Plegadora de chapa automatizada

Turchetti Julián y Calcaterra Franco

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2021

Plegadora de chapa automatizada

Turchetti Julián y Calcaterra Franco

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

Ingeniero Mecánico

Director

Ing. Pedro Sismondi

Equipo docente

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2021

Agradecimiento

Principalmente a nuestra familia que nos apoyó siempre y que sin ellos no hubiera sido posible realizar esta carrera que tanto nos gusta y apasiona.

A nuestros compañeros con quienes compartimos la mayoría de los años de la carrera, brindándonos apoyo mutuamente y haciendo que esta etapa de nuestras vidas sea más llevadera y divertida.

A los profesores de las materias cursadas, ya que nos brindaron los conocimientos para poder formarnos.

Y un gran agradecimiento entre nosotros, que arrancamos juntos esta etapa desde el día uno y la terminamos juntos.

Resumen

Dada la predominancia y auge de empresas relacionadas a la línea blanca en Rosario y zona el proyecto que se presenta consiste en el diseño de una máquina de plegado de chapa de forma automática que mediante control numérico computarizado (CNC) produce pliegues con tolerancias angulares de ±10' y de 1 décima de milìmetro para el posicionamiento de los dobleces y que a su vez no comprometa el acabado superficial de las chapas ya que estas cumplen una función tanto estética como estructural.

El objetivo es desarrollar una máquina capaz de ser agregada a una línea de producción y que solo requiere que se posicione una chapa en su mesa de trabajo para que esta realice los pliegues necesarios y deje la pieza lista para que continúe su recorrido por la línea de montaje y así aumentar la productividad de la fábrica.

Como conclusión se tiene que los resultados obtenidos indican la viabilidad técnica de la fabricación de esta máquina pero no así su viabilidad económica.

Palabras clave: máquina, plegado, chapa, automática, CNC, acabado, productividad

Abstract

Given the predominance and rise of companies related to white goods in Rosario and the area, the project presented consists of the design of an automatic sheet metal bending machine that, through computerized numerical control (CNC), produces bends with angular tolerances of ± 10' and 1 tenth of a millimeter for the positioning of the folds and that in turn does not compromise the surface finish of the sheets since they fulfill both an aesthetic and structural function.

The objective is to develop a machine capable of being added to a production line and that only requires a sheet to be positioned on its work table so that it can make the necessary folds and leave the part ready to continue its journey through the production line and thus increase the productivity of the factory.

In conclusion, the results obtained indicate the technical feasibility of manufacturing this machine but not its economic viability.

Keywords: machine, bending, sheet metal, automatic, CNC, finishing, productivity.

Contenido

Agradecimiento **2**

Resumen **3**

Abstract **4**

Contenido **5**

Capítulo 1: Introducción **7**

Capítulo 2: Diagnóstico **9**
Variables 9
Temas a desarrollar 9

Capítulo 3: Marco teórico **10**
Fabricación de la chapa 10
Tipos de metales 11
Aceros sin aleación o acero al carbono: aleaciones de hierro + carbono 11
Aceros aleados 11
Aluminio y cobre 12
Latón 12
Teoría de plegado 12
¿Qué es el plegado? 12
Factores que influyen en el plegado 13
Diferencia de espesores 13
Sentido de laminación 13
Curva de tensión-deformación 13
Retorno elástico 14
Fuerza de plegado 14

Capítulo 4: Condiciones límites **17**

Capítulo 5: Objetivos **18**
Objetivo general 18
Características buscadas en el diseño 18
Características principales 18
Características secundarias 18
Requerimientos funcionales 18

Capítulo 6: Análisis de propuestas **19**
Movimiento requerido 19
Movimiento vertical de la chapa 19
Movimiento longitudinal de la chapa 19
Movimiento lateral de la chapa 19
Rotación de la chapa con respecto al eje vertical 20
Sujeción de la chapa para el plegado 20
Movimiento de acercamiento/alejamiento de la herramienta a la chapa 20
Movimiento de posicionamiento lateral de la herramienta 21

Movimiento de rotación de la herramienta 21
Propuestas para realizar los movimientos requeridos 21
Propuesta seleccionada 25

Capítulo 7: Diseño y cálculos 27
Cálculos preliminares 27
Características de la chapa de mayor tamaño que se desea doblar 27
Torque requerido para el doblado 27
Fuerza requerida para el doblado 29
Sistema de giro de la herramienta 30
Cálculos de engranaje 36
Diseño y verificación de la bancada 40
Sistema de posicionamiento de la herramienta 44
Traslación de la herramienta 45
Carro 45
Conjunto del tornillo sinfín 52
Acercamiento de la herramienta 60
Soporte de la herramienta 60
Cilindros hidráulicos 60
Resistencia de la estructura 62
Sistema de traslación de la chapa 66
Cálculo de la carga axial 68
Velocidad máxima de rotación 69
Velocidad de rotación adm. por velocidad peligrosa 69
Par de torsión de rotación 69
Elección del motor 70
Montaje y disposición de los elementos 72
Sistema de rotación de la chapa 77
Elección del motor 78
Elección de los electroimanes 79
Montaje y disposición de los elementos 80
Sistema de prensa chapa 83
Calculo de cilindro 86
Sistema control de motores de doblado y corrección de error 89
Resultado final 91

Conclusiones 93

Recomendaciones 94

Bibliografía y recursos utilizados 95

Anexo 96

Capítulo 1: Introducción

En base a observaciones de las industrias presentes en la ciudad de Rosario se nota una gran cantidad de empresas dedicadas a la fabricación de electrodomésticos pertenecientes a la línea blanca como los mostrados en la **Fig.1**.

***Figura 1**: Electrodomésticos de la línea blanca.*

Por medio de relaciones laborales se presenció una tendencia de dichas empresas a la reducción de costos para competir con productos importados por lo cual el afán por lograr altos grados de automatización se hace presente junto con el deseo de aumentar la productividad año a año como lo muestra la tabla de la **Fig.2**.

Producto	2019	2020	2021	Variación 2021 vs 2019
Cocinas	333,115	170,091	351,906	5.6%
Hornos y anafes	53,945	53,283	124,084	130.0%
Hornos a microondas	124,288	92,182	304,271	144.8%
Calefactores y estufas	530,144	462,293	633,080	19.4%
Heladeras	326,448	259,449	486,159	48.9%
Freezers	32,845	44,673	86,129	162.2%
Lavarropas	535,604	378,285	626,640	17.0%
Secarropas	177,404	127,902	190,311	7.3%
Calefones	72,857	41,743	74,282	2.0%
Termotanques a gas	229,335	168,211	305,503	33.2%
Termotanques eléctricos	223,850	131,644	278,820	24.6%
Acondicionadores de aire	307,816	177,696	768,253	149.6%

Fuente: CEP-XXI en base a INDEC

***Figura 2**: Producción de electrodomésticos acumulada en el período enero-julio a nivel nacional.*

Investigando el proceso productivo de dichos productos se encontró que las operaciones de plegado de los bordes de las chapas para conformar los encastres utilizados en el armado son procesos repetitivos y propensos a ser automatizados.

Se decide que la máquina diseñada pueda ser capaz de realizar doblados de hasta 1.5 metros de largo en chapas de hasta 2 mm de espesor, lo cual le provee la capacidad de trabajar en todos los electrodomésticos menos los freezers de mayor tamaño y heladeras.

También la misma contaría con un sistema de doblado capaz de ser utilizado para plegados de distintas características geométricas tal como ángulo de pliegue, longitud de ala y sentido de plegado, diferenciandola de las máquinas utilizadas en líneas de montaje, las cuales están limitadas a realizar un plegado con un ángulo y sentido específico.

Se apunta a las empresas que producen una gama de estos electrodomésticos pero que por su tamaño no pueden instalar líneas de montaje específicas para cada uno por lo cual la versatilidad es menester dentro de la filosofía de diseño.

La realización de una máquina de estas características significan una posibilidad para las empresas de tamaño mediano de aumentar el grado de automatización y así fomentar su crecimiento hasta poder implementar líneas de montaje individuales para los distintos productos sin perder competitividad en el proceso.

Capítulo 2: Diagnóstico

En la actualidad un gran número de productos que se comercializan presentan elementos constituidos por chapas metálicas con una terminación superficial, como puede ser carcasas de productos de la línea blanca, gabinetes de computadora, carcasas y partes de máquinas, bancos de trabajo, entre otros. Las dimensiones y geometrías de estos artículos presentan grandes variaciones entre ellos, inclusive dentro de la misma línea de productos.

Uno de los métodos utilizados para el conformado de la chapa es el plegado y este muchas veces se produce sobre las chapas con su terminación superficial presente. Algunos ejemplos de terminaciones son pintado, zincado, cromado y galvanizado.

A partir de esta observación nos planteamos el diseño de una máquina capaz de lograr plegados de distintas características, pudiéndose ajustar a las distintas necesidades geométricas y dimensionales del producto que se busca conformar en el momento. También debemos lograr que las distintas conformaciones que se realicen no dañen la capa superficial que tenga la chapa metálica.

Variables

- Posicionamiento de la chapa en la máquina para cada plegado.
- Dimensiones de la chapa a plegar.
- Zonas de la chapa que se quieren plegar
- Características físicas del material de la chapa.
- Sentido de laminación de la chapa.
- Terminación superficial de la chapa.
- Tipo de actuadores para el plegado y manipulado de la chapa.
- Sentido de aplicación de la fuerza.
- Magnitud de la fuerza a aplicar para cada caso.
- Velocidad de doblado.

Temas a desarrollar

Se llevará a cabo una investigación del proceso productivo de plegado de chapas metálicas, las diferentes chapas utilizadas en la fabricación de productos de línea blanca y cuales son las características de las principales piezas fabricadas con chapa en esa industria para aplicar dichos conocimientos en el desarrollo de una plegadora automatizada de capacidad productiva moderada.

Capítulo 3: Marco teórico

Fabricación de la chapa

La fabricación de la chapa comienza en el alto horno, donde se funde y reduce mineral de hierro obteniendo arrabio. El arrabio es hierro con un porcentaje aproximado de carbono (C) de 4,3% e impurezas tales como azufre (S), fósforo (P), manganeso (Mn) y silicio (Si).

El arrabio luego es sometido a diversos procesos agrupados dentro de lo que se conoce como aceración donde se elimina el azufre principalmente aportado por el mineral de hierro y el carbón de coque, se reduce el porcentaje de carbono, fósforo, silicio y manganeso mediante oxidación, se añade chatarra de acero para ser fundida y reciclada y finalmente se agregan aleantes de forma controlada para obtener la composición de acero deseada.

Luego el acero fundido se convierte en planchones mediante el proceso de colada continua que consiste en un molde refrigerado abierto en su parte inferior donde se vierte el metal fundido. Dentro del molde, el exterior del acero se comienza a solidificar a medida que fluye hacia abajo, donde por medio de rodillos refrigerados se lo redirecciona gradualmente hasta alcanzar un sentido de desplazamiento horizontal. Durante ese redireccionamiento se utilizan aspersores con agua para enfriar y así continuar la solidificación del interior del planchón. Una vez solidificada esta se corta en trozos de 6 metros de largo cada uno que luego son utilizados en el proceso de laminación.

La laminación consiste en deformar en sucesivas jaulas de laminación el planchón de 6 metros obtenido de la colada continua reduciendo su espesor y aumentando su largo hasta obtener chapa laminada en caliente. Esta chapa luego puede ser introducida en un nuevo tren de laminación pero esta vez sin alcanzar la temperatura de recristalización del metal por lo que las reducciones de espesor se dan por deformaciones plásticas. Los espesores más delgados de chapa, tolerancias más pequeñas y mejores acabados superficiales son conseguidos mediante este método y es llamada chapa laminada en frío.

Una consecuencia de la laminación es la formación de una estructura metalográfica denominada grano panqueque que genera anisotropía en la chapa.

Tipos de metales

Los aceros que se suelen utilizar en el plegado se pueden diferenciar en aceros sin aleación y aceros aleados.

Aceros sin aleación o acero al carbono: aleaciones de hierro + carbono

- La concentración de carbono es inferior al 2,11%
- A mayor concentración de carbono mayor dureza.
- Acero ‘extra dulce’ (‘extra suave’): 0,05-0,15%. 32 – 38 kg/mm2
- Acero ‘dulce’ (‘suave’): 0,15-0,25%. 38 – 46 kg/mm2
- Acero ‘semi dulce’ (‘semi suave’): 0,25-0,40%. 46 – 55 kg/mm2
- Aceros ‘semiduros’: 0,4-0,6%. 55 – 65 kg/mm2
- Aceros ‘duros’ (0,6-0,7%). 65 – 75 kg/mm2
- Aceros ‘muy duros’ (0,7-0,8%). 75 – 85 kg/mm2

Los más usados habitualmente son los aceros dulces o suaves. 1020 laminado en frío (350 MPa Límite elástico)

Aceros aleados

Aleaciones de hierro y carbono más otros metales que modifican las características del material. Por ejemplo, acero inoxidable, acero Cor-ten, etc.

Acero inoxidable: acero al carbono aleado con Cromo y Níquel que le confieren resistencia a la corrosión. Presentan mayor dureza que el acero al carbono.

La presencia de cromo crea una película relativamente inerte sobre la superficie que evita reacciones del acero con el entorno: Pasivación. Esta capa es activa y se ‘regenera’ al cortar o perforar el metal.

Los aceros inoxidables utilizados en plegado son:

- AISI 304 (X5CrNi1810): Bajo contenido en carbono (<0,1%), un 18% de cromo y un 10% de Níquel. Es habitual llamarlo acero inoxidable 18/10. Alto grado de inoxidabilidad, no es magnético y tiene unas características óptimas. (215 MPa Límite elástico)
- AISI 316 (X5CrNiMo1712-2): Contiene cromo y níquel en la misma cantidad y un 2–3% de molibdeno. Resistente a la corrosión al agua marina y ciertos agentes químicos. (290 MPa Límite elástico)
- AISI 430 (X8Cr17): Es magnético. Contiene un 0,8% de carbono y un 16-18% de cromo. Se utiliza en ambientes sujetos al calor. Es un poco más complicado de plegar que los anteriores ya que tiende a griparse en la matriz y provoca un plegado menos constante. (345 MPa Límite elástico)

Aluminio y cobre

El aluminio presenta excelente resistencia a los agentes atmosféricos. Excelente aptitud a la deformación. Conductividad térmica y eléctrica. Alta resistencia a la corrosión.

Puede ser aluminio 1050 (103 MPa Límite elástico) o aluminio 5754 (180 MPa Límite elástico).

El cobre tiene buena deformabilidad en frío para estirado profundo, estampación y doblado. Muy buena conductividad eléctrica, soldable y deformable.

Puede ser Cu-ETP (180 MPa Límite elástico), Cu-Of (34 MPa Límite elástico) o Cu-DHP (250 MPa Límite elástico)

Latón

CuZn: aleación binaria de cobre y zinc.

Buena deformabilidad en frío para estirado profundo, estampación y doblado. Soldable.

Puede ser CuZn10, CuZn15, CuZn30, CuZn33 o CuZn37

Teoría de plegado

¿Qué es el plegado?

El plegado y curvado (**Fig.3**) son operaciones que consisten en obtener una pieza de chapa con generatrices y bordes rectilíneos, sin someter el material a grandes desplazamientos moleculares en el transcurso de la operación.

Plegado: cuando el doblez se hace en ángulo vivo o con radio muy pequeño.

Curvado: cuando el doblez tiene gran radio.

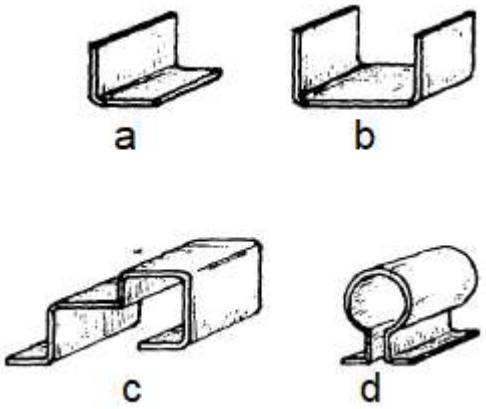


***Figura 3**: a, b y c - Plegado. d - Curvado.*

Factores que influyen en el plegado

Diferencia de espesores

Las chapas suelen venir con una tolerancia del espesor (±) que puede variar alrededor de un 10%. La diferencia del mismo puede causar falta de precisión en el ángulo de plegado. Si tenemos un menor espesor, el ángulo será más abierto.

Las chapas laminadas en frío tienen una menor tolerancia y, por lo tanto, son más precisas.

Sentido de laminación

Durante el laminado, la estructura cristalina se estira no uniformemente, lo que produce anisotropía del material, es decir, que sus propiedades mecánicas a largo de su longitud son diferentes que a lo largo de su anchura.

Dependiendo de si una chapa se dobla paralela o transversalmente a las fibras laminadas, se obtendrá fácilmente una diferencia en grados del ala y un desarrollo distinto. Conceptualmente siempre es mejor doblar una pieza con las fibras perpendiculares a la línea de plegado porque la chapa ofrece una mayor resistencia y, en presencia de materiales tenaces, menos tendencia a provocar grietas en el lado exterior del radio.

Curva de tensión-deformación

El comportamiento del material durante el proceso de plegado se refleja en la curva tensión-deformación. En ésta se hace una distinción entre la región elástica y la región plástica. En la región elástica el material vuelve a su estado original cuando cesa la fuerza. La deformación aumenta proporcionalmente a la fuerza aplicada; la pendiente de la parte lineal, el módulo de elasticidad, indica la rigidez del material. La región plástica es cuando la fuerza pasa cierto valor crítico, el material mostrará deformación plástica. Esto se conoce como límite elástico. Un cambio permanente ocurre en la estructura cristalina del material de la chapa.

Cuando se pliega una chapa en el radio exterior se crea una deformación por tracción y en el radio interior una deformación (contraria) por compresión. La deformación plástica se produce primero en el radio exterior y es la mayor en un plegado. En la sección hay una transición de un esfuerzo de tracción a una tensión de compresión. Hay una zona en el centro de la sección con baja tensión donde se produce una deformación elástica, por lo que la chapa siempre retorna algo cuando cesa la fuerza.

Retorno elástico

Se llama factor de retorno o recuperación elástica, al valor que la chapa tiende a recuperar tan pronto como cesa la acción sobre la misma.

Concluida la acción deformante a la que ha estado sometido el material, éste tiende a volver a su forma primitiva. Este fenómeno se debe a la propiedad que poseen los cuerpos de ser elásticos.

La recuperación elástica varía en función de los siguientes factores:

- **El tipo de material:** en materiales blandos (cobre) puede ser de 0,5º, en acero al carbono de 1º y en espesores mayores o inoxidable hasta 3º.
- **El espesor del material:** A mayor espesor, mayor recuperación elástica.
- **El radio de curvatura:** A mayor radio, mayor recuperación elástica.
- **El ángulo de doblado**

Para el cálculo del retorno elástico para acero laminado en frío se utiliza la fórmula de Benson, es decir: $\Delta = \frac{Rp}{S \cdot 2.1}$

Donde:

Rp → Radio

S → Sección

Usando un factor de corrección de 0,5 para el cobre, 0,75 para el acero laminado en caliente y 2,0 para el acero inoxidable.

Fuerza de plegado

La fuerza de plegado se podría calcular utilizando la fórmula

$$F = \frac{C \cdot (S^2 \cdot R_m \cdot L)}{V}$$

Donde:

$F \rightarrow Fuerza\ de\ plegado\ [kN]$

$S \rightarrow Espesor\ de\ la\ chapa$

$R_m \rightarrow Resistencia\ a\ la\ tracción\ del\ material\ [kN/cm^2]$

$V \rightarrow Ancho\ de\ la\ abertura\ [mm]$

$L \rightarrow Longitud\ [m]$

$C \rightarrow Constante\ que\ depende\ de\ S\ y\ V \rightarrow C = 1 + 4S/V$

A continuación podemos ver imágenes (**Fig.4**)(**Fig.5**) donde se indican dichas variables.

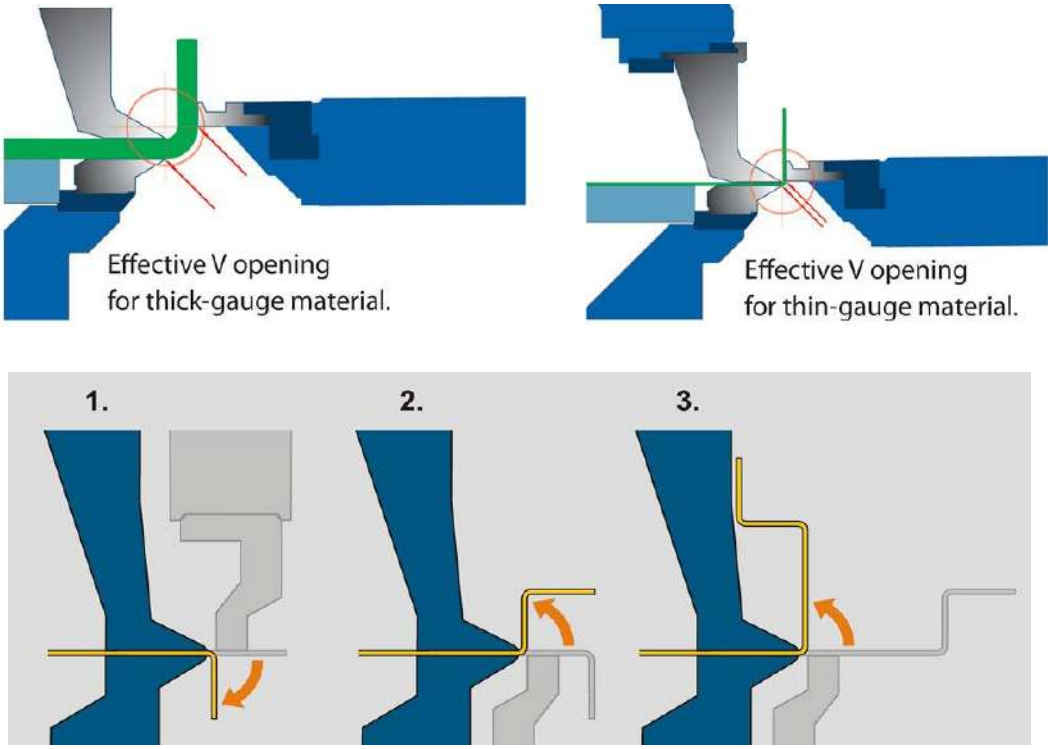


***Figura 4**: Plegado de chapa con método Wipe-Bending.*

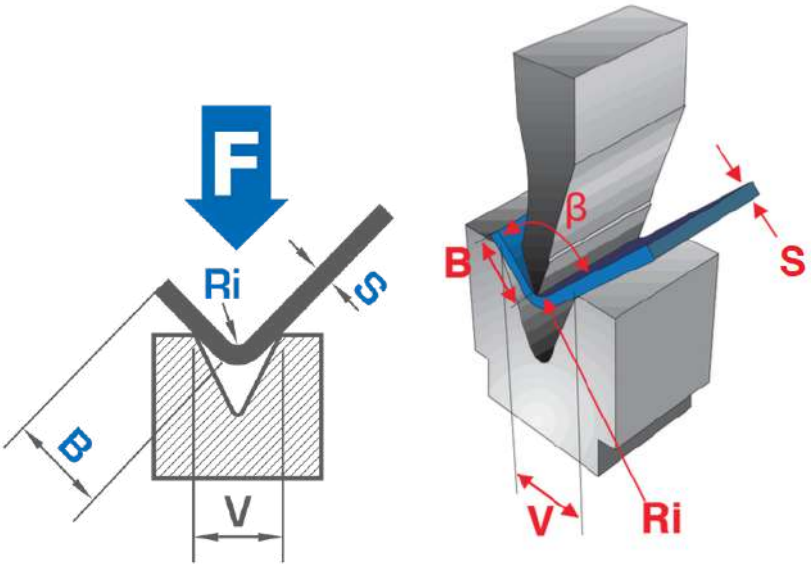


***Figura 5**: Plegado de chapa con método V-Bending.*

La fórmula mostrada anteriormente es utilizada para plegadoras que se ven comúnmente en la industria. Ya sean en máquinas de Wipe-Bending (**Fig.6**) o V-Bending (**Fig.7**), las cuales realizan el plegado por medio de un movimiento lineal.

***Figura 6**: Plegadora Wipe-Bending.*

***Figura 7**: Plegadora V-Bending.*

Esta última plegadora utiliza matrices en forma de V, las cuales van cambiando en función del espesor de la chapa a plegar.

Capítulo 4: Condiciones límites

A continuación se describen las condiciones límites que van a ser tenidas en cuenta al momento de realizar el desarrollo de la máquina.

- Velocidad de plegado: Como la producción está íntimamente relacionada a la complejidad y cantidad de plegados a realizar en cada pieza se toma la medida de la cantidad de pliegues que puede realizar la máquina por minuto para cuantificar su capacidad de producción. En este caso se necesita una velocidad mínima de 10.

- Operario único: Se busca que una vez instalada la máquina su funcionamiento solo dependa de como máximo un operario para la supervisión de la máquina.

- Espesor máximo de chapa a doblar: La principal función de la máquina está destinada a las carcasas utilizadas en los electrodomésticos de línea blanca, en los cuales el espesor de chapa utilizado no supera los 2mm, siendo este el mayor valor que se va a tener en consideración.

- Ancho máximo de chapa a doblar: Basándonos en electrodomésticos de la línea blanca observados se nota que con un ancho de 1.5 metros se cubre un rango razonable de productos.

- Tolerancias: Se busca alcanzar tolerancias de ±10' en los ángulos de plegado y de 1 décima de milìmetro para el posicionamiento de dichas dobleces.

- Tamaño de la máquina completa: Se busca que el ancho de la máquina no supere los 2.5 metros considerando que se desean doblar chapas de hasta 1.5 metros de lado, un alto menor a 2 metros y un largo no superior a 4 metros.

- Fuentes de energía: Para simplificar el montaje de la máquina se plantea que solo necesite para funcionar el suministro de energía eléctrica trifásica.

Capítulo 5: Objetivos

Objetivo general

Diseño de una máquina capaz de realizar plegados de chapas de distintas características físicas y geométricas, de manera automatizada.

Características buscadas en el diseño

Características principales

I. Plegado de chapas de distintos espesores y longitudes.
II. Plegado de chapas de distinto material.
III. Plegado en distintas direcciones.
IV. Posibilidad de realizar doblado en lugares específicos de la chapa.
V. Plegado de distintos ángulos.
VI. Mantener la superficie de la chapa sin daños.

Características secundarias

I. Cumplir con las tolerancias especificadas.
II. Componentes estandarizados o de baja complejidad constructiva.
III. Reducir en lo posible la variedad de elementos utilizados. Ej. usando tornillos del mismo tamaño.
IV. No presenta un riesgo para la seguridad de las personas u objetos.
V. Diseño con la accesibilidad a las partes de la máquina para facilitar su mantenimiento.

Requerimientos funcionales

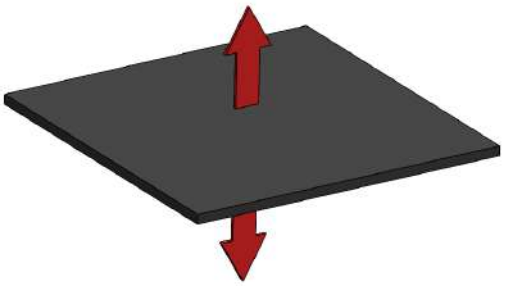
Las propuestas de solución planteadas deben cumplir con un número de requisitos para lograr el cometido esperado. Podemos resumir estos aspectos funcionales de la siguiente forma:

1) Posibilidad de realizar correcciones en el posicionamiento de los dispositivos.
2) Evitar el movimiento relativo entre los distintos componentes y la chapa.
3) Movimientos controlados de los distintos mecanismos.
4) Precisión en los movimientos.
5) Facilidad de acceso para mantenimiento y/o cambio de herramental.

Capítulo 6: Análisis de propuestas

Movimiento requerido

Movimiento vertical de la chapa



Movimiento mostrado en la **Fig.8** para la elevación y descenso de la chapa, para pasarla del depósito de chapas a la plegadora y luego de esta a la cinta transportadora o sitio de almacenamiento. Tiene que ser una trayectoria de una distancia media.

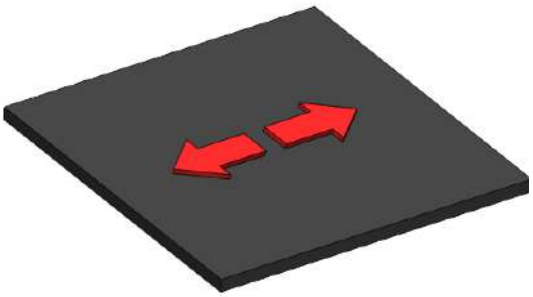
***Figura 8**: Representación del movimiento vertical de la chapa.*

Movimiento longitudinal de la chapa

Movimiento mostrado en la **Fig.9** para el desplazamiento en la dirección longitudinal de la chapa, paralelo a la línea de plegado. Gran longitud del trayecto.

***Figura 9**: Representación del movimiento longitudinal de la chapa.*

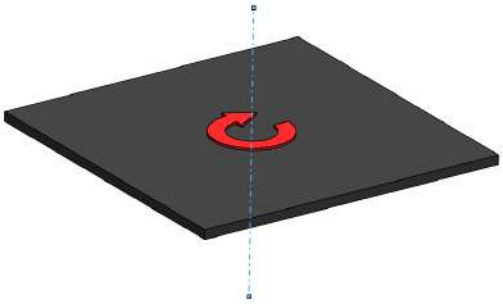
Movimiento lateral de la chapa



Movimiento mostrado en la **Fig.10** para el desplazamiento en la dirección lateral de la chapa, transversal a la línea de plegado.

***Figura 10**: Representación del movimiento lateral de la chapa.*

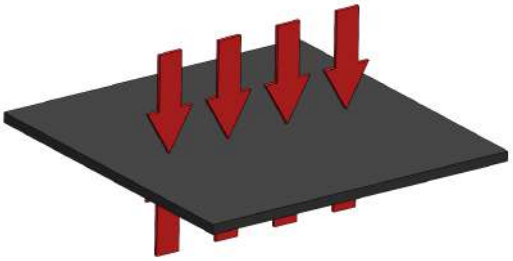
Rotación de la chapa con respecto al eje vertical



Movimiento mostrado en la **Fig.11** para rotar la chapa y así poder realizar plegados en todos sus laterales. Debe ser un movimiento controlado para tener un buen posicionamiento de la chapa y así tener un plegado más preciso.

***Figura 11**: Representación del movimiento de rotación de la chapa.*

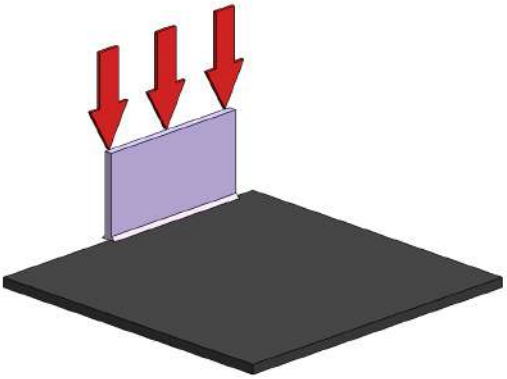
Sujeción de la chapa para el plegado



Movimiento mostrado en la **Fig.12** de las mordazas para sujetar la chapa. Las mismas se deben acercar y alejar entre sí para lograr este cometido, mediante un movimiento suave para no generar daños superficiales.

***Figura 12**: Representación del movimiento necesario para sujetar la chapa.*

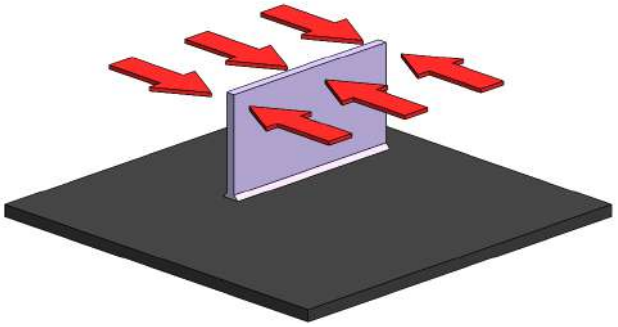
Movimiento de acercamiento/alejamiento de la herramienta a la chapa



Movimiento mostrado en la **Fig.13** de la herramienta para acercarse a la chapa y así posicionarse según requerimientos y características geométricas.

***Figura 13**: Representación del movimiento necesario el acercamiento de la herramienta.*

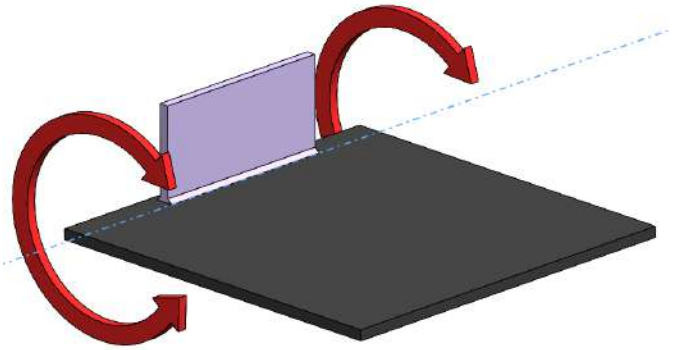
Movimiento de posicionamiento lateral de la herramienta



Movimiento mostrado en la **Fig.14** de posicionamiento lateral de la herramienta para poder realizar dobleces en ambos sentidos con una misma herramienta doble.

***Figura 14**: Representación del movimiento necesario para el desplazamiento lateral de la herramienta.*

Movimiento de rotación de la herramienta



Movimiento mostrado en la **Fig.15** de rotación de la herramienta mediante el cual se dobla la chapa.

***Figura 15**: Representación del movimiento de rotación de la herramienta utilizado para doblar la chapa.*

Propuestas para realizar los movimientos requeridos

Como vimos anteriormente la chapa presenta 4 movimientos, 3 de traslación y uno de rotación. Hay que considerar que para desplazar la chapa en cualquiera de las trayectorias, esta debe ser sujetada de manera firme, para lograr movimientos precisos de la misma, pero al mismo tiempo sin producir daños superficiales.

Como opciones de sujeción podemos considerar:

- Mordazas de apriete.
- Electroiman.
- Por succión (vacío).

SUJECIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Mordazas	- Gran fuerza de agarre.	- Posibilidad de daños superficiales. - Complejidad en la manipulación de la chapa.
Electroiman	- Gran poder de agarre. - Menor movimiento relativo en la sujeción, disminuyendo daños superficiales. - Gran control en los movimientos de la chapa.	- Necesidad de alimentación eléctrica.
Succión	- Contacto en la sujeción mediante gomas, evitando daños superficiales.	- Necesidad de una turbina para generar vacío. - Menor fuerza de agarre. - Dispositivo muy grande.

Para las trayectorias se pueden usar movimientos lineales, rotacionales o combinación de ambos, mediantes actuadores. Estos pueden ser:

- Electricos.
- Mecánicos.
- Hidráulicos.
- Neumáticos.

Por otro lado tenemos las mordazas que sostienen la chapa en la zona de pliegue, cuyo objetivo es producir una fuerza a la chapa en dirección contraria a la fuerza que produce el actuador que realiza el plegado.

Para realizar este movimiento tenemos que considerar una opción que sea suave para no dañar la chapa. Como alternativas tenemos dispositivos:

- Eléctricos.
- Mecánicos.
- Hidráulicos.

Por último tenemos el movimiento principal, es decir, el que realiza la herramienta sobre la chapa para lograr el plegado. Este movimiento tiene que ser con precisión para lograr un buen trabajo, respetando los ángulos y radios de pliegue requeridos. Por otro

lado hay que considerar que la herramienta tiene que ejercer sobre la chapa una fuerza tal que supere el límite elástico y así lograr la deformación requerida.

Para dicho cometido se puede usar:

- Actuadores hidráulicos.
- Actuadores mecánicos.
- Actuadores eléctricos.
- Combinación de los anteriores.

PRINCIPIO DE ACCIONAMIENTO	POSIBLE ACTUADOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Mecánico	-Engranajes -Biela-Manivela		-Necesidad de otro sistema de accionamiento para funcionar
Neumático	-Cilindro -Actuador rotativo	-Fluido de trabajo: aire -No se necesitan mangueras de retorno lo que simplifica la instalación -Compatibilidad con lógica de control -Al ser el aire comprensible genera un amortiguamiento en caso de bloquearse el cilindro.	-Dificultad en el control de movimientos. -Necesidad de instalar un compresor y un acumulador (gran espacio) -Costo -Alta frecuencia de mantenimiento -Peligro por sobrepresión -Accionamiento rápido (desventaja para el objetivo buscado) -El sistema queda inutilizado ante un corte de luz
Hidráulico	-Cilindro. -Actuador rotativo.	-Excelente control de los movimientos (posición del actuador) -Alta capacidad de carga. -Compatibles con lógica de control. -Posibilidad de regular con mayor facilidad la velocidad de los actuadores	-Alta frecuencia de mantenimiento -Riesgo de fugas de aceite -Necesidad de instalar una bomba y un depósito de aceite -Peligro si se da sobrepresión -Mangueras de retorno adicionales El sistema queda inutilizado ante un corte de luz

Eléctrico	-Motor paso a paso -Motores AC/DC	-Disponibilidad de la energía -Versatilidad -Fácil compatibilización con un sistema de control -Fácil instalación entre componentes -Presición -Fiabilidad -Silenciosos -Buen control de los movimientos (posición del actuador)	-Potencia limitada -El sistema queda inutilizado ante un problema eléctrico o corte de luz

Propuesta seleccionada

La solución que proponemos consiste en utilizar un mecanismo tipo puente grúa con un sistema de sujeción por vacío para levantar chapas apiladas en una posición designada y colocarlas sobre una mesa, la cual cuenta con pelitos de goma para soportar la chapa y evitar que esta se flexione por su propio peso. Se sujeta la chapa mediante un electroimán el cual cuenta con capacidad de rotar 360 grados y trasladarse en una dirección (longitudinal). Mediante lo explicado anteriormente planeamos posicionar la chapa y utilizar un sistema de doblado basados en la rotación de superficies que acompañe la chapa durante el movimiento, este sistema es accionado de forma hidráulica para acercar la herramienta a la chapa y eléctrica/mecánica para hacer el movimiento de plegado. La herramienta tiene la posibilidad de rotar 180° para realizar el plegado, logrando así la posibilidad de ubicarse por encima o debajo de la chapa pudiendo realizar plegados en ambos sentidos.

La utilización del puente grúa se debe a que es un sistema de posicionamiento que no interfiere con el funcionamiento de la máquina si se decide doblar chapas de tamaños mayores.

Al trabajar con varios espesores y con las chapas apiladas, en una primer instancia no podemos garantizar que el electroimán sujete solo una chapa sin la necesidad de realizar maniobras para soltar el excedente, por lo que nos decantamos por utilizar un sistema de sujeción en base al vacío para realizar el movimiento vertical. Cómo garantizamos tener una sola chapa levantada, decidimos utilizar un electroimán en la mesa ya que estos poseen la fuerza suficiente para sostener la chapa, son compactos y facilitan el control de la mesa al no tener que usar circuitos neumáticos. También cabe aclarar que la sujeción por medios mecánicos fue una opción considerada pero dejada de lado debido a la necesidad de acceder a ambos lados de la chapa para sostenerla, lo cual limitaría la movilidad y posibles plegados.

El planteo de doblar la chapa mediante la rotación de superficies que acompañan la pieza surge de que de esta manera reducimos el movimiento relativo entre las superficies lo cual esperamos es una manera de reducir los daños a las terminaciones superficiales y buscamos lograr este movimiento mediante un sistema de rotación de una herramienta accionada por un cilindro hidráulico. Este cumple la función de acercar o alejar la herramienta de la chapa, para así también ajustarse a los diferentes espesores de chapa. El giro del cilindro se hará por medio de un sistema mecánico (engranaje-cremallera circular) y un actuador eléctrico, el cual se encarga de efectuar la rotación del engranaje anteriormente mencionado.

Por razones de no generar un extenso análisis, se acota el proyecto incluyendo en este informe únicamente el desarrollo de los movimientos mencionados a continuación:

- Movimiento longitudinal de la chapa (acercamiento de la chapa a la zona de plegado).
- Rotación de la chapa con respecto al eje vertical.
- Sujeción de la chapa para el plegado.
- Movimiento de acercamiento/alejamiento de la herramienta a la chapa.
- Movimiento de posicionamiento lateral de la herramienta.
- Rotación de la herramienta para realizar el plegado.

Excluyendo del mismo los movimientos restantes:

- Movimiento vertical de la chapa
- Movimiento lateral de la chapa (para introducirla y sacarla de la mesa).

Capítulo 7: Diseño y cálculos

Cálculos preliminares

Antes de comenzar a realizar cálculos y elegir los actuadores, seleccionaremos la característica de la chapa que nos posicione en la peor condición.

CHAPA ACERO			CHAPA ALUMINIO		CHAPA INOXIDABLE	
Designación	Espesor [mm]	Peso x m2	Espesor [mm]	Peso x m2	Espesor [mm]	Peso x m2
N° 30	0,300	2,40	0,20	0,54	0,20	1,60
N° 28	0,350	2,80	0,25	0,68	0,25	2,00
N° 26	0,450	3,60	0,30	0,81	0,30	2,40
N° 25	0,500	3,93	0,40	1,08	0,40	3,20
N° 24	0,550	4,40	0,50	1,35	0,50	4,00
N° 23	0,650	5,10	0,60	1,62	0,60	4,80
N° 22	0,700	5,60	0,70	1,89	0,70	5,60
N° 21	0,800	6,28	0,80	2,16	0,80	6,40
N° 20	0,900	6,90	0,90	2,43	0,90	7,20
N° 19	1,100	8,64	1,00	2,70	1,00	8,00
N° 18	1,250	10,00	1,25	3,38	1,25	10,00
N° 17	1,400	10,99	1,50	4,05	1,50	12,00
N° 16	1,600	12,56	1,75	4,73	1,75	14,00
N° 14	2,000	15,70	2,00	5,40	2,00	16,00
N° 13	2,250	17,66	2,25	6,08	2,25	18,00
N° 12	2,500	19,63	2,50	6,75	2,50	20,00
N°11	2,850	22,37	3,00	8,10	3,00	24,00
1/8"	3,175	25,12				

Características de la chapa de mayor tamaño que se desea doblar

- Espesor: 2 mm
- Lado: 1500 mm
- Peso maxima (Caso chapa de acero inoxidable): 37 kg
- Máxima tensión de fluencia (Caso acero 1020 laminado en frío): 325 MPa

Torque requerido para el doblado

Para el cálculo del torque requerido para el doblado se parte de un diagrama simplificado de la herramienta como el de la **Fig.16**.

