleccionará un motor que, por supuesto, supere los 24 W necesarios como mínimo, pero que tenga una holgura bastante mayor. Con lo cual no se elegirá el motor con potencia inmediatamente superior a la mínima, que son fácil de conseguir en el mercado, y cuyo precio no va a variar mucho con motores de menor potencia, por lo que se está economizando el banco de ensayos para futuras pruebas.

Suponiendo que el motor seleccionado va a ser de 0.25 kW (P1) cuyas revoluciones por minuto son de 1400 (n1), se procede a obtener la reducción que va a necesitar la reductora.

Revoluciones por minuto del motor: $n1 = 1400 \text{ rpm}$

Revoluciones por minuto de la reductora: $n2 = 41 \text{ rpm}$

Reducción necesaria de la reductora: $i = \frac{n1}{n2} = \frac{1400}{41} = 34.14 \rightarrow$

La reducción será de 1: 34.14



i	Esta relación de reducción tan exacta no se encuentra en los catálogos de reductoras. A la izquierda de esta página se encuentra adjuntada las posibles reducciones que se encuentran para un motor con potencia P1=0.25 kW.
7,5	Por lo que si la reducción tras el cálculo es de 34.14, se debería elegir una reducción inmediatamente superior o inmediatamente inferior al valor obtenido en el cálculo.
10	Y bien, ¿en qué se basa para elegir hacia abajo o hacia arriba?
15	Pues es muy sencillo. La velocidad a la que se ha elegido que va a moverse el ítem en el accionamiento, ha sido de 0.08 m/s, de ahí se obtiene el 41 rpm a la salida de la reductora, que ha permitido obtener dicha reducción. Entonces, como no se encuentran reductoras en el mercado con esta reducción tan exacta, se debería elegir una que esté de acuerdo con las opciones que da el mercado, con lo cual esta elección hará que las revoluciones por minuto a la salida de la reductora cambien, y con ello cambie también la velocidad a la que se moverá el ítem.
20	Por ello, se selecciona si el deseo es la reducción inmediatamente superior o la inmediatamente inferior, por lo que se realizarán los cálculos para ambas opciones y así se elige la que se considere más apropiada para el banco de ensayos.
25	En el cálculo que se redacta de las dos opciones, se encuentran realizados los mismos cálculos que en el inicio de este apartado, pero a la inversa, ya que ahora el dato de partida que se ha escogido del mercado es la reducción, que es el último que se calcula para los procesos anteriores.
30	
30	
7,5	
10	
15	
20	
25	
30	
40	
50	
60	
80	
100	
1200	
1500	
1800	
2400	
3000	

Imagen 34

- Reducción inmediatamente inferior (i=30)
Revoluciones por minuto a la salida del motor: n1 = 1400 rpm
Reducción de la reductora: i = 30
Revoluciones por minuto a la salida de la reductora:

$$n2 = \frac{n1}{i} = \frac{1400}{30} = 46.67 \text{ rpm}$$



Una vez obtenidas las revoluciones por minuto que se van a tener a la salida de la reductora con esta reducción, se puede sacar a la velocidad que se va a mover el ítem, aplicando las fórmulas utilizadas en el principio de este apartado, pero a la inversa. De esta manera haciendo el cálculo para las dos opciones propuestas, se tendrán dos valores distintos de velocidad lineal de accionamiento, y se verá cuál es la que se escoge y por qué.

Velocidad angular la salida de la reductora:

$$n_2 = \omega_2 = 46.67 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 4.8873 \text{ rad/s}$$

Radio de la polea de reenvío: $R_p = 18.5 \text{ mm} = 0.0185 \text{ m}$

Velocidad lineal a la que se moverá el ítem:

$$V_{e1} = \omega_2 \times R_p = 4.8873 \times 0.0185 = \mathbf{0.0904} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora se pasa al segundo cálculo:

- Reducción inmediatamente superior ($i=40$)

Revoluciones por minuto a la salida del motor: $n_1 = 1400 \text{ rpm}$

Reducción de la reductora: $i = 40$

Revoluciones por minuto a la salida de la reductora:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1400}{40} = 35 \text{ rpm}$$

Siguiendo los pasos del cálculo anterior se va a obtener la segunda velocidad lineal.

Velocidad angular la salida de la reductora:

$$n_2 = \omega_2 = 35 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 3.6652 \text{ rad/s}$$

Radio de la polea de reenvío: $R_p = 18.5 \text{ mm} = 0.0185 \text{ m}$

Velocidad lineal a la que se moverá el ítem:

$$V_{e2} = \omega_2 \times R_p = 3.6652 \times 0.0185 = \mathbf{0.0678} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez realizado los dos cálculos, se va a valorar cuál de ellos es más interesante para la situación.

La opción con menor reducción ofrece una velocidad de movimiento del ítem un poco superior a la estimada al principio (0.09 de ahora frente a 0.08 de la estimación).



Sin embargo, la opción con mayor reducción da una velocidad un poco inferior a la estimada (0.068 frente a 0.08 de la estimación).

Como se puede ver ambas varían hacia abajo o hacia arriba, pero una cantidad pequeña, que hará que varíe la velocidad muy poco. Entonces lo único que se debe tener en cuenta es si se quiere que vaya un poco más rápido que lo estimado o un poco más despacio.

Valorando ambas opciones, se verá cuánto tardaría en subir el ítem al punto más alto con las dos velocidades calculadas:

- Opción 1

$$\text{Velocidad lineal opción 1: } Ve1 = 0.0904 \frac{m}{s}$$

$$\text{Distancia de elevación: } d = 3.5 \text{ m}$$

$$\text{Tiempo de elevación total 1: } t1 = \frac{d}{Ve1} = \frac{3.5}{0.0904} = \mathbf{38.71 \text{ s}}$$

- Opción 2

$$\text{Velocidad lineal opción 2: } Ve2 = 0.0678 \frac{m}{s}$$

$$\text{Distancia de elevación: } d = 3.5 \text{ m}$$

$$\text{Tiempo de elevación total 2: } t2 = \frac{d}{Ve2} = \frac{3.5}{0.0678} = \mathbf{51.62 \text{ s}}$$

Como se puede ver, a la hora de comparar el tiempo que va a tardar el ítem desde el punto más bajo hasta el punto más alto, varía aproximadamente 15 segundos. Quizá eligiendo la opción con velocidad más lenta, es un poco “desesperante” a la hora de tener que esperar casi un minuto en el caso de tener que desplazar el ítem desde el punto más bajo hasta el más alto. Por lo tanto, como en el caso de elegir la opción más rápida tampoco va a verse afectado a la hora de seleccionar la distancia deseada por muy exacta que sea, y tampoco va a verse afectado el producto ya que no es una velocidad excesivamente elevada, se selecciona esta opción.



Opción escogida:

- **Reducción inmediatamente inferior (i=30)**

Revoluciones por minuto a la salida del motor: $n_1 = 1400 \text{ rpm}$

Reducción de la reductora: $i = 30$

Revoluciones por minuto a la salida de la reductora:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1400}{30} = 46.67 \text{ rpm}$$

Velocidad angular la salida de la reductora:

$$n_2 = \omega_2 = 46.67 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} = 4.8873 \text{ rad/s}$$

Radio de la polea de reenvío: $R_p = 18.5 \text{ mm} = 0.0185 \text{ m}$

Velocidad lineal a la que se moverá el item:

$$V_{e1} = \omega_2 \times R_p = 4.8873 \times 0.0185 = 0.0904 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Distancia de elevación: $d = 3.5 \text{ m}$

$$\text{Tiempo de elevación total 1: } t_1 = \frac{d}{V_{e1}} = \frac{3.5}{0.0904} = 38.71 \text{ s}$$

Así que, una vez elegida la opción más adecuada, solo se necesita ver que cumpla la reductora con el par mínimo requerido a la salida de la misma y los parámetros serán necesarios para la selección.



P ₁ 0,25 kW				
n ₂ [rpm]	M ₂ [Nm]	f _e	i	
373,3	5,3	2,3	7,5	
280,0	6,9	1,8	10	
186,7	9,3	1,3	15	
140,0	11,8	0,9	20	BOX030
112,0	13,2	1,0	25	
93,3	14,8	0,8	30	
186,7	11,2	3,6	7,5	
140,0	14,5	2,8	10	
120,0	17,4	2,6	7,5	
93,3	20,7	1,9	15	
90,0	22,6	2,0	10	
70,0	26,1	1,5	20	
60,0	32,2	1,4	15	BOX040
56,0	31,5	1,2	25	
46,7	35,7	1,3	30	
45,0	40,5	1,1	20	
35,0	43,0	0,9	40	
36,0	48,9	0,9	25	
30,0	55,5	0,9	30	
70,0	27,4	2,7	20	
56,0	32,1	2,2	25	
46,7	36,1	2,3	30	
45,0	39,9	1,9	20	
35,0	36,0	1,1	80	
35,0	46,6	1,7	40	
28,0	38,4	0,8	100	
36,0	49,9	1,5	25	BOX050
30,0	56,2	1,7	30	
28,0	52,3	1,4	50	
23,3	59,2	1,1	60	
22,5	72,5	1,2	40	
18,0	81,3	1,0	50	
15,0	92,2	0,8	60	
28,0	57,6	2,4	50	
23,3	66,0	2,0	60	
17,5	79,0	1,6	80	
18,0	89,5	1,8	50	
14,0	87,1	1,4	100	
15,0	102,7	1,5	60	
11,3	122,9	1,2	80	
9,0	135,6	1,0	100	
7,0	194,3	1,4	400	
5,6	232,2	1,2	500	BOX030+BOX063
3,5	439,4	1,1	400	
2,8	511,9	0,8	500	BOX040+BOX075
2,3	621,7	1,2	600	
1,9	658,7	0,9	750	BOX040+BOX090
1,6	865,2	0,8	900	
1,2	1181,6	1,3	1200	
0,9	1318,2	1,2	1500	BOX050+BOX110
0,8	1554,2	1,1	1800	
0,6	1624,0	1,0	2400	
0,5	1548,0	1,0	3000	BOX063+BOX130

Imagen 35

Como se puede ver en la tabla adjuntada del catálogo mencionado anteriormente, se encuentran todas las opciones de reductoras para una potencia del motor P₁=0.25 KW. Bien, si se fija en el par M₂ que va a dar a la salida de la reductora en



Nm, se elija la que se elija va a dar un par superior a los 6 Nm que requiere como mínimo el banco de ensayos.

Esto es así porque se ha sobredimensionado el accionamiento, para evitar accionamientos forzosos, para permitir que a hora de arrancar el motor se permita alcanzar dicha potencia y par de arranque, y por si en futuros redimensionados se pretende utilizar este banco de ensayos para probar productos con pesos superiores a los que está destinado en la actualidad.

Por lo tanto, se podrá elegir la reductora sin ningún problema al comprobar que todos los parámetros necesarios para dicha selección los cumple sin ningún tipo de problema, con lo cual se asegura que el funcionamiento será correcto.

Reductora seleccionada

Revoluciones por minuto a la salida de la reductora: $n_2 = 46.67 \text{ rpm}$

Potencia del motor: $P_1 = 0.25 \text{ kW}$

Reducción de la reductora: $i = 30$

Se encuentra otro parámetro para proceder a la selección nombrado como fs. Esto es el factor de servicio. Para la aplicación no es necesario aplicar ningún valor de factor de servicio, ya que este valor es un multiplicador el cual se aplica a la potencia de placa del motor, para indicar la carga que puede llevar en condiciones nominales de servicio. Esto se refiere a que el motor puede ser sobrecargado lo indicado en el factor de servicio, si es alimentado por voltaje y frecuencia nominal, sin provocar daños.

En este caso el dimensionado del motor está especificado para operar como máximo a su capacidad nominal o lo que es lo mismo la potencia indicada en la placa por lo tanto, se dice que no tiene factor de servicio.



P ₁ 0,25 kW				
n ₂ [rpm]	M ₂ [Nm]	f ₂	i	
373,3	5,3	2,3	7,5	BOX030
280,0	6,9	1,8	10	
186,7	9,3	1,3	15	
140,0	11,8	0,9	20	
112,0	13,2	1,0	25	
93,3	14,8	0,8	30	
186,7	11,2	3,6	7,5	
140,0	14,5	2,8	10	
120,0	17,4	2,6	7,5	
93,3	20,7	1,9	15	
90,0	22,6	2,0	10	
70,0	26,1	1,5	20	
60,0	32,2	1,4	15	
56,0	31,5	1,2	25	
46,7	35,7	1,3	30	
45,0	40,5	1,1	20	
35,0	43,0	0,9	40	
36,0	48,9	0,9	25	
30,0	55,5	0,9	30	

Imagen 36

Con los parámetros indicados se selecciona la reductora marcada en amarillo en la imagen del catálogo. Por lo tanto la reductora será una BOX040. Según el tipo de motor que se seleccione para la reductora (63 o 71) hay distintas dimensiones, por lo que se continua a la selección del motor.

Dimensionado del motor

Para completar el componente motorreductor, es necesario un motor acoplado con la reductora previamente dimensionada.

Con los cálculos anteriores y los parámetros que se han utilizado para dimensionar la reductora, ya se tienen prácticamente los datos del motor calculados.

Hasta ahora, se sabe que es necesario un motor con las siguientes especificaciones:

Potencia nominal del motor: P₁ = 0.25 kW

Revoluciones por minuto del motor: n₁ = 1400 rpm

Y si se presta atención en la siguiente imagen se aprecia que la propia reductora selecciona el motor adecuado para los valores calculados.

Por lo tanto, el motor será un motor 71A-4.

P, 0,25 kW						
n_2 [rpm]	M_2 [Nm]	f_s	i			
373,3	5,3	2,3	7,5		BOX030	63B-2
280,0	6,9	1,8	10			63B-2
186,7	9,3	1,3	15			63B-2
140,0	11,8	0,9	20			63B-2
112,0	13,2	1,0	25			63B-2
93,3	14,8	0,8	30			63B-2
186,7	11,2	3,6	7,5		BOX040	71A-4
140,0	14,5	2,8	10			71A-4
120,0	17,4	2,6	7,5			71B-6
93,3	20,7	1,9	15			71A-4
90,0	22,6	2,0	10			71B-6
70,0	26,1	1,5	20			71A-4
60,0	32,2	1,4	15			71B-6
56,0	31,5	1,2	25			71A-4
46,7	35,7	1,3	30			71A-4
45,0	40,5	1,1	20			71B-6
35,0	43,0	0,9	40			71A-4
36,0	48,9	0,9	25			71B-6
30,0	55,5	0,9	30		71B-6	

Imagen 37

Selección de motor del mercado

Se procede a la selección del motor.

