

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL –
REGIONAL SANTA FE

*Automatización de línea de
extracción de miel*

*Proyecto final - Ingeniería Mecánica
2023*

Docentes:

- *Ing. Esp. Monti, Enzo Rubén.*
- *Ing. Benzi, Sebastián.*
- *Ing. Brunas, Cristian Alejandro.*

Director de proyecto:

- *Ing. Caputto, Javier.*

Alumnos:

- *Prieto, Luciano.*
- *Müller, Daniel.*

Contenido

1. Introducción	3
1.1 Proceso de extracción de miel	3
1.2 Retirada del sello de cera o desoperculación	4
1.3 Extracción de miel	6
1.4 Filtrado de miel	6
2. Problemática	7
3. Objetivos	7
3.1 Objetivo general	7
3.2 Objetivos principales	7
4. Consideraciones	8
5. Descripción de colmena Langstroth	8
5.1 Partes de colmena Langstroth	8
5.2 Dimensiones de cuadros móviles	10
6. Diseño de líneas de extracción existentes	12
6.1 Etapas de desoperculación: tipos más comunes de desoperculadoras en la actualidad	12
6.2 Etapas de extracción: tipos más comunes de extractores centrífugos en la actualidad	13
7. Alcance	16
8. Diseño propuesto	17
Etapas 1: Cinta transportadora de alzas	17
Etapas 2: Mesa giratoria elevadora de cuadros	77
Etapas 3: Elevador – transportador de cuadros	136
Etapas 4: Alimentación de desoperculadora	201
Etapas 5: Cinta transportadora de salida de alzas	208
Etapas 6: Desoperculadora	221
Etapas 7: Mesa del extractor	223
Etapas 8: Extractor para 240 cuadros de media alza	230
Tiempos de operación	232
9. Conclusión	236
10. Bibliografía	237
11. Anexos (planos)	¡Error! Marcador no definido.

1. Introducción

La extracción de la miel es uno de los momentos más laboriosos en el proceso de producción de la miel. Un arte milenario que define el trabajo bien hecho de los apicultores en colaboración con las abejas.

Con el paso de los años, los apicultores han ido modernizando y perfeccionando las técnicas de extracción para obtener miel de la mejor calidad.

1.1 Proceso de extracción de miel.

El proceso de extracción de la miel comienza en las colmenas. Se realiza de manera natural apartando los panales o cuadros cargados de miel.

Se entiende por colmena al lugar donde vive una colonia de abejas, que dependiendo del tipo de abeja puede tener entre 40.000 y 70.000 ejemplares. En ella habitan 3 castas, la mayoría de las abejas que viven en la colmena son obreras, hembras infértiles que fabrican la miel. Además, hay unos 300 zánganos, machos fértiles cuya única función es reproductiva. El corazón de la colmena es la abeja reina, la única hembra fértil cuya sola función es poner huevos. Ella es la madre de todas las abejas de la colmena y es cuidada y alimentada por las obreras. Éstos son insectos eusociales, es decir, que las abejas que viven en la misma colmena forman la organización social más elevada.

Por otro lado, el cuadro o marco móvil generalmente es de madera, de forma rectangular y puede tener su centro vacío o bien el apicultor puede insertar una fina capa de cera con hexágonos impresos para ayudar a las abejas a construir sus panales. Los marcos móviles surgieron en el siglo XIX y constituyeron una gran revolución en la apicultura, ya que ante de su aparición los panales se destruían por completo para poder realizar la cosecha de miel. Algunos de los primeros apicultores en utilizarlas fueron el suizo François Huber y el sacerdote y apicultor polaco Jan Dzierzon.



Imagen 1: Colmenas y cuadros.

Para sacar el cuadro de cera se debe asegurar de que todas las abejas se queden dentro de la colmena. Para ello, se utiliza un cepillo con un pelo muy fino y mojado con agua para que esté suave. Poco a poco se barre superficialmente el cuadro, haciendo que las abejas que se van retirando caigan dentro de la colmena.

Si el panal es pesado, esto indica que va a tener mucha miel y que la recolección ha sido buena.

A continuación, comenzaremos el proceso de extracción con la retirada del sello de cera del panal.

1.2 Retirada del sello de cera o desoperculación.

Las abejas sellan las celdillas del panal con una capa muy fina de cera que se denomina cera de opérculo. Cuando la miel depositada en las celdas ha bajado al máximo el porcentaje de humedad que contiene, las abejas sellan las celdas con cera para que la miel conserve toda su frescura y propiedades.

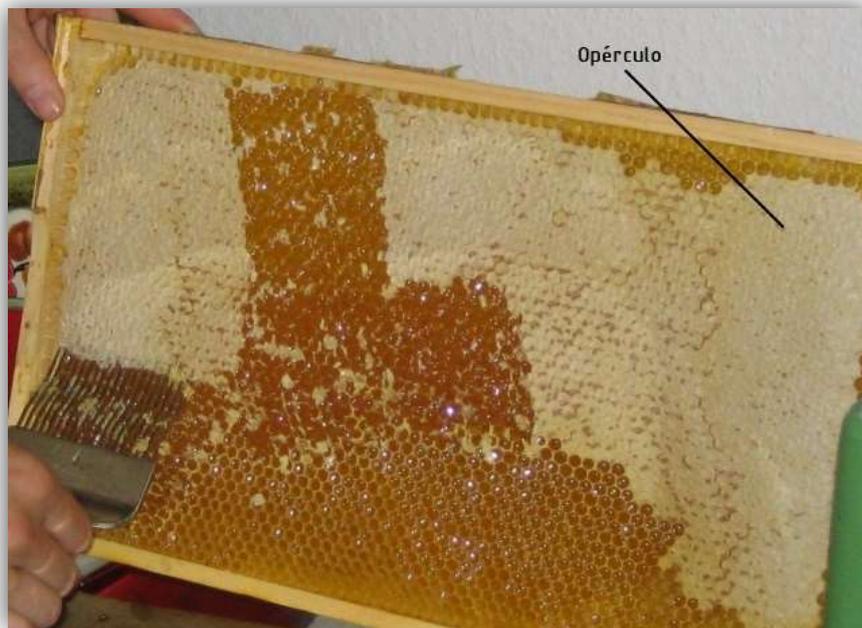


Imagen 2: Panal con opérculo.

Antes de comenzar con el proceso de extracción, los apicultores retiran la cera de opérculo para evitar que la cera se mezcle con la miel durante el proceso de extracción.

El proceso de desoperculado se lleva a cabo rascando la superficie, de manera que la miel quede intacta dentro del panal. Actualmente, este proceso se realiza mediante una máquina semiautomática que se ocupa de retirar el opérculo para ser extraída posteriormente en la centrifugadora.



Imagen 3: Desoperculadora típica utilizada actualmente.

1.3 Extracción de miel.

El proceso se ejecuta a través de una máquina denominada “*extractor centrifugo*”, donde justamente el proceso se lleva adelante a través de la fuerza centrífuga.

El extractor de miel es una máquina cuyo eje puede trabajar de manera vertical o bien horizontal. En él se colocan los marcos móviles con los panales que contienen la miel. Por fuerza centrífuga la miel sale de las celdas hexagonales de los panales, se proyecta y fluye hacia lo más profundo del extractor para ser recolectada. Este equipo generalmente es voluminoso y cuenta con un motor que es el encargado de darle el movimiento rotatorio al equipo.

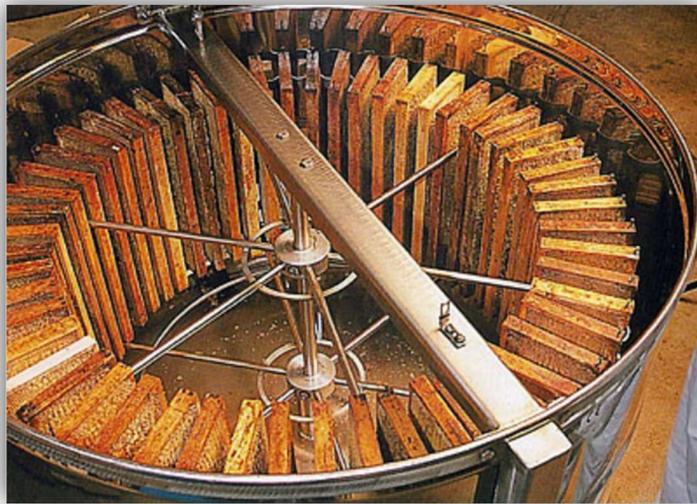


Imagen 4: Extractor de eje vertical.

1.4 Filtrado de miel.

Del extractor, la miel pasa a un tanque de decantación, pero antes debe pasar por un primer filtro que tamizará las impurezas tales como restos de celdillas o polen. Este filtrado se ubica entre la salida del extractor y la entrada del tanque decantador. En este último se deja madurar la miel para que salga en perfecto estado para su consumo.

Más tarde pasará por otro filtro más fino que dejará la miel lista para envasar.

Aquí termina el proceso de extracción de la miel, pero todavía no es el momento de envasarla, antes debe someterse a un análisis de calidad y trazabilidad para garantizar su pureza y frescura. Sólo así será envasada y comercializada.

Tras este proceso, la miel se obtiene limpia, inalterada y preparada para envasar.

La miel es un producto indicado para el consumo humano, por eso, se debe realizar cada uno de los procesos cumpliendo las condiciones de higiene adecuadas y establecidas para su correcta manipulación.

2. Problemática

La metodología de extracción explicada anteriormente es un proceso que es muy poco automatizado y en donde continuamente se necesita la manipulación de los cuadros para introducir los mismos en las distintas maquinarias que componen el proceso.

La extracción de miel conlleva un gran tiempo de operación debido a la cantidad de cuadros que deben ser procesados (*aproximadamente 40.000 cuadros en una empresa mediana - grande*). Por otro lado, y como consecuencia de la forma de operación, el trabajo se torna tedioso ya que continuamente debe haber operarios trasladando de un lado a otro los cuadros, es decir, actualmente no existe una máquina y/o diseño en el que se realice de forma automática el traslado de los cuadros desde una máquina hacia otra.

Debido a la poca automatización de la línea, se necesitan hasta 7 operarios durante el proceso, lo cual se ve reflejado en un gasto mayor por parte del empresario.

3. Objetivos

3.1 Objetivo general

Como consecuencia de lo detallado anteriormente, el presente proyecto tiene como objetivo general la automatización de la línea, lo cual brinda las siguientes ventajas principales:

- Mayor comodidad durante el proceso.
- Menor cantidad de operarios.
- Menor tiempo de operación a igual cantidad de miel a extraer.

3.2 Objetivos principales

Para llevar a cabo la automatización de la línea, se trabajará específicamente en la desoperculadora, en el extractor centrifugo y en la combinación entre estos con el fin de que se evite el traslado manual de los cuadros de una máquina a otra.

4. Consideraciones

Existen distintos tipos de colmenas, tales como: Layent, Langstroth, Dadant, Smith, Lusitana entre otras.

El presente proyecto se llevará adelante teniendo en cuenta los tipos de cuadros correspondientes al modelo de colmena "**Langstroth**".

La colmena Langstroth lleva el nombre de su inventor, Lorenzo Langstroth. Fue patentada en Estados Unidos en 1852. Esta colmena de tipo vertical revolucionó al mundo por sus cuadros y alzas móviles.

La colmena Langstroth es la más usada para miel monoflorales por su fácil manejo y poco peso, tanto en Latinoamérica como en Europa.

5. Descripción de colmena Langstroth

Lorenzo Langstroth, apicultor y clérigo fue un gran precursor de la apicultura tal y como la conocemos hoy en día. Inventó este tipo de colmena, que ha tenido una difusión prácticamente mundial. Cada vez más se está imponiendo frente a otros tipos de colmenas, es una colmena más moderna y manejable.

Sus ventajas residen en el cuadro móvil, que permite un adecuado manejo a la hora de dividir la colmena, en virtud que podemos llevar cuadros con cría a otra cámara o núcleo.

Esta colmena permite ir dando lugar a medida que crece la población de abejas, agregando nuevas alzas, para aumentar la cámara de cría o para aumentar el espacio necesario en la acumulación de miel, cosa que ya se hace con casi todas las colmenas.

5.1 Partes de colmena Langstroth:

Piso: el piso está clavado o atornillado a la primera alza, y se denomina cámara de cría. La saliente del piso con respecto a la cámara de cría, se denomina tabla de vuelo. La abertura entre el piso y el alza, por donde ingresan las abejas, se denomina piquera.

Cámara de cría: es la primera alza, normalmente estándar, en ella están los cuadros con panales de cría, con el piso de la colmena clavada a la misma.

Alzas melarias: a continuación de la cámara de cría se colocan las alzas melarias (donde se acumula la miel), pudiéndose ser de tres tipos en cuanto a su altura; la estándar, la tres cuartos y las medias alzas. Dependiendo de la preferencia del apicultor, en virtud que en los estándares se acopian 22 o 23 kg de miel, en las tres cuartos 15 kg y 11 kg en las medias alzas en promedio.

Techo: en la parte superior está el techo. Existen básicamente dos tipos el denominado techo tipo europeo que es un recuadro de madera y como tapa tiene cartón prensado, recubierto por chapa zincada. El americano que solo tiene reborde de madera en las puntas está confeccionado con tablas de madera, pudiendo estar recubierto por chapa cincada o no.

Entretapa o entretecho: en los techos de tipo europeos, existe una entre tapa entre el techo y la última alza. Su función es producir un mejor aislamiento generando una cámara de aire, esta entre tapa produce el espacio abeja necesario entre los cabezales de los marcos y la misma. La entre tapa no es necesaria en el techo tipo americano, al cual por ser de madera sólida, solo se le agrega un reborde para dar el espacio abeja.

Cuadros móviles: en cada alza hay 10 cuadros. Existen de tres medidas estándares, tres cuartos y un cuarto, según correspondan al tipo de alza. Los cuadros móviles son portadores de hojas de cera estampada, que es una hoja de cera a la cual se le imprimen los hexágonos, pudiendo en la actualidad ser de material plástico con hexágonos impresos y un baño de cera en la superficie. La cera estampada es adherida al cuadro por fusión a alambres longitudinales (generalmente), en otros casos verticales, por medio de calor producido mediante una resistencia eléctrica sobre estos alambres.

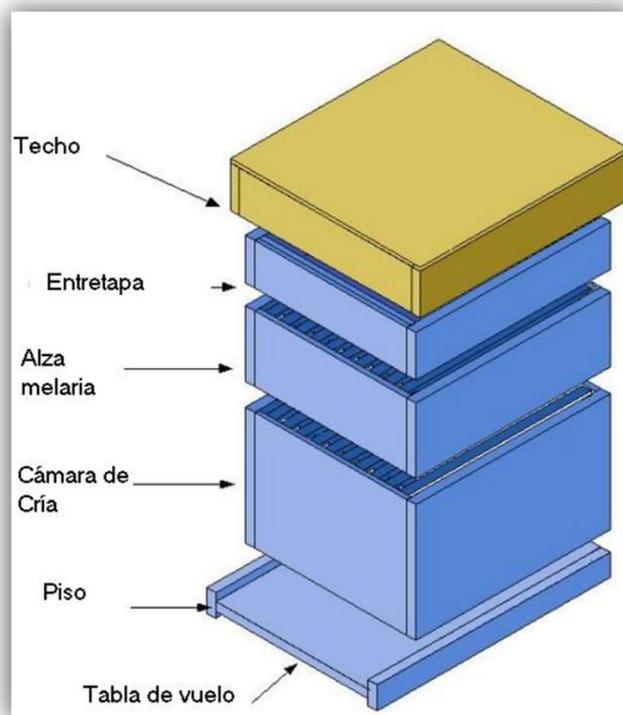


Imagen 5: Colmena Langstroth.

5.2 Dimensiones de cuadros móviles

Lorenzo Langstroth desarrolló una colmena con marcos móviles basándose en dos cosas importantes:

- 1- Descubrió el espacio que las abejas dejan libre de panal y propóleo para poder caminar y circular dentro del nido. Lo llamó **"Espacio de las Abejas"**.
- 2- Los estándares de medidas de la industria maderera y de carpintería de su época, en Estados Unidos, en 1860, definieron el tamaño de las piezas.

El **"Espacio de las Abejas"** es una distancia entre partes de la caja y marcos que las abejas no cierran ni bloquean porque les sirve como pasadizos y espacio de circulación dentro de la colmena.

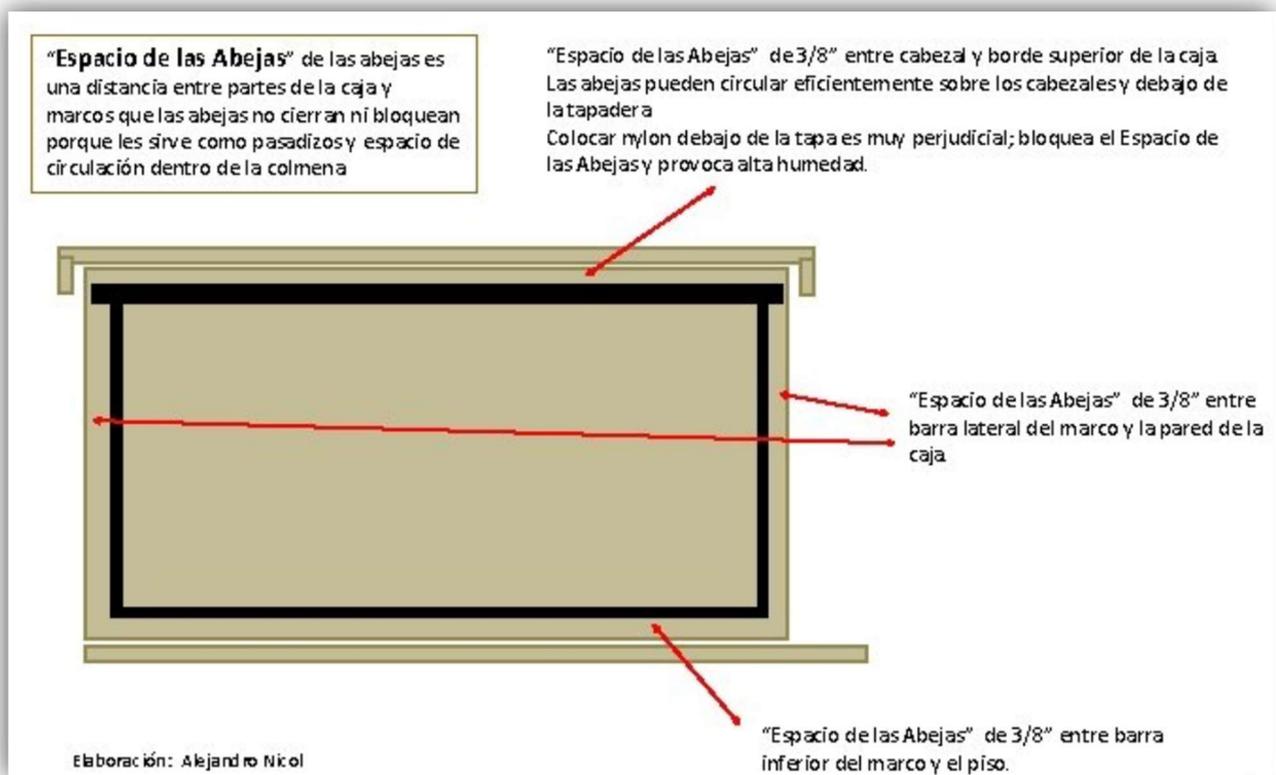


Imagen 6: Espacio de las abejas.

El Espacio de las abejas es de 3/8 ", o 9 mm. Este espacio debe quedar libre entre varias partes de la caja, los marcos, el piso y tapadera.

Las medidas Langstroth son las más usadas en el mundo y ofrecen ventajas de manejo por la movilidad de las piezas.

Debido a lo mencionado anteriormente existen 3 medidas de marcos móviles.

- Medida estándar;
- Medida 3/4 de la estándar;
- Medida 1/2 de la estándar.

En el presente proyecto se utilizará como referencia el cuadro correspondiente a la medida estándar. Las dimensiones de este se muestran a continuación:

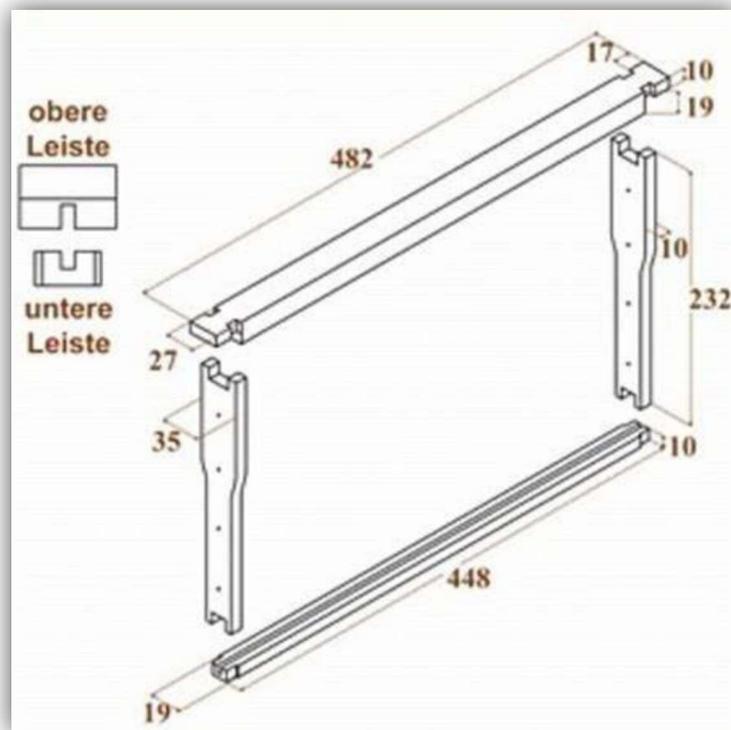


Imagen 7: Dimensiones cuadro estándar Langstroth.

6. Diseño de líneas de extracción existentes

6.1 Etapa de desoperculación: tipos más comunes de desoperculadoras en la actualidad.

Desoperculadora eléctrica Inderco modelo DAER:

Los cuadros se introducen manualmente al sistema de transmisión automática a través de una boca de entrada situada en la parte superior del equipo. Estos cuadros son transportados, por medio de una barra acarreadora, entre dos cuchillas calefaccionadas que separan el opérculo de las dos caras del panal al mismo tiempo. Luego, los cuadros son derivados entre dos peines de acero inoxidable, calentados mediante resistencia eléctrica, cuya función es cepillar los panales y separar el opérculo que aún pudieran éstos contener, asegurando un desoperculado eficiente. Una vez concluido este proceso, los cuadros son expulsados por la parte inferior del equipo, desde donde son retirados para su colocación manual en el extractor de miel.



Imagen 8: Desoperculadora eléctrica DAER

Desoperculadora semiautomática eléctrica DV2 LEGA:

Para desopercular los cuadros utiliza 2 cuchillas dentadas oscilantes horizontalmente que son calentadas mediante la circulación de agua a alta temperatura. Dichas cuchillas se pueden regular en profundidad, pudiéndose regular el corte por debajo del perfil de la madera del cuadro consiguiendo quitar el opérculo retraído. Descenso de cuadros mediante un sistema motorizado con cadenas inoxidables.



Imagen 9: Desoperculadora DV2 LEGA

6.2 Etapa de extracción: tipos más comunes de extractores centrífugos en la actualidad.

Extractor vertical Inderco para 42 cuadros:

Este dispositivo está fabricado en acero inoxidable AISI 304. Consta de un tambor en cuyo interior se ubica un rotor de eje vertical con soporte para 3 (tres) canastos con capacidad de 14 (catorce) cuadros cada uno, totalizando una capacidad final de 42 (cuarenta y dos) cuadros. El rotor está impulsado por un motor eléctrico de 1/2 HP a tensión monofásica/bifásica (220 V) y con un consumo de 4 amperes (existe opción a tensión trifásica por 380 V, a pedido del operador).

El equipo cuenta con un controlador de velocidad electrónico y sistema de aceleración progresiva. El tiempo del ciclo de trabajo es programable y con frenado electrónico. Este equipo posee una tapa de acrílico transparente, que permite visualizar el proceso de centrifugado. Su capacidad de trabajo es de hasta 210 (doscientos diez) cuadros por hora.



Imagen 10: Extractor vertical – 20 cuadros.

Extractor horizontal Inderco para 240 cuadros:

Este dispositivo está fabricado en acero inoxidable AISI 304. Consta de un tambor en cuyo interior se sitúa un rotor de eje horizontal con soportes para 4 (cuatro) canastos con capacidad de 60 (sesenta) cuadros Langstroth de media alza cada uno, totalizando una capacidad de 240 (doscientos cuarenta) cuadros. También puede utilizarse con canastos para cuadros de alza estándar (provistos con el equipo), brindando mayor versatilidad a su función.

El equipo además cuenta con una mesa plana para carga y manipuleo de canastos, y con una mesa de descarga para salida de canastos procesados. Esta mesa de descarga posee una pendiente ergonómica que facilita el trabajo del operador. El rotor está impulsado por un motor eléctrico de 1,5HP a tensión monofásica/bifásica (220 V) (existe opción a tensión trifásica por 380V, a pedido del operador). Este motor está comandado por un controlador de velocidad electrónico con sistema de aceleración y frenado progresivos que permite, además, seleccionar la duración del ciclo de trabajo. Su capacidad de trabajo es de hasta 1.200 (mil doscientos) cuadros por hora, considerando ciclos de trabajo de entre 10 y 12 minutos.



Imagen 11: Extractor horizontal – 240 cuadros.

7. Alcance

En el presente proyecto, utilizaremos como base el diseño establecido por Inderco tanto para la desoperculadora como para el extractor centrifugo (*maquinas principales*), y nos limitaremos solo en este sector descartando la prensa de opérculo y el tanque decantador.

El objetivo principal es lograr automatizar la carga de cuadros en las máquinas principales mencionadas anteriormente.

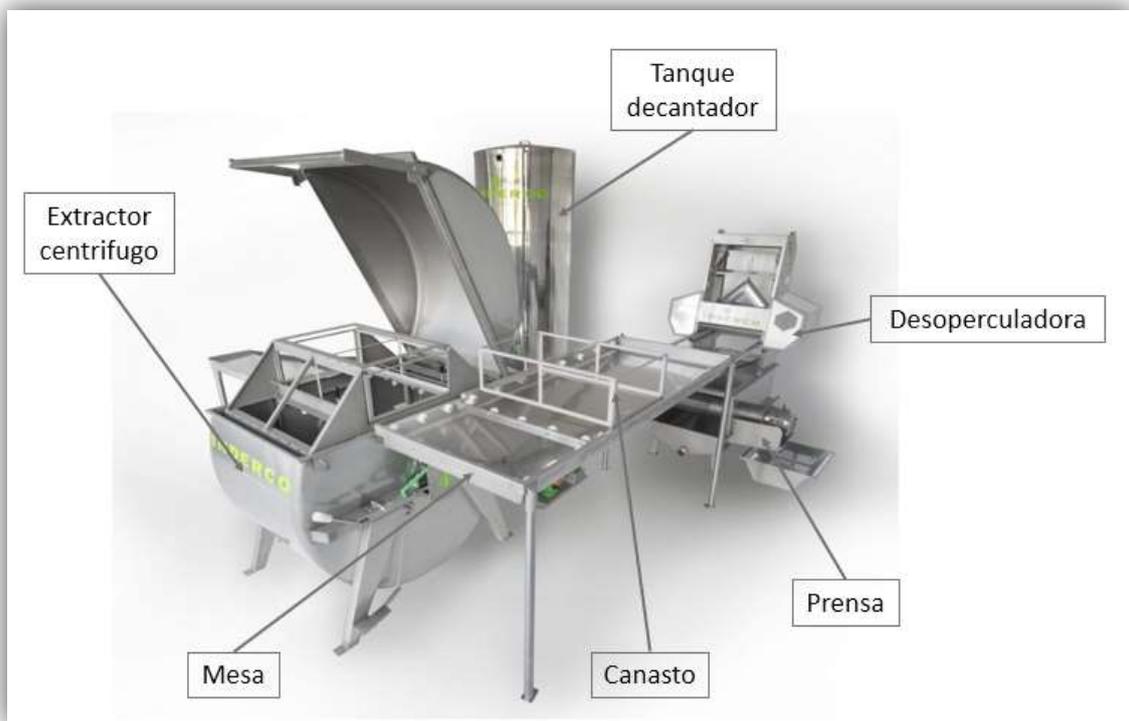
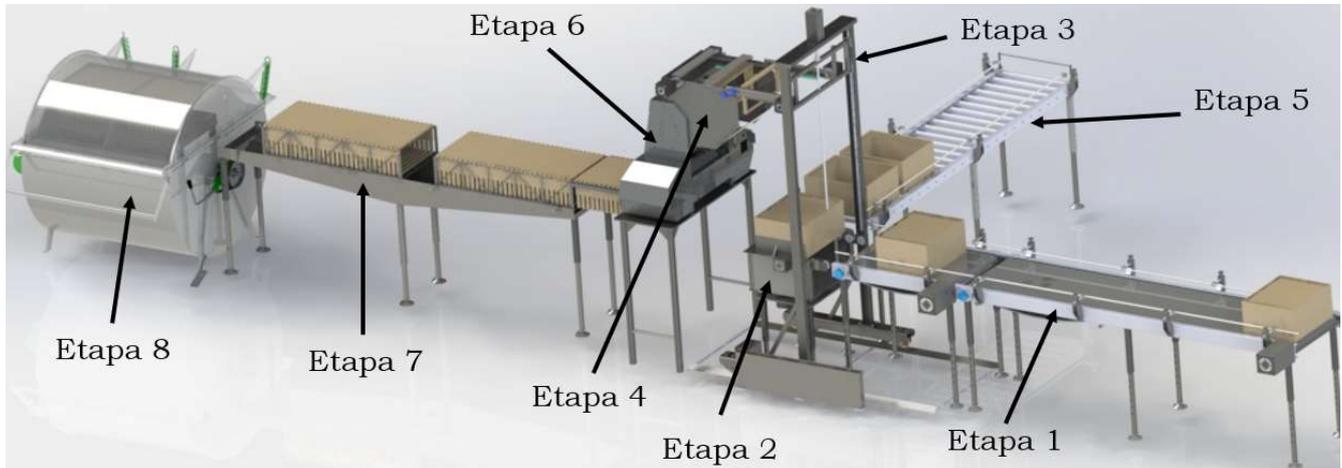


Imagen 12: Línea actual Inderco.

8. Diseño propuesto



- **Etapa 1:** Cintra transportadora de alzas.
- **Etapa 2:** Mesa giratoria – elevadora.
- **Etapa 3:** Elevador.
- **Etapa 4:** Cinta transportadora de alimentación.
- **Etapa 5:** Cinta transportadora de salida de alza.
- **Etapa 6:** Desoperculadora.
- **Etapa 7:** Mesa transportadora de canasto.
- **Etapa 8:** Extractor centrífugo.

Imagen 13: Línea completa propuesta.

Etapa 1: Cinta transportadora de alzas

El objetivo de esta cinta transportadora es movilizar las alzas, que contienen cuadros en su interior, hacia la siguiente etapa del proceso.

En esta etapa, es fundamental que el operario se sienta cómodo al momento de colocar las alzas sobre la zona de transporte.

Para el diseño de esta etapa se ha considerado dividir la cinta de transporte en dos partes, ya que el producto a transportar debe detenerse en una parte, pero en otra debe continuar su movimiento.

Debido a esto, la cinta transportadora se divide en una parte "A" y en una parte "B", donde en un debido momento, la parte "A" se detiene mientras que la parte "B" continúa.

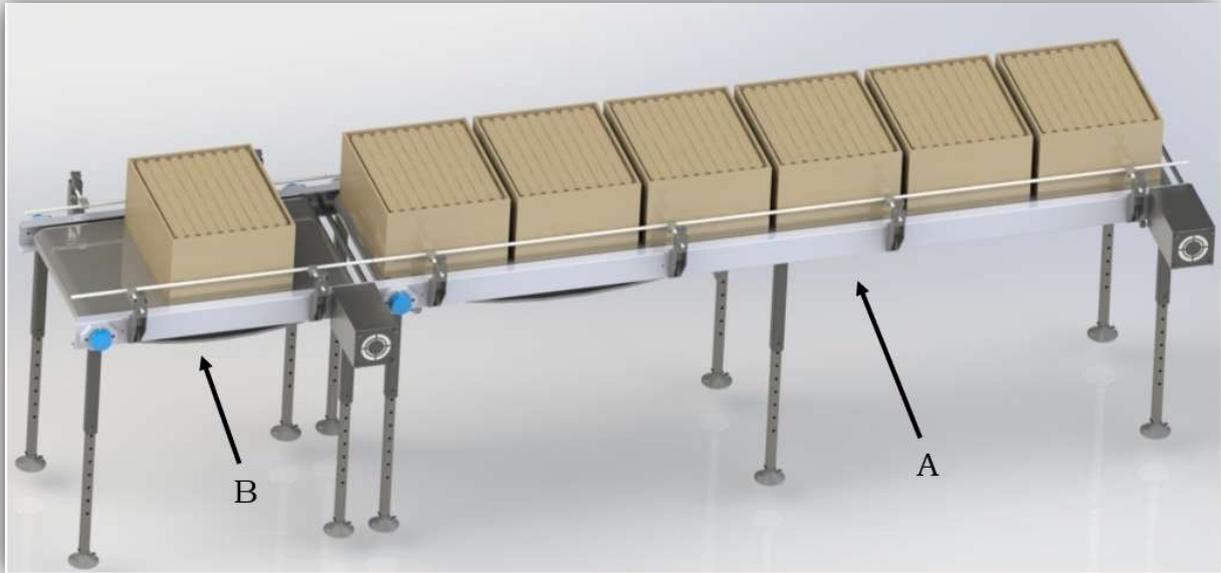


Imagen 14: Cinta transportadora de alzas.

A continuación, detallamos las partes principales que posee la cinta transportadora "A":

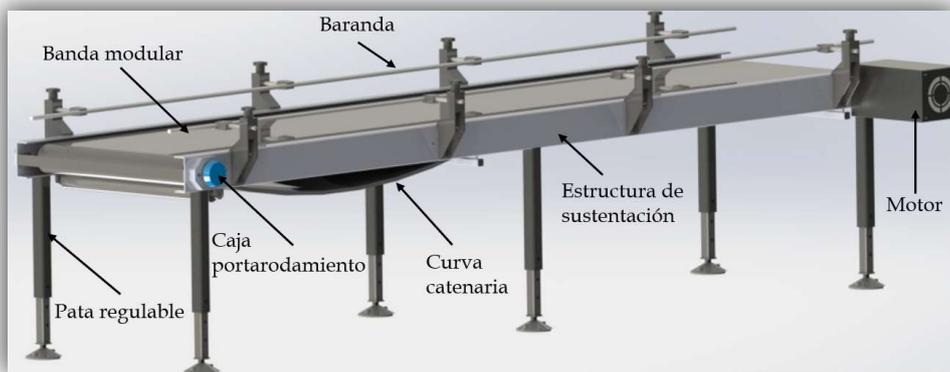


Imagen 15: Cinta transportadora de alzas "A".

Para comenzar con el diseño de la cinta transportadora, nos basamos en la guía técnica de Habasit. Este manual incluye toda la información necesaria para la evaluación, cálculo, disponibilidad y aplicación de las bandas modulares.

Primero, seleccionamos el tipo de cinta transportadora que más se asemeja a nuestra situación. Para esto, tuvimos en cuenta la longitud que posee el alza, ya que este parámetro nos dará una dimensión aproximada de la cinta transportadora.

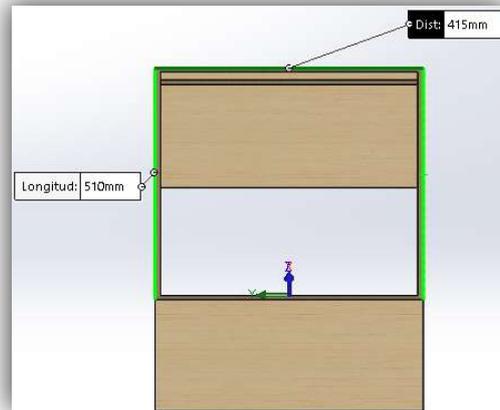


Imagen 16: Dimensiones del alza.

Proponemos que la cinta tenga una capacidad longitudinal de seis alzas. Cada alza puede alojar hasta diez cuadros, esto daría un total de sesenta cuadros.

Por otro lado, el extractor centrífugo cuenta con una capacidad de 240 cuadros, y para alojar estos, posee cuatro canastos en los que se alojan sesenta cuadros cada uno, es decir con seis alzas que ingresan a la cinta transportadora, estaríamos abasteciendo un canasto del extractor centrífugo.



Imagen 17: Canasto y extractor

Entonces, la longitud mínima propuesta que tendrá la cinta transportadora será:

$$L_{\min} = L_a * 6 + L_s * 5$$

Donde:

- L_{\min} : Longitud mínima de cinta transportadora.
- L_a : longitud alza.
- L_s : Longitud de separación entre alzas propuesta. (*Requerido ya que las alzas no deben ir pegadas entre sí sobre la cinta transportadora*).

$$L = 415 (mm) * 6 + 25 (mm) * 5 = 2615 (mm)$$

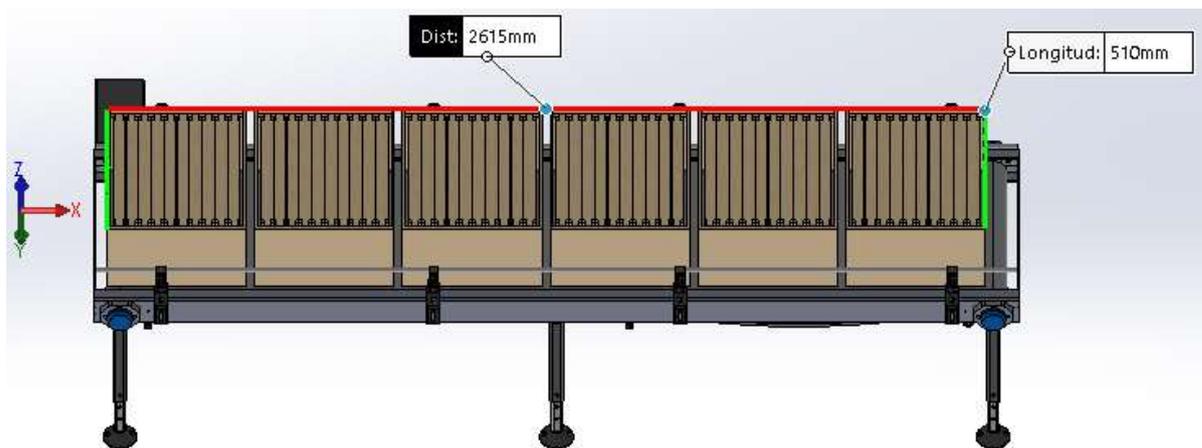


Imagen 18: Longitud total de las alzas.

En base a la longitud estimada de la cinta transportadora que hemos considerado anteriormente (mínimo 2615 mm), consultamos el manual de Habasit y el mismo nos aconseja utilizar un transportador de longitud media, el cual posee las siguientes características:

Transportadores de longitud media (2 a 4 m):

Diseño normal, correa soportada en la vía de retorno mediante un bastidor deslizante (SR) o cintas de desgaste. Se pueden utilizar asimismo rodillos (R1). Una curva catenaria próxima a los piñones motrices es suficiente para cambios de temperatura moderados.

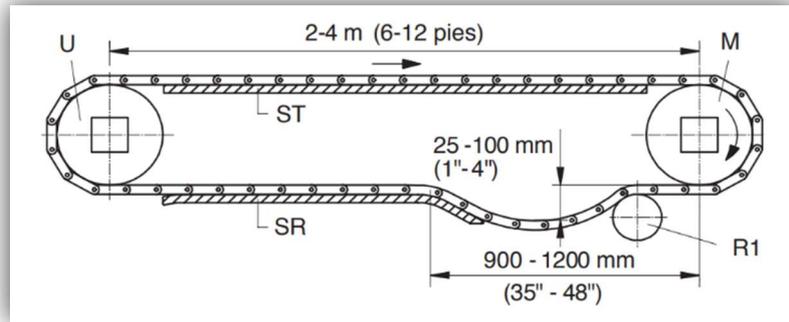


Imagen 19: Transportador de longitud media.

Selección de banda modular

Las bandas transportadoras modulares varían de longitud dependiendo de las diversas condiciones de temperatura y carga. Para acomodar esta longitud extra de la banda se deja sin soporte una parte de la sección de retorno destinada a **la curva catenaria***. El diseño de la estructura del transportador depende de la longitud total de la banda.

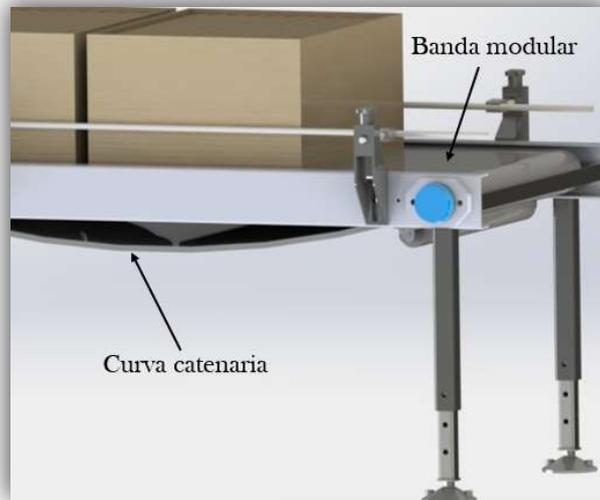


Imagen 20: Banda modular.

**La curva catenaria es la denominación que recibe un tramo de la banda que cuelga a fin de absorber las variaciones experimentadas por ésta como consecuencia de las contracciones y expansiones térmicas y los cambios de carga. Además, debido a su peso, está curva ejerce la tensión necesaria para que los piñones permanezcan firmemente enganchados en la banda. Esta tensión depende, una vez más, de la longitud (l_c) y de la altura (h_c) de la curva.*

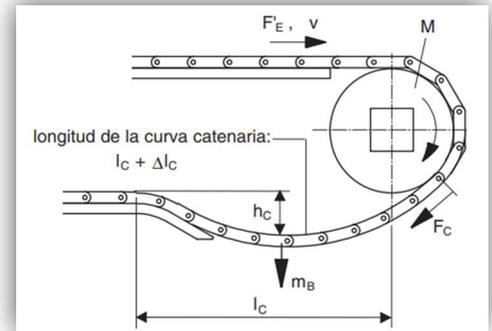


Imagen 21: Curva catenaria

El manual de Habasit ofrece una selección rápida de bandas modulares en función del tipo de utilidad que tendrá la misma.

Código de bande	Serie banda	Bebidas / Embotellado										Fabricación de latas				
		Despaletización / Paletización de latas	Despaletización / Paletización de vidrio	Despaletización / Paletización de PET	Latas para transporte a granel	Envases de vidrio para transporte a granel	Envases PET para transporte a granel	Líneas en hilera – Todos los productos	Pasteurizadores / Calentadores	Mesas de acumulación	Embalaje	Transporte a granel	Aplicaciones en vacío	Introducción en lavadoras	Mesas de acumulación	Paletización / Despaletización
Bandas Serie M1200 0.5"																
M1220	Flat Top	AC	AC	AC PP	AC	AC	AC	PP	AC			AC			AC	
M1220	GripTop									PP						
M1220	HighGrip									PP						
M1230	Flush Grid	AC		AC	AC		AC		AC	AC	AC	AC	AC	AC	AC	
Bandas Serie M2500 1"																
M2520	Flat Top	AC	AC	AC PP		AC	AC	AC	AC	AC				AC	AC	
M2520	GripTop									AC	PP					
M2520	Roller Top									AC						
M2531	Raised Rib	AC PP	AC PP					AC PP	AC PP	AC PP				AC PP	AC	
M2533	Flush Grid	AC			AC		AC			AC	AC	AC	AC	AC	AC	
M2533	GripTop									PP						
M2533	Roller Top									AC						
M2540	Radius Flush Grid									AC	PP					

Imagen 22: Guía de selección rápida.

En nuestro caso seleccionamos una banda de la serie M2500, ya que cubre nuestras necesidades.