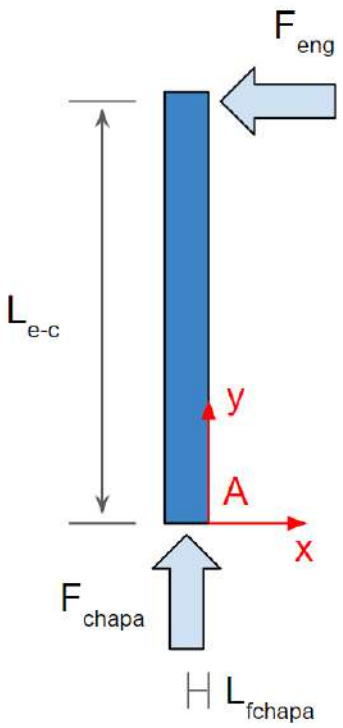


***Figura 16**: Diagrama simplificado de la herramienta de doblado.*

Para averiguar la fuerza F_{eng} primero se calcula el momento interno que se genera al doblar una chapa utilizando la siguiente ecuación (**Fig.17**) que fue obtenida del paper **[1]** y luego levemente modificada para considerar el ancho de la chapa.

$$M_{internal} = w\ K \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{(n+1)} \left(\frac{1}{\rho}\right)^{n} \frac{t^{n+2}}{n+2}$$

***Figura 17**: Ecuación de momento interno en plegado de chapa.*

Tomando los valores de espesor y ancho de la chapa de mayores dimensiones que se planea doblar, con un radio de curvatura igual al espesor, utilizando 1270 MPa de factor de endurecimiento y 0.45 como exponente de endurecimiento se tiene que:

$$M_{internal} = w \cdot K \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{(n+1)} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{n} \cdot \frac{t^{n+2}}{n+2}$$

$$M_{internal} = 1500 \cdot 1270 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{(0.45+1)} \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^{0.45} \cdot \frac{2^{0.45+2}}{0.45+2}$$

$$M_{internal} = 1402000\ N \cdot mm$$

$$M_{internal} = 1402\ N \cdot m$$

Siendo

$M_{internal} = Momento\ interno\ [N \cdot mm]$

$w = Ancho\ de\ la\ chapa\ a\ doblar\ [mm]$
$K = Coeficiente\ de\ endurecimiento\ [MPa]$
$n = Exponente\ de\ endurecimiento\ [Adimensional]$
$t = Espesor\ de\ la\ chapa\ a\ doblar\ [mm]$
$\rho = Radio\ de\ curvatura\ del\ doblez\ [mm]$

Fuerza requerida para el doblado

Se plantea que la herramienta genera en la chapa la fuerza mostrada en la **Fig.18** y en base a esto se calcula un balance de momentos respecto a A para contrarrestar el momento interno generado en el doblado.

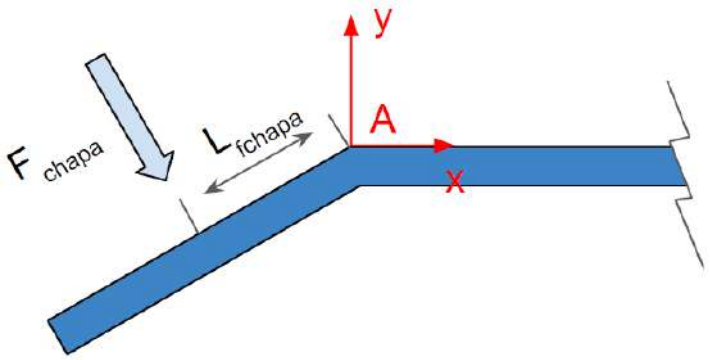


***Figura 18**: Diagrama simplificado del doblado de la chapa.*

$$\Sigma M = 0$$
$$\Sigma M = F_{chapa} \cdot L_{fchapa} - M_{internal}$$
$$0 = F_{chapa} \cdot 0.01 - 1402$$
$$F_{chapa} = \frac{1402}{0.01}$$
$$F_{chapa} = 140200\ N$$

Finalmente se plantea un nuevo balance de momentos en base a la **Fig.16** para determinar la fuerza tangencial necesaria para actuar la herramienta.

$$\Sigma M = 0$$
$$\Sigma M = F_{teng} \cdot L_{e-c} - F_{chapa} \cdot L_{fchapa}$$
$$0 = F_{teng} \cdot 0.5 - 140200 \cdot 0.01$$
$$F_{teng} = \frac{140200 \cdot 0.01}{0.5}$$
$$F_{teng} = 2804\ N$$

Siendo

$M_{internal} = Momento\ interno\ [N \cdot m]$

$F_{chapa} = Fuerza\ entre\ la\ chapa\ y\ la\ herramienta\ [N]$

$L_{fchapa} = Distancia\ de\ aplicación\ de\ la\ fuerza\ entre\ la\ chapa\ y\ la\ herramienta\ [m]$

$F_{teng} = Fuerza\ tangencial\ del\ engranaje\ [N]$

$L_{e-c} = Distancia\ entre\ el\ eje\ del\ engranaje\ que\ acciona\ el\ movimiento\ de\ la\ herramienta\ y\ la\ chapa\ [m]$

Sistema de giro de la herramienta

Determinada ya la fuerza tangencial necesaria para realizar el doblado se procede al diseño y cálculo del sistema de giro el cual consiste en un carro que gira sobre guías curvas accionado por un motor eléctrico como se muestra en las **Fig.19** y **Fig.20**.

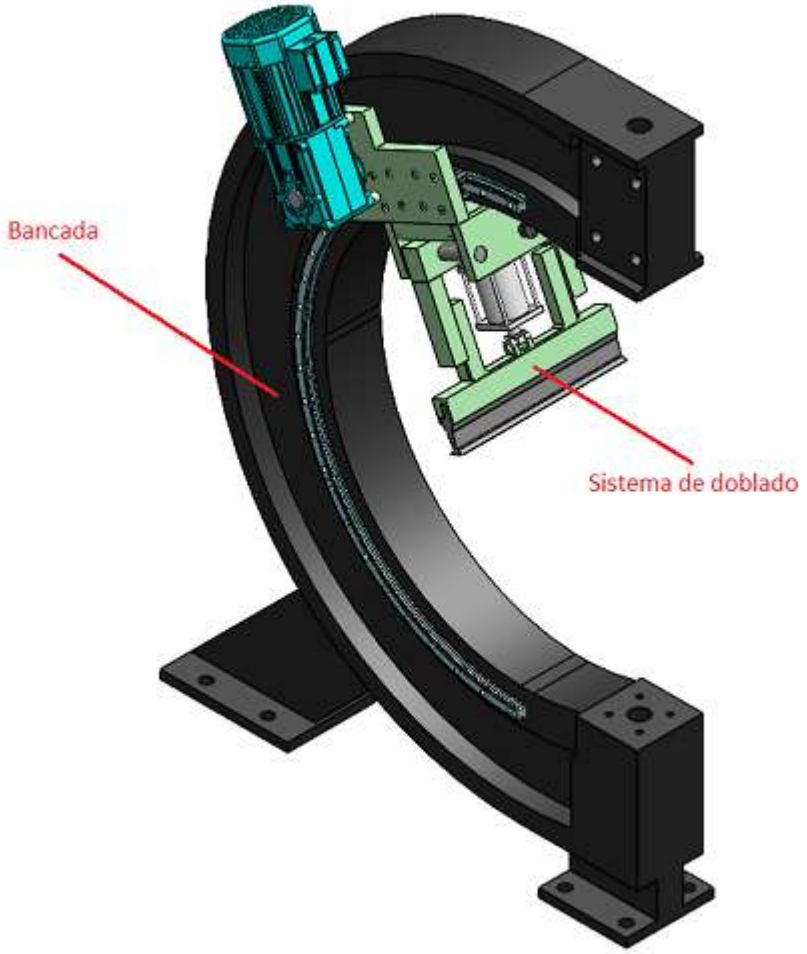


***Figura 19**: Arco de bancada y sistema de doblado.*

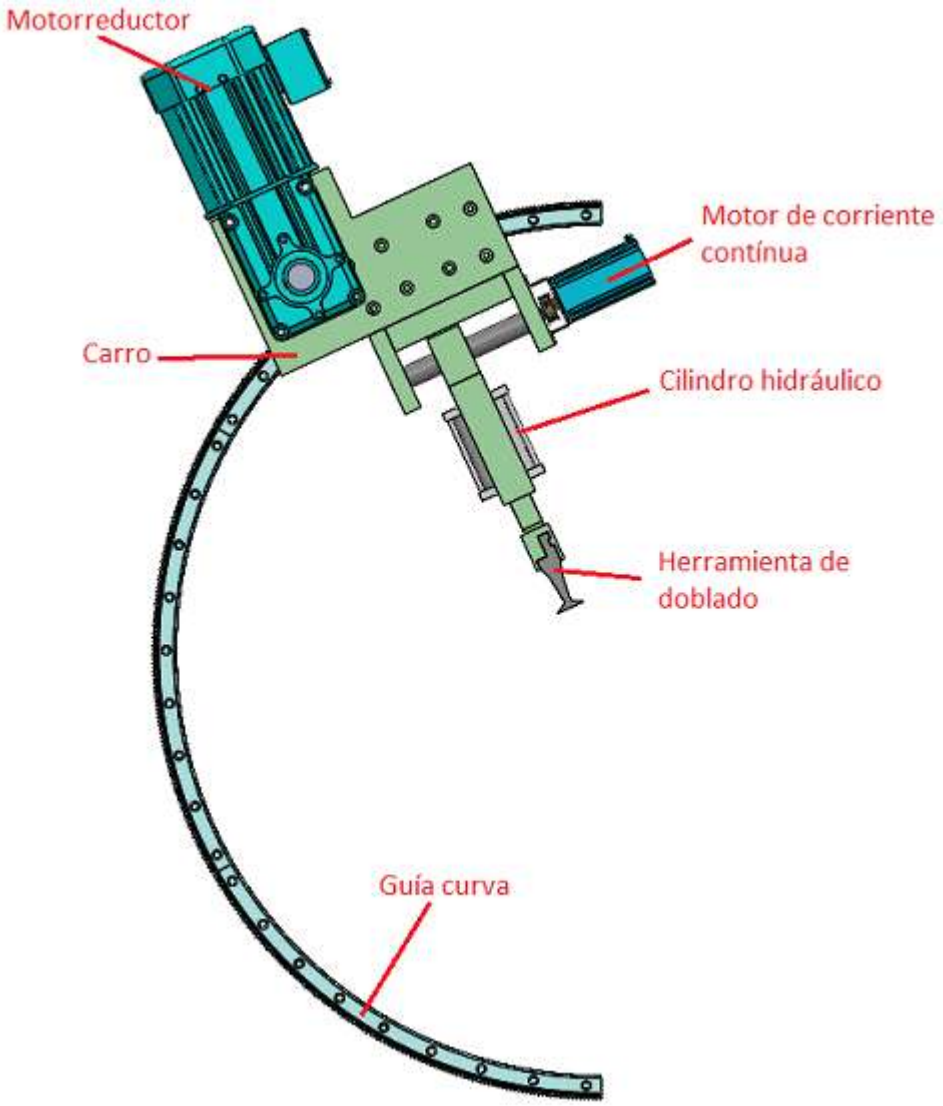


***Figura 20**: Parte exterior del sistema de doblado.*

El motor se encuentra sobre el carro y mediante la acción de un engranaje en el eje del motor y otro de gran diámetro montado sobre la bancada se produce la fuerza tangencial requerida para el desplazamiento como se aprecia en la **Fig.21**.

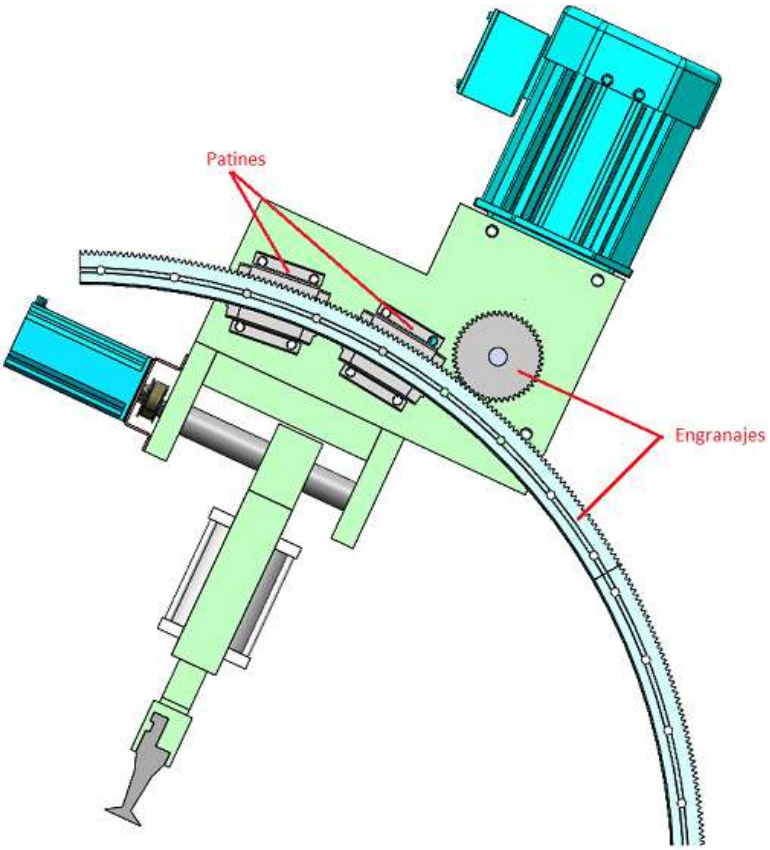


***Figura 21**: Parte interior del sistema de doblado.*

A partir del momento requerido para doblar la chapa y especificando una velocidad de rotación de la herramienta (7.5 RPM) para cumplir con los requisitos de producción especificados estimamos la potencia necesaria para el doblado.

$$P_{dt} = M_{dt} \cdot \omega_d \cdot \frac{\pi}{30}$$

$$P_{dt} = 1402 \cdot 7.5 \cdot \frac{\pi}{30}$$

$$P_{dt} = 1101\ W$$

Siendo

$P_{dt} = Potencia\ de\ doblado\ total\ [W]$

$M_{dt} = Momento\ de\ doblado\ total\ [N \cdot m]$

$\omega_d = Velocidad\ angular\ de\ giro\ de\ la\ herramienta\ de\ doblado\ [RPM]$

Al plantearse la utilización de 4 secciones de doblado independientes para poder doblar chapas de menor tamaño sin tener que desplazar la totalidad de las herramientas el resto de los cálculos se realizan teniendo en cuenta una cuarta parte de la potencia total calculada.

$$P_{dh} = \frac{P_{dt}}{4}$$

$$P_{dh} = \frac{1101}{4}$$

$$P_{dh} = 275.25\ W$$

$$P_{dh} = 0.37\ HP$$

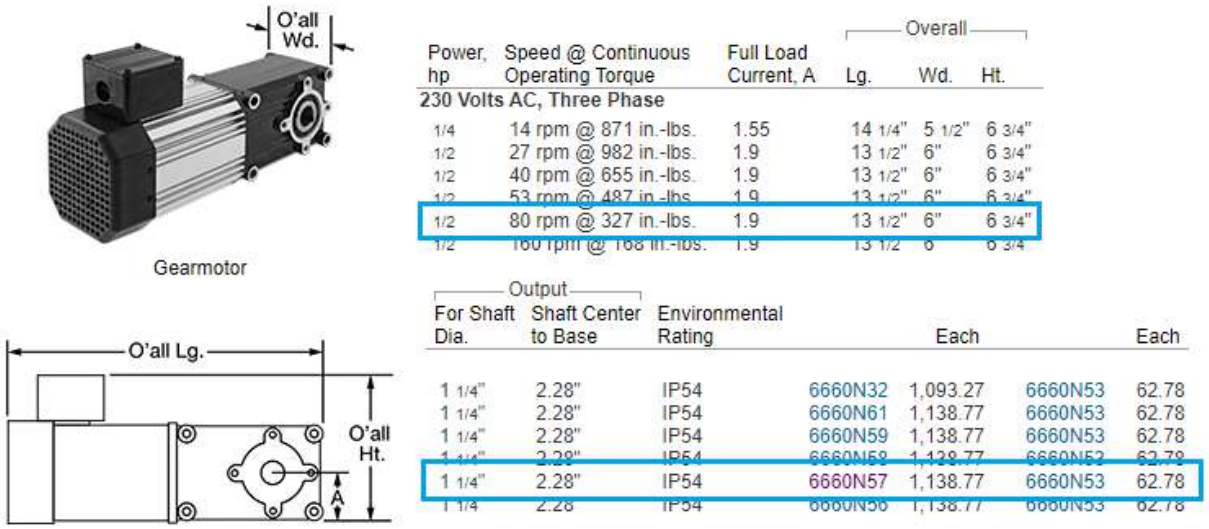
Siendo

$P_{dt} = Potencia\ de\ doblado\ total\ [W]$

$P_{dh} = Potencia\ de\ doblado\ por\ cada\ herramienta\ [W]$

Debido a las bajas velocidades planteadas se decide utilizar un motorreductor con una salida de ½ HP.

Se termina seleccionando un motorreductor de la página web McMaster-CARR con las características mostradas en la **Fig.22**



Power, hp	Speed @ Continuous Operating Torque	Full Load Current, A	Overall Lg.	Overall Wd.	Overall Ht.
230 Volts AC, Three Phase					
1/4	14 rpm @ 871 in.-lbs.	1.55	14 1/4"	5 1/2"	6 3/4"
1/2	27 rpm @ 982 in.-lbs.	1.9	13 1/2"	6"	6 3/4"
1/2	40 rpm @ 655 in.-lbs.	1.9	13 1/2"	6"	6 3/4"
1/2	53 rpm @ 487 in.-lbs.	1.9	13 1/2"	6"	6 3/4"
1/2	80 rpm @ 327 in.-lbs.	1.9	13 1/2"	6"	6 3/4"
1/2	160 rpm @ 168 in.-lbs.	1.9	13 1/2	6	6 3/4

Output For Shaft Dia.	Output Shaft Center to Base	Environmental Rating		Each		Each
1 1/4"	2.28"	IP54	6660N32	1,093.27	6660N53	62.78
1 1/4"	2.28"	IP54	6660N61	1,138.77	6660N53	62.78
1 1/4"	2.28"	IP54	6660N59	1,138.77	6660N53	62.78
1 1/4"	2.28"	IP54	6660N58	1,138.77	6660N53	62.78
1 1/4"	2.28"	IP54	6660N57	1,138.77	6660N53	62.78
1 1/4	2.28	IP54	6660N56	1,138.77	6660N53	62.78

***Figura 22**: Catálogo de motores y selección.*

Luego se seleccionaron las guías curvas HCR 25A+60/500R (**Fig.23** y **Fig.24**) de la marca THK ya que estas soportan 19.9 kN de fuerza radial por cada patín y tienen un radio medio en la pista de 500 mm que es adecuado según las especificaciones que se plantearon al comienzo del diseño de la máquina.

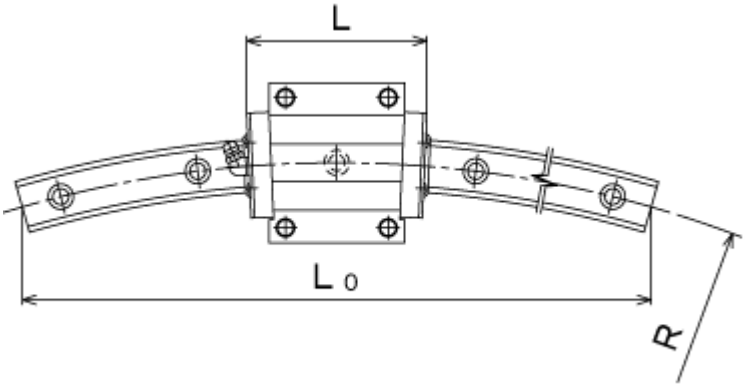


***Figura 23**: Esquema de guia curva selecionada.*

Model No.	Outer dimensions			Basic load rating		Detail specifications	CAD		Dimensional drawing
				Radial					
	Height M	Width W	Length L	Dynamic rating C	Static rating C_0		2D (DXF)	3D	
	mm	mm	mm	kN	kN				
HCR 12A+60/100R	18	39	44.6	4.7	8.53	○			
HCR 15A+60/150R	24	47	54.5	6.66	10.8	○			
HCR 15A+60/300R	24	47	55.5	8.33	13.5	○			
HCR 15A+60/400R	24	47	55.8	8.33	13.5	○			
HCR 25A+60/500R	36	70	81.6	19.9	34.4	○			
HCR 25A+60/750R	36	70	82.3	19.9	34.4	○			

***Figura 24**: Catálogo de guías curvas.*

Considerando que la rueda dentada de las guías curvas tienen un diámetro primitivo de 1029 mm, módulo 1.5 y se desea obtener una velocidad de rotación de la herramienta de 7.5 RPM se tiene que:

$$\omega_{mr} = \omega_h \cdot i_{eng}$$
$$80 = 7.5 \cdot i_{eng}$$
$$i_{eng} = 10.67$$

Siendo

$\omega_h = Velocidad\ angular\ de\ la\ herramienta [RPM]$

$\omega_{mr} = Velocidad\ angular\ de\ salida\ del\ motorreductor\ [RPM]$

$i_{eng} = Relación\ de\ reducción\ entre\ el\ engranaje\ del\ motorreductor\ y\ el\ de\ la\ bancada\ [Adimensional]$

Luego en base a la cantidad de dientes que tendría el engranaje de la bancada en caso de abarcar 360º se calcula la cantidad de dientes del engranaje del motorreductor que mejor se ajuste a la reducción que se desea obtener.

$$Z_b = \frac{D_{pb}}{m_b}$$
$$Z_b = \frac{1029}{1.5}$$
$$Z_b = 686$$

Siendo

$Z_b = Número\ de\ dientes\ del\ engranaje\ de\ la\ bancada\ [Adimensional]$

$D_{pb} = Diámetro\ primitivo\ del\ engranaje\ de\ la\ bancada\ [mm]$

$m_b = Módulo\ del\ engranaje\ de\ la\ bancada\ [mm]$

$$i_{eng} = \frac{Z_b}{Z_{mr}}$$
$$10.67 = \frac{686}{Z_{mr}}$$
$$Z_{mr} = 64.29$$

Se decide finalmente utilizar un engranaje en el motorreductor de 65 dientes ya que es la cantidad de dientes impares que nos otorga una relación de reducción cercana a la deseada. La utilización de un engranaje con dientes impares es para que el desgaste entre los dientes de ambos engranajes se produzca de manera uniforme al variar los dientes que entran en contacto.

$$Z_{mr} = 65$$
$$i_{eng} = \frac{Z_b}{Z_{mr}}$$
$$i_{eng} = \frac{686}{65}$$
$$i_{eng} = 10.55$$

Siendo

$Z_b = Número\ de\ dientes\ del\ engranaje\ de\ la\ bancada\ [Adimensional]$

$Z_{mr} = Número\ de\ dientes\ del\ engranaje\ del\ motorreductor\ [Adimensional]$

$i_{eng} = Relación\ de\ reducción\ entre\ el\ engranaje\ del\ motorreductor$
$y\ el\ de\ la\ bancada\ [Adimensional]$

Cálculos de engranaje

Se expresan las siguientes características del engranaje:

$$Material = SAE\ 4140$$
$$Diámetro\ de\ paso\ (D_{eng1}) = 1029\ mm$$
$$Diámetro\ de\ paso\ (D_{eng2}) = 97.5\ mm$$
$$Ángulo\ de\ presión\ (\phi) = 0.349\ rad\ (20°)$$
$$Módulo\ (m) = 1.5\ mm$$

De estas propiedades se calculan los siguientes parámetros según la geometría estándar definida por la American Gear Manufacturers Association (AGMA) **[9]**:

$$Adendum\ (a) = 1 \cdot m = 1.5\ mm$$
$$Dedendum\ (b) = 1.25 \cdot m = 1.875\ mm$$
$$Número\ de\ dientes\ (N_1) = \frac{D_{eng1}}{m} = 686$$
$$Número\ de\ dientes\ (N_2) = \frac{D_{eng2}}{m} = 65$$

Considerando el ángulo de presión de 20 grados se calcula las fuerzas radiales

$$F_{reng} = F_{teng} \cdot tan(\phi)$$
$$F_{reng} = 2804 \cdot tan(0.349)$$
$$F_{reng} = 1020\ N$$

Siendo

$\phi = Ángulo\ de\ presión\ [rad]$

$F_{teng} = Fuerza\ tangencial\ en\ el\ engranaje\ [N]$

$F_{reng} = Fuerza\ radial\ en\ el\ engranaje\ [N]$

Para determinar la razón de contacto se tiene que:

$$Z = \sqrt{(r_{eng1} + a)^2 - (r_{eng1} \cdot cos(\phi))^2} + \sqrt{(r_{eng2} + a)^2 - (r_{eng2} \cdot cos(\phi))^2} - C \cdot sen(\phi)$$
$$Z = \sqrt{(48.75 + 1.5)^2 - (48.75 \cdot cos(0.349))^2}$$
$$+ \sqrt{(514.5 + 1.5)^2 - (514.5 \cdot cos(0.349))^2} - C \cdot sen(0.349)$$
$$Z = 20.65 + 180.28 - 192.6$$
$$Z = 8.33\ mm$$

$$mp = \frac{Z}{\pi \cdot cos(\phi) \cdot m}$$
$$mp = \frac{8.33}{4.43}$$
$$mp = 1.88$$

La razón de contacto se encuentre por sobre el mínimo aceptable para operación suave de 1.2 y supera también el valor mínimo recomendado de 1.4 por lo que se considera aceptable.

Siendo

$mp = Razón\ de\ contacto\ [Adimensional]$
$Z = Longitud\ de\ acción\ [mm]$
$\phi = Ángulo\ de\ presión\ [rad]$
$r_{eng} = Radio\ de\ paso\ del\ engranaje\ [mm]$
$C = Distancia\ entre\ centros\ de\ los\ engranajes\ [mm]$
$a = Adendum\ [mm]$

Se utilizan criterios de resistencia y la ecuación de esfuerzo a la flexión de la AGMA para verificar que las cargas aplicadas puedan ser soportadas por los dientes de ambos engranajes.

En el caso del engranaje del eje del motor se tiene que:

$$\sigma_{AGMA} = \frac{F_t}{w \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B$$

$$\sigma_{AGMA} = \frac{2804}{w \cdot 1.5 \cdot 0.57} \cdot \frac{1.25 \cdot 1.7}{1} \cdot 1 \cdot 1$$

$$w = \frac{6969}{\sigma_{AGMA}}$$

Se calcula una tensión admisible con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{Admisible} = \frac{0.53 \cdot H_B + 88.25}{Fs}$$

$$\sigma_{Admisible} = \frac{0.53 \cdot 200 + 88.25}{1.5}$$

$$\sigma_{Admisible} = 129.5\ MPa$$

$$w = \frac{6969}{\sigma_{Admisible}}$$

$$w = \frac{6969}{129.5}$$

$$w = 53.81\ mm$$

$$w = 54\ mm$$

Siendo

$\sigma_{AGMA} = esfuerzo\ a\ la\ flexión\ de\ la\ AGMA\ [MPa]$
$\sigma_{Admisible} = Tensión\ admisible\ [MPa]$
$F_{teng} = Fuerza\ tangencial\ en\ el\ engranaje\ [N]$
$w = Ancho\ del\ engranaje\ [mm]$
$m = módulo\ [mm]$
$J = Factor\ geométrico\ para\ la\ flexión\ de\ la\ AGMA\ [Adimensional]$

$K_a = Factor\ de\ impacto\ carga\ [Adimensional]$

$K_m = Factor\ de\ distribución\ de\ carga\ [Adimensional]$

$K_v = Factor\ dinámico\ [Adimensional]$

$K_s = Factor\ de\ tamaño\ [Adimensional]$

$K_B = Factor\ de\ espesor\ del\ aro\ [Adimensional]$

$H_B = Dureza\ Brinell\ del\ material\ del\ engranaje$

En el caso del engranaje de de la bancada:

$$\sigma_{AGMA} = \frac{F_t}{w \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_B$$

$$\sigma_{AGMA} = \frac{2804}{w \cdot 1.5 \cdot 0.52} \cdot \frac{1.25 \cdot 1.7}{1} \cdot 1 \cdot 1$$

$$w = \frac{7639}{\sigma_{AGMA}}$$

$$w = \frac{7639}{\sigma_{Admisible}}$$

$$w = \frac{7639}{129.5}$$

$$w = 58.98\ mm$$

$$w = 60\ mm$$

Se termina decidiendo utilizar ambos engranajes de 60 mm de ancho.

Siendo

$\sigma_{AGMA} = esfuerzo\ a\ la\ flexión\ de\ la\ AGMA\ [MPa]$

$\sigma_{Admisible} = Tensión\ admisible\ [MPa]$

$F_{teng} = Fuerza\ tangencial\ en\ el\ engranaje\ [N]$

$w = Ancho\ del\ engranaje\ [mm]$

$m = módulo\ [mm]$

$J = Factor\ geométrico\ para\ la\ flexión\ de\ la\ AGMA\ [Adimensional]$

$K_a = Factor\ de\ impacto\ carga\ [Adimensional]$

$K_m = Factor\ de\ distribución\ de\ carga\ [Adimensional]$

$K_v = Factor\ dinámico\ [Adimensional]$

$K_s = Factor\ de\ tamaño\ [Adimensional]$

$K_B = Factor\ de\ espesor\ del\ aro\ [Adimensional]$

$H_B = Dureza\ Brinell\ del\ material\ del\ engranaje$

Luego se verifica la resistencia superficial de los dientes del engranaje mediante la fórmula de la resistencia contra el picado de la AGMA.

$$I = \frac{cos(\phi)}{(\frac{1}{\rho_{eng1}} + \frac{1}{\rho_{eng2}}) \cdot D_{eng1}}$$

$$I = \frac{cos(0.349)}{(\frac{1}{514.012} + \frac{1}{321.412})}$$

$$I = 3.81$$

$$K_p = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1-\nu^2}{E}}}$$

$$K_p = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1-0.27^2}{210000}}}$$

$$K_p = 190$$

$$\sigma_{PAGMA} = K_p \cdot \sqrt{\frac{F_t}{w \cdot D_{eng1} \cdot I} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_f}$$

$$\sigma_{PAGMA} = 190 \cdot \sqrt{\frac{2804}{60 \cdot 48.75 \cdot 0.224} \cdot \frac{1.25 \cdot 1.6}{1} \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\sigma_{PAGMA} = 556\ MPa$$

$$Fs = \frac{\sigma_{Admisible}}{\sigma_{PAGMA}}$$

$$Fs = \frac{750}{556}$$

$$Fs = 1.35$$

Siendo

$\sigma_{PAGMA} = esfuerzo\ superficiales\ de\ la\ AGMA\ [MPa]$

$\sigma_{Admisible} = Tensión\ admisible\ obtenida\ de\ tabla\ del\ libro\ de\ diseño\ [MPa]$

$F_t = Fuerza\ tangencial\ en\ el\ engranaje\ [N]$

$w = Ancho\ del\ engranaje\ [mm]$

$m = módulo\ [mm]$

$I = Factor\ geométrico\ superficial\ de\ la\ AGMA\ [Adimensional]$

$K_a = Factor\ de\ impacto\ carga\ [Adimensional]$

$K_m = Factor\ de\ distribución\ de\ carga\ [Adimensional]$

$K_v = Factor\ dinámico\ [Adimensional]$

$K_s = Factor\ de\ tamaño\ [Adimensional]$

$K_f = Factor\ de\ acabado\ superficial\ [Adimensional]$

$K_c = Coeficiente\ elástico\ [Adimensional]$

$\rho_{eng} = Radio\ de\ curvatura\ de\ los\ dientes\ del\ engranaje\ [mm]$

$\phi = Ángulo\ de\ presión\ [rad]$

$D_{eng1} = Diámetro\ del\ engranaje\ del\ eje\ del\ motor\ [mm]$

$E = Módulo\ elástico\ del\ material\ del\ engranaje\ [MPa]$

$\nu = Razón\ de\ Poisson\ del\ material\ del\ engranaje\ [MPa]$

Diseño y verificación de la bancada

Se define como requisito diseñar una bancada sobre la cual montar las guías curvas y el engranaje para producir el movimiento de rotación del sistema de doblado y además que esta sea lo suficientemente resistente y rígida para soportar las altas fuerzas producidas sin deformarse demasiado. Como último requisito se propone que uno de los lados de la bancada quede libre de obstrucciones con el fin de poder retirar las piezas una vez dobladas.

Luego de varias iteraciones sobre el diseño en base a resultados de simulaciones se llega a la versión mostrada en la **Fig.25** donde se aprecian los 4 arcos de la estructura principal y además la viga de refuerzo con columna lateral agregadas para disminuir las deformaciones.

En la **Fig.26** se muestra la sección de uno de los arcos que fue diseñada de forma tal de proveer suficiente apoyo para las guías curvas en su parte inferior y dotar al arco de un momento de área lo más alto posible intentando reducir la utilización de material.

Debido a los requisitos de resistencia y rigidez anteriormente mencionados se decide utilizar acero fundido para los arcos de bancada, chapas de acero SAE 1010 para la viga de refuerzo y caño cuadrado ASTM A 513 tipo 3 (IRAM 228) para la columna. **[6]**

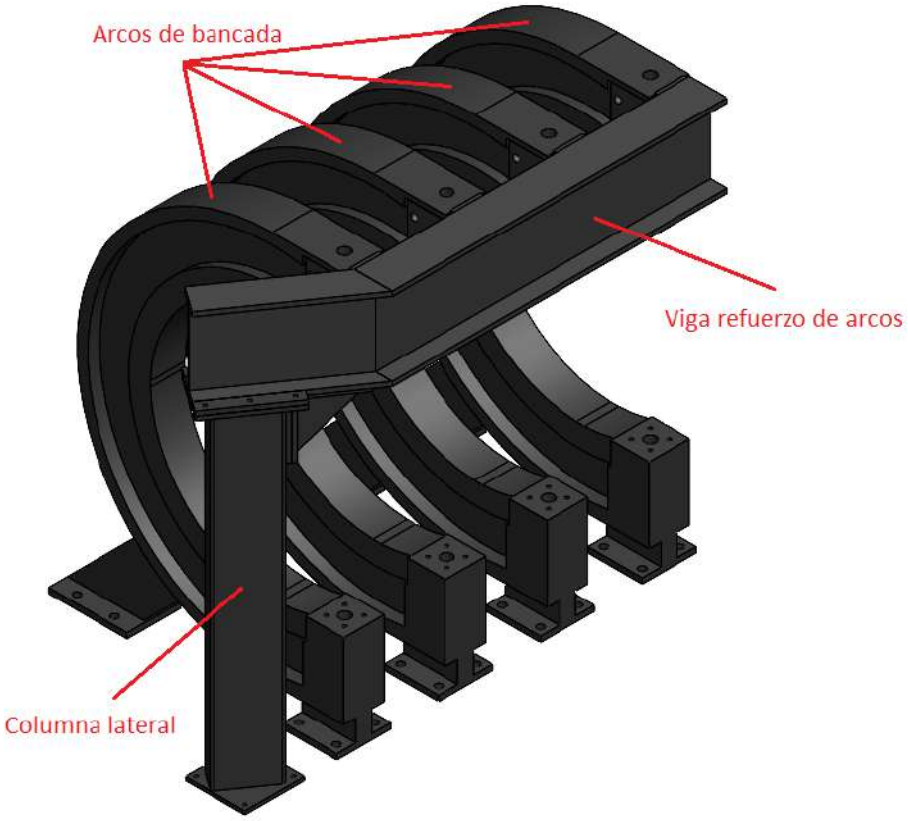


***Figura 25**: Esquema del conjunto de bancada.*

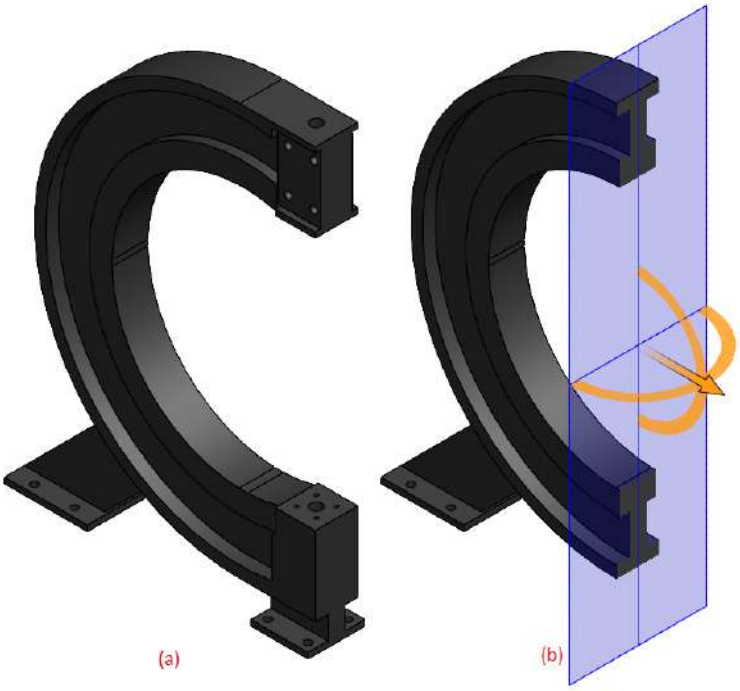


***Figura 26**: (a) Esquema de arco de bancada.*
(b) Corte mostrando la sección del arco de bancada.

Se utilizan simulaciones para verificar que los esfuerzos producto del doblado se encuentren por debajo del límite elástico del material de la bancada y a su vez que los

desplazamientos estén dentro de un rango aceptable para producir los doblados con la precisión deseada.

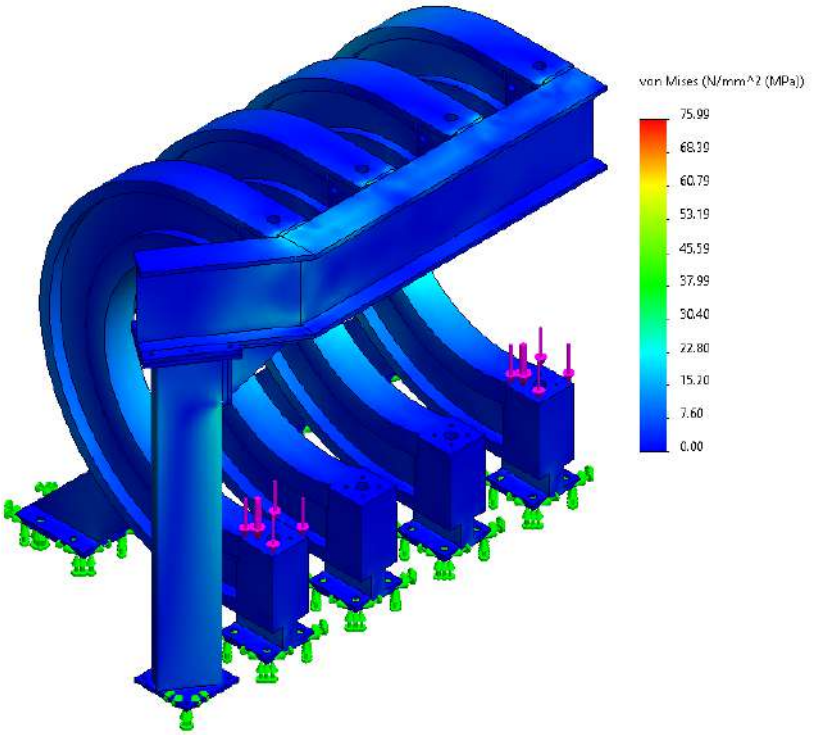


***Figura 27**: Tensiones obtenidas por la simulación de la bancada.*

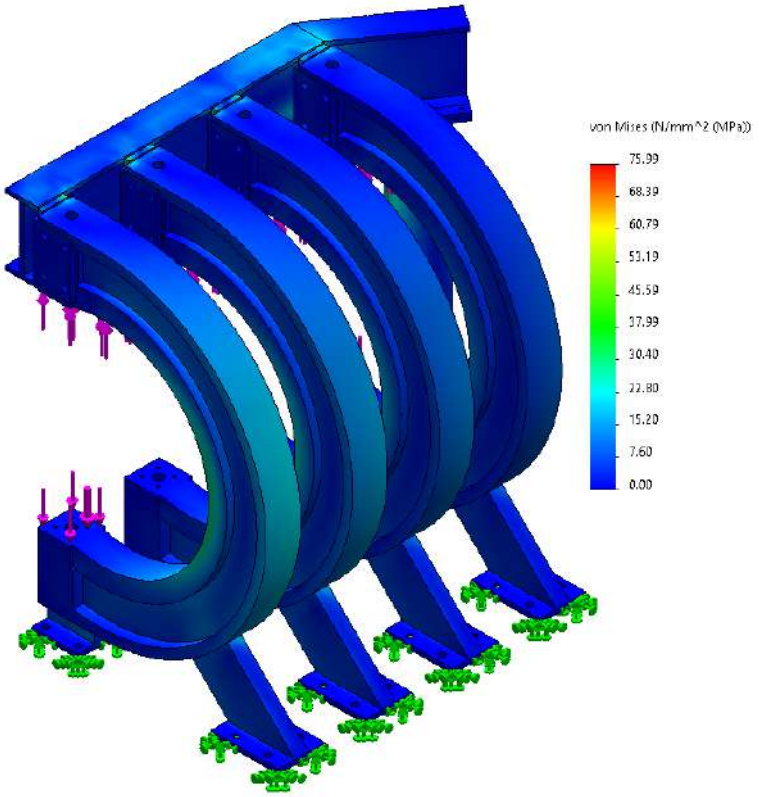


***Figura 28**: Tensiones obtenidas por la simulación de la bancada.*

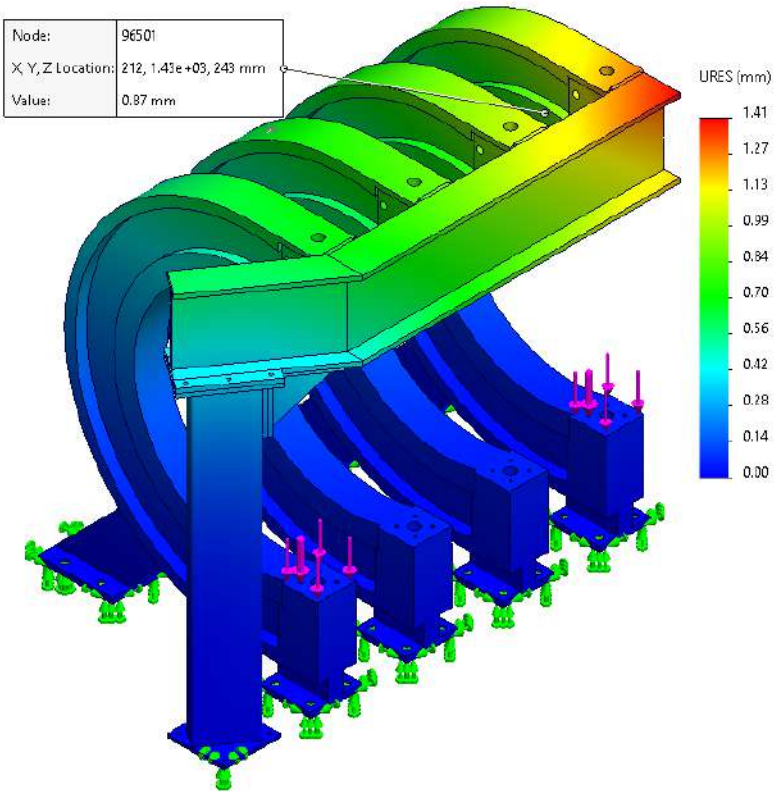


***Figura 29**: Desplazamientos obtenidos por la simulación de la bancada.*

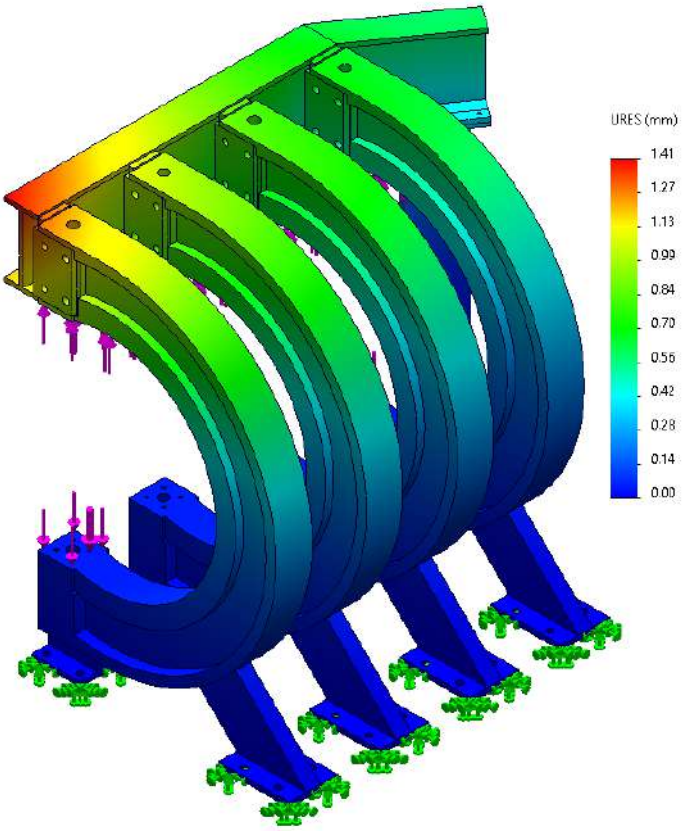


***Figura 30**: Desplazamientos obtenidos por la simulación de la bancada.*

Como se puede apreciar en las **Fig.27** y **Fig.28** las tensiones producidas en la peor situación de carga están muy por debajo del límite elástico de los materiales.