El motor que cumple con los requisitos es el motor tipo 71A-4. Como se ha empleado el catálogo de motive hasta ahora, se sigue utilizando el mismo para seleccionar el motor.

De esta manera los datos técnicos del motor seleccionado son:

KW	Hp	Tipo	rpm	I_n [A]	I_s [A]	$\frac{I_s}{I_n}$	C_n [Nm]	C_s [Nm]	$\frac{C_s}{C_n}$	C_{max} [Nm]	$\frac{C_{max}}{C_n}$	η %				min IE2	Fatz. pot. cosep			ΔT [°C]	LwA [dB]	J Kg m^2	Kg
												100%	IE _L	75%	50%		100%	75%	50%				
0,09	0,12	56B-4	1346	0,33	0,97	2,9	0,64	1,80	2,8	1,80	2,8	60,7	-	58,0	43,0	-	0,647	0,540	0,360	36	52	0,00040	3,6
0,13	0,18	63A-4	1355	0,40	1,28	3,2	0,92	2,10	2,3	2,10	2,3	64,7	IE2	63,9	62,0	59,1	0,720	0,620	0,590	30	52	0,00050	4,5
0,18	0,25	63B-4	1393	0,56	2,02	3,6	1,23	2,90	2,4	3,10	2,5	68,2	IE2	65,9	58,0	64,7	0,680	0,550	0,400	38	52	0,00060	4,7
0,25	0,35	63C-4	1380	0,72	2,41	3,3	1,73	4,10	2,4	4,00	2,3	71,0	IE2	71,3	67,6	68,5	0,702	0,601	0,468	51	52	0,00075	5,7
0,25	0,35	71A-4	1400	0,69	2,90	4,2	1,71	4,30	2,5	4,57	2,7	72,7	IE2	72,0	68,0	68,5	0,720	0,615	0,500	41	55	0,00080	6,0
0,37	0,5	71B-4	1366	1,01	3,72	3,7	2,59	6,00	2,3	6,10	2,4	73,2	IE2	72,0	61,2	72,7	0,720	0,630	0,412	58	55	0,00130	6,3
0,55	0,75	71C-4	1386	1,41	6,19	4,4	3,79	9,13	2,4	10,00	2,6	77,2	IE2	78,5	76,9	77,1	0,727	0,620	0,506	56	55	0,00170	7,3
0,55	0,75	80A-4	1407	1,45	6,38	4,4	3,73	8,90	2,4	9,90	2,7	77,1	IE2	76,7	72,8	77,1	0,708	0,580	0,453	55	58	0,00180	10,0
0,75	1	80B-4	1394	1,99	7,57	3,8	5,14	12,50	2,4	12,85	2,5	79,6	IE2	79,4	74,0	79,6	0,685	0,606	0,456	77	58	0,00231	11,0
1,1	1,5	80C-4	1390	2,85	11,03	3,9	7,56	18,70	2,5	12,70	1,7	81,5	IE2	81,7	77,9	81,4	0,684	0,560	0,440	86	58	0,00248	12,1
1,1	1,5	90B-4	1378	2,50	9,89	4,0	7,62	16,20	2,1	17,53	2,3	81,4	IE2	83,2	81,5	81,4	0,779	0,642	0,541	78	61	0,00253	13,0
1,5	2	90L-4	1407	3,37	17,26	5,1	10,21	28,20	2,8	29,60	2,9	83,2	IE2	84,4	82,8	82,8	0,772	0,681	0,540	59	61	0,00297	14,0

Imagen 38



En esta imagen del catálogo se encuentran los datos técnicos del motor seleccionado siendo un motor IE 2 60034-30-1 de 4 polos, del tipo 71A-4 a 400 V y trabajando a 1400 rpm, con protección IP55.

Ahora se muestra una imagen del catálogo donde se puede ver el rendimiento del motor seleccionado:

KW	Hp	clases eficiencia EN 60034-30-1 (a 50Hz)							
		IE-1 standard efficiency				IE-2 high efficiency			
		2 poles	4 poles	6 poles	8 poles	2 poles	4 poles	6 poles	8 poles
0,12	0,18	45,0	50,0	38,3	31,0	53,6	59,1	50,6	39,8
0,18	0,25	52,8	57,0	45,5	38,0	60,4	64,7	56,6	45,9
0,25	0,35	58,2	61,5	52,1	43,4	64,8	68,5	61,6	50,6
0,37	0,5	63,9	66,0	59,7	49,7	69,5	72,7	67,6	56,1
0,55	0,75	69,0	70,0	65,8	56,1	74,1	77,1	73,1	61,7
0,75	1	72,1	72,1	70,0	61,2	77,4	79,6	75,9	66,2
1,1	1,5	75,0	75,0	72,9	66,5	79,6	81,4	78,1	70,8

Imagen 39

A continuación, se pasa a las dimensiones del motor, seleccionando el tipo de reborde B14:

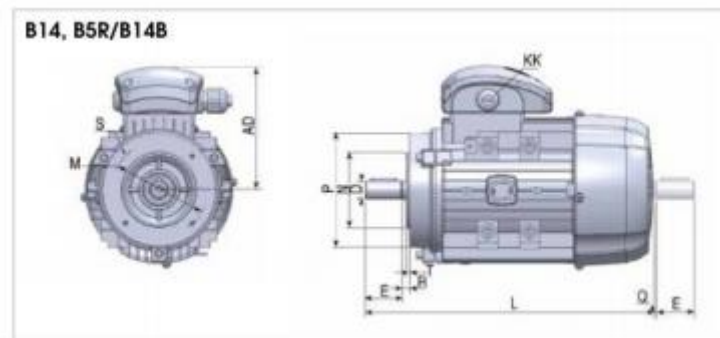


Imagen 40



TIPO	POLOS	AD	H	KK	IE2		D	DH	E	Q	F	G	B3			B5					B14									
					L	L							A	AB	B	C	K	M	N	P	R	S	T	M	N	P	R	S	T	
56	2-8	102	56	M16	198	-	9	M4x12	20	3	3	7.2	90	111	71	36	5.8	100	80	120	0	7x4	3	65	50	80	0	M5	2.5	
63	2-8	107	116	63	M20	215	-	11	M4x12	23	3	4	8.5	100	123	80	40	7	115	95	140	0	10x4	3	75	60	90	0	M5	2.5
71	2-8	119	124	71	M20	244	-	14	M5x12	30	3	5	11.0	112	138	90	45	7	130	110	160	0	10x4	3.5	85	70	105	0	M6	2.5
80	2-8	130	139	80	M20	283	283	19	M6x16	40	3	6	15.5	125	157	100	50	10	165	130	200	0	12x4	3.5	100	80	120	0	M6	3.0
90S	2-8	145	146	90	M20	310	330	24	M8x19	50	5	8	20.0	140	173	100	56	10	165	130	200	0	12x4	3.5	115	95	140	0	M8	3.0
90L	2-8	145	146	90	M20	338	358	24	M8x19	50	5	8	20.0	140	173	125	56	10	165	130	200	0	12x4	3.5	115	95	140	0	M8	3.0
100	2-8	157	161	100	M20	373	393	28	M10x22	60	5	8	24.0	160	196	140	63	12	215	180	250	0	15x4	4	130	110	160	0	M8	3.5

Imagen 41

Selección reductora del mercado

Seguendo el catálogo de Motive, se sabe que la reductora va a ser del tipo BOX040 y como se ha seleccionado en el motor, reborde B14 (ha sido una selección a elección mía).

BOX tipo	tipo motor		Nm	Mm	Pm	Dm
BOX025	56	B14	50	65	80	9
	56	B14	50	65	80	9
BOX030	63	B5	95	115	140	11
	63	B14	80	75	90	11
BOX040	63	B5	95	115	140	11
	63	B14	80	75	90	11
	71	B5	110	130	160	14
	71	B14	70	85	105	14

Imagen 42

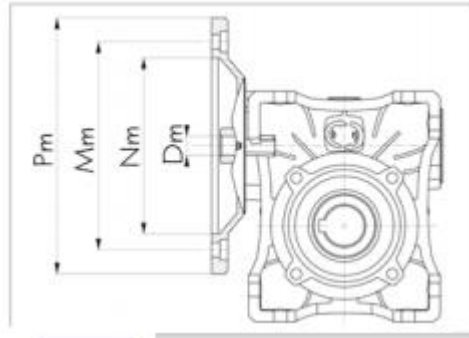


Imagen 43

Datos generales

Box tipo	A	C	G	H	I	K	KE	L	M	N (h8)	N1	O	P	Q	R	S	V	W	T	G1	D (h7)	uscita		MB/MF					Kg		
																						b	t	B	D1 (g6)	G2	G3	b1		t1	f
BOX025	45	70	45	35	25	34	M6,5 (n°3)	42	55	45 (h9)	22,5	6	-	35,5	48	5	22,5	-	16	50	11	4	12,8	-	-	-	-	-	-	-	0,7
BOX030	54	80	55	40	30	44	M6x11 (n°4)	56	65	55	29	6,5	75	44	57	5,5	27	-	20	63	14	5	16,3	20	9	51	45	3	10,5	-	1,2
BOX040	70	101	70	50	40	60	M6x10 (n°4)	71	75	60	36,5	6,5	87	55	71,5	6,5	35	45°	23	78	18 (19)	6	20,8 (21,8)	23	11	60	53	4	12,5	-	2,7
BOX050	80	121,5	80	60	50	70	M8x10 (n°4)	85	85	70	43,5	8,5	100	64	84	7	40	45°	30	92	25 (24)	8	28,3 (27,3)	30	14	74	64	5	16	M6	3,6
BOX063	100	147,5	95	72	63	85	M8x14 (n°8)	103	95	80	53	8,5	110	80	102	8	50	45°	40	112	25 (28)	8	28,3 (31,3)	40	19	90	75	6	21,5	M6	7,8
BOX076	120	174	112,5	86	75	90	M8x14 (n°8)	113	115	95	57	11	140	93	119	10	60	45°	50	120	28 (35)	8 (10)	31,3 (38,3)	50	24	105	90	8	27	M8	9
BOX090	140	208	129,5	103	90	100	M10x18 (n°8)	130	130	110	67	13	160	102	135	11	70	45°	50	140	35 (38)	10	38,3 (41,3)	50	24	125	108	8	27	M8	13
BOX110	170	252,5	160	127,5	110	115	M10x18 (n°8)	144	165	130	74	14	200	125	167,5	15	85	45°	60	155	42	12	45,3	60	28	142	135	8	31	M10	38
BOX130	200	292,5	180	147,5	130	120	M12x21 (n°8)	155	215	180	81	16	250	140	187,5	15,5	100	45°	60	170	45	14	48,8	80	30	162	155	8	33	M10	52
BOX150	240	340	210	170	150	145	M12x21 (n°8)	185	215	180	96	18	250	180	230	18	120	45°	72,5	200	50	14	53,8	80	35	195	175	10	38	M12	91

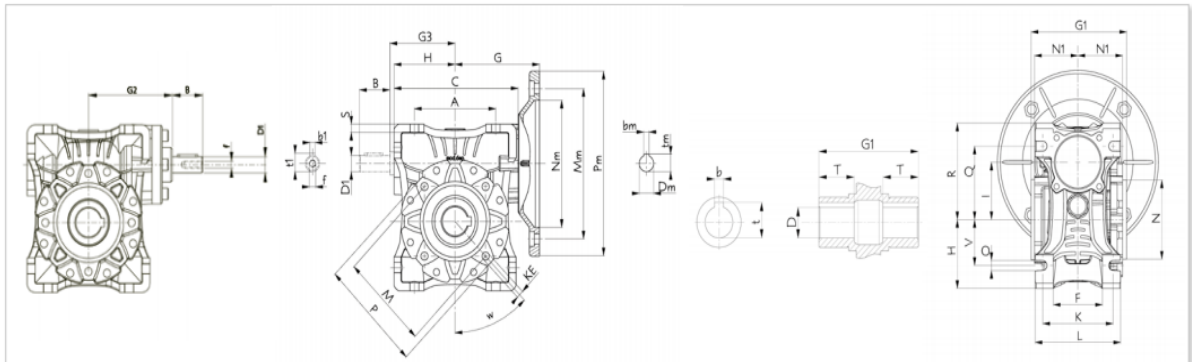


Imagen 44



Conjunto motorreductor

Una vez seleccionado los dos componentes por separado, gracias al vendedor MOTIVE, es posible configurar el conjunto a gusto del consumidor.

Por lo tanto, aplicando todos los parámetros seleccionados con anterioridad en la plataforma de configuración se obtiene la ficha técnica y el plano del conjunto motorreductor. Aunque, hay que saber que el vendedor entregará dos componentes (motor y reductora) y se acoplarán más adelante.

De esta manera aparte de la brida B14 para la unión con el motor, se ha seleccionado en la reductora una brida de salida a la izquierda del tipo FL con KA=97, para que así se pueda situar el motorreductor hacia abajo para evitar un esfuerzo cortante y a su vez esta brida permite anclarlo al bastidor principal, por medio de una chapa de acero inoxidable que se dimensionará más adelante.

Así quedaría el motor anclado con la brida de salida al bastidor mediante unión atornillada como se verá posteriormente.

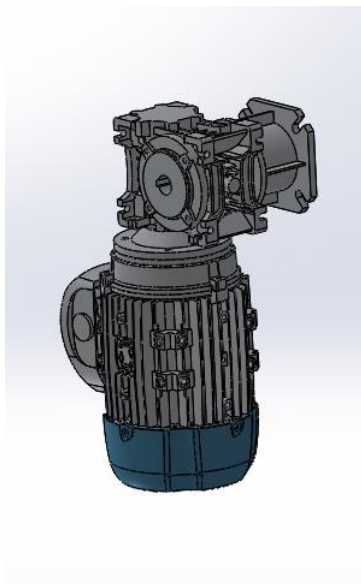


Imagen 45



4.6. Diseño del conjunto de accionamiento

Una vez seleccionado la correa dentada junto con su guía lineal de ITEM y el motorreductor se especifica su montaje y diseño dentro del banco de ensayo.