Dentro de la serie M2500 seleccionamos la versión "FLAP TOP 1" ya que es la que mejor se adapta.

Especificaciones técnicas y detalles del material de la banda modular seleccionada.

Especificaciones del producto M2500 M2510 Flat Top 1"


HabasitLINK®
Directrices Técnicas
Edición 2005 - 51

Descripción

- 0% de área abierta
- Articulación abierta, de fácil limpieza
- Materiales aprobados para alimentos
- Diámetro de la varilla: 5 mm (0.2")
- Piñones de "ventana abierta"

Accesorios disponibles

- Perfiles
- Guardas laterales
- Dispositivos de sujeción

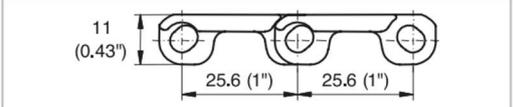
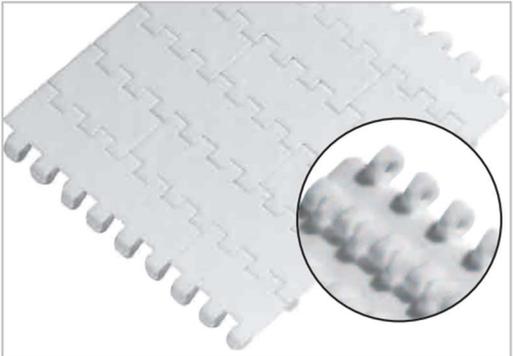


Imagen 23: Especificaciones del producto M2510.

Material de la banda		Polipropileno	Poliétileno	Poliacetal	
Material de la varilla		PP	PE	PP	PA
Resistencia nom. a la tracción [F' _N] recorrido recto	N/m lb/ft	14000 959	8000 548	16000 1096	21900 1500
Rango de temperatura	°C °F	5 - 105 40 - 220	-70 - 65 -94 - 150	5 - 90 40 - 195	-40 - 90 -40 - 195
Peso de la banda [m _B]	kg/m ² lb/sqft	4.9 1.00	5.2 1.05	7.3 1.49	7.3 1.49
Coef. de fricción banda-apoyo [μ _G]	• UHMW PE	0.13	0.25	0.10	0.10
	• HDPE	0.11	-	0.08	0.08
	• PA6, PA66	0.30	0.23	0.20	0.20
	• PA lubricada	0.13	0.12	0.11	0.11
	• Acero	0.25	0.14	0.14	0.14
Coef. de fricción banda-producto [μ _P]	• Vidrio	0.19	0.10	0.15	0.15
	• Acero	0.32	0.13	0.20	0.20
	• Plástico (PET)	0.17	0.10	0.18	0.18
	• Cartón	0.22	0.15	0.20	0.20

Gama estándar de anchos de la banda b₀

mm (nom.)	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	etc.
pulg. (nom.)	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	etc.

Imagen 24: Datos técnicos de la banda.

El material de la banda debe ser compatible con el producto a transportar, para nuestro caso, utilizamos Polipropileno (PP), ya que este material no interfiere químicamente con nuestro producto.

Con respecto al ancho de la banda (b₀), partimos del ancho mínimo que deberíamos tener, que es el determinado por el ancho del alza. Dicho ancho es 510 (mm), y el próximo ancho de banda comercial superior es de b₀ = 550 (mm). Por lo tanto, seleccionamos un ancho de banda b₀ = 550 (mm).

Procedimiento para el cálculo y verificación de la banda modular.

Una vez seleccionado el tipo y estilo adecuado de banda de acuerdo con las especificaciones del producto, el cálculo de la banda le permite verificar y comprobar su idoneidad para una aplicación determinada.

- 1) Cálculo de la fuerza de tracción efectiva (tracción de la banda) F'_E, generada durante el proceso de transporte cerca del piñón motriz, teniendo en cuenta el peso del producto, el peso de la banda, los valores de fricción, la altura de inclinación (si posee) y la acumulación del producto.

$$F'_E = (2 m_B + m_P) I_0 * \mu_G * g$$

Donde:

- $F'_E = \text{Fuerza de traccion efectiva } \left(\frac{N}{m}\right)$
- $m_b = \text{Peso de la banda } \left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- $m_p = \text{Peso del producto transportado } \left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- $m_{pa} = \text{Peso del producto acumulado } \left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- $\mu_G = \text{Coeficiente de friccion banda - apoyo del deslizador}$
- $\mu_P = \text{Coeficiente de friccion banda - producto}$
- $I_0 = \text{Longitud de transporte (m)}$
- $I_a = \text{Longitud de acumulacion (m)}$
- $h_0 = \text{Altura de elevacion (m)}$
- $g = \text{Gravedad } \left(\frac{m}{s^2}\right)$

$$m_B = 4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right)$$

$$m_P = \frac{50 (kg)}{0,212 (m^2)}$$

$$I_0 = 2,6 (m)$$

$$g = 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$F'_E = \left(4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right) + \frac{50 (kg)}{0,212 (m^2)} * 6\right) 2,6 (m) * 0,13 * 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$F'_E = 4708,39 \left(\frac{N}{m}\right)$$

- 2) Cálculo la fuerza de tracción ajustada F'_S multiplicando por el factor de servicio correspondiente de su aplicación, teniendo en cuenta los arranques/paradas frecuentes y el accionamiento directo o de arranque suave.

$$F'_S = F'_E * C_s$$

Donde:

- $F_{SR} = \text{Fuerza de traccion absoluta (N)}$
- $F'_E = \text{Fuerza de traccion efectiva } \left(\frac{N}{m}\right)$
- $b_0 = \text{Ancho de banda (m)}$
- $C_s = \text{Factor de servicio}$

Condiciones de funcionamiento Nota: Se recomienda un motor con arranque suave y es condición imprescindible para los arranques/paradas frecuentes y los arranques a plena carga.	Factor de servicio C_s						
	Bandas rectas estándar y de inclinación recta sin retroflexión			Paso "mínimo" con barra frontal cabeza lateral		Banda curva curvas con 90° (*)	
	estándar central (mecanismo de tracción)	Motor empujador (uni- y bi-direccional)	Motorización central (uni- y bi-direccional)	ambos extremos	motor-Motor	Estándar central (mecanismo de tracción)	motor-Motor
Arranque anterior a la carga	1	1,4	1,2	1,6	2	1,6 (*)	1,8
Arranques/paradas frecuentes durante el proceso (más de una vez por hora)	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2
transportadores en Z							
inclinación <50° sólo zapatas de sujeción	+ 0,4	+ 0,4	+ 0,4	no aplicable	no aplicable	+ 0,4	+ 0,4
lengüetas de sujeción	+ 0,6	+ 0,6	+ 0,6	aplicable	aplicable	+ 0,6	+ 0,6
inclinación 50°-70° sólo zapatas de sujeción	+ 1,1	+ 1,1	+ 1,1	no aplicable	no aplicable	+ 1,1	+ 1,1
lengüetas de sujeción	+ 1,4	+ 1,4	+ 1,4	aplicable	aplicable	+ 1,4	+ 1,4
inclinación 70°-90° sólo zapatas de sujeción	+ 1,8	+ 1,8	+ 1,8	no aplicable	no aplicable	+ 1,8	+ 1,8
lengüetas de sujeción	+ 2,2	+ 2,2	+ 2,2	aplicable	aplicable	+ 2,2	+ 2,2
Velocidades superiores a 30 m/min				+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2

Imagen 25: Factor de servicio C_s .

Nuestra cinta deberá tener un funcionamiento intermitente de arranque y parada más de una vez en un periodo menor de una hora, entonces:

$$C_s = 1,2$$

Por lo tanto,

$$F'_S = F'_E * C_s$$

$$F'_S = 4708,39 \left(\frac{N}{m}\right) * 1,2$$

$$F'_S = 5650,07 \left(\frac{N}{m}\right)$$

3) Cálculo de fuerza de tracción admisible F_{adm} . La velocidad y las temperaturas altas o bajas pueden reducir la fuerza de tracción admisible máxima por debajo de la resistencia nominal a la tracción F'_N .

$$F'_{adm} = F'_N * C_T * C_V$$

Donde:

- F_{adm} = Fuerza de traccion admisible $\left(\frac{N}{m}\right)$
- F'_N = Resistencia nominal a la traccion $\left(\frac{N}{m}\right)$

- $C_T = \text{Factor de temperatura}$
- $C_S = \text{Factor de velocidad}$

La resistencia nominal a la tracción es un dato que sale de los datos del producto (*Imagen 24: Datos técnicos de la banda*):

$$F'_N = 14000 \left(\frac{N}{m} \right)$$

El factor de temperatura y el factor de velocidad son datos que brindan las siguientes gráficas:

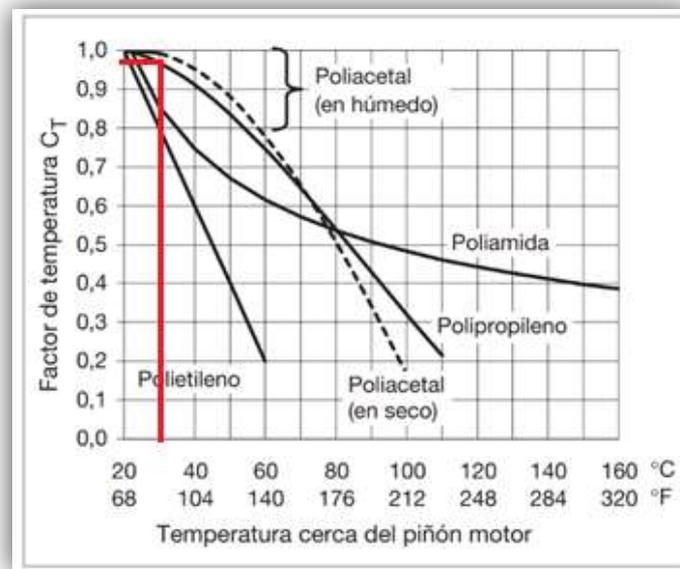


Imagen 26: Factor de temperatura.

Como es un paso a paso y su funcionamiento es intermitente la temperatura del motor será la misma que el de temperatura ambiente 25°C.

El material seleccionado es Polipropileno.

Entonces:

$$C_T = 0,98$$

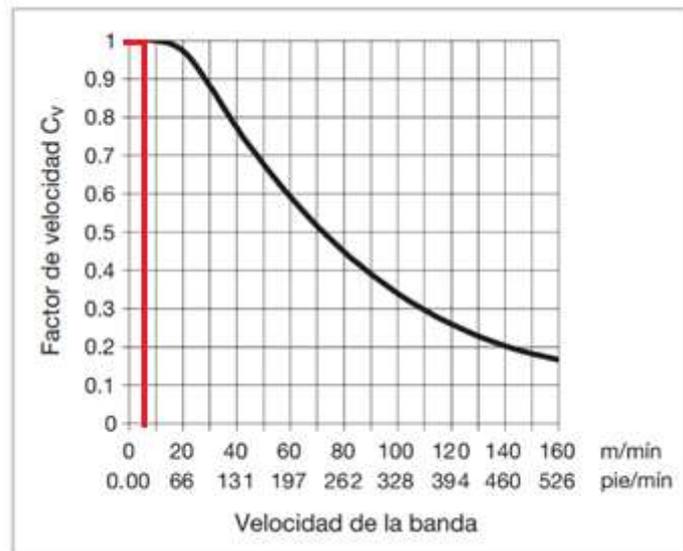


Imagen 27: Factor de velocidad.

Adoptando una velocidad de 6 (m/min) que equivale a 10 (cm/s)

Entonces,

$$C_V = 1$$

$$F'_{adm} = F'_N * C_T * C_V$$

$$F'_{adm} = 14000 \left(\frac{N}{m} \right) * 0.98 * 1$$

$$F'_{adm} = 13720 \left(\frac{N}{m} \right)$$

- 4) Verificación de la resistencia de la banda seleccionada comparando F'_s con la fuerza de tracción admisible F_{adm} .

$$F'_s \leq F'_{adm}$$

Donde:

- F_{adm} = Fuerza de tracción admisible $\left(\frac{N}{m} \right)$
- F'_s = Fuerza de tracción ajustada (tracción de la banda) por m de ancho de banda $\left(\frac{N}{m} \right)$
- F'_E = Tensión absoluta $\left(\frac{N}{m} \right)$

- $F_{SR} = \text{Fuerza de tracción absoluta (N)}$
- $b_0 = \text{Ancho de banda (N)}$
- $C_s = \text{Factor de servicio}$

$$5650,07 \left(\frac{N}{m}\right) \leq 13720 \left(\frac{N}{m}\right) \text{ (Ok)}$$

5) Comparación de las dimensiones del eje motriz y del piñón motriz.

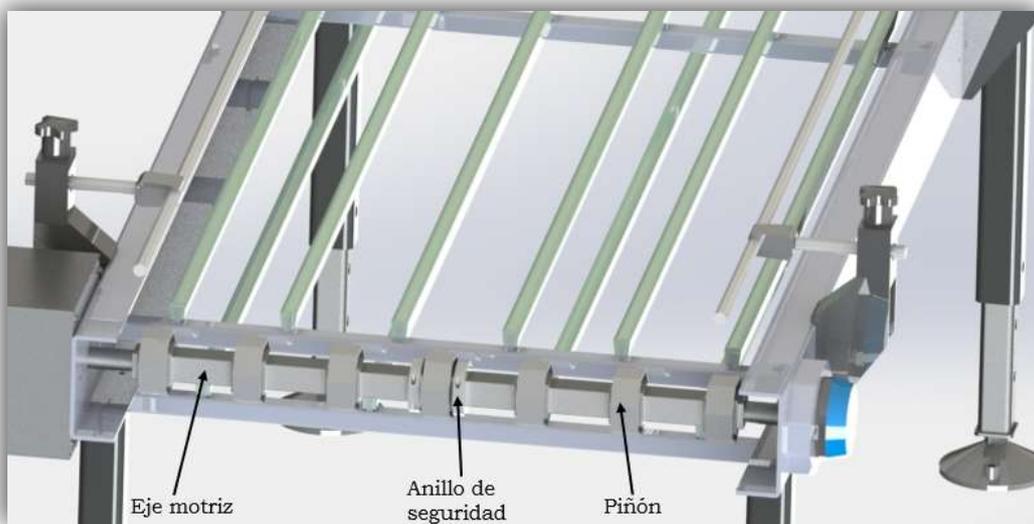


Imagen 28: Eje motriz – anillo de seguridad – piñón.

Seleccione el tipo, material y tamaño del eje.

Los ejes deben cumplir las condiciones siguientes:

- Deflexión máxima (f_{max}) del eje bajo carga total (F_w):

$$f_{max} = 2,5 \text{ (mm)}$$

Si la deflexión calculada del eje excede este valor máximo, se debe seleccionar un tamaño de eje superior o instalar un cojinete o un casquillo intermedio en el mismo.

- El par motor con carga máxima F'_s debe ser inferior al valor crítico.

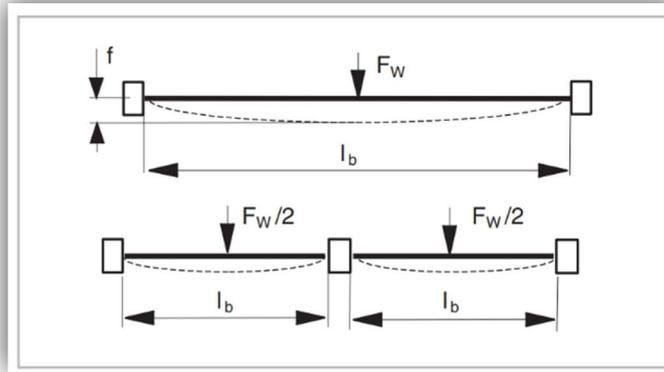


Imagen 29: Deflexión del eje para dos o tres rodamientos.

Deflexión del eje para dos rodamientos:

$$f = \frac{5}{384} * F_W * \frac{I_b^3}{(E * I)}$$

Y para motores unidireccionales en cabeza:

$$F_W = F'_s * b_0$$

Donde:

- $b_0 =$ Ancho de banda (N)
- $I_b =$ Distancia entre cojinetes (mm). Si se desconoce la distancia efectiva usar la anchura de la banda 100 (mm)

Tamaño del eje		Inercia I	
mm	pulg.	mm ⁴	pulg. ⁴
Ø 20	Ø 3/4	7'850	0.0158
Ø 25	Ø 1	19'170	0.05
□ 25	□ 1	32'550	0.083
Ø 40	Ø 1.5	125'660	0.253
□ 40	□ 1.5	213'330	0.42
Ø 60	Ø 2.5	636'170	1.95
□ 60	□ 2.5	1'080'000	3.25
Ø 90	Ø 3.5	3'220'620	7.5
□ 90	□ 3.5	5'467'500	12.5

Imagen 30: Tamaños de eje y su inercia correspondiente.

Materiales del eje	Módulo de elasticidad E	Resistencia a la fractura	Especificaciones del posible material
Acero al carbono	206'000 N/mm ²	60 N/mm ²	St 37-2, KG-37
Acero inoxidable (baja resistencia)	195'000 N/mm ²	60 N/mm ²	X5CrNi18 10, AISI 316, 304
Acero inoxidable (alta resistencia)	195'000 N/mm ²	90 N/mm ²	X12CrNi 17 7, AISI 301

Imagen 31: Datos técnicos del eje.

Utilizando un eje cuadrado con lados $L = 25$ (mm) de acero al carbono

$$f = \frac{5}{384} * F_w * \frac{I_b^3}{(E * I)}$$

$$f = \frac{5}{384} * 5650,07 \left(\frac{N}{m}\right) * 0,55 (m) * \frac{(650 (mm))^3}{\left(206000 \left(\frac{N}{mm^2}\right) * 32550 (mm^4)\right)}$$

$$f = 1,66 (mm) \leq 2,5 (mm) \text{ (Ok)}$$

Par en el diámetro de mangueta (extremo del eje en el lado del motor).

El par se calcula con objeto de evaluar el diámetro de mangueta necesario para la transmisión. Se debe verificar el tamaño seleccionado de las chumaceras del eje comparando el par motor efectivo (TM) con el par motor admisible indicado en la tabla "par motor admisible máximo".

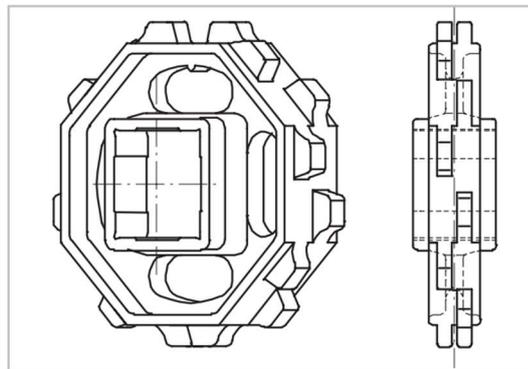
Donde:

- $b_0 =$ Ancho de banda (N)
- $d_p =$ Diámetro de paso del piñon (mm)
- $\tau_{adm} =$ resistencia a la fractura max admisible $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para acero al carbono aprox $60 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para acero inoxidable aprox $90 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para aleacion de aluminio aprox $40 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
- $d_w =$ Diámetro del eje (mm)

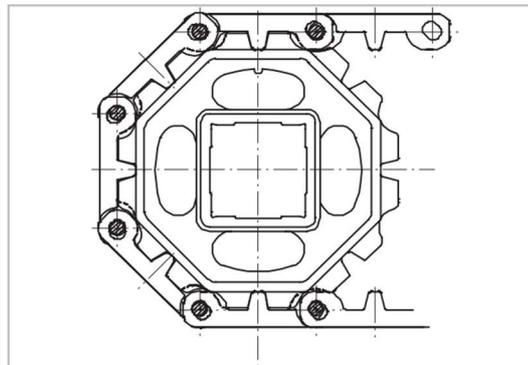
Todas las bandas Habasit están accionadas positivamente por piñones termoplásticos, moldeados por inyección, que incorporan una doble fila de dientes para tracción bidireccional, perfecto engranaje entre la banda y el piñón y una vida útil más prolongada de este.

Otra ventaja de los piñones moldeados de Habasit es su diseño de “ventana abierta”, que mejora la higiene en todo el ancho de los ejes motrices.

Para aplicaciones especiales también hay piñones labrados y divididos disponibles a petición.



Piñón



Engranaje del piñón

Imagen 32: Piñones Habasit.

Disponibilidad del piñón

N° de dientes	Paso Ø d _p		A _i		Piñones moldeados (M25Sxx)				Piñones partidos (M25Zxx)			
	mm	Pulg.	mm	Pulg.	Agujero cuadrado Q		Ø Agujero redondo R*		Agujero cuadrado Q		Ø Agujero redondo R*	
					mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.
7	59.4	2.3	24.7	0.97	25	1	-	-	-	-	-	-
8	66.7	2.6	28.3	1.12	25	-	30	1/1 3/16	-	-	-	-
10	82.5	3.3	36.3	1.43	40	1/1.5	30	1/1 3/16	-	-	-	-
12	98.6	3.9	44.3	1.74	40	1/1.5	30/40	1/1 3/16	40	1.5	-	-
16	130.8	5.2	60.4	2.38	40	1.5	-	-	-	-	-	-
18	146.9	5.8	68.4	2.69	40/60	1.5/2.5	30	1/1 3/16	40/60	1.5/2.5	-	-
20	163.0	6.4	76.5	3.01	40/60	1.5/2.5	30	1/1 3/16	40	1.5	-	-

*Chaveteros:
 - para agujero redondo Ø 30 mm: 8 mm (0,315")
 - para agujero redondo Ø 1" y 1 3/16": 6,3 mm (0,25")

Imagen 33: Piñones Habasit disponibles

Elegimos el piñón cuyo número de dientes son 7 y el diámetro de paso (d_p) es 59,4 (mm) con agujero cuadrado Q.

Par motor efectivo:

$$T_M = F'_s * b_0 * \frac{d_p}{2} * 10^{-3}$$

$$T_M = 5650,07 \left(\frac{N}{m}\right) * 0,55 (m) * \frac{59,4 (mm)}{2} * 10^{-3}$$

$$T_M = 92,3 (Nm)$$

Eje mm	Ø (d _w) pulg.	Acero al carbono		Acero inoxidable	
		Nm	pulg.-lb	Nm	pulg.-lb
20	0.75	94	834	141	1'251
25	1	184	1'629	276	2'444
30	1 3/16	318	2'815	477	4'223
40	1.5	754	6'673	1'131	10'009
45	1 3/4	1'074	9'501	1'610	14'251
50	2	1'473	13'033	2'209	19'549
55	2 1/4	1'960	17'347	2'940	26'020
60	2.5	2'545	22'520	3'817	33'781
80	3	6'032	53'382	9'048	80'073
90	3.5	8'588	76'007	12'882	114'010

Tabla "Par motor máximo admisible", T_{adm}

Imagen 34: Tabla "Par motor máximo admisible"

Para la mangueta proponemos $\phi = 20$ (mm)

Par motor admisible simplificado:

$$T_{adm} = \tau_{adm} * \frac{d_w^3}{5000}$$

$$T_{adm} = 60 \left(\frac{N}{mm^2} \right) * \frac{25^3 (mm^3)}{5000}$$

$$T_{adm} = 96 (Nm) \geq T_M = 92,3 (Nm)$$

Por lo tanto, queda comprobado que el diámetro de mangueta y el piñón seleccionado admiten la carga solicitada.

Disposición del piñón

Habasit recomienda que la separación máxima entre piñones no debe superar los 100 (mm), y la separación mínima no debe estar por debajo de 33,3 (mm). Por otro lado, La distancia C entre el eje del piñón y el apoyo de la deslizadera debe ser como mínimo 28 (mm).

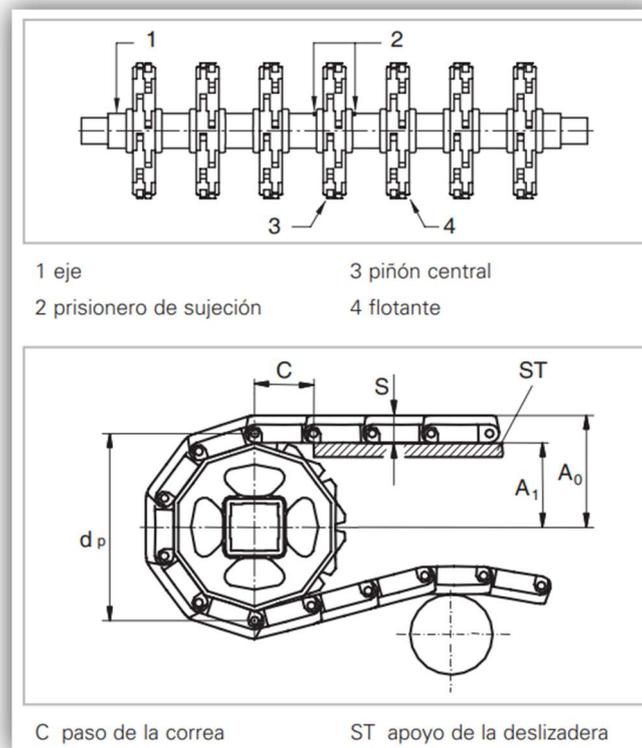


Imagen 35: Disposición del piñón

Material del piñón

Material estándar: Acetal (POM), color natural.

Opcional:

- Polipropileno (PP), azul (resistente a ácidos).
- Poliamida (PA), beige, para aplicaciones abrasivas en seco.
- Poliuretano termoplástico (TPU), color natural, para aplicaciones abrasivas bajo condiciones de humedad.
- Material para alta temperatura (PA + HT).
- Material para muy alta temperatura (ST).
- Piñones partidos disponibles solo en POM

Para nuestro caso elegimos el material estándar (POM)

Habasisit plantea una selección rápida según las condiciones dadas, como tenemos un ancho de banda de 550 (mm):

Número de piñones y guías de desgaste

Anchura estándar de la banda		Número de piñones por eje		Número de guías de desgaste	
mm (nominal)	pulgada (nominal)	Número mínimo	Resistencia nominal a la tracción 100%	Camino de ida (superior)	Camino de retorno (inferior)
150	6	2	2	2	2
200	8	2	5	2	2
250	10	3	5	3	2
300	12	3	6	3	2
350	14	4	6	4	3
400	16	4	7	4	3
450	18	5	9	5	3
500	20	5	9	5	3
550	22	7	11	6	4
600	24	7	11	6	4
700	28	7	13	7	4
800	32	9	15	7	4
900	36	9	15	8	5
1000	40	11	17	8	5
1100	43	11	19	9	5
1200	47	13	21	9	5
1300	51	13	23	10	6
1400	55	15	25	10	6
1600	63	17	27	11	6
1800	71	19	31	12	7
2000	79	21	35	13	7

Imagen 36: Número de piñones y guías de desgaste

Habasit propone lo siguiente:

- Número mínimo de piñones por eje = 7
- Guías de desgaste:
 - Camino de ida (superior) = 6
 - Camino de retorno (inferior) = 4

Número de piñones por eje

El número resultante habrá de ser, preferiblemente, impar (debido a la instalación del piñón central para la alineación), pero esta no es una condición imprescindible. Por motivos de seguridad, el número calculado se redondeará al alza y no a la baja.

El número final de piñones debería quedar entre el número mínimo y máximo de piñones.

Piñones según serie de banda		M1200	M2500	M2600	M3800	M5000	M5100
Espaciado máx. de piñones	mm	100	100	170	125	150	152.4
	pulg.	4	4	6.7	5	6	6
Espaciado mín. de piñones	mm	33,3	33,3	85	50	56,25	57,2
	pulg.	1.3	1.3	3.3	2	2.2	2.25
F _{max} (carga máx. por piñón POM)	N	800	1500	3700	2000	2600	2400
	lb	180	337	832	450	585	540

Imagen 37: Número de piñones y guías de desgaste

- Número requerido de piñones

$$n(\text{piñon}) = F'_s * \frac{b_0}{F_{max}}$$

$$n(\text{piñon}) = 5650,07 \left(\frac{N}{m} \right) * \frac{0,55 (m)}{1500 (N)}$$

$$n(\text{piñon}) = 2,07 = 3$$

- Número máximo de piñones

$$n_{m\acute{a}x}(\text{piñón}) = \frac{b_0}{\text{espaciado min. de los piñones}}$$

$$n_{m\acute{a}x}(\text{piñón}) = \frac{550 (mm)}{33,3 (mm)}$$

$$n_{m\acute{a}x}(\text{piñón}) = 16,5 = 17$$

- Número mínimo de piñones

$$n_{min}(\text{piñón}) = \frac{b_0}{\text{espaciado máx. de los piñones}}$$

$$n_{min}(\text{piñón}) = \frac{550 \text{ (mm)}}{100 \text{ (mm)}}$$

$$n_{min}(\text{piñón}) = 5,5 = 6$$

Finalmente, como se recomienda tener un número impar adoptamos 7 piñones por eje, esta conclusión no contradice con lo propone Habasit (*Imagen 37: Número de piñones y guías de desgaste*).

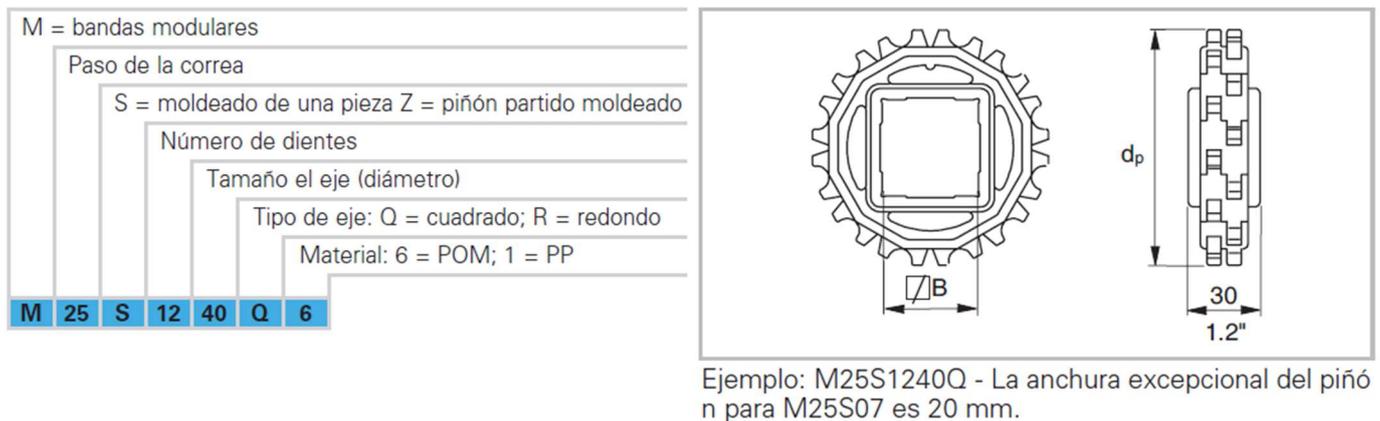


Imagen 38: Instructivo para solicitar los piñones Habasit

Según el instructivo para solicitar los piñones Habasit quedaría de la siguiente manera:

Piñón Habasit M 25 S 7 25 Q 6

Sistemas de apoyo del deslizador

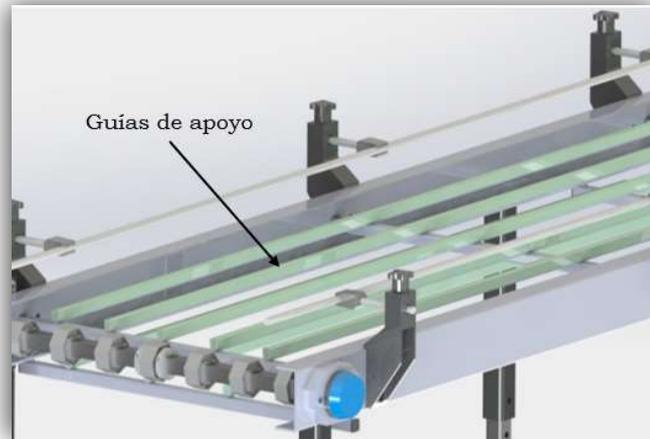


Imagen 39: Guías de apoyo.

La disposición paralela de la guía de desgaste es el método más económico. Para reducir el desgaste de la banda, los segmentos paralelos de la guía de desgaste pueden disponerse con un desplazamiento alterno en lugar de en línea o como banda ondulada.

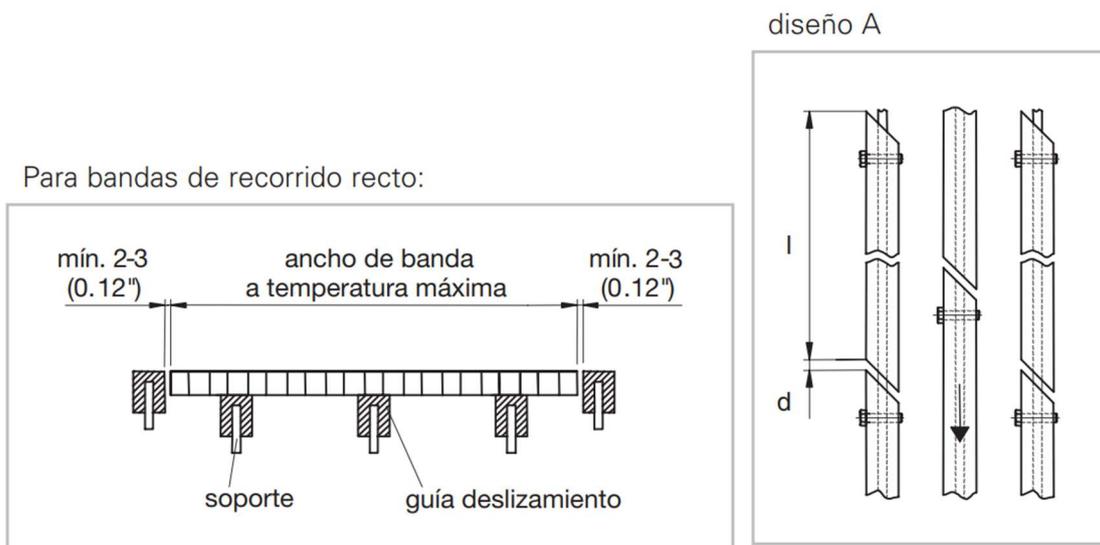


Imagen 40: Sistemas de apoyo del deslizador.

- 6) Dimensiones efectivas de la longitud de la banda y de la curva catenaria teniendo en cuenta la expresión térmica.

El cálculo de la curva catenaria no es imprescindible para el diseño, y su interés es de carácter más general. La experiencia demuestra que las dimensiones de curva propuestas proporcionan la tensión de banda necesaria para el adecuado enganche de los piñones.

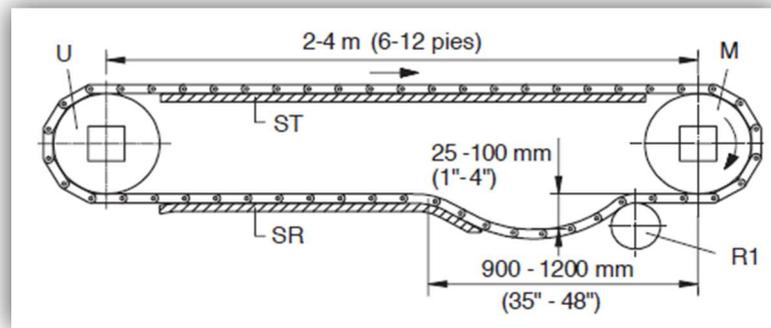


Imagen 41: Rango de dimensiones propuestas según el diseño de la cinta adoptada.

Tensión de la banda de la curva catenaria.

$$F'_C = l_c^2 * m_B * \frac{g}{(8 * h_C)}$$

Donde:

- $F'_C =$ Tensión de banda de la curva catenaria (N)
- $l_C =$ Longitud de la curva (m)
- $h_C =$ Altura de la curva (m)
- $M_a =$ Peso de la banda $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- $g =$ Gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Adoptando de **Imagen 41:** Rango de dimensiones propuestas según el diseño de la cinta adoptada:

- $l_C = 1$ (m)
- $h_C = 0,07$ (m)

$$F'_C = l_c^2 * m_B * \frac{g}{(8 * h_C)}$$

$$F'_C = (1 \text{ (m)})^2 * 4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right) * \frac{9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)}{(8 * 0,07 \text{ (m)})}$$

$$F'_C = 85,84 \left(\frac{N}{m}\right)$$

Una vez establecida la longitud de la curva (L_c) y su altura (h_c), reviste particular interés calcular el exceso de longitud de banda (ΔL_c) requerido por la curva.

Exceso de longitud de banda:

$$\Delta I_c = 2,66 * \frac{\left(\frac{h_c}{1000}\right)^2}{I_c}$$

$$\Delta I_c = 2,66 * \frac{\left(\frac{70 (mm)}{1000}\right)^2}{1 (m)}$$

$$\Delta I_c = 0,013 (m)$$

La longitud geométrica calculada de la banda (I_g) es la longitud total de la banda que equivale a la longitud del lado de transporte más la del lado del retorno y la circunferencia del piñón más el exceso de longitud de la curva catenaria (ΔL_c). La longitud final de la banda, una vez montada, será ligeramente superior a la longitud calculada, debido al espacio entre la varilla de giro y el orificio del eslabón (holgura de la articulación). El exceso de longitud puede rondar en entorno al 1% de la longitud banda y se corregirá durante la instalación eliminando hileras de módulos individuales.

Longitud final de la banda

$$I_g = 2 * I_0 + \frac{d_p}{1000} * \pi + 2,66 * \frac{\left(\frac{h_c}{1000}\right)^2}{I_c}$$

$$I_g = 2 * 2,6 (m) + \frac{98,6}{1000} (m) * \pi + 2,66 * \frac{\left(\frac{70}{1000}\right)^2 (m^2)}{1 (m)}$$

$$I_g = 5,5 (m)$$

Coefficiente de expansión térmica

Coefficiente de expansión térmica Una vez instalada, la banda puede sufrir recalentamientos o enfriamientos durante el proceso, lo que modificará su longitud y, por lo tanto, la altura de la curva catenaria. Esta diferencia en la longitud de la banda habrá de ser compensada ajustándola dentro de las tolerancias de altura de curva establecidas. Para la dimensión propuesta de la curva catenaria.

La altura de la curva no puede ser menor de 25 mm. Si la temperatura del proceso difiere de la temperatura de instalación, se corregirá la longitud de banda calculada según se indica en la fórmula siguiente:

$$I_g(T) = I_g + \frac{I_g}{1000} * \alpha * (T_2 - T_1)$$

Donde:

- I_g : Longitud total de la banda (m).
- T_1 : Temperatura de instalación (°C).
- T_2 : Temperatura de proceso (°C).
- α : Coeficiente de expansión térmica lineal.

Como la temperatura de instalación como la temperatura de proceso son las mismas, tenemos:

$$I_g(T) = I_g = 5,5 \text{ m}$$

7) Cálculo de potencia motriz necesaria (P_M)

La potencia necesaria para desplazar la banda es el resultado de las fuerzas de fricción del transportador, del cambio de altura de los elevadores, así como de la pérdida de eficiencia (también fricción) del propio motor. Esto último no se tendrá en cuenta en la fórmula siguiente.

$$P_M = F'_S * b_0 * \frac{V}{60} \text{ (W)}$$

Donde:

- F'_S : Fuerza de tracción utilizada (tracción banda) por metro de ancho de banda $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- P_M : Potencia de salida del motor $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- b_0 : Ancho de la banda (m).
- V : Velocidad de la banda $\left(\frac{m}{min}\right)$.

$$P_M = F'_S * b_0 * \frac{V}{60}$$

$$P_M = 5650,07 \frac{N}{m} * 0,55 \text{ m} * \frac{6 \frac{m}{min}}{60}$$

$$P_M = 310,75 \text{ W} \cong 0,5 \text{ HP}$$

- 8) Comprobación de la resistencia química del material de la banda seleccionada para su proceso específico.

En las tablas que brinda Habasit no hemos encontrado nuestro producto (miel), pero sí se destacan otros productos tales como cerveza, glucosa, leche, margarina, salmuera, vinagre y vino que son compatibles con el material de la banda que hemos seleccionado (Polipropileno). Entonces como conclusión, si los productos mencionados anteriormente son compatibles con el material de la banda modular, la miel también lo será, ya que son productos que deben tener el mismo trato y cuidado higiénico.

Selección de motor:

El funcionamiento de la máquina es intermitente es decir que el motor deberá parar y reanudar varias veces para completar un ciclo.

Se necesita un motor capaz de automatizarse, cumplir con el torque ya calculado y pueda funcionar en forma intermitente, según estas necesidades un motor paso a paso es ideal para este tipo de trabajo.

Recordando de cálculos a anteriores la velocidad lineal es de 6 (m/min)

$$v = \omega * r$$

Donde:

- $v = \text{Velocidad lineal (m/s)}$
- $\omega = \text{Velocidad angular (rad/s)}$
- $r = \text{Radio de la mangueta (m)}$

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$\omega = \frac{6 \left(\frac{m}{\text{min}} \right) * \frac{1 \text{ (min)}}{60 \text{ (s)}}}{0,01 \text{ (m)}} = 10 \left(\frac{\text{rad}}{s} \right)$$

Luego convertimos la velocidad angular a RPM.

$$X \text{ (RPM)} * \frac{2\pi}{60} = 10 \left(\frac{\text{rad}}{s} \right)$$

$$X = \frac{10 * 60}{2\pi} = 95,49 \text{ (RPM)}$$

Con estos datos calculamos el momento torsor

$$M_t = 71620 * \frac{CV}{RPM}$$

La potencia del motor en cálculos anteriores fue de 0,5 (HP), entonces:

$$M_t = 71620 * \frac{0,5 (HP)}{95,49 (RPM)} = 375 (kg * cm)$$

$$375 (kg * cm) * \frac{9,81 (N)}{1 (kg)} * \frac{1 (m)}{100 (cm)} = 36,79 (N * m)$$

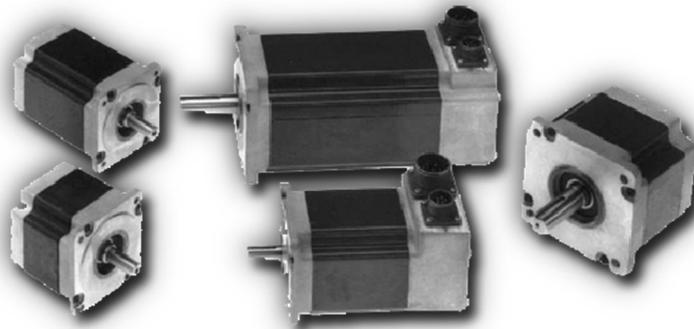


Imagen 42: Motores paso a paso POWERPAC series.

Descripción técnica del motor seleccionado: [Stepper POWERPAC Series \(novotecargentina.com\)](http://novotecargentina.com)

Por lo tanto, el motor PACIFIC SCIENTIFIC N&K-SERIES NEMA 42 HIGH TORQUE MOTORS es el que satisface nuestras necesidades.

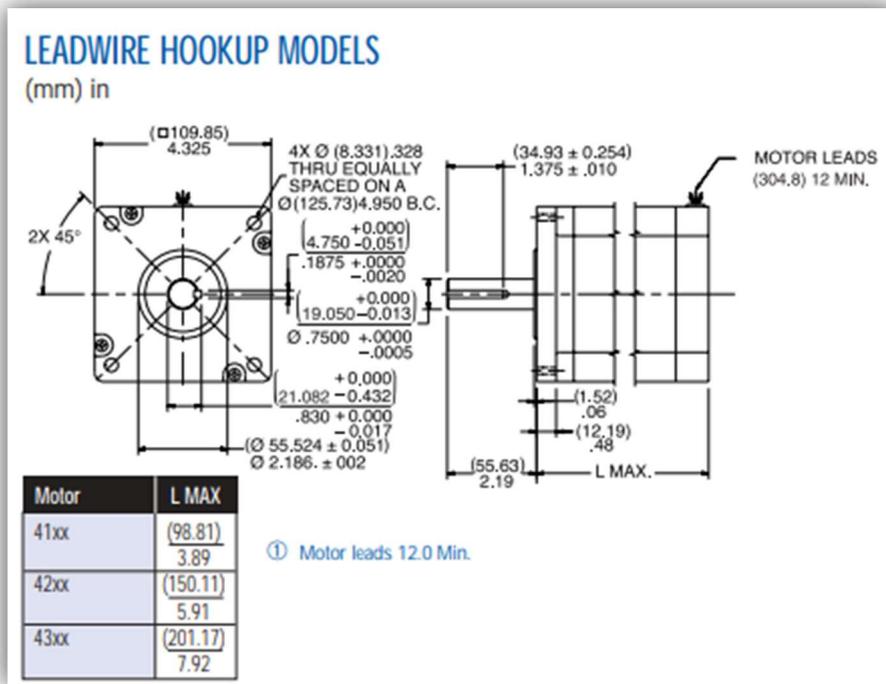


Imagen 43: Dimensiones motor paso a paso POWERPAC 42xx.