En cuanto a los desplazamientos mostrados en las **Fig.29** y **Fig.30** se hace hincapié en el punto marcado de la **Fig.29** que es la zona donde estaría la guía curva con mayor deflexión durante el doblado. Esta deflexión máxima es del orden de 1 mm por lo cual buscamos corregir el error introducido mediante medios electrónicos que se explican en la sección pertinente del informe.

Sistema de posicionamiento de la herramienta

Debido a que se plantea la utilización de la misma herramienta para realizar doblados en ambas direcciones y como se decidió que no se va a rotar la misma sobre su eje vertical es necesario que todas las herramientas de doblado sean simétricas y que la máquina cuente con un sistema de traslación de la herramienta capaz de alinear los bordes de la misma con el centro de rotación del doblado de la chapa.

A su vez también es necesaria la capacidad de acercar y alejar la herramienta para permitir el desplazamiento de la misma en los movimientos en los que no dobla la chapa. En la **Fig.31** se aprecian los componentes del sistema de traslación y acercamiento de la herramienta.

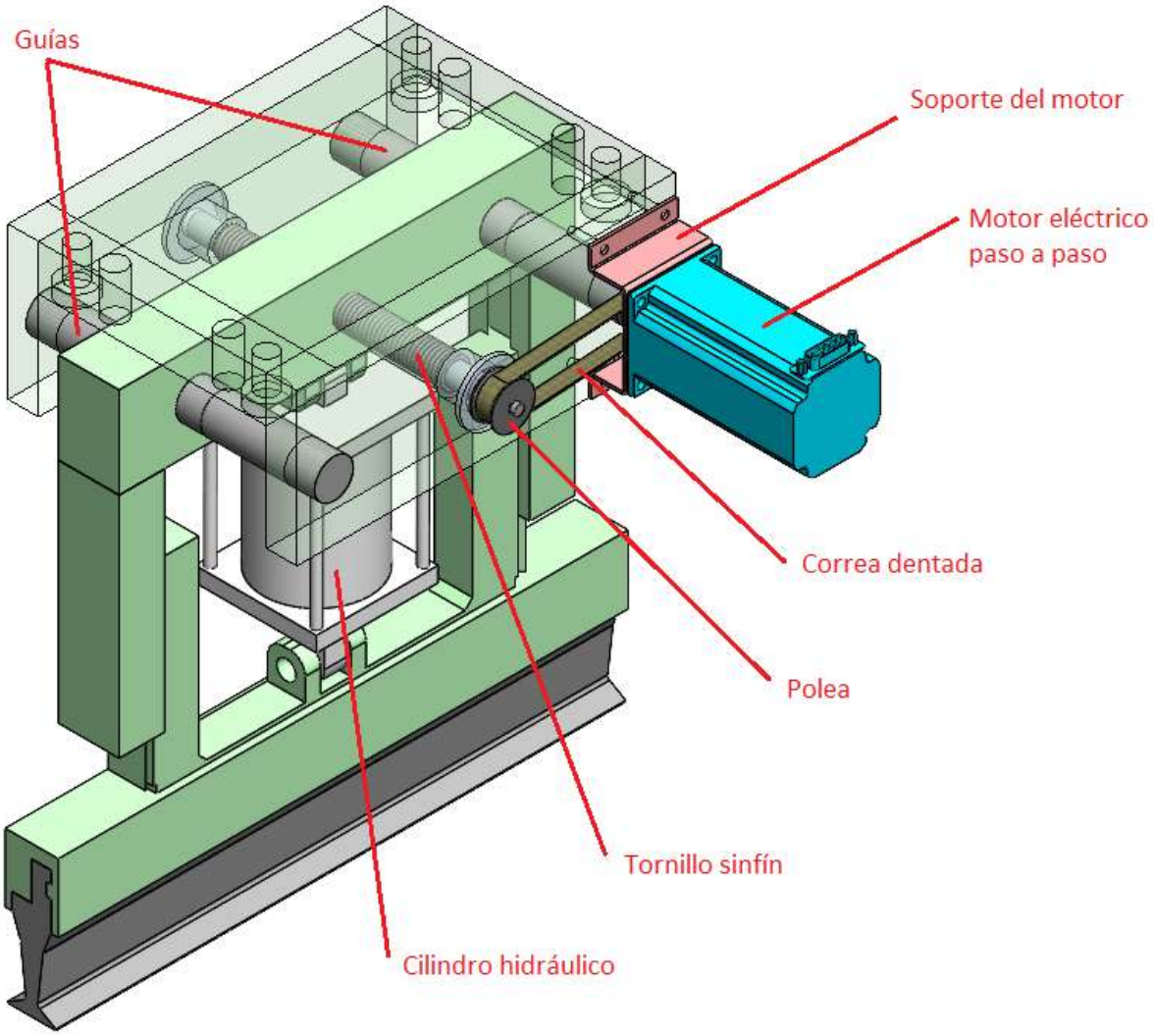


***Figura 31**: Esquema general del sistema de traslación y acercamiento de la herramienta.*

Traslación de la herramienta

Carro

Para verificar la resistencia del carro se realizan simulaciones aplicando tanto la fuerza y el torque generados en el engranaje como la fuerza ejercida por la chapa al ser doblada. En la **Fig.32** se muestra el conjunto del carro sin el porta herramienta.

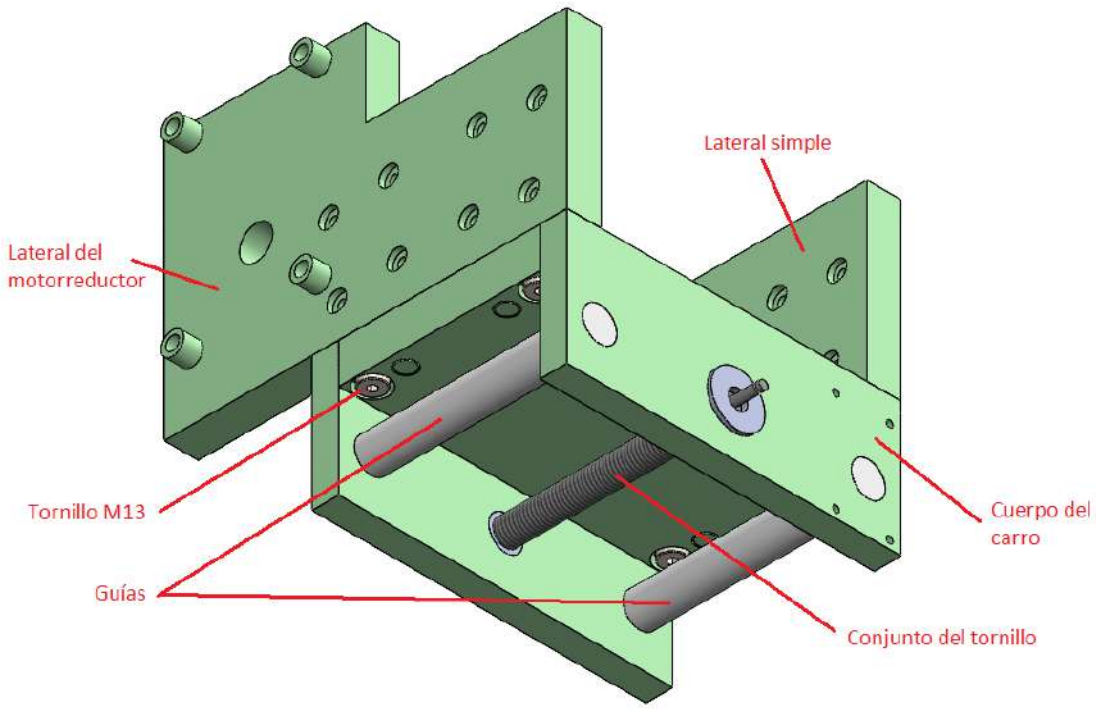


***Figura 32**: Esquema general del carro.*

Primero se simula el lateral del carro donde se monta el motorreductor ya que es el que se encuentra sometido a los mayores esfuerzos. Utilizando una fuerza lateral de 2804 N y un torque de 1401 Nm en los soportes del motorreductor y una fuerza de 17077 N en zona donde apoya el resto del carro. Además se plantean restricciones geométricas para restringir el movimiento de la misma forma que lo harían los patines. La configuración de la simulación se muestra en la **Fig.33** mientras que los resultados obtenidos en las **Fig.34** y **Fig.35**.

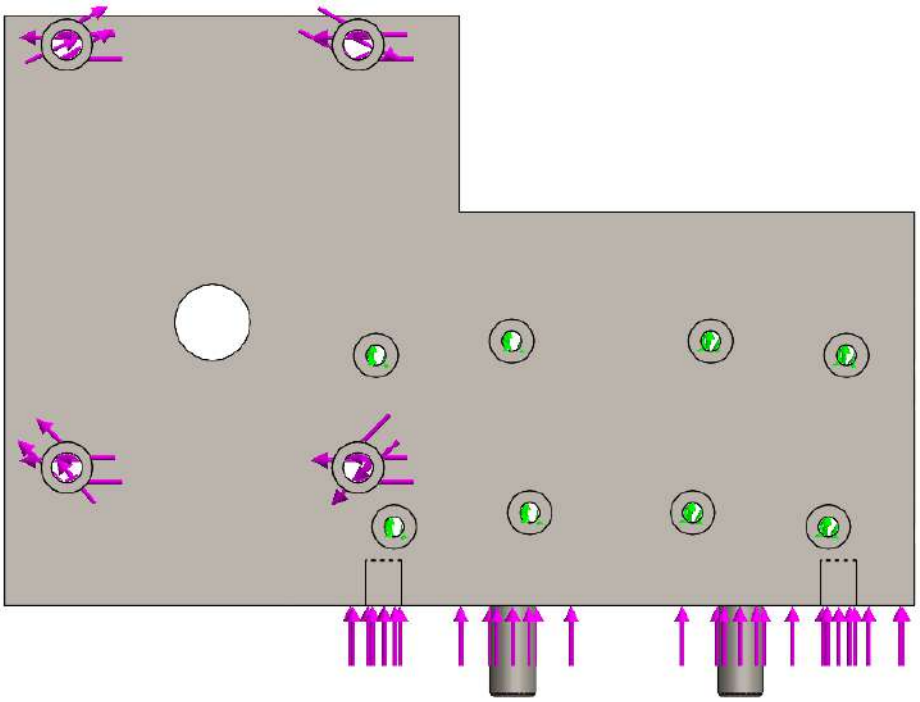


***Figura 33**: Configuración de la simulación del lateral del carro.*

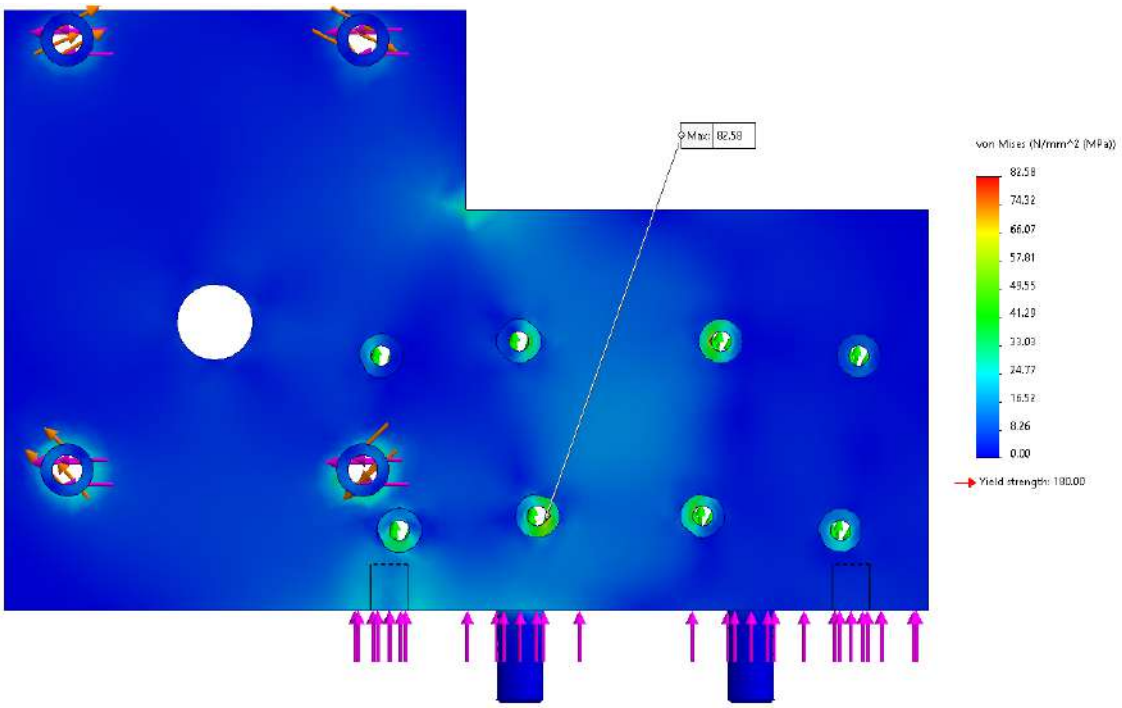


***Figura 34**: Tensiones resultantes de la simulación del lateral del carro.*

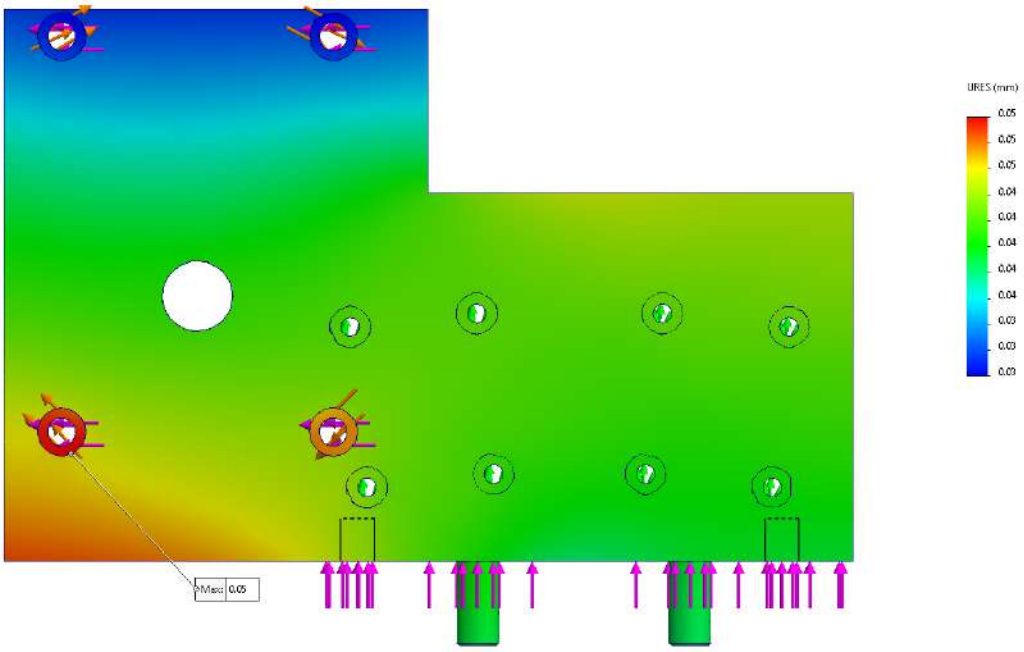


***Figura 35**: Desplazamientos resultantes de la simulación del lateral del carro.*

Luego se simula el cuerpo del carro aplicando las cargas de las guías en sus apoyos y sujetando como geometría fija la parte del carro donde apoyan los laterales como se muestra en la **Fig.36**.

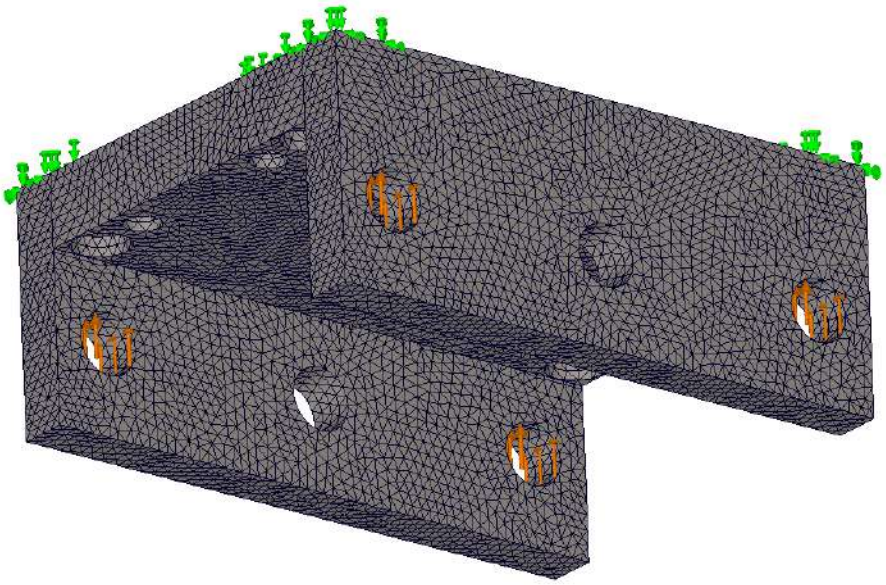


***Figura 36**: Mallado y aplicación de sujeciones y fuerzas en el cuerpo del carro.*

Los resultados obtenidos de las simulaciones se muestran a continuación en las **Fig.37** y **Fig.38**.

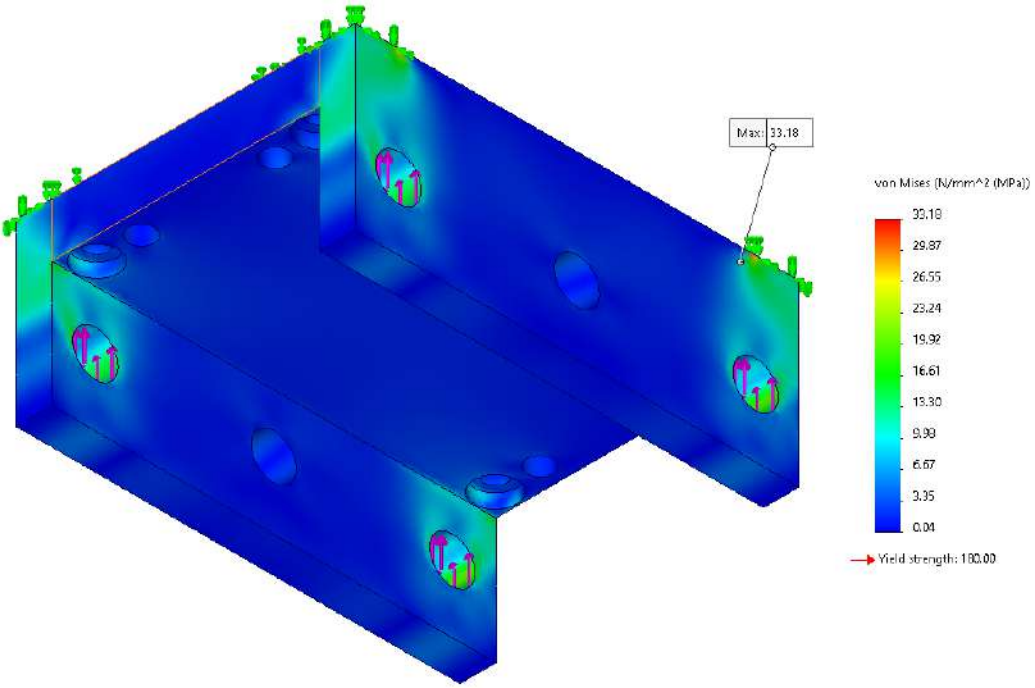


***Figura 37**:Tensiones resultantes de la simulación del cuerpo del carro.*

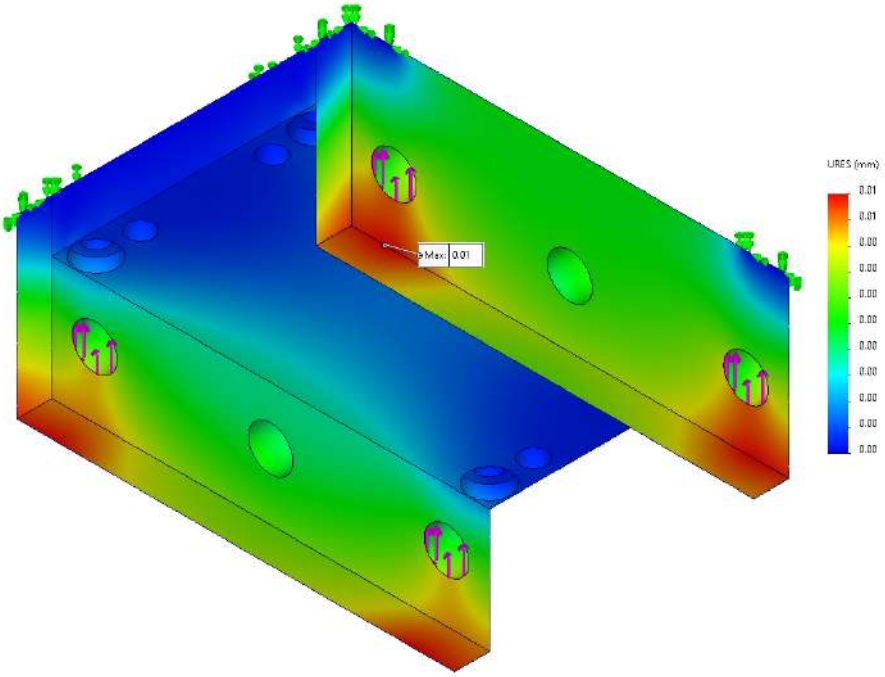


***Figura 38**:Desplazamientos resultantes de la simulación del cuerpo del carro.*

En el caso de las guías tenemos la simulación de la **Fig.39** con la carga en el centro para simular la peor condición de carga para la deflexión. Para la simulación se utiliza la máxima fuerza a la que podrían estar sometidas las guías en el doblado que es un total de 34155 N.

También se considera como cuerpo rígido al cuerpo del carro ya que su simulación indica pequeños desplazamientos.

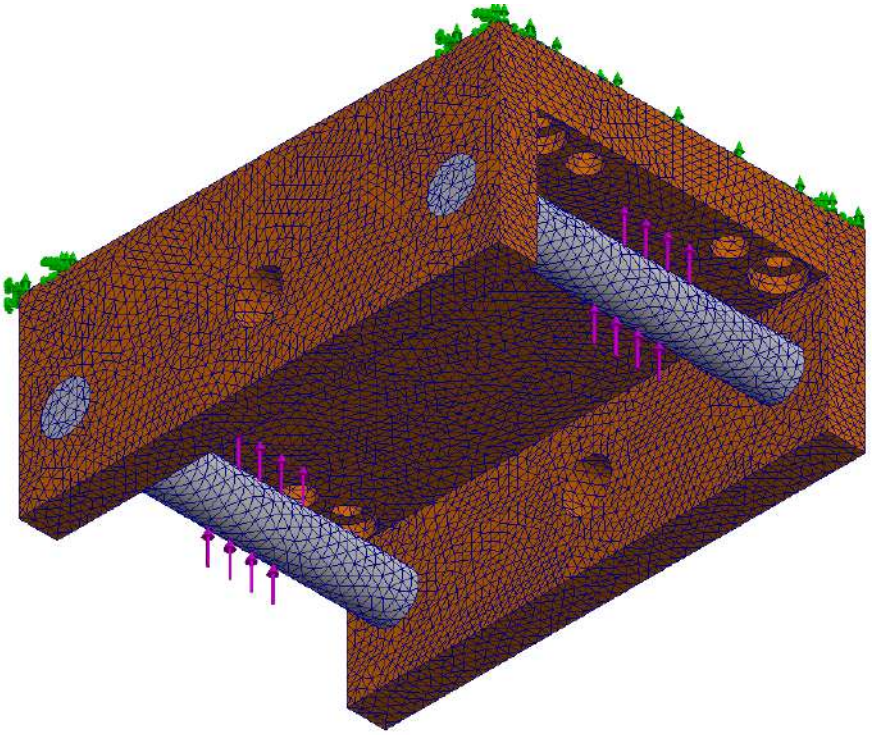


***Figura 39**: Mallado y aplicación de sujeciones y fuerzas las guías del carro.*

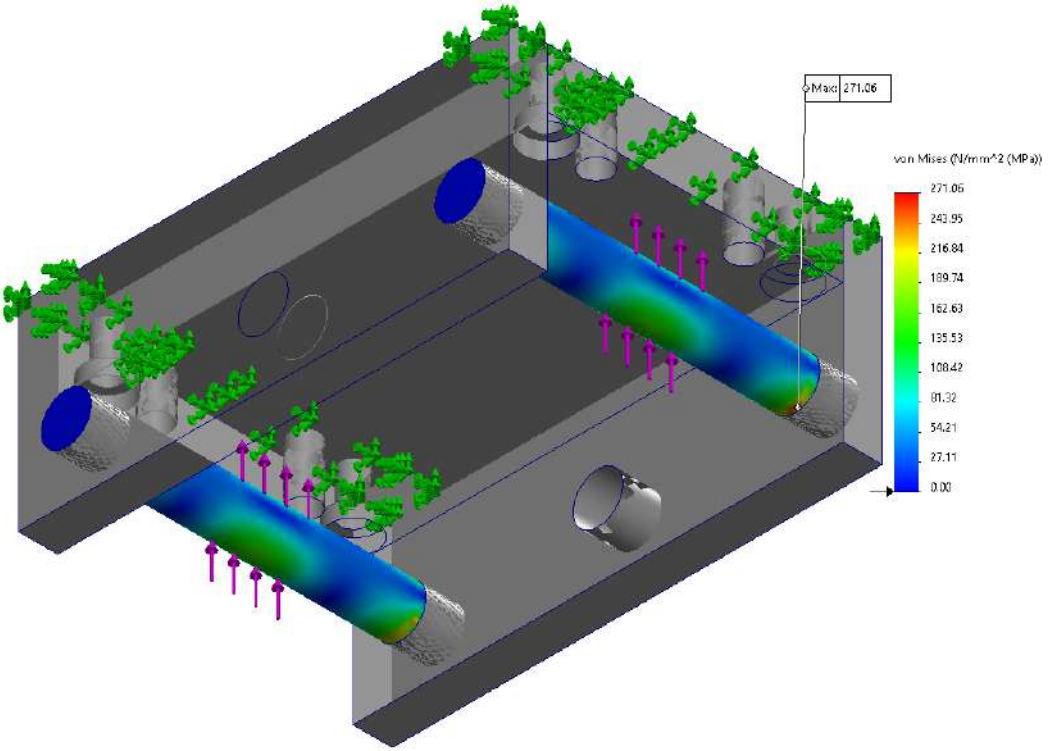


***Figura 40**: Tensiones resultantes de la simulación de las guías.*

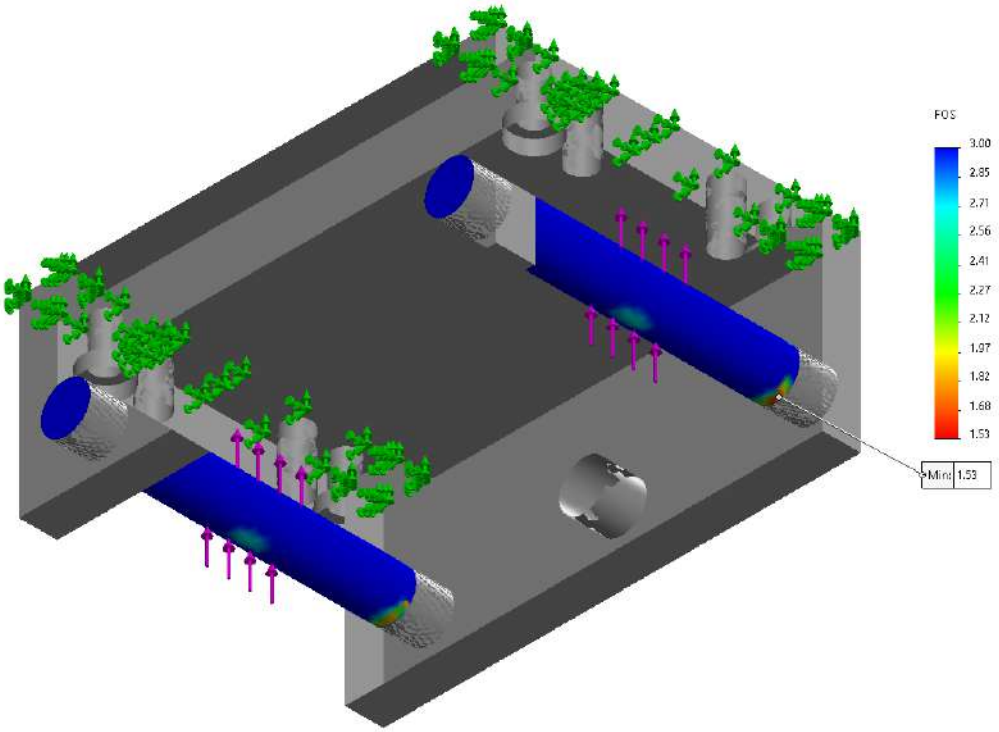


***Figura 41**: Factor de seguridad obtenido.*

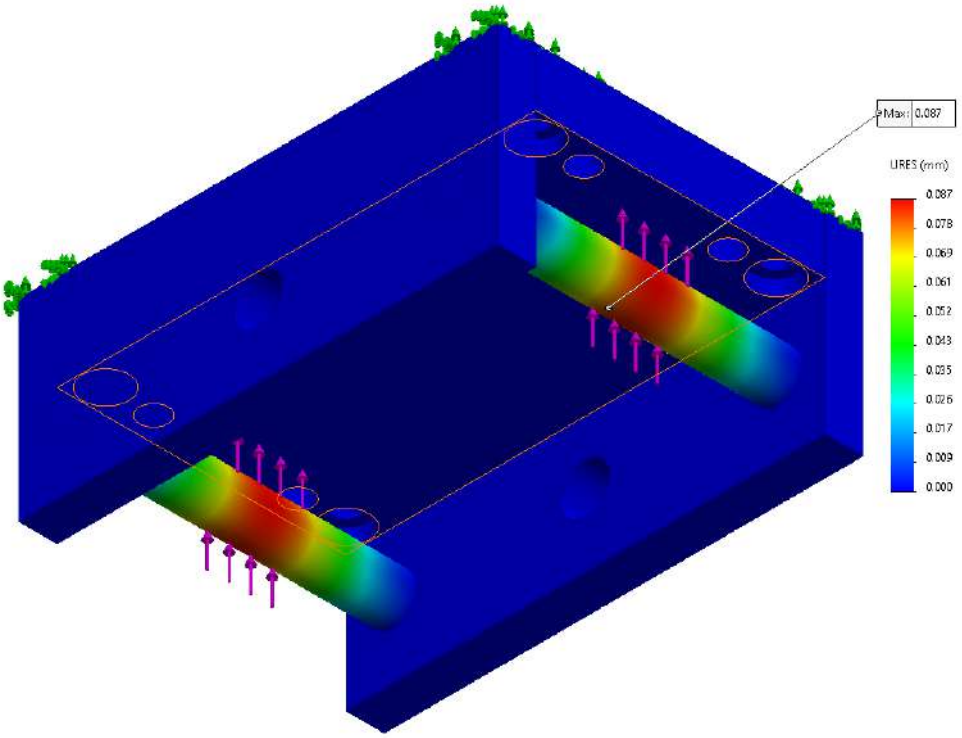


***Figura 42**: Desplazamientos observados.*

Los resultados de las **Fig.40** y **Fig.41** nos indican que las guías son capaces de soportar las cargas máximas planteadas y además el factor de seguridad (calculado en base a un límite elástico de 415 MPa) es superior a 2.5 en la gran mayoría del volumen de las guías.

Mientras que lo observado en la **Fig.42** indica desplazamientos máximos menores a una décima de milímetro.

Conjunto del tornillo sinfín

Para el desplazamiento lateral de la herramienta se plantea el sistema mostrado en la **Fig.43** que consiste en un motor eléctrico paso a paso con encoder, un conjunto de poleas dentadas con relación 1:1, una correa dentada para transmitir el movimiento y un tornillo sinfín que engrana en una tuerca sobre el porta herramienta.

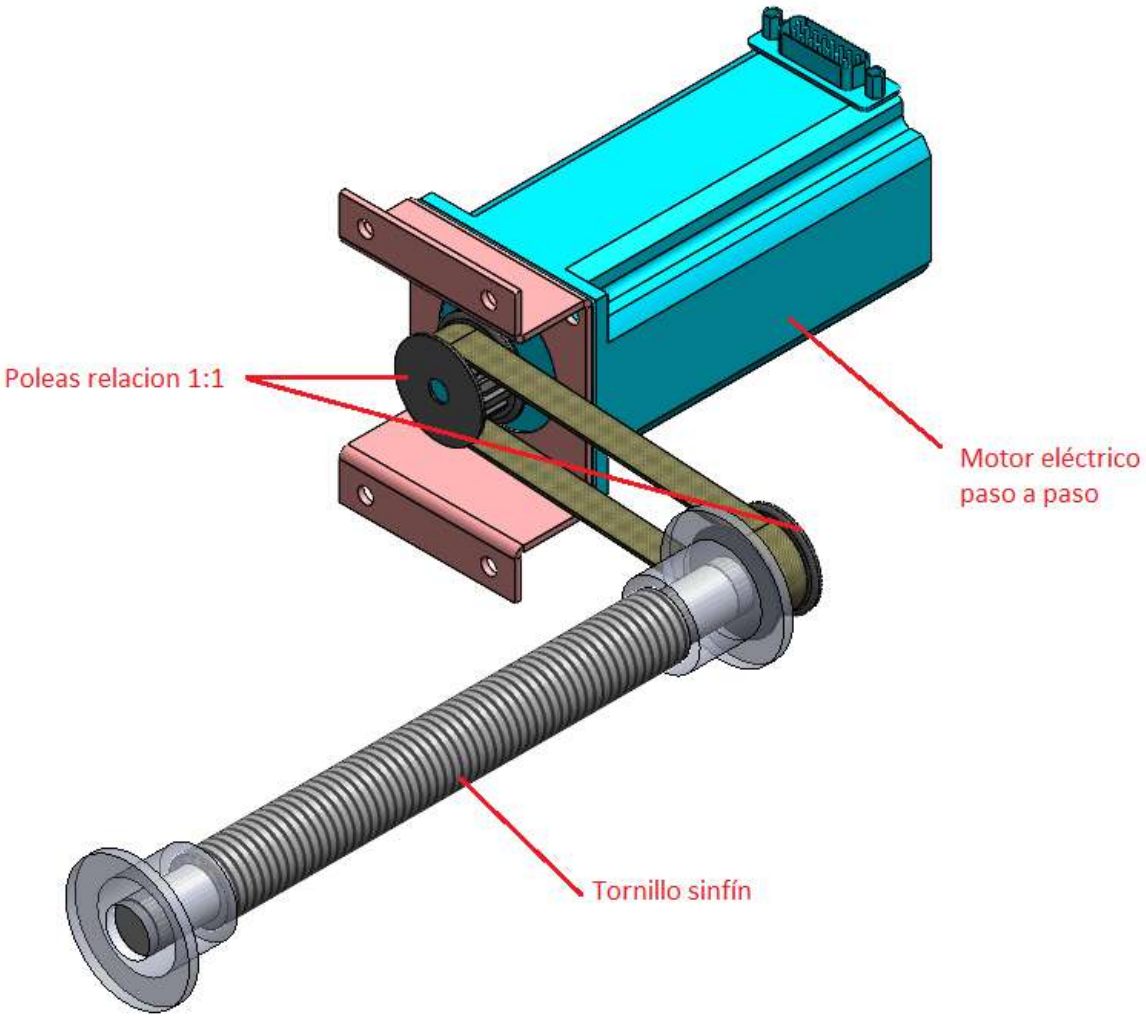


***Figura 43**:Accionamiento del movimiento de traslación de la herramienta.*

La necesidad de torque y velocidad del motor se determinan en base al peso esperado del conjunto de herramienta y porta herramienta y considerando el tiempo destinado a su movimiento.

Estimando un peso máximo del conjunto de porta herramienta en 300 N y considerando la peor situación de desplazamiento del conjunto que se da en la posición donde todo el peso del conjunto recae sobre el tornillo (cuando la herramienta se encuentra en posición horizontal) se calcula el torque requerido del motor.

Seleccionando el tamaño de tornillo de la tabla de la **Fig.44** obtenida del libro Diseño de Maquinaria - Norton **[5]**.

Tabla 11-3 Dimensiones principales de cuerdas estándares Acme

Consulte la referencia 2 para información más completa sobre dimensiones y tolerancias

Diámetro mayor (in)	Cuerdas por pulgada	Paso de la cuerda (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo por tensión (in^2)
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950

***Figura 44**:Dimensiones principales de cuerdas estándares Acme.*

Se calcula el torque requerido para levantar la carga:

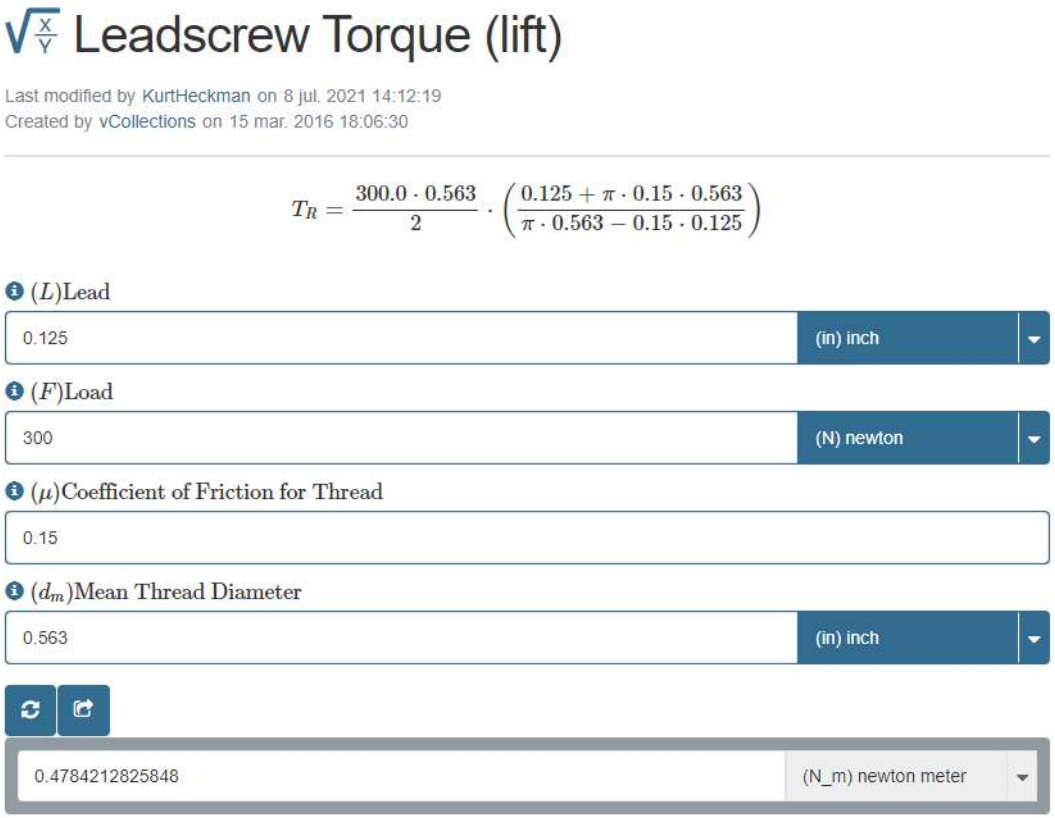


***Figura 45**:Cálculo de potencia del tornillo sinfín.*

Para verificar la resistencia del tornillo se calcula la tensión normal producto del desplazamiento de la carga.

$$\sigma_n = \frac{F_t}{St}$$

$$\sigma_n = \frac{300}{0.00014322552}$$

$$\sigma_n = 2094600\ Pa$$

Siendo

$F_t = \ Fuerza\ ejercida\ por\ el\ tornillo\ en\ sentido\ axial\ [N]$

$\sigma_n = \ Tensión\ normal\ [Pa]$

$St = \ Área\ de\ esfuerzo\ a\ la\ tensión\ \left[m^2\right]$

También se calculan los esfuerzos cortantes producto del torque aplicado al tornillo.

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T_t}{\pi \cdot D_m^3}$$

$$\tau_t = 2486331 \cdot T_t$$

$$\tau_t = 2486331 \cdot 0.48$$

$$\tau_t = 1193439\ Pa$$

Siendo

$\tau_t = \ Esfuerzo\ cortante\ en\ el\ tornillo\ [Pa]$

$T_t = Torque\ requerido\ por\ el\ tornillo\ [N \cdot m]$

$D_m = Diámetro\ mínimo\ del\ tornillo\ [m]$

$F_t = Fuerza\ ejercida\ por\ el\ tornillo\ en\ sentido\ axial\ [N]$

Se calcula una tensión equivalente de Von Mises para aplicar el criterio de resistencias de mismo nombre con un factor de seguridad de 2 y una tensión de fluencia de 220 MPa correspondiente a acero SAE 1010 conformado en caliente.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(2094600)^2 + 3 \cdot (1193439)^2}$$

$$\sigma_{vm} = 2942828\ Pa$$

$$\sigma_{vm} \cdot Fs \leq \sigma_y$$

$$2942828 \cdot 2 \leq \sigma_y$$

$$\sigma_y \geq 5885657\ Pa$$

$$\sigma_y \geq 5.9\ MPa$$

Siendo

$\sigma_{vm} = Tensiones\ de\ Von\ Mises\ [Pa]$

$Fs = Factor\ de\ seguridad\ [Adimensional]$

$\sigma_n = Tensión\ normal\ [Pa]$

$\tau_t = Esfuerzo\ cortante\ en\ el\ tornillo\ [Pa]$

$\sigma_y = Tensión\ de\ fluencia\ del\ material\ [Pa]$

Siendo que la tensión de fluencia del acero SAE 1010 es de alrededor de 220 MPa se concluye que la resistencia del alma del tornillo es más que suficiente para la aplicación planteada.