Sincronismo guías lineales

Primero se comienza con el diseño y acoplamiento de las guías lineales. Como bien se ha indicado anteriormente, existen dos guías lineales, una en cada columna del banco de ensayos, las cuales tienen una transmisión por correa. Esta correa va a ser movida por un motorreductor situado a la izquierda del banco. Pero, para que se produzca el sincronismo a la hora de arrancar el motor, y la transmisión se produzca correctamente y a la par en ambos lados se ha procedido a acoplar un kit de sincronismo (también ITEM) entre las dos poleas de reenvío unidas mediante un eje.

Los elementos que lo componen son:

- **Kit sincronismo GSF 8 40 R10**
 - Pieza ITEM
 - Serie BR8
 - Peso: **0.091 kg**
 - COMPONENTES:
 - 2 semiacoplamientos D30/D16, Al
 - 2 semiacoplamientos encastrables D30/D12, St y Al
 - 2 coronas dentadas acoplamiento D30, PU, azules
 - Par de apriete, tornillo semiacoplamiento expansible: 2,8 Nm
 - Par de apriete, tornillo brida: 2 Nm

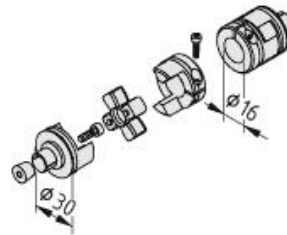


Imagen 46

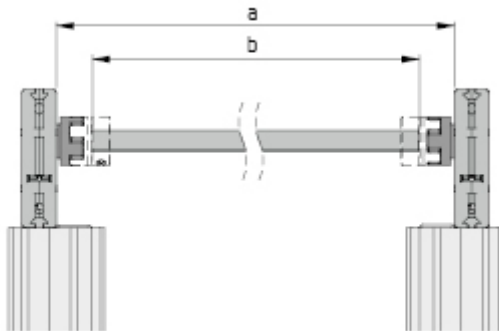


Imagen 47



- **Tubo D16x1.5, St, Inoxidable**

- Serie BR8
- Elemento ITEM
- Material: St, inoxidable
- Momentos de inercia:
 - Momento de inercia, eje x $I_x = 0.18 \text{ cm}^4$
 - Momento de inercia, eje y $I_y = 0.18 \text{ cm}^4$
 - Momento de inercia, torsional $I_t = 0.36 \text{ cm}^4$
 - Momento resistente, eje x $W_x = 0.23 \text{ cm}^3$
 - Momento resistente, eje y $W_y = 0.23 \text{ cm}^3$

$$\text{Peso} : 0.54 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 0.478 \frac{\text{m}}{\text{uds}} = 0.2582 \frac{\text{kg}}{\text{uds}} \times 6 \text{ uds} = 1.5492 \text{ kg} \approx \mathbf{2 \text{ kg}}$$



Imagen 48



Esto en realidad será un eje dividido en 6 semiejes que irán unidos mediante 5 acoplamientos, ya que, al ser una longitud total tan grande, no se podía poner simplemente un eje con dos kits de sincronismo a los laterales. Por tal razón, se decide introducir una serie de acoplamientos entre ejes de menor longitud, para que la transmisión de movimiento se produjera de manera correcta sin oscilaciones.

Además, este conjunto de movimiento irá protegido con un tubo rectangular de aluminio, cuyo plano está incorporado en el anexo, para que obtenga mejor calidad visual.

- **Acoplamiento de estrella – SERIE EKM 20**

- Juego "0"
- Sujeción por pinza en ambos lados
- Estrella: Poliuretano
- Cubo: Aluminio aleado 6063

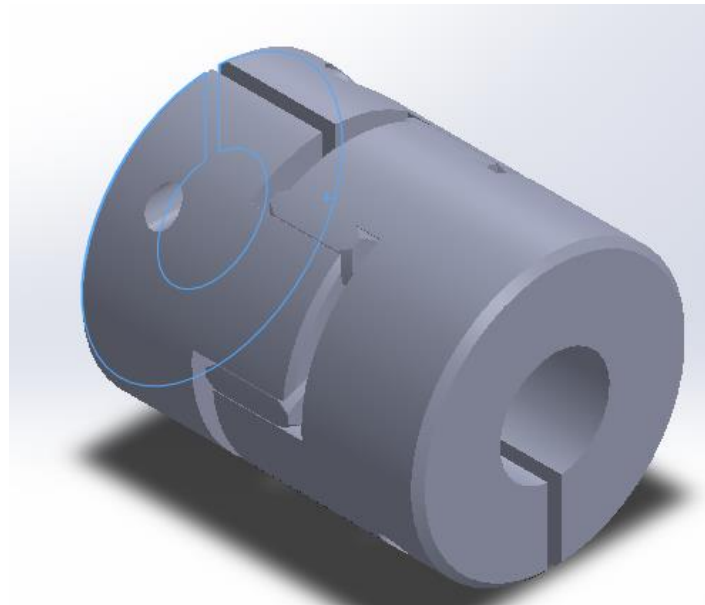


Imagen 49



Acoplamiento polea de reenvío-reductora

Una vez realizado el conjunto de correas accionado correctamente, se debe realizar el acoplamiento mediante un eje entre la polea de reenvío y la reductora seleccionada.

En este proceso de dimensionado hay un pequeño problema que se ha de solventar. El diámetro del eje hueco que está a la salida de la reductora es de 18 mm. Sin embargo, el diámetro del eje que entra a la polea de reenvío de la guía lineal debe de ser de 16 mm, para que acople bien con el acoplamiento de sincronismo que va a enganchado a la polea interior y va a permitir que se produzca el movimiento deseado.

De esta manera, se debe conseguir un acoplamiento macizo, que permita mecanizar, con un diámetro de entrada de 18 mm y uno de salida de 16 mm. Todo ello, sin olvidar que debe transmitir correctamente el movimiento, sino no se estaría haciendo bien el diseño.

El acoplamiento mecanizado es el siguiente:

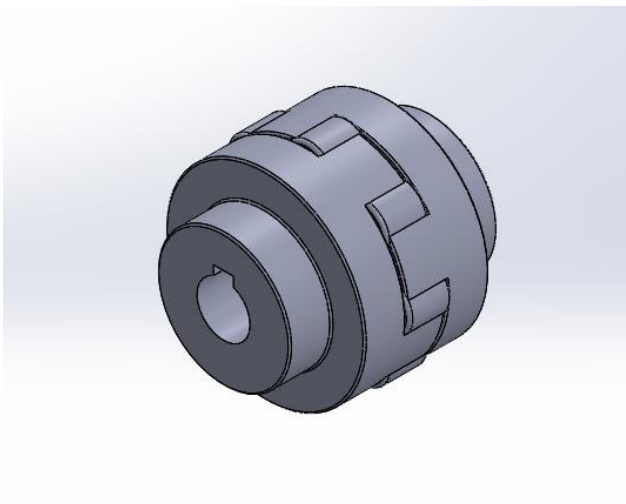


Imagen 50

Este acoplamiento permite que el diámetro de los ejes cuadre, tanto en la entrada como en la salida, y a su vez transmite correctamente el movimiento.



Conexión acoplamiento motor-reductora

Como ya se ha explicado anteriormente en los apartados de selección del motorreductor, se escogió una reductora y un motor, que son compatibles entre ellos y que permiten formar un motorreductor. De esta manera hay un conjunto motorreductor formado por dos componentes, pero, que en la práctica hacen la función de uno solo.

Por lo tanto, ya existe el conjunto del accionamiento motorreductor cuyo peso será de **9 kg** y que permitirá elevar el perfil horizontal móvil encargado de transportar los productos deseados durante el ensayo.

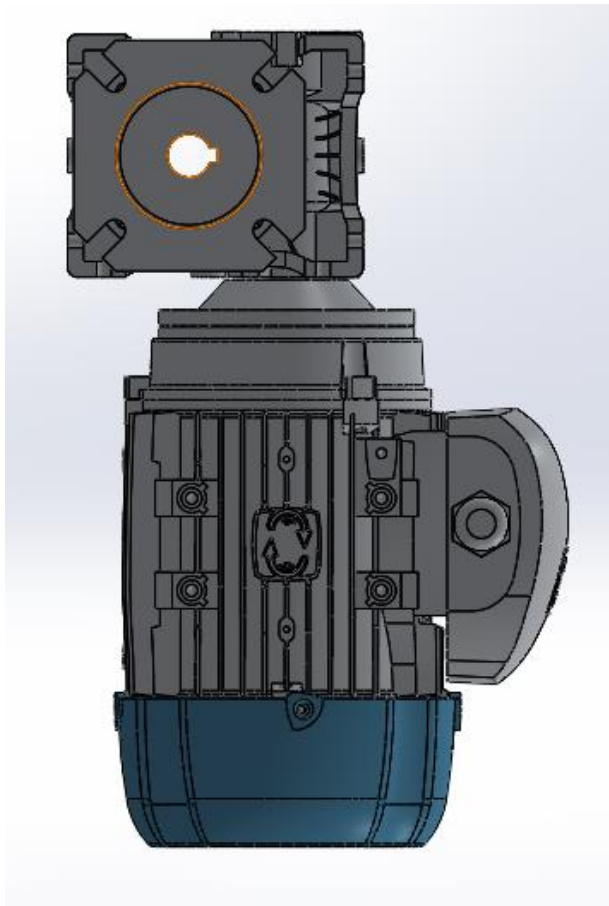


Imagen 51



Diseño

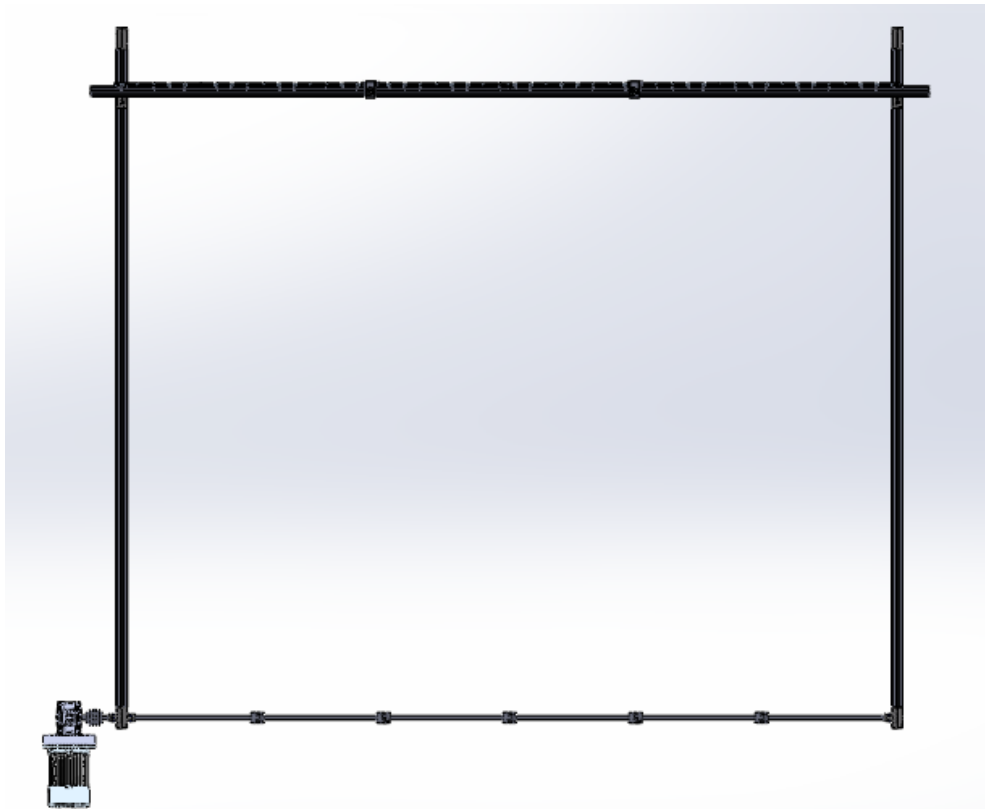


Imagen 52



4.7. Placas mecanizadas de unión entre perfiles

En este apartado se va a tratar con los elementos que se han utilizado para la sujeción de todos los componentes del proyecto que deben ir unidos en el bastidor, para conformar la estructura del banco de ensayos deseada.

Para ello, se añaden placas mecanizadas de acero inoxidable para unir los siguientes componentes:

Unión guías lineales-bastidor

Como bien indica el nombre del título esta unión será la encargada de sujetar las dos guías lineales donde se encuentra el accionamiento con el bastidor, ya que si no estaría “en el aire”. Esta unión solo sujetará las guías lineales por la parte superior del bastidor, la parte de abajo irá sujeta ejerciendo a su vez otra función que se verá su dimensionado en los siguientes apartados. De esta manera se permite una sujeción segura y afianzada.

- El diseño lo forman:
 - Dos placas de acero inoxidable 119x119x3

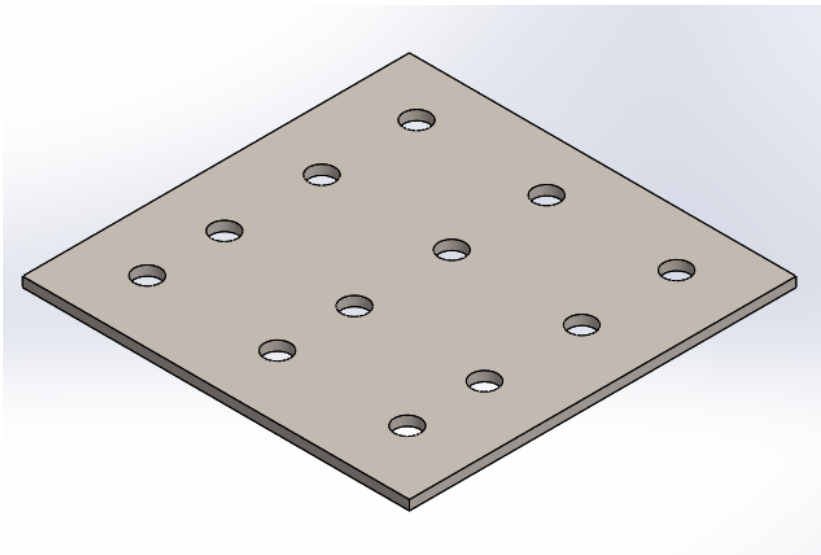


Imagen 53



- 24 tornillos de Allen DIN 912 M8-12
- 24 tuercas hexagonales ISO 4036 M8

Estas tuercas permiten sujetar la chapa mediante los tornillos entrando perfectamente en la guía del perfil modular, impidiendo que pueda salir, gracias a la tuerca sujeta presionando contra el mismo.