Typical Leadwire Motor Model Number	Connection ^①			Holding Torque ^② (2 phases on) oz-in (N-m) ±10%	Rated Current/Phase ^③ (amps DC)	Phase Resistance (ohms) ±10%	Phase Inductance ^④ (mH) Typical	Detent Torque oz-in (N-m)	Thermal Resistance ^⑤ (°C/watt)	Rotor Inertia oz-in-S ² (kgm ² x 10 ⁻³)	Net Weight kg (lbs)
	Parallel	Series	Unipolar								
K SERIES - SIGMAX® 3 ROTOR STACK											
K43HRFN-LNK-NS-00	●			5700 (40.23)	15.4	0.14	2.5	118 (0.83)	1	0.2293 (1.62)	11.64 (25.7)
K43HRFN-LNK-NS-00		●		5700 (40.23)	7.7	0.55	10				
K43HRFN-LNK-NS-00			●	4030 (28.44)	10.9	0.28	2.5				
K43HRFM-LNK-NS-00	●			5630 (39.74)	9.9	0.33	5.9				
K43HRFM-LNK-NS-00		●		5630 (39.74)	4.9	1.32	23.7				
K43HRFM-LNK-NS-00			●	3985 (28.13)	7	0.66	5.9				

Imagen 44: Datos técnicos motor paso a paso POWERPAC 42xx.

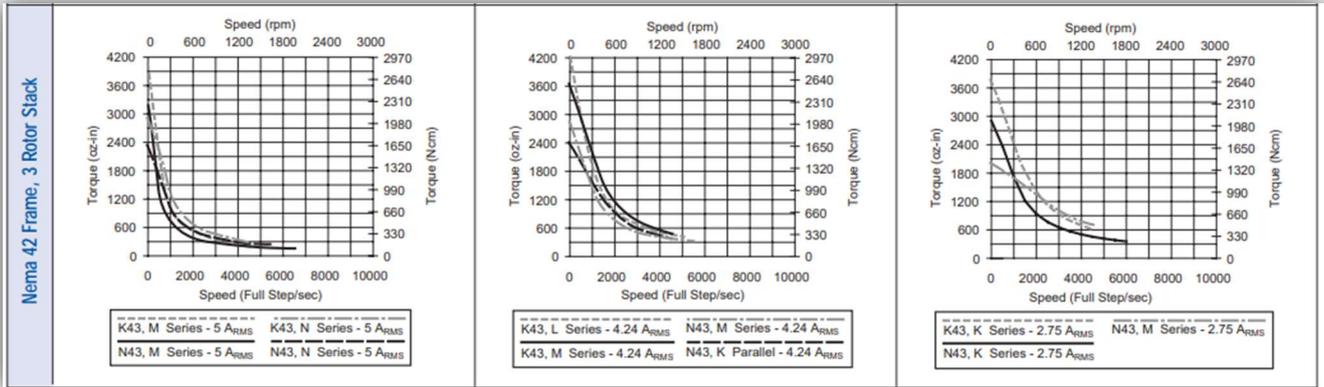


Imagen 45: Graficas velocidad vs torque motor paso a paso POWERPAC 42xx.

PACIFIC SCIENTIFIC N&K-SERIES NEMA 42 STEPPER SYSTEMS



6410/6415 Microstepping Drives SEE PAGE 72

- 24-75 VDC input
- Step/direction input or oscillator models
- Current selectable from 0.625 to 7.1 amps peak
- Selectable step sizes, binary or decimal, full to 1/250 or 1/256

Impulse Microstepping Drives SEE PAGE 75

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus
- Step/direction input
- Programmable inputs/outputs
- Current selectable from 0.75 to 4.0 amps
- Microstepping 200 to 100,000, selectable in increments of 200

NextStep® Microstepping Drives SEE PAGE 76

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus. 240 V model available
- Step/direction input
- Current selectable from 0 to 7.9 amps, to 3.9 A for 240 V model
- 5,000 steps/rev to 50,000 steps/rev microstepping

SMARTSTEP Microstepping Drives SEE PAGE 77

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus. 240 V model available
- Programmable indexing
- Current selectable from 0 to 7.9 amps, to 3.9 A for 240 V model
- 36,000 steps/rev microstepping

Imagen 46: Drivers compatibles para el motor paso a paso POWERPAC 42xx.

Vinculación del motor

La vinculación se hizo por medio de 4 varillas roscadas M8 y una longitud de 300 (mm). Por otro lado, el eje del motor se encuentra vinculado al eje del rodillo por medio de un acoplador GSF.

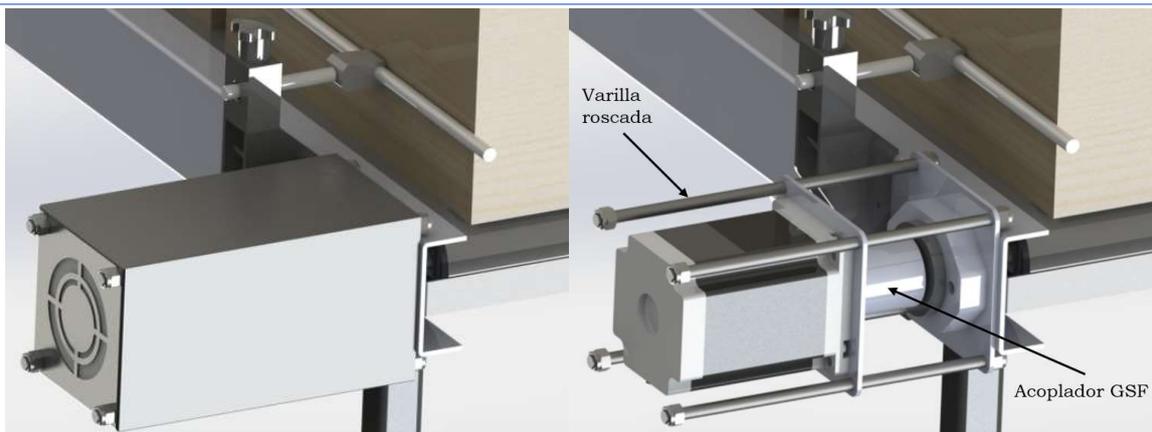


Imagen 47: Vinculación del motor – Acoplador GSF.

Acoplador GSF o acoplamiento de fuelle.



Imagen 48: Acoplador GSF.

Los acoples Comintec son especialmente diseñados para pequeños y medianos torques. Con la característica principal de alta rigidez torsional. Construido en aluminio para brindar una muy baja inercia.

Alguna de sus aplicaciones:

- Motores paso a paso
- Servo Motores
- Encoder

Dimensiones generales de acopladores GSF

En nuestro caso hemos seleccionado el correspondiente al "Tamaño 3" ya que este es para ejes que varían entre 10 y 30 (mm), en nuestro caso el diámetro es 20 (mm). A continuación, se detallan las dimensiones y características técnicas del mismo:

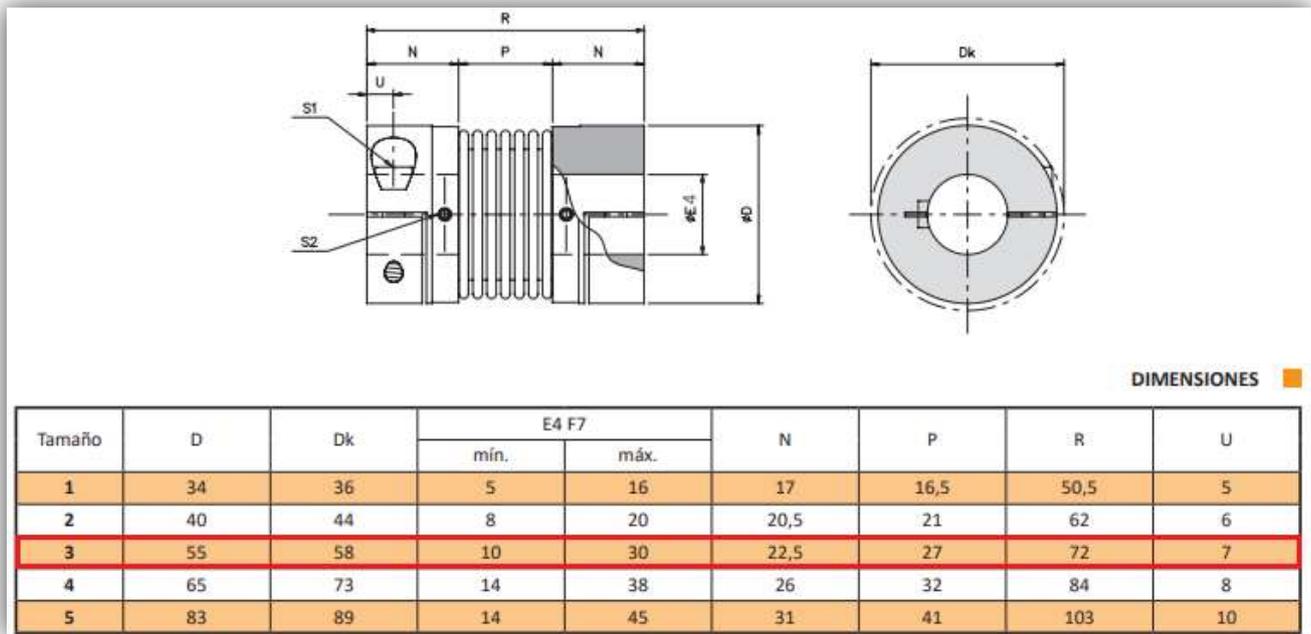


Imagen 49: Dimensiones del acoplador GSF.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS ■

Tamaño	Par [Nm]		Peso [kg]	Inercia [kgm ²]	Velocidad máx. [rpm]	Tornillos S1	Tornillos prisionero S2	Par de apriete		Desalineaciones			Rigidez		
	nom	máx.						Tornillos (S1) [Nm]	Tornillos prisioneros (S2) [Nm]	Angular α [°]	Axial X [mm]	Radial K [mm]	torsional R _t [10 ³ Nm/Rad]	axial R _a [N/mm]	radial R _r [N/mm]
1	5	10	0,07	0,000014	14000	M4	M3	3	0,8	1° 30'	± 0,5	0,20	3,050	30	92
2	15	30	0,14	0,000032	12000	M5	M3	6	0,8	1° 30'	± 0,6	0,20	7,000	45	129
3	35	70	0,29	0,000136	8500	M6	M4	10,5	2	2°	± 0,8	0,25	16,300	69	160
4	65	130	0,45	0,000302	7000	M8	M4	25	2	2°	± 0,8	0,25	33,000	74	227
5	150	300	0,93	0,001049	5500	M10	M5	49	3,8	2°	± 1,0	0,30	64,100	87	480

PARES TRANSMISIBLES CON BLOQUEO CON MORDAZA TIPO B ■

Imagen 50: Datos técnicos del acoplador GSF.

El torque al que es sometido el acoplador es de 36,79 (Nm), y el que hemos seleccionado admite como máximo 70 (Nm). Con esto queda verificado su correcto funcionamiento.

Verificación de varillas roscadas de vinculación

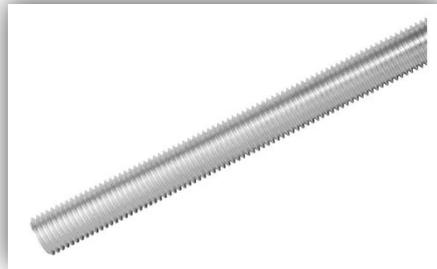


Imagen 51: Varilla roscada.

El principal fin de estas varillas es resistir el par generado por el motor para que éste no gire sobre su mismo eje durante su funcionamiento. A continuación, verificaremos que esto no suceda:

Momento torsor del motor:

$$M_t = 375 \text{ (kg * cm)}$$

Momento torsor en cada varilla:

$$M_{tv} = \frac{375 \text{ (kg * cm)}}{4} = 93,75 \text{ (kg * cm)}$$

El cubremotor no posee un peso elevado, pero el mismo se encuentra apoyado sobre las varillas y se ha decidido tenerlo en cuenta en este análisis.

Como primer paso, debemos conocer las reacciones que genera el cubremotor sobre las varillas por el solo hecho de estar apoyado sobre estas. Las reacciones de los apoyos que obtengamos en este análisis serán las cargas puntuales que actuarán sobre las varillas roscadas debido al peso del cubremotor (P_{CM}).

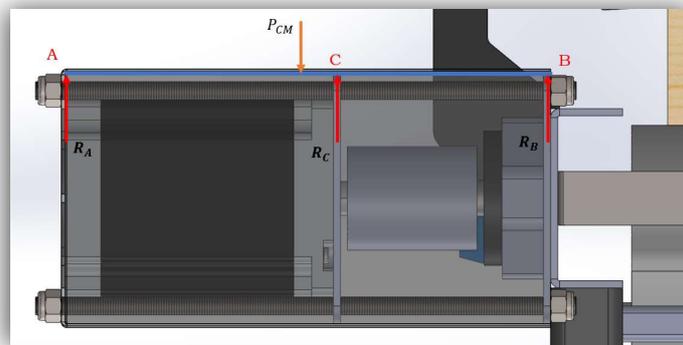
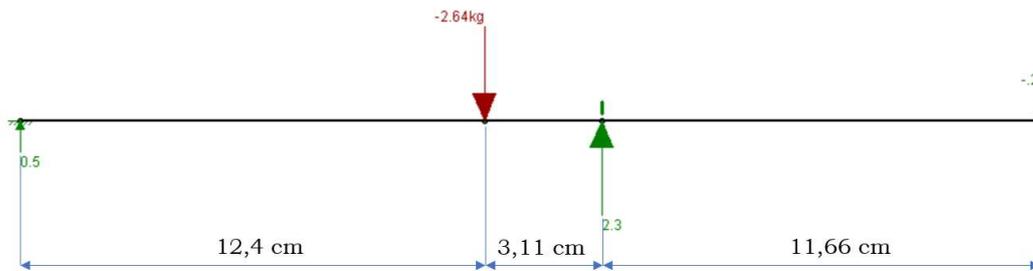


Imagen 52: Representación de la situación.

Datos:

$$P_{CM} = 2,64 \text{ (kg)}$$

Utilizando un software comercial, hemos calculado las reacciones de vínculos representadas anteriormente:



Entonces, hemos obtenido los siguientes valores:

$$R_A = 0,5 \text{ kg}$$

$$R_B = -0,2 \text{ kg (El signo indica el sentido de la reacción)}$$

$$R_C = 2,3 \text{ kg}$$

Como se ha dicho anteriormente, estas reacciones serán las cargas puntuales sobre las varillas que se deben verificar.

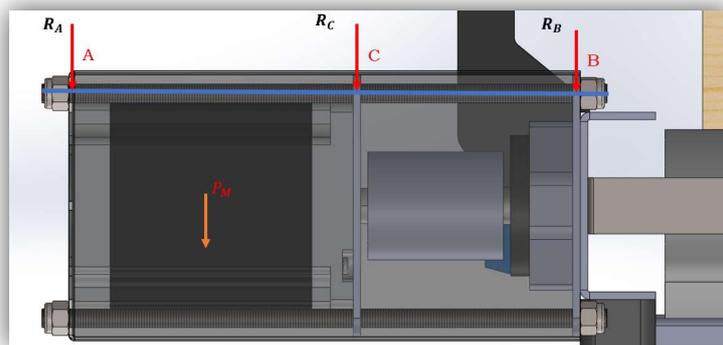


Imagen 53: Representación de la situación.

El peso del motor (P_M) es un dato brindado por el fabricante:

$$P_M = 11,64 \text{ (kg)}$$

Como tenemos cuatro varillas, el peso del motor se reparte entre los cuatro agujeros que posee la chapa de vinculación en el punto "C" del diagrama anterior.

Entonces, la carga puntual para cada varilla (P_V) aplicada en el punto "C" será:

$$P_V = 2,91 \text{ (kg)}$$

Por otro lado, en el punto "C" tenemos la carga que actúa debido al peso del cubremotor ($R_C = 2,3 \text{ kg}$) que hemos calculado anteriormente. Este peso se divide por cuatro ya que el mismo se reparte entre la cantidad de varillas, entonces:

$$R_C = \frac{2,3}{4} \text{ kg} \rightarrow R'_C = 0,58 \text{ kg}$$

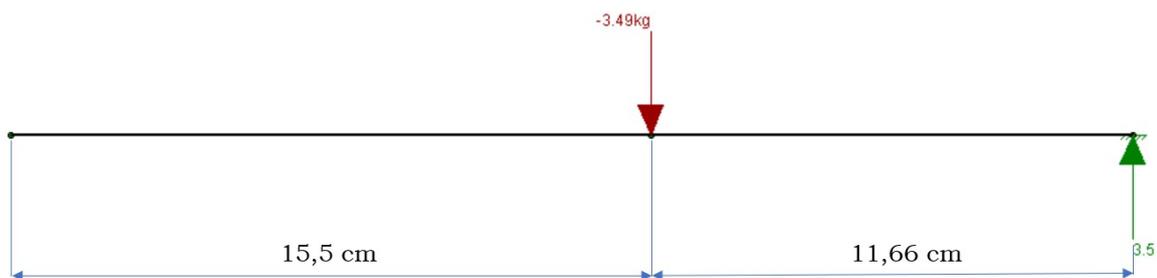
Obs: La reacciones en los puntos "A" y "B" se las han despreciado porque al dividir las mismas por cuatro, se vuelven muy pequeñas e insignificantes para el análisis.

Carga total actuante en el punto "C" sobre cada varilla roscada:

$$P_{TC} = 2,91 \text{ (kg)} + 0,58 \text{ kg}$$

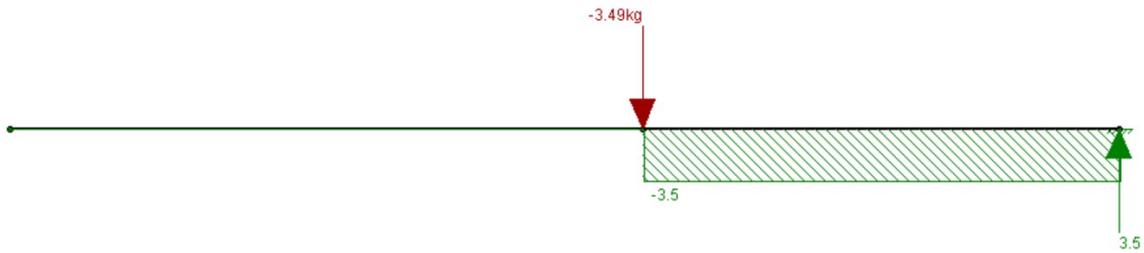
$$P_{TC} = 3,49 \text{ kg}$$

Luego, representando la situación y calculando tenemos:



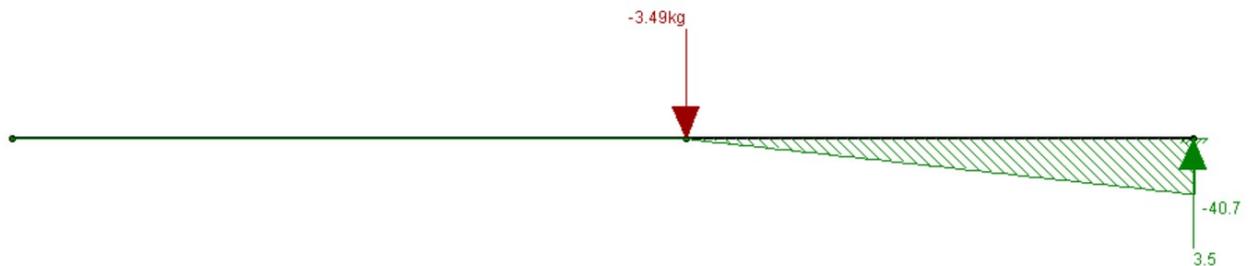
Reacción en "B":

$$R_B = 3,5 \text{ kg}$$

Diagrama de corte:

Esfuerzo de corte transversal máximo:

$$Q_{max} = 3,5 \text{ kg}$$

Diagrama de momento flector:

Momento flector máximo:

$$M_{max} = 40,7 \text{ (kg * cm)}$$

Como las varillas sufren sollicitaciones compuestas (flexión y torsión), verificaremos las mismas utilizando la teoría de falla Guest. Para esto, necesitamos conocer los máximos esfuerzos normales y tangenciales.

Esfuerzo tangencial máximo (por corte transversal):

$$\tau_Q = 1,33 * \frac{Q_{max}}{F}$$

Donde:

- Q = Corte máximo
- F = Area transversal ; $F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_Q = \frac{4 * 1,33 * 3,5 \text{ (kg)}}{\pi * 0,8^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 9,26 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Esfuerzo tangencial máximo (por torsión):

$$\tau_{tor} = \frac{16 * M_{tv}}{\pi * d^3}$$

Donde:

- M_{tv} : momento torsor actuante en cada varilla roscada.
- d : diámetro de varilla.

$$\tau_{tor} = \frac{16 * 93,75 (kg * cm)}{\pi * 0,8^3 (cm^3)} = 932,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo tangencial máximo resultante

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_Q + \tau_{tor}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 5,93 kg + 477,46 = 941,81 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo normal máximo (por flexión):

$$\sigma = \frac{M_{fm\acute{a}x} * y}{I}$$

Donde:

- M_f = Momento flector
- y = Distancia de la fibra mas alejada; $y = r$ (radio varilla)
- I = Inercia; $I = \frac{\pi * d^4}{32}$

$$\sigma = \frac{32 * M_{fm\acute{a}x} * r}{\pi * d^4}$$

$$\sigma = \frac{32 * 40,7 (kg * cm) * 0,5}{\pi * 0,8^4 (cm^4)} = 506,06 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Finalmente aplicamos la teoría de falla de Guest:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\left(506,06 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)\right)^2 + 4 * \left(941,81 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)\right)^2} = 1950,42 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Para que la varilla verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 7 obtenemos la tensión admisible para el material de la varilla.

SAE 1010 tiene $\sigma_f = 3867 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma_{adm} = \frac{3867 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{1,5} = 2578 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Por lo tanto

$$1950,42 \left(\frac{kg}{cm^2}\right) \leq 2578 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Verifica

Con este análisis queda demostrado que las varillas roscadas M8 resistirán las sollicitaciones a las que serán sometidas.

Barandas y accesorios de cinta transportadora



Imagen 54: Barandas y accesorios de cinta transportadora.

Para esto utilizamos los accesorios para cintas de transporte brindados por **PIAZ**. Hoy en día este tipo de accesorios son muy utilizados, son fáciles de conseguir, son económicos y cumplen perfectamente con su función.

Soporte de baranda

Estos soportes son vinculados a la estructura de la cinta transportadora y debido a su diseño es posible ajustar la altura hasta lograr la posición deseada.

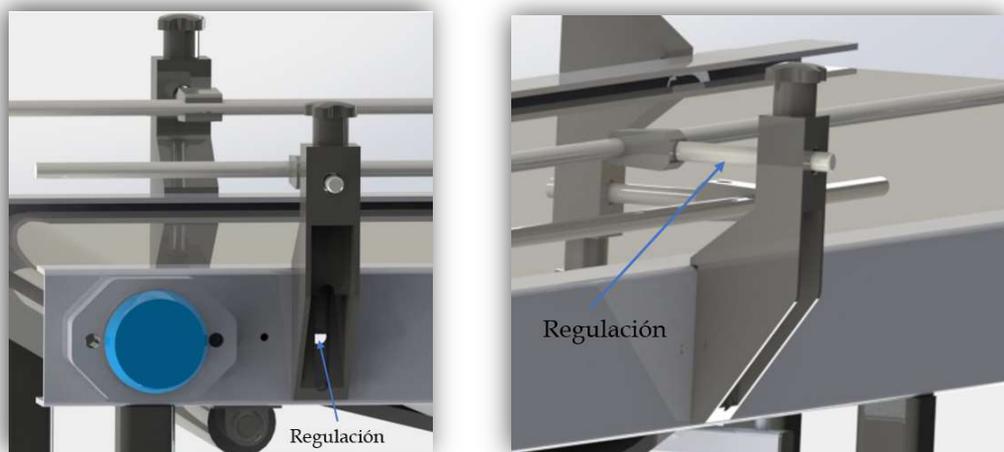


Imagen 55: Soporte de baranda.

Detalle de soporte seleccionado:

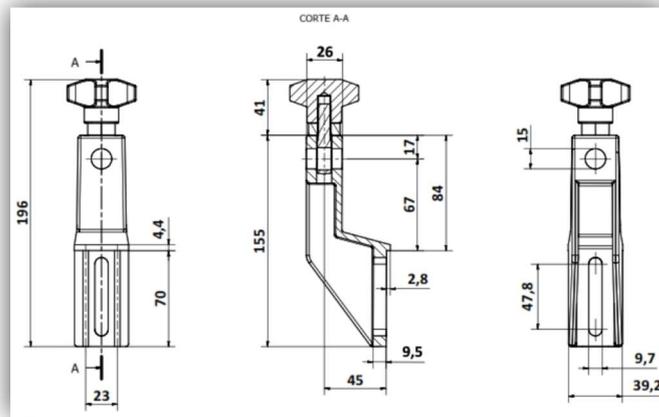


Imagen 56: Dimensiones generales.

Mordazas

Las mordazas son las encargadas de sostener la baranda junto con los soportes de baranda. Por otro lado, la baranda también puede ser ubicada en la posición requerida.

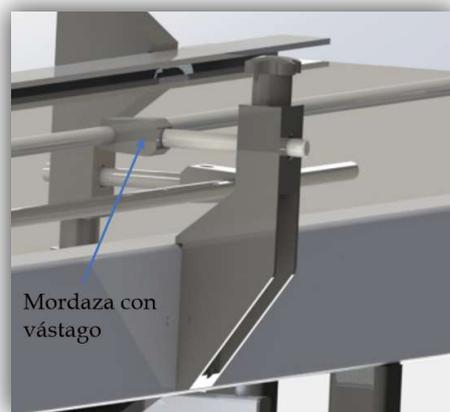


Imagen 57: Mordazas.

Detalle de mordaza seleccionada:

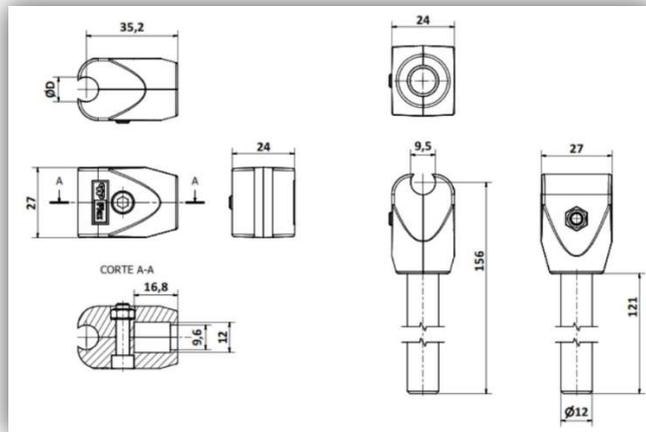


Imagen 58: Dimensiones generales.

La mordaza seleccionada posee un vástago de $\varnothing = 12$ (mm), el cual permite la vinculación de ésta con el soporte de baranda.

CODIGO	DESCRIPC.	ØD
131	SIMPLE	10
132	"	12
849	SIMPLE CON VASTAGO	10
850	"	12

Baranda

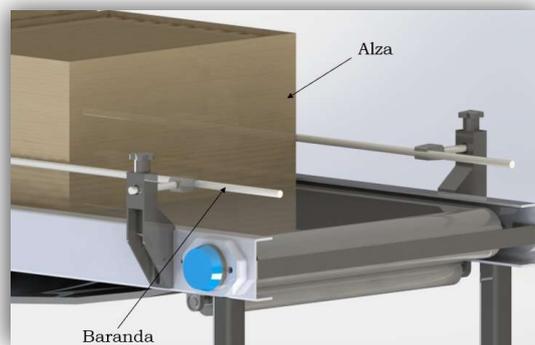


Imagen 59: Baranda.

La baranda seleccionada es un vástago de $\varnothing = 12$ (mm) que se comercializa de tres metros.

El hecho de haber seleccionado una baranda de sección circular se debe a que minimiza la fricción entre la baranda y el producto transportado (alza), ya que el contacto entre estos es un punto.

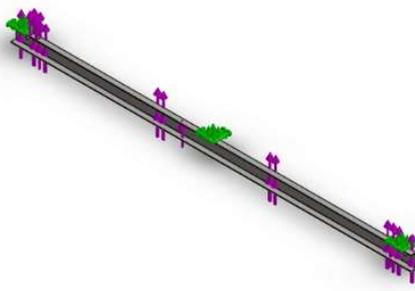
Verificación de bastidor (*plegado en C*):



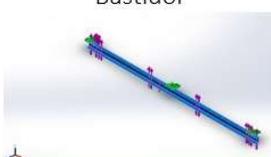
Imagen 60: Bastidor.

Esta pieza se trata de una chapa plegada en forma de "C" de 4 mm de espesor y de material AISI 304. Se ha decidido verificarla con el método de elementos finitos usando el complemento del software comercial de Solidworks.

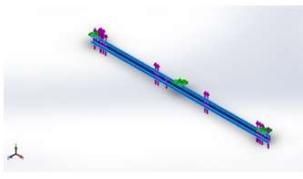
Como primer paso, lo que se hizo fue colocar las cargas y vinculaciones necesarias para que el sistema se asemeje lo mejor posible a la situación real.



Nombre del modelo: Bastidor

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	
Bastidor 	Sólido	Masa:14.9026 kg Volumen:0.00186283 m ³ Densidad:8000 kg/m ³ Peso:146.046 N	

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 304 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 2.06807e+08 N/m² Límite de tracción: 5.17017e+08 N/m² Módulo elástico: 1.9e+11 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 8000 kg/m³ Módulo cortante: 7.5e+10 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.8e-05 /Kelvin	Bastidor

Resultados del análisis

Tensiones

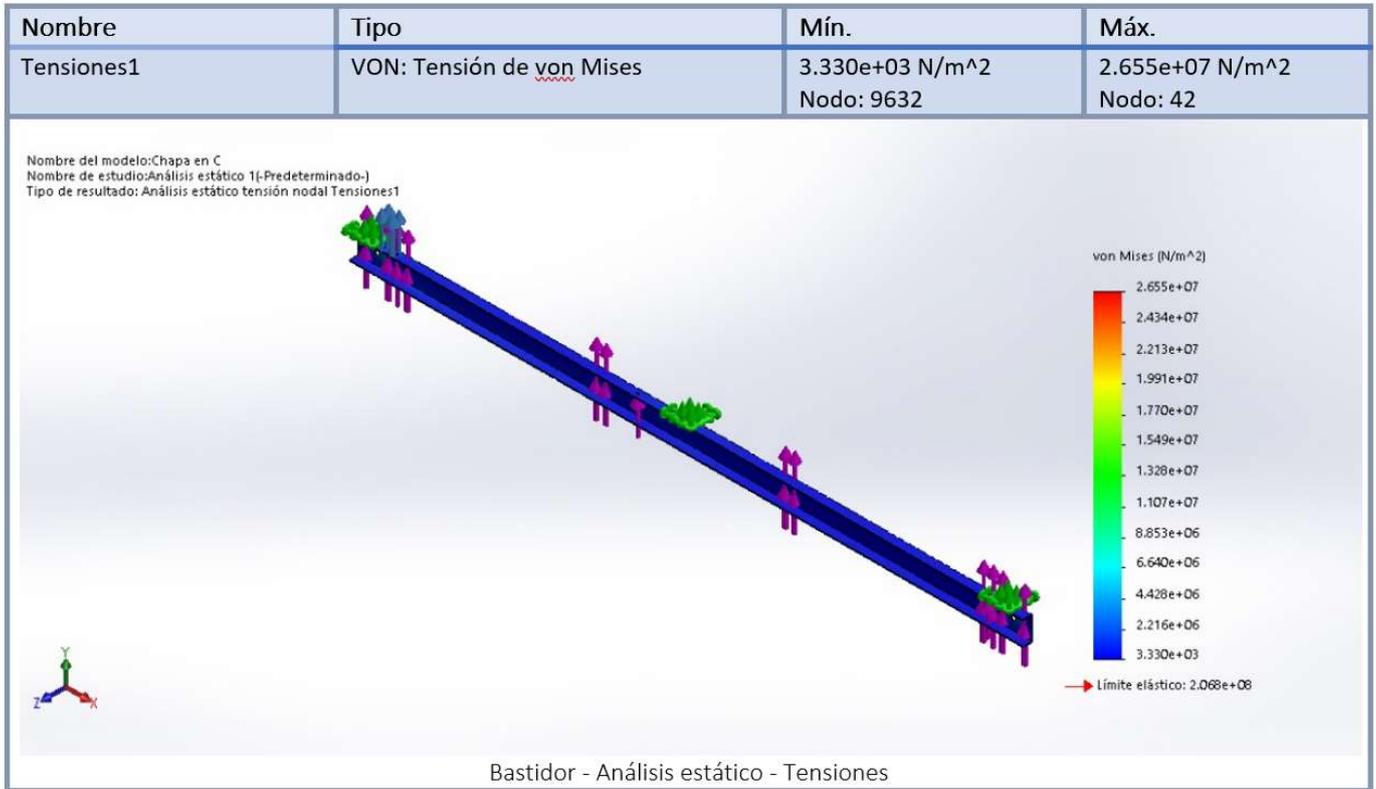


Imagen 61: Análisis de tensiones.

Mediante el análisis de tensiones se puede destacar que el esfuerzo máximo que sufre el sistema se encuentra por debajo del límite elástico que posee el material de la pieza. Es decir, el bastidor diseñado resistirá los esfuerzos a los que será sometido y por otro lado no tendrá deformaciones permanentes.

Desplazamientos

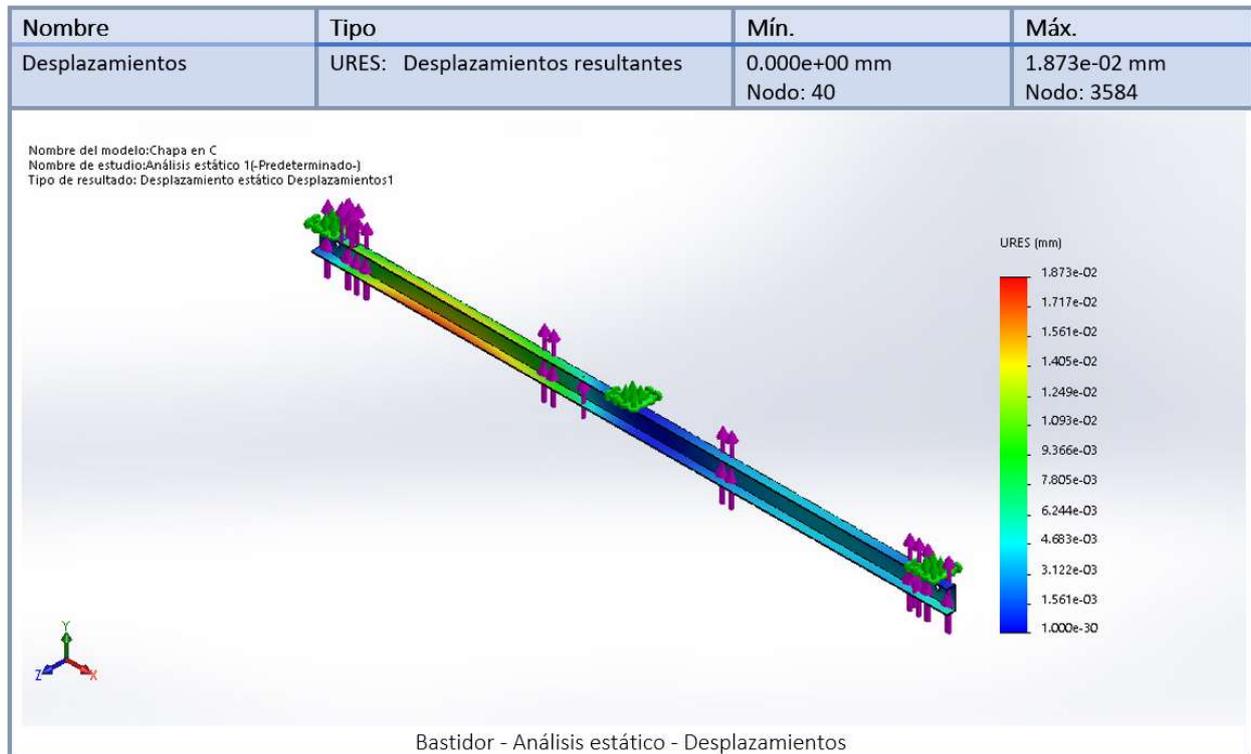


Imagen 62: Análisis de desplazamientos.

En cuanto a los desplazamientos, estos son los esperados y no genera algún tipo de inconveniente en el funcionamiento de la cinta transportadora.

Reacciones de vínculos

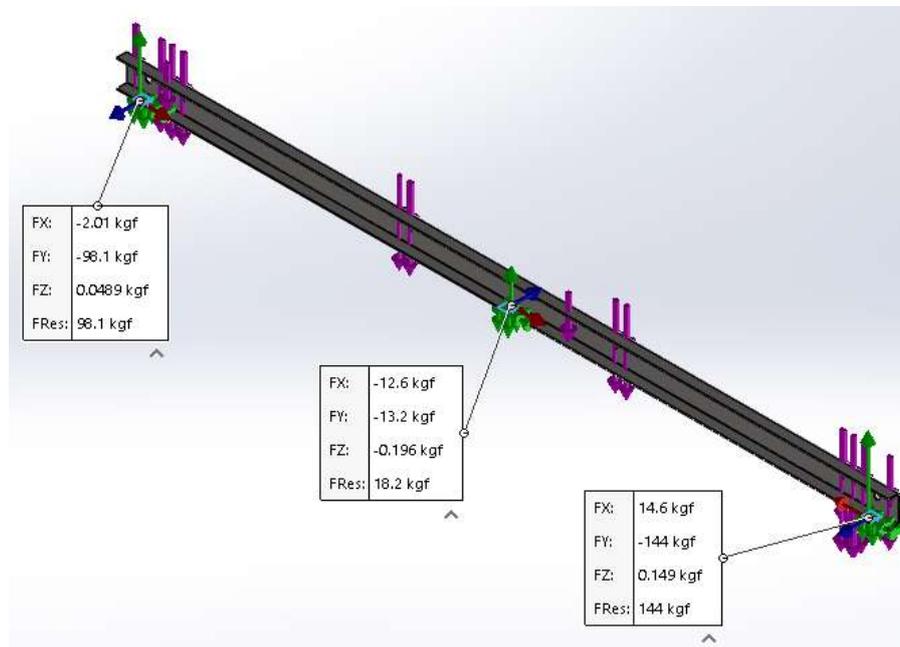


Imagen 63: Reacciones de vínculos.

Las reacciones que se tienen en las vinculaciones del bastidor serán las cargas actuantes en las patas regulables de la cinta, entonces, estos valores serán utilizados posteriormente para la verificación del perno – pasador que se encuentra en las patas regulables (telescópicas).

Como conclusión, con los resultados obtenidos se verifica el espesor de chapa de 4 (mm) y una longitud de 2753 (mm).

Patatas regulables

- Verificación de perno – pasador.



Imagen 64: Sistema de regulación de altura.

Para los cálculos hay que tener en cuenta el esfuerzo de corte

$$\tau_c = 1,33 * \frac{Q}{F}$$

Donde:

- $Q = \text{Corte}$
- $F = \text{Area transversal}; F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * Q}{\pi * d^2}$$

Del análisis realizado anteriormente destacamos la pata más comprometida, y esta es la que posee una reacción de 144 (kg).

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * 144 \text{ (kg)}}{\pi * 1^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 243,85 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_c \leq \tau_{adm}$$

Según Faires “La resistencia máxima a la cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a 0,7 de la máxima resistencia a la tracción”, dicho esto tenemos que: $\tau_{fl} = 0,7 * \sigma_f$

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * \sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del perno – pasador.

AISI 304 RECOCIDO tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$243,85 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Cinta transportadora de alzas "B"

El objetivo de la parte "B" de la cinta es entregar el alza con cuadros a la siguiente etapa. En este caso es fundamental que el paso de alza sea de a una.

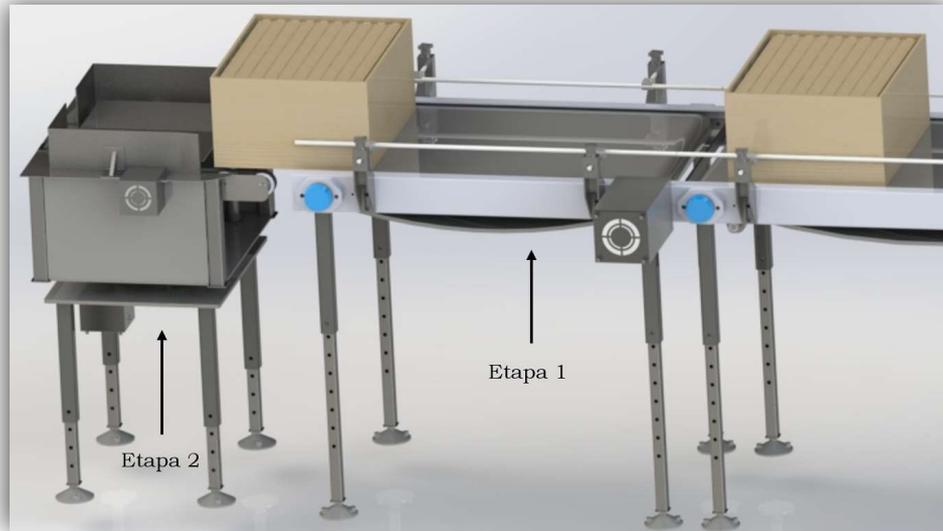


Imagen 65: Cinta transportadora de alzas.

A continuación, detallamos las partes principales que posee la cinta transportadora "B":

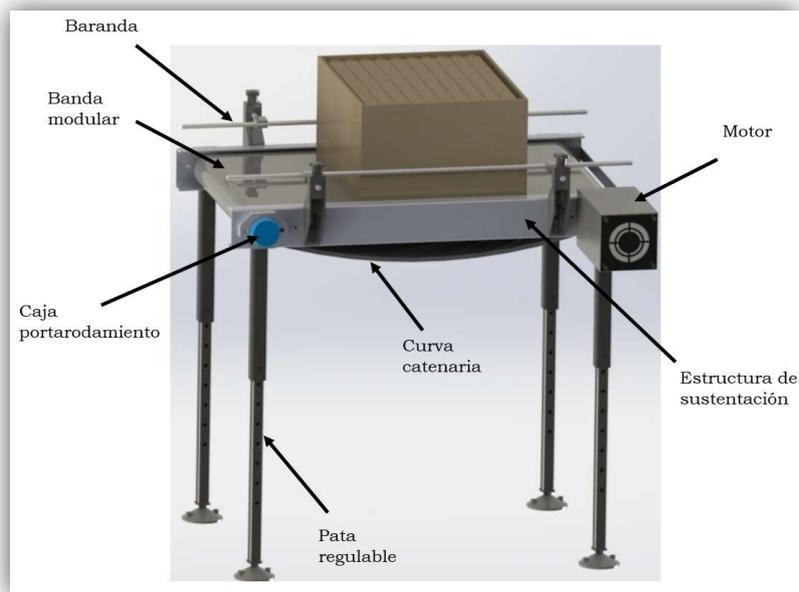


Imagen 66: Cinta transportadora de alzas "B".