Para la verificación de la resistencia de los filetes de la rosca ante esfuerzo cortante se utiliza:

$$\tau = \frac{F_t}{Ss}$$

$$Ss = \pi \cdot D_m \cdot w_i \cdot L_t$$

$$Ss = \pi \cdot 0.0127 \cdot 0.77 \cdot L_t$$

$$Ss = 0.03 \cdot L_t$$

Siendo

$F_t = Fuerza\ ejercida\ por\ el\ tornillo\ en\ sentido\ axial\ [N]$

$\tau = Esfuerzo\ cortante\ [Pa]$

$Ss = Área\ de\ esfuerzo\ cortante\ [m^2]$

$L_t = Largo\ de\ la\ tuerca\ [m]$

$D_m = Diámetro\ mínimo\ del\ tornillo\ [m]$

$w_i = Factor\ de\ área\ [Adimensional]$

Tabla 11-5

Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

***Figura 46**:Tabla de factores de área para áreas de cortante de barrido en cuerdas de tornillos de potencia.*

Se utiliza también el criterio de resistencia de Von Mises para casos de esfuerzos cortantes puros y aplicando un factor de seguridad de 2.

$$\tau \leq \frac{\sigma_y}{\sqrt{3} \cdot Fs}$$

Reemplazando se obtiene una expresión para determinar el largo de tuerca necesario para soportar la fuerza del tornillo.

$$\frac{F_t}{0.03 \cdot L_t} \leq \frac{\sigma_y}{\sqrt{3} \cdot Fs}$$

$$L_t \geq \frac{F_t \cdot \sqrt{3} \cdot Fs}{0.03 \cdot \sigma_y}$$

$$L_t \geq \frac{F_t \cdot \sqrt{3} \cdot 2}{0.03 \cdot \sigma_y}$$

$$L_t \geq \frac{115.47 \cdot F_t}{\sigma_y}$$

$$L_t \geq \frac{34641}{220000000}$$

$$L_t \geq 0.000157\ m$$

$$L_t \geq 0.157\ mm$$

Siendo

$F_t = \ Fuerza\ ejercida\ por\ el\ tornillo\ en\ sentido\ axial\ [N]$

$\tau = \ Esfuerzo\ cortante\ [Pa]$

$L_t = \ Largo\ de\ la\ tuerca\ [m]$

$\sigma_y = \ Tensión\ de\ fluencia\ del\ material\ [Pa]$

$Fs = \ Factor\ de\ seguridad\ [Adimensional]$

Dado que el ancho del portaherramientas es de 40 mm la instalación de una rosca de mayor longitud que la mínima calculada es posible por lo que se define su largo final en 20 mm.

El motor paso a paso se selecciona de la página web McMaster en base a los siguientes requisitos de torque y velocidad.

- Torque: superior a 0.48 Nm según los cálculos realizados anteriormente
- Velocidad de rotación: superior a 260 RPM debido a los criterios y cálculos que se muestran a continuación.

Dado que el máximo desplazamiento horizontal del portaherramientas es de 110 mm y que la velocidad de rotación del conjunto de doblado es de 7.5 RPM se plantea que el desplazamiento de la herramienta se pueda realizar dentro del tiempo que le lleva al conjunto realizar una rotación.

$$T_{rev} = \frac{60}{RPM}$$
$$T_{rev} = \frac{60}{7.5}$$
$$T_{rev} = 8\ segundos$$

Como el paso del tornillo es de 0.125 pulgadas por revolución (3.175 mm/revolución):

$$\theta_{ph} = \frac{L_{MDP}}{p_{ts}}$$
$$\theta_{ph} = \frac{110}{3.175}$$
$$\theta_{ph} = 34.65\ revoluciones$$

$$\omega_{mph} = \frac{\theta_{ph}}{T_{rev}} \cdot 60$$
$$\omega_{mph} = \frac{34.65}{8} \cdot 60$$
$$\omega_{mph} = 260\ RPM$$

Siendo

$T_{rev} = Tiempo\ requerido\ para\ 1\ revolución\ del\ conjunto\ de\ doblado\ [segundos]$

$\theta_{ph} = Revoluciones\ necesarias\ para\ que\ el\ portaherramienta\ recorra\ toda\ su\ carrera\ [rev]$

$L_{MDP} = Máximo\ desplazamiento\ del\ portaherramienta\ [mm]$

$p_{ts} = Paso\ del\ tornillo\ sinfín\ [mm/rev]$

$\omega_{mph} = Velocidad\ de\ rotación\ mínima\ del\ portaherramienta\ [RPM]$

Se prosigue a la selección del motor el cual se trata de un motor paso a paso con retroalimentación modelo 6627T103 como se muestra en la **Fig.47**. Según su curva de velocidad-torque (**Fig.48**) este motor cumple con los requisitos planteados ya que con una velocidad de 260 RPM posee un torque de 147 in-oz (1.04 Nm).

Stepper Motors with Integrated Motion Control

Max. Holding Torque, in.-oz.	Max. Speed, rpm	Current per Phase, A	DC Voltage	Full Step Increment	Step Resolution	No. of Step Resolution Settings
Motors/Controllers/Drivers						
NEMA 23						
100.5	1,500	0.3-3	12-40	1.8°	1; 1/2; 1/4; 1/8; 1/16; 1/32; 1/64; 1/128; 1/256	9
182.5	2,160	0.3-3	12-40	1.8°	1; 1/2; 1/4; 1/8; 1/16; 1/32; 1/64; 1/128; 1/256	9
294.5	750	0.3-3	12-40	1.8°	1; 1/2; 1/4; 1/8; 1/16; 1/32; 1/64; 1/128; 1/256	9

Polarity	No. of Inputs/Outputs	O'all Lg.	O'all Wd.	O'all Ht.	Shaft Dia.	Shaft Lg.	Shaft Center to Base	Shaft Type		Each
Bipolar	4 Digital Inputs/Outputs	3.8"	2.3"	2.3"	1/4"	3/4"	1.13"	D-Profile	6627T101	669.09
Bipolar	4 Digital Inputs/Outputs	4.3"	2.3"	2.3"	1/4"	3/4"	1.13"	D-Profile	6627T102	676.73
Bipolar	4 Digital Inputs/Outputs	5.1"	2.3"	2.3"	1/4"	3/4"	1.13"	D-Profile	6627T103	684.40

***Figura 47**:Catálogo y selección de motor paso a paso.*

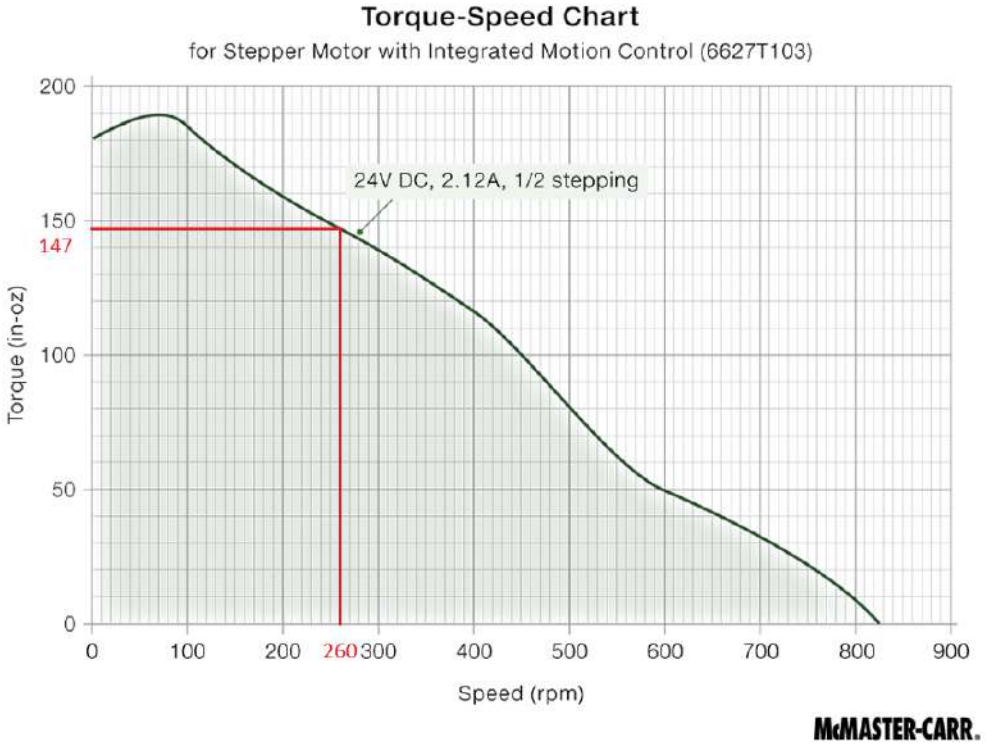


***Figura 48**: Curva velocidad-torque del motor paso a paso 6627T103.*

Por último se calcula la máxima precisión teórica del posicionamiento del portaherramienta considerando que el tornillo sinfín gira 1.8º por cada paso del motor.

$$PPR = \frac{360}{1.8}$$

$$PPR = 200\, pasos/rev$$

$$A_{pp} = \frac{p_{ts}}{PPR}$$
$$A_{pp} = \frac{3.125}{200}$$
$$A_{pp} = 0.016\ mm/paso$$

Siendo

$PPR = Pasos\ por\ revolución\ del\ motor\ [pasos/rev]$

$A_{pp} = Avance\ del\ portaherramienta\ por\ cada\ paso\ del\ motor\ [mm/paso]$

$p_{ts} = Paso\ del\ tornillo\ sinfín\ [mm/rev]$

Acercamiento de la herramienta

Soporte de la herramienta

Se plantea como objetivo en el diseño del sistema de sujeción de la herramienta que esta sea capaz de ser reemplazada dependiendo del plegado que se quiera lograr y que resista los esfuerzos producto del funcionamiento de la máquina. Con esas consideraciones se llega a un diseño como el mostrado en la **Fig.49**.

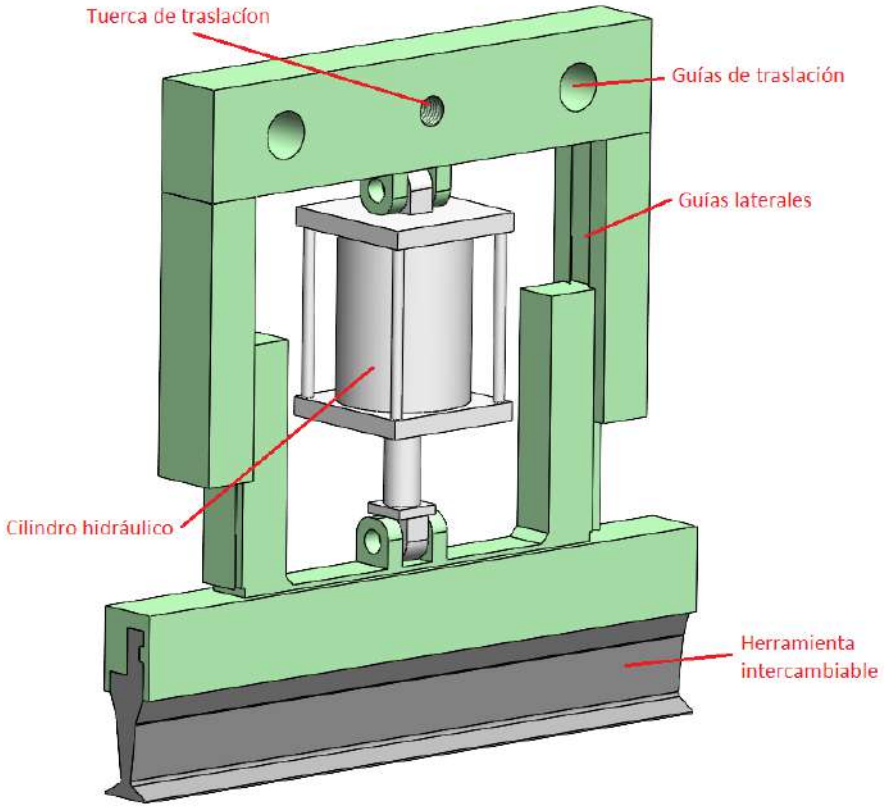


***Figura 49**: Esquema del conjunto de soporte de la herramienta.*

En la configuración mostrada se aprecia el accionamiento mediante un cilindro hidráulico por los altos requisitos de fuerza, guías laterales del tipo cola de milano, ranura para el cambio de herramientas desde los laterales y sistema de guías y tuerca de traslación para relacionar este conjunto con el resto del carro.

Cilindros hidráulicos

En base a los requisitos de fuerza ya calculados se dimensionan los cilindros hidráulicos de cada una de las 4 secciones de plegado.

$$Fuerza\ de\ plegado\ F_{chapa} = 140200\ N$$

$$Sectores\ de\ plegado\ n_{sec} = 4$$

$Cilindros\ por\ sector\ \ n_{cil.sec} = 1$

$Fuerza\ por\ cilindro\ F_{cil} = \frac{F_{chapa}}{n_{sec} \cdot n_{cil.sec}} = 35050\ N$

$Diámetro\ interior\ de\ camisa\ Di = 2\ 1/2" = 63.5\ mm$

$Presión\ p = \frac{4 \cdot F_{cil}}{\pi \cdot Di^2} \cdot 10 = 110\ bar$

Los cilindros (**Fig.50**) están constituidos igual que los que usa el sistema de prensachapa detallado en secciones posteriores, con un diámetro de vástago de 1" y un diámetro interno de camisa de 2 ½". La diferencia entre estos radica en su longitud y carrera, teniendo el de acercamiento de herramienta una carrera de 100 mm y una longitud retraída y extendida de 160 y 260 respectivamente.

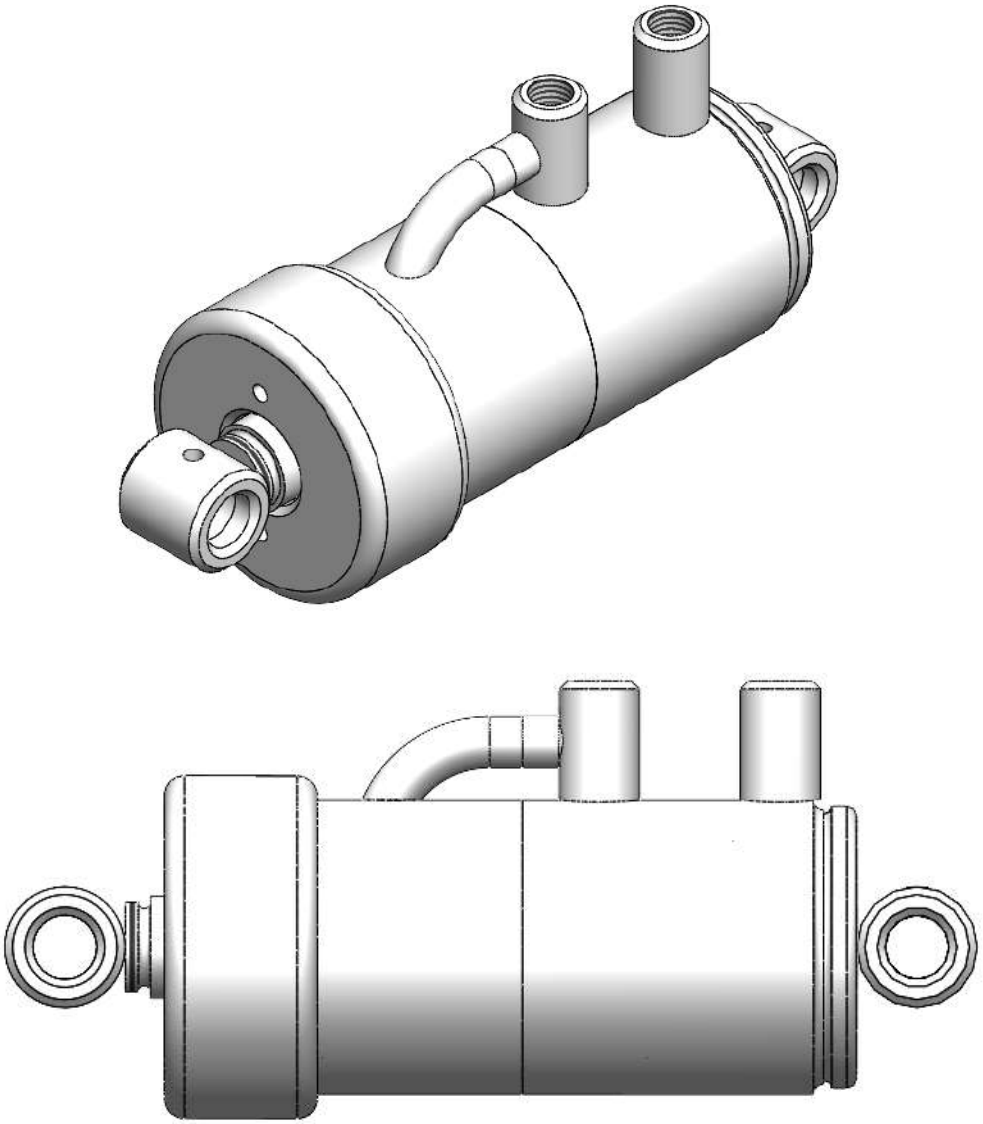


***Figura 50**: Cilindros hidráulicos para el accionamiento de las herramientas de doblado.*

Resistencia de la estructura

Se realizan simulaciones para la verificación de la resistencia de la estructura ante las mayores cargas esperadas durante el doblado.

Utilizando las configuraciones mostradas en las **Fig.51** y **Fig.54** se plantean 2 simulaciones independientes con cargas de 35050 N en los apoyos del cilindro hidráulico encargado de producir la fuerza de doblado.

Como se puede apreciar en los resultados de las **Fig.52** y **Fig.55** el peor factor de seguridad encontrado es de 1.85 en la parte inferior del soporte de la herramienta teniendo en cuenta un límite elástico de 250 MPa. Además en las **Fig.53** y **Fig.56** se destaca que los desplazamientos producidos están dentro de un rango aceptable para el funcionamiento.

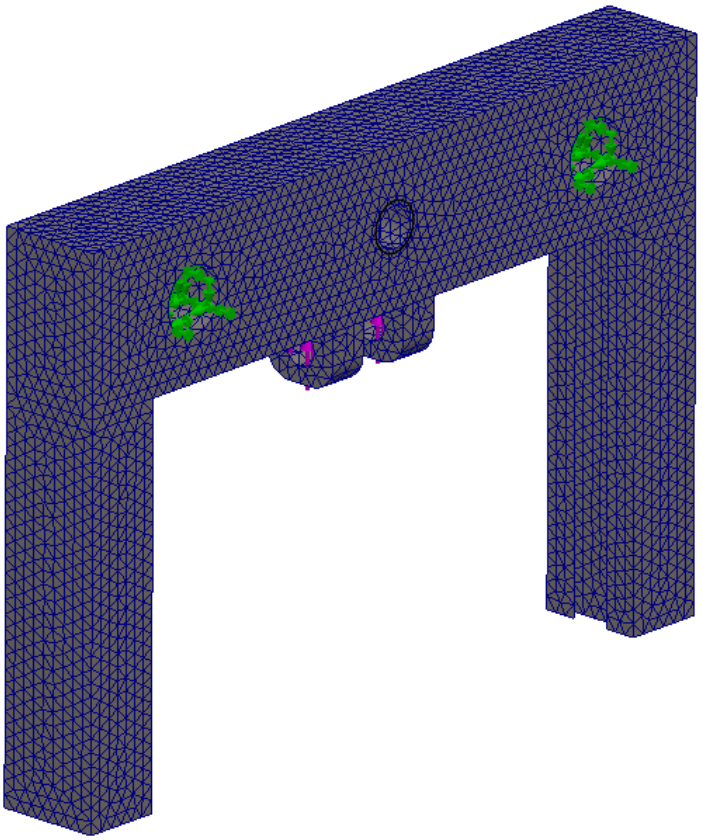


***Figura 51**: Configuración de la simulación de la parte superior del soporte de la herramienta.*

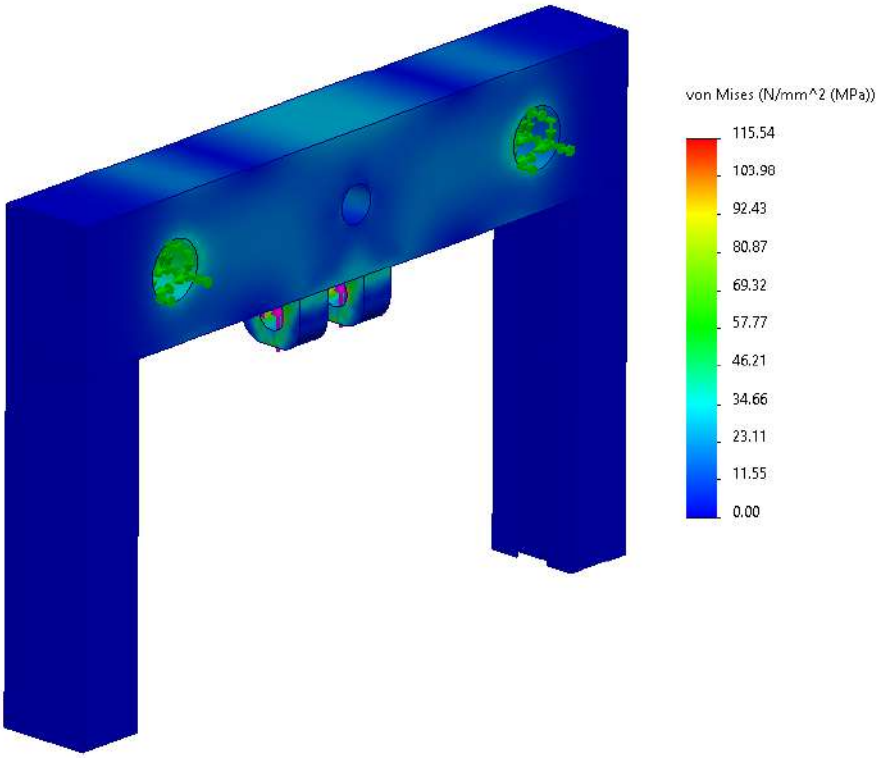


***Figura 52**: Tensiones resultantes de la simulación de la parte superior del soporte de la herramienta.*

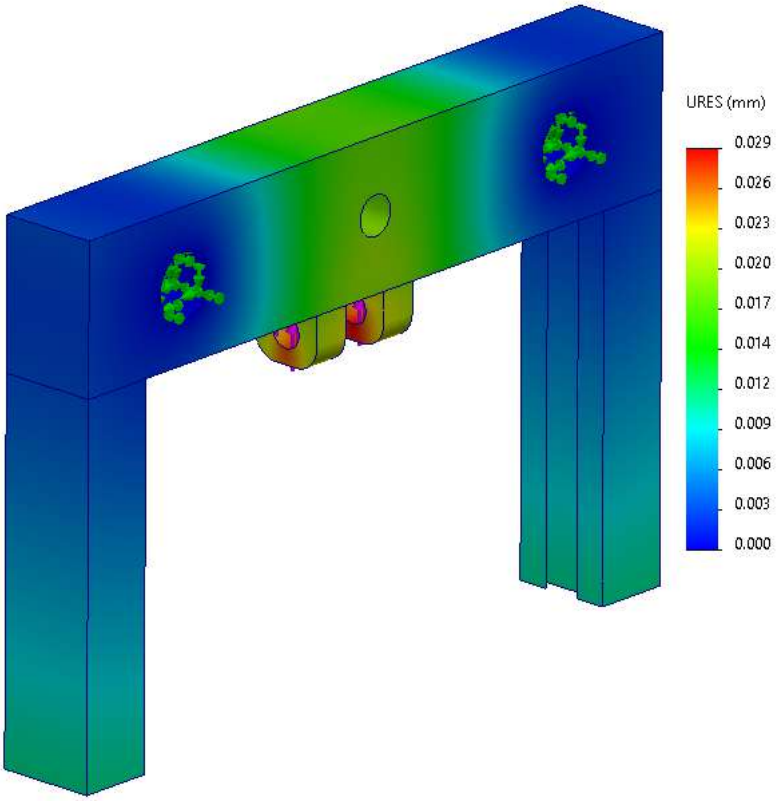


***Figura 53**: Desplazamientos resultantes de la simulación de la parte superior del soporte de la herramienta.*

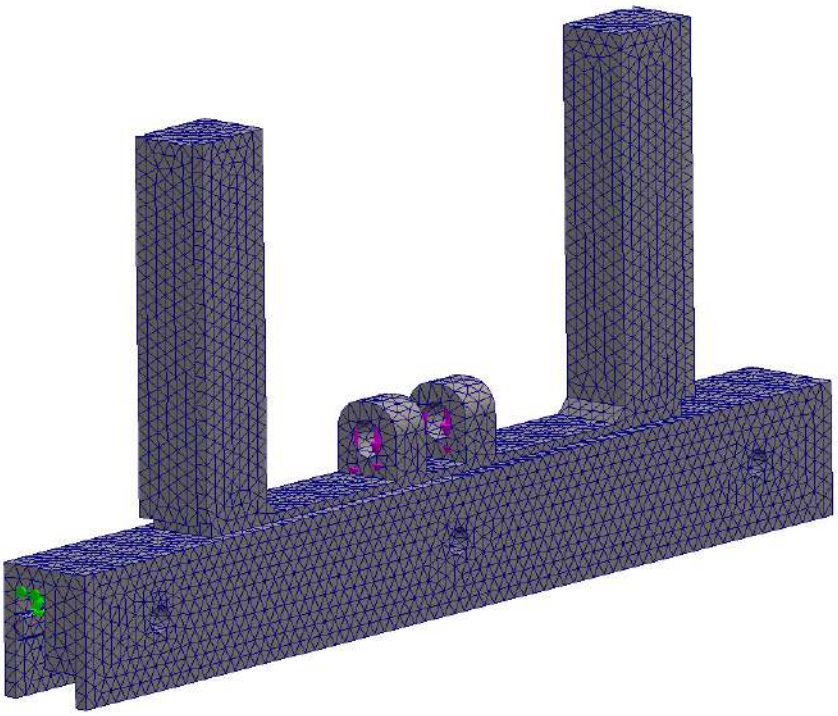


***Figura 54**: Configuración de la simulación de la parte inferior del soporte de la herramienta.*

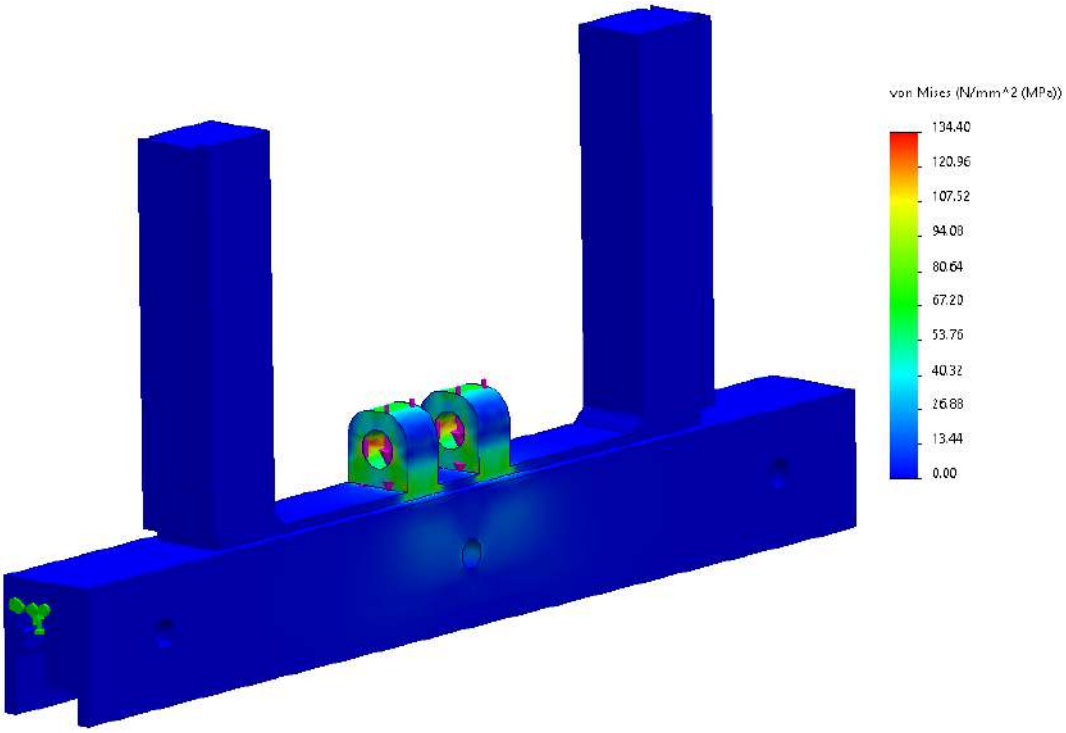


***Figura 55**: Tensiones resultantes de la simulación de la parte inferior del soporte de la herramienta.*

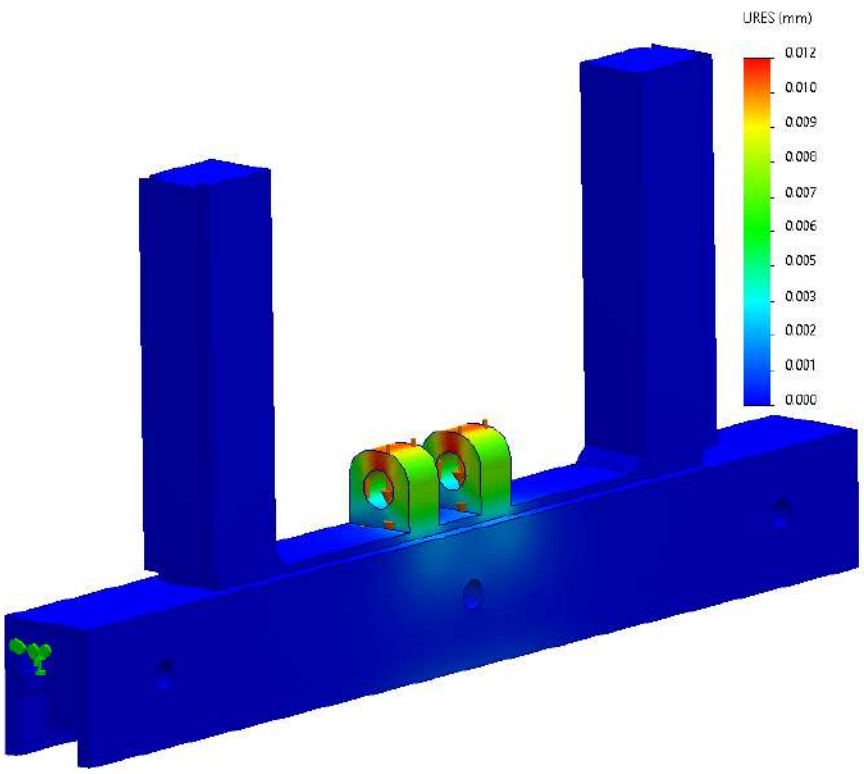


***Figura 56**: Desplazamientos resultantes de la simulación de la parte inferior del soporte de la herramienta.*

Sistema de traslación de la chapa

Para el sistema de traslación de la chapa en sentido longitudinal se dispone de un carro que se desliza mediante cuatro patines sobre unas guías lineales, las cuales van montadas sobre la estructura que conforma la mesa (**Fig.57**).

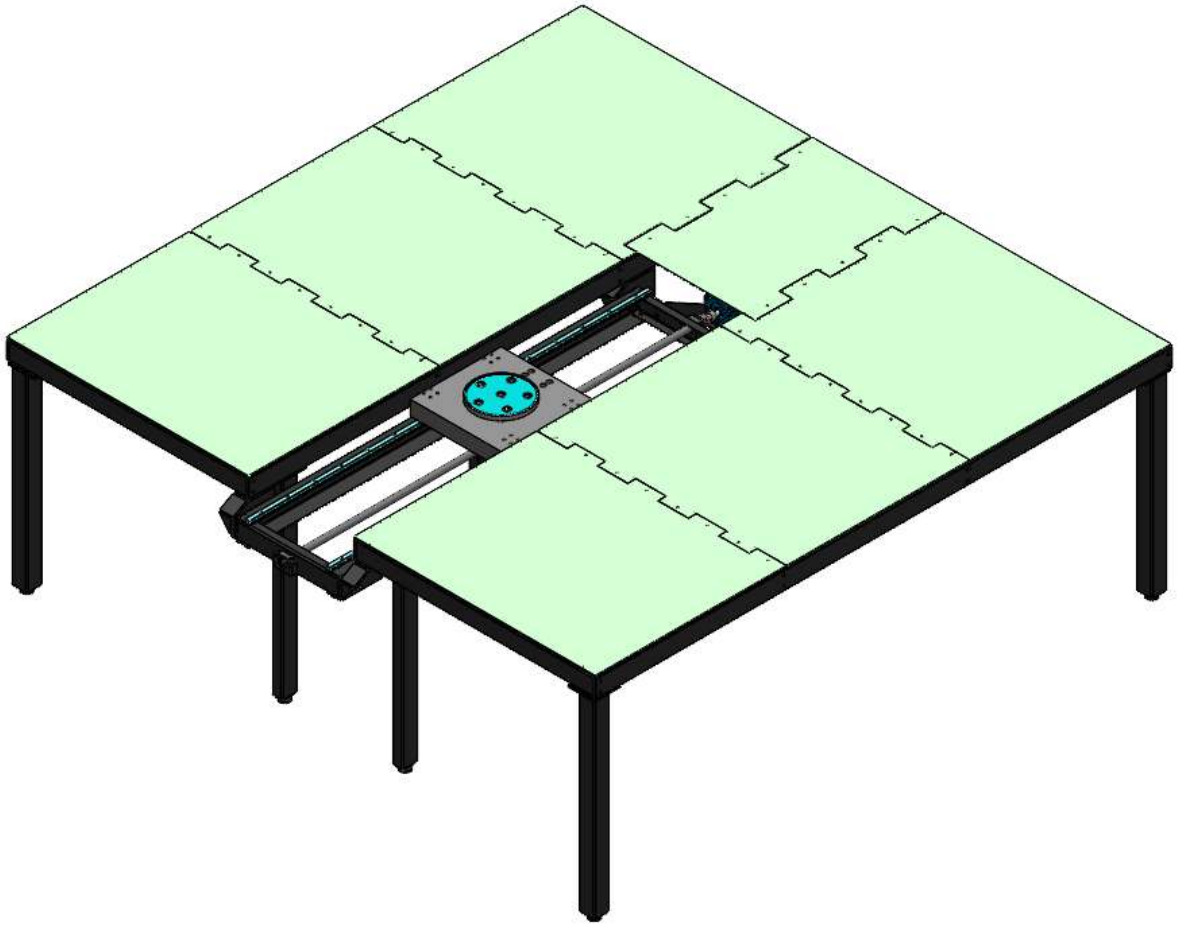


***Figura 57**: Mesa con carro de traslación lineal.*

Se elige como principio de accionamiento mecánico un sistema de tornillo y husillo (**Fig.59**), el cual proporcionará el movimiento deseado. El giro de dicho mecanismo se proporciona acoplando el eje del tornillo a un motor eléctrico (**Fig.58**), logrando así un posicionamiento controlado.

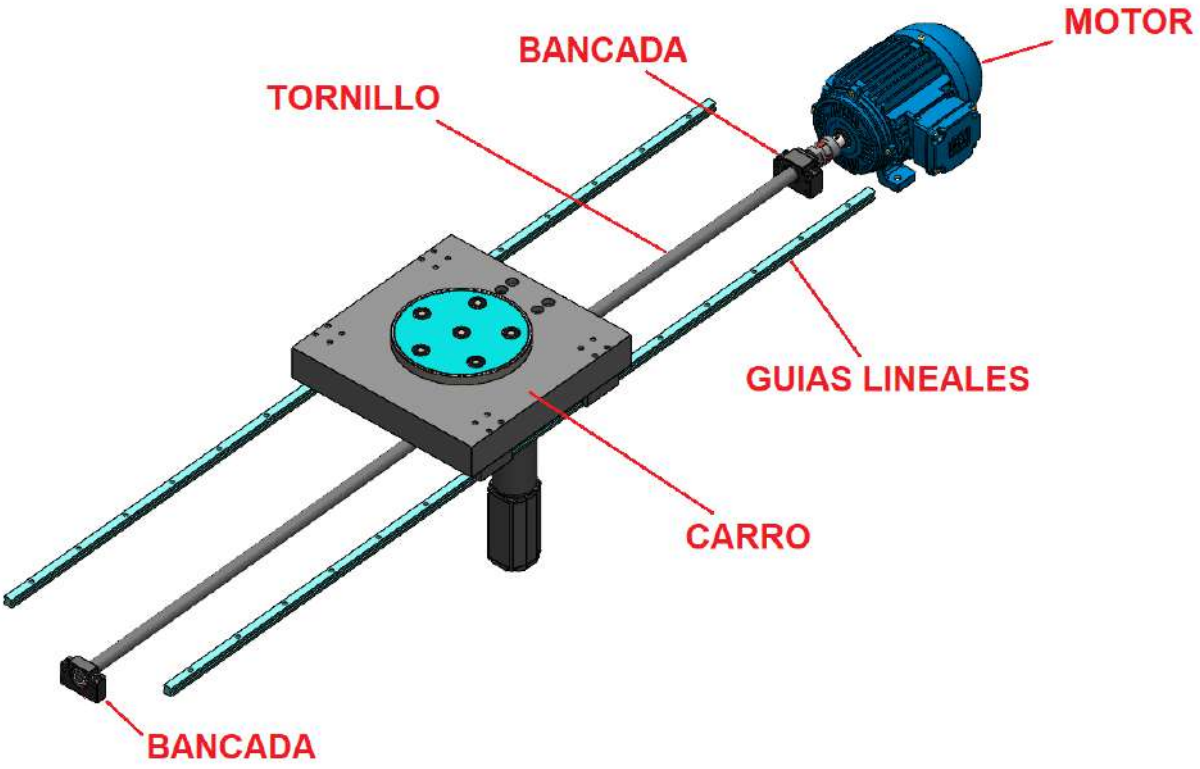


***Figura 58**: Mecanismo de traslación.*

Se elige un tornillo de diámetro 20 mm y paso 10 mm una tuerca de bolas recirculantes (**Fig.60**) **[8]**.

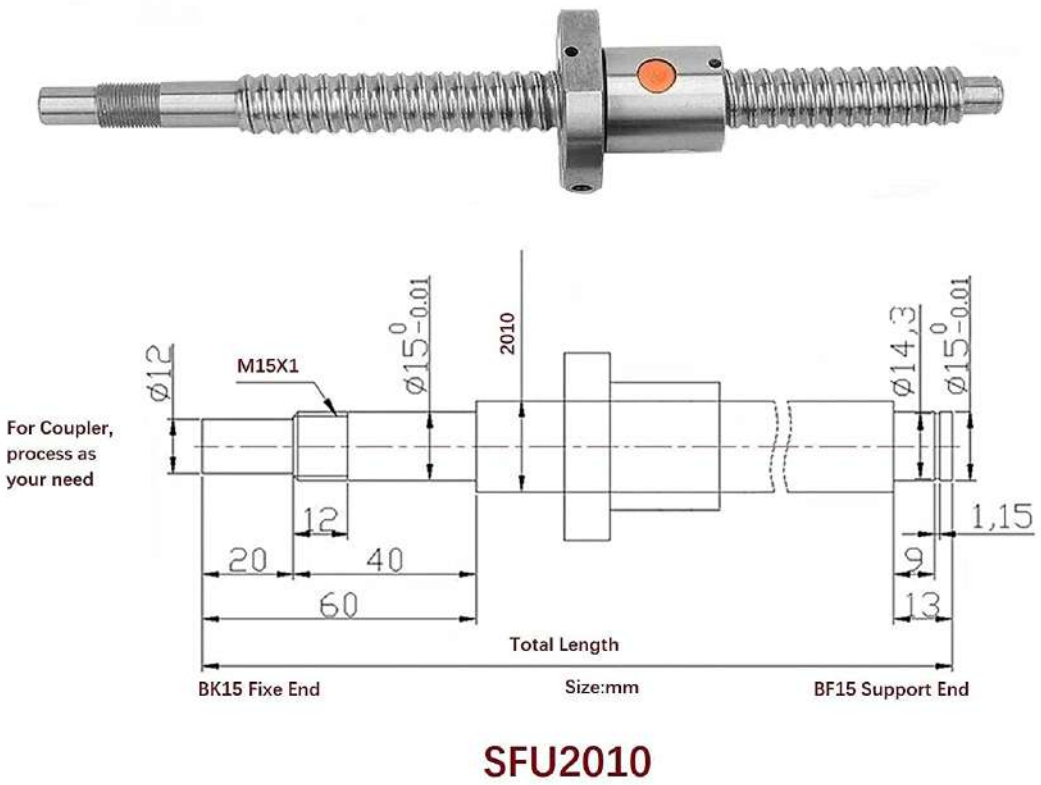
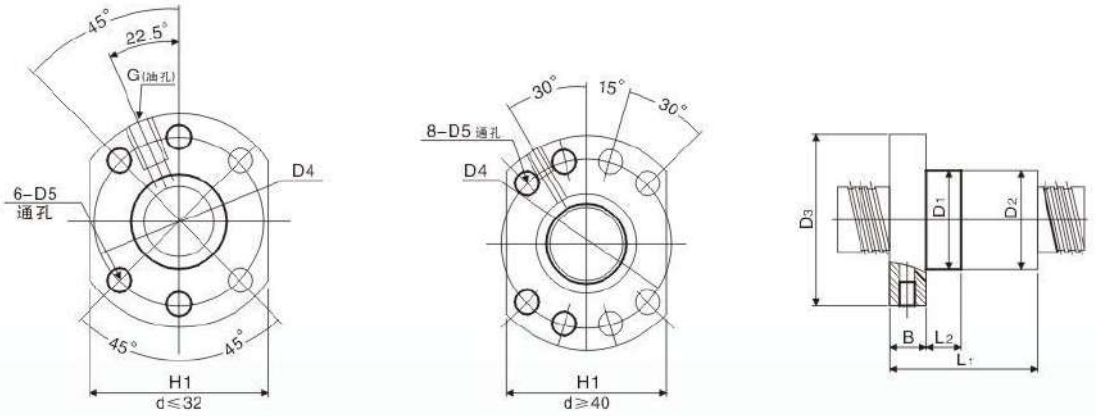


***Figura 59**: Tornillo y husillo SFU2010.*

▶▶ Ball screw specifications SFU



单位(Unit):mm

Model	Diam	Lead	Ball Diam	Flange type	Cycle turns	Nut mounting connection size										Rated load (KN)	
						$D_{1(g6)}$	$D_{2\,-0.015}^{0}$	D_3	D_4	D_5	L_1	L_2	B	G	H_1	Load Ca	Load Coa
SFU1204-3	12	4	2.381	d≤32	3	22	21.5	42	32	4.8	35	10	8	M6	30	4	6.7
SFU1604-3	16	4	2.381	d≤32	3	28	\	48	38	5.5	36	\	10	M6	40	4.35	9.2
SFU1605-3	16	5	3.175	d≤32	3	28	27.8	48	38	5.5	42	10	10	M6	40	7.65	13.2
SFU1610-2	16	10	2.778	d≤32	2(双头)	28	27.8	48	38	5.5	42	10	10	M6	40	7.36	12.75
SFU2005-3	20	5	3.175	d≤32	3	36	35.8	58	47	6.7	42	10	10	M6	44	8.6	17.1
SFU2010-2 SFU2010-3	20	10	3.175	d≤32	2(双头) 3(双头)	36	35.8	58	47	6.7	42 52	10	10	M5	40	8.35	16.8
SFU2504-3	25	4	2.381	d≤32	3	40	\	62	51	6.6	40	\	10	M6	48	9.1	26.5

***Figura 60**: Tornillo y husillo SFU2010.*

A continuación se realizan los cálculos para determinar las velocidades que soporta el husillo y el par de torsión requerido para su rotación.