- El peso de una chapa junto con los tornillos es el siguiente

Peso de una chapa de acero inoxidable de 3 mm de espesor: $23.58 \frac{kg}{m^2}$

Peso total de la chapa: $0.119 m \times 0.119 m \times 23.58 \frac{kg}{m^2} = 0.334 kg$

Peso estimado del conjunto tornillo – tuerca: $0.03 kg$

Peso total de las 2 chapas y elementos

$$: 0.03 kg \times 24 uds. + 0.334 \times 2 kg = 1.4 kg$$

Como se tienen dos chapas para sujetar las dos guías lineales en la parte superior del bastidor el peso aproximado de las dos chapas con los tornillos y las tuercas correspondientes es de 1.4 kg



La unión quedaría tal que así:

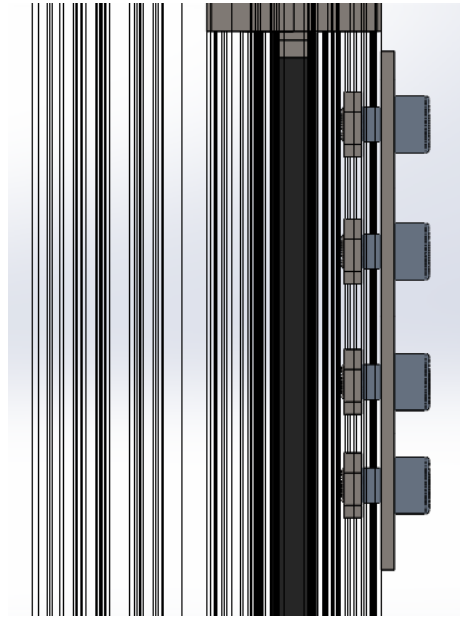


Imagen 54

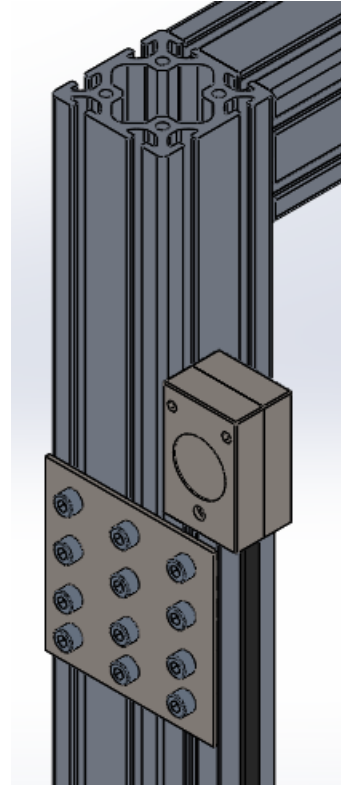


Imagen 55



Unión brida de salida motorreductor - guía lineal

En esta unión consta de dos conjuntos de chapas (soldadas en el taller), un conjunto en cada parte del bastidor (por la parte inferior) que su misión es unir el motorreductor con la polea de reenvío de la guía lineal para impedir que se descuelgue del peso, y a su vez sujeta la propia guía con el bastidor, por la parte inferior de la misma. Se tendrán dos chapas una a la izquierda (donde el motor) y otra a la derecha.

- El diseño estará formado por los siguientes componentes
 - Dos placas de acero inoxidable o acero aleado soldadas una de 160x212x3 y otra de 98x98x10

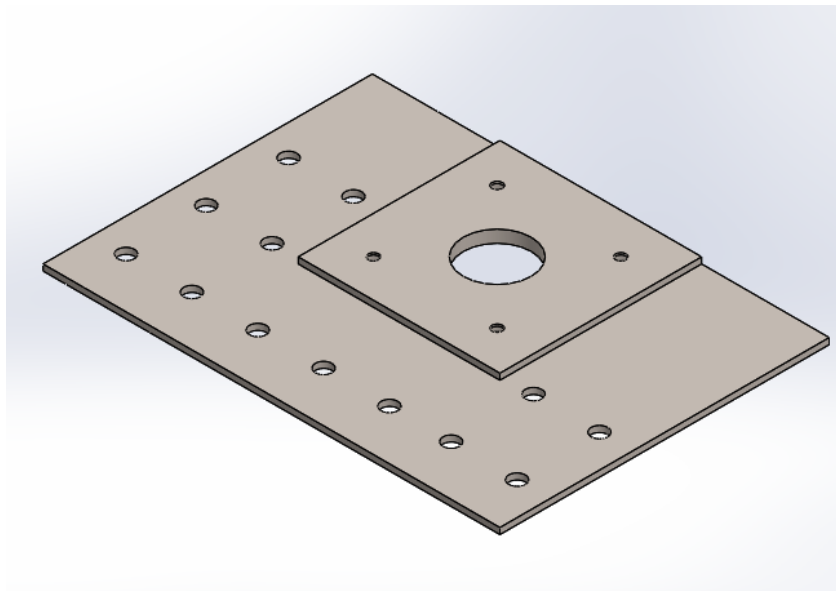


Imagen 56

- 26 tornillos de Allen DIN 912 M8-12
- 26 tuercas hexagonales ISO 4036 M8
- 4 tornillos de Allen DIN 912 M8-16
- 4 tuercas hexagonales DIN 934 M8-8



- El peso de una chapa junto con los tornillos es el siguiente

Peso de una chapa de acero inoxidable de 3 mm de espesor: $23.58 \frac{kg}{m^2}$

Peso de una chapa de acero inoxidable de 10 mm de espesor: $78.6 \frac{kg}{m^2}$

Peso total de chapa 3 mm: $0.160 m \times 0.212 m \times 23.58 \frac{kg}{m^2} = 0.8 kg$

Peso total de chapa 10 mm: $0.098 m \times 0.098 m \times 78.56 \frac{kg}{m^2} = 0.76 kg$

Peso estimado del conjunto tornillo – tuerca: $0.03 kg$

Peso total elementos: $0.03 kg \times 17 uds. = 0.51 kg$

Peso total chapas y elementos: $0.51 + 0.8 + 0.76 = 2.07 kg$

Se tienen dos chapas que sujetan las guías lineales de los dos lados del bastidor, pero solo en una de ellas se encuentra la sujeción de la motorreductora.

Por lo que en el otro lado se tendrá otra chapa distinta, pero similar a la anterior con unas dimensiones $137 \times 212 \times 3$, y sin la otra pieza soldada, por lo que su peso será aproximadamente:

Peso total chapa y elemento: $0.03 kg \times 13 uds. + 0.8 kg = 1.2 kg$

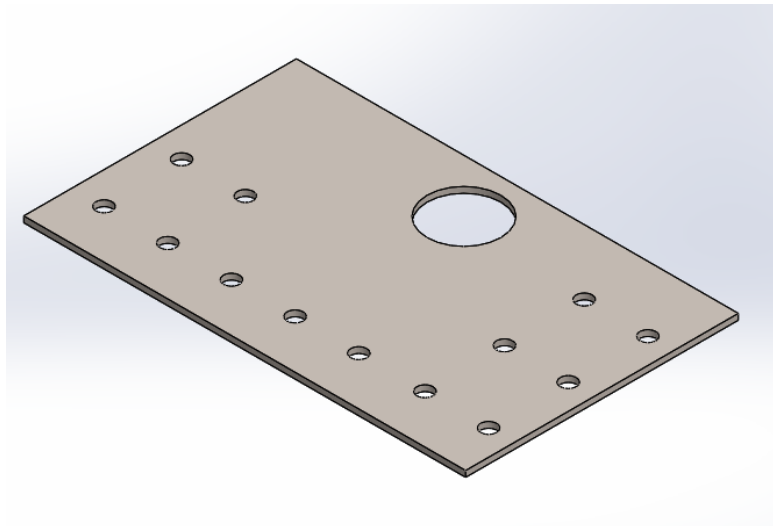


Imagen 57



La unión quedará de la siguiente manera:

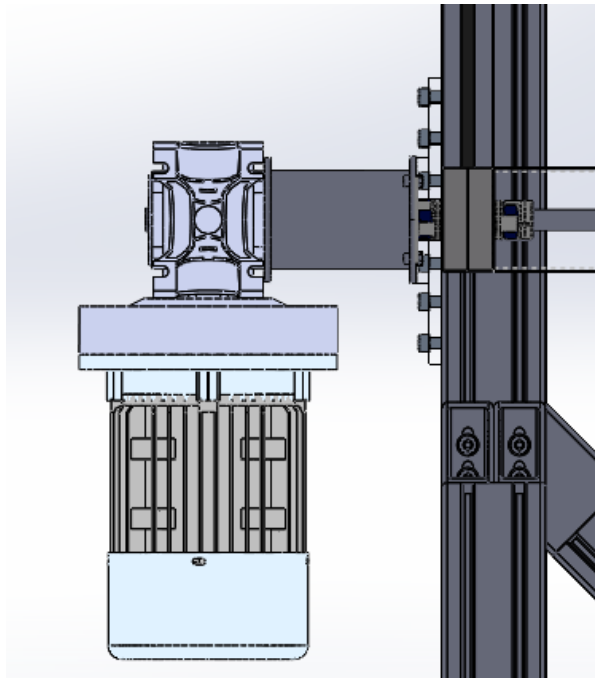


Imagen 58

Peso total de todas las uniones:

- $Peso\ total = 1.4\ kg + 1.2\ kg + 2.07\ kg = 4.67 \approx 5\ kg$



4.8. Base apoyo del bastidor

En este punto, se va a diseñar la parte inferior del banco de ensayos.

Se había barajado varias opciones. Una de ellas era la opción de anclar el propio bastidor al suelo y a la pared, para hacer un banco de ensayos fijo, pero se propuso a la empresa receptora la opción de hacerlo móvil ya que no se dispone de ningún banco de ensayos (de ningún tipo de producto) que permita una movilidad, aunque sea limitada.

Con lo cual se ha realizado el diseño de la base inferior del bastidor, añadiéndole 4 ruedas giratorias, 2 por pie, una en cada extremo de estos.

Antes de asegurar que el dimensionado iba a ser el correcto, se debía saber cuál iba a ser el peso propio del banco de ensayos, así como el peso de los productos que estaban destinados a ser probados en el propio banco. Para así, de esta manera, buscar unas ruedas que repartan el peso de la estructura móvil, entre las 4, sin que exista la posibilidad de fallo.

Como se ha visto en todos los apartados anteriores de los componentes del banco de ensayos, en cada uno de ellos, está indicado el peso que tienen. Por lo tanto, llegado a este punto y sumando todos los pesos relativos, se llega a la conclusión de que el peso total estimado del banco de ensayos que se ha diseñado, es un total de 235 kg, aproximadamente.

Primero, se ha de comprobar si las ruedas seleccionadas podrán aguantar dicho peso. Las ruedas irán sujetas en la base inferior del bastidor mediante una placa de fijación.

Existen dos tipos de ruedas; 2 giratorias y 2 rígidas.

Los componentes de este conjunto son:

- **Placa fijación rueda 8 M10-105x80**
 - Serie BR8
 - Peso: 0.81 kg



COMPONENTES DE 1 KIT

- Material placa mecanizada: Al
- 4 tornillos Allen DIN 912 M8x20, St zinc
- 4 tuercas 8 St M8, zincado
- 4 arandelas DIN 433 8.4, St, zinc.
- 1 tornillo Allen DIN 912 M12x20, zinc.
- 1 tuerca hexagonal DIN 6915 M12

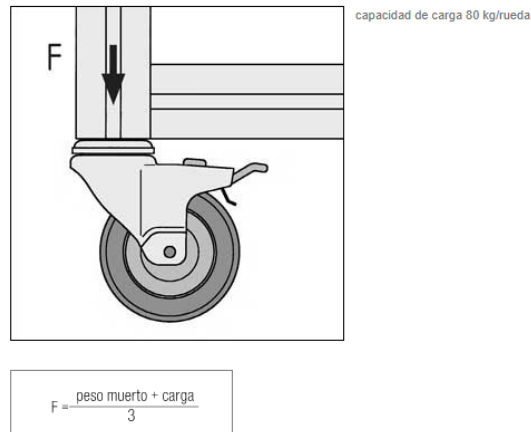
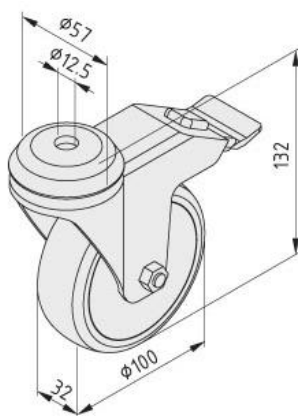
➤ CANTIDAD: 4 KITS. Peso: **3.24 kg**



Imagen 59

- **Rueda giratoria D100 con freno, antiestática**
 - Serie BR8
 - Peso: 0.780 kg
 - Montura de chapa de acero, negra
 - Eje de giro y de rodadura con rodamiento de bolas
 - Permite una carga máxima de 80/kg rueda
 - Cubierta de material, 90 Sh A, gris
 - 2 UNIDADES. Peso: **1.56 kg**

Mostramos las características que obtenemos de ITEM



Resistencia de las bandas	Serie de ruedas D65/D75 PA		Serie de ruedas D75		Serie de ruedas D80		Serie de ruedas D100		Serie de ruedas D125		Serie de ruedas D125 HD
(x = sí; - = no)	PU		TPE		TPE		TPE		TPE		PU
agua dulce	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
agua salada	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	-
solución de sal de deshielo	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	-
aceites minerales	X	X	X	X	-	-	X	X	X	X	X
grasas animales y vegetales	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	X
gasóleo	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	X
gasolina	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	X
detergentes ácidos	-	-	X	X	X	X	X	X	X	X	-
soluciones jabonosas hasta aprox. 50° C	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Imagen 60



- **Rueda giratoria D100, antiestática**
 - Serie BR8
 - Peso: 0.660 kg
 - Montura de chapa de acero, negra
 - Eje de giro y de rodadura con rodamiento de bolas
 - Permite una carga máxima de 80/kg rueda
 - Cubierta de material, 90 Sh A, gris
 - 2 UNIDADES. Peso: **1.32 kg**

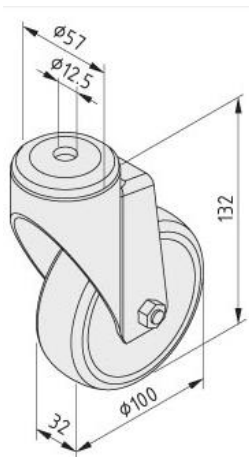


Imagen 61

Como se puede ver cada rueda soporta como máximo 80 kg de carga, por lo que habría que hacer el cálculo repartiendo el peso total del banco de ensayos entre 4.

$$\text{Peso que soportará cada rueda: } \frac{235\text{kg}}{4 \text{ ruedas}} = 58.75 \text{ kg} \approx 59 \text{ kg}$$

Por lo que se puede comprobar las ruedas estarán bien dimensionadas ya que soportarán correctamente toda la carga y a su vez permitirán un movimiento correcto sin parones ni tirones, siempre y cuando se realice con la ayuda de varios operarios.