Entonces, la longitud mínima propuesta que tendrá la cinta transportadora será:

$$L_{\text{mín}} = L_a * 2 + L_s$$

Donde:

- $L_{\text{mín}}$: Longitud mínima de cinta transportadora.
- L_a : longitud alza.
- L_s : Longitud de separación entre alzas propuesta. (*Requerido ya que las alzas no deben ir pegadas entre sí sobre la cinta transportadora*).

$$L = 415 \text{ (mm)} * 2 + 25 \text{ (mm)} = 855 \text{ (mm)}$$

En base a la longitud estimada de la cinta transportadora que hemos considerado anteriormente (*mínimo 855 mm*), consultamos el manual de Habasit y el mismo recomienda utilizar un transportador de longitud corta, el cual posee las siguientes características:

Transportadores cortos (*máximo 2 m*):

En este caso puede omitirse el soporte del lado de retorno. Puede ser necesario el empleo de un tensor tipo tornillo (*TU*) para el ajuste de la curva catenaria. Mantenga una alineación perfectamente paralela de los ejes.

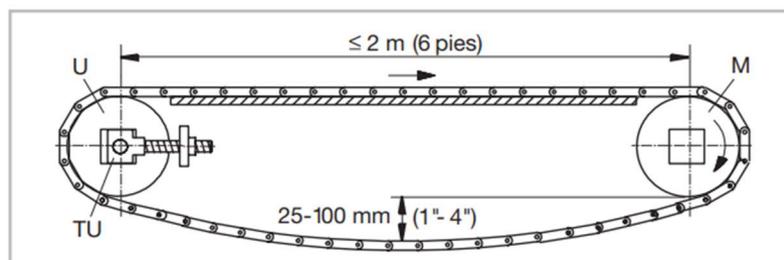


Imagen 67: Transportador de longitud corta.

Selección de banda modular

Para este caso mantenemos la banda seleccionada de la cinta anterior, M2510 "FLAP TOP 1" con $b=550$ (mm).

Procedimiento para el cálculo y verificación de la banda modular.

1) Cálculo de la fuerza de tracción efectiva (tracción de la banda) F'_E .

$$F'_E = (2 m_B + m_P) I_0 * \mu_G * g$$

Donde:

- F'_E = Fuerza de tracción efectiva $\left(\frac{N}{m}\right)$
- m_b = Peso de la banda $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- m_P = Peso del producto transportado $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- m_{Pa} = Peso del producto acumulado $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- μ_G = Coeficiente de fricción banda – apoyo del deslizador
- μ_P = Coeficiente de fricción banda – producto
- I_0 = Longitud de transporte (m)
- I_a = Longitud de acumulación (m)
- h_0 = Altura de elevación (m)
- g = Gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

$$m_B = 4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right)$$

$$m_P = \frac{50 (kg)}{0,212 (m^2)}$$

$$I_0 = 2,6 (m)$$

$$\mu_G = 0,13$$

$$g = 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$F'_E = \left(4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right) + \frac{50 (kg)}{0,212 (m^2)} * 2\right) * 0,855 (m) * 0,13 * 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$F'_E = 519,67 \left(\frac{N}{m}\right)$$

2) Cálculo la fuerza de tracción ajustada F'_s multiplicando por el factor de servicio correspondiente de su aplicación, teniendo en cuenta los arranques/paradas frecuentes y el accionamiento directo o de arranque suave.

$$F'_S = F'_E * C_S$$

Donde:

- $F_{SR} = \text{Fuerza de tracción absoluta (N)}$
- $F'_E = \text{Fuerza de tracción efectiva } \left(\frac{N}{m}\right)$
- $b_0 = \text{Ancho de banda (m)}$
- $C_S = \text{Factor de servicio}$

Mantenemos el factor de servicio que el caso anterior, ya que mantiene las mismas condiciones.

$$C_S = 1,2$$

Por lo tanto,

$$F'_S = F'_E * C_S$$

$$F'_S = 519,67 \left(\frac{N}{m}\right) * 1,2$$

$$F'_S = 623,6 \left(\frac{N}{m}\right)$$

- 3) Calcule la fuerza de tracción admisible F_{adm} . La velocidad y las temperaturas altas o bajas pueden reducir la fuerza de tracción admisible máxima por debajo de la resistencia nominal a la tracción F'_N .

$$F'_{adm} = F'_N * C_T * C_V$$

Donde:

- $F_{adm} = \text{Fuerza de tracción admisible } \left(\frac{N}{m}\right)$
- $F'_N = \text{Resistencia nominal a la tracción } \left(\frac{N}{m}\right)$
- $C_T = \text{Factor de temperatura}$
- $C_S = \text{Factor de velocidad}$

La resistencia nominal a la tracción es un dato que sale de los datos del producto (*Imagen 24: Datos técnicos de la banda*):

$$F'_N = 14000 \left(\frac{N}{m}\right)$$

El factor de temperatura y el factor de velocidad mantendremos los mismos datos hallados en el caso anterior ya que no varían las condiciones:

$$C_T = 0,98$$

$$C_V = 1$$

Entonces:

$$F'_{adm} = F'_N * C_T * C_V$$

$$F'_{adm} = 14000 \left(\frac{N}{m} \right) * 0.98 * 1$$

$$F'_{adm} = 13720 \left(\frac{N}{m} \right)$$

- 4) Verifique la resistencia de la banda seleccionada comparando F'_s con la fuerza de tracción admisible F_{adm} .

$$F'_s \leq F'_{adm}$$

Donde:

- F_{adm} = Fuerza de tracción admisible $\left(\frac{N}{m} \right)$
- F'_s = Fuerza de tracción ajustada (tracción de la banda) por m de ancho de banda $\left(\frac{N}{m} \right)$
- F'_E = Tensión absoluta $\left(\frac{N}{m} \right)$
- F_{SR} = Fuerza de tracción absoluta (N)
- b_0 = Ancho de banda (N)
- C_s = Factor de servicio

$$623,6 \left(\frac{N}{m} \right) \leq 13720 \left(\frac{N}{m} \right) \text{ (Ok)}$$

- 5) Compruebe las dimensiones del eje motriz y del piñón motriz.

Seleccione el tipo, material y tamaño del eje. Los ejes deben cumplir las condiciones siguientes:

- Deflexión máxima del eje bajo carga total (F_w):

$$f_{max} = 2,5 \text{ (mm)}$$

Si la deflexión calculada del eje excede este valor máximo, seleccione un tamaño de eje superior o instale un cojinete o un casquillo intermedio en el mismo.

- El par motor con carga máxima F'_s debe ser inferior al valor critico

Deflexión del eje para dos rodamientos:

$$f = \frac{5}{384} * F_W * \frac{I_b^3}{(E * I)}$$

Y para motores unidireccionales en cabeza:

$$F_W = F'_s * b_0$$

Donde:

- $b_0 =$ Ancho de banda (N)
- $I_b =$ Distancia entre cojinetes (mm). Si se desconoce la distancia efectiva usar la anchura de la banda 100 (mm)

Tamaño del eje		Inercia I	
mm	pulg.	mm ⁴	pulg. ⁴
Ø 20	Ø 3/4	7'850	0.0158
Ø 25	Ø 1	19'170	0.05
□ 25	□ 1	32'550	0.083
Ø 40	Ø 1.5	125'660	0.253
□ 40	□ 1.5	213'330	0.42
Ø 60	Ø 2.5	636'170	1.95
□ 60	□ 2.5	1'080'000	3.25
Ø 90	Ø 3.5	3'220'620	7.5
□ 90	□ 3.5	5'467'500	12.5

Imagen 68: Tamaños de eje y su inercia correspondiente.

Materiales del eje	Módulo de elasticidad E	Resistencia a la fractura	Especificaciones del posible material
Acero al carbono	206'000 N/mm ²	60 N/mm ²	St 37-2, KG-37
Acero inoxidable (baja resistencia)	195'000 N/mm ²	60 N/mm ²	X5CrNi18 10, AISI 316, 304
Acero inoxidable (alta resistencia)	195'000 N/mm ²	90 N/mm ²	X12CrNi 17 7, AISI 301

Imagen 69: Datos técnicos del eje.

Utilizando un eje cuadrado con lados $L = 25$ (mm) de acero al carbono

$$f = \frac{5}{384} * F_w * \frac{I_b^3}{(E * I)}$$

$$f = \frac{5}{384} * 623,6 \left(\frac{N}{m}\right) * 0,55 (m) * \frac{(650 (mm))^3}{\left(206000 \left(\frac{N}{mm^2}\right) * 32550 (mm^4)\right)}$$

$$f = 0,18 (mm) \leq 2,5 (mm) \text{ (Ok)}$$

Par en el diámetro de mangueta (extremo del eje en el lado del motor)

El par se calcula con objeto de evaluar el diámetro de mangueta necesario para la transmisión.

Verifique el tamaño seleccionado de las chumaceras del eje comparando el par motor efectivo (TM) con el par motor admisible indicado en la tabla "par motor admisible máximo".

Donde:

- $b_0 =$ Ancho de banda (N)
- $d_p =$ Diametro de paso del piñon (mm)
- $\tau_{adm} =$ resistencia a la fractura max admisible $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para acero al carbono aprox $60 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para acero inoxidable aprox $90 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
 - Para aleacion de aluminio aprox $40 \left(\frac{N}{mm^2}\right)$
- $d_w =$ Diametro del eje (mm)

Mantenemos los piñones cuyo número de dientes son 7 y el diámetro de paso (d_p) es 59,4 (mm) con agujero cuadrado Q.

Par motor efectivo:

$$T_M = F'_s * b_0 * \frac{d_p}{2} * 10^{-3}$$

$$T_M = 623,6 \left(\frac{N}{m} \right) * 0,55 (m) * \frac{59,4 (mm)}{2} * 10^{-3}$$

$$T_M = 10,19 (Nm)$$

Para la mangueta proponemos $\phi = 20 (mm)$

Par motor admisible simplificado:

$$T_{adm} = \tau_{adm} * \frac{d_w^3}{5000}$$

$$T_{adm} = 60 \left(\frac{N}{mm^2} \right) * \frac{25^3 (mm^3)}{5000}$$

$$T_{adm} = 96 (Nm) \geq T_M = 10,19 (Nm)$$

Verifica

Disposición del piñón

Como conservamos el ancho de la cinta, se mantienen las mismas condiciones que la cinta anterior.

- Número mínimo de piñones por eje = 7
- Guías de desgaste:
 - Camino de ida (superior) = 6

Sistemas de apoyo del deslizador

Mantenemos la disposición paralela de la guía de desgaste ya que es el método más económico.

- 6)** Dimensiones efectivas de la longitud de la banda y de la curva catenaria teniendo en cuenta la expresión térmica.

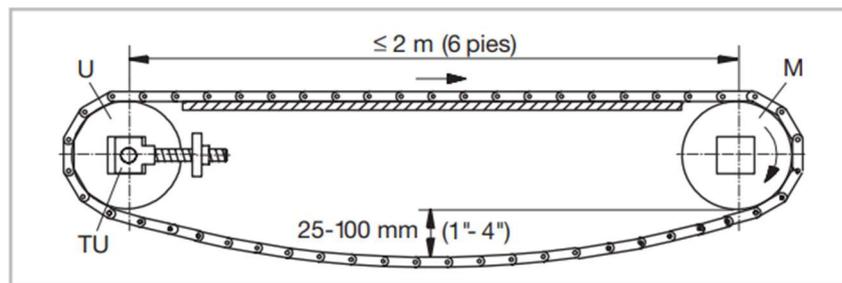


Imagen 70: Rango de dimensiones propuestas según el diseño de la cinta adoptada.

Tensión de la banda de la curva catenaria.

$$F'_C = l_c^2 * m_B * \frac{g}{(8 * h_c)}$$

Donde:

- $F'_C =$ Tensión de banda de la curva catenaria (N)
- $l_c =$ Longitud de la curva (m)
- $h_c =$ Altura de la curva (m)
- $M_a =$ Peso de la banda $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$
- $g =$ Gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

Adoptando de la *Imagen 70: Rango de dimensiones propuestas según el diseño de la cinta adoptada:*

- $l_c = 0,855$ (m)
- $h_c = 0,07$ (m)

$$F'_C = l_c^2 * m_B * \frac{g}{(8 * h_c)}$$

$$F'_C = (0,855 \text{ (m)})^2 * 4,9 \left(\frac{kg}{m^2}\right) * \frac{9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right)}{(8 * 0,07 \text{ (m)})}$$

$$F'_C = 62,75 \left(\frac{N}{m}\right)$$

Una vez establecida la longitud de la curva (l_c) y su altura (h_c), reviste particular interés calcular el exceso de longitud de banda (Δl_c) requerido por la curva.

Exceso de longitud de banda:

$$\Delta I_c = 2,66 * \frac{\left(\frac{h_c}{1000}\right)^2}{I_c}$$

$$\Delta I_c = 2,66 * \frac{\left(\frac{70 (mm)}{1000}\right)^2}{0,855 (m)}$$

$$\Delta I_c = 0,015 (m)$$

La longitud geométrica calculada de la banda (I_g) es la longitud total de la banda que equivale a la longitud del lado de transporte más la del lado del retorno y la circunferencia del piñón más el exceso de longitud de la curva catenaria (ΔI_c). La longitud final de la banda, una vez montada, será ligeramente superior a la longitud calculada, debido al espacio entre la varilla de giro y el orificio del eslabón (holgura de la articulación). El exceso de longitud puede rondar en entorno al 1% de la longitud banda y se corregirá durante la instalación eliminando hileras de módulos individuales.

Longitud final de la banda

$$I_g = 2 * I_0 + \frac{d_p}{1000} * \pi + 2,66 * \frac{\left(\frac{h_c}{1000}\right)^2}{I_c}$$

$$I_g = 2 * 0,855 (m) + \frac{59,4}{1000} (m) * \pi + 2,66 * \frac{\left(\frac{70}{1000}\right)^2 (m^2)}{0,855 (m)}$$

$$I_g = 1,91 (m)$$

Coefficiente de expansión térmica

Coefficiente de expansión térmica Una vez instalada, la banda puede sufrir recalentamientos o enfriamientos durante el proceso, lo que modificará su longitud y, por lo tanto, la altura de la curva catenaria. Esta diferencia en la longitud de la banda habrá de ser compensada ajustándola dentro de las tolerancias de altura de curva establecidas. Para la dimensión propuesta de la curva catenaria.

La altura de la curva no puede ser menor de 25 mm. Si la temperatura del proceso difiere de la temperatura de instalación, se corregirá la longitud de banda calculada según se indica en la fórmula siguiente:

$$I_g(T) = I_g + \frac{I_g}{1000} * \alpha * (T_2 - T_1)$$

Donde:

- I_g : Longitud total de la banda (m).
- T_1 : Temperatura de instalación (°C).
- T_2 : Temperatura de proceso (°C).
- α : Coeficiente de expansión térmica lineal.

Como la temperatura de instalación como la temperatura de proceso son las mismas, tenemos:

$$I_g(T) = I_g = 1,91 (m)$$

7) Cálculo de potencia motriz necesaria (P_M)

La potencia necesaria para desplazar la banda es el resultado de las fuerzas de fricción del transportador, del cambio de altura de los elevadores así como de la pérdida de eficiencia (también fricción) del propio motor. Esto último no se tendrá en cuenta en la fórmula siguiente.

$$P_M = F'_S * b_0 * \frac{V}{60} (W)$$

Donde:

- F'_S : Fuerza de tracción utilizada (tracción banda) por metro de ancho de banda $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- P_M : Potencia de salida del motor $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- b_0 : Ancho de la banda (m).
- V : Velocidad de la banda $\left(\frac{m}{min}\right)$.

$$P_M = F'_S * b_0 * \frac{V}{60}$$

$$P_M = 623,6 \left(\frac{N}{m}\right) * 0,55 (m) * \frac{6 \left(\frac{m}{min}\right)}{60}$$

$$P_M = 34,30 (W) \cong 0,046 (HP)$$

8) Comprobación de la resistencia química del material de la banda seleccionada para su proceso específico.

En las tablas que brinda Habasit no hemos encontrado nuestro producto (miel), pero sí se destacan otros productos tales como cerveza, glucosa, leche, margarina, salmuera, vinagre y vino que son compatibles con el material de la banda que hemos seleccionado (Polipropileno). Entonces como conclusión, si los productos mencionados anteriormente son compatibles con el material de la banda modular, la miel también lo será, ya que son productos que deben tener el mismo trato y cuidado higiénico.

Selección motor - Vinculación del motor (acople – varillas roscadas) - Barandas y accesorios de cinta transportadora - Soporte de baranda – Baranda - Bastidor (chapa plegada en C) - Patas regulables

Mantenemos todo como en el caso anterior (ver memoria de cálculo).

Etapa 2: Mesa giratoria elevadora de cuadros

La función principal de esta mesa es recibir el alza que egresa de la cinta transportadora (*Etapa 1*) y elevar los cuadros que se encuentran alojados en el interior de dicha alza, con el fin de que, en la etapa siguiente (*Etapa 3*), la máquina correspondiente pueda sujetar los cuadros y llevarlos a una determinada posición para continuar con el proceso.

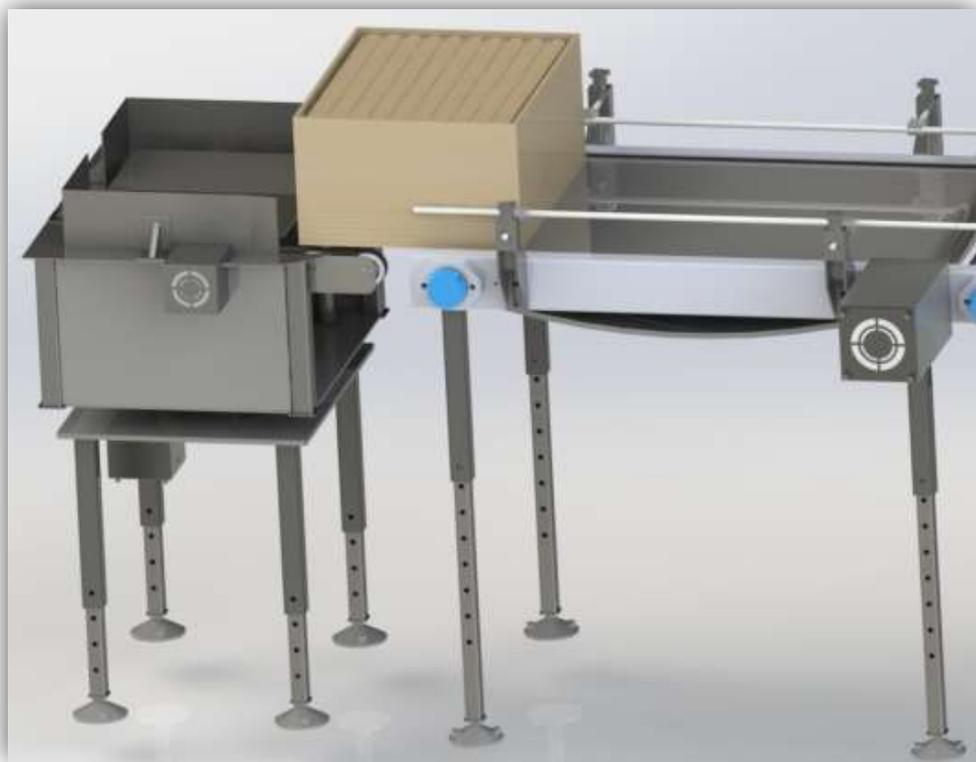


Imagen 71: Cambio de etapa.

A continuación, detallamos las partes principales que posee la mesa elevadora de cuadros:

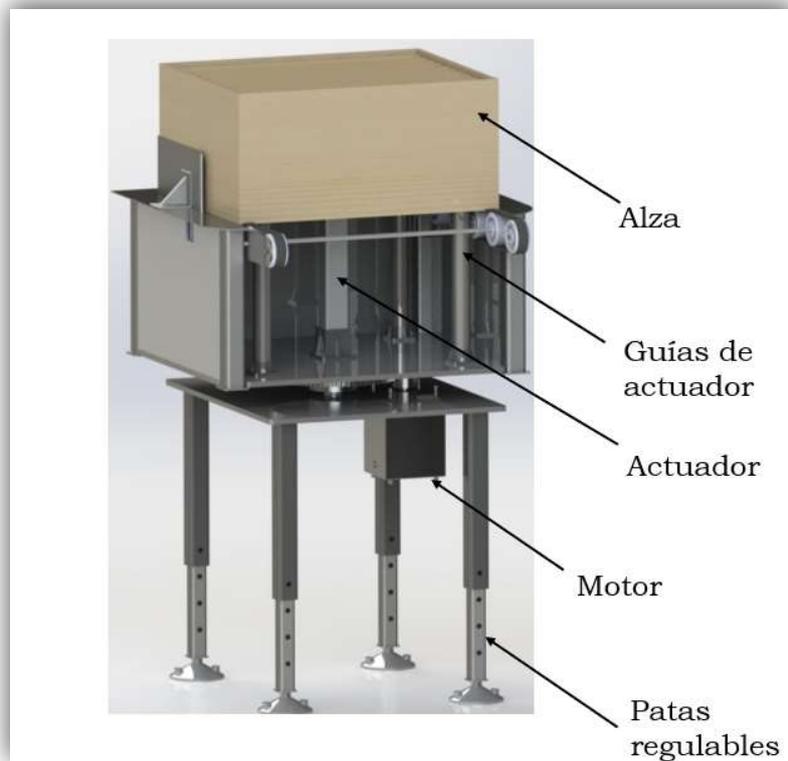


Imagen 72: Mesa giratoria elevadora de cuadros.

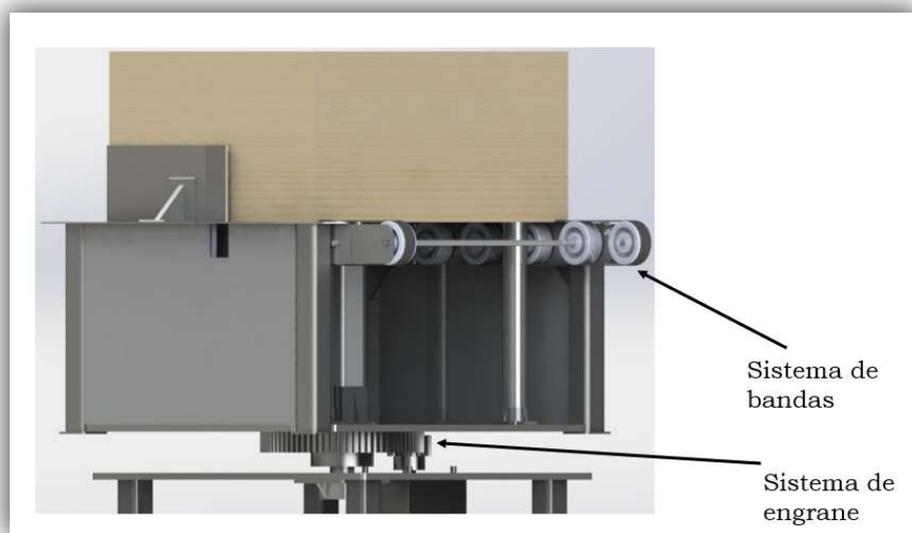


Imagen 73: Sistemas de subida y giro.

Una vez que los cuadros egresan del alza y los mismos son sujetados por la máquina de la siguiente etapa, la mesa rota un ángulo de 90° con el fin de despedir el alza vacía hacia otra cinta de acumulación de alzas vacías. Luego de esto, la mesa vuelve a su posición inicial quedando en espera para recibir una nueva alza con cuadros en su interior.



Imagen 74: Entrada y salida.

Utilizaremos las dimensiones del alza para tener una referencia de las medidas que tendrá la mesa elevadora.

- Dimensiones alza (mm): 415 x 510.

Por otro lado, también es necesario conocer el peso que posee el alza con los cuadros cargados con miel en su interior. Para esto, hemos consultado con algunas empresas que se dedican al rubro y hemos propuesto lo siguiente:

- Peso de cada cuadro cargado con miel: 5 (kg). (*Se alojan diez cuadros en el interior del alza*).
- Peso del alza sin cuadros en su interior: 10 (kg).
- Peso total: $5 \text{ (kg)} * 10 \text{ (cuadros)} + 10 \text{ (kg)} * 1 \text{ (alza)} = 60 \text{ (kg)}$

Cálculo de ruedas con bandas

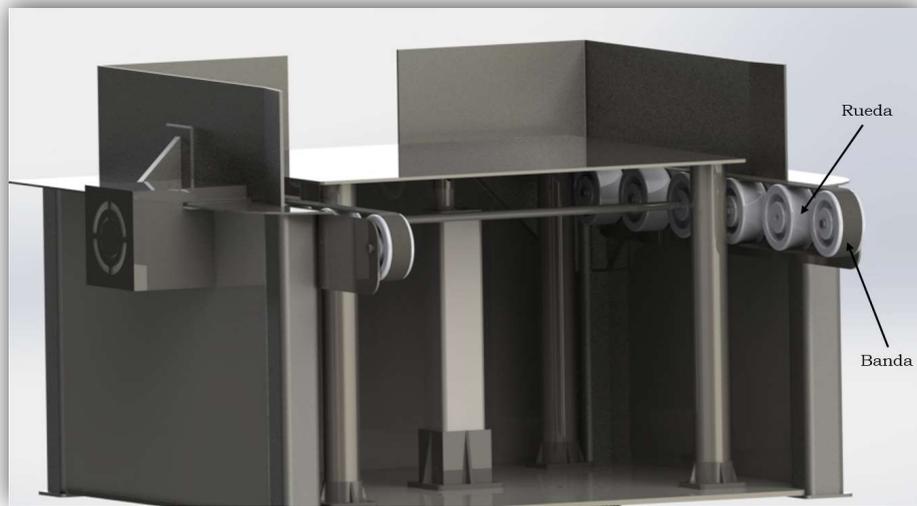


Imagen 75: Sistema de ruedas.

Para llevar adelante este cálculo, hemos tenido en cuenta la situación más crítica para las ruedas. Esta situación se da en el momento del paso de la cinta transportadora de alzas (*Etapa 1*) a la mesa elevadora (*Etapa 2*), ya que, en un instante dado, el alza con los cuadros estará soportado solamente por seis de las doce ruedas que posee la máquina. Eso podemos apreciarlo mejor en la siguiente imagen:

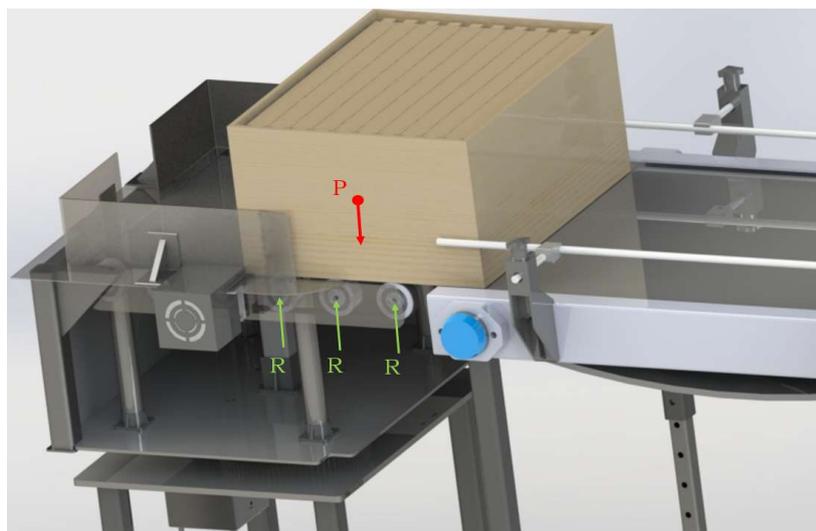


Imagen 76: Representación de la situación.

Por lo tanto, el peso por rueda será:

$$P_R = \frac{60 \text{ (kg)}}{6} = 10 \text{ (kg)}$$

Para seleccionar el tipo de rueda adecuada, hemos tenido en cuenta la posición donde se ubican debido al diseño realizado. En necesario que las ruedas sobresalgan por la superficie de la chapa plegada ya que se debe garantizar el contacto rueda – alza continuamente.

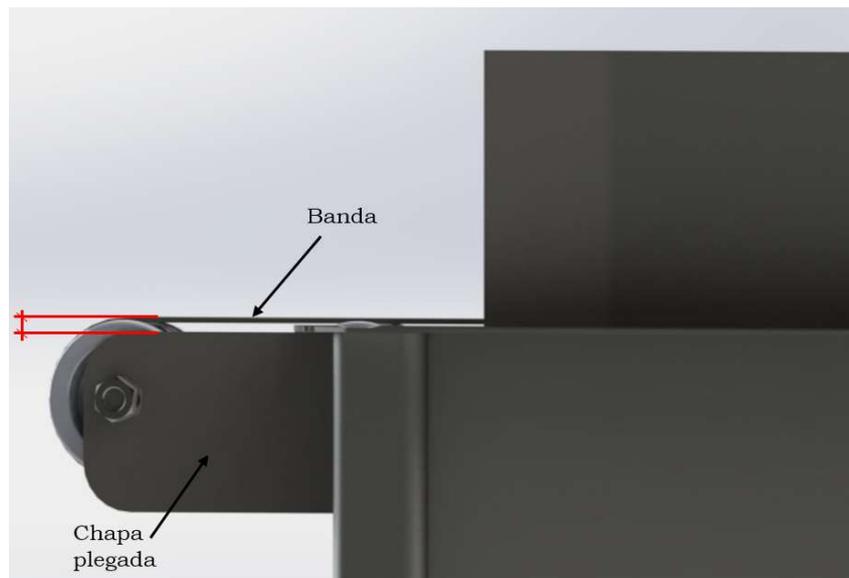


Imagen 77: Vinculación chapa - eje - rueda.

Del catálogo de ruedas de la empresa Todo Ruedas, ruedas de Nylon macizas color marfil:

>RUEDA SOLA						
Código	∅				Eje	kg
1200	38	23	6	25	Liso	40
1201	50	25	6	28	Liso	60
1202	63	28	8,5	34	Liso	80
1203	75	31	13	39	Liso	100
1204	100	32	13	49	Liso	140

Imagen 78: Elección de las ruedas.

La rueda seleccionada posee una capacidad de 80 kg, lo cual es muy superior a la solicitación que posee verdaderamente. Esto se debe a que la selección se la hizo en base al diámetro necesario para que la rueda sobresalga por encima de la chapa plegada y no en base a la capacidad de carga.

Verificación de Eje de la rueda

La rueda seleccionada anteriormente posee un alojamiento para introducir un eje de $\varnothing = 8,5 \text{ mm}$.



Imagen 79: Elección de las ruedas.

Por lo tanto, debe verificarse este eje tanto a corte como a flexión.

Analizando las solicitaciones del eje y observando los siguientes diagramas, notamos que los esfuerzos máximos de corte y de momento flector se encuentran en el punto "A". Para verificar el eje utilizaremos la teoría de falla de Guest:

Diagrama de corte (Q):

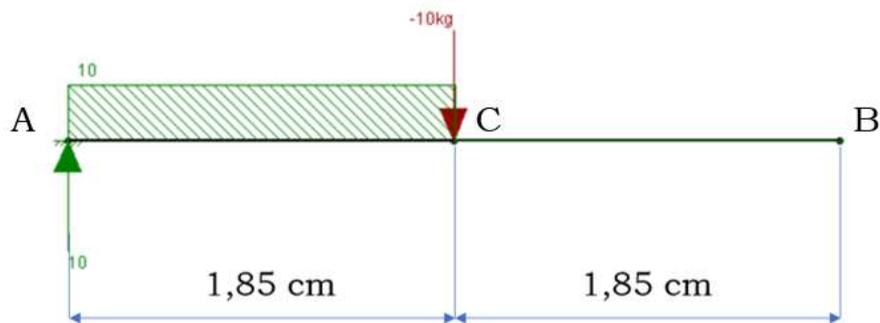
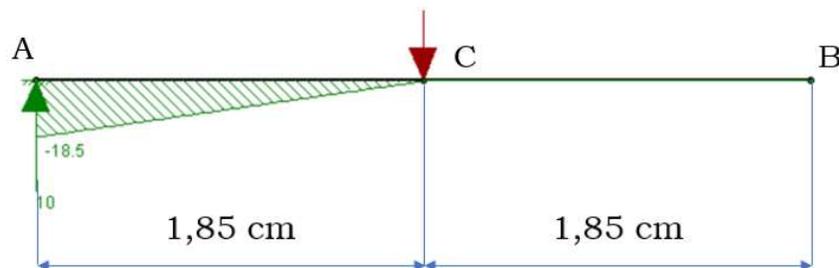


Diagrama de momento flector (M_f):



Esfuerzo tangencial máximo (por corte transversal):

$$\tau_Q = 1,33 * \frac{Q_{max}}{F}$$

Donde:

- Q = Corte máximo
- F = Area transversal ; $F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_Q = \frac{4 * 1,33 * 10 (kg)}{\pi * 0,85^2 (cm^2)} = 23,44 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo normal máximo (por flexión):

$$\sigma = \frac{M_{fmax} * y}{I}$$

Donde:

- $M_f =$ Momento flector
- $y =$ Distancia de la fibra mas alejada; $y = r$ (radio varilla)
- $I =$ Inercia; $I = \frac{\pi * d^4}{32}$

$$\sigma = \frac{32 * M_{f\text{máx}} * r}{\pi * d^4}$$

$$\sigma = \frac{32 * (10 * 1,85)(kg * cm) * 0,425 (cm)}{\pi * 0,85^4 (cm^4)} = 153,42 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Finalmente aplicamos la teoría de falla de Guest:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\left(153,42 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2 + 4 * \left(23,44 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2} = 160,42 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Para que el eje verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del eje.

AISI 304 tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma_{adm} = \frac{2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 1640 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$160,42 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1640 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Sistema de elevación - actuador

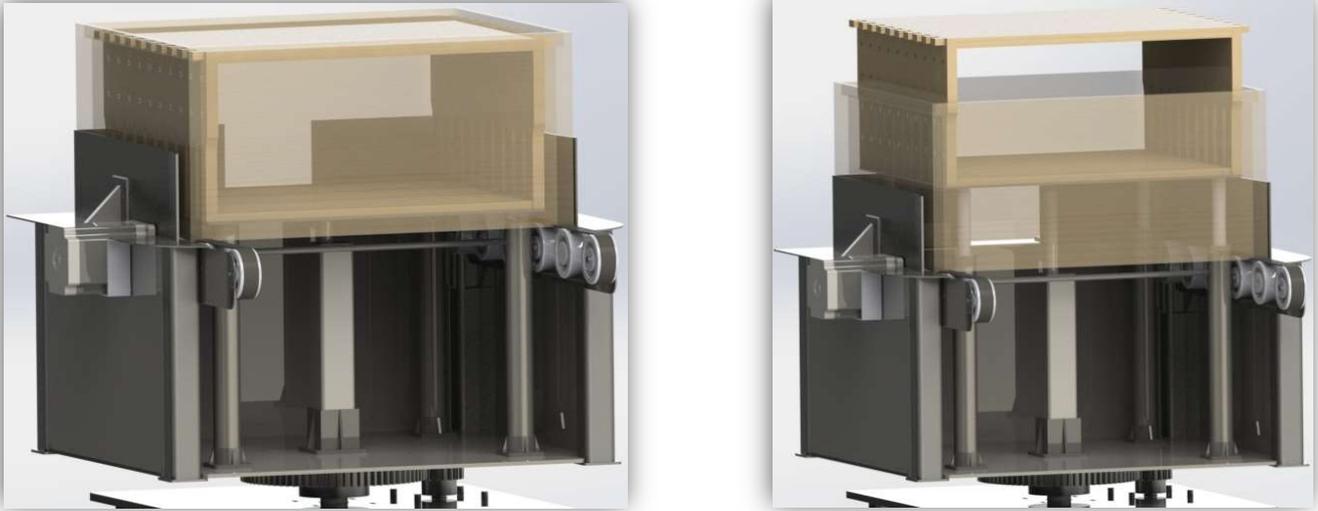


Imagen 80: Sistema de elevación.

El sistema de elevación consta de un actuador eléctrico solidario a la mesa de cuadros por medio de una vinculación mecánica del estilo pasador, el vástago se deberá extender 100 (mm) haciendo que los cuadros sobresalgan del alza. Para que el procedimiento sea un éxito también posee cuatro guías lineales garantizando que el movimiento sea únicamente vertical tanto para subir como para bajar.

Plataforma móvil



Imagen 81: Plataforma móvil.

Esta chapa deberá contener el peso de todos los cuadros (50 (kg)) y está sometida a un esfuerzo predominante de flexión, por ello es necesario verificar el espesor.

El único caso posible es que los cuadros estén distribuidos en forma uniforme en la chapa, por lo que es equivalente decir que tendrá la fuerza resultante en el centro de masa.

Para este caso se puede calcular las componentes del momento flector correspondiente a cada eje del plano XY o calcular la magnitud en forma directa. Para la segunda opción es necesario calcular la diagonal (Diag) del rectángulo usando el teorema de Pitágoras:

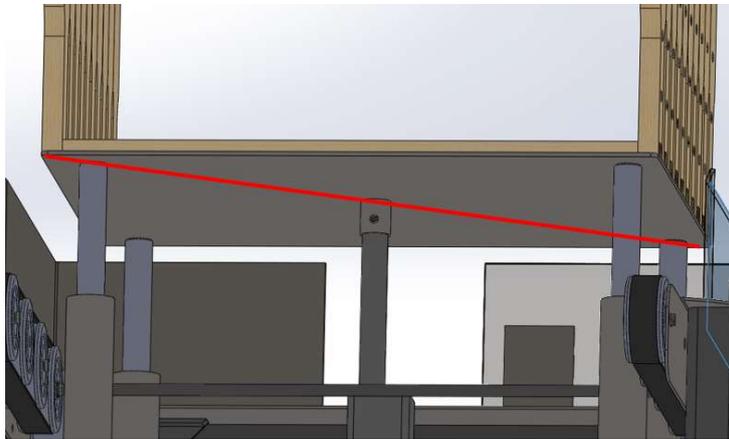


Imagen 82: Distancia a trabajar.

$$Diag = \sqrt{32^2(cm^2) + 39^2(cm^2)} = 50,45 (cm)$$

Como tenemos la carga balanceada es lo mismo decir que en los apoyos (R) tendremos lo siguiente:

$$R = \frac{50 (kg)}{4} = 12,5 (kg)$$

Por lo tanto, estamos en presencia de una viga apoyada con carga concentrada en el punto medio de la luz, cuyo momento máximo es:

$$M_{fmax} = \frac{P * L/2}{2} = \frac{P * L}{4}$$

Donde:

- $P = Carga (kg)$

- $L = \text{Diag} = \text{Longitud de la diagonal de la chapa (cm)}$

Entonces:

- $\text{Material} = \text{AISI 304}$
- $E = 2,1 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$
- $e = 3 \text{ (mm)}$
- $P = 25 \text{ (kg)}$

$$M_{fmax} = \frac{25 \text{ (kg)} * 50,45 \text{ (cm)}}{4} = 315,31 \text{ (kg * cm)}$$

Luego verificamos el espesor:

$$\sigma = \frac{M_{fmax} * y}{I}$$

Donde:

- $M_f = \text{Momento flector}$
- $y = \text{Distancia de la fibra mas alejada (e/2)(cm)}$
- $I = \text{Momento de inercia del rectangulo (cm}^4\text{)}$

$$\sigma = \frac{315,31 \text{ (kg * cm)} * 0,15 \text{ (cm)}}{\frac{50,45 \text{ (cm)} * 0,3^3 \text{ (cm}^3\text{)}}{12}} = 416,66 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Para que verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material.

AISI 304 tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma_{adm} = \frac{2460 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{1,5} = 1640 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Por lo tanto

$$416,66 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1640 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Además, es necesario conocer el desplazamiento final, para ello es necesario conocer la flecha máxima:

$$f = \frac{P * L^3}{48 * E * I}$$

Donde:

- $f = Flecha\ maxima\ (cm)$
- $P = Carga\ (kg)$
- $L = Diag = Longitud\ de\ la\ diagonal\ de\ la\ chapa\ (cm)$
- $E = Modulo\ elastico\ \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$
- $I = Momento\ de\ inercia\ del\ rectangulo\ (cm^4)$

$$f = \frac{25\ (kg) * (50,45\ (cm))^3}{48 * 2,1 * 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) * \frac{50,45\ (cm) * 0,3^3\ (cm^3)}{12}} = 0,280\ (cm)$$

Creemos que este resultado no traerá complicaciones, si tuviéramos un hipotético caso de tener un número mayor pueden surgir movimientos relativos no deseados ya que el centro de masa del cuadro es elevado con respecto a la chapa y el único que lo sostiene es la propia alza.

Por lo tanto, también verifica.

Actuador lineal

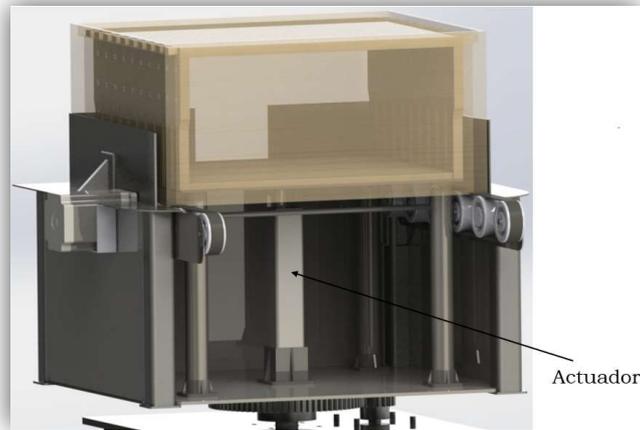


Imagen 83: Actuador lineal.

La velocidad debe estar acorde, ya que muy lento genera tiempo muerto y muy rápido se obtienen movimientos relativos no deseados adquiriendo inestabilidad en el sistema. Por tal motivo, proponemos $10 \left(\frac{mm}{s} \right)$.

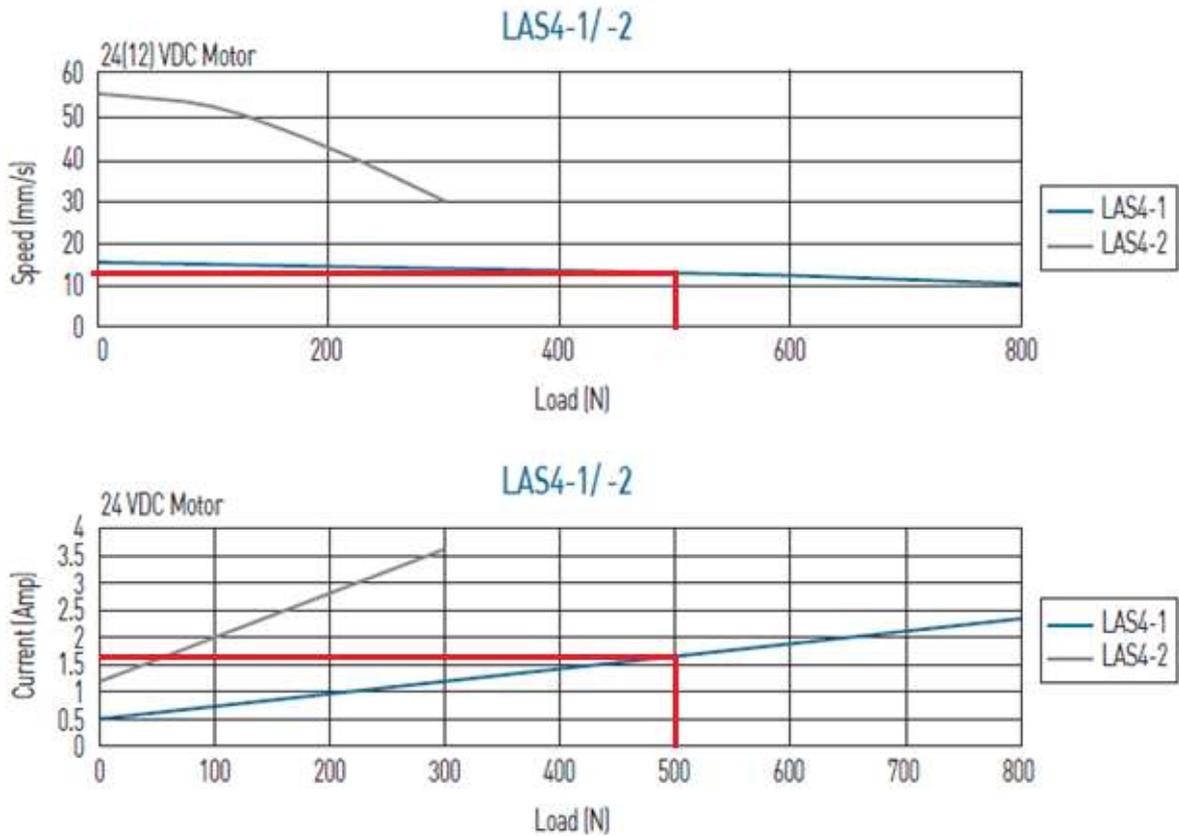
El actuador lineal seleccionado es de la marca Hiwin LAS Series (4)

Table 3.8 **LAS4 Specifications**

Model	Thrust max. (N)	Pulling max. (N)	Holding max. (N)	Speed (mm/s) Load = Max. / Load = 0	Standard stroke (mm) : S					Duty cycle %	Current max. (A)		Hall Sensor Resolution (mm/pulse)
					100	150	200	250	300		12VDC	24VDC	
LAS4-1	800	800	600	10 / 15	100	150	200	250	300	10	5	2.3	0.0085
LAS4-2	300	300	200	30 / 55	100	150	200	250	300	10	6	3.6	0.02

*Min. input power = Voltage x Current max.