Cálculo de la carga axial

$Resistencia\ de\ la\ superficie\ de\ la\ guía\ f\ =\ 15N\ (sin\ carga)$

$Masa\ del\ carro\ m_1\ =\ 50\ Kg$

$Masa\ de\ trabajo\ m_2\ =\ 75\ Kg$

$Coeficiente\ de\ fricción\ de\ la\ superficie\ de\ la\ guía\ \mu\ =\ 0.003$

$Aceleración\ gravitacional\ g\ =\ 9,807\frac{m}{s^2}$

$Tiempo\ de\ aceleración\ t\ =\ 0,15\ s$

$$F_{axial}\ =\ \mu\ \cdot\ (m_1 + m_2)\ g\ +\ f\ =\ 18,68\ N$$

Velocidad máxima de rotación

$Diámetro\ de\ eje\ de\ husillo\ d\ =\ 20\ mm$

$Paso\ de\ la\ rosca\ P_h\ =\ 10\ mm$

$Velocidad\ máxima\ V_{max}\ =\ 0.25\frac{m}{s}$

$$Velocidad\ máxima\ de\ rotación\ =\ \frac{V_{max}*60*1000}{P_h}\ =\ 1500\ RPM$$

Velocidad de rotación adm. por velocidad peligrosa

$Factor\ según\ método\ de\ montaje\ \lambda_2\ =\ 21.9$

$Distancia\ entre\ dos\ superficies\ de\ montaje\ L_0\ =\ 1500\ mm$

$Paso\ de\ la\ rosca\ P_h\ =\ 10\ mm$

$Diámetro\ menor\ de\ rosca\ d_1\ =\ 17.2\ mm$

$$Vel\ de\ rotación\ peligrosa\ N\ =\ 1674.1\ RPM\ >\ 1500\ RPM$$

Par de torsión de rotación

$F_{axial}\ =\ \mu\ \cdot\ (m_1 + m_2)\ g\ +\ f\ =\ 18,68\ N$

$Paso\ de\ la\ rosca\ P_h\ =\ 10\ mm$

$Rendimiento\ \eta\ =\ 0.9$

$Par\ de\ torsión\ de\ fricción\ debido\ a\ carga\ externa\ T_1\ =\ \frac{F_{axial}\cdot P_h}{2\cdot\pi\cdot\eta}\ =\ 33.03\ N.mm$

$Inercia\ por\ long.\ de\ unidad\ J_{sh}\ =\ 1.23\ \cdot\ 10^{-3}\ \frac{Kg.cm^2}{mm}$

$Longitud\ total\ husillo\ L_h\ =\ 1579\ mm$

$Momento\ de\ inercia\ de\ husillo\ J_s = J_{sh}\cdot L_h\cdot 10^{-4}\ =\ 1.94\ \cdot\ 10^{-4}\ Kg.m^2$

$$J\ =\ (m_1 + m_2)\ \cdot\ (\frac{P_h}{2\cdot\pi})^2\ \cdot\ 10^{-6} + J_s\ =\ 5.11\ \cdot\ 10^{-4}\ Kg.m^2$$

$$J_m\ =\ 1\ \cdot\ 10^{-3}\ Kg.m^2$$

$Tiempo\ de\ aceleración\ t\ =\ 0.15\ s$

$Aceleración\ angular\ \alpha\ =\ \frac{2\cdot\pi\cdot Velocidad\ máxima\ de\ rotación}{60\cdot t}\ =\ 1047.2\ \frac{rad}{s^2}$

$Par\ de\ torsión\ requerido\ para\ la\ aceleración\ T_2\ =\ (J\ + J_m)\ \cdot\ \alpha\ \cdot\ 10^3\ =\ 1582.15\ N.mm$

$$Par\ de\ torsión\ en\ aceleración\ T_k = T_1 + T_2 = 1615.18\ N.mm = 1.62\ N.m$$

$$Radianes\ por\ segundo\ del\ Tornillo\ \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot Velocidad\ máxima\ de\ rotación}{60} = 157\ \frac{1}{s}$$

$$Potencia\ motor\ N = T_k * \omega = 253.7\ W = 0.33\ HP$$

Elección del motor

Con los datos obtenidos de los cálculos anteriores, se selecciona un motor de la marca WEG modelo W22 de 0.37 HP y 1500 RPM. (**Fig.61**)

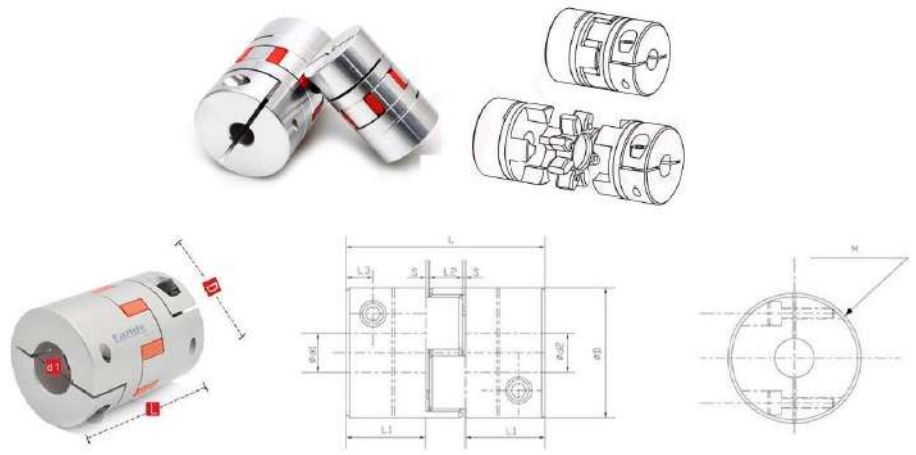
W22 - High Efficiency - 50 Hz
Exceeds IE2 (1) - EFF1 (2)

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado Ir/In	Par con rotor trabado Tr/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380 V							
												RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)
													Rendimiento			Factor de potencia			
kW	HP							Caliente	Frío				50	75	100	50	75	100	
IV Polos - 1500 rpm - 50 Hz																			
Carcasa opcionales																			
0,25	0,33	80	1,68	5,5	2,0	2,5	0,0015	31	68	9,0	44	1410	71,0	74,0	73,2	0,65	0,77	0,84	0,618
0,37	0,5	80	2,49	5,7	2,2	2,7	0,0019	23	51	9,5	44	1410	74,1	75,6	74,8	0,65	0,77	0,84	0,895
0,75	1	90S	5,03	5,9	2,2	2,6	0,0038	19	42	17,5	49	1415	79,1	79,9	78,9	0,64	0,76	0,83	1,74
1,1	1,5	90L	7,30	6,5	1,9	2,6	0,0049	14	31	19,0	49	1432	81,9	81,8	81,5	0,67	0,78	0,83	2,47
1,5	2	100L	10,1	6,6	2,8	3,0	0,0067	20	44	28,0	53	1415	82,9	82,9	82,2	0,66	0,77	0,83	3,34

***Figura 61**: Catálogo de motores y selección.*

Se agrega un encoder al eje del motor con una resolución de 1.8º lo cual combinado con el husillo de bolas recirculantes de paso 10mm nos da una precisión máxima teórica de 0.05 mm en el posicionamiento longitudinal.

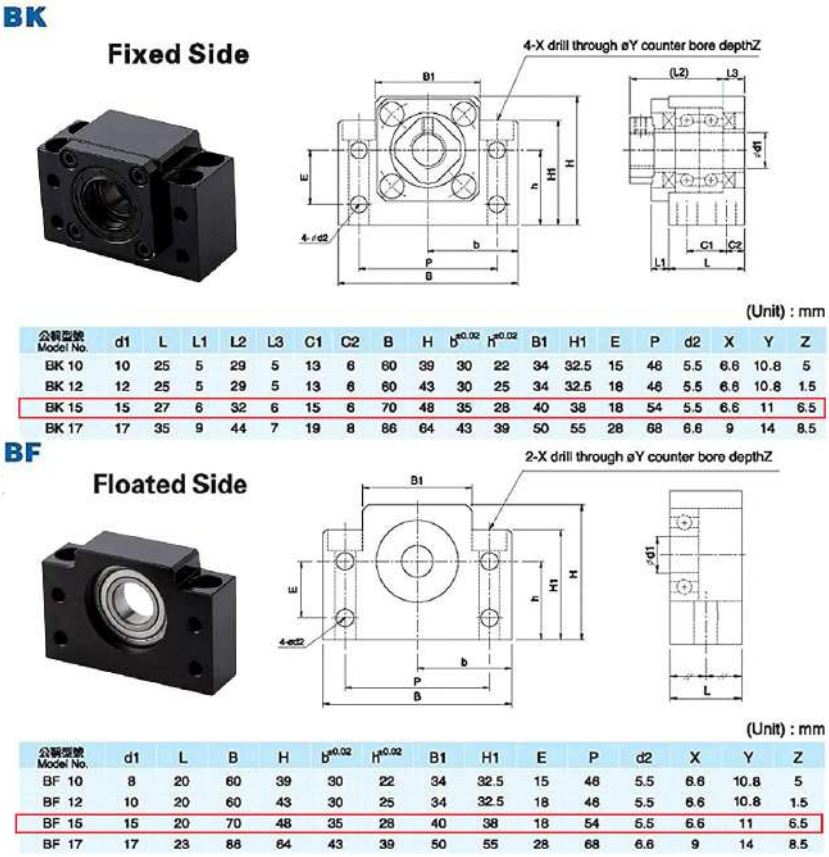
El eje del motor se conecta al tornillo mediante un acople de Kande Antibacklash (**Fig.62**), cuyo diámetro en el lado del tornillo es 12 mm y en el lado del eje del motor 19 mm.



Coupling Specification												
Model			Size							Torque		Maximum Speed	Static Torque Rigidity
Ball Screw Dia.	D	L	d1~d2	d1 in default	d2 in default	L1	L2	L3	S	Rated	Maximum		
mm	mm	mm	mm							Nm		rpm	Nm/rad
12	20	25	4~10	8	5	8	8	4	1	2.8	5.6	17000	55
16	25	30	5~14	10	6.35	9.5	10	4.8	1	6	12	16000	63
20	30	35	6~16	12	8	11	10	5.5	1.5	6.5	13	12000	72
25	40	66	8~22	17	14	26	12	8	1.5	32	64	10000	550

***Figura 62**: Catálogo de acoples y selección.*

Por otro lado, el tornillo se monta a la mesa con el Kit de soportes BK15-BF15 (**Fig.63**), compatibles con tornillos de bolas recirculantes 2010.



公稱型號 Model No.	d1	L	L1	L2	L3	C1	C2	B	H	$b^{+0.02}$	$h^{+0.02}$	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BK 10	10	25	5	29	5	13	6	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BK 12	12	25	5	29	5	13	6	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BK 15	15	27	6	32	6	15	6	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BK 17	17	35	9	44	7	19	8	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5

公稱型號 Model No.	d1	L	B	H	$b^{+0.02}$	$H^{+0.02}$	B1	H1	E	P	d2	X	Y	Z
BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32.5	15	46	5.5	6.6	10.8	5
BF 12	10	20	60	43	30	25	34	32.5	18	46	5.5	6.6	10.8	1.5
BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5.5	6.6	11	6.5
BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6.6	9	14	8.5

***Figura 63**: Catálogo de bancadas y selección.*

Montaje y disposición de los elementos

A continuación se muestran una serie de imágenes (**Fig.64**) y (**Fig.65**) en las que se puede ver cómo están dispuestos los elementos anteriormente seleccionados.

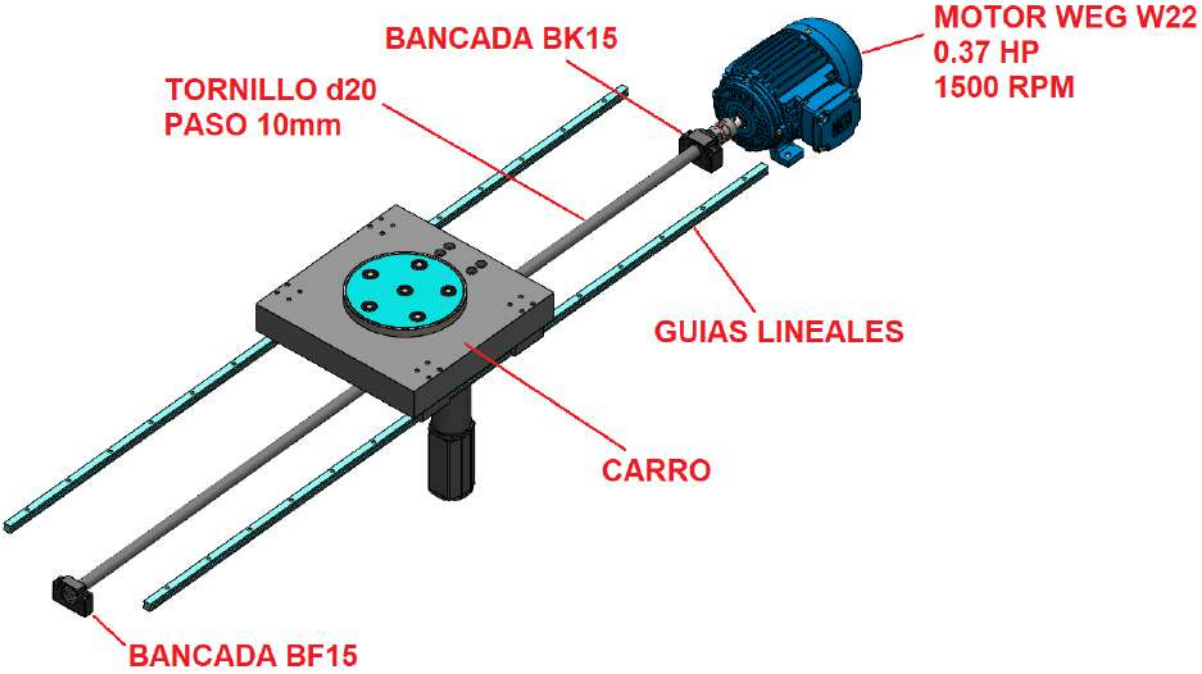


***Figura 64**: Vista superior de elementos para traslación lineal.*

***Figura 65**: Vista inferior de elementos para traslación lineal.*

Las dos guías lineales están montadas sobre la estructura de la mesa (**Fig.66**) y sobre ellas desliza el carro por medio de 4 patines colocados en su parte inferior (**Fig.67**).

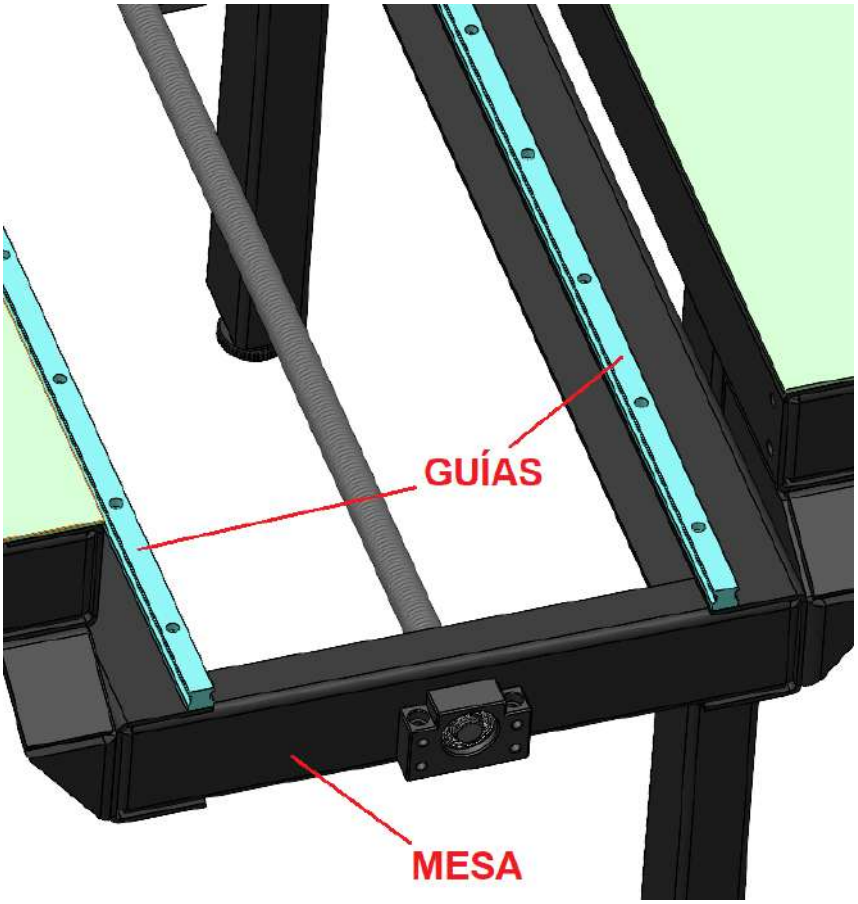


***Figura 66**: Guías montadas sobre la mesa.*

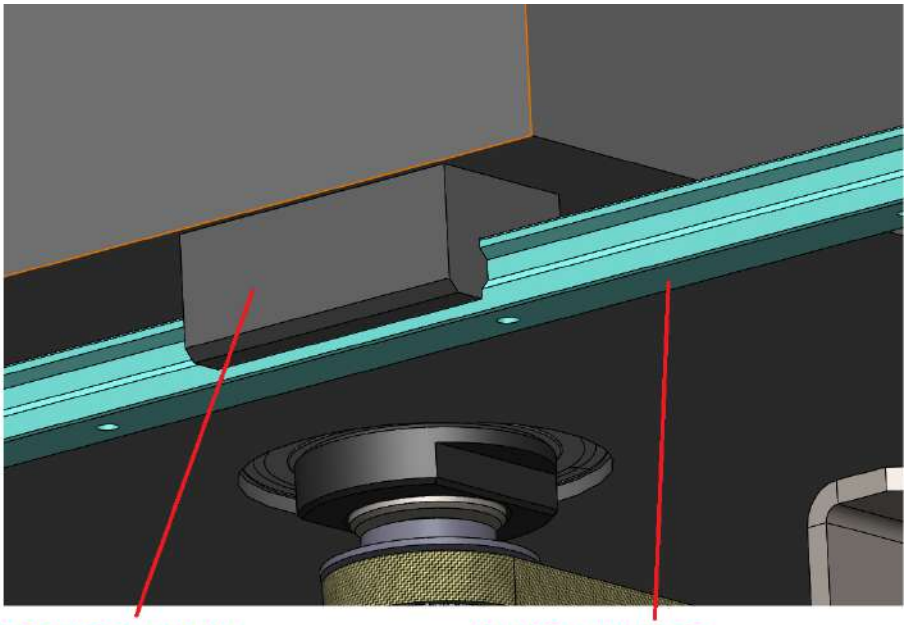


***Figura 67**: Sistema de guías lineales.*

La mesa también cuenta con un soporte (**Fig.68**) en el cual va alojado el motor que produce la rotación.

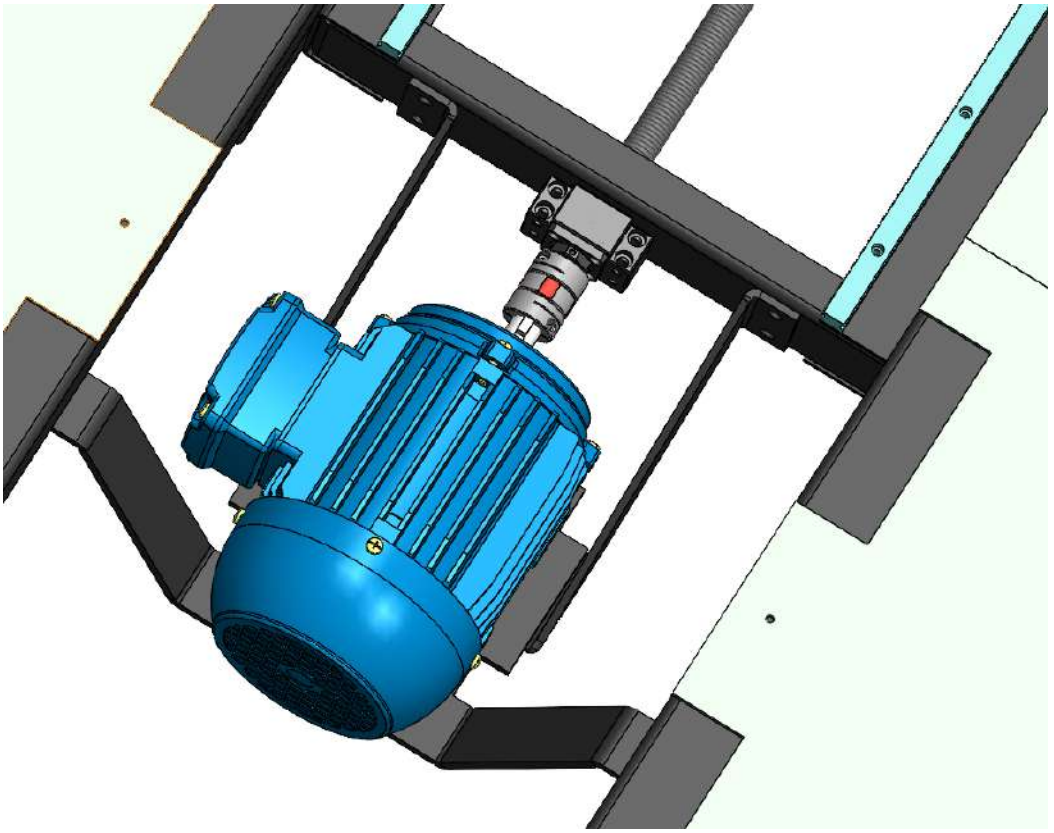


***Figura 68**: Montaje del motor.*

Como se mencionó anteriormente, la rotación se produce por medio de un motor de 0.37 HP de la marca WEG con un encoder adosado a su eje. El mismo está acoplado al eje del tornillo por medio de un acople Anibacklash (**Fig.69**). El eje a su vez está sujeto a la mesa por medio de dos bancadas con rodamientos modelo BK 15 y BF15, tal como se ve en **Fig.70** y **Fig.71**.

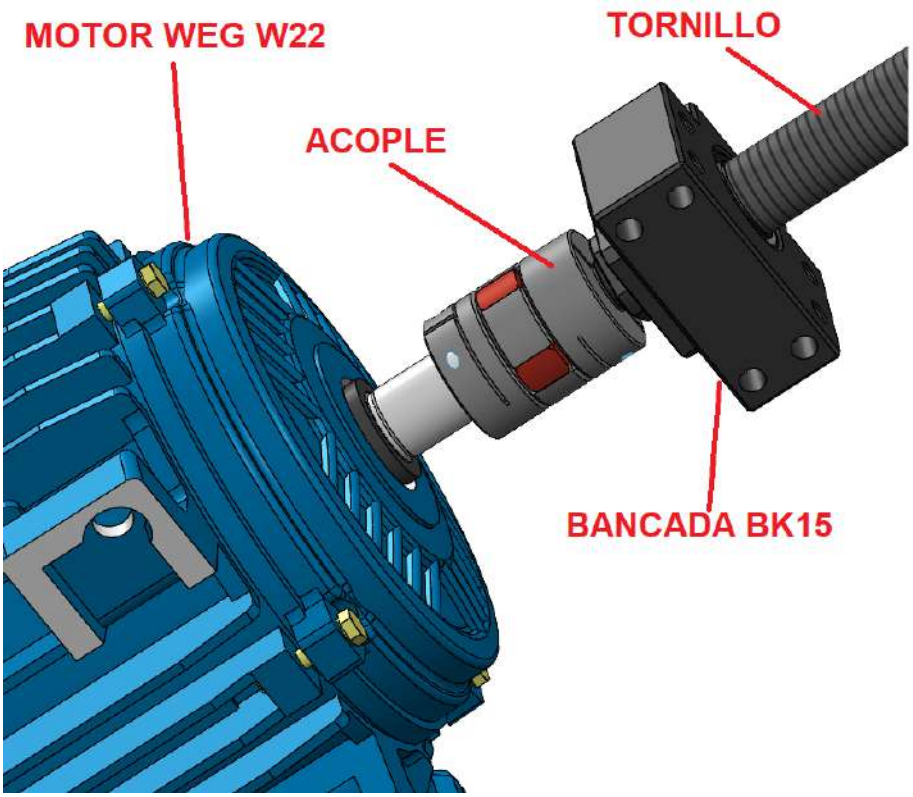


Figura 69: *Conjunto motor, acople y eje.*

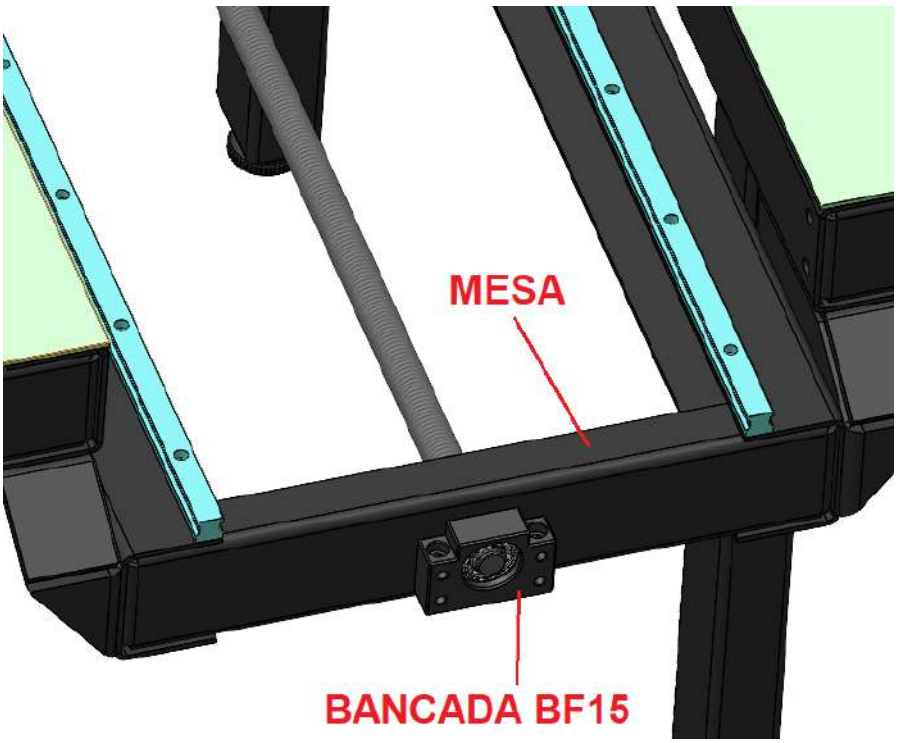


Figura 70: *Conjunto motor, acople y eje.*

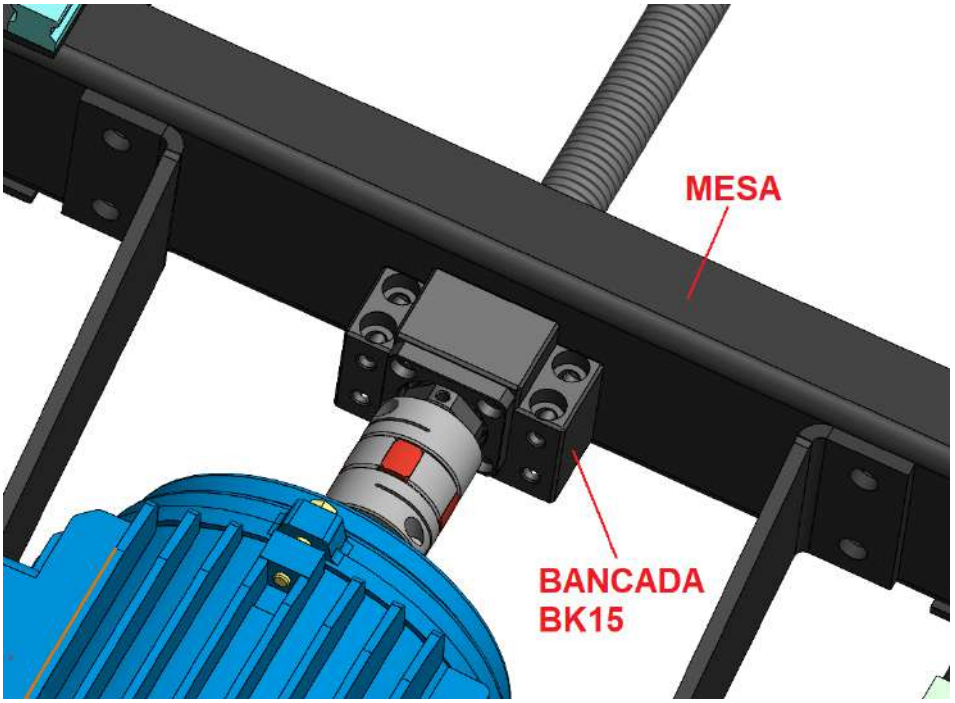


***Figura 71**: Conjunto motor, acople y eje.*

Por último, el tornillo funciona en conjunto con un husillo SFU 2010 (**Fig.72**) montado en la parte inferior del carro, al cual se le adiciona un suplemento para llegar a la altura deseada.

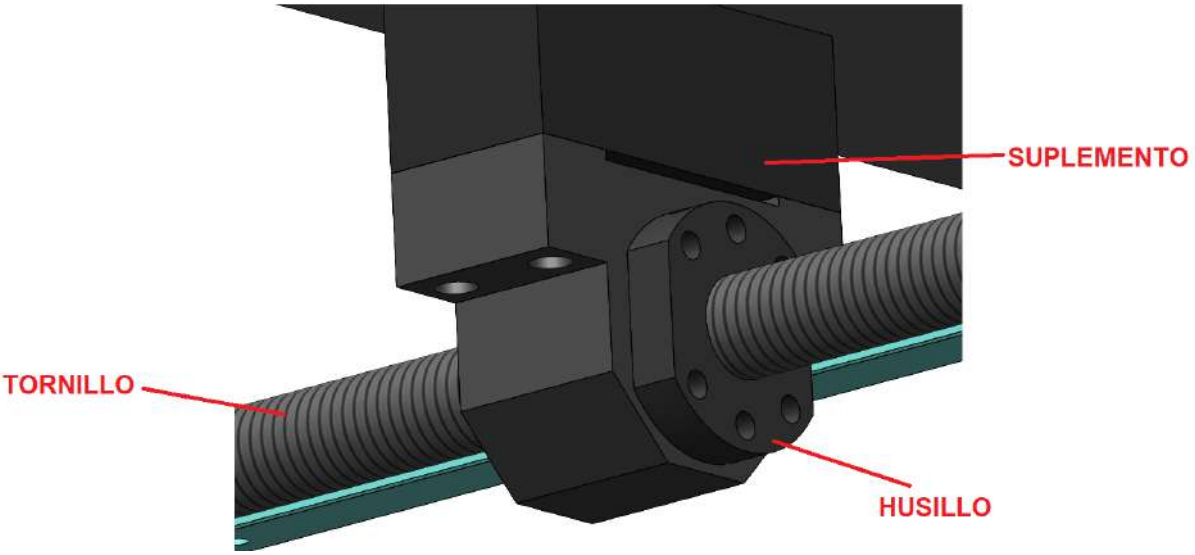


***Figura 72**: Tornillo y husillo montados en carro.*

Sistema de rotación de la chapa

El sistema de rotación cuenta con un plato sobre el cual están montados seis electroimanes que sujetan la chapa (**Fig.73**). Este plato gira solidario a un eje el cual es impulsado por un motor eléctrico (**Fig.74**). Debido a que los electroimanes giran con el plato, la posibilidad de usar cables queda descartada por lo que se opta por usar un sistema estilo de anillos rozantes y escobillas, los cuales transmiten la electricidad necesaria. Todo esto se mostrará con más detalle a continuación.

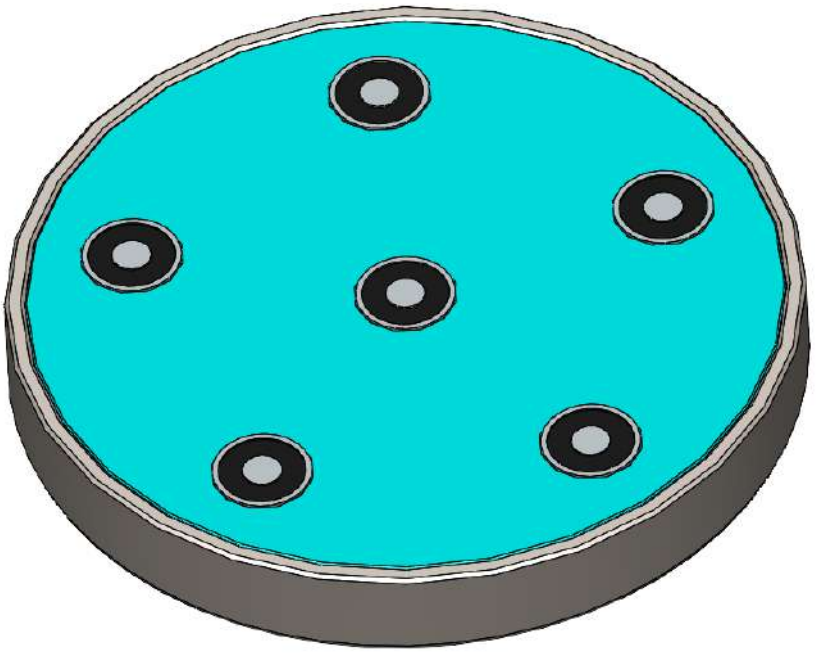


***Figura 73**: Electroimán.*

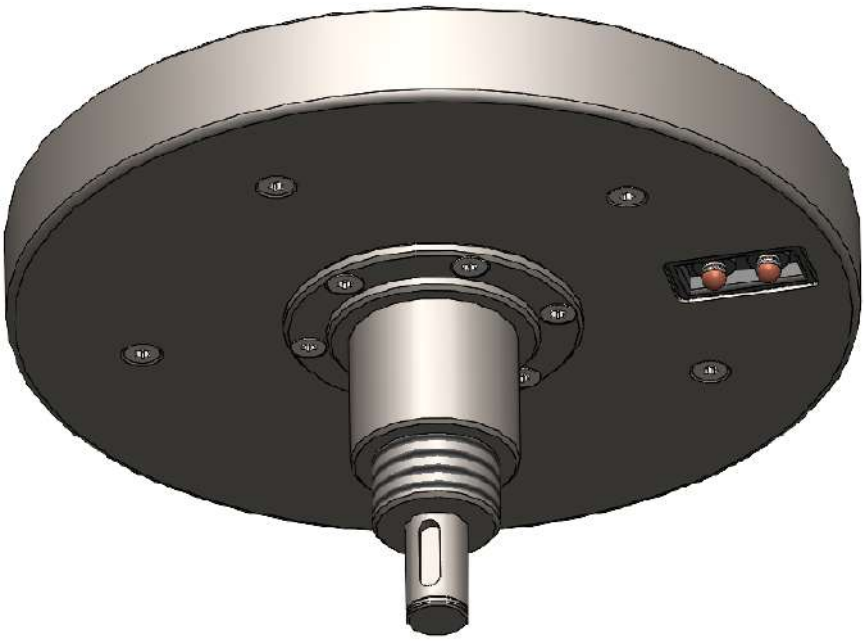


***Figura 74**: Eje montado en el electroimán.*

A continuación se realizan los cálculos necesarios para la selección del motor.

Datos:

$Ancho\ de\ chapa\ b\ =\ 1.5\ m$

$Largo\ de\ chapa\ h\ =\ 1.5\ m$

$Velocidad\ de\ rotación\ de\ la\ chapa\ n\ =\ 20\ RPM$

$Tiempo\ para\ dar\ una\ vuelta\ t\ =\ 3\ s$

$Masa\ del\ electroimán\ m_1\ =\ 2.7\ Kg$

$Masa\ de\ trabajo\ m_2\ =\ 75\ Kg$

$Radio\ del\ electroimán\ r_i\ =\ 0.1\ m$

Se procede a calcular la aceleración angular para la rotación de la chapa y los momentos de inercia.

$$\alpha\ =\ \frac{2\cdot\pi\cdot n}{60\cdot t}\ =\ 0.7\ \frac{rad}{s^2}$$

$$Momento\ de\ inercia\ de\ la\ chapa\ J_m\ =\ \frac{m_2\cdot(b^2+h^2)}{12}\ =\ 28.13\ Kg.m^2$$

$$Momento\ de\ inercia\ del\ electroimán\ J_i\ =\ \frac{m_1\cdot r_i^2}{2}\ =\ 1.35\ \cdot\ 10^{-2}\ Kg.m^2$$

$$Momento\ de\ inercia\ total\ J_t\ =\ J_m\ +\ J_i\ =\ 28.14\ Kg.m^2$$

$$Par\ necesario\ para\ la\ rotación\ de\ la\ chapa\ T\ =\ \alpha\ \cdot J_t\ =\ 19.64\ N.m$$

$$Radianes\ por\ segundo\ del\ eje\ \omega\ =\ \frac{2\cdot\pi\cdot n}{60}\ =\ 2.09\ \frac{rad}{s}$$

$$Potencia\ del\ motor\ N\ =\ T\ \cdot\ \omega\ =\ 41.14\ W\ =\ 0.053\ HP$$

Elección del motor

En base a los cálculos realizados anteriormente se elige un motor Dunkermotoren modelo KD/DR 62.0x80 de 65 W, 400 V y 2600 RPM junto con un reductor planetario de la misma marca, modelo PLG 52EB (**Fig.75**) con una reducción de 126.56 logrando así una salida de 22.17 Nm y 20.5 RPM.

KD/DR AC motors/ KD/DR-Wechsel- Drehstrommotoren

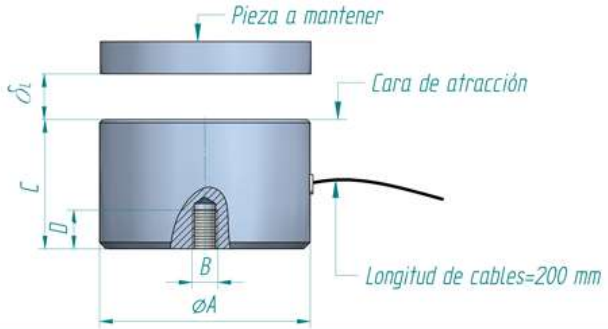
Series/ Baugröße	**52.1**	**62.1**	**52.0**	**62.0**
Stack length/ Baulänge	x60	x60	x60	x80
Cont. output power/ Abgabeleistung (W)	5-26	9-44	25-30	25-86
Rated voltage/ Nennspannung (VAC)	110 / 400	230 / 400	230 / 400	230 / 400
Nominal speed/ Nenndrehzahl (rpm)	3200 / 1200	2600 / 1300	2600	2600 / 1100
Continuous torque/ Nenndrehmoment (Nm)	0.037-0.082	0.069-0.16	0.09-0.11	0.202-0.315
Brakes/ Bremsen	E 40	E 40		E 60
Planetary gearbox/ Planetengetriebe	PLG 52	PLG 52	PLG 52	PLG 52 PLG 75
Right angular gearbox/ Winkelgetriebe	SG 62	SG 80	SG 80	SG 80 SG 120

***Figura 75**: Catálogo de motores y reductor.*

Elección de los electroimanes

Como se comentó anteriormente, el sistema de sujeción de la chapa se realiza mediante electroimanes. Se opta por utilizar ventosas electromagnéticas circulares, las cuales van montadas sobre un plato.

Debido a que el espesor de chapa a plegar es variable y se trabaja con bajos espesores, se elige utilizar 6 ventosas electromagnéticas de la marca NAFSA modelo VEM25 (**Fig.76**).



Tamaño	P a 20°C (W)	Espesor pieza a mantener (mm)	Entrehierro (mm)					Dimensiones (mm)						Peso (kg)
			0	0,1	0,2	0,5	1							
			Fuerza magnética Fm (N)					ØA(-0,3)	B	C±0,1	D	E	F	
VEM20	1,6	1 3	14,5 27	3,8 5,7	1,6 2,6	0,3 0,35	– –	20	M-3	12	5	–	–	0,02
VEM25	3,2	1 3 6	27 114 135	19 47 50	12 20 21	3 3,5 3,7	– – –	25	M-4	20	6	–	40	0,06
VEM30	4	1 3 6	37 170 190	24 80 90	18 40 45	6 9,5 12	1,5 1,6 2	30	M-4	22	6	–	45	0,1
VEM40	5,6	1 3 6	38 300 400	30 203 245	24 133 160	13 27 30	4 4,5 5	40	M-5	26	8	–	55	0,2
VEM50	6,5	1 3 6	40 320 500	32 235 370	30 185 240	25 65 68	15 16 20	50	M-5	30	8	–	65	0,3

***Figura 76**: Catálogo de electroimanes y selección.*

Montaje y disposición de los elementos

El electroimán cuenta con un plato sobre el que van montados seis ventosas electromagnéticas circulares distribuidas uniformemente (**Fig.77**).

También se cuenta con un juego de escobillas (**Fig.78**), las cuales permiten que la rotación del plato no interfiera con el paso de la corriente requerida por los electroimanes.

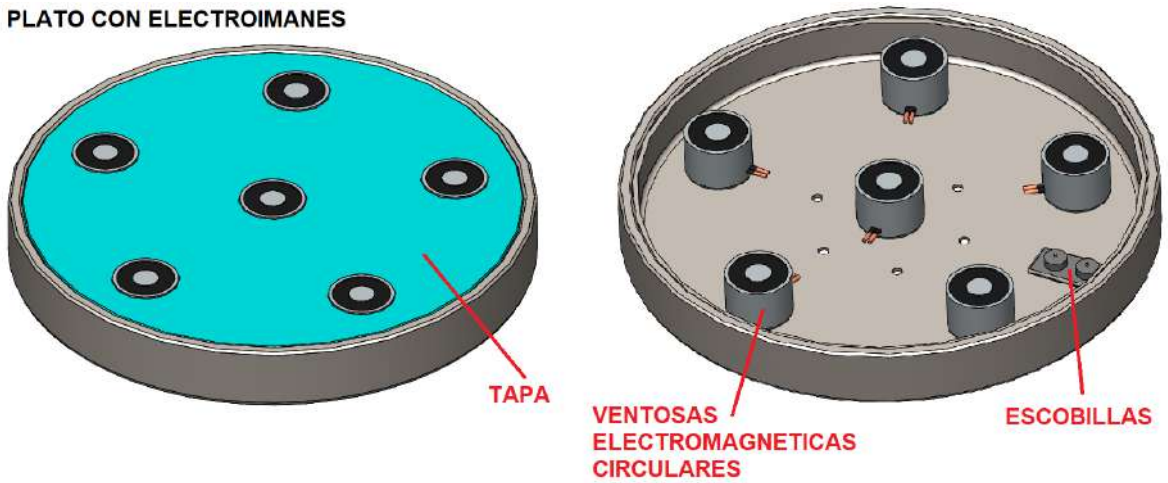


***Figura 77**: Distribución de los electroimanes y escobilla.*

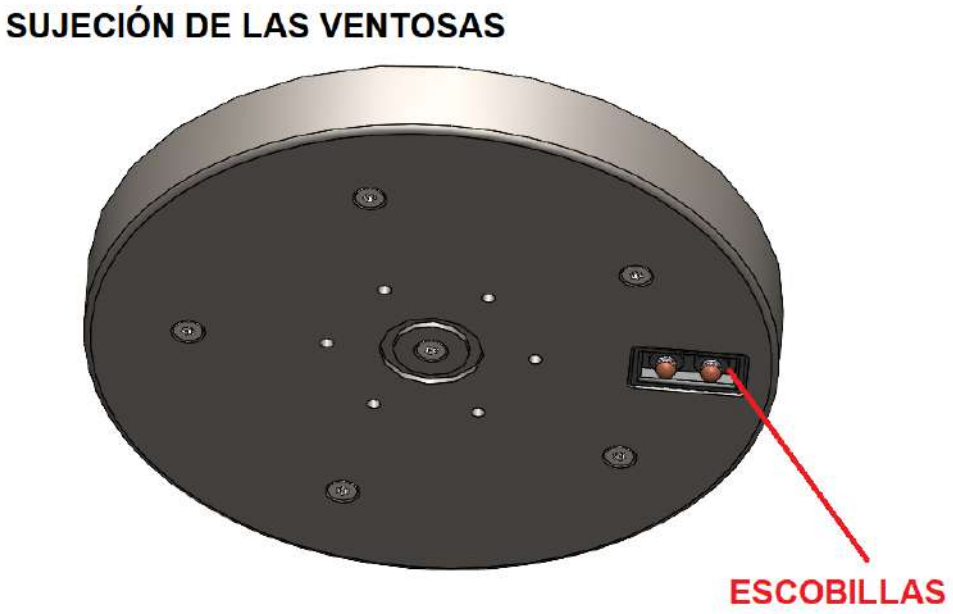


***Figura 78**: Distribución de los electroimanes y escobilla.*

El plato con las ventosas se coloca sobre el carro de movimiento lineal (**Fig.79**), apoyando sobre un patín circular, el cual posee dos anillos de cobre (**Fig.80**) para la transmisión de la corriente desde el carro hacia el electroimán por medio de las escobillas.