4.9. Diseño final



Imagen 62



5. Análisis estructurales

5.1. Análisis estructural estático en condiciones normales

En este apartado se ha aplicado la carga de los productos destinados a los ensayos en el banco de pruebas que se encuentra diseñado para la empresa receptora.

Estos ensayos se han realizado con SolidWorks SIMULATION, un programa de SolidWorks que se dedica a comprobar los ensayos estáticos de piezas.

Primero se debe conocer la carga máxima que va a tener el producto que se va a probar.

Los estores y las cortinas que serán probados en este banco de ensayos tendrán como máximo peso unos 3-4 kg lo cual se habla de aproximadamente 30-40 N de fuerza.

Esta carga se ha sobredimensionado (suponiendo que soportará unos 50 N) para asegurar de que la pieza que se encargará de aguantar dicho peso, lo soportará sin ningún tipo de fallo. Además, añadiendo un peso superior se tiene en cuenta las oscilaciones que se pueden provocar al realizar el accionamiento mecánico.

Los ensayos realizados en el programa informático SolidWorks han sido satisfactorios y se encuentran adjuntos en este apartado.

Como veremos a continuación las simulaciones muestran unos resultados, los cuales nos indican que el banco de ensayos va a cubrir perfectamente los requisitos de carga, ya que la carga de cada uno de los productos es muy baja.

El factor aplicado a tener en cuenta:

- Carga aplicada en el extremo del eje en dirección negativa en el eje vertical: 50 N

- **Ensayo de tensiones de Von Mises (SolidWorks Simulation: VON)**

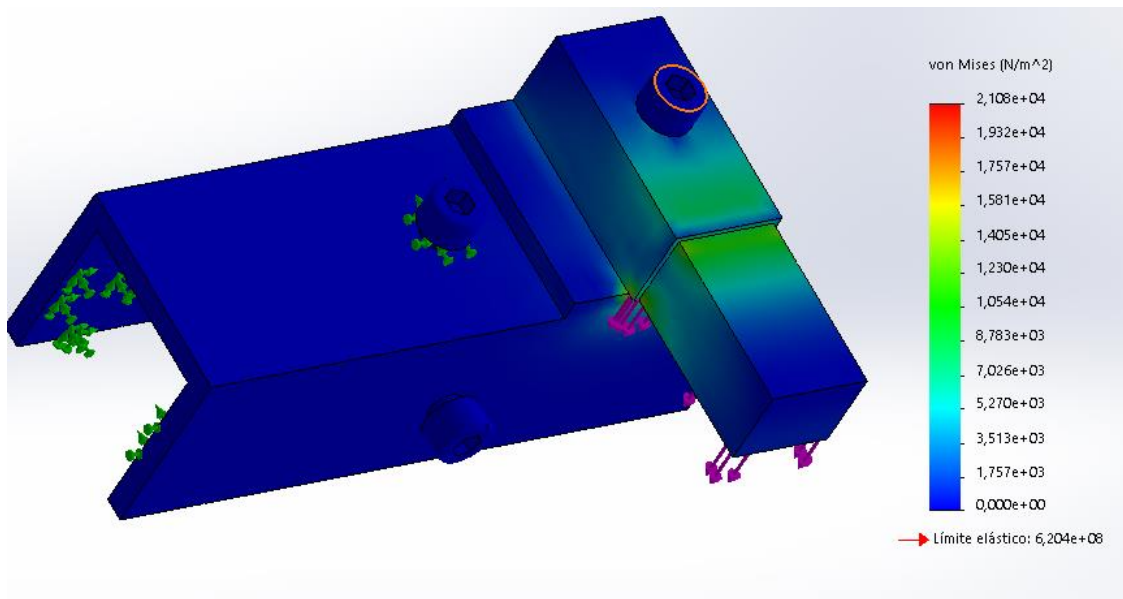


Imagen 63

Este estudio de tensiones de SolidWorks indica la tensión máxima de von Mises o también conocida como tensión de cortadura.

La tensión de Von Mises indicará la tensión máxima que va a tener cada parte de la pieza encargada de soportar el peso.

Esta tensión se mide en $\frac{N}{m^2}$

Como se puede apreciar en la tabla de la derecha de la imagen el límite elástico está en $6.204 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$. El límite elástico también conocido como límite de elasticidad se refiere a la tensión máxima que puede soportar un material sin sufrir deformaciones permanentes.

Por lo tanto, se debe impedir llegar a este valor, sino la pieza podría sufrir deformaciones impidiendo volver a su forma original.



Como se puede observar en el dibujo, casi toda la zona está coloreada de azul, lo cual nos indica que no va a sufrir ninguna tensión desfavorable.

Solo se puede encontrar tensiones a las cuales prestarle atención en la zona intermedia del eje.

Esta zona va a ser la encargada de absorber toda la tensión que va a ejercer el peso de los productos durante el ensayo. Como se puede observar las tensiones máximas que van a aparecer van a rondar valores entre $8.78 \times 10^3 \frac{N}{m^2}$ y $1.405 \times 10^4 \frac{N}{m^2}$.

Estos valores permanecen por debajo del límite elástico, por lo tanto, el diseño sigue siendo seguro.



- **Ensayo de desplazamientos resultantes (SolidWorks Simulation: URES)**

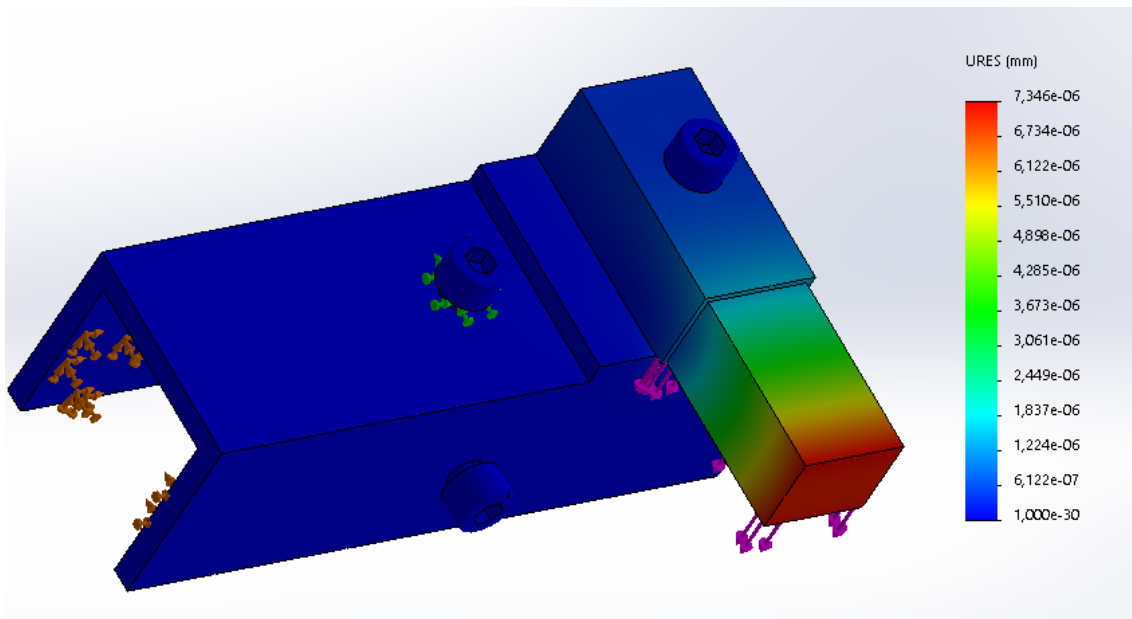


Imagen 64

Este estudio de SolidWorks indica los desplazamientos resultantes que va a sufrir la pieza al aplicar las cargas.

Se mide en *mm*.

Los valores obtenidos son prácticamente despreciables, dependiendo del color que se aprecie la pieza, ya que como se puede observar en la barra de colores, los valores se sitúan entre $6.1 \times 10^{-7} \text{ mm}$ y $7.3 \times 10^{-6} \text{ mm}$.

Estos valores solo indican que la carga que va a soportar la pieza es mínima, con lo que no provoca ningún tipo de desplazamiento de los componentes apreciable.



- **Ensayo de deformaciones unitarias equivalentes (SolidWorks Sim. : ESTRN)**

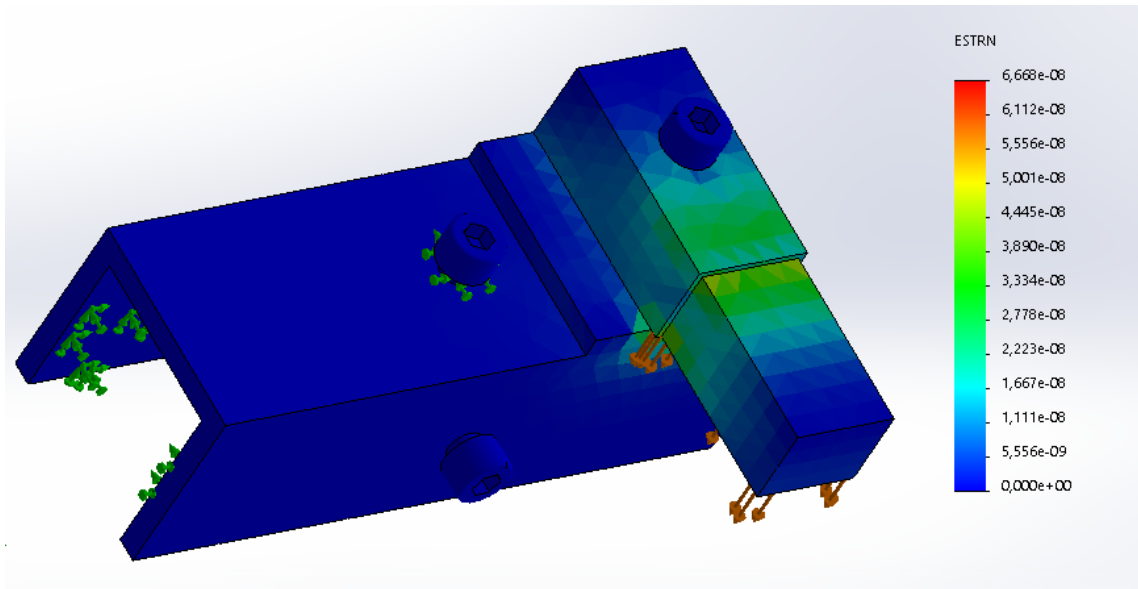


Imagen 65

Este estudio de SolidWorks indica las deformaciones unitarias equivalentes que va a sufrir cada superficie de la pieza encargada de soportar dicho peso.

El cálculo de la deformación unitaria en resistencia de materiales es la deformación por unidad de longitud de un material sometido a una carga. No tiene unidades ya que se contrarrestan los mm.

Como se puede ver en el dibujo, se aprecian valores de la misma manera que en el ensayo anterior. Como la carga es muy pequeña (peso de los productos) no se va a apreciar ningún tipo de deformación de la pieza destinada a soportar los esfuerzos.



Se observa que se han aplicado las sujeciones fijas a la pieza en la parte de dentro que es donde estará en contacto con el perfil ITEM que se moverá durante el ensayo. A su vez, se encuentra aplicada la fuerza en N (25 en cada pieza como máximo) en el extremo final del eje donde estará el encaje necesario para sujetar los productos.

Como se puede ver, en los 3 ensayos, predomina la zona coloreada de azul. Se puede comprobar a simple vista que la pieza destinada a sujetar los productos a la hora de realizar las pruebas va a tener la resistencia suficiente para soportar dicha carga.



5.2. Análisis estructural estático en condiciones desfavorables

Se ha decidido realizar un estudio estructural en condiciones desfavorables, después de haber realizado un estudio aplicando la carga máxima de un estor o una cortina (peso muy pequeño en comparación con las dimensiones del banco de ensayos), y no haber obtenido ningún valor de riesgo. Por lo tanto, se ha comprobado que se puede permitir cargas mucho más superiores y obtener valores de más interés mecánico, los cuales vamos a comprobar en este apartado.

Por lo tanto, se procede a realizar los mismos cálculos estructurales anteriores, pero esta vez suponiendo una sobrecarga de uso. Por ejemplo, suponiendo que algún operario introduce por error un producto de un peso más elevado por error (persianas enrollables de aluminio o PVC).

Este estudio se realiza para comprobar cuál va a ser la carga máxima que puede soportar el banco de ensayos para trabajar bajo una seguridad óptima.

Una vez realizado el análisis estructural con la carga nominal de los productos destinados al banco de ensayos, se ha comprobado que iba a soportar con toda seguridad este peso (incluso más). De esta manera se procede a comprobar si realmente la pieza destinada a soportar los productos, soportará más peso sin ningún error, aplicándole una situación desfavorable en cuanto a su aplicación específica se refiere.

Se realizarán los cálculos, obviando las explicaciones sobre qué indica de cada uno de los ensayos, ya que van a ser las mismas que en el apartado anterior.

Se ha supuesto una sobrecarga de 60 kg, por lo tanto:

- Carga aplicada en el extremo del eje en dirección negativa en el eje vertical: 600 N.