Imagen 84: Datos técnicos del actuador eléctrico Hiwin.



**Note: The test results are obtained by using the 24VDC power supply.

Imagen 85: Graficas de velocidad y corriente consumida en función de la carga del actuador eléctrico.

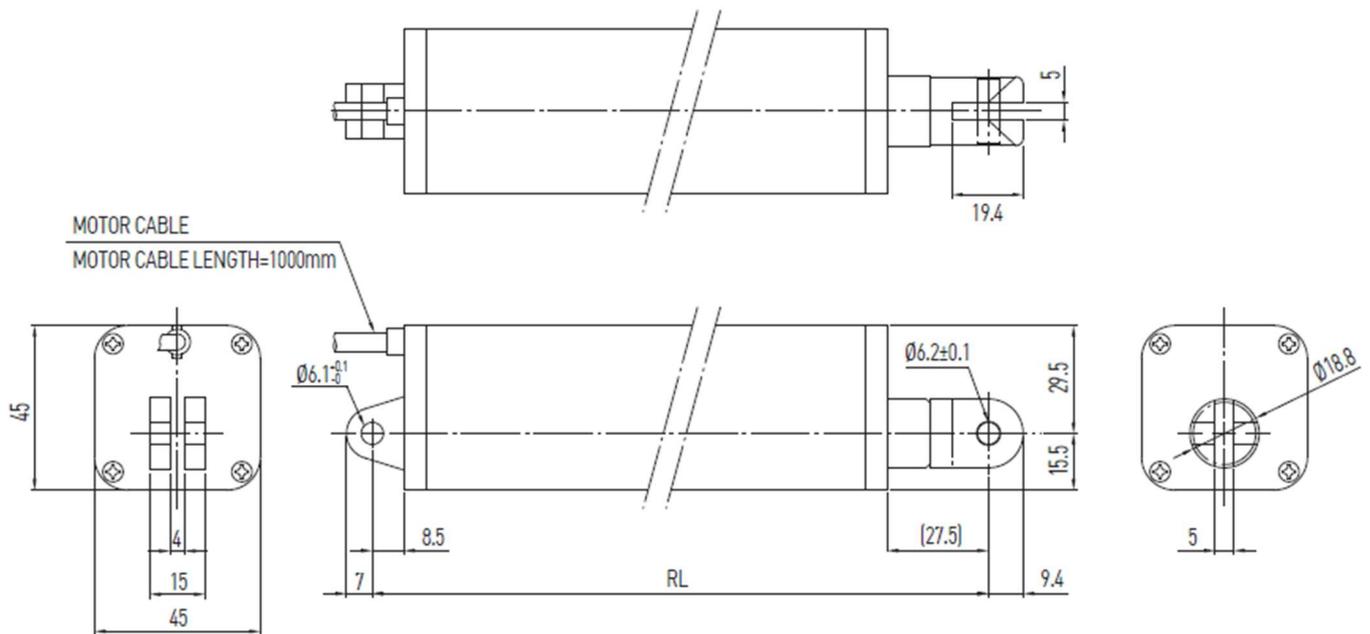
Según la gráfica la velocidad es de 12 (mm/s), recordando que el peso de los cuadros solos es de 50 (kg) (500 N).

3-4. HIWIN LAS Series (4)

LAS4



Imagen 86: Actuador eléctrico Hiwin LAS Series (4).



- RL = S+222.5
Stroke ≤ 300
RL: Retracted length
S: Stroke length

Imagen 87: Dimensiones del actuador eléctrico.

Table 3.7 Specifications

Screw type	ACME
Weight*	1.36kg
Protection	IP54
Compatible controller	Compatible with all controllers (*Notice the type of connector: Audio/DIN 4pin)
Working temp.	+5°C-40°C
* Stroke length 200mm	

Table 13.2 Position feedback specifications (Hall Sensor)

Supply voltage	24VDC	12VDC	5VDC
Output	High level 24VDC Low level 0.2V / 10mA sink (NPN)	High level 12VDC Low level 0.2V / 10mA sink (NPN)	TTL

Option:

- (1) IP65
- (2) Hall sensor (RL = S+226 , S ≤ 300)
- (3) Plug: DIN 4PIN plug/Stereo plug/Mono plug

Imagen 88: Datos técnicos del actuador eléctrico.

Ordering Information

LAS4 - 1 - 1 - 200 - 12 G E					
Model number	0 : Without internal limit switches 1 : Basic model complete with internal limit switches	Stroke length	Voltage 24: Standard motor 12: 12VDC Standard	Color B : Black G : Gray	Special models according to the customer's requirement (Ignore this part of the serial number if not available)

Imagen 89: Datos de cómo se pide el actuador eléctrico.

Para nuestro caso queda de la siguiente forma:

LAS4 1 1 100 24 B

Guías lineales

Utilizamos un sistema de varilla deslizante con un rodamiento lineal de bolas estándar y cerrado.

Los rodamientos lineales de bolas cerrados de la serie ejecución cilíndrica precisa cumplen con la norma *ISO 10285*. Pueden utilizarse en muchas aplicaciones gracias a su ejecución precisa y a su buena calidad.



Imagen 90: Guías lineales.



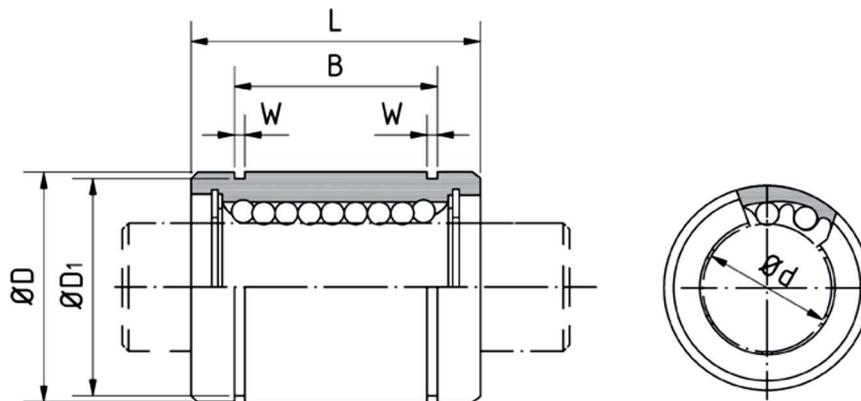
Imagen 91: Rodamiento lineal de bolas estándar y cerrado.

Con los rodamientos lineales de bolas se consigue un movimiento longitudinal a lo largo de un eje mediante la retención de las bolas en un circuito cerrado de recirculación constante en la zona de carga. Por lo tanto, es posible un número ilimitado de desplazamientos. Los rodamientos lineales de bolas ofrecen las ventajas diarias que un rodamiento de bolas, es decir, una larga vida, una baja fricción, un bajo par de arranque, alta precisión y eficiencia. Las superficies de los rodamientos están fabricadas de acero específico de alta calidad. La chapa del casquillo exterior está fabricada con una forma cilíndrica precisa y pulida de una sola pieza unido con unas piezas torneadas y roscadas en el cuerpo del rodamiento e integrando unos retenes. De esta manera, se logra un producto con alta rigidez, funcional, seguro y sostenible.

Del catálogo NTN-SNR Linear Motion: Rodamientos lineales de bolas

Referencia				Dimensiones [mm]							
Estándar		Resistente a la corrosión		Ød	Tolerancia	ØD	Tolerancia	L	Tolerancia	B	Tolerancia
Jaula de plástico	Jaula de acero	Jaula de plástico	Jaula de acero inox								
BBE3	BBE3A	BBES3	BBES3A	3	+0,008 0	7	0 -0,008	10	0	-	-
BBE4	BBE4A	BBES4	BBES4A	4		8		12	-0,012	-	-
BBE5	BBE5A	BBES5	BBES5A	5		12		22	14,5	16,5	0 -0,2
BBE8	BBE8A	BBES8	BBES8A	8		16	25				
BBE10	BBE10A	BBES10	BBES10A	10		19	29	22	0	0	0
BBE12	BBE12A	BBES12	BBES12A	12		22	32	22,9	-0,009	-0,2	-0,2
BBE16	BBE16A	BBES16	BBES16A	16	+0,009 -0,001	26	36	24,9	0 -0,011	31,5	0
BBE20	BBE20A	BBES20	BBES20A	20	-0,001	32	45	31,5			
BBE25	BBE25A	BBES25	BBES25A	25	+0,011 -0,001	40	58	44,1			
BBE30	BBE30A	BBES30	BBES30A	30	-0,001	47	68	52,1	0	0	

Imagen 92: Selección del rodamiento lineal de bolas estándar y cerrado.



W	Ø D1	Número de circuitos de bolas	Excentricidad máx. [µm]	Juego radial máx. [µm]	Capacidad de carga dinámica [N]	Capacidad de carga estática [N]	Peso [g]	Referencia			
								Estándar		Resistente a la corrosión	
								Jaula de plástico	Jaula de acero	Jaula de plástico	Jaula de acero inox
-	-	4	10	-3	44	105	1,4	BBE3	BBE3-A	BBES3	BBES3-A
-	-	4			55	127	2	BBE4	BBE4-A	BBES4	BBES4-A
1,1	11,5	4			159	265	11	BBE5	BBE5-A	BBES5	BBES5-A
1,1	15,2	4			195	402	22	BBE8	BBE8-A	BBES8	BBES8-A
1,3	18	4	12	-4	286	549	36	BBE10	BBE10-A	BBES10	BBES10-A
1,3	21	4			419	784	45	BBE12	BBE12-A	BBES12	BBES12-A
1,3	24,9	4			432	892	60	BBE16	BBE16-A	BBES16	BBES16-A
1,6	30,3	5			877	1 370	102	BBE20	BBE20-A	BBES20	BBES20-A
1,85	37,5	6	15	-6	908	1 570	235	BBE25	BBE25-A	BBES25	BBES25-A
1,85	44,5	6			1 584	2 740	360	BBE30	BBE30-A	BBES30	BBES30-A
					-8						

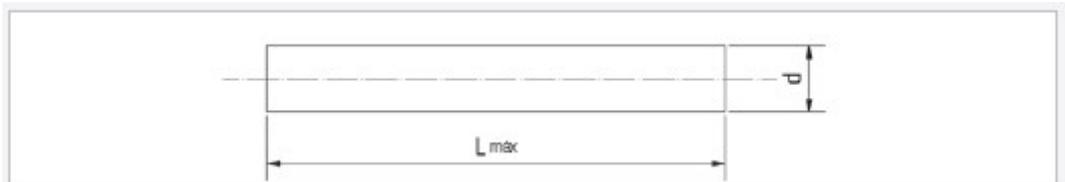
Imagen 93: Dimensiones del rodamiento lineal.

Modelo	Material	Dímetros disponibles [mm]	Tolerancia estándar del eje
Eje macizo	Cf53 (1.1213)	4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60	h6
	X90CrMoV18 (1.4112)	12, 16, 20, 25, 30, 35, 40	h6
	Cf53 (1.1213) hard-chrome plated	12, 16, 20, 25, 30, 35, 40	h7
	X46Cr13 (1.4034)*	12, 16, 20, 25, 30, 35, 40	h6
Eje hueco	O60 (1.1221)	12, 16, 20, 25, 30, 40, 50, 60	h6

 Productos estándar disponibles.
 * Please note the limited life duration (s. page 78).

Otros modelos bajo demanda.

Imagen 94: Selección del material y del diámetro para el eje.



Referencia	W04	W05	W06	W08	W10	W12	W16	W20	W25	W30	W35	W40	W50	W60
Diámetro d [mm]	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	35	40	50	60
Longitud máx. L [mm]	3600	4000	4000	4000	4000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
Peso [kg/m]	0,099	0,154	0,222	0,395	0,617	0,888	1,578	2,466	3,853	5,549	7,552	9,864	15,413	22,195

Datos válidos para el producto estándar, cf53Cr (1.1213)

Imagen 95: Datos técnicos del eje.

Ejes (con o sin rodamientos lineales)

W 20 - 6000 - 0 - 04 - 04 - N37,5 - P1

1	2	3	4	5	6	7
1	W20	Tipo de eje (eje macizo W, eje hueco HW) y diámetro (mm)				
2	6000	Longitud del eje (mm)				
3	0	Material/tratamiento				
		0 Cf53 (para W9), C60 (para HW)				
		1 X90CrMoV18				
		2 Cf53 cromo duro				
4	04	3 X46Cr13				
		Mecanizado del eje (00...06, XX- especial según el plano del cliente)				
		Mecanizado del eje (00...06, XX- especial según el plano del cliente)				
5	04	N				Dimensiones [mm]
6	N37,5	P				Dimensiones [mm]
7	P1	P0 Dimensiones estándar según el catálogo para SR10, SR30, SR40				
		P1 Dimensiones estándar según el catálogo para SR20				
		P2 Dimensiones estándar según el catálogo para SR20				

Position 6 and 7 only for the shaft tooling combination 04, 05 and 06!

Imagen 96: Datos de cómo se pide el eje.

Para nuestro caso queda de la siguiente forma:

W20 250 0 04

El fabricante propone verificar la vida útil de los componentes seleccionados.

La vida nominal supone un 90% después de alcanzar la vida útil de un rodamiento o de un grupo de rodamientos iguales, funcionando en las mismas condiciones, con el material estándar de producción y bajo condiciones estándar de funcionamiento. El tamaño del rodamiento depende de la vida útil requerida y de

la carga. La vida útil de los rodamientos lineales de bolas se calcula de la misma manera que para el resto de los rodamientos, utilizando la siguiente formula:

$$L = \frac{C}{F} * \frac{f_h * f_t * f_c}{f_w} * 50$$

Donde:

- $L =$ Vida nominal (km)
- $C =$ Capacidad de carga dinamica (N) (*Imagen 86: Dimensiones del rodamiento lineal*)
- $F =$ Carga dinamica (N)
- $f_h =$ Factor de dureza del eje (estándar 1)
- $f_t =$ Factor de temperatura
- $f_c =$ Factor de contacto
- $f_w =$ Factor de carga

Factor de dureza del eje f_h

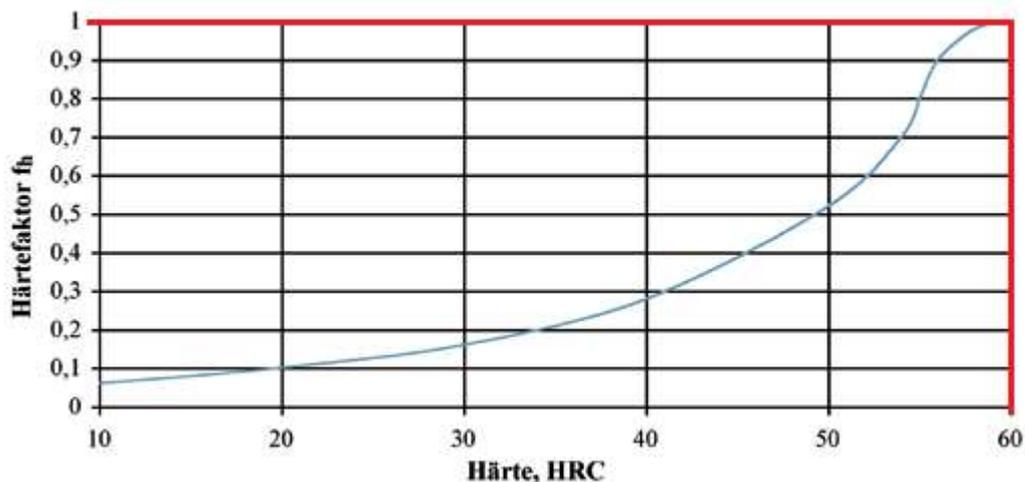
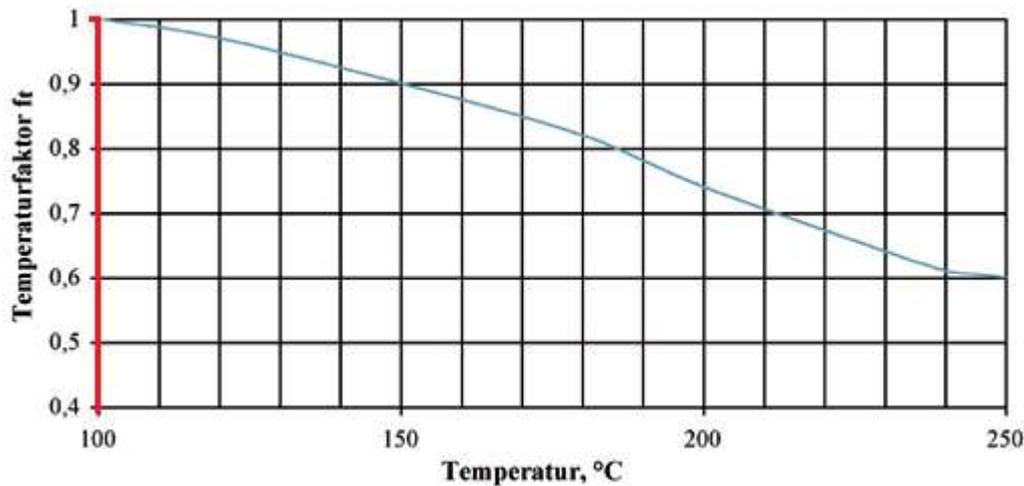


Imagen 97: Factor de dureza del eje f_h .

$$f_h = 1$$

Si los ejes se utilizan con una dureza superficial inferior a 60 HRC, se debe tomar en cuenta el factor de dureza.

Factor de temperatura f_t *Imagen 98: Factor de dureza del eje f_t .*

$$f_t = 1$$

Si la temperatura ambiente del rodamiento lineal de bolas supera los 100°C durante el funcionamiento, hay que tener en cuenta los efectos negativos de dichas temperaturas altas. Además, el rodamiento lineal de bolas utilizado debe ser adecuado para un rango de altas temperaturas.

Factor de contacto f_c

Si se utilizan varios rodamientos lineales de bolas con una separación prácticamente nula entre ellos, el desplazamiento está influenciado por los pares y la precisión del montaje. Por lo tanto, resulta difícil obtener una distribución homogénea de las cargas. En dicho caso, se deberá tener en cuenta un factor de contacto.

Número de rodamientos lineales de bolas montados juntos	f_c
1	1,0
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61

Imagen 99: Factor de dureza del eje f_c .

$$f_c = 1$$

Factor de carga f_w

En general, las máquinas generan vibraciones y choques debido a los movimientos oscilatorios que se producen durante el funcionamiento. Por lo general, resulta difícil determinar con precisión las vibraciones y las cargas de choque causadas por una sucesión de arranques y paradas. Durante el funcionamiento a alta velocidad, si las cargas realmente aplicadas en el rodamiento lineal de bolas no pueden medirse o si la velocidad y las cargas de choque tienen gran influencia, deberá aplicarse el factor de carga correspondiente.

Recordando que la velocidad del actuador lineal es de 12 (mm/s), entonces:

Condiciones de funcionamiento, velocidad V	f_w
Condiciones de funcionamiento normales, $V \leq 0,25$ m/s	1,0...1,5
Condiciones de funcionamiento normales con vibraciones/choques de baja intensidad, $0,25 < V \leq 1,0$ m/s	1,5...2,0
Condiciones de funcionamiento con vibraciones/choques de gran intensidad, $V > 2,0$ m/s	2,0...3,5

Imagen 100: Factor de dureza del eje f_w .

Interpolando:

$$f_w = 1,024$$

Finalmente se calcula la vida útil:

Aclaración: como no tenemos carga dinámica usaremos la carga estática:

$$F = \frac{500 (N)}{4} = 125 (N)$$

$$C = 877 (N)$$

Entonces:

$$L = \frac{C}{F} * \frac{f_h * f_t * f_c}{f_w} * 50$$

$$L = \frac{877}{125} * \frac{1 * 1 * 1}{1,024} * 50 = 342,58 (km)$$

$$L_h = \frac{L}{2 * s * n_s * 60}$$

Donde:

- $L_h =$ Vida nominal (h)
- $s =$ Longitud de carrera (m)
- $n_s =$ Frecuencia de carrera (min^{-1})

$$t = \frac{x}{v}$$

Donde:

- $t =$ Tiempo (s)
- $x =$ Desplazamiento (mm)
- $v =$ Velocidad (mm/s)

$$t = \frac{100 \text{ (mm)}}{12 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)}$$

$$n_s = \frac{1}{t} = \frac{12 \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}}\right)}{100 \text{ (mm)}} = 0,12 \left(\frac{1}{\text{s}}\right) * \frac{60 \text{ (s)}}{1 \text{ (min)}} = 7,2 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

$$L_h = \frac{342580 \text{ (m)}}{2 * 0,1 \text{ (m)} * 7,2 \text{ (min}^{-1}\text{)} * 60} = 3965,05 \text{ (h)}$$

Lubricación y fricción

El coeficiente de fricción de los rodamientos lineales de bolas sin junta de fricción es muy bajo, entre aprox. 0,001 y 0,003. Su lubricación se realiza utilizando los mismos criterios generales de los rodamientos. La lubricación puede realizarse con aceite o grasa de base mineral, teniendo en cuenta lo siguiente. La grasa contribuye a la estanquidad y se adhiere al rodamiento lineal de bolas. El rodamiento lineal de bolas debe lubricarse posteriormente, pero los intervalos de lubricación son relativamente largos. A diferencia de los husillos y las guías con patines, el guiado por rodamiento lineal de bolas exige mucho menos lubricante, ya que la superficie de contacto entre los cuerpos rodantes y la pista de rodadura es mínima.

Cálculo del motor de transporte

El motor debe traccionar las ruedas por lo que podemos simplificar la operación y decir que el peso del alza con los cuadros estaría aplicado en una rueda equivalente y aplicar este sistema en el plano.



Imagen 101: Representación de la situación.

Por ecuación de la dinámica obtenemos lo siguiente:

$$F * r - M_r = I * \alpha$$

Donde:

- F = Fuerza necesaria para mover la rueda equivalente (kg)
- r = Radio de la rueda (cm)
- M_r = Momento debido a la fricción de la rueda (kg * cm)
- I = Momento de inercia de la rueda (kg * m²)
- α = Aceleración angular (rad/s²)
- F_r = Fuerza de fricción (kg)
- μ = Coeficiente de fricción
- N = Fuerza normal (kg)
- P = Peso del alza más los cuadros con la miel (kg)
- m = Masa de la rueda (kg)
- ω = Velocidad angular (s⁻¹)
- t = Tiempo (s)

Entonces:

$$M_t = F * r$$

$$M_r = F_r * r$$

$$F_r = \mu * N$$

$$N = P$$

$$\mu = 0,7 \text{ (caucho - madera)}$$

<https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion>

$$r = 3,15 \text{ (cm)}$$

$$m = 0,36 \text{ (kg)}$$

$$M_r = F_r * r = \mu * N * r = \mu * P * r$$

$$I = \frac{m * r^2}{2}$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Para la velocidad angular mantenemos el de la cinta transportadora (Etapa 1), cuya velocidad es de 10 (rad/s).

$$M_t - \mu * N * P = \frac{m * r^2}{2} * \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

$$M_t = \frac{m * r^2}{2} * \frac{\Delta\omega}{\Delta t} + \mu * P * r$$

$$M_t = \frac{0,36 \text{ (kg)} * 0,0315^2 \text{ (m}^2\text{)}}{2} * \frac{\left(10 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) - 0 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)\right)}{(1 \text{ (s)} - 0 \text{ (s)})} + 0,7 * 60 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}} * 0,0315 \text{ (m)}$$

$$M_t = 12,98 \text{ (N * m)}$$

Ahora si podemos seleccionar el motor.

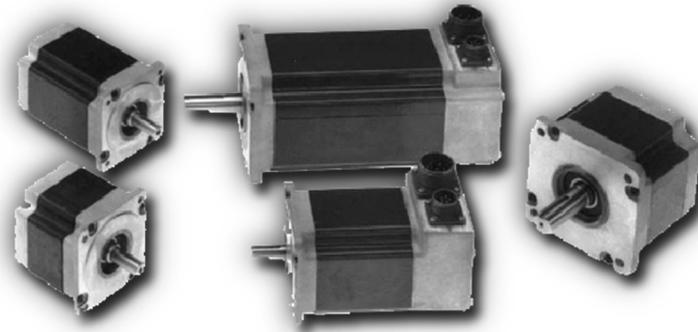


Imagen 102: Motores paso a paso POWERPAC series.

Descripción técnica del motor seleccionado: [Stepper POWERPAC Series \(novotecargentina.com\)](http://www.novotecargentina.com)

Por lo tanto, el motor PACIFIC SCIENTIFIC N&K-SERIES NEMA 34 HIGH TORQUE MOTORS es el que satisface nuestras necesidades.

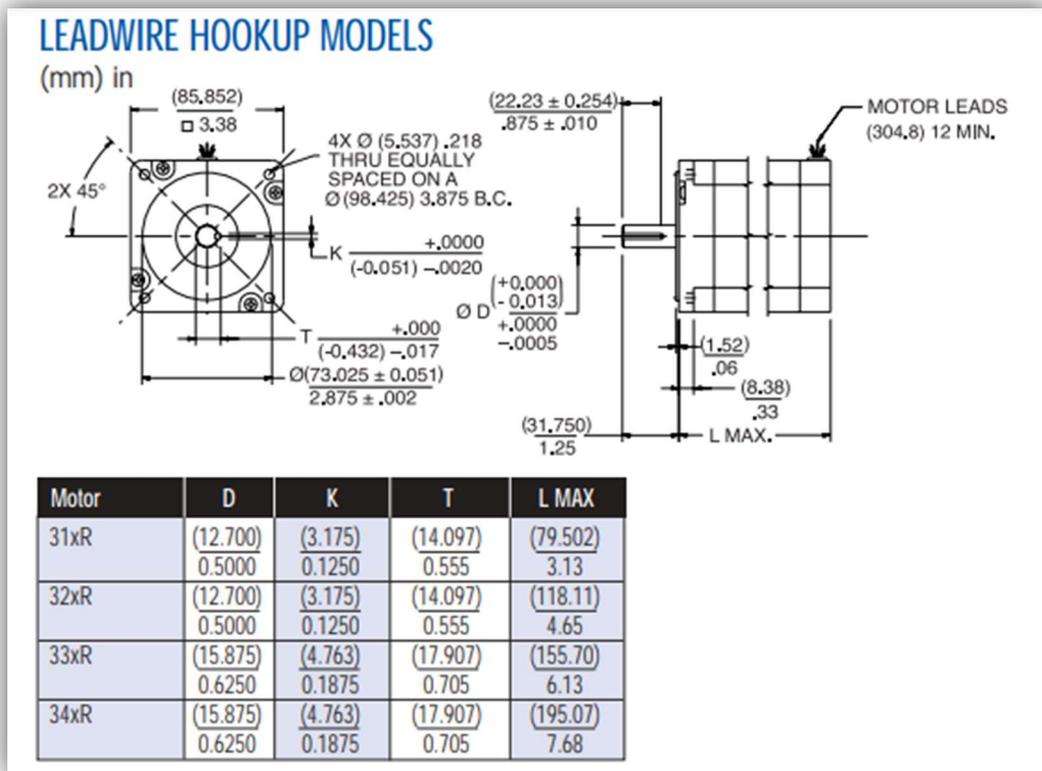


Imagen 103: Dimensiones motor paso a paso POWERPAC 34xR.

Typical Leadwire Motor Model Number	Connection ^①			Holding Torque ^② (2 phases on) oz-in (N-m) ±10%	Rated Current/Phase ^③ (amps DC)	Phase Resistance (ohms) ±10%	Phase Inductance ^④ (mH) Typical	Detent Torque oz-in (N-m)	Thermal Resistance ^⑤ (°C/watt)	Rotor Inertia oz-in-S ² (kgm ² x 10 ⁻³)	Net Weight kg(lbs)
	Parallel	Series	Unipolar								
K SERIES - SIGMAX[®] 4 ROTOR STACK											
K34HRFM-LNK-NS-00	•			2725 (19.23)	11.3	0.2	2	65 (0.50)	1.3	0.075 (0.53)	6.84 (15.1)
K34HRFM-LNK-NS-00		•		2725 (19.23)	5.6	0.82	8.2				
K34HRFM-LNK-NS-00			•	1930 (13.62)	8	0.41	2				
K34HRFL-LNK-NS-00	•			2790 (19.69)	8.7	0.33	3.6				
K34HRFL-LNK-NS-00		•		2790 (19.69)	4.4	1.32	14.5				
K34HRFL-LNK-NS-00			•	1975 (13.94)	6.2	0.66	3.6				

Imagen 104: Datos técnicos motor paso a paso POWERPAC 34xR.

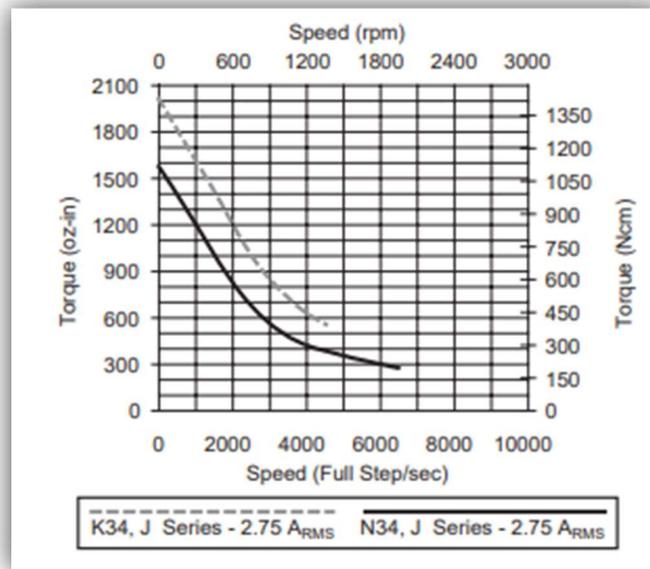


Imagen 105: Grafica velocidad vs torque motor paso a paso POWERPAC 34xR.

**6210/6215 Microstepping Drives** SEE PAGE 74

- 24-40 VDC input
- Step/direction input or oscillator models
- Current selectable from 1 to 3.5 amps peak
- Microstepping - 4 step sizes

**6410/6415 Microstepping Drives** SEE PAGE 72

- 24-75 VDC input
- Step/direction input or oscillator models
- Current selectable from 0.625 to 7.1 amps peak
- Selectable step sizes, binary or decimal, full to 1/250 or 1/256

**Impulse Microstepping Drives** SEE PAGE 75

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus
- Step/direction input
- Programmable inputs/outputs
- Current selectable from 0.75 to 4.0 amps
- Microstepping 200 to 100,000, selectable in increments of 200

**NextStep® Microstepping Drives** SEE PAGE 76

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus. 240 V model available
- Step/direction input
- Current selectable from 0 to 7.9 amps, to 3.9 A for 240 V model
- 5,000 steps/rev to 50,000 steps/rev microstepping

**SMARTSTEP Microstepping Drives** SEE PAGE 77

- 90-120 VAC input, 160 VDC bus. 240 V model available
- Programmable indexing
- Current selectable from 0 to 7.9 amps, to 3.9 A for 240 V model
- 36,000 steps/rev microstepping

Imagen 106: Drivers compatibles para el motor paso a paso POWERPAC 34xR.

Selección de motor y verificación de ruedas dentadas

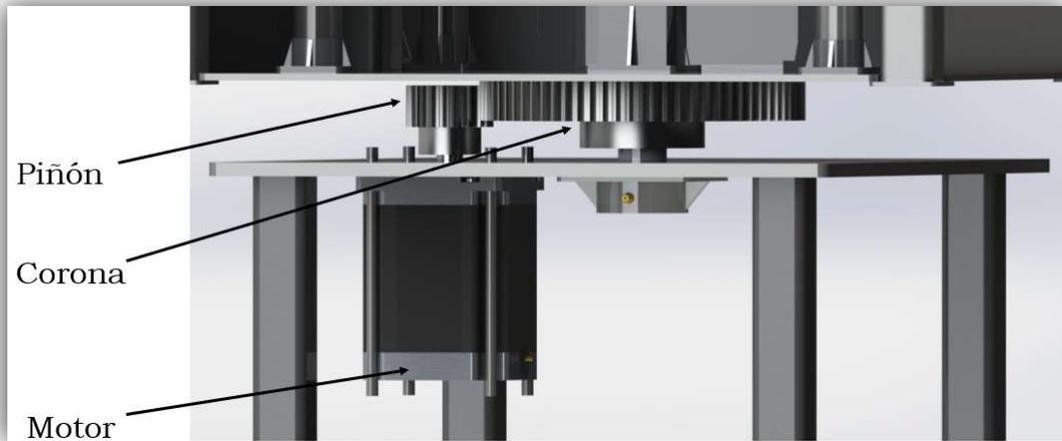


Imagen 107: Sistema de giro.

Proponemos una corona y un piñón con las siguientes características:

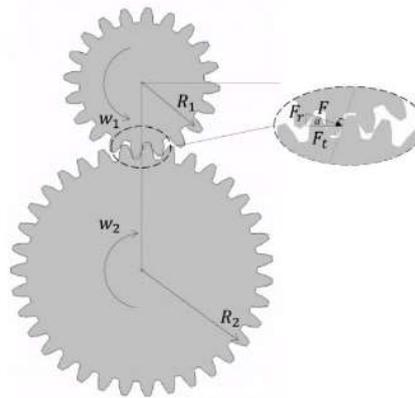


Imagen 108: Sistema de engrane.

Datos piñón: SAE 1045 laminado simple

$$z_1 = 19 \text{ dientes}$$

$$D_{p1} = 57 \text{ (mm)}$$

$$D_e = 63 \text{ (mm)}$$

$$m_n = 3$$

$$b = 30 \text{ (mm)}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Datos rueda: SAE 1045 laminado simple

$$n_2 = 20 \text{ (rpm)}$$

$$z_2 = 76$$

$$D_{p2} = 228 \text{ (mm)}$$

$$D_e = 234 \text{ (mm)}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Relación de transmisión (r):

$$r = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{228 \text{ (mm)}}{57 \text{ (mm)}} = 4$$

Criterio para el cálculo de las rpm de la corona

La corona deberá girar solo un cuarto de vuelta, es decir de 0 a $\frac{\pi}{2}$ (rad) y deberá completar la tarea en cinco segundos.

$$\omega = \frac{\Delta d}{\Delta t} = \frac{\left(\frac{\pi}{2} - 0\right)(rad)}{(5 - 0)(s)} = \frac{\pi}{10} \left(\frac{rad}{s}\right)$$

Luego convertimos la velocidad angular a RPM .

$$n_2 \text{ (RPM)} * \frac{2\pi}{60} = \frac{\pi}{10} \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$n_2 = \frac{\pi}{10} * \frac{60}{2\pi} = 3 \text{ (RPM)}$$

Tener una relación de 4: 1 implica que el piñón gire cuatro veces para que gire la corona una vuelta. La mesa deberá moverse de 0° a 90° , por lo que la corona debe rotar solo un cuarto de vuelta siendo entonces que el piñón solo debe dar una vuelta para llegar al objetivo.

Entonces:

$$r = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_1 = r * n_2 = 4 * 3 \text{ (rpm)} = 12 \text{ (rpm)}$$

Torque necesario para girar el sistema

Para poder verificar las ruedas dentadas, es necesario conocer el torque necesario para que el sistema gire. Para esto se necesita conocer el momento de inercia con respecto al eje de rotación. Este dato lo obtenemos desde SolidWorks:

$$I = 7 (kg * m^2)$$

Además, necesitaremos la aceleración angular:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{(\frac{\pi}{10} - 0) (\frac{rad}{s})}{(1 - 0)(s)} = \frac{\pi}{10} (\frac{rad}{s^2})$$

$$M_{treq} = I * \alpha$$

$$M_{treq} = 7(kg * m^2) * \frac{\pi}{10} (\frac{rad}{s^2}) = 2,2 (N * m)$$

Debido a que hemos considerado el caso ideal sin rozamiento, adicionaremos al valor anterior un 50%:

$$M_{treq}(corona) = 3,3 (N * m)$$

Momento torsor en el piñón

$$\frac{M_{treq}(corona)}{M_{treq}(piñón)} = r = 4$$

$$M_{treq}(piñón) = 0,83 (N * m)$$

Con el momento torsor necesario calculado, seleccionamos un motor comercial que entregue como mínimo ese torque.

Entonces, seleccionamos un motor *NEMA 34* con un toque máximo de 8,5 (N * m). Por cuestiones constructivas, se ha sobredimensionado dicho motor.

Potencia necesaria

$$M_{treq} = 0,83 (N * m) * \frac{1 (kg)}{9,81 (N)} * \frac{100 (cm)}{1 (m)} = 8,46 (kg * cm)$$

$$M_t = 71620 * \frac{P}{RPM} \rightarrow P(CV) = \frac{M_{treq} * RPM}{71620}$$

$$P = \frac{8,46 (kg * cm) * 12 (RPM)}{71620}$$

$$P = 1,42 * 10^{-3} (CV) = 1,04 (W)$$

Entre eje teórico (I_o):

$$I_o = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{57 (mm) + 228 (mm)}{2} = 142,5 (mm)$$

Verificación de ancho "b" para servicio intermitente $F_s \geq F_d$

Carga dinámica según Barth:

$$F_d = F_t * k_v * N_{fs} (kg)$$

Donde:

- F_d : fuerza dinámica.
- F_t : fuerza tangencial.
- k_v : coeficiente de velocidad.
- N_{fs} : factor de servicio.

$$v = \pi * D_{p1} * n_1 = \pi * 0,057 m * 12 rpm = 2,15 \left(\frac{m}{min} \right)$$

$$F_t = 4500 * \frac{N}{v} = 4500 * \frac{1,42 * 10^{-3} (HP)}{2,15 \left(\frac{m}{min} \right)}$$

$$F_t = 2,97 (kg)$$

Coficiente de velocidad para $v = 2,15 \left(\frac{m}{min} \right)$

(k)	$F_d = \frac{183 + v_m}{183} F_t$ kg	{ Tallado comercial $v_m \leq 610$ mpm
o bien		
(k')	$F_d = \frac{600 + v_m}{600} F_t$ lb	{ Tallado comercial $v_m < 2000$ fpm
(l)	$F_d = \frac{366 + v_m}{366} F_t$ kg	{ Tallado cuidadoso $610 < v_m < 1220$ mpm
o bien		
(l')	$F_d = \frac{1200 + v_m}{1200} F_t$ lb	{ Tallado cuidadoso $2000 < v_m < 4000$ fpm
(m)	$F_d = \frac{43 + v_m^{1/2}}{43} F_t$ kg	{ Tallado de precisión $v_m > 1220$ mpm
o bien		
(m')	$F_d = \frac{78 + v_m^{1/2}}{78} F_t$ lb	{ Tallado de precisión $v_m > 4000$ fpm

$$K_v = \frac{183 + v}{183} = \frac{183 + 2,15}{183} = 1,012$$

(Faires pág. 483)

Factor de servicio

$1 < N_{sf} < 1,25$; carga uniforme sin choque; máquinas centrífugas, maquinaria de elevación, máquinas herramientas con transmisión de correa, maquinaria textil, transportadores de funcionamiento uniforme.

$1,25 < N_{sf} < 1,5$: choque medio; arranques frecuentes; compresores y bombas alternativas, herramientas neumáticas, maquinaria de perforación de pozos, maquinaria para estirado de alambre, herramientas eléctricas portátiles, ventiladores de lóbulos, transportadores de servicio pesado, máquinas herramientas, hornos.

$1,5 < N_{sf} < 1,75$: choque moderadamente fuerte; maquinaria de dragado, maquinaria de carreteras, coches a motor de ferrocarriles, compresores monocilíndricos, machacadoras de mineral o piedra, punzonadoras, molinos a tambor.

$1,75 < N_{sf} < 2$: choque fuerte; laminadoras, trituradoras de piedra.

Para mayor seguridad se utilizan coeficientes de servicio más altos; si es satisfactoria una vida útil limitada, se utilizan valores inferiores.

(Faires pág. 490)

$$N_{fs} = 1,15$$

$$F_d = 2,97 (kg) (kg) * 1,012 * 1,15 = 3,46 (kg)$$

Carga dinámica según Lewis:

Material de las ruedas SAE 1045 laminado simple (*Faires AT7 pág. 744*)

$$\sigma_r = 6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right); \text{ Dureza} = 215 \text{ HB}$$

$$F_s = \frac{\sigma * b * p_n * Y}{k_f}$$

Donde:

- σ : tensión admisible.
- b : ancho del diente.
- p_n : paso normal o circular.
- Y : factor de forma.

Criterio para $\sigma_{adm}(\sigma_{fa})$

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Paso normal

$$p_n = \pi * m_n = \pi * 3 = 9,42 \text{ (mm)}$$

Factor de forma para carga aplicada en la zona central del diente

FD = altura completa («full depth»)

NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO		NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO	
	14½°	20°	20°	14½°	20°		14½°	20°	20°	14½°	20°
	FD	FD	Corto	FD	FD		FD	FD	Corto	FD	FD
10	0,176	0,201	0,261			32	0,322	0,364	0,443	0,547	0,617
11	0,192	0,226	0,289			33	0,324	0,367	0,445	0,550	0,623
12	0,210	0,245	0,311	0,355	0,415	35	0,327	0,373	0,449	0,556	0,633
13	0,223	0,264	0,324	0,377	0,443	37	0,330	0,380	0,454	0,563	0,645
14	0,236	0,276	0,339	0,399	0,468	39	0,335	0,386	0,457	0,568	0,655
15	0,245	0,289	0,349	0,415	0,490	40	0,336	0,389	0,459	0,570	0,659
16	0,255	0,295	0,360	0,430	0,503	45	0,340	0,399	0,468	0,579	0,678
17	0,264	0,302	0,368	0,446	0,512	50	0,346	0,408	0,474	0,588	0,694
18	0,270	0,308	0,377	0,459	0,522	55	0,352	0,415	0,480	0,596	0,704
19	0,277	0,314	0,386	0,471	0,534	60	0,355	0,421	0,484	0,603	0,713
20	0,283	0,320	0,393	0,481	0,544	65	0,358	0,425	0,488	0,607	0,721
21	0,289	0,326	0,399	0,490	0,553	70	0,360	0,429	0,493	0,610	0,728
22	0,292	0,330	0,404	0,496	0,559	75	0,361	0,433	0,496	0,613	0,735
23	0,296	0,333	0,408	0,502	0,565	80	0,363	0,436	0,499	0,615	0,739
24	0,302	0,337	0,411	0,509	0,572	90	0,366	0,442	0,503	0,619	0,747
25	0,305	0,340	0,416	0,515	0,580	100	0,368	0,446	0,506	0,622	0,755
26	0,308	0,344	0,421	0,522	0,588	150	0,375	0,458	0,518	0,635	0,779
27	0,311	0,348	0,426	0,528	0,592	200	0,378	0,463	0,524	0,640	0,787
28	0,314	0,352	0,430	0,534	0,597	300	0,382	0,471	0,534	0,650	0,801
29	0,316	0,355	0,434	0,537	0,602	Crema-					
30	0,318	0,358	0,437	0,540	0,606	llera	0,390	0,484	0,550	0,660	0,823

AT 24 (F.775)

De la tabla anterior con $z_1 = 19$; $\alpha = 20^\circ \rightarrow y = 0,534$

Luego el factor de forma:

$$Y = \frac{y}{\pi} = \frac{0,534}{\pi} = 0,1699$$

Coefficiente de reducción de resistencia

Utilizaremos ambas formas de la ecuación de Lewis (13.5) y (13.6). Buckingham enuncia que si se supone que la carga actúa en la punta del diente [y se establece comparación con su carga dinámica (§13.17)], esto es tan previsor que no es necesario coeficiente alguno de reducción de resistencia K_f ; cuando se elige el valor de Y para la carga cerca de la parte central del diente, tabla AT 24, debe ser incluido K_f . Cuando dos engranajes son del mismo material, el diente del piñón es más débil, $Y_p < Y_g$. Cuando los materiales son diferentes, se admite que el diente de menor sY es el más débil (§ 13.11). El valor de K_f debe estar incluido en el intervalo de 1,2 a 1,7 cuando se aplica la carga en la punta del diente; pero K_f es más alta, 1,4 a 2, por ejemplo, cuando la carga se aplica cerca de la parte central. La norma AGMA da un ábaco de valores de Y/K_f para altura completa de 20° , tallada con herramienta de cremallera.