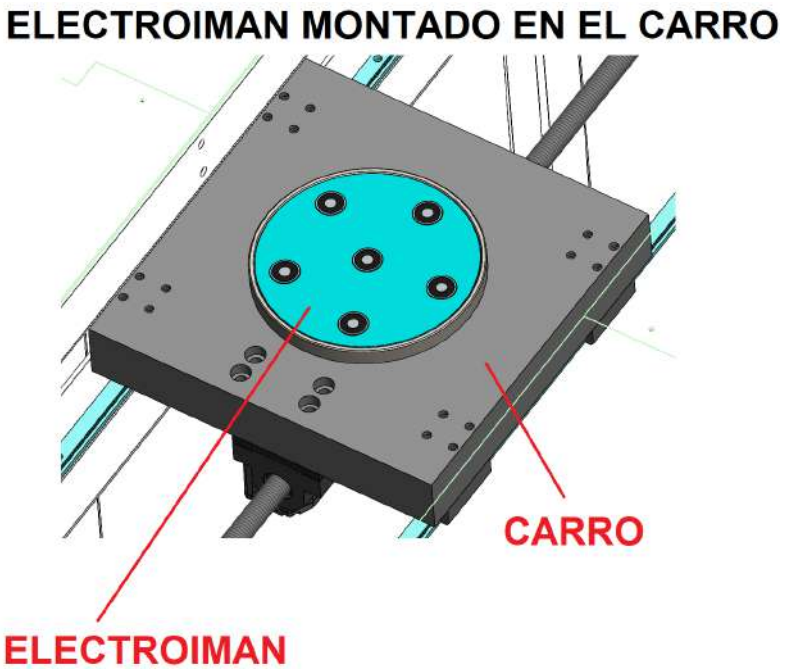


***Figura 79**: Plato electroimán montado en el carro.*

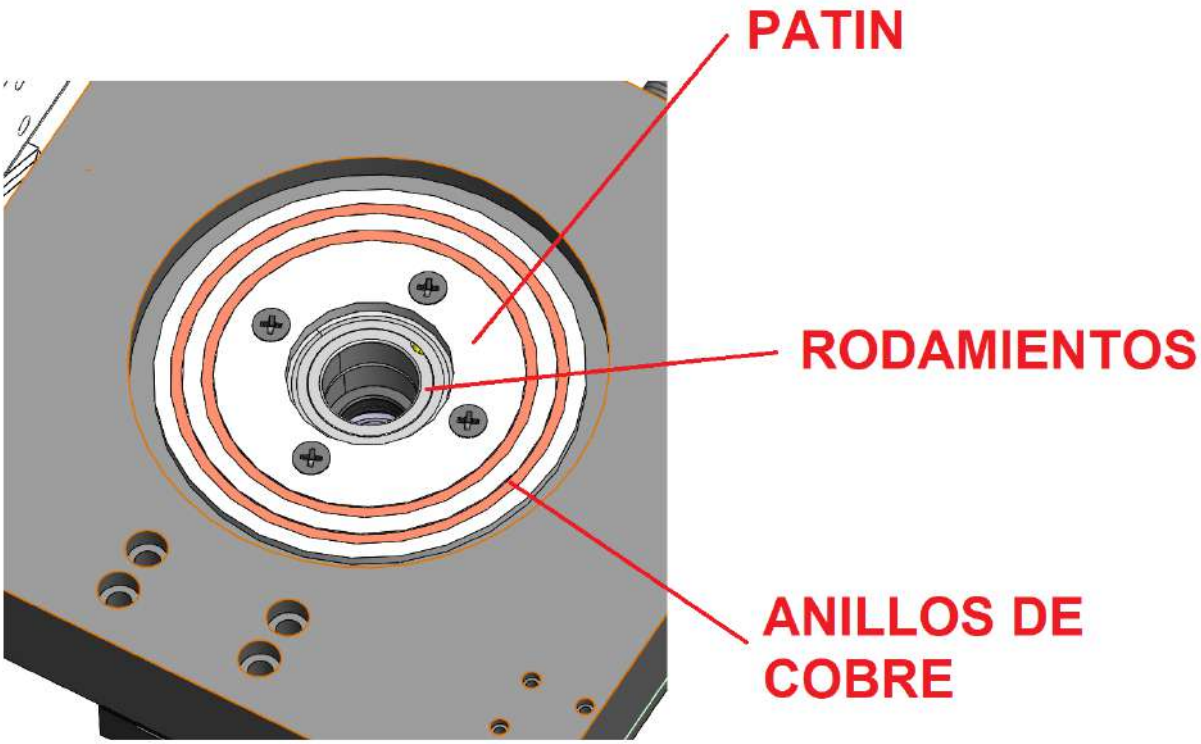


***Figura 80**: Patín circular con anillos de cobre para transmisión de corriente.*

Como se puede ver también en (**Fig.80**), el carro tiene asientos para rodamientos, sobre los cuales va montado el eje para la rotación del electroimán. Este eje posee una polea, la cual está vinculada por medio de una correa con relación 1:1 a otra polea en el eje de salida del reductor planetario (**Fig.81**).

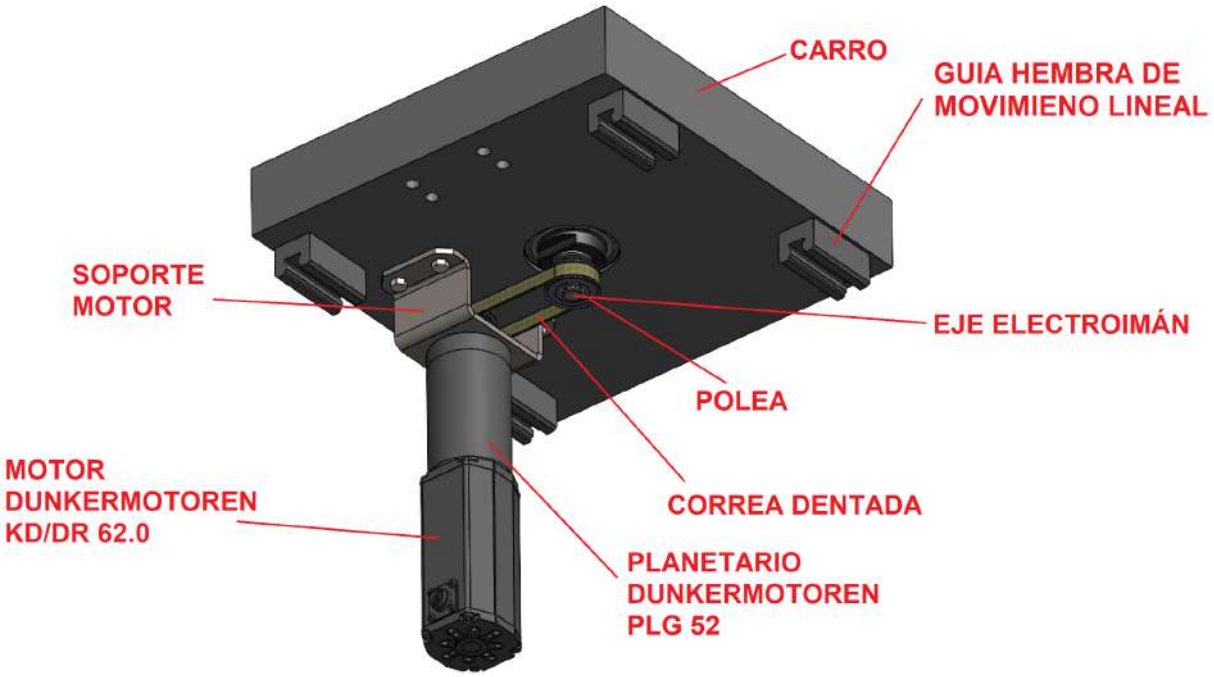


***Figura 81**: Distribución de los electroimanes y escobilla.*

Sistema de prensa chapa

El sistema prensa-chapa consta de dos mordazas (**Fig.82**, **Fig.83**, **Fig.84** y **Fig.85**), las cuales sujetan la chapa para que esta pueda ser plegada. Además de sujetar, funcionan como “matriz”, ya que la herramienta de doblado hace fuerza contra las mismas para producir el plegado. Es por ello que las mordazas tienen esa geometría. Cada mordaza tiene una longitud de 1600 mm lo cual cubre todo el ancho de labor de la máquina. El ángulo del bisel es de 25° para poder lograr sin problemas pliegues de hasta 30°.

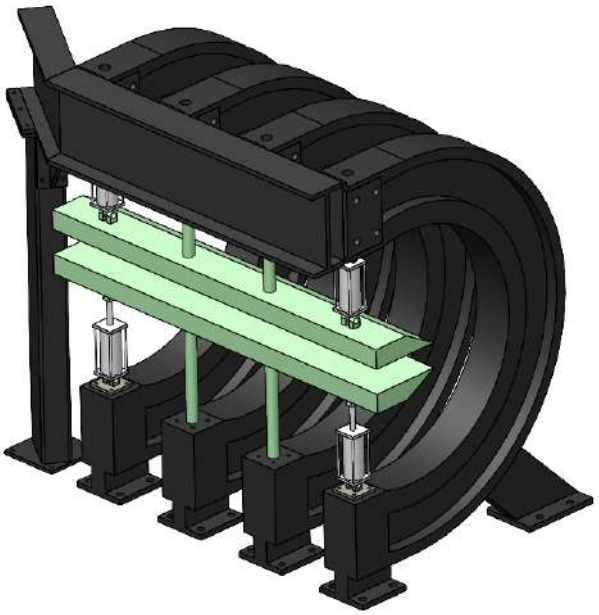


***Figura 82**: Sistema de mordazas prensachapas.*

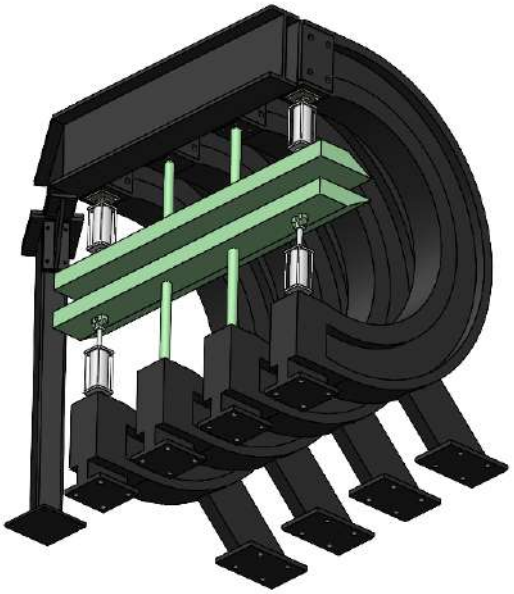


***Figura 83**: Sistema de mordazas prensachapas.*

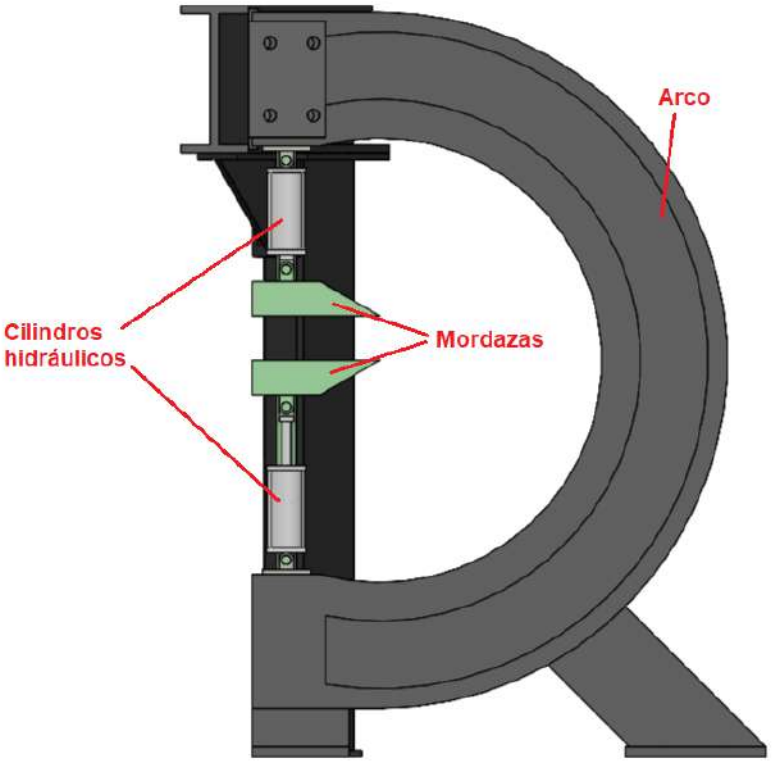


***Figura 84**: Sistema de mordazas prensachapas.*

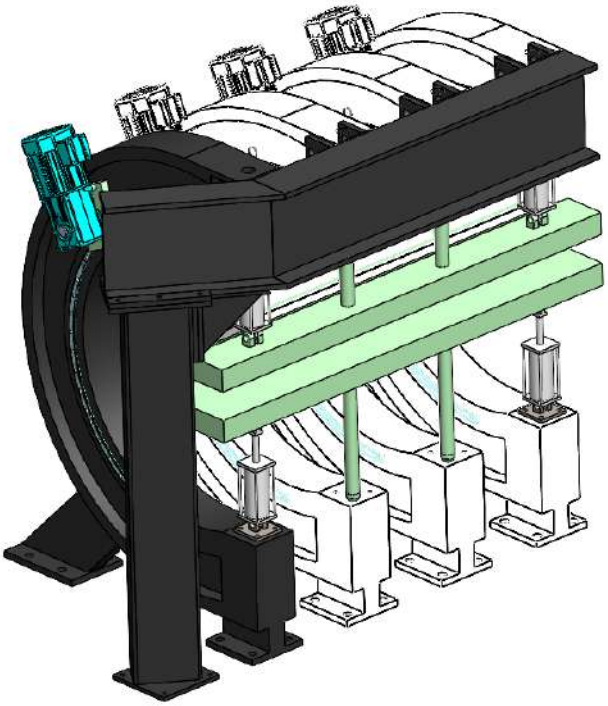


***Figura 85**: Sistema de mordazas prensachapas.*

Como se puede ver en la **Fig.86**, las mordazas poseen dos patas cilíndricas que funcionan como guías lineales. Estas guías se desplazan por dentro de orificios presentes en los arcos de bancada tanto en la parte superior como en la inferior.

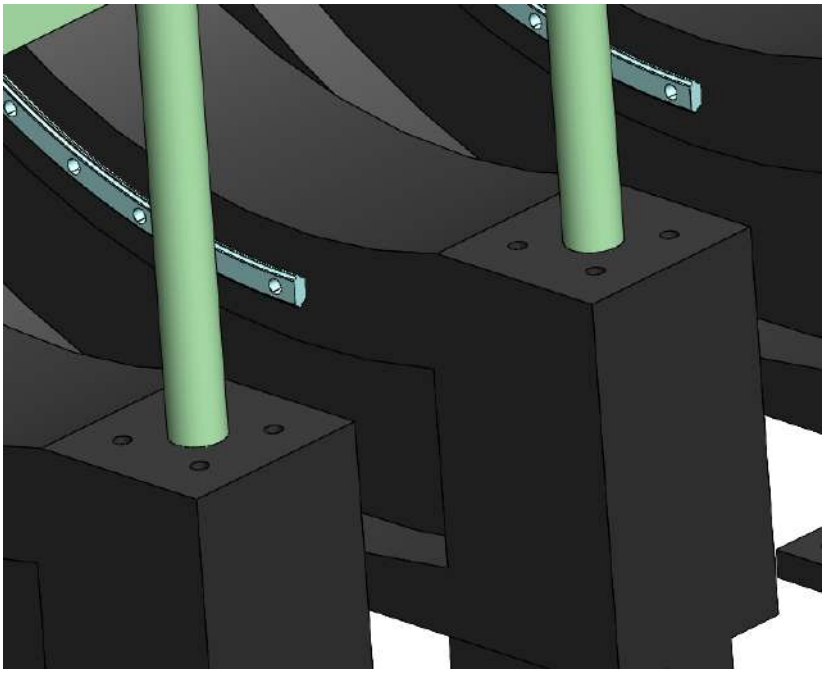


***Figura 86**: Sistema de guías de mordazas.*

El movimiento de las mordazas se produce por medio de cilindros hidráulicos, los cuales están posicionados en los extremos de las mismas (**Fig.82**, **Fig.83**, **Fig.84** y **Fig.85**), teniendo dos por mordaza. Estos cilindros están vinculados a los dos arcos de los extremos de la máquina.

Los 4 cilindros hidráulicos cuentan con un recorrido de 130mm, teniendo una longitud de 325mm y 455mm, retraído (**Fig.87**) o extendido (**Fig.88**) respectivamente.

Calculo de cilindro

$$Fuerza\ de\ plegado\ F_{chapa} = 140200\ N$$

$$Fuerza\ del\ prensachapa\ F_{pc} = \frac{1}{3} F_{chapa} = 46733\ N$$

$$Cilindros\ por\ prensachapa\ n_{cil} = 2$$

$$Fuerza\ por\ cilindro\ F_{cil} = \frac{F_{pc}}{n_{cil}} = 23367\ N$$

$$Diámetro\ interior\ de\ camisa\ Di = 2\ 1/2" = 63.5\ mm$$

$$Presión\ p = \frac{4 \cdot F_{cil}}{\pi \cdot Di^2} \cdot 10 = 73.8\ bar$$

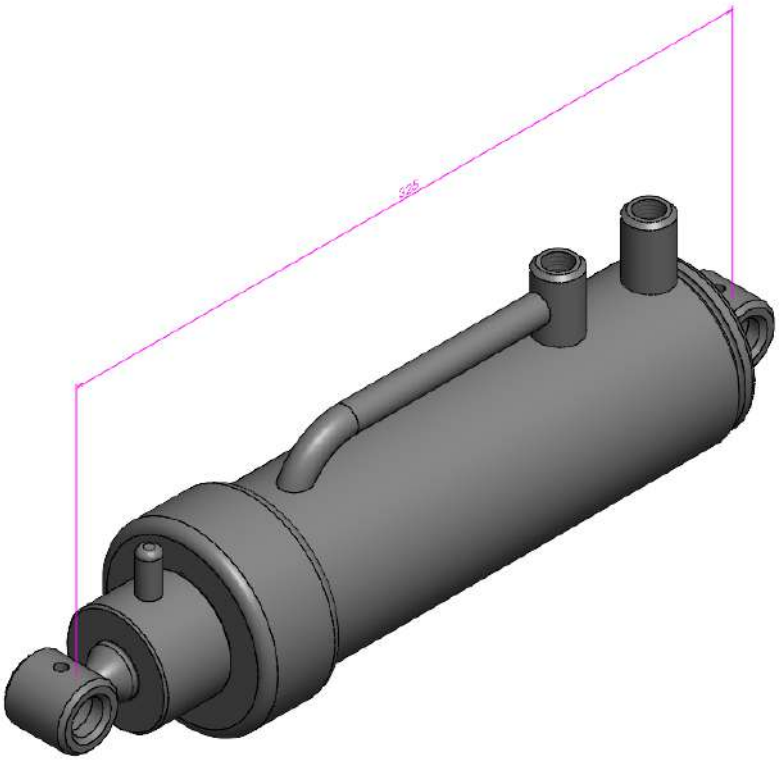


***Figura 87**: Cilindro hidráulico retraído.*

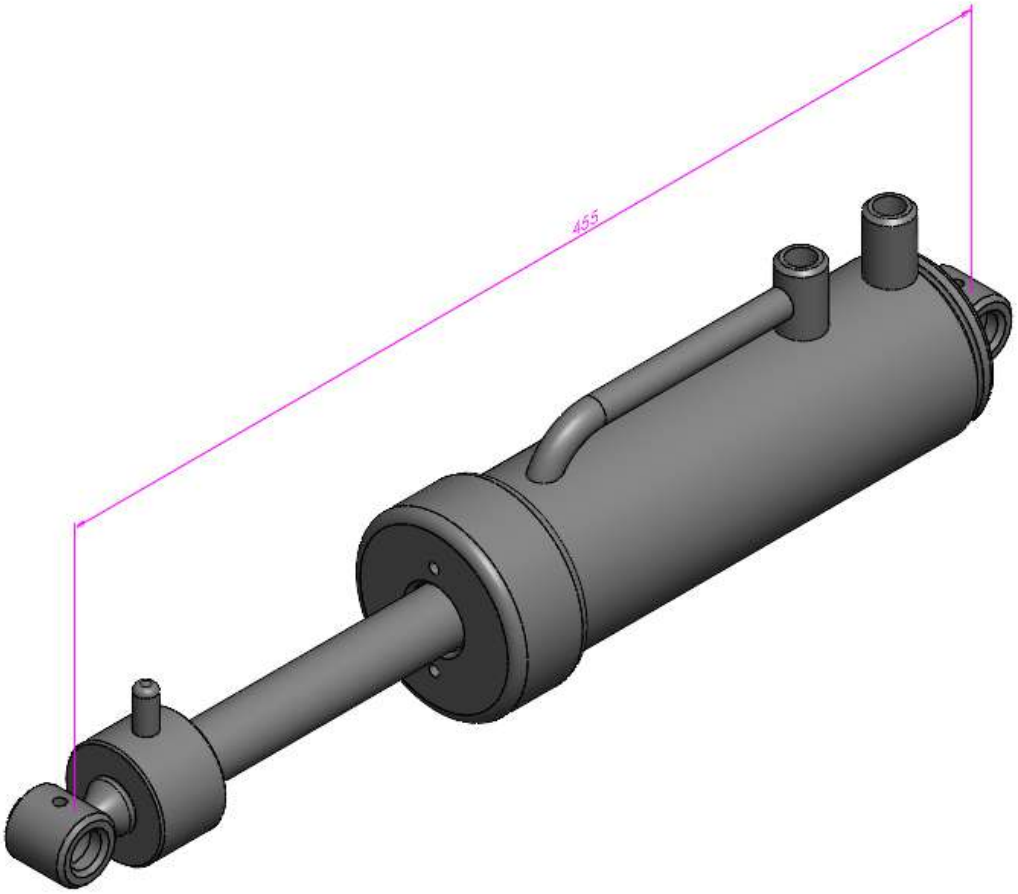


***Figura 88**: Cilindro hidráulico extendido.*

El cilindro está formado por un vástago de 1” y una camisa de diámetro interior 2 ½”. A su vez el vástago tiene una rosca en la cual actúa un regulador de carrera, pudiendo modificar la misma con una variación de 30mm. Para controlar las fugas de aceite se usan retenes sellos hidráulicos del tipo Polypak, Wiper y O-ring en las medidas correspondientes. Ver figuras **Fig.89** y **Fig.90**.

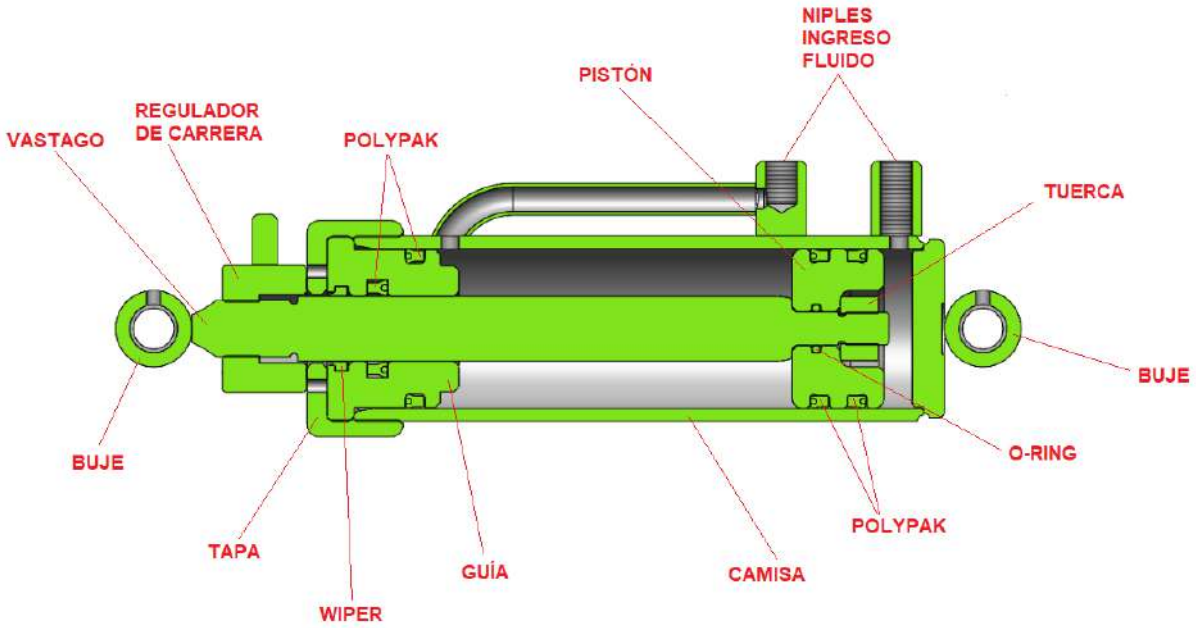


***Figura 89**: Cilindro hidráulico retraído en corte con sus correspondientes partes.*

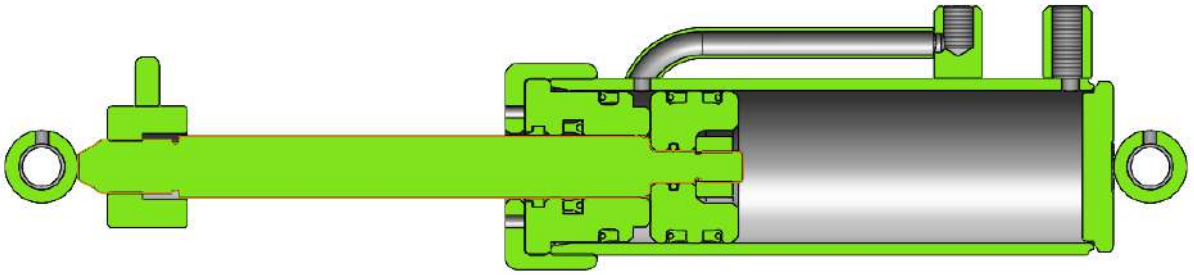


***Figura 90**: Cilindro hidráulico extendido en corte.*

Sistema control de motores de doblado y corrección de error

El accionamiento del sistema de doblado se realiza mediante motores de inducción trifásicos de 0.5 HP con variadores de velocidad controlados por un PLC central.

La utilización de un PLC y un variador de velocidad posibilita la aplicación de esquemas de control de motores del tipo vectorial en base a modelos matemáticos de los motores de inducción (**Fig.91**) lo cual permite un control de motores de corriente alterna teniendo en cuenta su dinámica. **[7]**

La consideración de la dinámica confiere al control de los motores una mayor precisión, mayor capacidad de control de los comportamientos transitorios y además permite la generación de alto torque a muy bajas revoluciones.

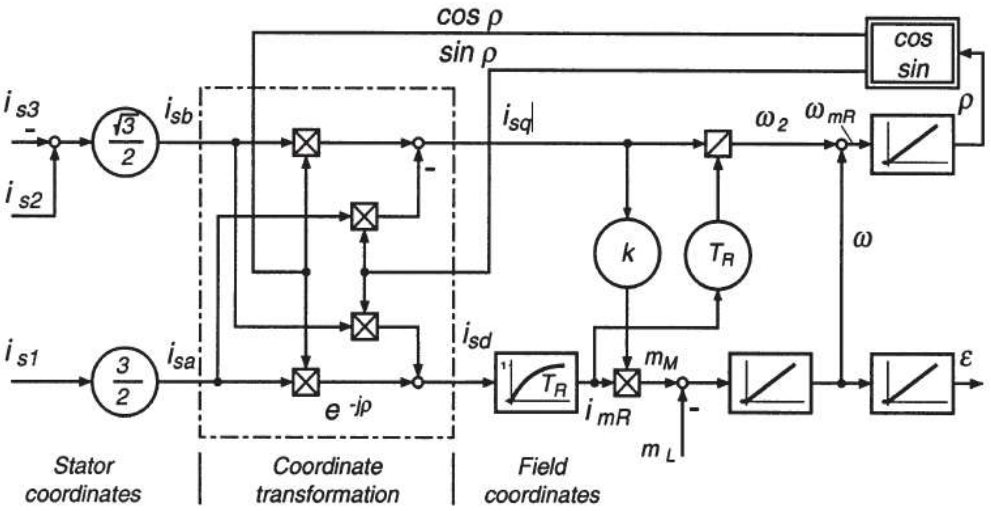


***Figura 91**: Diagrama de bloque de modelo matemático de motor de corriente alterna.* **[7]**

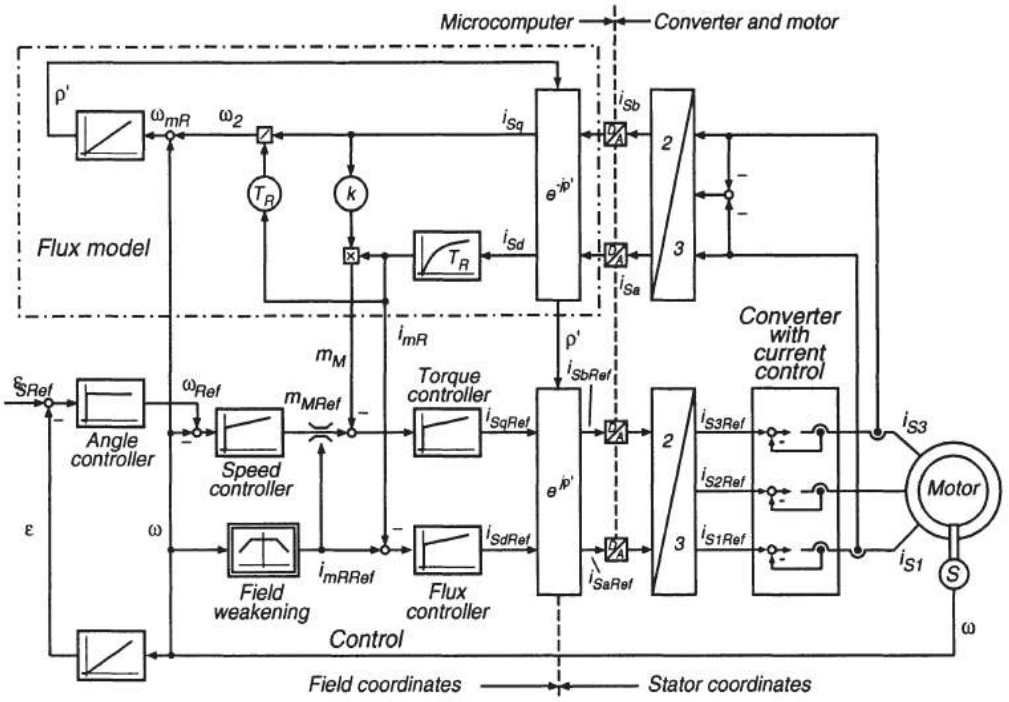


***Figura 92**: Diagrama de bloque del modelo de control de posición/velocidad de un motor de corriente alterna.* **[7]**

Habiendo ya definido la estrategia de control de los motores encargados del doblado se agrega una subrutina encargada de la reducción de los errores al doblar chapas de espesores cercanos a los máximos admitidos.

Dentro del PLC el algoritmo de control realiza una estimación a tiempo real del torque aplicado por el motor mediante mediciones de corriente.

La subrutina que se propone consiste en que una vez alcanzada la posición final dentro del PLC estipulada para determinado doblado la herramienta retrocede hasta que no se midan torques producto de la chapa. Luego se acerca la herramienta nuevamente y se determina a qué ángulo (según medición del PLC) se detecta el aumento de torque correspondiente a la interacción entre la herramienta y la chapa. La diferencia entre el ángulo deseado de doblado y el ángulo medido mediante la aparición del torque nos da el error que debemos corregir mediante doblados y mediciones hasta entrar en el rango de tolerancias especificado.

Si bien esta subrutina representa un incremento en el tiempo de doblado solo se activaría en los casos extremos de doblado de piezas de mucho espesor permitiendo tener una máquina más compacta que si se decidiera aumentar su rigidez para acotar los desplazamientos.

Resultado final

Se representa una renderización esquemática del resultado final, en el cual se puede ver la plegadora completa con sus respectivas piezas y subconjuntos montados en las **Fig.93**, **Fig.94**, **Fig.95** y **Fig.96**.

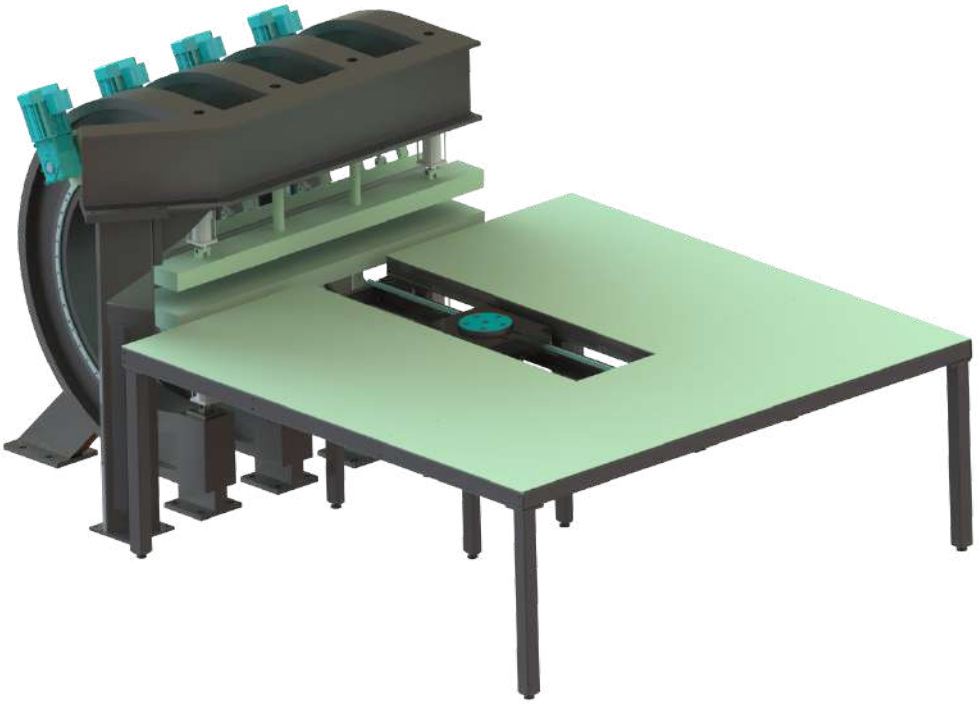


***Figura 93**: Renderización isométrica del modelo de la máquina.*

***Figura 94**: Renderización lateral del modelo de la máquina.*

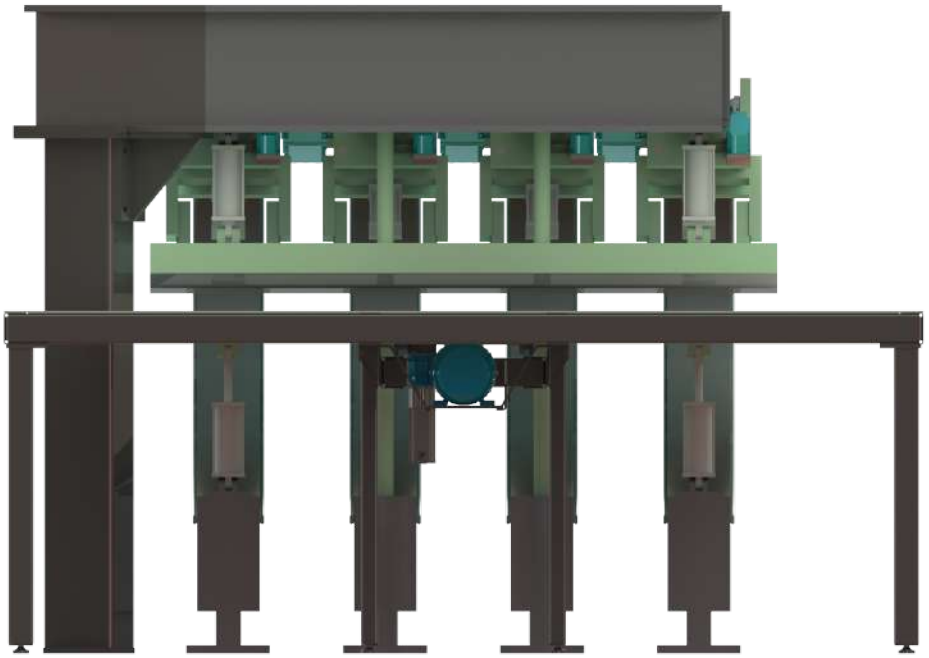


***Figura 95**: Renderización frontal del modelo de la máquina.*

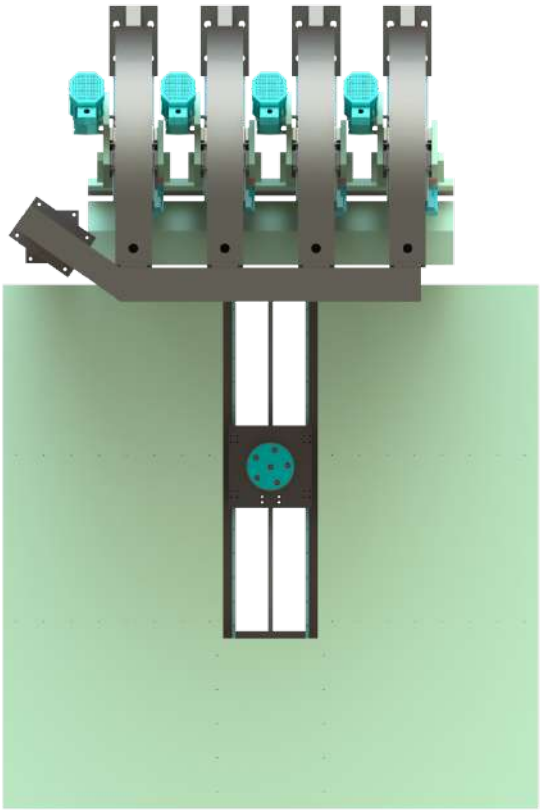


***Figura 96**: Renderización superior del modelo de la máquina.*

Conclusiones

Como conclusión se tiene que en teoría las características de la máquina diseñada permiten su funcionamiento planteado pero no se puede garantizar que sea así sin antes construir prototipos y realizar pruebas exhaustivas.

Estas pruebas se centrarán en la garantización de la precisión de los doblados mediante mediciones de errores en los movimientos que si bien se calculó la precisión teórica en base a los encoders se omite la incorporación de los errores introducidos por los acoples de los motores y la precisión de la fabricación de los conjuntos de tornillos/tuerca.

Habiendo mencionado los puntos anteriores se piensa que la máquina propuesta sigue siendo una opción atractiva para empresas de mediano tamaño con producción de una variedad de bienes con carcasa de chapa que buscan proteger la integridad de los acabados superficiales de las mismas durante los doblados y que desean aumentar el grado de automatización en la planta.

Recomendaciones

Respecto a recomendaciones lo principal que se buscaría mejorar en diseños subsiguientes sería incrementar la velocidad de doblado mediante el cambio de motorreductor por otro de mayor potencia, cosa que muy posiblemente implique rediseño del carro de doblado para acomodar el mayor tamaño de este.

Lógicamente una vez realizadas pruebas en el prototipo y adquiriendo retroalimentación respecto del funcionamiento de la máquina finalizada en la industria por parte de operarios e ingenieros se pueden detectar áreas en las que se la pueden llevar a cabo mejoras puntuales. Siendo de vital importancia la creación de una base de datos de fuerzas requeridas para realizar doblados en chapas de diferentes espesores y materiales de la forma propuesta en máquina diseñada ya que no se encuentra información respecto a estos valores.

Bibliografía y recursos utilizados

[1] Ablat, M. A., Qattawi, A., Jaman, M. S., Alafaghani, A., Yau, C., Soshi, M., & Sun, J. Q. (2020). An experimental and analytical model for force prediction in sheet metal forming process using perforated sheet and origami principles. Procedia Manufacturing, 48, 407–418. https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.05.063

[2]McMaster-Carr. (2022). Mc. Master. Retrieved April 11, 2022, from https://www.mcmaster.com/

[3] Rolling (metalworking). (2009, January 21). In Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_(metalworking)

[4] Molinero, C. (2019, January 21). Conceptos básicos del plegado de chapa. Interempresas. Retrieved June 28, 2021, from https://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/232340-Conceptos-basicos-del-plegado-de-chapa.html

[5] Norton, R. L. (2016). Diseño de maquinaria.