- **Ensayo de tensiones de Von Mises (SolidWorks Simulation: VON)**

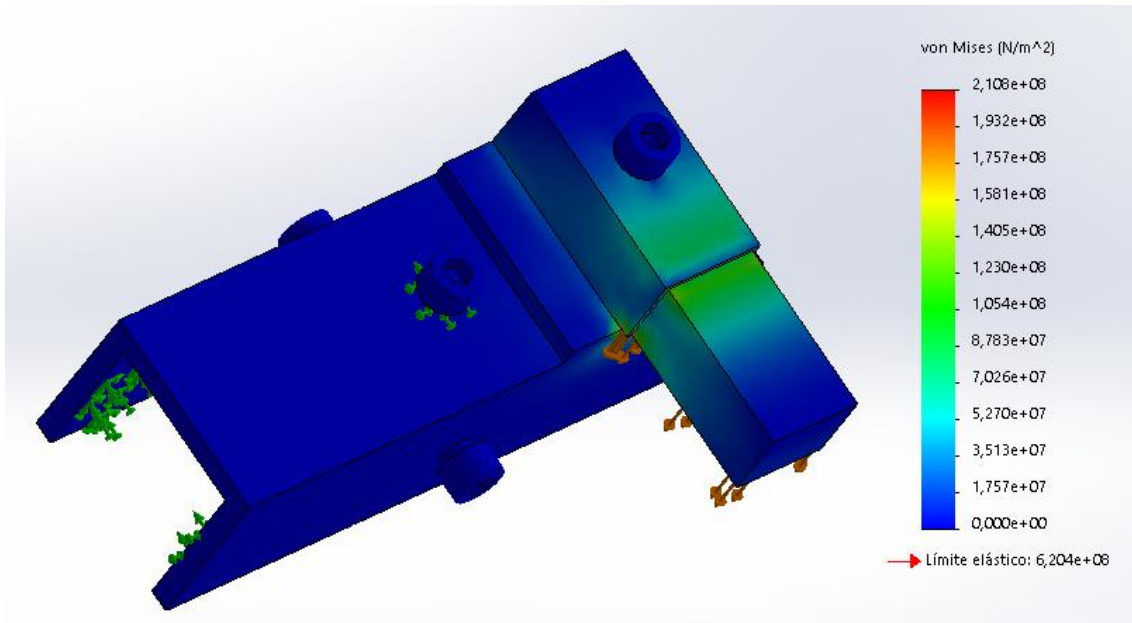


Imagen 66

Como se puede observar en el dibujo, la zona intermedia del eje sigue sufriendo las máximas tensiones. Esta vez las tensiones se aproximan demasiado al valor máximo permitido, es decir, al límite elástico.

Los valores son aproximadamente de entre $1.4 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$.

Esto indica que no se podrá incluir una sobrecarga superior a la añadida en este estudio, por lo contrario, la pieza sufriría deformaciones permanentes irreparables.



- **Ensayo de desplazamientos resultantes (SolidWorks Simulation: URES)**

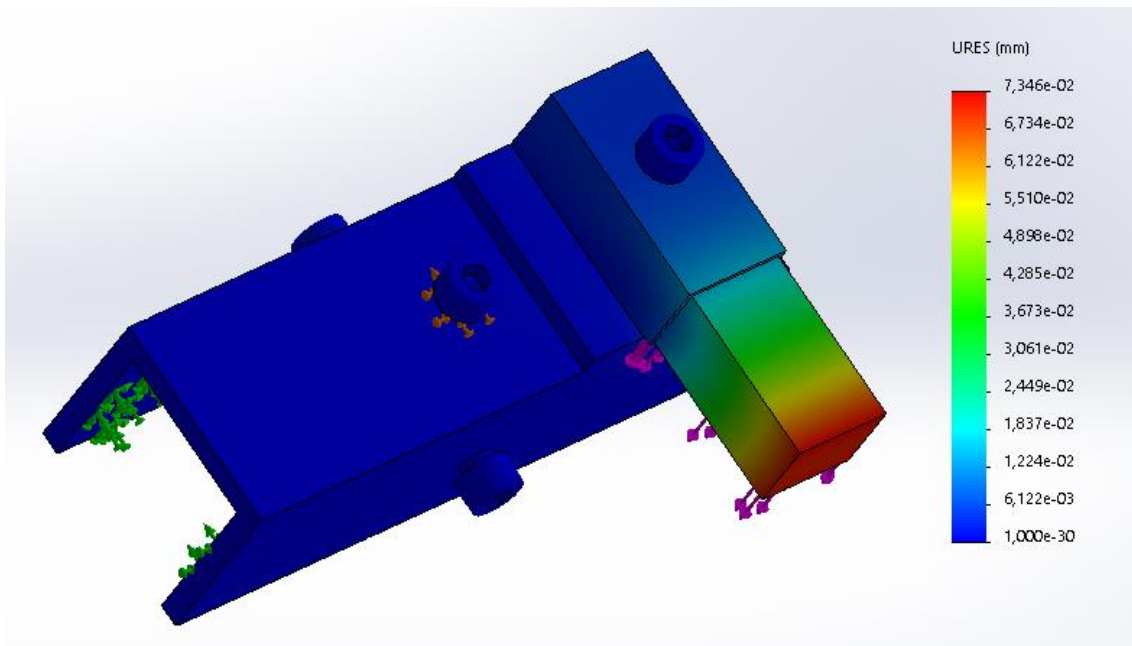


Imagen 67

Manteniendo el mismo estudio que en el cálculo con cargas nominales, se comprueba que, aplicando la sobrecarga de uso supuesta, los desplazamientos de los componentes de la pieza son más apreciables.

Los valores obtenidos en el eje se sitúan entre $3 \times 10^{-2} \text{ mm}$ y $7.3 \times 10^{-2} \text{ mm}$. Estos valores solo indican que la carga que va a soportar sigue estando dentro de las prestaciones, pero cada vez se pueden apreciar más a simple vista estos desplazamientos.



- **Ensayo de deformaciones unitarias equivalentes (SolidWorks Sim. : ESTRN)**

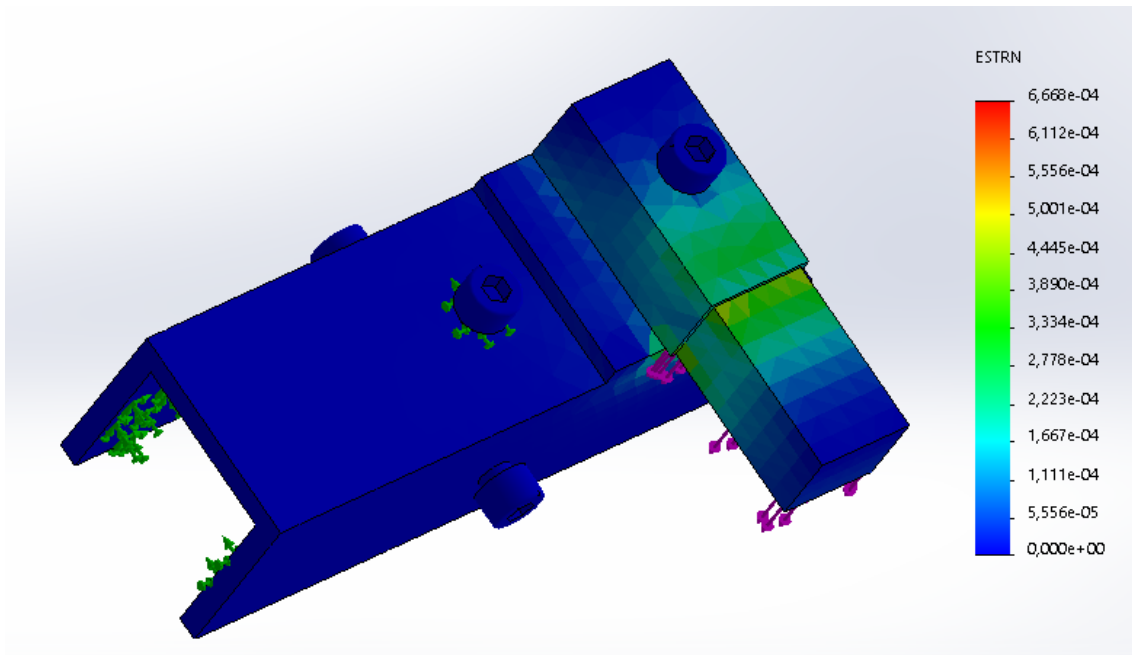


Imagen 68

Como se puede ver en el dibujo, se aprecian valores de la misma manera que en el ensayo anterior. Las deformaciones unitarias equivalente siguen siendo despreciables, ya que la pieza permanece dentro de las condiciones desfavorables permitidas y la pieza como bien se ha indicado antes, no sufrirá ninguna deformación permanente.



Como se ha podido comprobar el estudio de tensiones ha sido el estudio más desfavorable. Este análisis nos indica que la máquina está destinada a un tipo de productos y aunque este sobredimensionada para soportar mayores cargas, no es recomendable este uso.

En el presente banco de ensayos queda demostrado que podrá soportar cargas correspondientes no solo a productos como cortinas o estores, sino que también a persianas enrollables, de PVC o aluminio, de grandes dimensiones. Aun así, al estar destinado el proyecto a unos determinados productos no se podrá incluir productos distintos. En cambio, si se desea destinar el banco de ensayos para estos productos, se podrá redimensionar y rediseñar el proyecto para poder incluir en un futuro estos productos en los ensayos.

Por ello en el apartado de ACLARACIONES se establecerá una serie de seguridades para no exceder la carga aplicada, ya que no solo se debe tener en cuenta el peso de los productos, sino que el banco de ensayos va a tener un accionamiento mecánico, con lo que también podría provocar oscilaciones al aumentar la carga.



Añadiendo una carga de 1 kN produciría daños irreparables en la pieza encargada de sujetar los productos, como se puede apreciar en la siguiente imagen:

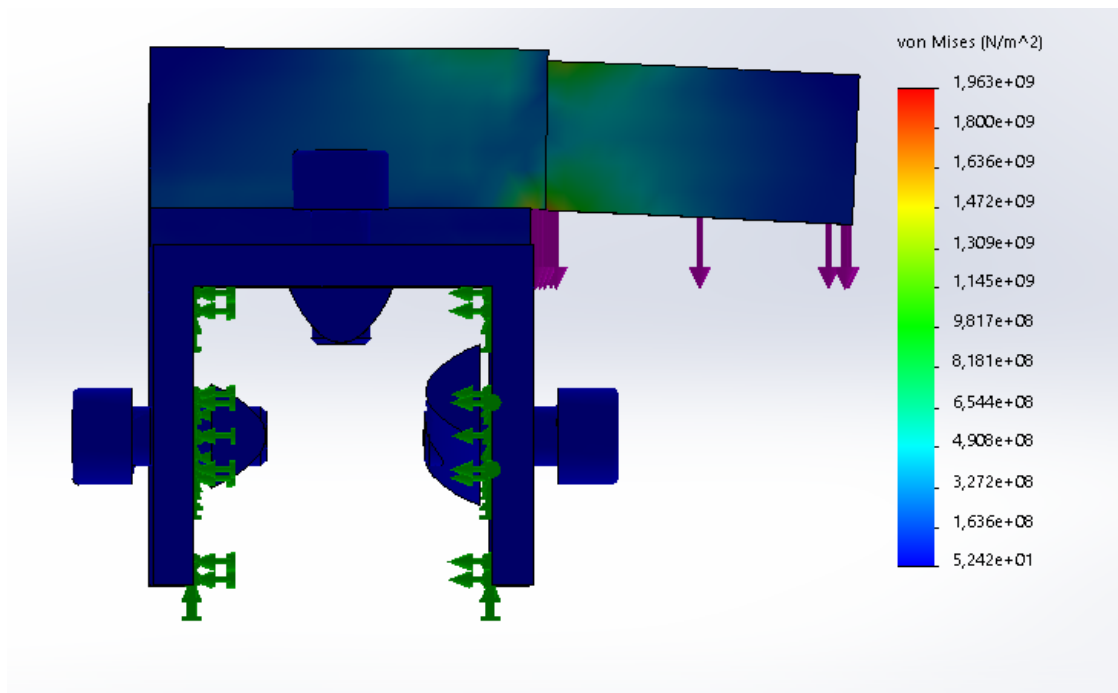


Imagen 69

Los estudios realizados no han sido de la estructura completa del banco de ensayos ya que se obvia que, al tener dichas dimensiones, si el patín donde se acoplará el producto aguanta, la propia estructura también aguantará.



6. Sistema eléctrico

6.1. Tipos de sistemas eléctricos

Un componente esencial en la gran mayoría de máquinas que constan de uno o varios motores es el sistema eléctrico. Sin este sistema sería imposible arrancar el motor o permitir que funcionen todos los componentes de dicha máquina.

En cuanto al presente proyecto, ya se ha realizado el diseño y dimensionado de la máquina. Lo único que se necesita dimensionar para su correcto funcionamiento es un sistema eléctrico que permita arrancar el motor y realizar las operaciones que se requieren en la empresa.

De esta manera se realizan los esquemas de control y mando correspondientes al sistema eléctrico, que quedarán adjuntos a continuación y se procederá a su explicación.

Este apartado no aparecerá en el apartado de presupuesto ya que la empresa ya dispone del material necesario para su instalación.

El sistema eléctrico que está desarrollado para la empresa se trata de un sistema muy simple, pero suficiente para los requisitos. Aun así, a posteriori, pueden realizar algún cambio en el sistema eléctrico conforme los futuros objetivos requieran.

Se encuentran los dos distintos esquemas que debe llevar consigo una máquina que disponga de un sistema eléctrico:

- Esquema o circuito eléctrico de potencia.
Es el encargado de alimentar al receptor del sistema eléctrico. En este caso el receptor es el motor.
Está formado por contactores, elementos de protección e interruptores magnetotérmicos.
- Esquema o circuito eléctrico de control y mando.
Es el encargado de controlar el funcionamiento del contactor. Suele estar formado por elementos de mando, elementos de protección, bobinas de contactores, temporizadores, contactos auxiliares, etc.
Este circuito está separado eléctricamente del circuito de potencia, por lo que ambos pueden trabajar a tensiones diferentes.
Al principio de este circuito siempre deberá incorporar una protección general, que permita desconectar por completo el circuito en el caso que sea necesario.