(F.479)

Según lo mencionado en Faires 479, para carga aplicada en la zona central del diente:

$$k_f = 1,5$$

Luego:

$$F_s = \frac{3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) * 3 (cm) * 0,942 (cm) * 0,1699}{1,5} = 1080,15 (kg)$$

Para un servicio intermitente deberá cumplir:

$$F_s \geq F_d$$

$$1080,15 (kg) \geq 3,46 (kg)$$

Verificación para servicio continuo

Debe cumplirse:

$$F_s \geq F_d ; F_w \geq F_d$$

Carga límite de desgaste: fórmula de Buckingham

$$F_w = \frac{D_{p1} * b * \sigma_{fs}^2 * \text{sen}(\alpha)}{1,4} * \left(\frac{2 * z_2}{(z_1 + z_2)} \right) * \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) (kg)$$

Donde:

- σ_{fs} = resistencia superficial a la fatiga = $28,12 * HB - 703$; Hb = dureza Brinell
- E_1 = módulo elástico de la corona
- E_2 = módulo elástico del piñon

$$\sigma_{fs} = 28,12 * HB - 703 = 28,12 * 215 - 703$$

$$\sigma_{fs} = 5342,8 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Entonces:

$$F_W = \frac{5,7 \text{ (cm)} * 3 \text{ (cm)} * \left[5342,8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \right]^2 * \text{sen}(20^\circ)}{1,4} * \left(\frac{2 * 76}{(19 + 76)} \right) * \left(\frac{2}{2,1 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)} \right)$$

$$F_W = 181,71 \text{ (kg)} \geq F_d = 3,46 \text{ (kg)}$$

Con esto verificamos las ruedas dentadas.

Verificación de la chapa superior

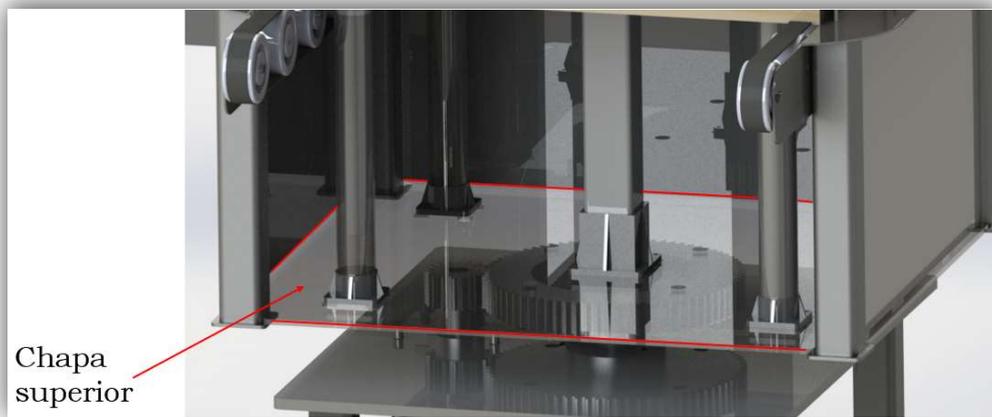


Imagen 109: Chapa superior.

Para este análisis, hemos considerado el peso actuante de todos los cálculos previos. Dicho esto el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

Nombre del modelo: Placa de apoyo motor
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 32.8854

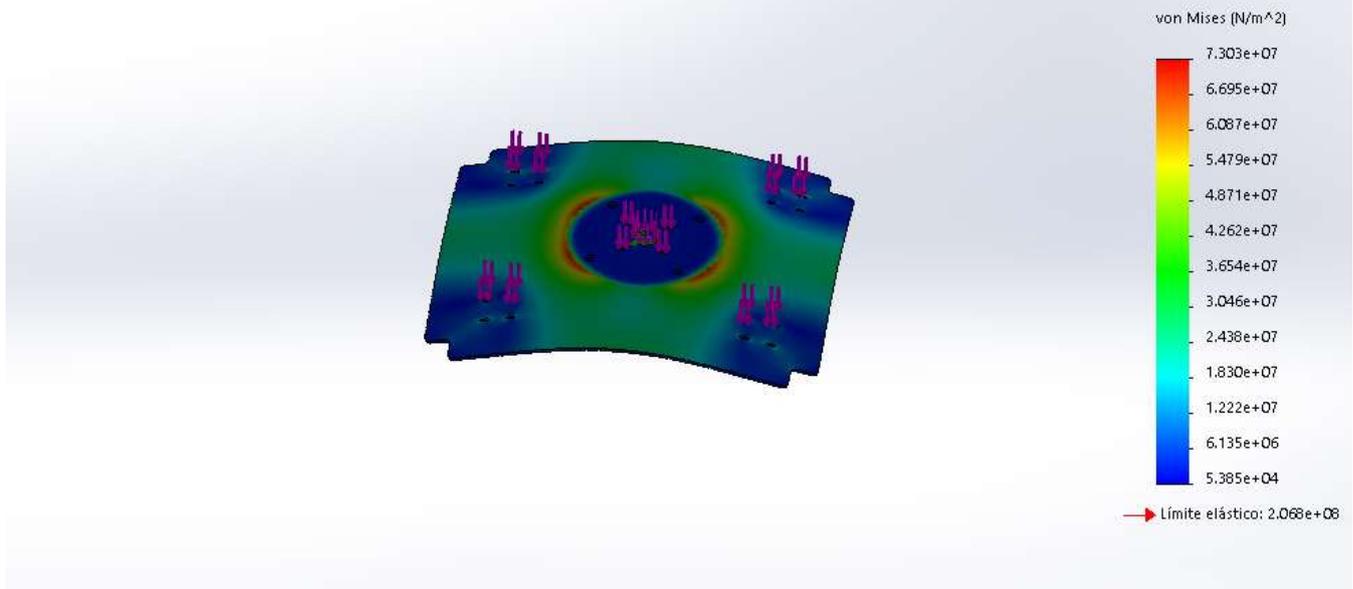


Imagen 110: Análisis de tensiones.

Omitimos el análisis de desplazamiento ya que no es crítico en este sector. Según observamos, en el diagrama de tensiones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de la chapa superior es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Verificación del árbol de la corona

Para el cálculo del siguiente árbol, se ha analiza cada tramo que compone el mismo.

En el siguiente esquema representado en corte destacamos lo siguiente:

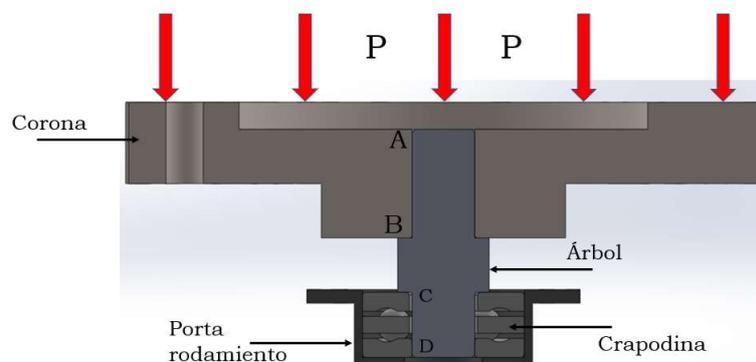


Imagen 111: Representación de la situación en la corona.

La carga P representa el peso que se encuentra por encima de la corona, y debido al diseño propuesto, esa carga es soportada por el árbol y la crapodina.

Con respecto al árbol, los tramos "A – B" y "C – D" poseen un diámetro de 25 mm y se encuentran sometidos a torsión debido al par al que es sometido dicho árbol. Por otro lado, el tramo "B – C" posee un diámetro de 35 mm y posee una sollicitación compuesta. Por un lado, se encuentra sometido a torsión por el mismo hecho de los tramos anteriores, y además, se encuentra sometido a compresión ya que todo el peso que se encuentra por encima de la corona es absorbido por este. Esto último mencionado podemos apreciarlo mejor en la siguiente simplificación.

Simplificación de la situación

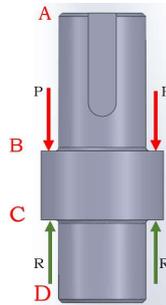


Imagen 112: Representación de la situación en el eje.

Para llevar adelante el cálculo de los tres tramos del árbol, verificaremos el mismo bajo el criterio de fatiga y también se tomará como un caso de carga axial variable y de torsión variable, ya que ambos efectos no son constantes en el tiempo y son aplicados una cantidad de veces elevadas durante el funcionamiento de la máquina.

Tramo "A – B" ; $\varnothing = 25\text{ mm}$

Este tramo se encuentra sometido a una torsión variable de 0 a $33,64 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ ya que continuamente la máquina rota 90° y se detiene. Esto sucede en el momento en que el alza ingresa y egresa a la mesa giratoria.

Material propuesto para el árbol *AISI 1045* (Tabla AT7 *Faires* pág. 744)

Características del material:

- Tensión de rotura: $\sigma_r = 6749 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \approx 96 \text{ (kpsi)}$
- Resistencia de fluencia en tracción: $\sigma_{fl} = 4148 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$

Límite de fatiga resultante

$$\sigma'_{fa} = 0,5 * 6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{fa} = \sigma'_{fa} * k_a * k_b * k_c$$

Donde:

- σ'_{fa} = Criterio del limite de fatiga
- k_a = Factor del acabado de superficie
- k_b = Factor de tamaño
- k_c = Factor de carga

Factor del acabado de superficie (Shigley 5ª pág. 318)

$$k_a = a * \sigma_r^b$$

Para maquinado o estirado en frio:

$$a = 2,7 \text{ (kpsi)}$$

$$b = -0.265$$

$$k_a = 2,7 \text{ (kpsi)} * 96 \text{ (kpsi)}^{-0.265} = 0,8$$

Factor de tamaño (Shigley 5ª pág. 318)

Para diámetros $2,79 \text{ (mm)} < d < 51 \text{ (mm)}$, para casos de flexión y torsión.

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,4433}$$

$$d = 25 \text{ (mm)}$$

$$k_b = \left(\frac{25}{7,62} \right)^{-0,4433} = 0,59$$

Factor de carga (Shigley 5ta pág. 330)

$$k_c = 0,923 \text{ (carga axial)}$$

Finalmente, el límite de fatiga resultante:

$$\sigma_{fa} = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) * 0,8 * 0,59 * 0,923 = 1470,12 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Datos obtenidos en la comprobación de engranajes de la corona:

- $n_2 = 3$ (rpm) (revolucion de la corona)
- $Mt_{max} = 3,3$ (N * m) = 33,64 (kg * cm)
- $Mt_{min} = 0$ (kg * cm)

Esfuerzos tangenciales máximos y mínimos debido al toque ejercido en el árbol:

$$\tau_{max} = \frac{Mt_{max}}{2 * W_p} ; \tau_{min} = \frac{Mt_{min}}{2 * W_p} ; W_p = \frac{\pi}{32} * d^3$$

$$\tau_{max} = \frac{32 * Mt_{max}}{2 * \pi * d^3}$$

$$\tau_{max(A-B)} = \frac{32 * 33,64 \text{ (kg * cm)}}{2 * \pi * 2,5^3 \text{ (cm}^3\text{)}} = \frac{171,33}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\tau_{min(A-B)} = 0$$

Tensión tangencial media y variable:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} ; \tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \tau_v = \frac{\frac{171,33}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = \frac{85,67}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo tangencial equivalente:

$$\tau_e = \frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} * \tau_m + K_{fs} * \tau_v$$

Donde:

- τ_{fa} = tensión de fatiga.
- τ_{fl} = tensión de fluencia.
- K_{fs} = concentrador de tensión.

Concentrador de tensiones:

En este tramo nos encontramos con dos concentradores de tensiones distintos. Uno es el originado por la chaveta y otro por el radio de acuerdo entre "A - B" y el tramo "B - C". Dicho esto, el valor de K_{fs} que se tomará, será el mayor entre los dos tipos de concentradores mencionados.

Chaveta (K_{fs1})

TABLA AT 13 VALORES DE K_f PARA CHAVETEROS [4-21]. Véase § 10.4

CLASE DE CHAVETERO	RECOCIDO		ENDURECIDO	
	Fle-xión	Tor-sión	Fle-xión	Tor-sión
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
De patín	1,3	1,3	1,6	1,6

Imagen 113: Coeficientes de tensiones para chaveteros.

Tabla AT13 Faired pág. 751

Para chavetero de perfil sometido a torsión:

$$K_{fs} = 1,3$$

Radio de acuerdo (K_{fs2})

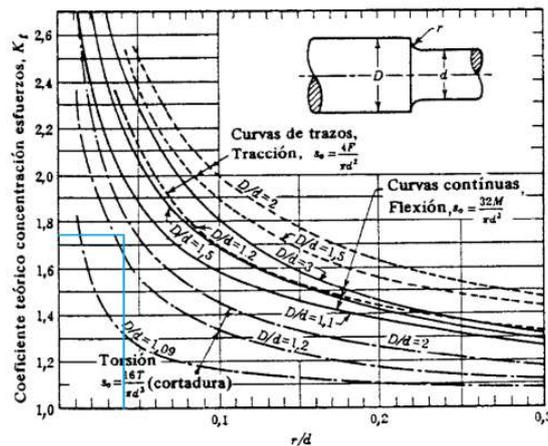


Fig. AF 12 Eje con acuerdo de enlace en el resalte. La carga de tracción es central. La curva de torsión $D/d = 1,2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,01$; la curva de torsión $D/d = 2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,02$ (hasta $r/d \approx 0,04$ o menos). La curva de flexión $D/d = 1,1$ se aproxima a la curva de tracción $D/d = 1,1$. (Según R. E. Peterson.) [4-21]

Imagen 114: Coeficientes de tensiones para radios de acuerdos.

AF12 Faires pág. 754

Para el caso de torsión tenemos:

$$K_{fs2} = 1,74$$

El concentrador de tensión debido a la entalla es mayor que el que genera la chaveta, por ende, utilizaremos el mayor para el cálculo.

Según Faires pág.313:

$$\frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} = \frac{1470,12 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{4148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} = 0,35$$

Luego la tensión tangencial equivalente:

$$\tau_e = 0,35 * \frac{85,67}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) + 1,74 * \frac{85,67}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right) = \frac{179,05}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Luego aplicando la teoría de Guest o del máximo esfuerzo tangencial y considerando un coeficiente de seguridad de $\eta = 1,5$ y que $\tau_{fa} = 0,5 \sigma_{fa}$ (Faires pág.313), calculamos el diámetro mínimo que debería tener el árbol:

$$\frac{1}{\eta} = \left[\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{1,5} = \left[(0)^2 + \left(\frac{\frac{179,05}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{0,5 * 1470,12 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d_{(A-B)} = 0,72 \text{ cm} = 7,2 \text{ mm}$$

Como conclusión, el árbol en el tramo "A – B", debe poseer un diámetro mayor o igual a 7,2 mm para resistir la sollicitación ejercida. En nuestro caso, por cuestiones de diseño, hemos tomado un diámetro de 25 mm.

Por otro lado, el árbol en el tramo "C – D" se encuentra ante la misma sollicitación y posee las mismas dimensiones que el tramo "A – B", por ende, tomamos como válido este cálculo para ambos tramos.

Tramo "B – C"

Este tramo, al igual que los dos tramos analizados anteriormente, se encuentra sometido a una torsión variable de 0 a $33,64 \frac{kg}{cm^2}$, con la diferencia que, a su vez, actúa una carga axial variable.

Hemos considerado calcular la situación como si actuara una carga axial variable, ya que la entrada y salida de alzas es continua y el proceso es durante un período prolongado.

Considerando que la carga que aporta el alza con cuadros es de $50 kg$, la carga axial entonces varía entre el peso propio de la máquina ($90 kg$) y el peso total ($140 kg$) (*peso propio de máquina + alza con cuadros*). Estos datos los hemos obtenido de SolidWorks y los mismos son mayores a los reales (*por seguridad*).

Límite de fatiga resultante:

$$\sigma_{fa} = \sigma'_{fa} * k_a * k_b * k_c$$

Factor del acabado de superficie (*Shigley 5ª pág. 318*)

Mismo valor que el caso anterior:

$$k_a = 0,8$$

Factor de tamaño (*Shigley 5ª pág. 318*)

Para diámetros $2,79 (mm) < d < 51 (mm)$, para casos de flexión y torsión.

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,4433}$$

$$d = 35 (mm)$$

$$k_b = \left(\frac{35}{7,62} \right)^{-0,4433} = 0,51$$

Factor de carga (*Shigley 5ta pág. 330*)

$$k_c = 0,923 \text{ (carga axial)}$$

Finalmente, el límite de fatiga resultante:

$$\sigma_{fa} = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) * 0,8 * 0,51 * 0,923 = 1270,78 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Tensión axial máximo y mínimo:

$$\sigma_{cmax} = \frac{-F_{max}}{\frac{\pi}{4} * d^2} = \frac{-140 (kg)}{\frac{\pi}{4} * (3,5 (cm))^2} = -14,55 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_{cmin} = \frac{-F_{min}}{\frac{\pi}{4} * d^2} = \frac{-90 (kg)}{\frac{\pi}{4} * (3,5 (cm))^2} = -9,35 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Tensión media y variable:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{cmax} + \sigma_{cmin}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\left(-14,55 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right) + \left(-9,35 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)}{2} = -11,95 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_v = \frac{-\sigma_{cmax} + \sigma_{cmin}}{2}$$

$$\sigma_v = \frac{\left(-14,55 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right) - \left(-9,35 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)}{2} = -2,6 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo normal equivalente

$$\sigma_e = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} * \sigma_m + K_f * \sigma_v$$

Concentrador de tensiones:

En este caso, el tramo al encontrarse a sometido a torsión y a compresión, posee dos concentradores de tensiones diferentes. De estos dos seleccionaremos el mayor para realizar el cálculo.

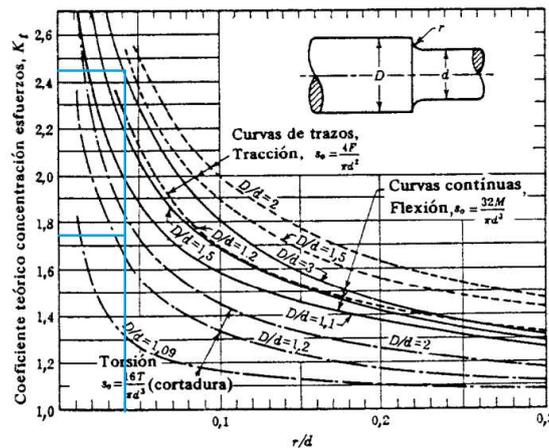


Fig. AF 12 Eje con acuerdo de enlace en el resalte. La carga de tracción es central. La curva de torsión $D/d = 1,2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,01$; la curva de torsión $D/d = 2$ se aproxima a la curva de flexión para $D/d = 1,02$ (hasta $r/d \approx 0,04$ o menos). La curva de flexión $D/d = 1,1$ se aproxima a la curva de tracción $D/d = 1,1$. (Según R. E. Peterson.) [421]

Imagen 115: Coeficientes de tensiones para radios de acuerdos.

AF12 Faies pág. 754

$$K_{fs1} = 1,74 \text{ (Torsión)}$$

$$K_{fs2} = 2,45 \text{ (Axial)}$$

$$\sigma_e = \frac{1270,78 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)}{4148 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)} * 11,95 \left(\frac{kg}{cm^2}\right) + 2,45 * 2,6 \left(\frac{kg}{cm^2}\right) = 10,03 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Esfuerzos tangenciales máximos y mínimos debido al toque ejercido en el árbol:

$$\tau_{max} = \frac{32 * Mt_{max}}{2 * \pi * d^3}$$

$$\tau_{max(B-C)} = \frac{32 * 33,64 (kg * cm)}{2 * \pi * 2,5^3 (cm^3)} = \frac{171,33}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

$$\tau_{min(B-C)} = 0$$

Tensión tangencial media y variable:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad ; \quad \tau_v = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \tau_v = \frac{\frac{171,33}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = \frac{85,67}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo tangencial equivalente:

$$\tau_e = \frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} * \tau_m + K_{fs} * \tau_v$$

Según Faired pág.313:

$$\frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} = \frac{1270,78 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{4148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} = 0,31$$

$$\tau_e = 0,31 * \frac{85,67}{d^3} + 2,45 * \frac{85,67}{d^3} = \frac{236,45}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Luego aplicando la teoría de Guest o del máximo esfuerzo tangencial y considerando un coeficiente de seguridad de $\eta = 1,5$ y que $\tau_{fa} = 0,5 \sigma_{fa}$ (Faires pág.313), calculamos el diámetro mínimo que debería tener el árbol:

$$\frac{1}{\eta} = \left[\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_{fa}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_e}{\tau_{fa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{1,5} = \left[\left(\frac{10,03 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1270,78 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} \right)^2 + \left(\frac{\frac{236,45}{d^3} \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{0,5 * 1270,78 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d_{(B-C)} = 0,82 \text{ cm} = 8,2 \text{ mm}$$

Como conclusión, el árbol en el tramo "B – C", debe poseer un diámetro mayor o igual a 8,2 mm para resistir la sollicitación ejercida. En nuestro caso, por cuestiones de diseño, hemos tomado un diámetro de 35 mm.

Cálculo de la crapodina

Retomando de la *Imagen 111: Representación de la situación en la corona*:

Para los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas axiales puras únicamente. Para estos rodamientos, siempre que la carga esté centrada, la ecuación puede simplificarse de la siguiente manera:

$$P = F_a$$

Por calculo previo la carga es de 140 (kg), para esta verificación hay que sumar el peso propio del árbol.

$$F_a = 140 \text{ (kg)} + 0,39 \text{ (kg)} = 140,39 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}} = 1377,23 \text{ (N)}$$

Adoptamos $F_a = 1,38 \text{ (kN)}$

La capacidad de carga dinámica básica del rodamiento escogido (SKF 51405) es de:

$$C = 42,3 \text{ (kN)}$$

Vida nominal básica

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Donde:

- C = Capacidad de carga dinámica básica
- P = Carga dinámica equivalente del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{42,3 \text{ (kN)}}{1,38 \text{ (kN)}} \right)^3 = 28799,43 \text{ millones de revoluciones}$$

Vida nominal en horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10}$$

Donde:

- $n =$ Velocidad en RPM

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 12 \text{ (rpm)}} * 28799,43 = 39999208,33 \text{ (h)}$$

Vida nominal SKF para una fiabilidad 90%

$$L_{10} = a_1 * a_{SKF} * L_{10}$$

Donde:

- $a_1 =$ factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad (**tabla 1**, valores que cumplen con la norma ISO 281)
- $a_{SKF} =$ factor SKF de modificación de la vida.
- $L_{10} =$ vida nominal básica.

De la siguiente tabla tomamos el valor de a_1 para una confiabilidad del 90%

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm}	a_1
	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Imagen 116: Valores del factor de ajuste de la vida útil.

Entonces:

$$a_1 = 1$$

Valor a_{SKF} :

Para esto utilizamos el *Diagrama 4*.

En *Diagrama 4* tenemos en abscisas el siguiente valor:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

Donde:

- η_c = factor para el nivel de contaminación.

Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • aceite lubricante con filtración fina • condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4

Imagen 117: Valores orientativos para el factor η_c .

Este factor ha sido introducido con el fin de tener en cuenta el nivel de contaminación del lubricante a la hora de calcular la vida útil del rodamiento. La influencia de la contaminación en la fatiga del rodamiento depende de una serie de parámetros entre los que se incluyen el tamaño del rodamiento, el espesor relativo de la película de lubricante, el tamaño y la distribución de las partículas contaminantes sólidas y los tipos de contaminantes (blandos, duros, entre otros). La influencia de estos parámetros en la vida útil del rodamiento es compleja y muchos de ellos son difíciles de cuantificar.

$$\eta_c = 0,5$$

- P_u = Carga límite de fatiga ; $P_u = 2,45$ kN (*dato de rodamiento*)

Entonces:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0,5 * \frac{2,45 \text{ (kN)}}{1,38 \text{ (kN)}} = 0,89 \text{ (kN)}$$

Luego es necesario calcular la tasa de viscosidad "K":

$$K = \frac{v}{v_1}$$

Donde:

- v = viscosidad de funcionamiento real del lubricante $\left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right]$

Esta viscosidad se selecciona teniendo en cuenta el lubricante utilizado. En nuestro caso, considerando una temperatura de funcionamiento de 40°C, el lubricante utilizado es el ISO VG 32.

Con estos datos ingresamos al siguiente diagrama:

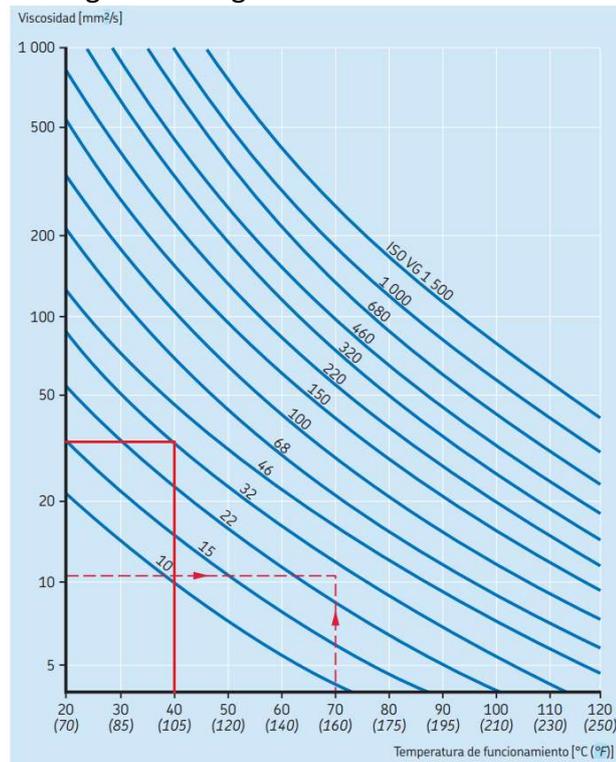


Imagen 118: Diagrama viscosidad vs temperatura de funcionamiento.

Entonces:

$$v = 35 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$$

- v_1 = viscosidad nominal del lubricante según el diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro $\left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right]$

Ingresamos al diagrama con d_m (diámetro medio del rodamiento) y las rpm del rodamiento.

$$d_m = 0,5 * (d + D)$$

$$d_m = 0,5 * (25 + 60) = 42,5 \text{ (mm)}$$

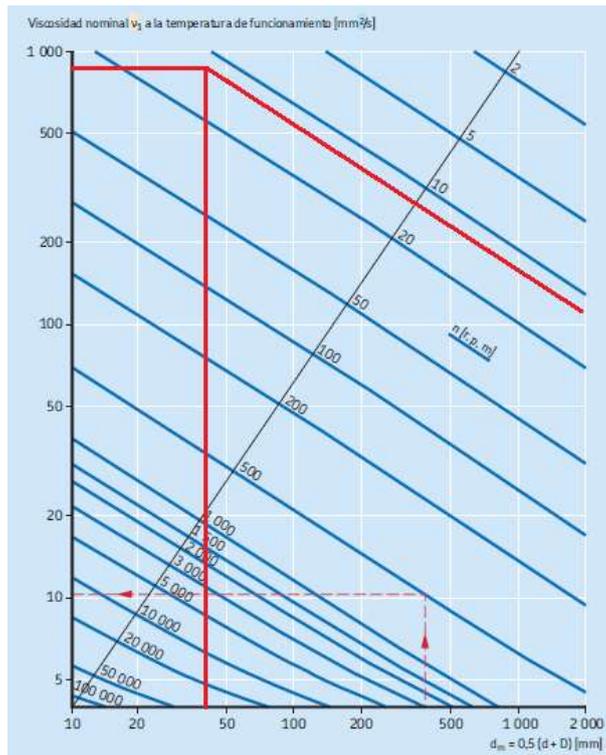


Imagen 119: Diagrama viscosidad nominal a la temperatura de funcionamiento vs diámetro medio del rodamiento.

Entonces:

$$v_1 = 9500 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$$

Luego:

$$K = \frac{v}{v_1} = \frac{35 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)}{9500 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)} = 0,0037$$

Finalmente, con el valor de $K = 0,0037$ y de $\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0,89$ (kN) obtenemos el valor a_{SKF} del siguiente diagrama:

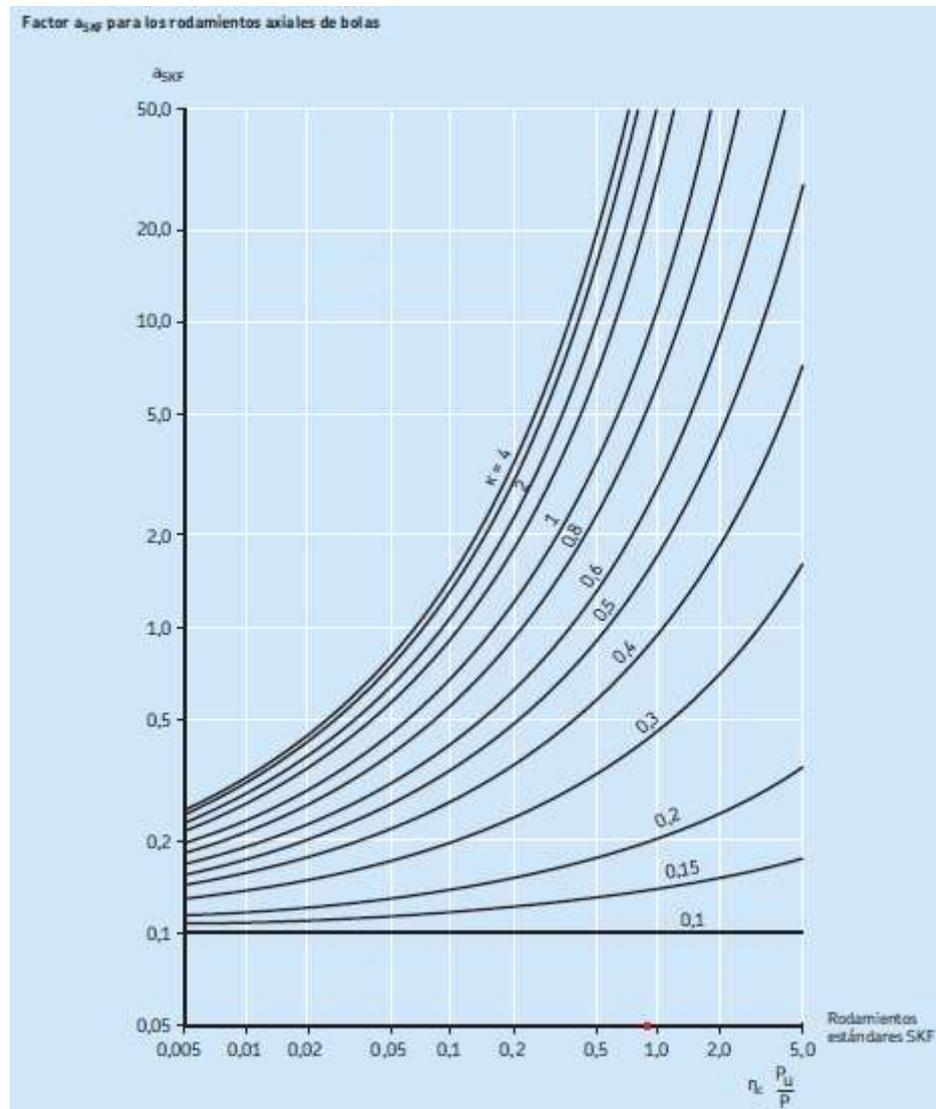


Imagen 120: Diagrama para rodamientos axiales de bolas.

Entonces:

$$a_{SKF} = 0,05$$

La vida nominal SKF para una fiabilidad de 90% entonces es:

$$L_{10} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} = 1 * 0,05 * 28799,43$$

$$L_{10} = 1439,97 \text{ millones de revoluciones}$$

Luego la vida nominal SKF en horas de funcionamiento:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10m} = \frac{10^6}{60 * 1040 \text{ (rpm)}} * 1439,97$$

$$L_{10mh} = 23076,44 \text{ horas de funcionamiento}$$

Factor de seguridad estático

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- $C_0 = \text{Capacidad de carga estática básica} = 67 \text{ (kN)}$
- $P_0 = P = 1,38 \text{ (kN)}$

$$S_0 = \frac{67 \text{ (kN)}}{1,38 \text{ (kN)}} = 48,55$$

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia				Rodamientos fijos			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
			normal	sup.				
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

Imagen 121: Valores para el factor de seguridad estático recomendados por SKF.

De la *Imagen 121: Valores para el factor de seguridad estático recomendados por SKF* se obtiene el S_0 requerido.

$$S_{0req} = 1$$

Por lo tanto, para que verifique debe cumplir con el siguiente criterio:

$$S_0 > S_{0req}$$

$$48,55 > 1$$

Verifica

Carga mínima requerida en la crapodina

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos de bolas y de rodillos deben estar siempre sometidos a una carga mínima determinada. Una regla general empírica indica que los rodamientos de rodillos se deben someter a cargas mínimas correspondientes a $0,02 C$ y, los de bolas, a cargas mínimas correspondientes a $0,01 C$. La importancia de aplicar una carga mínima a los rodamientos aumenta en aplicaciones sometidas a grandes aceleraciones, o arranques y paradas rápidos, y en las que las velocidades superan el 50% del límite de velocidad que figura en las tablas de productos. Si no se pueden cumplir los requisitos de carga mínima, se debe considerar el uso de rodamientos recubiertos.

El peso de los componentes soportados por el rodamiento, particularmente cuando el eje se encuentra en posición vertical, junto con las fuerzas externas, suele exceder la carga mínima requerida. De lo contrario, el rodamiento debe someterse a una carga axial adicional mediante el uso de muelles o una tuerca de eje.

Dicho esto, verificaremos la carga mínima requerida:

$$F_{am} = 0,0005 * C_0 + A * \left(\frac{n}{1000}\right)^2$$

Donde:

- A = factor de carga mínimo.
- C_0 = capacidad de carga estática básica (kN).
- F_{am} = carga axial mínima (kN).
- n = velocidad de giro (r.p.m).

$$F_{am} = 0,0005 * 67 \text{ (kN)} + 0,048 * \left(\frac{12 \text{ (rpm)}}{1000}\right)^2$$

$$F_{am} = 0,0335 \text{ (kN)}$$

Como nosotros tenemos una carga de $1,38 \text{ (kN)} > 0,0335 \text{ (kN)}$, verifica.

Verificación chapa inferior

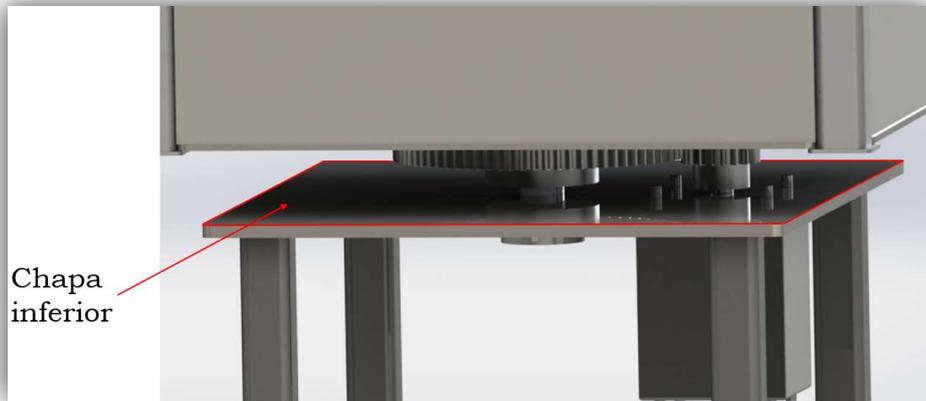


Imagen 122: Chapa inferior.

Las fuerzas propuestas es el peso total tomado desde el árbol hacia arriba redondeado a 160 (kg) y el peso del motor con su respectiva vinculación de 13 (kg).

Tensiones

Nombre del modelo: Placa de apoyo motor 1
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 58.7278

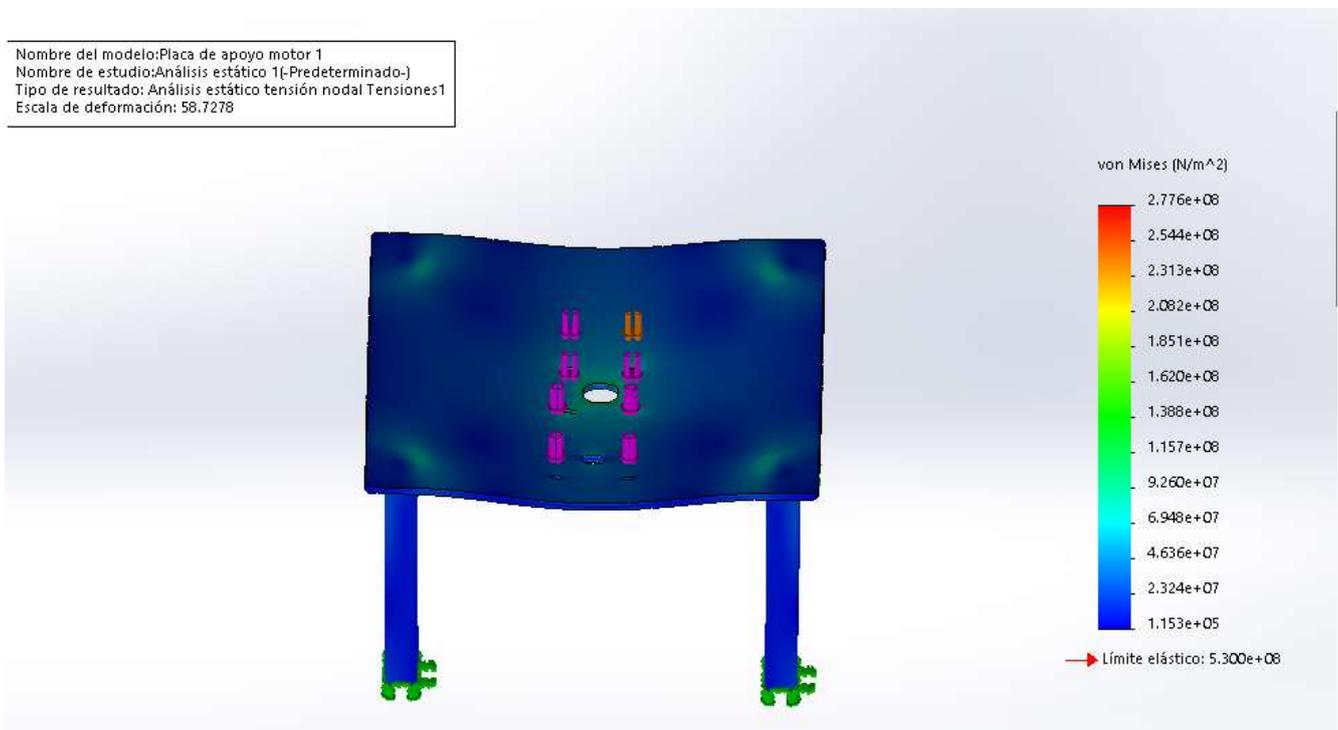


Imagen 123: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

Nombre del modelo: Placa de apoyo motor 1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 58.7278

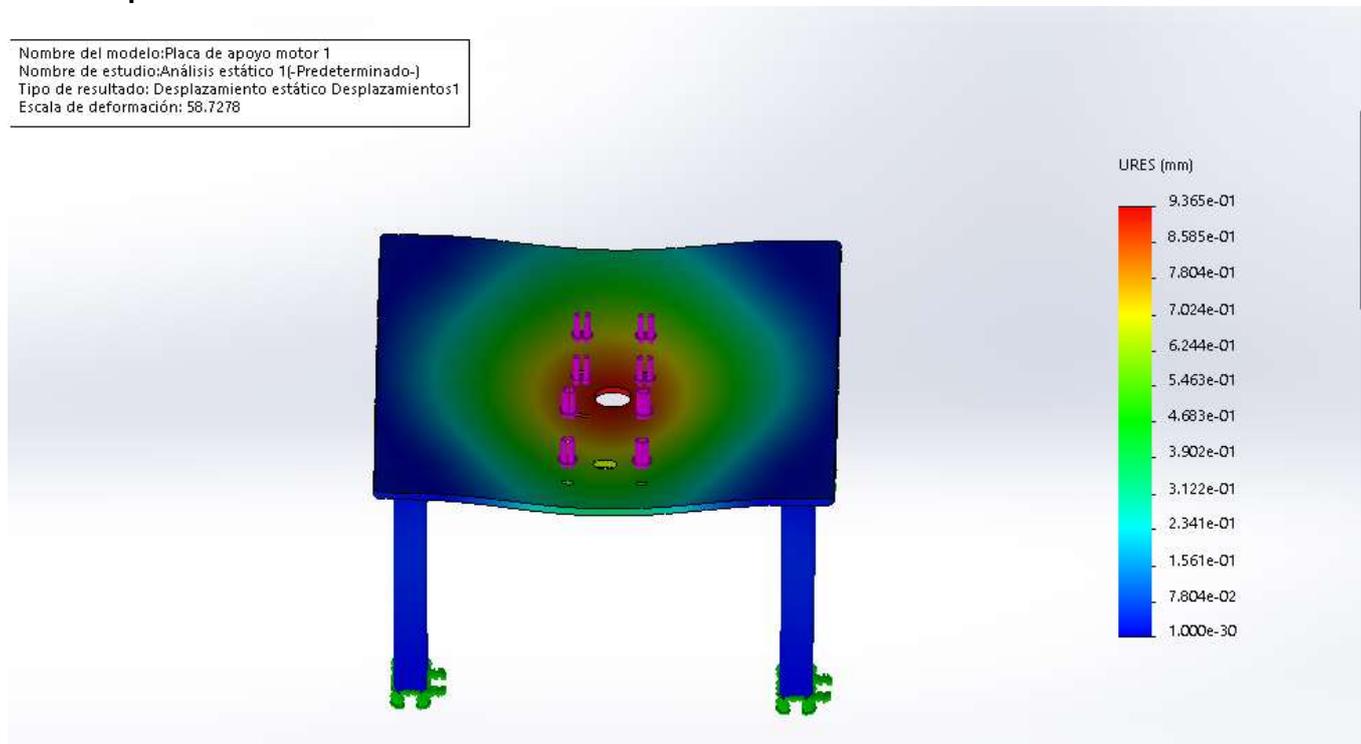


Imagen 124: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los valores de los diagramas presentados son los esperados y con esto concluimos a que el diseño de la chapa inferior es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Patatas regulables

- Verificación de perno – pasador.



Imagen 125: Sistema de regulación de altura.

Para los cálculos hay que tener en cuenta el esfuerzo de corte

$$\tau_c = 1,33 * \frac{Q}{F}$$

Donde:

- $Q = \text{Corte}$
- $F = \text{Area transversal}; F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * Q}{\pi * d^2}$$

La mesa posee un peso total de 185 (kg) teniendo en cuenta el alza con cuadros en su interior. La máquina posee 4 patas, por lo tanto, la carga actuante en cada una es de 46,25 (kg).

A su vez, la carga que soporta cada perno se divide en sus dos apoyos, por lo que cada perno será sometido a una carga transversal de 23,13 (kg).