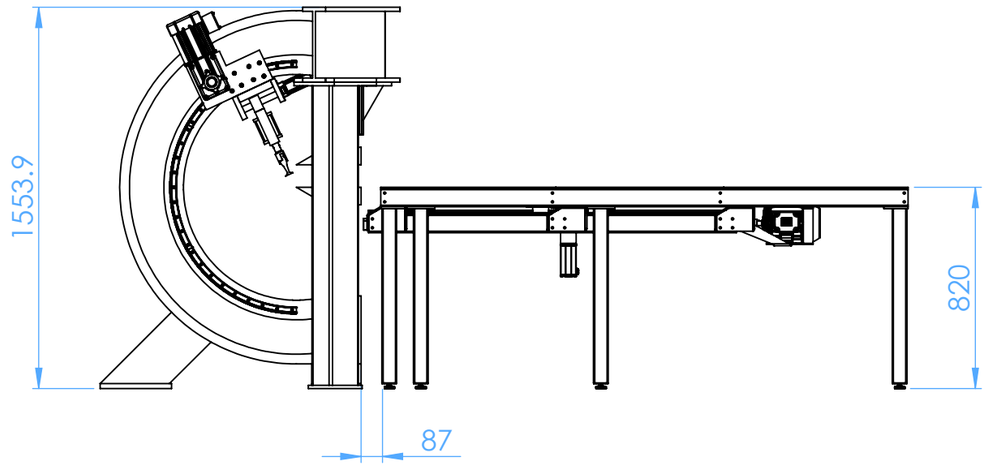
[6] Tubos Estructurales. (n.d.). Tubos Argentinos. Retrieved April 19, 2022, from https://tubosarg.com.ar/productos-tubos-argentinos/tubos-estructurales

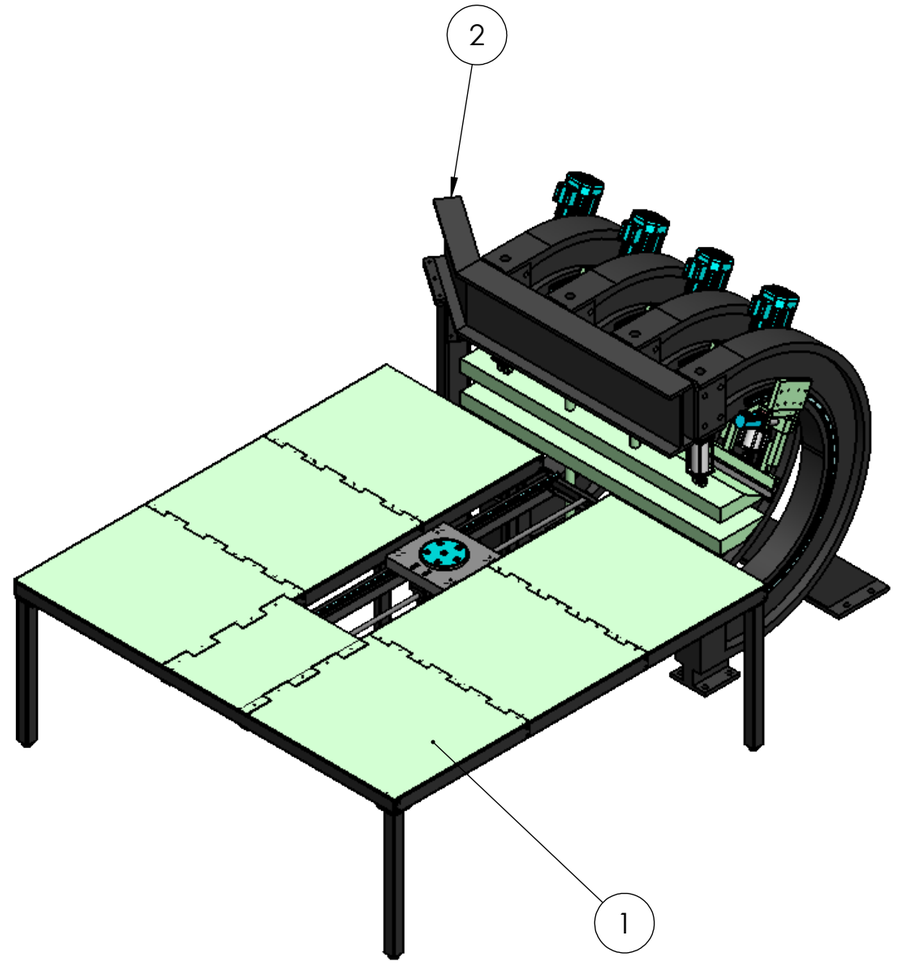
[7] Leonhard, W. (2001). Control of Electrical Drives (3nd ed.). Springer.

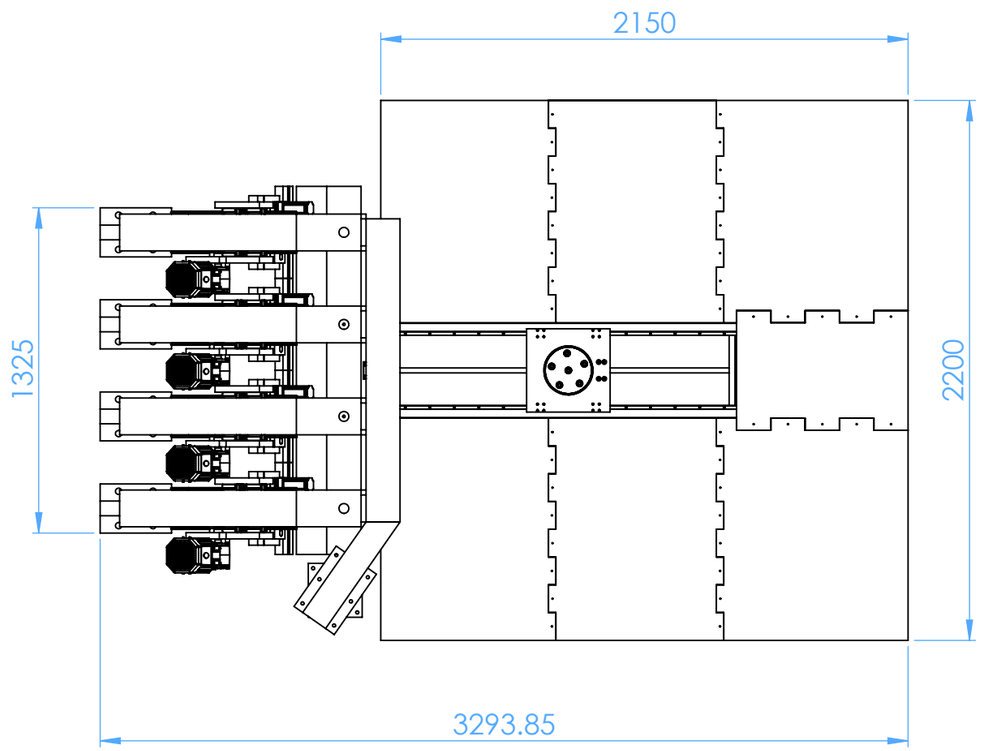
[8] THK. (2015). Husillos de bolas - Catálogo general. THK.

[9] American Gear Manufacturers Association . (2015). Norma ANSI/AGMA 2001- D04

Anexo







N.° DE ELEMENTO	NOMBRE DE LA PIEZA	N° DE PLANO	CANTIDAD
1	Conjunto armado mesa con carro	02	1
2	Conjunto armado plegadora	03	1

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	16/03/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 2976.3 Kg
Esc: 1:25	TS:		TT:

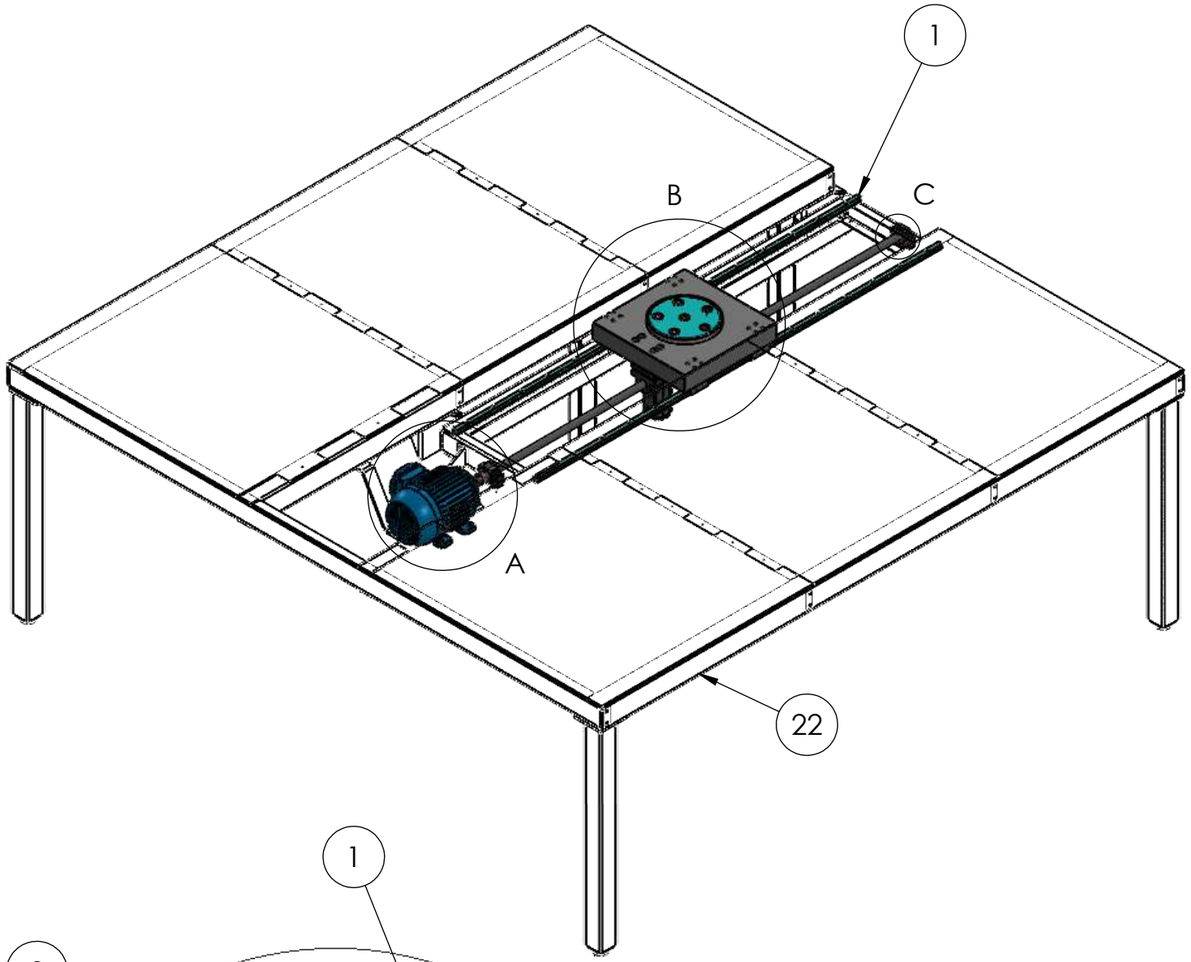
Tol. Gral.
Mec: ∢ 0.2
Pleg: ∢ 0.5
Sol: ∢ 1

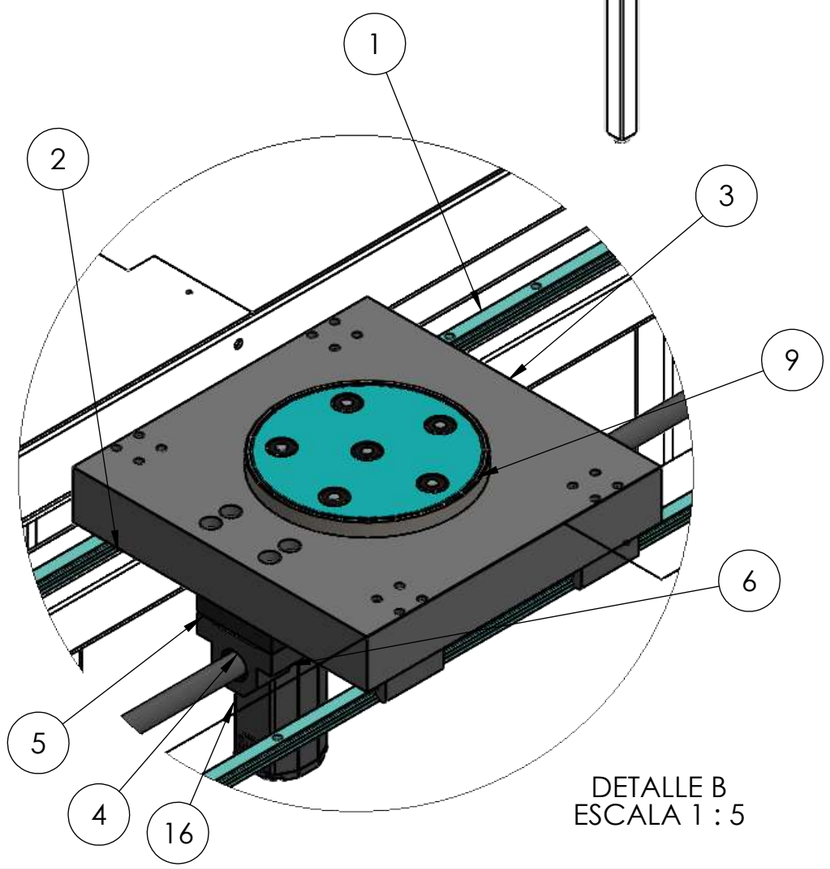
Denominación:

PLEGADORA COMPLETA

N° PLANO

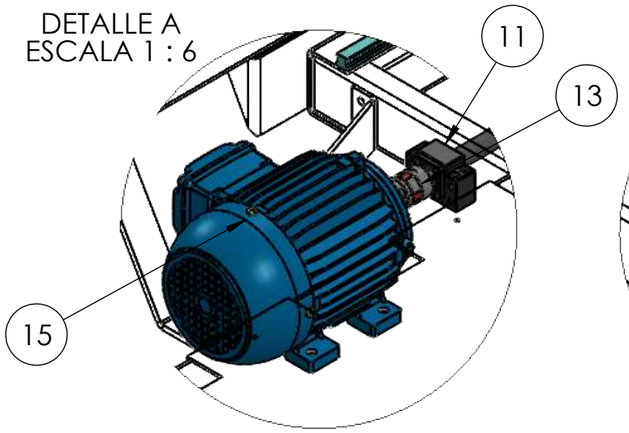
01



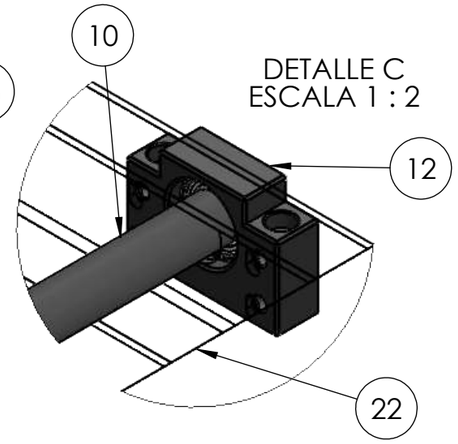


DETALLE B
ESCALA 1 : 5

DETALLE A
ESCALA 1 : 6

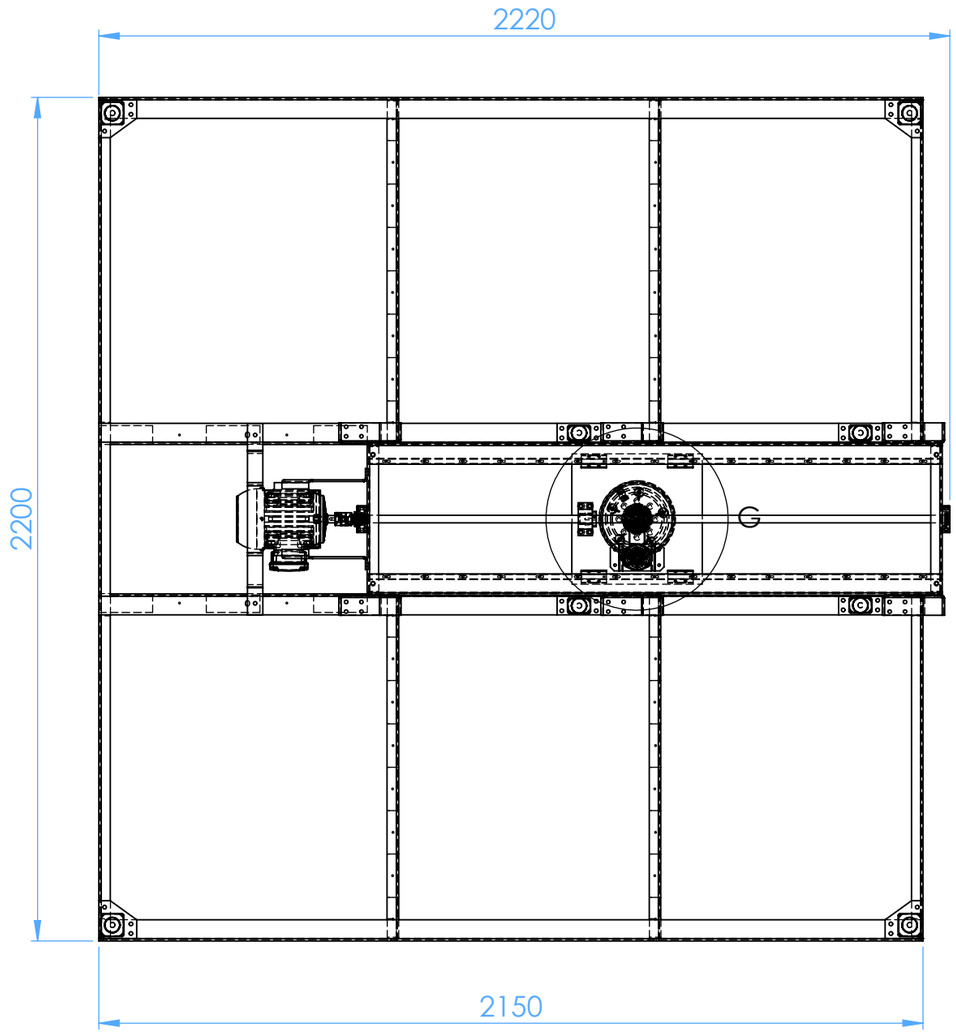


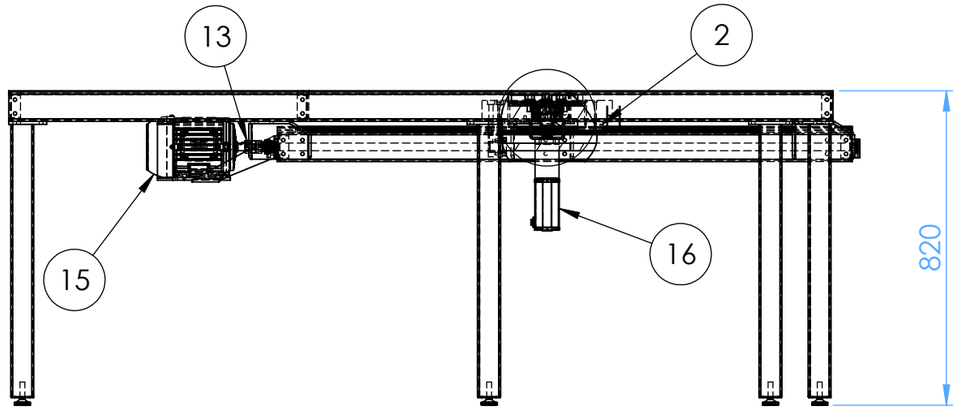
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



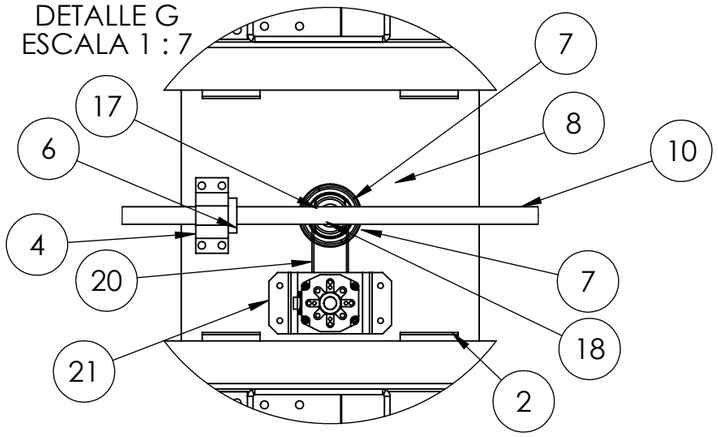
N.º DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Guia lineal	04	2
2	Patin carro bancada	05	4
3	Carro porta electroiman	06	1
4	Brida tuerca electroiman	07	1
5	Suplemeto brida	08	1
6	Tuerca husillo de bolas	09	1
7	Rodamiento SKF 208 2Z	10	2
8	Conjunto patin rotacional	11	1
9	Electroiman	12	1
10	Husillo de bolas d20 p10	13	1
11	Bancada BK15	14	1
12	Bancada BF15	15	1
13	Acople motor 12 - 19	16	1
14	Tuerca ajuste eje rotacion	18	1
15	Motor WEG	19	1
16	Motor Dunker motores con reductor planetario	20	1
17	Polea Z24	21	2
18	Anillo seeger DIN471 15x1		1
19	Chaveta 18 x 5	22	1
20	Correa dentada		1
21	Soporte motor para rotacion	23	1
22	Estructura mesa	24	1

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	
DIBUJ...	17/3/2022	TURCHETTI		
REVIS...				
APROB...			PESO: 403.1 Kg	
Esc: 1:16	TS:		TT:	N° PLANO
	Denominación:			02
Tol. Gral. Mec: ↖0.2 Pleg: ↖0.5 Sol: ↖1	Conjunto armado mesa con carro			Hoja 1 de 2

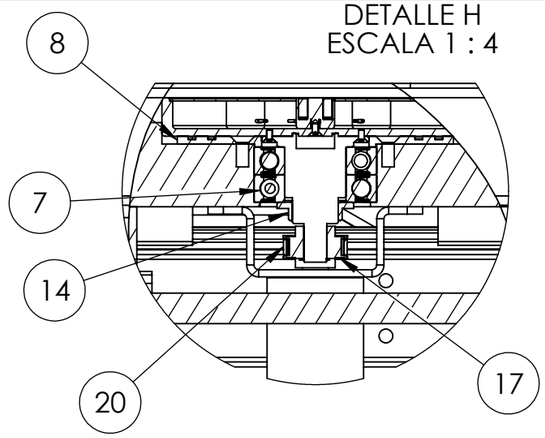




DETALLE G
ESCALA 1 : 7



DETALLE H
ESCALA 1 : 4



N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Guia lineal	04	2
2	Patin carro bancada	05	4
3	Carro porta electroiman	06	1
4	Brida tuerca electroiman	07	1
5	Suplemeto brida	08	1
6	Tuerca husillo de bolas	09	1
7	Rodamiento SKF 208 2Z	10	2
8	Conjunto patin rotacional	11	1
9	Electroiman	12	1
10	Husillo de bolas d20 p10	13	1
11	Bancada BK15	14	1
12	Bancada BF15	15	1
13	Acople motor 12 - 19	16	1
14	Tuerca ajuste eje rotacion	18	1
15	Motor WEG	19	1
16	Motor Dunker motores con reductor planetario	20	1
17	Polea Z24	21	2
18	Anillo seeger DIN471 15x1		1
19	Chaveta 18 x 5	22	1
20	Correa dentada		1
21	Soporte motor para rotacion	23	1
22	Estructura mesa	24	1

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	17/3/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 403.1 Kg
Esc: 1:16	TS:		TT:

Denominación:

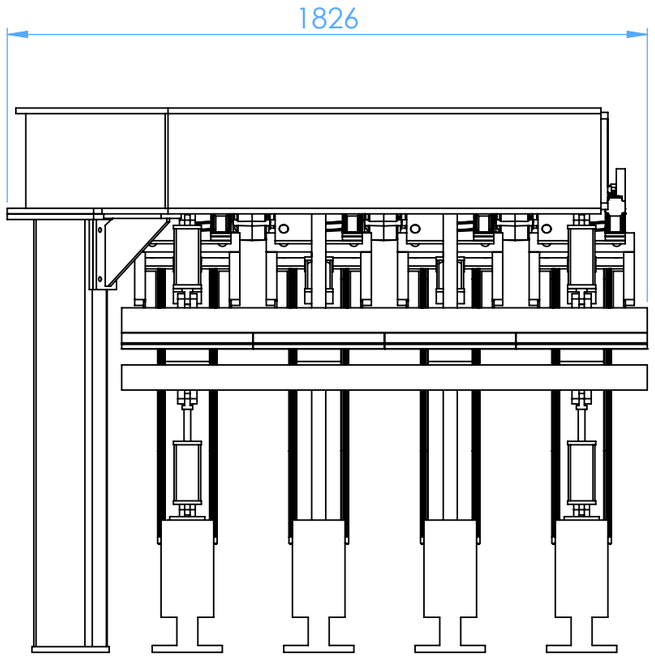
Conjunto armado mesa con carro

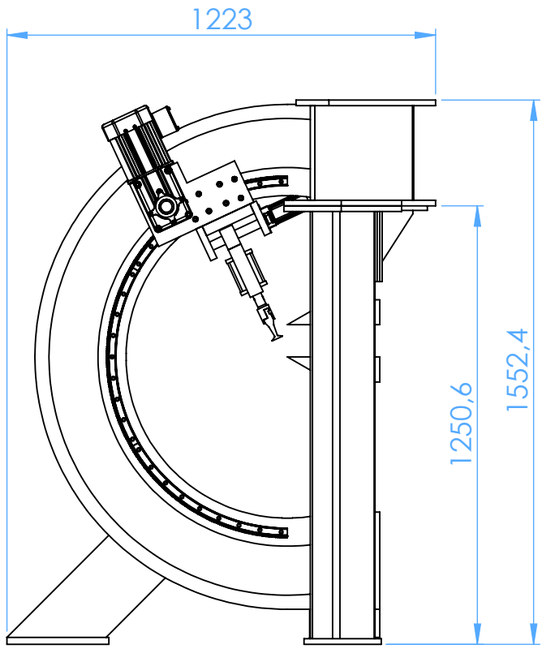
N° PLANO

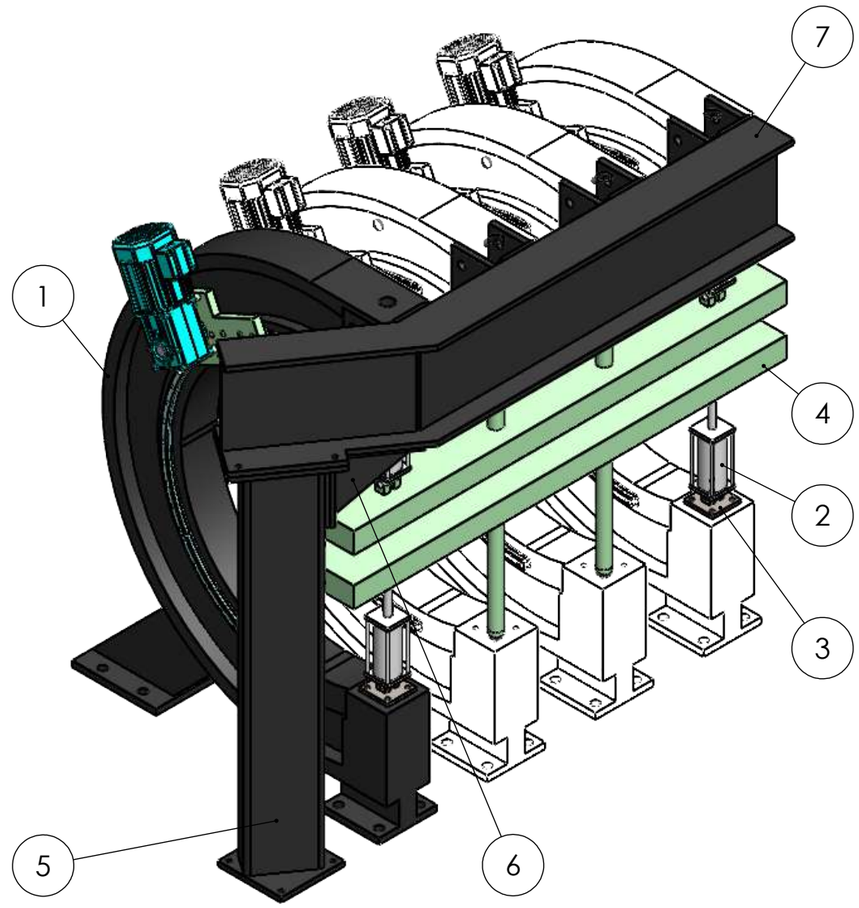
02

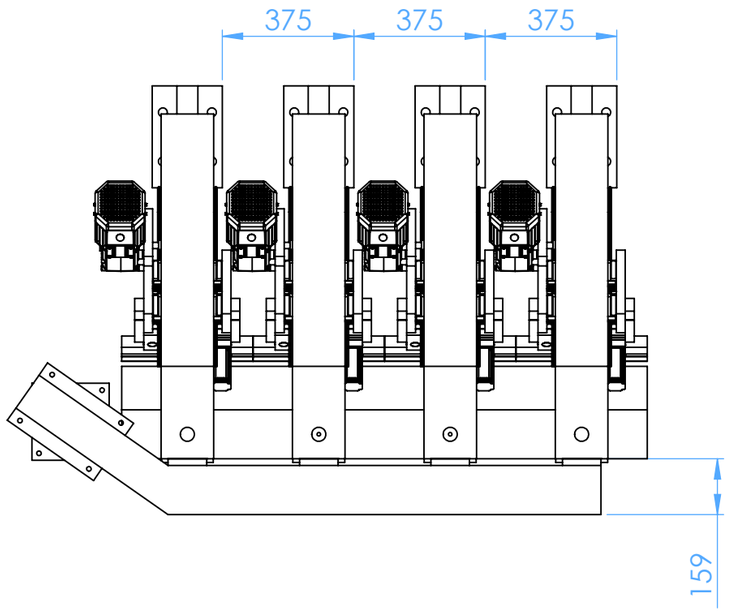
Tol. Gral.
Mec: ↖0.2
Pleg: ↖0.5
Sol: ↖1

Hoja 2 de 2









N.º DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Conjunto armado arco plegador	81	4
2	Cilindro prensachapa	82	4
3	Soporte cilindro prensachapa	83	4
4	Prensachapa	84	2
5	Columna lateral	68	1
6	Escuadra columna	71	1
7	Viga refuerzo arcos	77	1

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	23/3/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 2573.2 Kg
Esc: 1:17.5	TS:		TT:

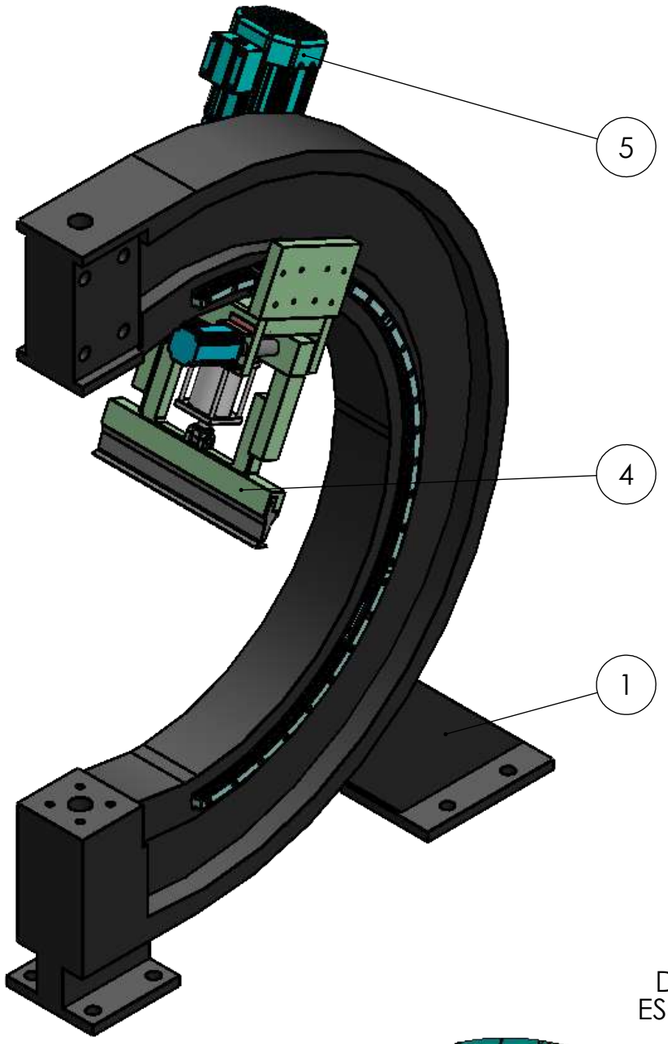
Tol. Gral.
Mec: ∢ 0.2
Pleg: ∢ 0.5
Sol: ∢ 1

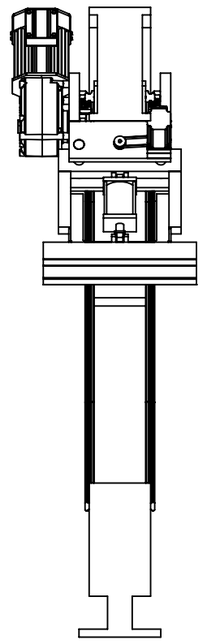
Denominación:

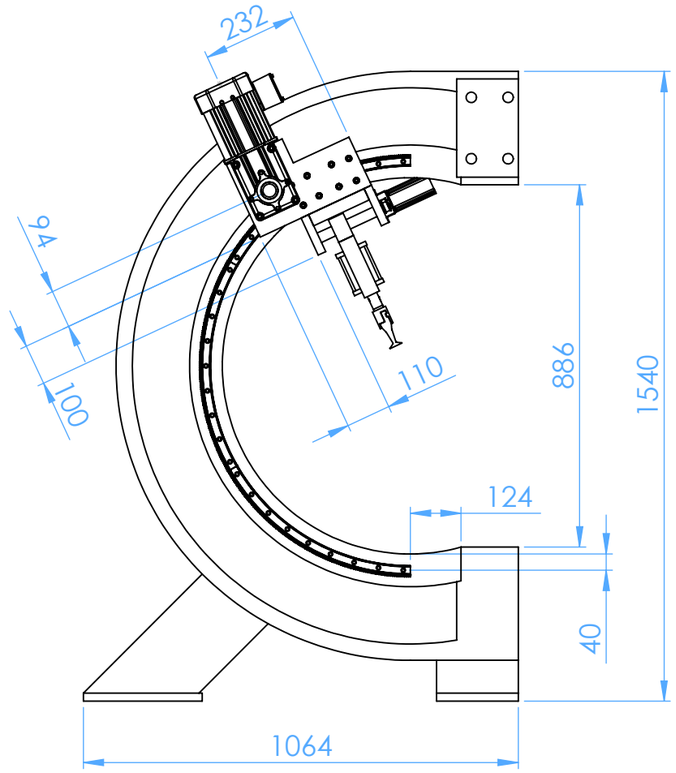
Conjunto armado plegadora

N° PLANO

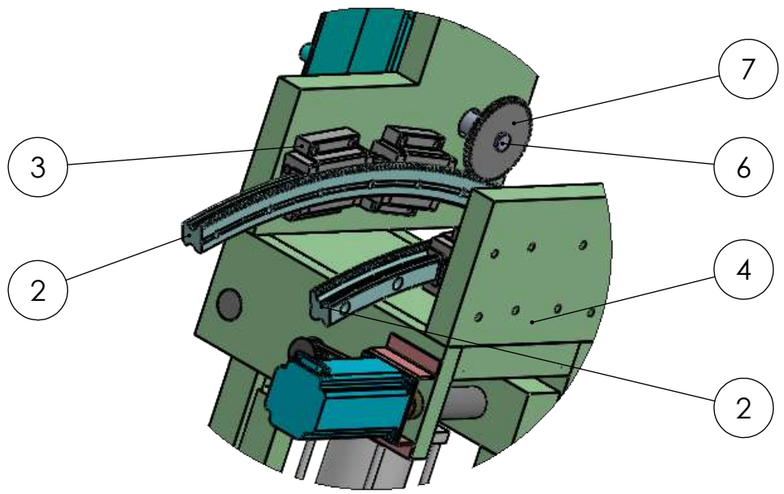
03







DETALLE B
ESCALA 1 : 5



N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Arco plegadora	86	1
2	Guia HCR25A 60 R500 Dentada	87	6
3	Patin HCR25A1SS 60 para R500	96	4
4	Conjunto Carro porta herramienta	90	1
5	AC Gearmotor	91	1
6	Eje rotacion herramienta	92	1
7	Engranaje Z48 Paso 1.5	93	1

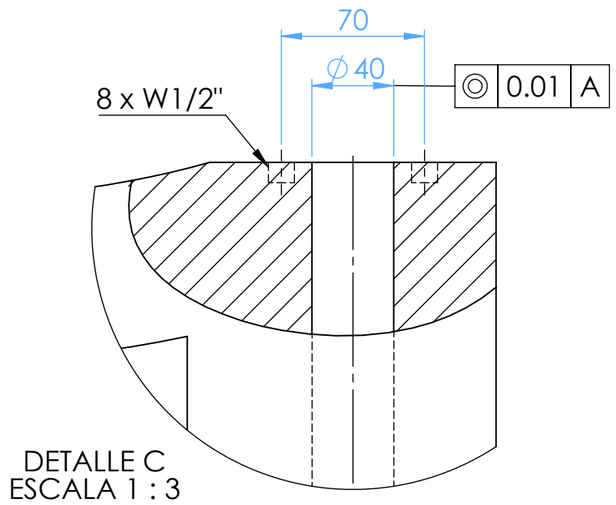
	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	23/03/2022	CALCATERRA	
REVIS...			
APROB...			PESO: 455.5 Kg
Esc: 1:15	TS:		TT:

Tol. Gral.
Mec: ↖0.2
Pleg: ↖0.5
Sol: ↖1

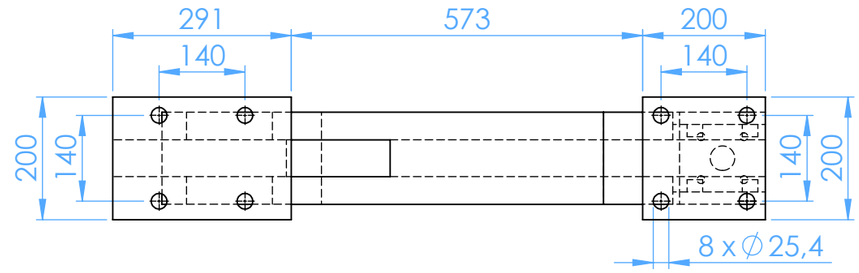
Denominación:

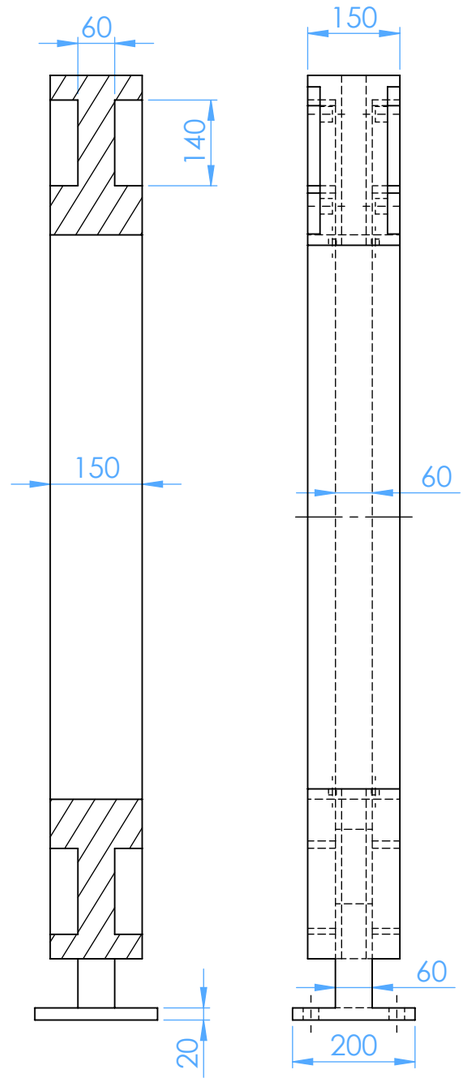
Conjunto armado arco plegador

N° PLANO
81

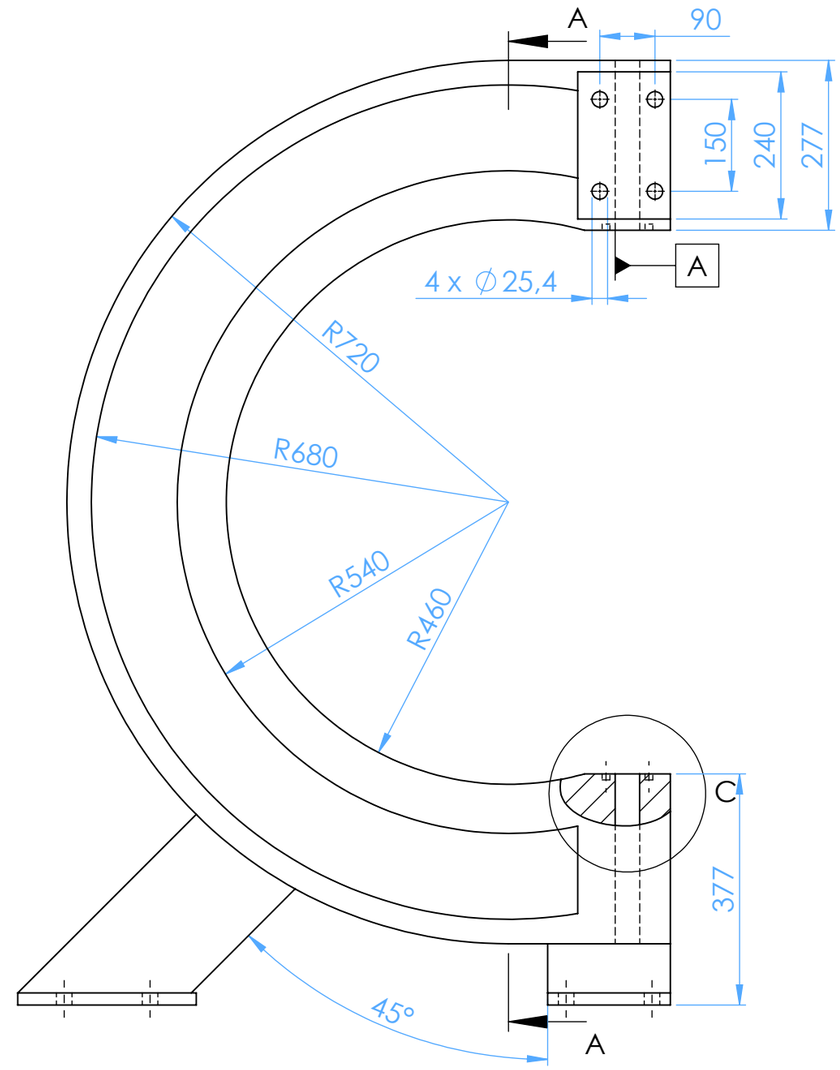


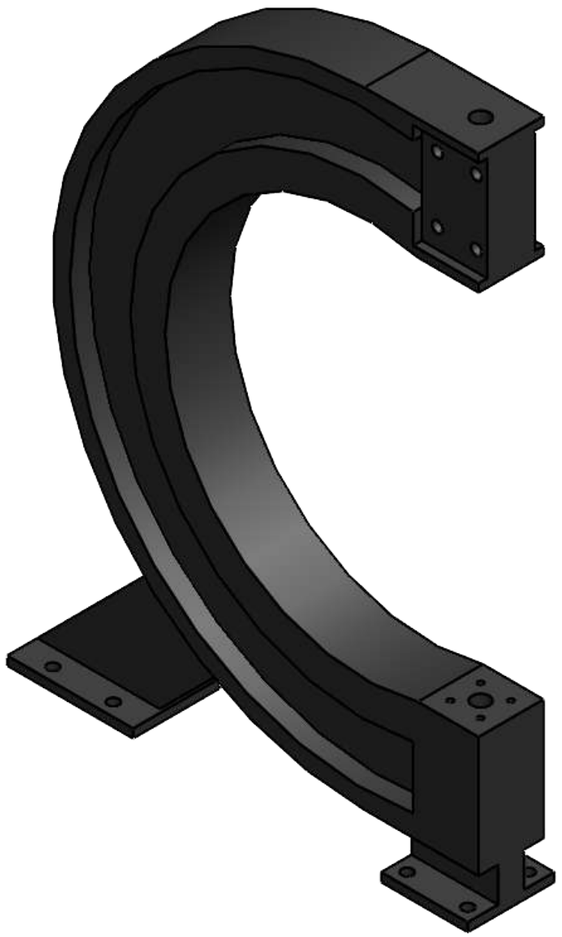
DETALLE C
ESCALA 1 : 3





SECCIÓN A-A





	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	23/3/2022	CALCATERRA	Fundición de acero
REVIS...			
APROB...			PESO: 377.15 Kg
Esc: 1:10	TS:		TT:

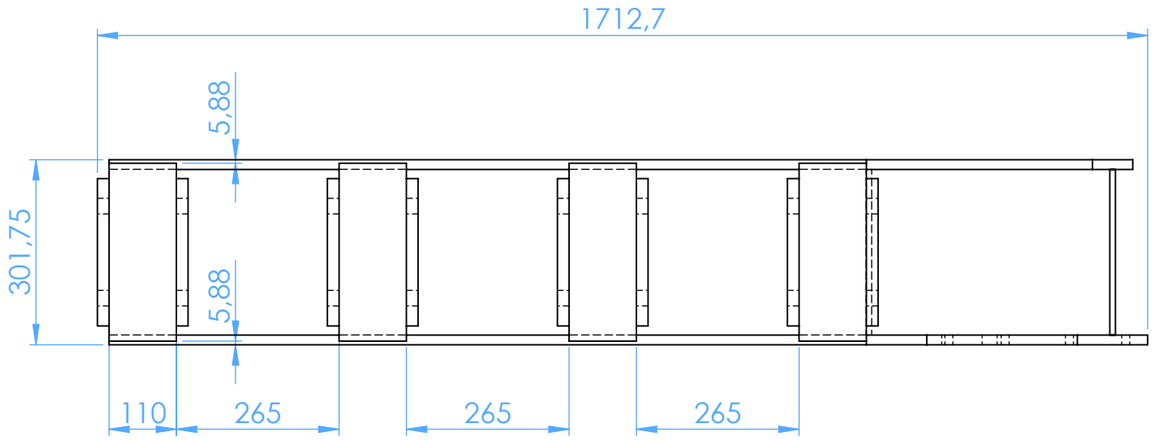
Denominación:

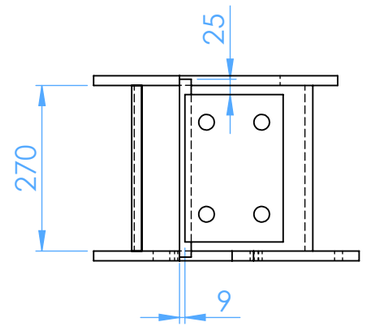
Arco plegadora

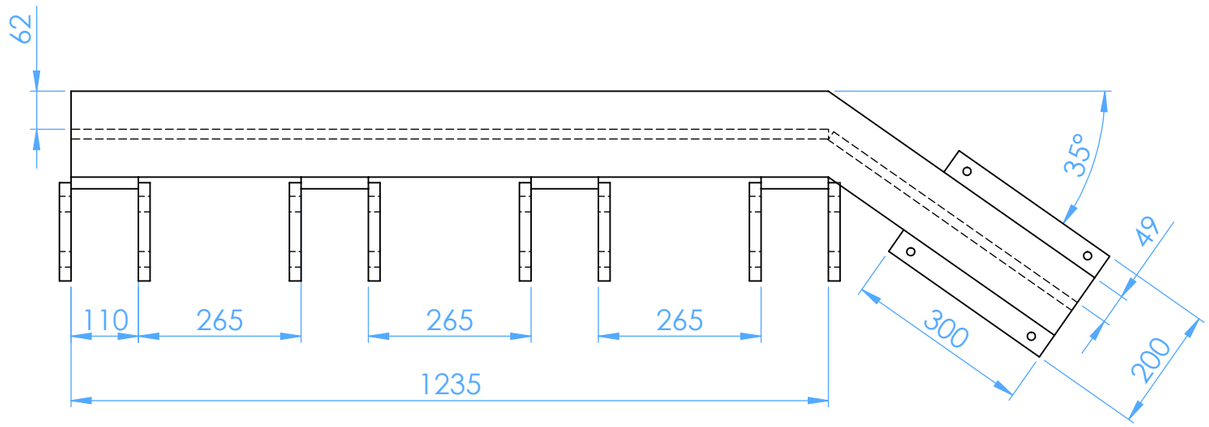
N° PLANO

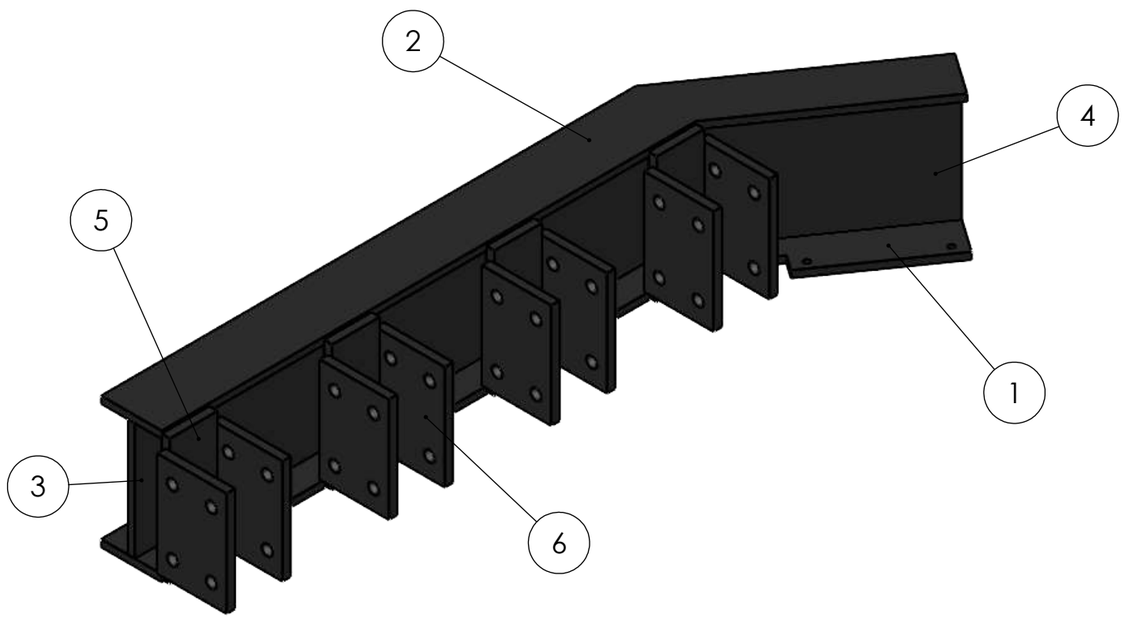
86

Tol. Gral.
Mec: ⍀0.2
Pleg: ⍀0.5
Sol: ⍀1









N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Placa Viga inferior	76	1
2	Placa Viga	73	1
3	Alma columna	74	1
4	Alma viga lateral	75	1
5	Placa 290x110	78	4
6	Placa soporte viga	79	8

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	23/3/2022	CALCATERRA	
REVIS...			
APROB...			PESO: 181.15 Kg
Esc: 1:10	TS:		TT:

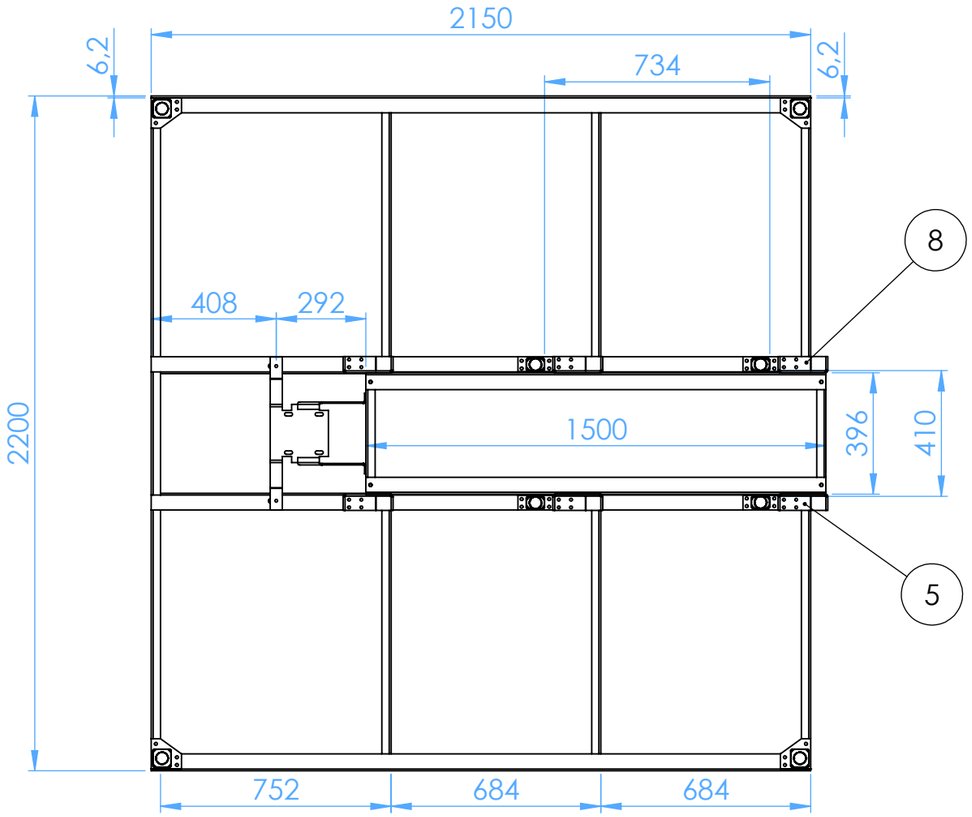
Tol. Gral.
Mec: ↖0.2
Pleg: ↖0.5
Sol: ↖1

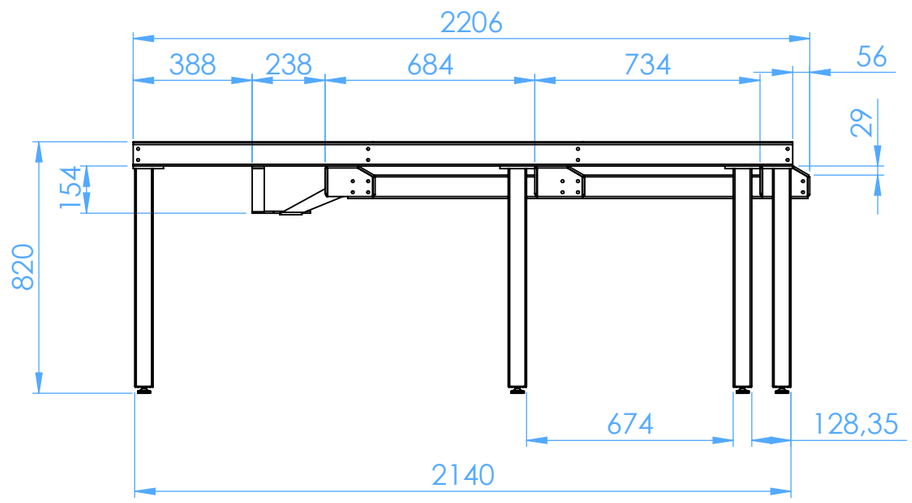
Denominación:

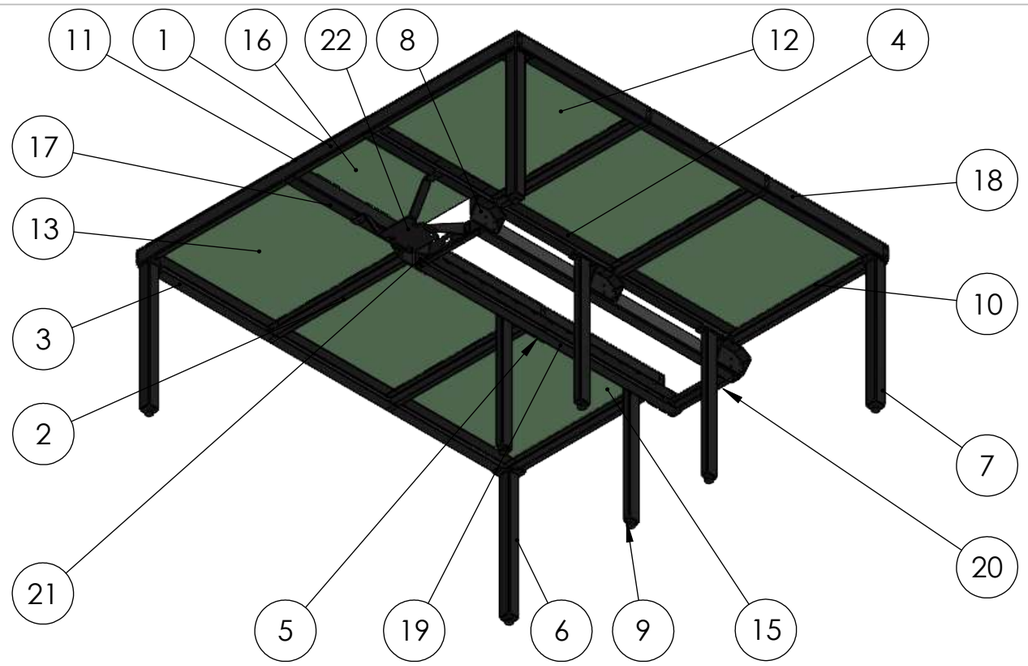
Viga refuerzo arcos

N° PLANO

77







N.º DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Plegado travesaño largo	25	1
2	Plegado travesaño corto	26	6
3	Plegado largo lateral derecho	27	1
4	Plegado intermedio largo izq.	28	1
5	Soporte derecho plegados corredera	29	3
6	Pata mesa 1	30	2
7	Pata mesa 2	31	2
8	Soporte izquierdo plegados corredera	32	3
9	Pata mesa 3	33	4
10	Espaciador chapas mesa	34	8
11	Espaciador chapa central	35	1
12	Placa superior 4	43	1
13	Placa superior 3	36	1
14	Placa superior 2	37	2
15	Placa superior 1	38	2
16	Placa superior 5	39	1
17	Plegado intermedio largo der.	44	1
18	Plegado largo lateral izquierdo	45	1
19	Plegado lateral porta correderas	40	2
20	Plegado travesaño porta husillo delantero	41	1
21	Plegado travesaño porta husillo trasero	42	1
22	Soporte motor traslacional	17	1

	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	21/3/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 219.43 Kg
Esc: 1:20	TS:		TT:

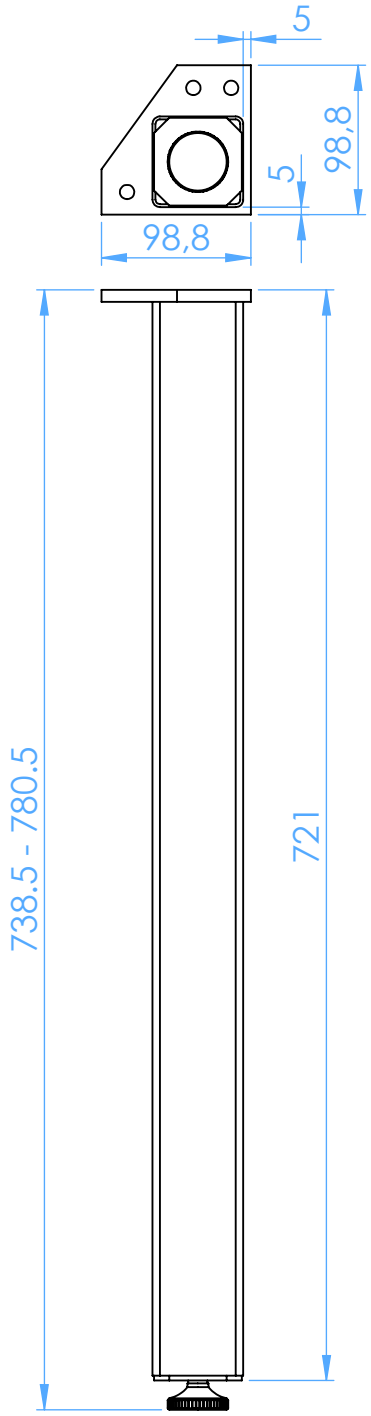
Denominación:

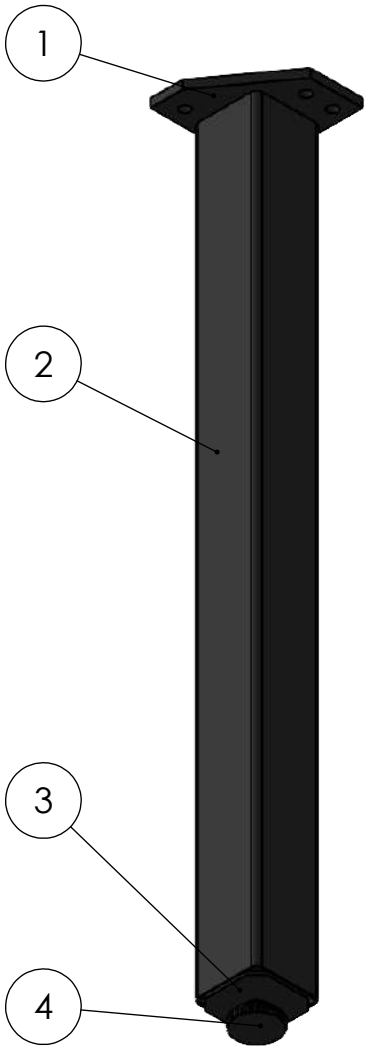
Estructura mesa

N° PLANO

24

Tol. Gral.
Mec: ↖0.2
Pleg: ↖0.5
Sol: ↖1





N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Tapa pata 1	48	1
2	Pata mesa tubo cuadrado 60x60	49	1
3	Tapa inferior pata mesa cuadrada	50	1
4	Apoyo regulable para pata de mesa	51	1

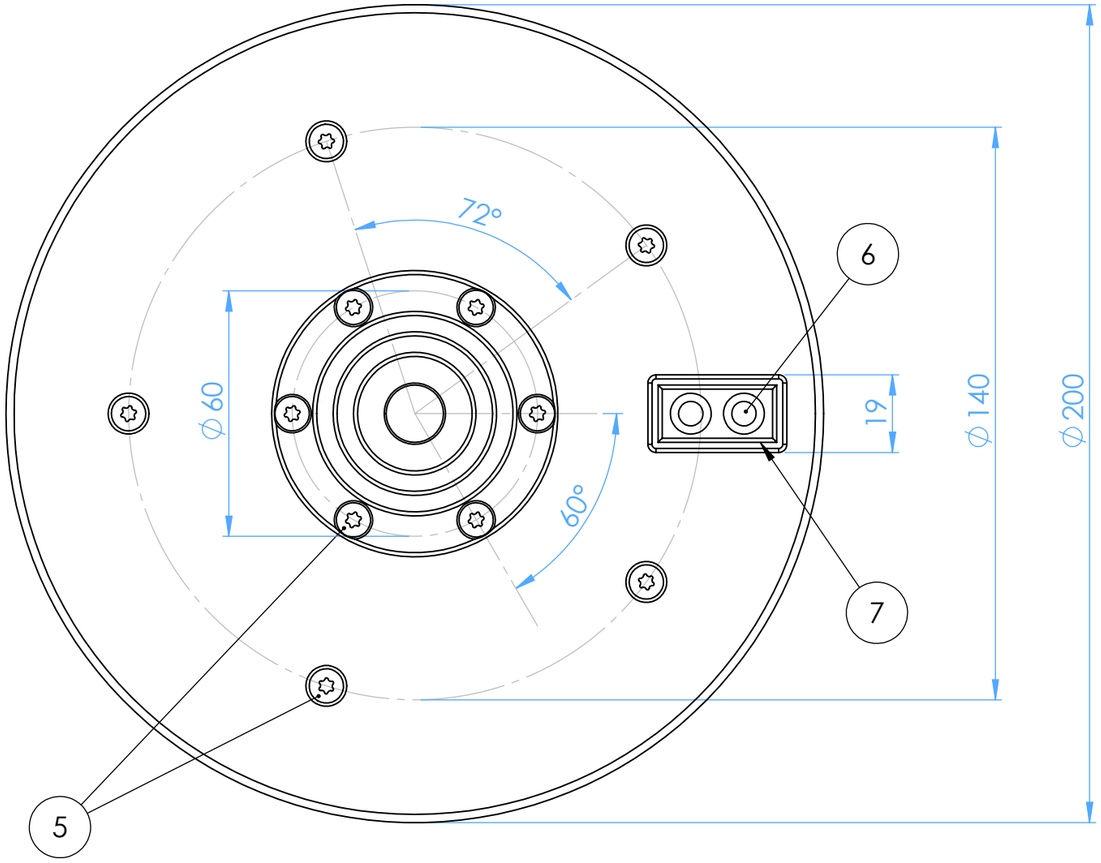
	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	21/3/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 3.23 Kg
Esc: 1:5	TS:		TT:

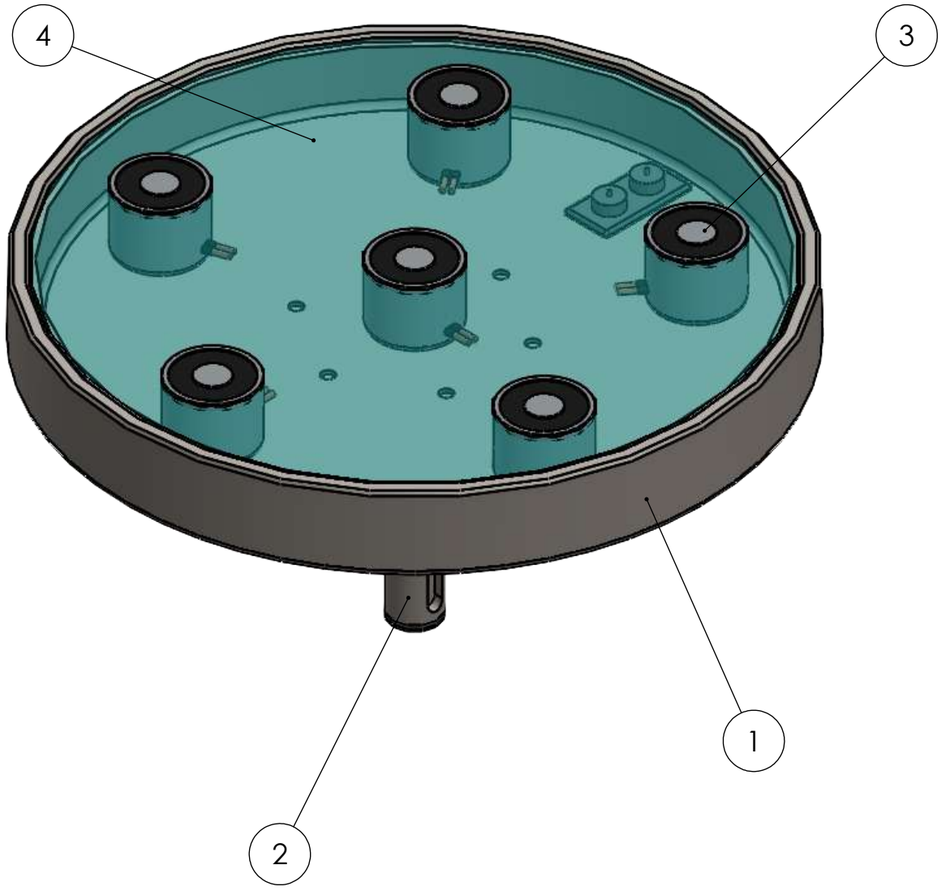
N° PLANO 31

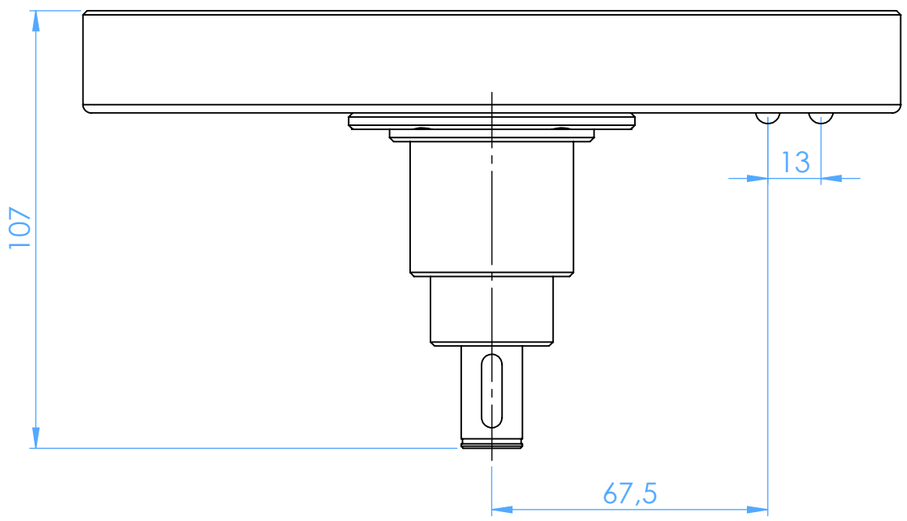
Denominación:

Pata mesa 2

Tol. Gral.
Mec: ⌃0.2
Pleg: ⌃0.5
Sol: ⌃1

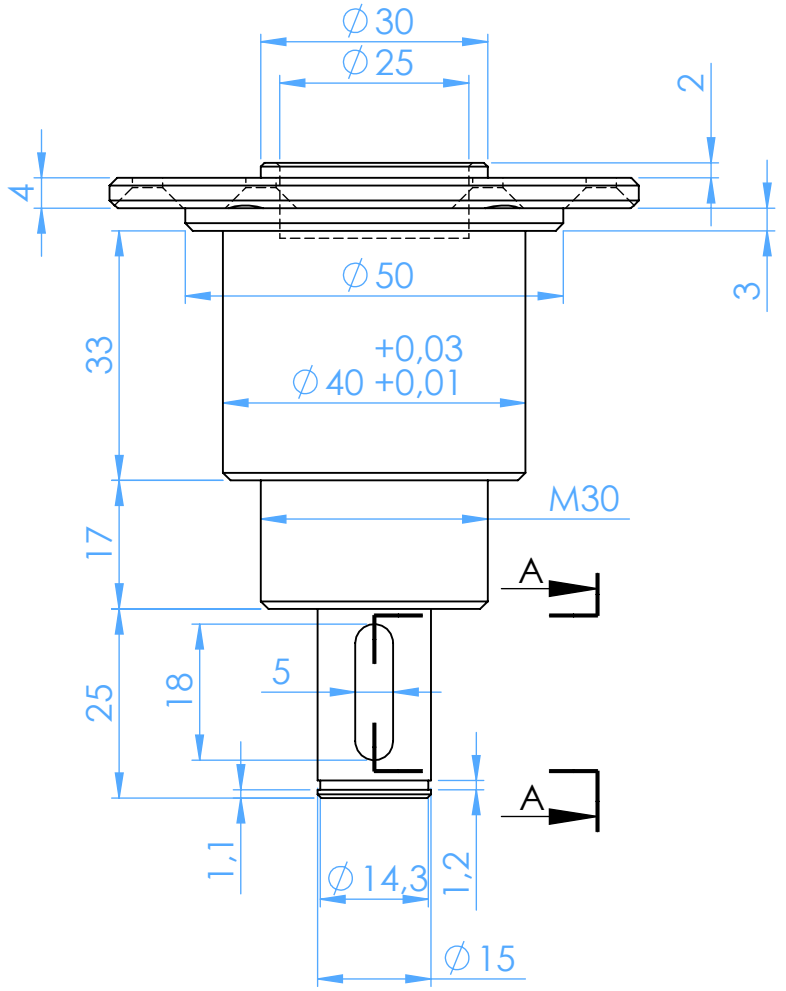


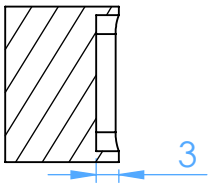




N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Plato porta electroiman	56	1
2	Eje electroiman	57	1
3	Electroiman	58	6
4	Tapa electroiman	59	1
5	Tornillo cabeza avellanada M4x8		12
6	Escobilla		2
7	Caja porta escobillas	60	1

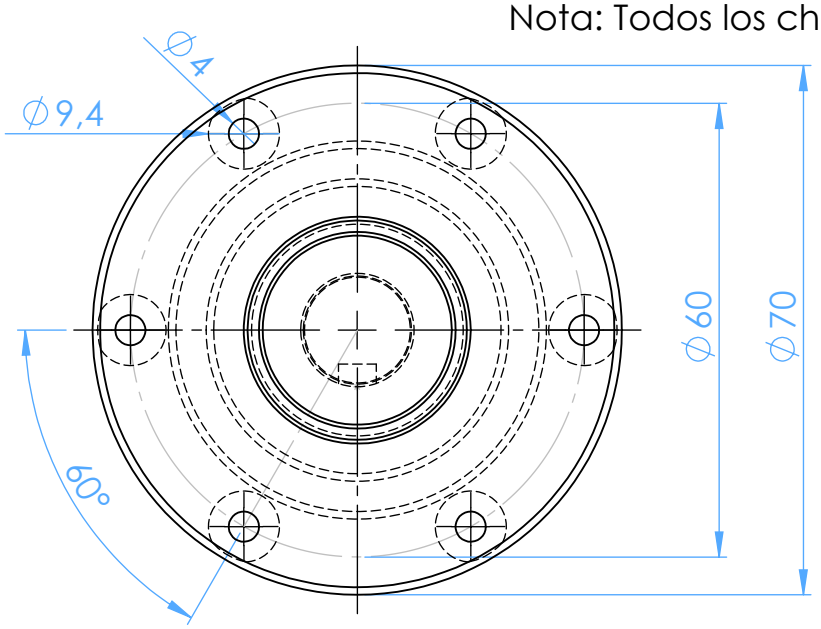
	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	
DIBUJ...	16/3/2022	TURCHETTI		
REVIS...				
APROB...			PESO: 2.92 Kg	
Esc: 1:1.5	TS:		TT:	N° PLANO
	Denominación:			12
Tol. Gral. Mec: ↖0.2 Pleg: ↖0.5 Sol: ↖1	Electroiman			



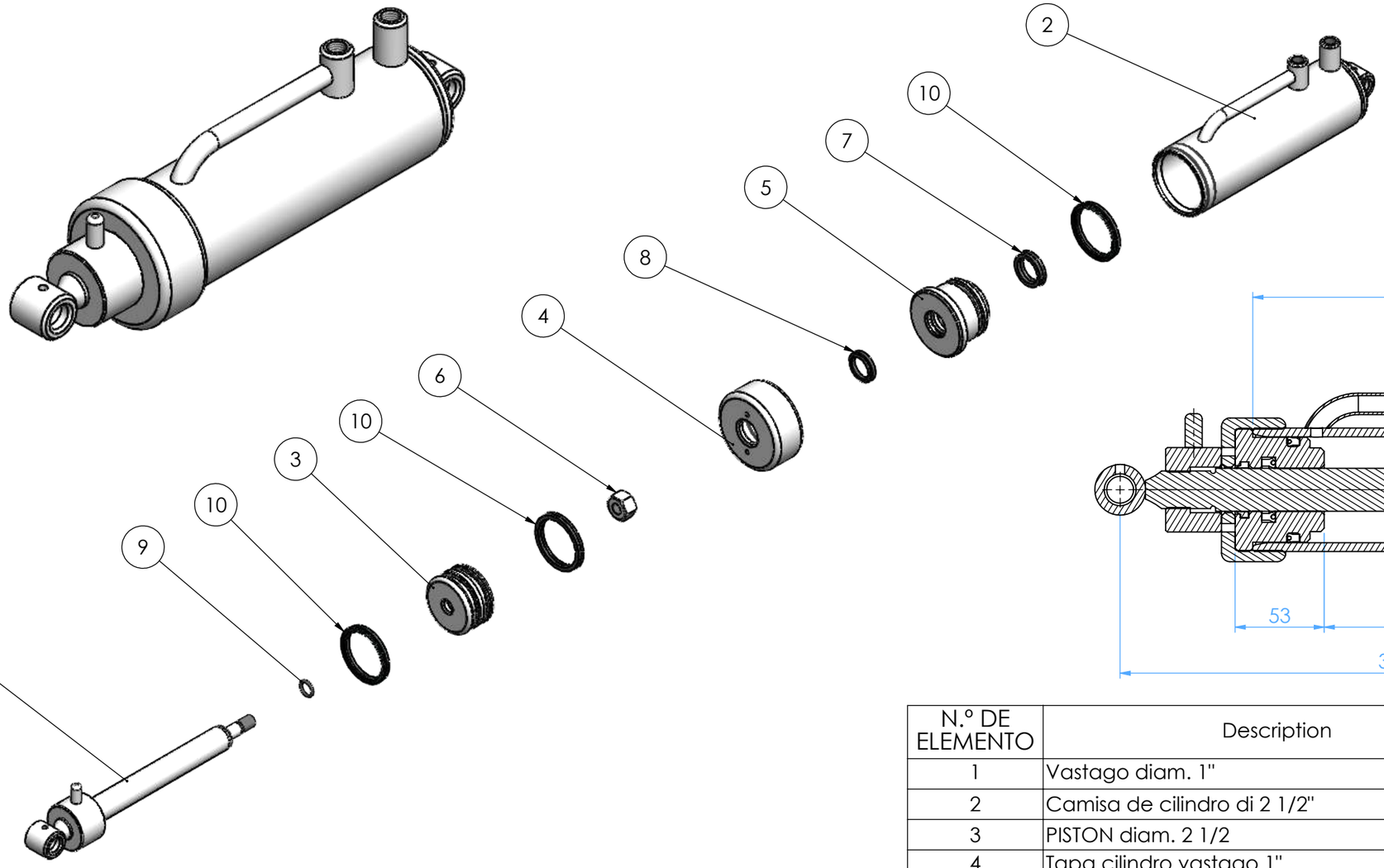


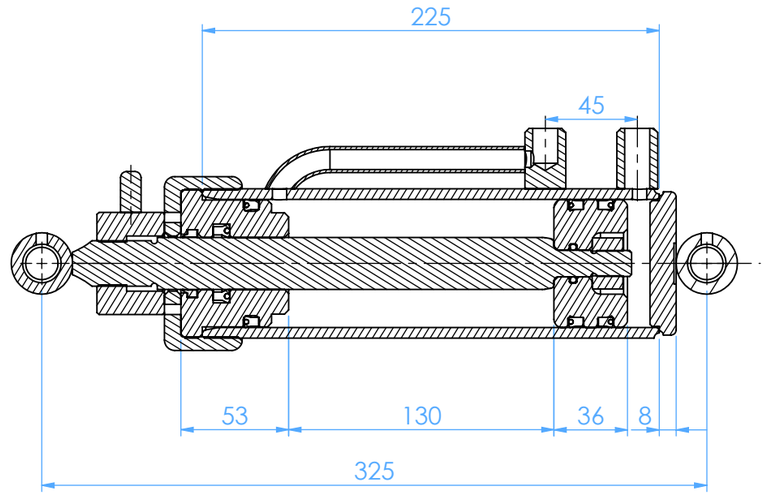
SECCIÓN A-A

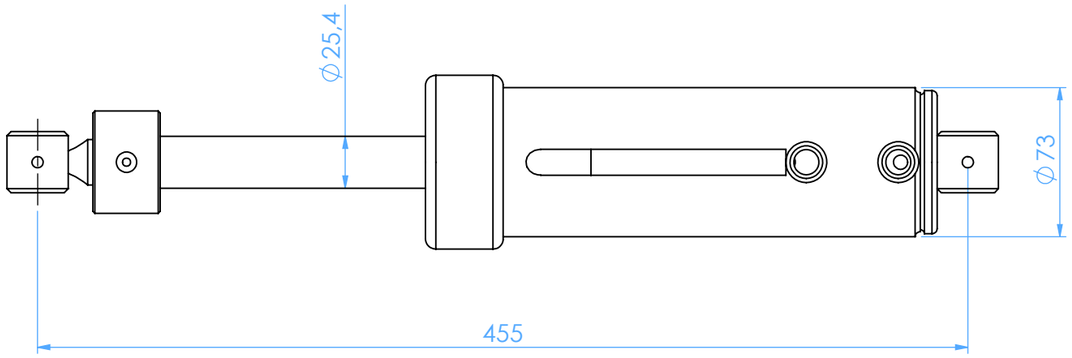
Nota: Todos los chaflanes son de 1 x 45°



	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	
DIBUJ...	21/3/2022	TURCHETTI	SAE 4140	
REVIS...				
APROB...			PESO: 0.58 Kg	
Esc: 1:1	TS:		TT:	N° PLANO
	Denominación:			57
Tol. Gral. Mec: ⌃0.2 Pleg: ⌃0.5 Sol: ⌃1	Eje electroiman			







N.° DE ELEMENTO	Description	N° de plano	CANTIDAD
1	Vastago diam. 1"	100	1
2	Camisa de cilindro di 2 1/2"	101	1
3	PISTON diam. 2 1/2	102	1
4	Tapa cilindro vastago 1"	103	1
5	Guia 2 1/4" diam. 3/4"	104	1
6	Tuerca W1/2"	Comercial	1
7	Polypack 25001000	Comercial	1
8	Wiper RG-055	Comercial	1
9	O-Ring TP-120	Comercial	1
10	Polypack 25002000	Comercial	3

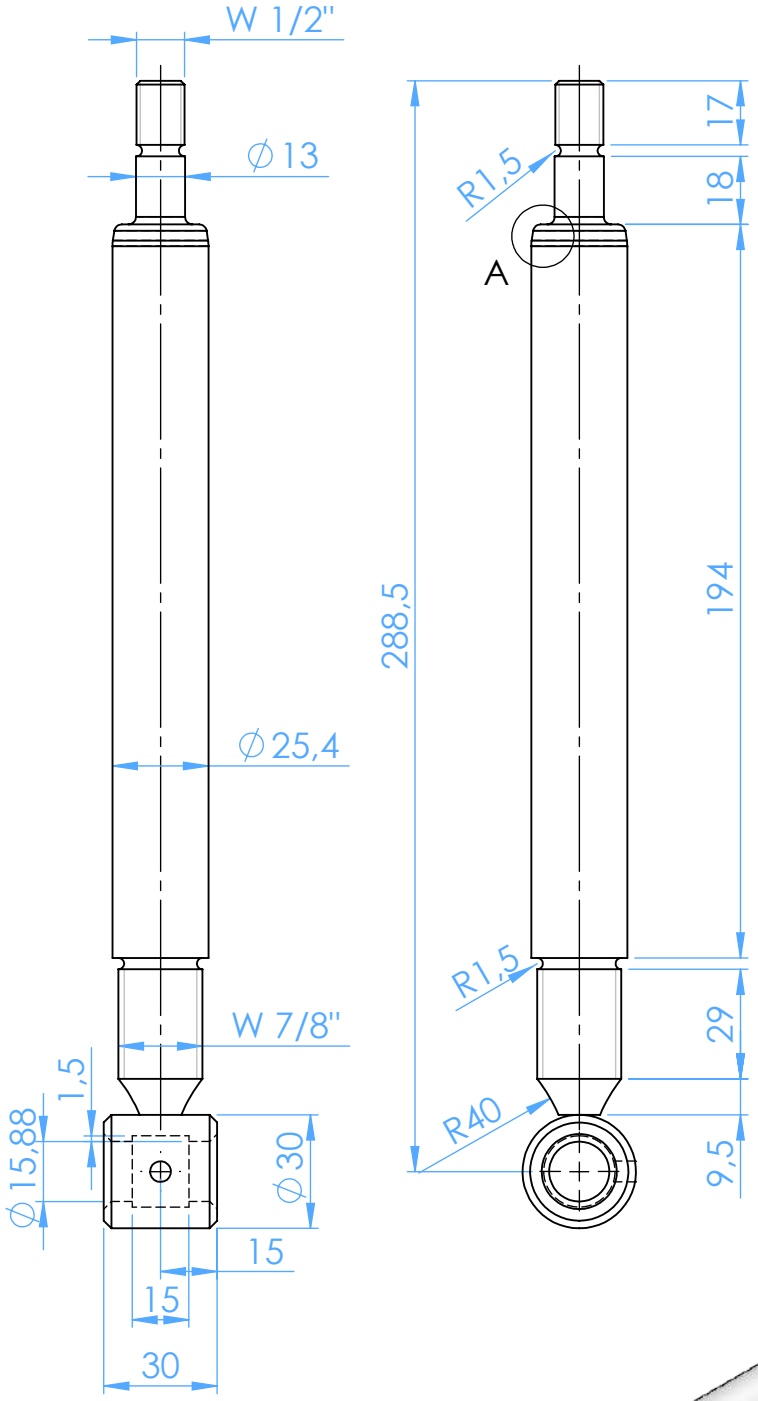
	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:
DIBUJ...	31/3/2022	TURCHETTI	
REVIS...			
APROB...			PESO: 6.4 Kg
Esc: 1:3	TS:		TT:

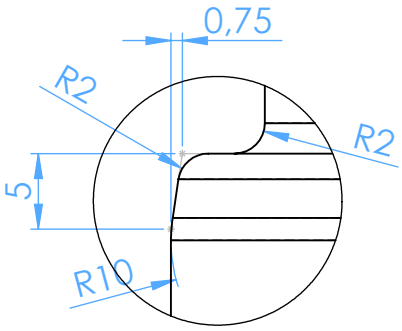
Denominación:

Cilindro prensachapa

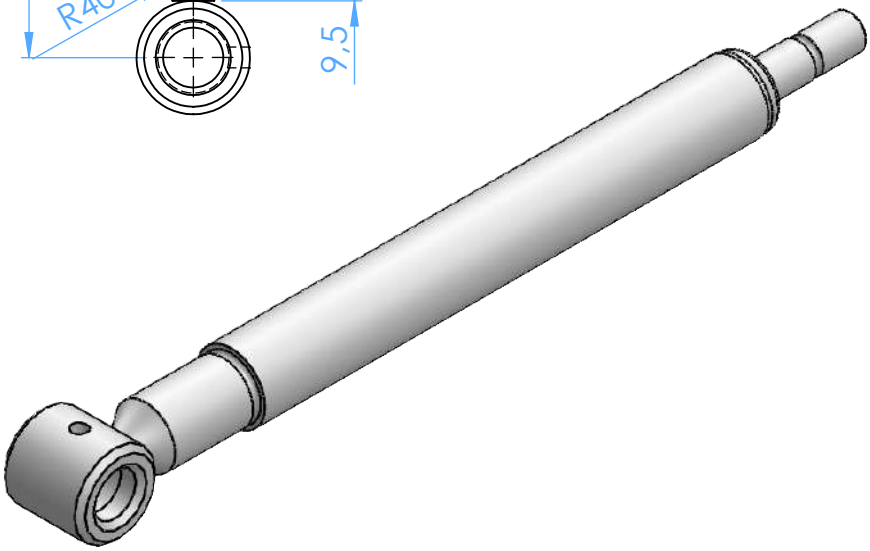
Tol. Gral.
Mec: ↖0.2
Pleg: ↖0.5
Sol: ↖1

N° PLANO
82





DETALLE A
ESCALA 2 : 1



	FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	
DIBUJ...	30/3/2022	TURCHETTI		
REVIS...				
APROB...			PESO: 1.02 Kg	
Esc: 1:2	TS:		TT:	N° PLANO
	Denominación:			100
Tol. Gral. Mec: ⌃0.2 Pleg: ⌃0.5 Sol: ⌃1	Vastago diam. 1"			