6.2. Sistemas y elementos eléctricos en el proyecto

Primeramente, se van a clasificar los elementos que se tienen en el sistema eléctrico del presente proyecto:

- Fases de alimentación
- Disyuntores (Q1, Q2)
Este aparato es el encargado de abrir o cerrar el circuito cuando la intensidad de la corriente eléctrica que circula por él, supere un valor de seguridad establecido o se produzca algún cortocircuito, para que no se dañen los equipos eléctricos.
- Contactores (KM1, KM2) y sus auxiliares
Un contactor es un elemento electromecánico encargado de permitir o interrumpir la corriente eléctrica de una carga, pudiendo ser accionado mediante la utilización de unos elementos específicos conectados con una bobina correspondiente a dicho contactor.
- Relés térmicos (F1) y sus auxiliares
Los relés térmicos son los aparatos más utilizados para proteger los motores contra las sobrecargas. Se pueden utilizar en corriente alterna o continua.
Este dispositivo de protección garantiza optimizar la durabilidad de los motores, la correcta continuidad de las máquinas y además, permite volver a arrancar después de una sobrecarga con las mejores condiciones.
- Pulsadores (S1, S2, P)
Un pulsador es un interruptor función es permitir o interrumpir el paso de la corriente eléctrica en un momento específico, a diferencia de un interruptor, un pulsador solo realiza su trabajo mientras lo tenga presionado, es decir sin enclavamiento. Existen pulsadores NC y NA, es decir normalmente cerrados, y normalmente abiertos.
- Interruptores (S)
Los interruptores eléctricos se encargan de desviar la corriente eléctrica.
Los Interruptores, a diferencia de los pulsadores disponen de enclavamiento.
interruptor.

- Bobinas de contactores (KM1 y KM2)
- Sensores inductivos (B1, B2)

Estos son los dos circuitos eléctricos del presente proyecto.

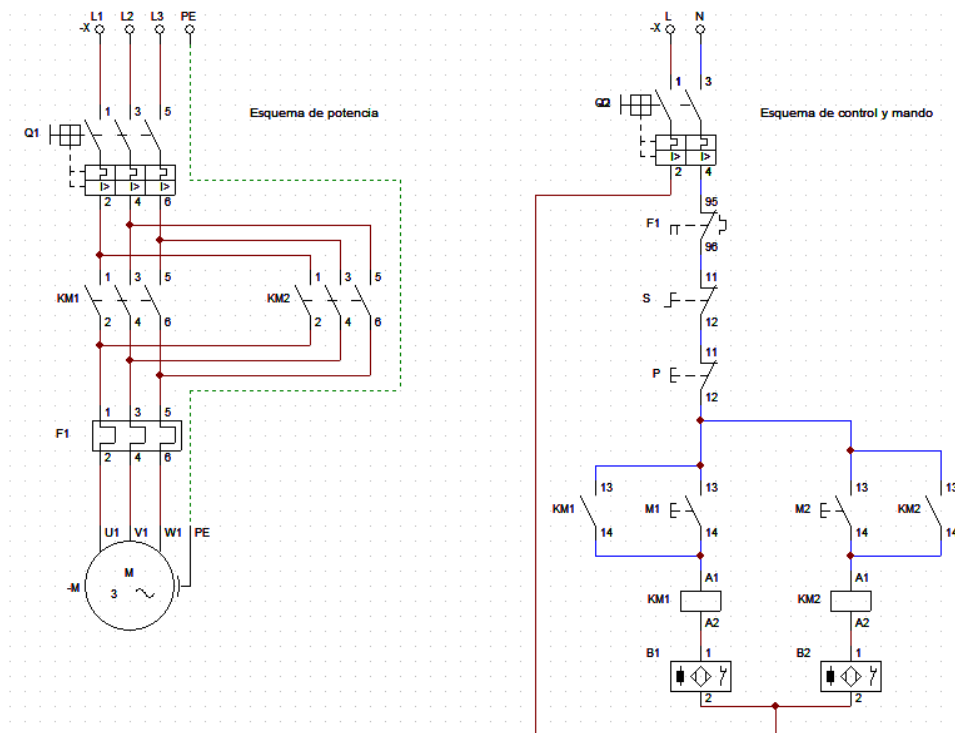


Imagen 70

Como se puede ver en la imagen adjuntada se encuentran los dos circuitos correspondientes al banco de ensayos. Se han dimensionado ambos sistemas eléctricos en el programa informático CADe-SIMU.



- Esquema o circuito eléctrico de potencia.

En el esquema de potencia se encuentra el motor trifásico que se corresponde con el motor seleccionado para la máquina.

Existe la alimentación con 3 fases y toma a tierra. No se incluye el neutro porque en este circuito no es necesario.

A continuación de la alimentación se encuentra un disyuntor a tres fases, o interruptores magnetotérmicos, que abrirá el circuito en caso de sobrecarga para evitar daños en la máquina (como bien se ha dicho antes).

Seguidamente existen dos contactores. Estos se encuentran unidos en paralelo, pero uno de ellos, el contactor KM2, tiene las fases de alimentación cambiadas. Con esto se pretende que el contactor KM1 gire en un sentido de giro y el KM2 al cambiar las fases se consigue que gire en el sentido contrario. Esto es necesario para conseguir el objetivo que se persigue en la máquina. Que el ITEM movable sube y baje, por lo que es necesario que el motor asíncrono sea capaz de girar en las dos direcciones de giro, según convenga.

Después de los contactores se halla el relé térmico que protege el sistema eléctrico frente a las sobrecargas, y seguidamente el motor trifásico.

Todos estos componentes van conectados a las 3 fases (trifásica) en serie, menos el contactor KM2 que está en paralelo y con distintas fases que el KM1. La alimentación toma a tierra va directa a la toma a tierra del motor.

- Esquema o circuito eléctrico de control y mando

En este esquema se dispone de una alimentación monofásica fase-neutro. La fase irá conectada a otro disyuntor y seguidamente irá a las salidas de los sensores inductivos.

El neutro irá también al segundo disyuntor Q2 y seguidamente irá al auxiliar del relé que se encarga de proteger este circuito. Esta parte del circuito está conectada a través del neutro.

A continuación, se ubica un interruptor S, que en la práctica es lo que se conoce como seta de seguridad. Si esta accionado este interruptor el sistema eléctrico no funcionará, aunque se pulsen los botones de marcha. Conectado en línea se halla el pulsador P, que es el pulsador de paro del circuito.

Posteriormente, hay dos ramas del neutro que dividen el circuito en dos.



En una de ellas se encuentra un pulsador M1, que actúa para dar marcha al circuito para que el motor gire en un sentido y el accionamiento de la correa de la máquina suba hacia arriba. En paralelo con este el auxiliar del contactor KM1 del circuito de fuerza. En serie con M1 está la bobina del contactor KM1 que una vez este accionado el auxiliar del contactor activará esta bobina. En serie también con la bobina está el sensor inductivo que una vez que el ITEM llegue a la zona superior donde se sitúe el sensor a gusto de la empresa el circuito saltará y se parará el motor.

En el otro ramal del neutro se encuentra el mismo proceso que en el primer ramal, pero con el auxiliar y la bobina del contacto KM2, y el pulsador M2, por lo que el motor girará en el sentido opuesto y el ITEM bajará. Una vez llegue a la distancia donde está el sensor inductivo el circuito saltará y parará el motor, igual que en el otro ramal.

IMPORTANTE: Siempre antes de accionar cualquier botón de marcha se debe parar el circuito con el botón de paro.

Y de esta manera, es como se va a comportar el sistema eléctrico de la máquina. Cabe resaltar que los sensores irán conectados en la parte superior e inferior de la guía lineal (izquierda o derecha) para evitar que el ITEM salga de la propia guía de la correa.



7. Aclaraciones técnicas

En este apartado se realizan una serie de aclaraciones para asegurar un correcto funcionamiento del proyecto en la empresa en un futuro.

7.1. Criterios de seguridad específicos en el uso del diseño

El diseño del presente banco de ensayos debe seguir una serie de criterios que aporten la seguridad laboral exigida en la empresa.

Los criterios de seguridad son los siguientes:

- Se debe de tener en cuenta el peso máximo de los productos destinados a las pruebas del presente banco de ensayos. Los productos pesarán entre 2 y 5 kg (se realizan los estudios con cargas de 10 kg para tener la máxima seguridad).
- Evitar sobrecargas de más de 10 kg como máximo de peso de producto a ensayar, para evitar movimientos o desequilibrio en la estructura principal de la máquina.
- No es necesario aplicar ningún estudio contra viento ya que el banco de ensayos estará situado en el interior de una nave industrial.
- Mantener la zona donde estará situada la máquina a una temperatura ambiente estable.
- Mantener el banco de ensayos en una zona donde se evite el constante tránsito de operarios, debido a que va a realizar ensayos (en algunas ocasiones) a unas alturas elevadas.
- El o los operarios encargados de manejar esta máquina deberán llevar ropa y calzado de seguridad.
- El área de trabajo de la máquina debe estar protegida. Esta protección será mediante una marca amarilla, impidiendo a cualquier operario que no esté destinado al funcionamiento de la misma, sobrepasar estas marcas.
- Tener el freno de las ruedas activado siempre a la hora de realizar los ensayos.
- El operario deberá asegurarse correctamente de que los soportes de los productos con los que se van a realizar las pruebas están correctamente anclados antes de comenzar con el ensayo mecánico.
- Controlar en motor mediante los pulsadores del sistema eléctrico correctamente. Para ello se dará una pequeña explicación del funcionamiento, al operario destinado a trabajar con esta máquina.



- El operario debe tener conocimiento de las normas básicas de protección de la normativa especificada en el ANEXO.
- Sólo podrá utilizar la máquina el o los operarios que hayan recibido una explicación y entendimiento previos.
- Una vez terminado el ensayo situar el banco de ensayos en la posición PARO y retirar cuidadosamente el producto y sus respectivos soportes, siempre en una zona cómoda para el operario.
- La longitud de la cortina o estor enrollable no deberá exceder las dimensiones indicadas en el plano general del banco de ensayos adjuntado en el ANEXO.
- La máquina no requiere ayuda constante, pero si un operario que la utilice y supervise.
- El área cercana de la máquina debe mantenerse limpia y libre de obstáculos.
- El operario encargado del funcionamiento de la máquina podrá ser ayudado por otro operario en operaciones de carga, pero no durante el funcionamiento.

7.2. Iluminación

Como bien se determina en la memoria del presente proyecto, la finalidad principal del mismo es probar los productos destinados para él antes de salir al mercado.

De esta manera el banco de ensayos permitirá probar dichos productos y seleccionar cuales son correctos y cuales desechar.

El probador va a ser móvil como bien se ha visto pero deberá colocarse en un sitio donde exista una buena iluminación en la cara trasera del probador. Ya sea un ventanal o quizá mejor, unos paneles lumínicos.

¿Esto por qué es necesario? Porque de esta manera será más fácil a los operarios detectar fallas en la tela de los productos.



7.3. Sistema métrico

Por el momento no se ha implantado ningún sistema métrico ya que la función de éste permite cumplir los requisitos. Activando el motor con los botones de marcha ya sea hacia arriba o hacia abajo y parando el accionamiento con el motor de paro una vez este el producto totalmente desplegado o recogido, se podrá comprobar si está correcto o no.

En un futuro si se desea medir distancias de los productos se puede aplicar un sistema métrico, como, por ejemplo, añadir un metro en alguna de las columnas y cambiar el accionamiento del sistema eléctrico, en vez de con pulsadores, con un pedal de subir y bajar viendo la distancia del metro hasta situarla en el sitio deseado.



8. Estudio económico

En este apartado se va a detallar el presupuesto de todos los elementos del presente proyecto. También sería necesario añadir el conjunto de trabajos que se deben realizar, pero este apartado se va a obviar debido a que la empresa tiene recursos y operarios encargados de hacer este tipo de trabajos.

8.1. Presupuesto bastidor

Se empezará haciendo un estudio aproximado del presupuesto de los componentes principales que forman el bastidor, todos ellos perfiles ITEM.

- Perfil 8 80x80 H, natural

Perfiles ITEM (ud.)	Longitud (m)	Precio (€/m)	Precio total (€)
2	3.6	32	230
4	1.5	32	195
2	2.84	32	182
6	0.8	32	154

Precio total bastidor: 761 €



8.2. Presupuesto ruedas

- Placa fijación rueda

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
4	10	40

- Rueda giratoria D100 con freno, antiestática

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	8.86	17.72

- Rueda giratoria D100, antiestática

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	5.57	11.14

Precio total ensamble ruedas: 68.86 €

8.3. Presupuesto unidades lineales

Como bien se ha detallado en el diseño del banco de ensayos, se dispone de dos unidades lineales con accionamiento por correa dentada. En ella se incluyen todos los componentes necesarios y detallados para que el accionamiento vertical sea correcto. Estas unidades lineales de ITEM se encuentran en el mercado en packs con todos sus componentes necesarios. Aun así, se detallará el presupuesto de cada uno de los elementos.

- Polea de reenvío

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	15	30



- **Polea de arrastre**

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	20	40

- **Correa dentada**

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	72	144

- **Corredera**

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	6	12

- **Acoplamiento sincronismo**

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
3	5	15

- **Tubo**

Unidades	Longitud (m)	Precio (€/m)	Precio total (€)
6	0.48	1.57	4.53

- **Acoplamiento para eje**

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
5	11	55

Precio total de las 2 unidades lineales y sus elementos de unión: **300.53€**



8.4. Presupuesto unidad móvil

Se va a detallar el presupuesto del ITEM que se moverá verticalmente por las correas, incluyendo los elementos y las piezas móviles que harán la función de patín por el perfil modular.

- Perfil 8 40x40 H, natural

Perfiles ITEM (ud.)	Longitud (m)	Precio (€/m)	Precio total (€)
1	3.2	9.5	30

- Pomo moleteado con esparrago

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	6	12

- Ejes cuadrados acero inoxidable

Empleados para sujetar los productos durante el ensayo.

Unidades	Longitud (m)	Precio (€/m)	Precio total (€)
2	0.65	2.65	3.45

En este ensamble se emplean varias piezas de acero inoxidable. Para ello la empresa necesita adquirir dicho material y posteriormente mecanizarlo para conseguir la pieza requerida.

Para conseguir las dos piezas necesarias acero inoxidable de espesores 5.5, 2 y 1 mm.



Por lo tanto, para obtener las dimensiones necesarias de cada pieza se necesita adquirir en el mercado:

- 1 placa 300x150x5.5
- 1 placa 200x100x2
- 1 tubo cuadrado de acero inoxidable hueco 35x35x2

Por lo tanto, para obtener las dimensiones necesarias de cada pieza es necesario adquirir en el mercado el material.