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * 23,13 \text{ (kg)}}{\pi * 1^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 39,17 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_c \leq \tau_{ad}$$

Según Faies "La resistencia máxima a la cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a 0,7 de la máxima resistencia a la tracción", dicho esto tenemos que: $\tau_{fl} = 0,7 * \sigma_f$

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * \sigma_f}{\eta}$$

De Faies tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del perno – pasador.

AISI 304 RECOCIDO tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$39,17 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Etapa 3: Elevador – transportador de cuadros

La función principal del Elevador es sujetar los cuadros que se encuentran en la mesa giratoria, elevarlos y posicionarlos en la cinta transportadora que alimenta la desoperculadora (*Etapa 4*).

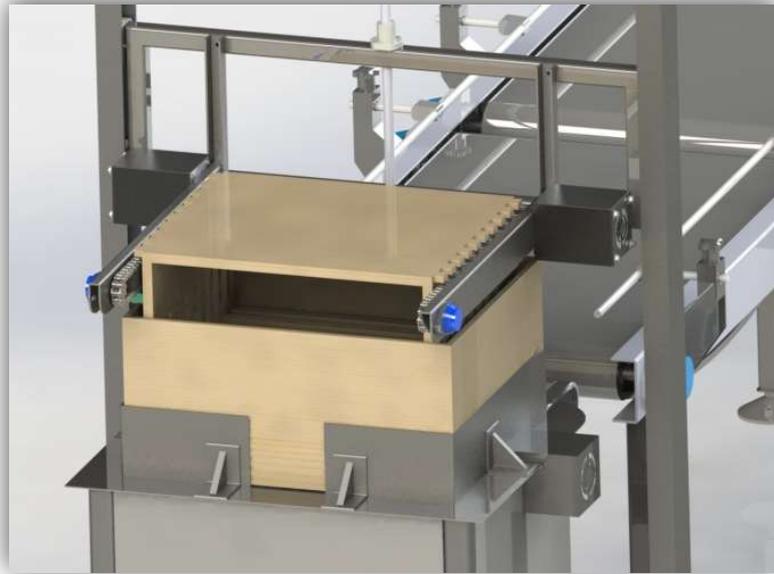


Imagen 126: Elevador.

Inicialmente el elevador deberá ubicarse detrás de la mesa con las uñas en la posición más alta para evitar chocarse con el alza cuando esta ingrese a la mesa elevadora de cuadros.

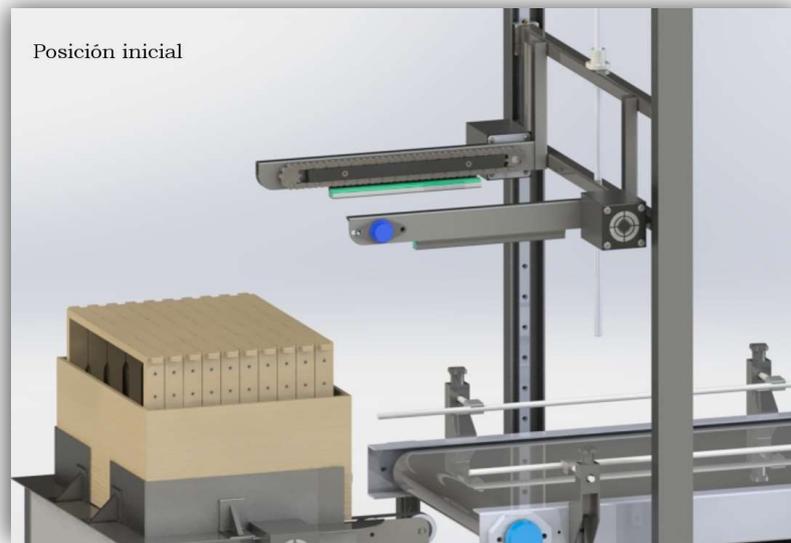


Imagen 127: Posición inicial.

Mecanismo de sujeción y elevación

Primeramente, contamos con una transmisión que tendrá una doble funcionalidad.

La primera es brindar apoyo a los cuadros en el momento en que las uñas sujetan los cuadros que egresan del alza.

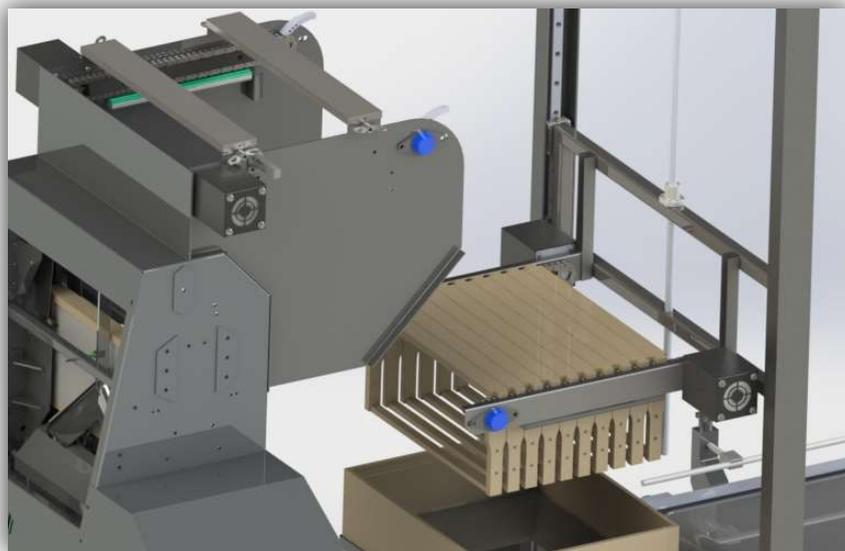


Imagen 128: Mecanismo de sujeción y elevación.

La segunda funcionalidad es activar el mecanismo de transmisión para desplazar los cuadros a la siguiente etapa.



Imagen 129: Traspaso de cuadros.

Selección de transmisión

Las uñas poseen un mecanismo de cadena – piñón que son tienen como fin cumplir con las dos funcionalidades mencionadas anteriormente.

A continuación, seleccionaremos la transmisión.

Determinación de piñones y cadena de rodillos para las uñas.



Imagen 130: Sistema de transmisión para el transporte de los cuadros.

Motor de accionamiento de la transmisión.

Proponemos lo siguiente:

- Una velocidad lineal de 8 (cm/s) para el traslado de los cuadros.
- Un piñón homologado de 9 dientes cuyo diámetro exterior es de 60 (mm).
- Motor NEMA 34

$$v = \omega * r$$

Donde:

- $v =$ Velocidad lineal (m/s)
- $\omega =$ Velocidad angular (rad/s)
- $r =$ Radio del piñon (m)

$$\omega = \frac{v}{r}$$

$$\omega = \frac{8 \left(\frac{cm}{s}\right) * \frac{1 (m)}{100 (cm)}}{0,03 (m)} = \frac{8}{3} \left(\frac{rad}{s}\right)$$

Luego convertimos la velocidad angular a RPM.

$$X (RPM) * \frac{2\pi}{60} = \frac{8}{3} \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$X = \frac{8 * 60}{3 * 2\pi} = 25,465 (RPM)$$

Cálculo del momento torsor

$$M_t = F * r$$

Donde:

- $F =$ Peso de los cuadros para cada uña (N)
- $r =$ Radio del piñon (m)

Entonces:

- $F = 25 (kg)$
- $r = 30 (mm)$

$$M_t = 25 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}} * 30 \text{ (mm)} * \frac{1 \text{ (m)}}{1000 \text{ (mm)}} = 7,36 \text{ (N * m)}$$

Con estos datos calculamos la potencia del motor:

$$M_t = \frac{60}{2 * \pi} * \frac{\text{Watt}}{\text{RPM}}$$

$$P \text{ (Watt)} = \frac{M_t * 2 * \pi * \text{RPM}}{60}$$

$$P = \frac{7,36 \text{ (N * m)} * 2 * \pi * 25,465 \text{ (RPM)}}{60} = 19,63 \text{ (W)}$$

Cálculo de los factores

Para la cadena de transmisión necesita multiplicarse varios factores.

- Factor de servicio (F_a)

Table 1

Application service factor (F_a)		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine < 6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors.; kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7-1.9

Imagen 131: Tabla rápida de selección del factor de servicio en función del tipo de carga.

Además, el factor de servicio debe incrementarse en un factor de 1,05 a 1,1 para cada una de las siguientes condiciones

- Paradas/arranques frecuentes
- Lubricación insuficiente
- Centros cortos (generalmente considerados como menos de 30 lanzamientos)
- Par inversor / carga

$$F_a = 1 + 1,1 * 4 = 5,4$$

- Factor de Temperatura (F_T)

Temperature factor (F_T)	
Temperature range °C	F_T factor
-40 °C to -30 °C	Not suitable
-30 °C to -20 °C	0.25
-20 °C to -10 °C	0.33
-10 °C to +150 °C	1.00
150 °C to +200 °C	0.75
+200 °C to +250 °C	0.5
> +250 °C	Refer SKFPTP

Imagen 132: Factor de Temperatura.

$$F_T = 1$$

- Factor de velocidad (F_n)

Speed of chain	Speed factor
m/s	F_n
Less than 0.17	1.0
>0.17 and <0.33	1.1
>0.33 and < 0.5	1.2

Imagen 133: Factor de velocidad.

$$F_n = 1$$

El uso de ruedas dentadas con dientes endurecidos se debe considerar para las siguientes condiciones:

- Velocidades bajas, unidades muy cargadas
- Accionamientos de relación grande
- Condiciones abrasivas o corrosivas

El uso de piñones de dientes endurecidos de más de 25 dientes tiene poco o ningún efecto sobre la transmisión, ya que la presión del piñón del rodillo de cadena ya no es un problema para las cadenas de tamaño correcto. Además, el efecto cordal puede considerarse virtualmente cero.

El endurecimiento del diente va típicamente entre 35-50 HRC, da una mejor resistencia de la rueda dentada contra el impacto del rodillo y las cargas del punto alto del diente.

Como en nuestro caso usamos 9 dientes hay que efectuar otro factor de corrección (F_z).

$$F_z = 0,20$$

Cálculo de potencia de diseño (P_d) :

$$P_d = P_e * F_a * F_T * F_n * F_z$$

Donde:

- $P_e =$ Potencia de entrada.

Entonces:

$$P_d = 19,63 (W) * 5,4 * 1 * 1 * 0,20 = 21,20 (W)$$

Luego verificamos el motor seleccionado usando la potencia corregida:

$$M_t = \frac{60}{2 * \pi} * \frac{21,20 (W)}{25,465 (RPM)} = 7,95 (N * m)$$

Usamos el motor NEMA 34 de torque medio cuya capacidad máxima es de 8,5 ($N * m$) y 6 (A). Por lo tanto, verifica la selección.

Determinación del paso de la cadena

En este paso debemos tener en cuenta el cuadro utilizado ya que es muy importante ya que el ancho de la cadena debe ser el adecuado.

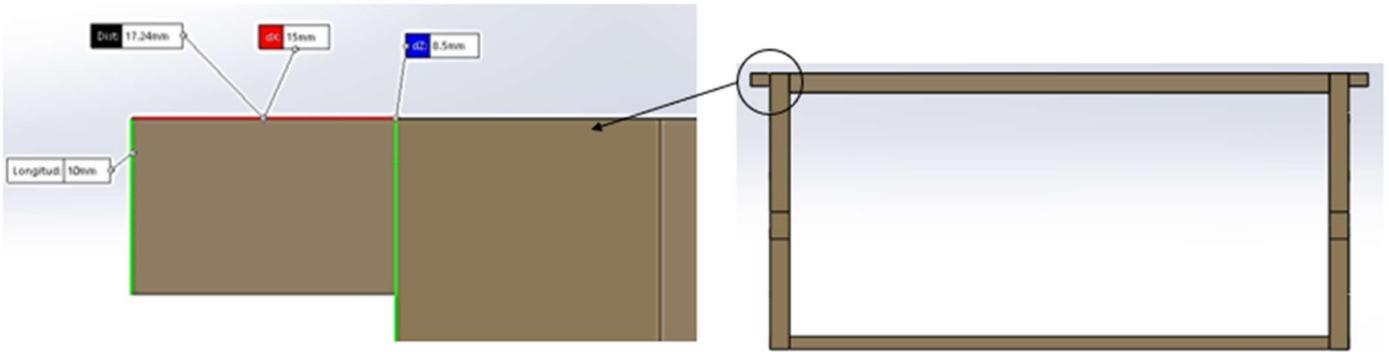


Imagen 134: Longitud de apoyo para la cadena.

Esta longitud no deberá ser menor a 15 (mm) para tener un buen contacto. Luego observando el catálogo de SKF adoptamos la siguiente cadena:

BS European standard chains

BS/ISO Chain number	Dimensions										Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length	Inner plate height	Plate thickness	Transverse pitch	Q min	Q ₀				
	P	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	L max	L _c max	h ₂ max	t max	T max	P _t	kN	kg/m	-	
	mm													
04B-1	6,000	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
05B-1	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	-	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...
06B-1*	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,700	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	-	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	-	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...

Imagen 135: Catalogo de cadena SKF – dimensiones del eslabón.

$$Cadena = 08B - 1$$

Donde $\rightarrow L \geq al\ requerido$

$$16,7 (mm) \geq 15 (mm)$$

Cálculo del largo de la cadena

Se debe tener en cuenta que debe soportar diez cuados cuya longitud mínima de todos estos es de 362 (mm) y el paso de la cadena seleccionada es de 12,7 (mm), entonces:

La cantidad de pasos recomienda SKF es de 30 a 80 para evitar desgastes prematuros.

$$12,7 (mm) * 35 (pasos) = 444,5 (mm)$$

Siempre se recomienda estar del lado de la seguridad:

$$444,5 (mm) \geq 362 (mm)$$

Por lo tanto verifica.

$$L = 444,5 (mm) * 2 + 2 * 60 = 1009 (mm)$$

Selección de guía de desgaste Habasit para la cadena seleccionada.

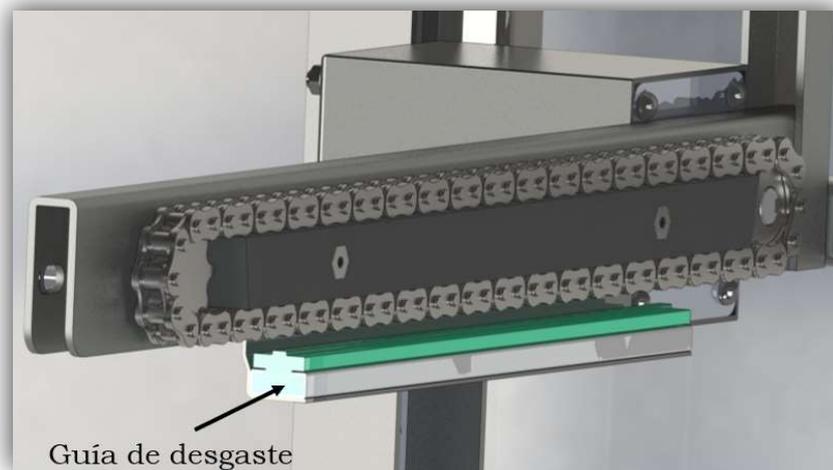


Imagen 136: Guía de desgaste Habasit.

Las guías de desgaste poseen sus dimensiones específicas dependiendo del tipo de cadena que apoya sobre esta.

En nuestro caso, contamos con una cadena BS/ISO 08-B1 y la guía de desgaste correspondiente tiene las siguientes características.

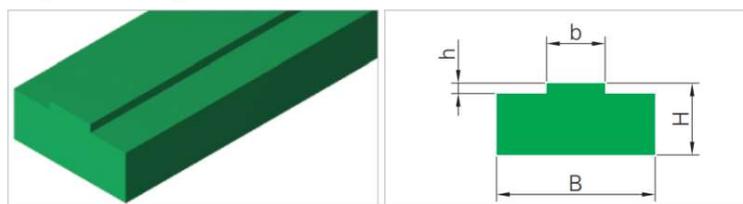
Material: Polietileno (PE) UHR.
 Modelo: T1 – 06.
 Color: Verde.



Imagen 137: Montaje de la guía.

Dimensiones:

T1 guides for single roller chains



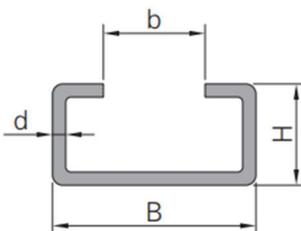
ISO chains

Type	Chain	Ref. ISO	B [mm]	H [mm]	b [mm]	h [mm]
T1-01	3/8" x 7/32"	06-B1	15	10	5.4	1.5
T1-05	1/2" x 5/16"	08-B1	20	10	7.4	2.2
T1-06	1/2" x 5/16"	08-B1	20	15	7.4	2.2
T1-07	1/2" x 5/16"	08-B1	20	20	7.4	2.2

Imagen 138: Dimensiones generales de la pieza de desgaste.

La guía de desgaste seleccionada anteriormente se aloja en un perfil de acero galvanizado denominado "Perfil C-3". Este perfil es específico para el tipo de guía de desgaste seleccionada anteriormente.

Sus características son las siguientes:



Type	Material	Weight [kg/m]	B [mm]	H [mm]	b [mm]	d [mm]
C-3	Galvanized Steel	0.43	20	10	10	1.5
C-5	Galvanized Steel	0.85	28	12	14	1.5
C-9	Galvanized Steel	0.98	38	18	22	1.5
C-10	Galvanized Steel	0.94	30	24	20	1.5
C-11	Galvanized Steel	2.05	45	40	31	1.5
C-14	Galvanized Steel	1.2	31	25	20	2
C-15	Galvanized Steel	1.2	31	25	20	2

Imagen 139: Dimensiones generales del perfil.

Verificación de uñas



Imagen 140: Sistema de uñas.

Como se puede observar en la imagen, las uñas se componen de dos chapas plegadas, soldadas entre sí. Para el análisis, hemos considerado trabajar con la más comprometida.

Para colocar las cargas, hemos tenido en cuenta el peso total de diez cuadros cargados con miel, lo que nos da un valor de 50 kg . Estos 50 kg se dividen en ambas uñas, dando como resultado, una carga actuante de 25 kg para cada una. La carga mencionada anteriormente es repartida en los apoyos que posee cada uña.

Dicho esto, el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

Nombre del modelo: Prueba
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1

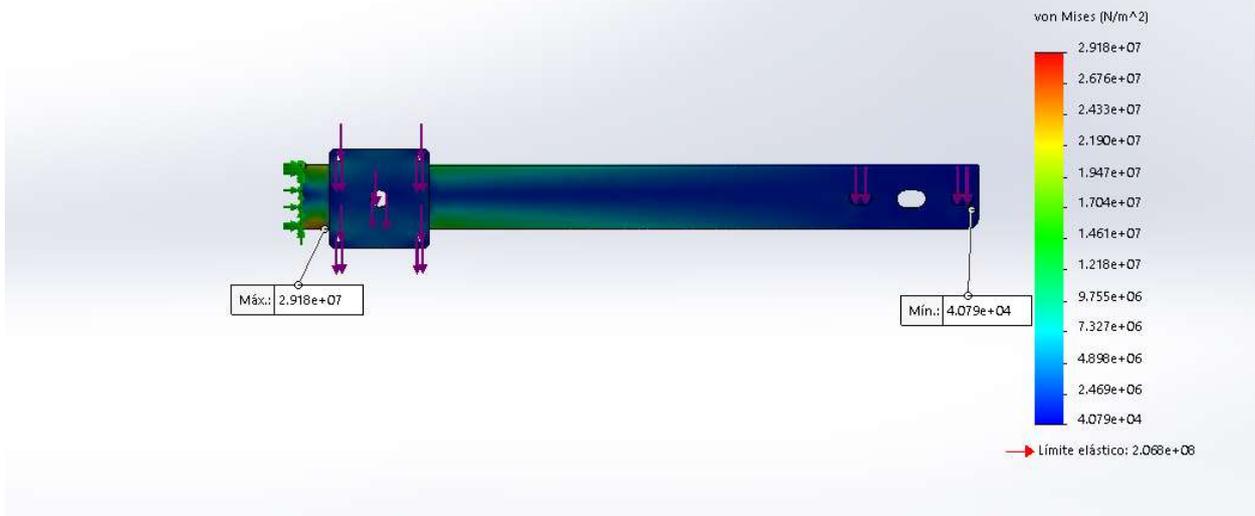


Imagen 141: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

Nombre del modelo: Prueba
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 189.287

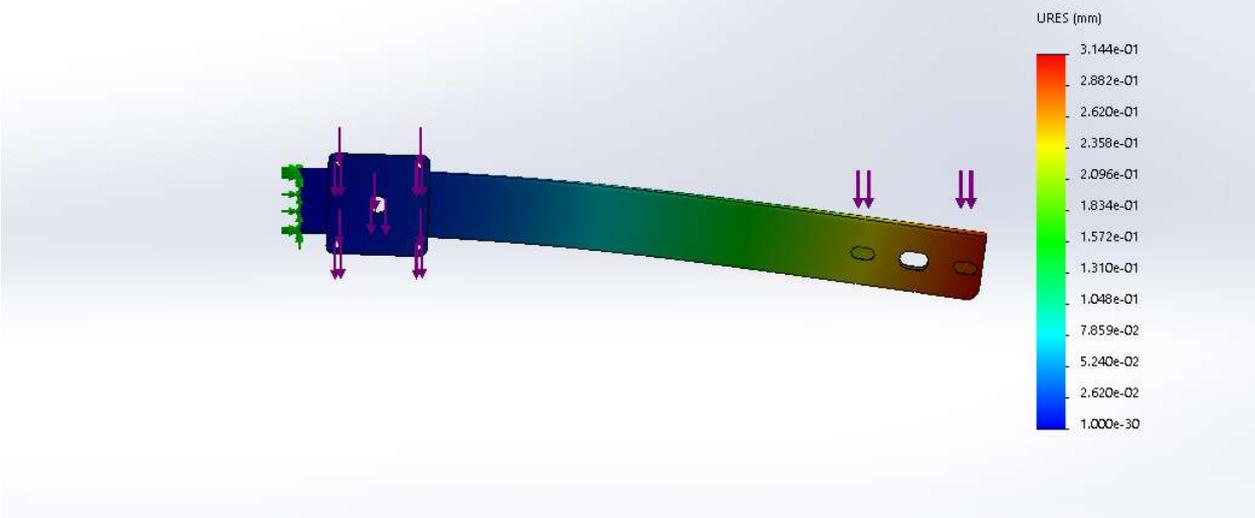


Imagen 142: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los diagramas de tensiones y deformaciones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de las uñas es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Verificación del marco



Imagen 143: Marco.

Para este análisis, hemos considerado el peso actuante en cada uña como así también su peso propio.

Como se mencionó anteriormente, cada ménsula soporta una carga de 25 kg y teniendo en cuenta su peso propio, las reacciones en los apoyos de dichas uñas fueron aproximadamente 15 kg (*la más solicitada*), de esta manera y para posicionarnos del lado de la seguridad, hemos verificado el siguiente marco con cargas puntuales de 20 kg .

Dicho esto, el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

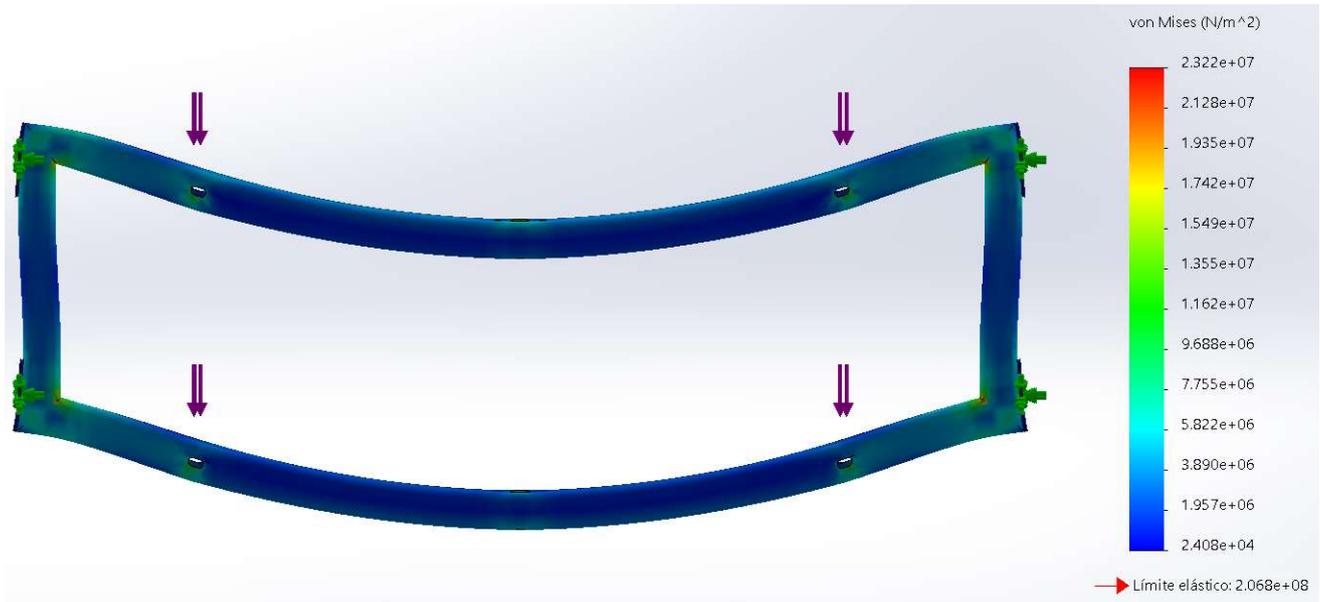


Imagen 144: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

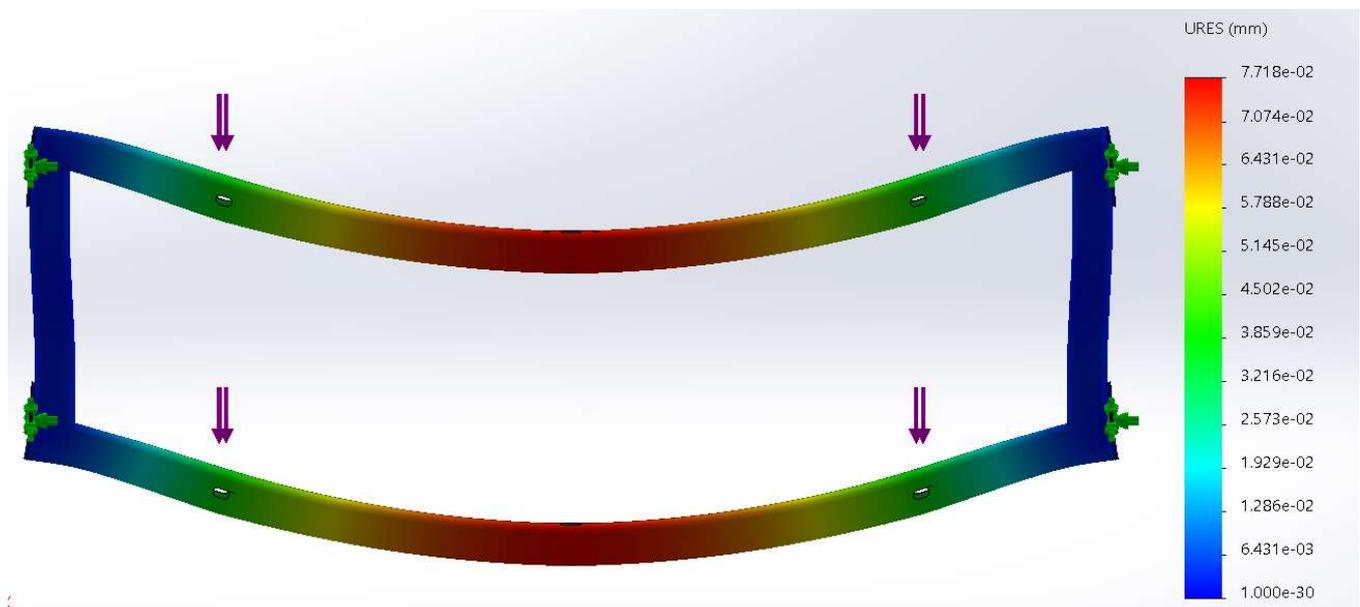


Imagen 145: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los diagramas de tensiones y deformaciones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de las uñas es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Cálculo de las guías lineales

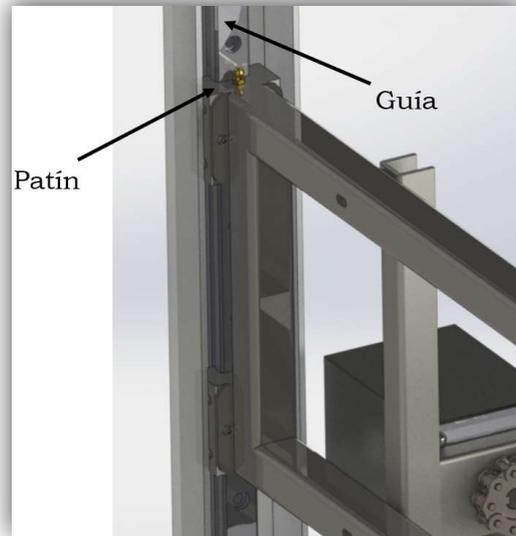


Imagen 146: Guías lineales.

Gracias al cálculo anterior por elementos finitos conocemos las reacciones que irían directamente al patín y haciendo una sumatoria de fuerza obtenemos la que corresponde al raíl y al patín.

Entonces:

$$\sum F = 2 * 20 (kg) = 40 (kg) = P$$

El patín como el raíl lo conseguiremos en forma comercial de la marca Hiwin y usaremos el catálogo con su criterio de selección.

Luego seleccionamos la SERIE EG ya que permite un transporte de alta velocidad, buena capacidad de carga, baja fuerza de desplazamiento y alta eficiencia. Los collarines impiden que las bolas se caigan cuando el patín se retira del raíl durante el montaje.

Estructura de la serie EG

- Guía de recirculación de bolas de 4 filas.
- Angulo de contacto de 45° de las trayectorias de las bolas.
- Los collarines evitan que las bolas se salgan al sacar el patín
- Varias opciones de sellado según el campo de aplicación.
- 6 opciones para conectar engrasadores o adaptadores de lubricación.
- Tecnología SynchMotion.

Ventajas:

- Juego cero.
- Intercambiable.
- Alta precisión.
- Alta capacidad de carga en todas las direcciones.
- Baja perdida de fricción aun con precarga gracias a las trayectorias optimizadas de las bolas y el contacto en 2 puntos.



Estructura de la serie EG

Imagen 147: Guía lineal serie EG.

Una vez seleccionado la serie para nuestro caso proponemos un patín y rail del catálogo.

Tabla 3.27 **DIMENSIONES DEL PATÍN**

Series / tamaño	Dimensiones instalación (mm)			Dimensiones del patín (mm)													Capacidades de carga (N)		Peso (kg)
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	M × I	T	H ₂	H ₃	C _{dyn}	C ₀	
EGH15SA	24	4,5	9,5	34	26	4,0	-	23,1	40,1	14,80	3,50	5,7	M4 × 6	6,0	5,5	6,0	5.350	9.400	0,09
EGH15CA							26	39,8	56,8	10,15							7.830	16.190	0,15
QEH15SA	24	4,0	9,5	34	26	4,0	-	23,1	40,1	14,80	3,50	5,7	M4 × 6	6,0	5,5	6,0	8.560	8.790	0,09
QEH15CA							26	39,8	56,8	10,15							12.530	15.280	0,15
EGH20SA	28	6,0	11,0	42	32	5,0	-	29,0	50,0	18,75	4,15	12,0	M5 × 7	7,5	6,0	6,0	7.230	12.740	0,15
EGH20CA							32	48,1	69,1	12,30							10.310	21.130	0,24
QEH20SA	28	6,0	11,0	42	32	5,0	-	29,0	50,0	18,75	4,15	12,0	M5 × 7	7,5	6,0	6,5	11.570	12.180	0,15
QEH20CA							32	48,1	69,1	12,30							16.500	20.210	0,23
EGH25SA	33	7,0	12,5	48	35	6,5	-	35,5	59,1	21,90	4,55	12,0	M6 × 9	8,0	8,0	8,0	11.400	19.500	0,25
EGH25CA							35	59,0	82,6	16,15							16.270	32.400	0,41
QEH25SA	33	6,2	12,5	48	35	6,5	-	35,5	60,1	21,90	5,00	12,0	M6 × 9	8,0	8,0	8,0	18.240	18.900	0,24
QEH25CA							35	59,0	83,6	16,15							26.030	31.490	0,40

Imagen 148: Dimensiones del patín.

DIMENSIONES DE EGR_R

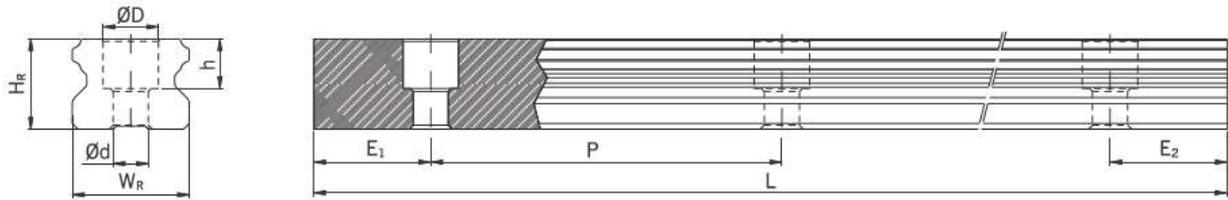


Tabla 3.29 DIMENSIONES DEL RAÍL EGR_R

Series / tamaño	Tornillo montaje para rail (mm)	Dimensiones del raíl (mm)						Longitud máx. (mm)	Longitud máx. E ₁ = E ₂ (mm)	E _{1/2} mín. (mm)	E _{1/2} máx. (mm)	Peso (kg/m)
		W _R	H _R	D	h	d	P					
EGR15R	M3 × 16	15	12,5	6,0	4,5	3,5	60	4.000	3.900	6	54	1,25
EGR20R	M5 × 16	20	15,5	9,5	8,5	6,0	60	4.000	3.900	7	53	2,08
EGR25R	M6 × 20	23	18,0	11,0	9,0	7,0	60	4.000	3.900	8	52	2,67
EGR30R	M6 × 25	28	23,0	11,0	9,0	7,0	80	4.000	3.920	9	71	4,35
EGR35R	M8 × 25	34	27,5	14,0	12,0	9,0	80	4.000	3.920	9	71	6,14

Imagen 149: Dimensiones del raíl.

Precarga

Cada tipo de raíl puede precargarse modificando el tamaño de las bolas. La curva muestra que la rigidez que se duplica con precargas superiores. La serie EG ofrece tres clases de precarga estándar para varias aplicaciones y condiciones.

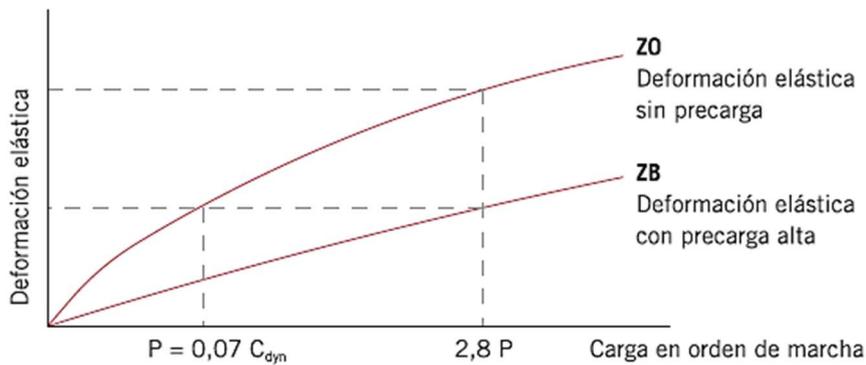


Imagen 150: Tipos de precarga.

ID de precarga

Tabla 3.24 ID DE PRECARGA

ID	Precarga	Aplicación	Aplicaciones de muestra
Z0	Precarga ligera $0 - 0,02 C_{dyn}$	Dirección de carga constante, poca vibración, se requiere menor precisión	<ul style="list-style-type: none"> • Tecnología de transporte • Máquinas automáticas de envasado • Ejes X-Y en maquinaria industrial • Maquinaria de soldadura
ZA	Precarga media $0,03 - 0,05 C_{dyn}$	Se requiere alta precisión	<ul style="list-style-type: none"> • Centros de mecanizado • Ejes Z para maquinaria industrial • Cepilladoras • Tornos CNC • Mesas X-Y de precisión • Tecnología de medición
ZB	Precarga alta $0,06 - 0,08 C_{dyn}$	Se requiere alta rigidez, vibración e impacto	<ul style="list-style-type: none"> • Centros de mecanizado • Rectificadoras • Tornos CNC • Fresadoras horizontales y verticales • Eje Z de máquinas herramienta • Cortadoras de alto rendimiento

Imagen 151: ID de precarga.

Para nuestro caso es una precarga ligera, no se requiere mucha precisión y tenemos poca vibración.

Momento en el patín.

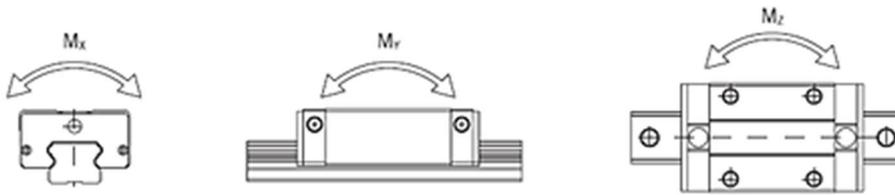


Tabla 3.25 CAPACIDADES Y PARES DE CARGA PARA LAS SERIES EG / QE

Series / tamaño	Capacidad de carga dinámica \$C_{dyn}\$ (N) ⁽¹⁾	Capacidad de carga estática \$C_2\$ (N)	Momento dinámico (Nm)			Momento estático (Nm)		
			\$M_x\$	\$M_y\$	\$M_z\$	\$M_{ax}\$	\$M_{ay}\$	\$M_{az}\$
EG_15S	5.350	9.400	45	22	22	80	40	40
QE_15S	8.560	8.790	68	29	29	70	30	30
EG_15C	7.830	16.190	62	48	48	130	100	100
QE_15C	12.530	15.280	98	73	73	120	90	90
EG_20S	7.230	12.740	73	34	34	130	60	60
QE_20S	11.570	12.180	123	47	47	130	50	50
EG_20C	10.310	21.130	107	78	78	220	160	160
QE_20C	16.500	20.210	171	122	122	210	150	150
EG_25S	11.400	19.500	134	70	70	230	120	120
QE_25S	18.240	18.900	212	96	96	220	100	100
EG_25C	16.270	32.400	190	160	160	380	320	320
QE_25C	26.030	31.490	305	239	239	370	290	290

Imagen 152: Momentos según la serie/tamaño.

Rigidez

La rigidez depende de la precarga.

$$\delta = \frac{P}{K}$$

Donde:

- δ = Deformacion (μm)
- P = Carga de trabajo (N)
- K = Rigidez (N/ μm)

Tabla 3.26 RIGIDEZ RADIAL PARA LAS SERIES EG / QE (Unidad: N/μm)

Clase de carga	Series / tamaño	Rigidez según la precarga		
		Z0	ZA	ZB
Carga media	EG_15S	105	126	141
	QE_15S	96	115	128
	EG_20S	126	151	168
	QE_20S	116	139	153
	EG_25S	156	187	209
	QE_25S	137	165	184

Imagen 153: Rigidez radial para las series EG.

$$\delta = \frac{25,4 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}}}{156 \text{ (N/}\mu\text{m)}} = 1,58 \text{ (}\mu\text{m)}$$

Seguridad estructural estática

La seguridad estructural estática, que depende de las condiciones ambientales y de funcionamiento, debe tenerse en cuenta para los sistemas de railes en reposo o en movimiento lento. Un nivel superior de seguridad estructural es especialmente importante para las guías sometidas cargas de impacto.

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P}$$

$$f_{SM} = \frac{M_0}{M}$$

Donde:

- f_{SL} = Seguridad estructural estatica
- f_{SM} = Factor de seguridad estatica para carga de par
- C_0 = Capacidad de carga estatica (N)
- M_0 = Momento estatico admisible (Nm)
- P = Carga de trabajo estatica equivalente (N)
- M = Momento estatico equivalente (Nm)

$$f_{SL} = \frac{19500 \text{ (N)}}{40 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}}} = 49,69$$

$$f_{SM} = \frac{120 (Nm)}{20(kg) * \frac{9,81 (N)}{1 (kg)} * 15 (mm) * \frac{1 (m)}{1000 (mm)}} = 40,77$$

Tabla 2.1 **SEGURIDAD ESTRUCTURAL ESTÁTICA**

Carga	$f_{SL}; f_{SM}$ (mín.)
Carga normal	1,25 – 3,00
Con impacto y vibración	3,00 – 5,00

Imagen 154: Seguridad estructural estática mínima.

Si comparamos los calculado podemos decir que verifica ya que estaría muy sobredimensionado, esto es así por las dimensiones que tiene el cuadro.

Capacidad de carga dinámica

La capacidad de carga dinámica es la carga definida (en dirección y magnitud) con la que una guía lineal alcanza una vida útil nominal de 50 km de distancia recorrida (EG). En los gráficos de dimensiones se indica la capacidad de carga dinámica para cada caso.

La capacidad de carga dinámica de las guías lineales se establece para una vida útil de 50 o 100 km de distancia recorrida según el fabricante.

Pueden usarse los siguientes factores para convertir la capacidad de carga dinámica:

$$C_{cym} = 50 (km) = 1,26 * C_{cym 100 km}$$

$$C_{cym} = 50 (km) = 1,26 * 11400 (N) = 14364 (N)$$

Cálculo de la vida útil

La carga continua y repetida de las trayectorias y las bolas sobre una guía lineal produce signos de fatiga en la superficie de la trayectoria. En última instancia, esto resulta en lo que se conoce como corrosión por picadura. La vida útil de una guía lineal se define como la distancia total recorrida cubierta hasta que empiecen a producirse picaduras en la superficie de la trayectoria o bolas.

La vida útil puede variar considerablemente incluso aunque las guías lineales se producen de la misma manera y se usan bajo las mismas condiciones de movimiento. Por lo tanto, la vida útil nominal debe considerarse como una estimación aproximada de la vida útil de una guía lineal. La vida útil nominal corresponde a la distancia total recorrida que el 90% de un grupo de guías lineales idénticas alcanzaron en las mismas condiciones sin fallar.

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 * 50 (km)$$

Donde:

- $L =$ Vida útil nominal (km)
- $C_{dyn} =$ Capacidad de carga dinamica (N)
- $P =$ Carga dinamica equivalente (N)

$$L = \left(\frac{14364 (N)}{40 (kg) * \frac{9,81 (N)}{1 (kg)}} \right)^3 * 50 (km) = 2277391 (km)$$

Factores que afectan a la vida útil nominal

El tipo de carga, la dureza de la trayectoria y la temperatura de la guía tienen un impacto considerable de la vida útil nominal.

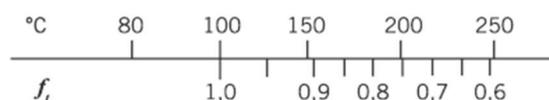
- **Factor de dureza (f_h)**

Las guías lineales tienen una dureza de 58 HRC. Se aplica un factor de dureza de 1. Si la dureza difiere de esta, hay que utilizar el factor de dureza mostrado a la derecha. Si no se alcanza la dureza indicada, se reduce la carga permitida. Si esto ocurre, las capacidades de carga dinámica y estática debe multiplicarse por el factor de dureza.

$$f_h = 1$$

- **Factor de temperatura (f_t)**

Los raíles estándar se pueden utilizar en un **rango de temperatura ambiente de -10 a 80°C**. a temperaturas ambiente de hasta 150°C debe utilizarse guías lineales con tapa metálica (*identificadas en el código de tipo por la adición "/SE"*). Son posibles temperaturas ambiente intermitentes de hasta 180°C. Si la temperatura de una guía lineal supera los 100°C, se reducen la carga permitida y la vida útil. Por lo tanto, las capacidades de carga dinámica y estática deben multiplicarse por el factor de temperatura.



$$f_t = 1$$

- **Factor de carga (f_w)**

La carga dinámica equivalente se multiplica por el factor de carga. Esto tiene en cuenta los efectos externos sobre la vida útil del rail que no se han introducido directamente en los cálculos por ejemplo vibraciones, impactos y alta velocidad. Para aplicaciones de carrera corta (carrera < 2 x longitud del patín) el factor de carga debe duplicarse.