- **Placa acero 300x150x5.5**
Precio aproximado 80 €
- **Placa acero 200x100x2**
Precio aproximado 35 €
- **Tubo cuadrado de acero hueco 35x35x2**
Precio aproximado 10 €

Precio total unidad móvil: 170.45€



8.5. Presupuesto motorreductora

Elemento	Precio (€)
Motor	50.49
Reductor	59.59
Brida salida	18
Acoplamiento motor	30.60
Ejes motor	12
Montaje motorreductora + tornillería	27

Precio total motorreductora: 197.68 €

8.6. Uniones de acero

Se hace de la misma manera que en el apartado 8.3. donde se necesitaba adquirir el acero en el mercado para realizar después el mecanizado correspondiente. Para estas uniones se encuentran espesores de 3 y 10 mm.

Para ello es necesario:

- Placa 800x500x3 (para completar las 4 uniones de los extremos de la guía lineal).

- Placa 98x98x10

- **Placa acero 800x500x3**
Precio aproximado 80€

- **Placa acero 98x98x10**
Precio aproximado 110€

Precio total uniones acero: 190 €



8.7. Elementos de unión y tornillería especiales para perfiles modulares

- Elementos de unión en ángulo

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
2	8.85	17.7

- Elementos de unión a escuadra

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
32	1.36	43.52

- Tuercas M8

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
100	0.54	54

- Tuercas con pestaña M8

Unidades	Precio (€/ud.)	Precio total (€)
10	0.45	4.5

Precio total elementos de unión y tornillería de perfiles modulares: **119.72 €**



8.8. Tornillería general

La tornillería se compra en cajas que es como se va a encontrar en el mercado.

- **DIN 912 INOXIDABLE M8-20**

Unidades	Precio total (€)
200	9.44

- **ISO 4036 TUERCA HEXAGONAL M8 8**

Unidades	Precio total (€)
50	6.5

- **DIN 912 INOXIDABLE M8-16**

Unidades	Precio total (€)
200	12.58

- **DIN 934 TUERCA HEXAGONAL M8**

Unidades	Precio total (€)
1000	12.61

- **DIN 927 INOXIDABLE M3-3**

Unidades	Precio total (€)
100	13.69



- **ISO 4036 TUERCA HEXAGONAL M3**

Unidades	Precio total (€)
50	4.78

Precio total elementos de unión y tornillería de perfiles modulares: 59.6 €

8.9. Mano de obra, montaje y ejecución

En este apartado se ha añadido el presupuesto completo a la hora de emplear la mano de obra de los operarios tanto en el montaje como en el mecanizado de algunos componentes del proyecto, aunque haya sido realizado en la propia empresa. El presupuesto es una estimación.

Precio total mano de obra, montaje y ejecución: 90 €

8.10. Presupuesto total del proyecto

El presupuesto total es de **1958 €** aproximadamente.



9. Conclusiones

Finalmente, llegados a este punto, cabe resaltar que el empleo de sistemas modulares en la elaboración del proyecto ha sido muy interesante ya que son sistemas novedosos y bastante empleados en la actualidad, cuyos perfiles otorgan un gran acabado superficial sin necesidad de aditivos, y cuyo montaje y desmontaje es de gran facilidad para los operarios.

Además, el material mayormente empleado en este proyecto ha sido aleaciones de aluminio, lo cual es un material que contribuye a la ayuda de la contaminación.

Con todo ello, se ha logrado una estructura sólida y móvil a su vez que cumple con todos los objetivos que tenía planteados la empresa, sin perder la estética y obteniendo una máquina muy novedosa y muy útil para este sector industrial.



10. Bibliografía

PROGRAMAS INFORMÁTICOS

SOLIDWORKS 2019

AUTOCAD 2019

CADe-SIMU

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p2627_Perfil-8-80x80-H-natural.html&cat=1001042794

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p45265_Perfil-8-40x40-H.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p68870_Uni-n-en-ngulo-8-80x40-45-40.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?language=es&info=p45776_Escuadra-articulada-8.html&tab=overview

<http://www.interempresas.net/Proteccion-solar/Articulos/158331-La-evolucion-de-la-proteccion-solar-en-la-vivienda.html>

<https://www.construction21.org/espana/articulos/es/por-que-necesitamos-un-sistema-de-proteccion-solar-en-nuestra-vivienda.html>

<https://www.enbuenasmanos.com/contaminacion-del-aluminio>
http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-49932007000200008

https://es.wikibooks.org/wiki/Impactos_ambientales/Fabricaci%C3%B3n_de_hierro_y_acero

<https://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>



<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html>

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn110.html>

<https://www.dynacast.es/fundicion-inyectada-en-camara-fria>

<https://www.dynacast.es/fundicion-inyectada-en-camara-caliente>

<https://www.dynacast.es/about-die-casting>

<https://www.dynacast.es/zinc>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Zinc>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Acero>

<https://www.alacero.org/es/page/el-acero/caracteristicas-del-acero>

<http://tecnologiautrillas.ftp.catedu.es/materiales/web4.htm>

<http://www.jnaceros.com.pe/blog/aplicaciones-tipicas-acero-inoxidable/>

http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtual/publicaciones/geologia/v02_n3/aplicaciones.htm

<http://kuzudecoletaje.es/diferentes-tipos-acero-inoxidable/>

<http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>

<https://blog.laminasyaceros.com/blog/caracter%C3%ADsticas-del-acero-estructural/>

<https://www.termiser.com/principales-usos-propiedades-del-acero-estructural/>

<http://search.totalmateria.com/MaterialDetails/MaterialDetail?vkKey=1045581&keyNum=588&type=1&hs=0>



<http://www.elaplas.es/materiales/plasticos-tecnicos/poliamida-pa/>

<https://www.ensingerplastics.com/es-es/semielaborados/plasticos-modificados/poliamidas-aditivadas-con-fibra-de-vidrio>

<http://www.avalumitran.com/nuestros-procesos-a-fondo-el-anodizado-de-aluminio/>

<https://ferroslapobla.com/propiedades-y-beneficios-del-acero-zincado/>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Cincado>

<http://www.galvanizadoslacunza.com/GalvanizadoyBeneficios.htm>

<http://www.herraiz.com/blog/pasos-para-pulir-acero-inoxidable/>

<https://www.electricfor.es/es/17660/diccionario/Acero-inoxidable-endurecido-precipitacion.htm>

<http://funciondemaquinas.blogspot.com/2011/07/bastidores-de-maquina.html>

<http://www.mecapedia.uji.es/bastidor.htm>

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?language=es&info=p45244_Perfil-8-80x80-H.html&tab=overview

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p45265_Perfil-8-40x40-H.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p68870_Uni--n-en---ngulo-8-80x40-45--40.html

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tornillo-con-pivote-din-927-m3-x-3-a1-50?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001&Product=10-11072008-064886&SelectionPath=32%7C32%7C32%7C32%7C2%7C>



<https://www.traceparts.com/es/product/item-industrietechnik-gmbh-kit-union-8-4-6mm-con-tornillo-allen-m8?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP02006002008&Product=30-08112018-074394>

<https://liceoedoballe.blogspot.com/p/conjunto-polea-correa.html>

http://www.mecapedia.uji.es/correa_plana.htm

http://www.mecapedia.uji.es/correa_trapezoidal.htm

http://www.mecapedia.uji.es/correa_sincronizada.htm

http://www.mecapedia.uji.es/transmision_por_cadena.htm

https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/44_cadenas.html

<http://www.mecapedia.uji.es/engranaje.htm>

http://e-educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5_transmision_por_engranajes.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p65598_Unidad-lineal-GSF-8-40-R10.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p65421_Polea-de-arrastre-GSF-8-40-R10.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p65422_Polea-reenv--o-GSF-8-40-R10.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p65424_Corredera-GSF-8-80x40.html

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>



<http://www.dinamica.net/repositori/documents/productes/es/correa-dentada-poliuretano.pdf>

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p40004_Correa-dentada-R10-T5--negro.html&cat=1001042973

<https://motivemotors.it/configuratore/motive/>

<https://clr.es/blog/es/que-es-factor-de-servicio-calcularlo/>

<http://www.motortico.com/biblioteca/MotorTico/2015%20ENE%20-%20Factor%20de%20Servicio%20en%20Motores%20Electricos.pdf>

file:///C:/Users/Enrique%20Terroba/Downloads/CATALOGO_REDUCTOR_SINFIN_BOX_SIT.pdf

<http://pdf.directindustry.es/pdf/motive/motores-trifasicos-serie-delphi/14726-7338.html>

<http://www.dinamica.net/repositori/documents/productes/es/motores.pdf>

<http://pdf.directindustry.es/pdf/motive/catalogue-general/14726-764715-2.html>

<https://www.fiscalab.com/ejercicio/784#contenidos>

<http://www.mootio-components.com/blog/es/que-es-par-motor/>

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?language=es&info=p66295_Kit-sincronismo-GSF-8-40-R10.html&tab=overview

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p66414_Tubo-D16x1-5-St.html

<https://www.tecnopower.es/acoplamientos-el%C3%A1sticos-1>



<https://www.tecnopower.es/sites/default/files/tecnopower-acoplamientos-de-juego-0-serie-ekm .pdf>

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tornillo-allen-din-912-m8-x-1-20-109?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001009&Product=10-11062001-154695&SelectionPath=81%7C81%7C81%7C81%7C81%7C38%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/iso-tuerca-hexagonal-iso-4036-m8?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001007009&Product=10-10052001-091074&SelectionPath=9%7C9%7C9%7C9%7C2%7C>

http://www.fms.pt/es/acero_inoxidable/chapas/chapa_acero_inoxidable.html

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tornillo-allen-din-912-m8-x-1-20-109?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001009&Product=10-11062001-154695&SelectionPath=81%7C81%7C81%7C81%7C81%7C38%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/iso-tuerca-hexagonal-iso-4036-m8?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001007009&Product=10-10052001-091074&SelectionPath=9%7C9%7C9%7C9%7C2%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tornillo-allen-din-912-m8-x-1-16-88?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001009&Product=10-11062001-154695&SelectionPath=80%7C80%7C80%7C80%7C80%7C9%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tuerca-hexagonal-din-934-m8-8?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001007009&Product=10-11062001-160766&SelectionPath=9%7C9%7C9%7C9%7C2%7C>

https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/188785/Tornillos.pdf

http://www.fms.pt/es/acero_inoxidable/chapas/chapa_acero_inoxidable.html

<https://www.traceparts.com/es/product/item-industrietechnik-gmbh-tornillo-allen-din-912-m8x20->



<https://www.traceparts.com/es/product/item-industrietechnik-gmbh-tuerca-8-st-m8-zincado?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001009&Product=30-17032016-090944&SelectionPath=1%7C1%7C1%7C%3D8.0.004.41%7C0%7C0%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/item-industrietechnik-gmbh-tuerca-8-st-m8-zincado?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001007014&Product=30-16032016-125971&SelectionPath=1%7C1%7C1%7C%3D0.0.026.18%7C0%7C0%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/din-arandela-din-433-1-84-140-hv?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001017002&Product=10-07072008-074598&SelectionPath=13%7C13%7C13%7C13%7C13%7C13%7C1%7C1%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/item-industrietechnik-gmbh-tornillo-allen-din-912-m12x20-zincado?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001009&Product=30-17032016-083174&SelectionPath=1%7C1%7C1%7C%3D0.0.655.66%7C0%7C0%7C>

<https://www.traceparts.com/es/product/din-tuerca-hexagonal-din-6915-m12?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001007009&Product=10-11062001-207739&SelectionPath=1%7C1%7C1%7C>

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?info=p48921_Placa-fijaci--n-rueda-8-M10-105x80.html

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?language=es&info=p60240_Rueda-giratoria-D100-con-freno.html&tab=info

http://catalog.item-central.ca/es/product_info.php?language=es&info=p60239_Rueda-giratoria-D100--antiest--tica.html&tab=overview

<https://automatismoidustrial.com/d-automatizacion/1-6-logica-cableada/esquemas-basicos/>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Disyuntor>



https://www.edu.xunta.es/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947843/contido/314_elementos_de_manioobra_y_control.html

<https://es.wikipedia.org/wiki/Contactor>

https://es.wikipedia.org/wiki/Rel%C3%A9_t%C3%A9rmico

<https://es.slideshare.net/samanthagastelum/sistemas-de-alimentacin-elctrica>

<https://www.shoptronica.com/curiosidades-tutoriales-y-gadgets/4079-que-son-los-interruptoes-pulsadores-conmutadores-0689593950512.html>

https://www.youtube.com/watch?v=-aEjf_L_14A

<https://www.incafe2000.com/Esp/p/chapa-galvanizada-2000x1000x2>

https://www.amazon.es/Tubo-cuadrado-acero-S235-mm/dp/B01MS0BJFU/ref=sr_1_1?keywords=tubo%2Bcuadrado%2Bacero&qid=1559212279&s=gateway&sr=8-1&th=1

https://www.amazon.es/Chapa-acero-inoxidable-Nirosta-1-4301/dp/B00TWDDIT6/ref=sr_1_3?keywords=chapa%2Bacero%2Binoxidable%2B3mm&qid=1558949553&s=gateway&sr=8-3&th=1

http://www.comprartornillos.com/contents/es/d998_M-8_x_20.html?P867_Quantity=50#p867#p867

https://suministrosherco.com/tornilleria/tuerca-5d-936-8-contratuerca?search_query=iso+4036&results=21

http://www.comprartornillos.com/contents/es/d989_M-6_x_30.html#p849

<http://www.comprartornillos.com/contents/es/d555.html>

<https://www.ugatu.com/tienda/tornillos/din-927.html>



https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/10682/Validaci%C3%B3_mec%C3%A0nica.pdf?sequence=5&isAllowed=y

http://help.solidworks.com/2018/spanish/SolidWorks/cworks/r_Maximum_von_Mises_Stress_Criterion.htm

<https://easyworks.es/tipos-de-estudios-que-ofrece-solidworks-simulation/>

http://help.solidworks.com/2016/Spanish/SolidWorks/cworks/c_stress_strain.htm

<https://intelliqy.com/blog/2018/03/26/los-5-pasos-a-seguir-para-un-estudio-estatico-es.simulacion/>

http://help.solidworks.com/2016/spanish/solidworks/cworks/c_Displacement_Reaction_Force_Components.htm

https://www.google.com/search?q=limite+elastico&rlz=1C1CHBD_esES843ES843&oq=limite+elastico&aqs=chrome..69i57j0l5.2204j0j9&sourceid=chrome&ie=UTF-8