Tabla 2.2 FACTOR DE CARGA

Tipo de carga	Velocidad de desplazamiento	f_w
Sin impacto y vibración	hasta 15 m/min	1,0 – 1,2
Carga normal	de 15 m/min hasta 60 m/min	1,2 – 1,5
Pocos impactos	de 60 m/min hasta 120 m/min	1,5 – 2,0
Con impactos y vibración	Superior a 120 m/min	2,0 – 3,5

Imagen 155: Factor de carga.

$$f_w = 1$$

Entonces:

$$L = \left(\frac{f_h * f_t * C_{dyn}}{f_w * P} \right)^3 * 50 \text{ (km)}$$

Donde:

- $L =$ Vida util nominal (km)
- $f_h =$ Factor de dureza
- $C_{dyn} =$ Capacidad de carga dinamica (N)
- $f_t =$ Factor de temperatura
- $P =$ Carga dinamica equivalente (N)
- $f_w =$ Factor de carga

$$L = \left(\frac{1 * 1 * 14364 \text{ (N)}}{1 * 40 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}}} \right)^3 * 50 \text{ (km)} = 2277391 \text{ (km)}$$

Este cálculo también se lo puede expresar en horas. La velocidad de recorrido y la frecuencia de movimiento se usan para calcular la vida útil en horas a partir de la vida útil nominal.

$$L_h = \frac{L}{v * 60}$$

Donde:

- $L_h = \text{Vida útil (h)}$
- $L = \text{Vida útil nominal (km)}$
- $v = \text{Velocidad (m/min)}$

$$L_h = \frac{2277391 \text{ (km)} * \frac{1000 \text{ (m)}}{1 \text{ (km)}}}{6 \text{ (m/min)} * 60} = 6326086 \text{ (h)}$$

Resistencia a la fricción

El uso de elementos rodantes en la guía lineal reduce principalmente la fricción del rodillo de los elementos rodantes. Esto hace que el coeficiente de fricción de las guías líneas sea muy bajo, hasta una quincuagésima parte de las guías deslizantes tradicionales. Generalmente, el coeficiente de fricción es alrededor de 0,004 según la serie. Si la carga es solo el 10% o menos de la capacidad de carga dinámica, la mayor parte de la resistencia de fricción es causada por el rascador y la grasa y la fricción entre los elementos rodantes. Si la carga de trabajo es superior al 10% de la capacidad dinámica, la carga proporciona la mayor parte de la resistencia de fricción.

$$F = \mu * W + S$$

Donde:

- F : fuerza de fricción (N).
 S : Resistencia de la fricción (N).
 μ : Coeficiente de fricción.
 W : Carga (N).

$$F = 0,004 * 40 \text{ (kg)} * \frac{9,81 \text{ (N)}}{1 \text{ (kg)}} + 10\% = 1,73 \text{ (N)}$$

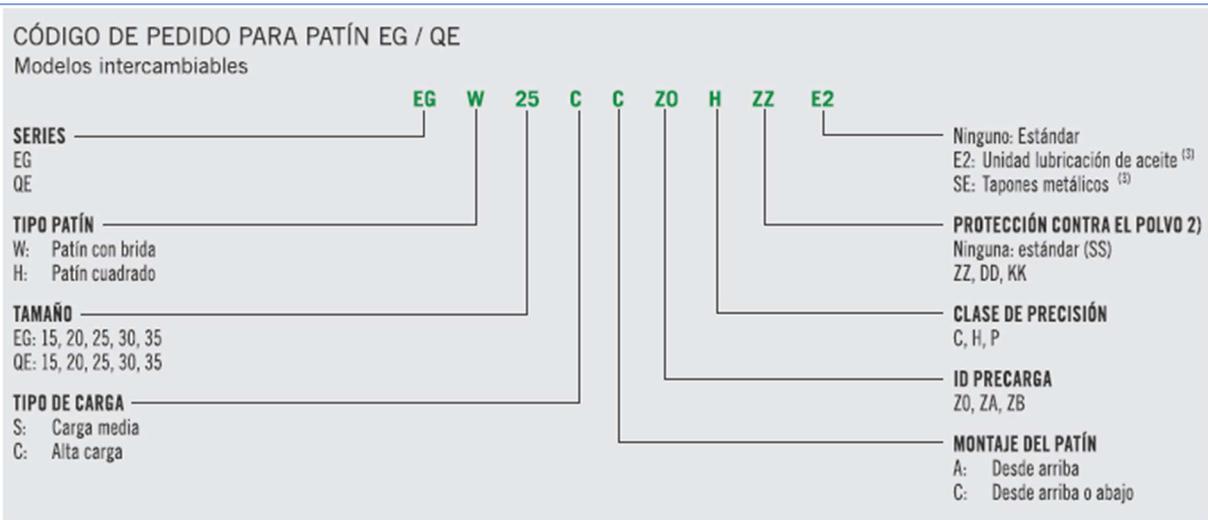


Imagen 156: Código de pedido para patín EG.

En nuestro caso quedaría:

EG H 25 S C ZO C SS

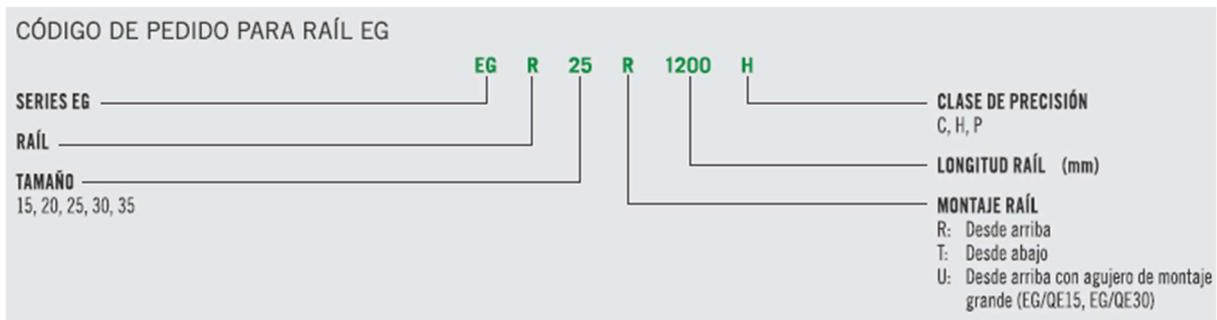


Imagen 157: Código de pedido para rail EG.

En nuestro caso quedaría:

EG R 25 R 1600 C

Husillo de bolas y tornillo (incluida verificación del motor)

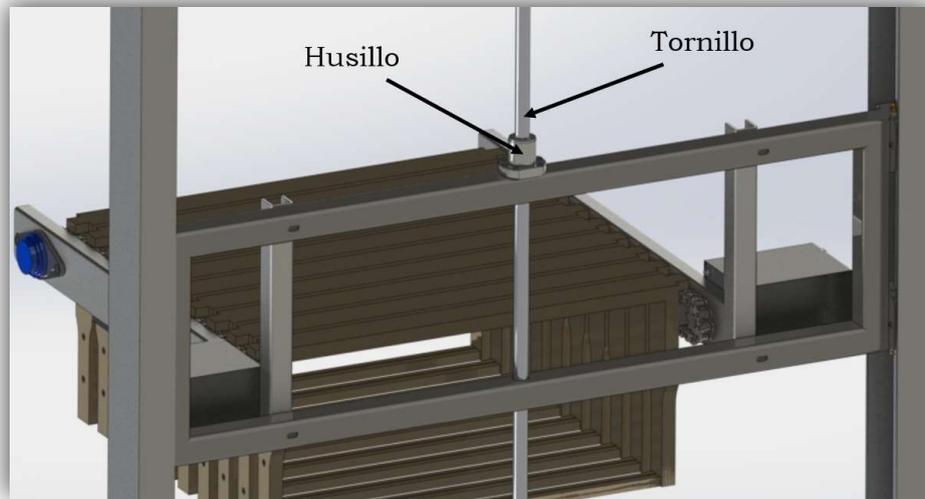


Imagen 158: Sistema de izaje.

Los husillos de bolas constan de un eje, una tuerca en la que se integran las bolas y el sistema de recirculación de bolas. Los husillos de bolas son el tipo de eje roscado más utilizado en la maquinaria industrial de precisión. Se utilizan para transformar el movimiento giratorio en movimiento lineal y viceversa, ofrecen una gran precisión y alta eficiencia. Los husillos de bolas HIWIN disponen de una amplia gama de husillos adecuadas para todas sus aplicaciones.

Los husillos de bolas HIWIN se distinguen por su baja fricción y precisión de marcha, requieren un bajo par motor y ofrecen una buena rigidez con un funcionamiento suave. Los husillos de bolas HIWIN están disponibles en versiones laminado, de arranque de viruta (*peeled*) y rectificado, gracias a lo cual disponemos el producto óptimo para cualquier aplicación.

Propiedades

Los husillos de bolas HIWIN comportan muchas ventajas, entre ellas su alta eficiencia, a diferentes tipos de juego axial, alta rigidez y precisión del paso. A continuación, se describen en detalle las propiedades y ventajas características de los husillos de bolas HIWIN.

Alta eficiencia en ambos sentidos

Gracias al contacto rodante entre el eje y la tuerca, los husillos de bolas pueden alcanzar una eficiencia de hasta 90%. El tratamiento de superficie especial utilizado en las trayectorias de las bolas de los husillos HIWIN reduce la resistencia a la fricción entre la bola y la trayectoria.

El movimiento basculante de las bolas solo requiere un bajo par motor gracias a su alto nivel de eficiencia. Así se reducen costes operativos, ya que se necesite menos potencia.

Fig. 2.1 Eficiencia mecánica de ejes roscados

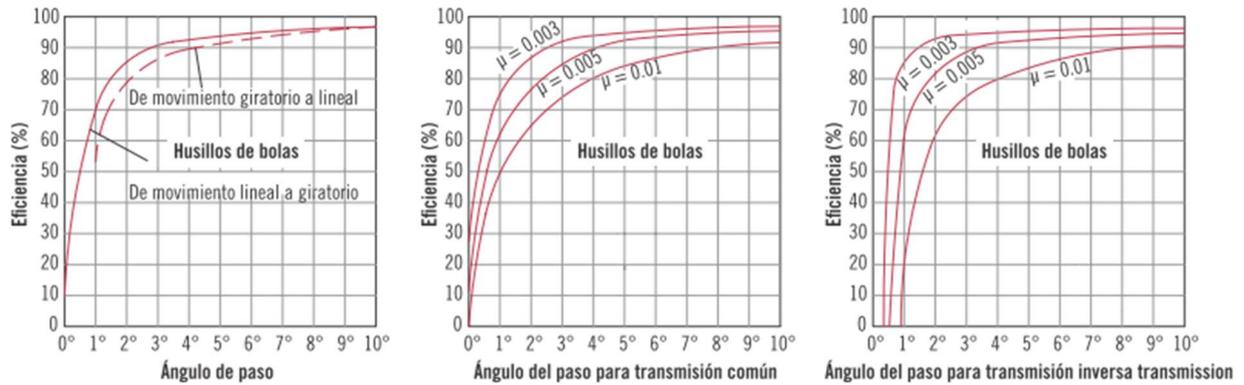


Imagen 159: Eficiencia mecánica.

Selección del mecanismo

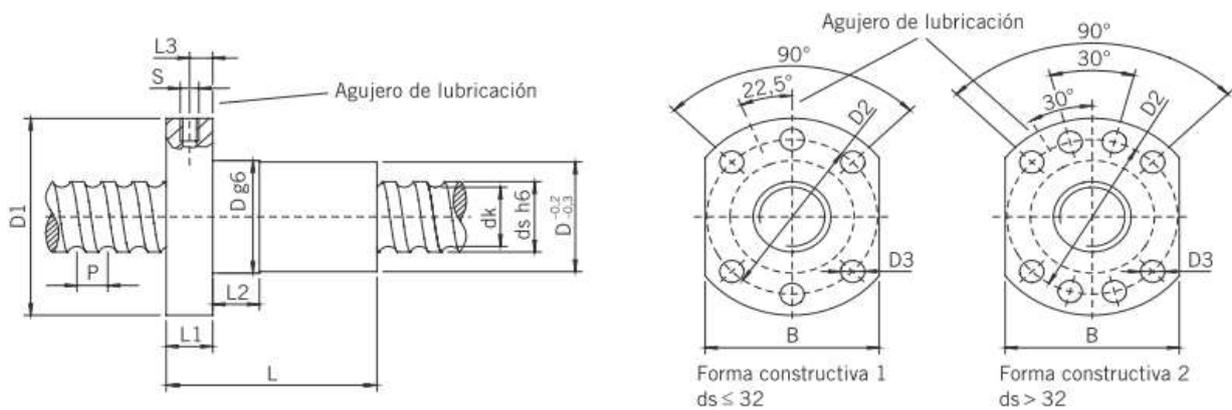


Tabla 5.4 DIMENSIONES DE TUERCAS. Todas las dimensiones en mm

Artículo número	ds	P	D	D1	D2	D3	L	L1	L2	L3	S	B	dk	Capacidad carga dinámica C_{dyn} (N)	Capacidad carga estática C_0 (N)	Juego axial máx. (mm)	Masa (kg/St.)
R16-05T3-FDI	16	5	28	48	38	5,5	40	10	10	5,0	M6	40	13,5	9.600	12.700	0,02	0,15
R20-05T4-FDI	20	5	36	58	47	6,6	52	10	10	5,0	M6	44	17,5	13.900	21.800	0,02	0,29
R25-05T4-FDI	25	5	40	62	51	6,6	52	10	10	5,0	M6	48	22,5	15.600	27.900	0,02	0,31

Imagen 160: Datos técnicos.

Base de cálculos según *DIN ISO 3408*.

Capacidades de carga

Capacidades de carga dinámica C_{dyn} (teórica).

La capacidad de carga dinámica describe la carga a la que el 90% de todos los husillos alcanza una esperanza de vida de $1 * 10^6$ revoluciones (C).

La capacidad de carga dinámica figura en las tablas de dimensiones de las tuercas.

Capacidad de carga estática C_0

La capacidad de carga estática describe la carga que causa la deformación permanente de la trayectoria de la bola de más del 0,0001 del diámetro de la misma. Para calcular la capacidad de carga estática máxima hay que tener en cuenta la seguridad estructural estática S_0 de las condiciones de aplicación.

$$S_0 * F_{amax} < C_0$$

Donde:

- S_0 = seguridad estructural estática.
- C_0 = capacidad de carga estática (tabla de dimensiones para tuercas).
- F_{amax} = carga axial estática máx.

$$F_{amax} = 14,36 (kg) + 2 * 10 (kg) + 50 (kg) = 84,36 (kg) * \frac{9,81(N)}{1 (kg)} = 827,57 (N)$$

Esta fuerza se compone del peso de la estructura + los motores + los cuadros con miel.

Luego:

$$1,5 * 827,57 (N) < 12700 (N)$$

$$1241,36 (N) < 12700 (N)$$

Vida útil

Velocidad media n_m

$$n_m = n_1 * \frac{l_1}{100} + n_2 * \frac{l_2}{100} + \dots$$

Donde:

- n_m = Velocidad media (rpm)
- n_a = Velocidad media en etapa n (rpm)
- t_n = Tiempo en etapa n (%)

El paso del tornillo es de 5 (mm) y una distancia útil de 1300 (mm). Entonces la cantidad de pasos es:

$$\begin{aligned} & 1 \text{ paso} - 5 \text{ (mm)} \\ & X \text{ paso} - 1300 \text{ (mm)} \\ X &= \frac{1300 \text{ (mm)} * 1 \text{ paso}}{5 \text{ (mm)}} = 260 \text{ pasos} \end{aligned}$$

Ahora:

$$\begin{aligned} & 1 \text{ paso} - 1 \text{ vuelta} \\ & 260 \text{ pasos} - x \text{ vuelta} \\ X &= \frac{260 \text{ pasos} * 1 \text{ vuelta}}{1 \text{ paso}} = 260 \text{ vueltas} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & 1 \text{ vuelta} - 2\pi \text{ (rad)} \\ & 260 \text{ vueltas} - x \text{ (rad)} \\ X &= \frac{260 \text{ pasos} * 2\pi \text{ (rad)}}{1 \text{ vuelta}} = 520\pi \text{ (rad)} \end{aligned}$$

Proponemos que el tiempo de la posición inicial hasta la posición final sea de 15 (s), por lo tanto:

$$\frac{520\pi \text{ (rad)}}{15 \text{ (s)}}$$

$$n \text{ (RPM)} * \frac{2\pi}{60} = \frac{520\pi}{15} \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$n = \frac{\frac{520\pi}{15} * 60}{2\pi} = 1040 \text{ (RPM)}$$

$$n_m = 1040 \text{ (RPM)} * \frac{100\%}{100\%} = 1040 \text{ (RPM)}$$

Precarga

$$F_{pr} = \frac{f_{pr}}{100\%} * C_{dyn}$$

$$F_{lim} = 2^{3/2} * F_{pr}$$

Donde:

- F_{pr} = Fuerza de precarga
- C_{dyn} = Capacidad de carga dinamica
- f_{pr} = Factor de precarga en %, para tuerca simple $\leq 5\%$
- F_{lim} = Fuerza de desacoplamiento

$$F_{pr} = \frac{5\%}{100\%} * 9600 (N) = 48 (N)$$

$$F_{lim} = 2^{3/2} * 48 (N) = 135,76 (N)$$

Distinción de casos:

$$F_n > F_{lim} \text{ no influido por la precarga: } F_{bn} = F_n$$

$$F_n < F_{lim} \text{ influido por la precarga: } F_{bn} = \left(1 + \frac{F_n}{2^{3/2} * F_{pr}} \right)^{3/2} * F_{pr}$$

Donde:

- F_n = Carga axial en etapa n = F_{amax}
- F_{bn} = Carga axial operativa en etapa n

$$F_n > F_{lim}$$

$$827,57 (N) > 135,76 (N)$$

Por lo tanto $F_{bn} = F_n = 827,57 (N)$

Carga operativa media

- Con carga alternativa media y velocidad constante:

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 * \frac{t_1}{100} * f_{p1}^3 + F_{b2}^3 * \frac{t_2}{100} * f_{p2}^3 + F_{b3}^3 * \frac{t_3}{100} * f_{p3}^3 \dots}$$

Donde:

- F_{bm} = carga operativa media (N).
- F_{bn} = carga axial operativa en etapa n.
- f_p = factor de operacion:
1,1 - 1,2 operación sin impacto.

$$F_{bm} = \sqrt[3]{(827,57 (N))^3 * \frac{100}{100} * 1,2^3} = 993,08 (N)$$

Carga axial en ambos lados:

Vida útil en revoluciones

$$L_1 = \left(\frac{C_{dyn}}{f_{bm}}\right)^3 * 10^6$$

$$L_2 = \left(\frac{C_{dyn}}{f_{bm2}}\right)^3 * 10^6$$

Para nuestro caso $L_1 = L_2$

$$L_1 = \left(\frac{9600 (N)}{993,08 (N)}\right)^3 * 10^6 = 903360282,8$$

Donde:

- L_1 = Vida util en revoluciones, movimiento hacia delante
- L_2 = Vida util en revoluciones, movimiento hacia atras
- C_{dyn} = Capacidad de carga dinamica (N)
- f_{bm1} = Carga operativa media, movimiento hacia delante
- f_{bm2} = Carga operativa media, movimiento hacia atras
- L = Vida util en revoluciones

$$L = \left(L_1^{-\frac{10}{9}} + L_2^{-\frac{10}{9}}\right)^{-\frac{9}{10}}$$

$$L = \left(903360282,8^{-\frac{10}{9}} + 903360282,8^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} = 484098789,1$$

Conversión de vida útil en horas de funcionamiento

$$L_a = \frac{L}{n_m * 60}$$

Donde:

- $L_a =$ Vida util en horas de funcionamiento
- $n_m =$ Velocidad media (rpm)

$$L_a = \frac{484098789,1}{1040 (RPM) * 60} = 7757,99 (h)$$

Conversión de distancia recorrida (km) en horas de funcionamiento

$$L_h = \left(\frac{L_{km} * 10^6}{P} \right) * \frac{L}{n_m * 60}$$

Donde:

- $L_h =$ Vida util en horas de funcionamiento
- $L_{km} =$ Vida util en distancia recorrida (km)
- $P =$ Paso (mm)
- $n_m =$ Velocidad media (rpm)

$$L_h = \left(\frac{484098789,1 * 10^6}{5 (mm)} \right) * 7757,99 (h) = 7,51 * 10^{17} (h)$$

La vida útil modificada con diferentes factores de fiabilidad se calcula usando:

$$L_m = L * f_r$$

$$L_{hm} = L_h * f_r$$

Donde:

- $f_r =$ Factor de fiabilidad

Tabla 3.17 FACTOR DE FIABILIDAD PARA CALCULAR LA VIDA ÚTIL

Resiliencia %	Factor de fiabilidad f_r
90	1,00
95	0,63
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Imagen 161: Factor de fiabilidad para calcular la vida útil.

$$f_r = 1$$

$$L_m = 484098789,1 * 1 = 484098789,1 \text{ (km)}$$

$$L_{hm} = 7,51 * 10^{17} * 1 = 7,51 * 10^{17} \text{ (h)}$$

Par motor y salida de potencia del motor.

- **Funcionamiento normal (conversión de movimiento giratorio en movimiento lineal).**

$$T_a = \frac{F_w * P}{2000 * \pi * \eta_1}$$

Donde:

- $T_a =$ Par motor para funcionamiento normal (Nm).
- $T_c =$ Par motor para funcionamiento inverso (Nm).
- $F_w =$ Carga axial efectiva (N), fuerza de fricción + fuerza de funcionamiento.
- $P =$ Paso (mm).
- $\eta_1 =$ Eficiencia mecánica (0,85 – 0,95), funcionamiento normal.
- $\eta_2 =$ Eficiencia mecánica (0,75 – 0,85), funcionamiento inverso.

$$T_a = \frac{993,08 \text{ (N)} * 5 \text{ (mm)}}{2000 * \pi * 0,9} = 0,87 \text{ (N * m)}$$

- **Funcionamiento inverso (conversión de movimiento lineal en movimiento giratorio).**

$$T_c = \frac{F_w * P * \eta_2}{2000 * \pi}$$

$$T_c = \frac{993,08 (N) * 5 (mm) * 0,8}{2000 * \pi} = 0,63 (N * m)$$

- **Par del motor**

Para funcionamiento normal

$$T_M = (T_a + T_b + T_d) * \frac{N_1}{N_2}$$

Donde:

- $T_M =$ Par motor del motor (Nm).
- $T_b =$ Par de fricción del rodamiento de apoyo (Nm).
- $T_d =$ Par en reposo (Nm).
- $N_1 =$ Número de dientes del engranaje impulsor.
- $N_2 =$ Número de dientes del engranaje impulsado.

$$T_M = (0,87 (N * m) + 0 + 0) * \frac{1}{1} = 0,87 (N * m)$$

Para aceleración

$$T'_a = J * \alpha$$

$$\alpha = \frac{2 * \pi * \Delta n}{60 * t_a}$$

$$\Delta n = n_2 - n_1$$

Donde:

- $T'_a =$ Par motor del motor durante la aceleración (N * m)
- $J =$ Par del sistema de inercia del sistema (N * m²)
- $\alpha =$ Aceleración angular (rad/s²)
- $t_a =$ Tiempo de inicio de la aceleración (s)
- $n_1 =$ Velocidad inicial (rpm)
- $n_2 =$ Velocidad final (rpm)

$$J = J_M + J_{G1} + J_{G2} * \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 + \frac{1}{2} * m_r * \left(\frac{d_n}{2000}\right)^2 * \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 + m_l * \left(\frac{P}{2000 * \pi}\right)^2 * \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$$

Donde:

- m_r = Masa de piezas giratorias (kg)
- m_l = Masa de componentes movidos de forma lineal (kg)
- d_n = Diametro nominal del husillo de bolas (mm)
- J_M = Inercia del motor (kg * m²)
- J_{G1} = Inercia del engranaje impulsor (kg * m²)
- J_{G2} = Inercia del engranaje impulsado (kg * m²)

$$\Delta n = 1040 \text{ (rpm)} - 0 = 1040 \text{ (rpm)}$$

$$\alpha = \frac{2 * \pi * 1040 \text{ (rpm)}}{60 * 1 \text{ (s)}} = 108,91 \text{ (rad/s}^2\text{)}$$

$$J = 2700 \text{ (g * cm)} * \frac{1 \text{ (kg)}}{1000 \text{ (g)}} * \frac{1 \text{ (m)}}{100 \text{ (cm)}} + 0 + 0 * \left(\frac{1}{1}\right)^2 + \frac{1}{2} * 1 \text{ (kg)} * \left(\frac{16 \text{ (mm)}}{2000}\right)^2 * \left(\frac{1}{1}\right)^2$$

$$+ 84,36 \text{ (kg)} * \left(\frac{5 \text{ (mm)}}{2000 * \pi}\right)^2 * \left(\frac{1}{1}\right)^2$$

$$J = 0,027 \text{ (kg * m}^2\text{)}$$

$$T'_a = 0,027 \text{ (kg * m}^2\text{)} * 108,91 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) = 2,24 \text{ (N * m)}$$

Par motor total

$$T_{ma} = T_m + T'_a$$

Donde:

- T_{ma} = Par motor total (N * m)

$$T_{ma} = 0,87 \text{ (N * m)} + 2,24 \text{ (N * m)} = 3,11 \text{ (N * m)}$$

Salida de accionamiento

$$P_a = \frac{T_{pmax} * n_{max}}{9550}$$

Donde:

- $P_a =$ Maxima salida de accionamiento fiable (kW)
- $T_{pmax} =$ Par motor maximo (factor de seguridad $\times T_{max}$) (N * m)
- $n_{max} =$ Velocidad maxima (rpm)
- $t_a =$ Tiempo de inicio de la aceleracion (s)
- $J =$ Par de inercia total (kg * m²)
- $T_{m1} =$ Par motor nominal del motor (N * m)
- $T_L =$ Par motor a velocidad nominal (N * m)
- $f =$ Factor de seguridad = 1,5

$$P_a = \frac{3,11 (N * m) * 1,5 * 1040 (rpm)}{9550} = 0,51 (kW)$$

Carga de pandeo

$$F_k = 4,072 * 10^5 * \left(\frac{f_k * d_k^4}{l_s^2} \right)$$

$$F_{kmax} = 0,5 * F_k$$

Donde:

- $F_k =$ carga admisible (N).
- $F_{kmax} =$ carga admisible max. (N).
- $d_k =$ diametro del núcleo del eje roscado (mm).
- $l_s =$ longitud del eje no sustentado (mm).
- $f_k =$ factor de diferentes tipos de montaje (carga de pandeo).

Rodamiento fijo – rodamiento fijo:	$f_n = 1,0$
Rodamiento fijo – rodamiendo de apoyo:	$f_n = 0,5$
Rodamiento de apoyo – rodamiendo de apoyo:	$f_n = 0,25$
Rodamiento fijo – sin rodamiendo:	$f_n = 0,0625$

$$F_k = 4,072 * 10^5 * \left(\frac{0,0625 * (15 (mm))^4}{(1300 (mm))^2} \right) = 991081,73 (N)$$

$$F_{kmax} = 0,5 * 991081,73 (N) = 494540,87 (N)$$

Velocidad critica

$$\eta_k = 2,71 * 10^8 * \left(\frac{f_k * d_k}{l_s^2} \right)$$

$$\eta_{kmax} = 0,8 * \eta_k$$

Donde:

- η_k = *velocidad critica (rpm)*.
- η_{kmax} = *velocidad máx. admisible (rpm)*.
- d_k = *diámetro de núcleo del eje roscado (mm)*.
- l_s = *Longitud de eje no sostenido (mm)*.
- f_n = *factor para diferentes tiempos de montaje (velocidad crítica)*.

<i>Rodamiento fijo – rodamiento fijo:</i>	$f_n = 1,0$
<i>Rodamiento fijo – rodamiendo de apoyo:</i>	$f_n = 0,692$
<i>Rodamiento de apoyo – rodamiendo de apoyo:</i>	$f_n = 0,446$
<i>Rodamiento fijo – sin rodamiendo:</i>	$f_n = 0,147$

$$\eta_k = 2,71 * 10^8 * \left(\frac{0,0625 * 15 (mm)}{(1300 (mm))^2} \right) = 150,33 (rpm)$$

$$\eta_{kmax} = 0,8 * 150,33 (rpm) = 120,77 (rpm)$$

Valor de D_N para la velocidad de trabajo de un husillo de bolas

El valor de velocidad especifico DN tiene una enorme influencia en el comportamiento del husillo de bolas en términos de ruido y producción de calor, y vida útil de recirculación.

$$D_N = d_s * n_{max}$$

Donde:

- d_s = *Diametro del eje (mm)*
- n_{max} = *Velocidad maxima (rpm)*

$$D_N \leq 70000 \text{ para husillos de bolas laminados}$$

$$D_N \leq 90000 \text{ para husillos de bolas por arranque de viruta y de rectificado}$$

$$D_N \leq 180000 \text{ para husillos de bolas de alta velocidad}$$

$$D_N = 15 (mm) * 1040(rpm) = 15600$$

De igual manera seleccionamos el siguiente por cuestiones constructivas.

$$D_N \leq 90000 \text{ para husillos de bolas por arranque de viruta y de rectificado}$$

Material y tratamiento térmico

Material de los componentes

Tabla 3.18 VISIÓN GENERAL DEL MATERIAL

Componentes	Números de material según DIN EN 10027		
	Husillos de bolas laminados	Husillos de bolas por arranque de viruta	Husillos de bolas rectificadas
Eje	1.1213	1.1213 1.7225	1.7228
Tuerca ⁽¹⁾		1.6523 ⁽¹⁾	
Bola		1.3505	

Imagen 162: Material de los componentes.

El material 1.7225 (norma DIN/EN) pertenece al grupo de materiales "Aceros Templados Y Revenido" y es equivalente decir AISI/SAE 4140.

Tratamiento térmico

La dureza superficial del husillo de bolas afecta tanto a la capacidad de carga dinámica como a la estática. Las capacidades de carga dinámica y estática indicadas en las tablas de dimensiones se basan en una dureza superficial equivalente a HRC 60. Para durezas superficiales inferiores a esta las capacidades de carga se pueden determinar utilizando el siguiente calculo.

$$C'_0 = C_0 * f_{H0}$$

$$f_{H0} = \left(\frac{\text{dureza real (HRC)}}{60} \right)^3 \leq 1$$

Donde:

- C'_0 = Capacidad de carga estatica corregida
- C_0 = Capacidad de carga estatica a 60 HRC

$$C' = C_{dyn} * f_H$$

$$f_H = \left(\frac{\text{dureza real (HRC)}}{60} \right)^2 \leq 1$$

Donde:

- C' = Capacidad de carga estatica corregida
- C_{dyn} = Capacidad de carga dinamica a 60 HRC

Como nosotros lo compramos sin alterar el producto nos basaremos en las tablas de dimensiones que se basan en una dureza superficial equivalente a HRC 60.

Tabla 3.19 GRADO DE DUREZA DE LOS COMPONENTES UTILIZADOS PARA LOS HUSILLOS DE BOLAS HIWIN

Componentes	Método de endurecimiento	Dureza (HRC)
Eje	Carburización	58 - 62
Tuerca	Endurecimiento por carburización o inducción	58 - 62
Bola		62 - 66

Imagen 163: Grado de dureza de los componentes.

Lubricación

Los husillos de bolas HIWIN pueden lubricarse con grasa, grasa semifluida o aceite según la aplicación. Se suministran preservados de serie y nunca deben ser puestos en servicio sin lubricación inicial.

Tabla 3.20 INFORMACIÓN SOBRE COMPROBACIÓN Y LLENADO DE LUBRICANTE

Método de lubricación	Información sobre comprobación
Aceite	Compruebe el nivel de aceite una vez por semana y revise el aceite en busca de contaminación. Si está contaminado, recomendamos cambiar el aceite.
Grasa	Compruebe la grasa en busca de contaminación cada de dos a tres meses. Si está contaminada, replácela. Cambie la grasa al menos una vez al año.

Imagen 164: Tipos de lubricación.

HUSILLOS DE BOLAS POR ARRANQUE DE VIRUTA (PEELED)



CÓDIGOS DE PEDIDO

Para poder identificar claramente el husillo, se necesita información sobre el eje y la tuerca.

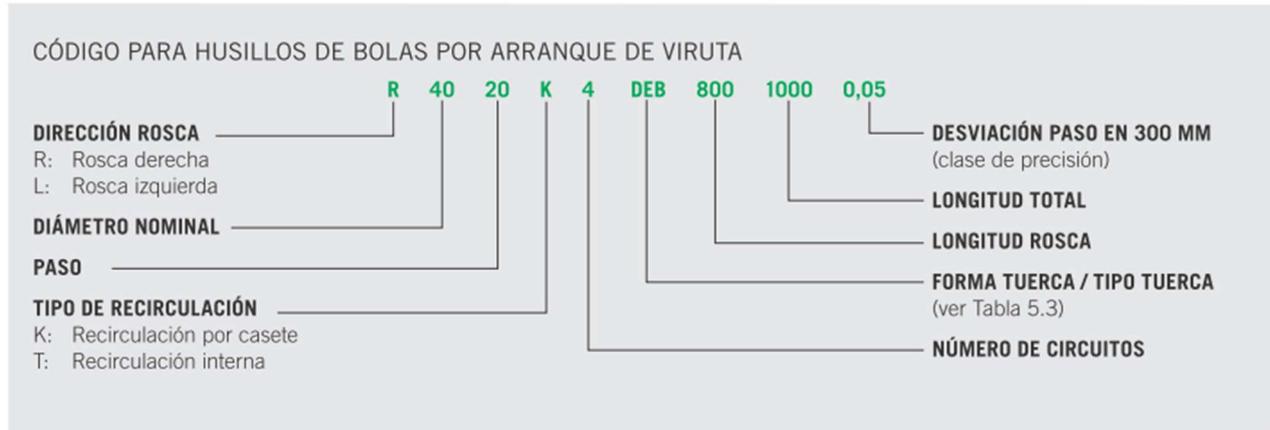


Imagen 165: Código de pedido para husillos por arranque de viruta.

En nuestro caso quedaría:

R 16 5 T 1 SEM 1300 1350 0,05

Vinculación del motor

La vinculación se hizo por medio de 4 varillas roscadas M6 y una longitud de 250 (mm). Por otro lado, el eje del motor se encuentra vinculado al eje del rodillo por medio de un acoplador GSF.

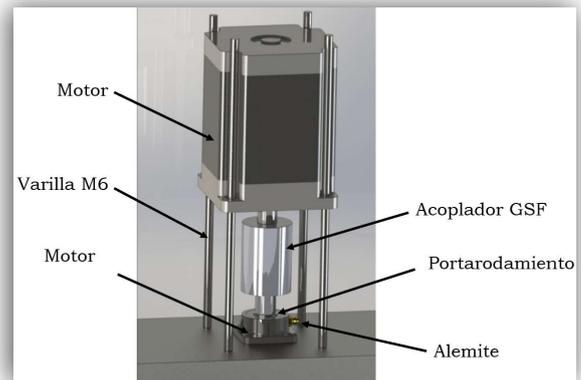


Imagen 166: Vinculación del motor – Acoplador GSF.

Acoplador GSF o acoplamiento de fuelle.



Imagen 167: Acoplador GSF.

Aquí también ocuparemos los acopladores usados en la cinta transportadora de alzas (Etapa 1).

Dimensiones generales de acopladores GSF

En nuestro caso hemos seleccionado el correspondiente al “Tamaño 1” ya que este es para ejes que varían entre 5 y 16 (mm), en nuestro caso el diámetro es 14 (mm). A continuación se detallan las dimensiones y características técnicas del mismo:

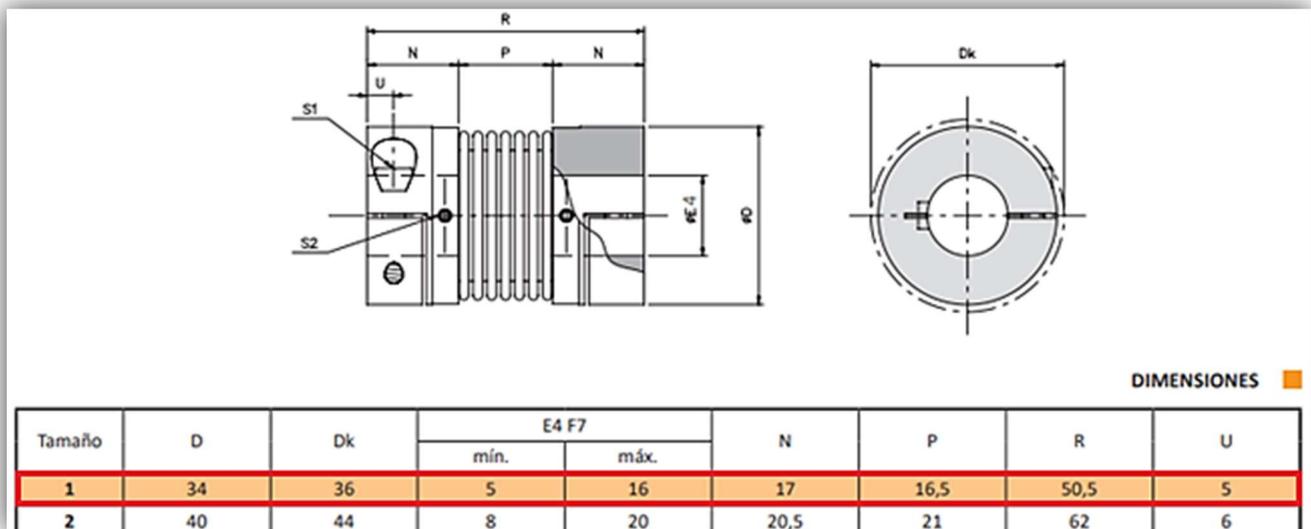


Imagen 168: Dimensiones del acoplador GSF.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS															
Tamaño	Par [Nm]		Peso [kg]	Inercia [kgm ²]	Velocidad máx. [rpm]	Tornillos S1	Tornillos prisionero S2	Par de apriete		Desalineaciones			Rigidez		
	nom	máx.						Tornillos (S1) [Nm]	Tornillos prisioneros (S2) [Nm]	Angular α [°]	Axial X [mm]	Radial K [mm]	torsional R _t [10 ⁴ Nm/Rad]	axial R _a [N/mm]	radial R _r [N/mm]
1	5	10	0,07	0,000014	14000	M4	M3	3	0,8	1° 30'	± 0,5	0,20	3,050	30	92
2	15	30	0,14	0,000032	12000	M5	M3	6	0,8	1° 30'	± 0,6	0,20	7,000	45	129

Imagen 169: Datos técnicos del acoplador GSF.

El torque al que es sometido el acoplador es de 3,11 ($N * m$), y el que hemos seleccionado admite como máximo 10 (Nm). Con esto queda verificado su correcto funcionamiento.

Verificación de varillas roscadas de vinculación

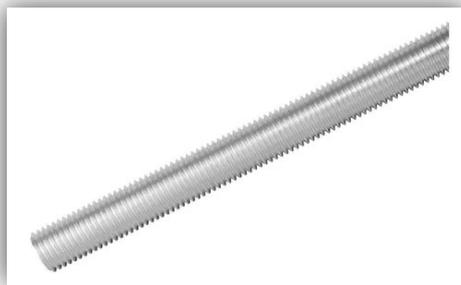


Imagen 170: Varilla roscada.

El principal fin de estas varillas es resistir el par generado por el motor para que éste no gire sobre su mismo eje durante su funcionamiento. A continuación, verificaremos que esto no suceda:

Momento torsor del motor:

$$M_t = 3,11 (N * m)$$

Momento torsor en cada varilla:

$$M_{tv} = \frac{3,11 (N * m)}{4} = 0,78 (N * m) * \frac{1 (kg)}{9,81 (N)} * \frac{100 (cm)}{1 (m)} = 0,08 (kg * cm)$$

Esfuerzo tangencial máximo (por torsión):

$$\tau_{tor} = \frac{16 * M_{tv}}{\pi * d^3}$$

Donde:

- M_{tv} : momento torsor actuante en cada varilla roscada.
- d : diámetro de varilla.

$$\tau_{tor} = \frac{16 * 0,08 (kg * cm)}{\pi * 0,6^3 (cm^3)} = 1,89 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Para que la varilla verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_{tor} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 7 obtenemos la tensión admisible para el material de la varilla.

$$\tau_f = 0,6 * \sigma_f$$

AISI 304 RECOCIDO tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$1,89 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Con este análisis queda demostrado que las varillas roscadas M6 resistirán las sollicitaciones a las que serán sometidas.

Cálculo de la crapodina



Imagen 171: Crapodina.

Para los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas axiales puras únicamente. Para estos rodamientos, siempre que la carga esté centrada, la ecuación puede simplificarse de la siguiente manera:

$$P = F_a$$

$$F_a = 14,36 \text{ (kg)} + 3 * 10 \text{ (kg)} + 50 \text{ (kg)} + 5 \text{ (kg)} = 99,36 \text{ (kg)}$$

Esta fuerza se compone del peso de la estructura + los motores + los cuadros con miel + husillo con eje.

Adoptamos:

$$F_a = 1 \text{ (kN)}$$

La capacidad de carga dinámica básica del rodamiento escogido (SKF 81102 TN) es de:

$$C = 11,2 \text{ (kN)}$$

Vida nominal básica

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Donde:

- C = Capacidad de carga dinámica básica
- P = Carga dinámica equivalente del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{11,2 \text{ (kN)}}{1 \text{ (kN)}} \right)^3 = 1404,93 \text{ millones de revoluciones}$$

Vida nominal en horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10}$$

Donde:

- n = Velocidad en RPM

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 1040 \text{ (rpm)}} * 1404,93 = 22514,90 \text{ (h)}$$

Vida nominal SKF para una fiabilidad 90%

$$L_{10m} = a_1 * a_{SKF} * L_{10}$$

Donde:

- a_1 = factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad (**tabla 1**, valores que cumplen con la norma ISO 281)
- a_{SKF} = factor SKF de modificación de la vida.
- L_{10} = vida nominal básica.

De la siguiente tabla tomamos el valor de a_1 para una confiabilidad del 90%

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm}	a_1
	%	millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Imagen 172: Valores del factor de ajuste de la vida útil.

Entonces:

$$a_1 = 1$$

Valor a_{SKF} :

Para esto utilizamos el Diagrama 4.

En Diagrama 4 tenemos en abscisas el siguiente valor:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

Donde:

- η_c =factor para el nivel de contaminación.

Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • aceite lubricante con filtración fina • condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4

Imagen 173: Valores orientativos para el factor η_c .

Este factor ha sido introducido con el fin de tener en cuenta el nivel de contaminación del lubricante a la hora de calcular la vida útil del rodamiento. La influencia de la contaminación en la fatiga del rodamiento depende de una serie de parámetros entre los que se incluyen el tamaño del rodamiento, el espesor relativo de la película de lubricante, el tamaño y la distribución de las partículas contaminantes sólidas y los tipos de contaminantes (blandos, duros, entre otros). La influencia de estos parámetros en la vida útil del rodamiento es compleja y muchos de ellos son difíciles de cuantificar.

$$\eta_c = 0,5$$

- P_u = Carga límite de fatiga ; $P_u = 2,45 \text{ kN}$ (dato de rodamiento)

Entonces:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0,5 * \frac{2,45 \text{ (kN)}}{1 \text{ (kN)}} = 1,23 \text{ (kN)}$$

Luego es necesario calcular la tasa de viscosidad "K":

$$K = \frac{v}{v_1}$$

Donde:

- v = viscosidad de funcionamiento real del lubricante $\left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}\right)$

Esta viscosidad se selecciona teniendo en cuenta el lubricante utilizado. En nuestro caso, considerando una temperatura de funcionamiento de 40°C, el lubricante utilizado es el ISO VG 32.

Con estos datos ingresamos al siguiente diagrama:

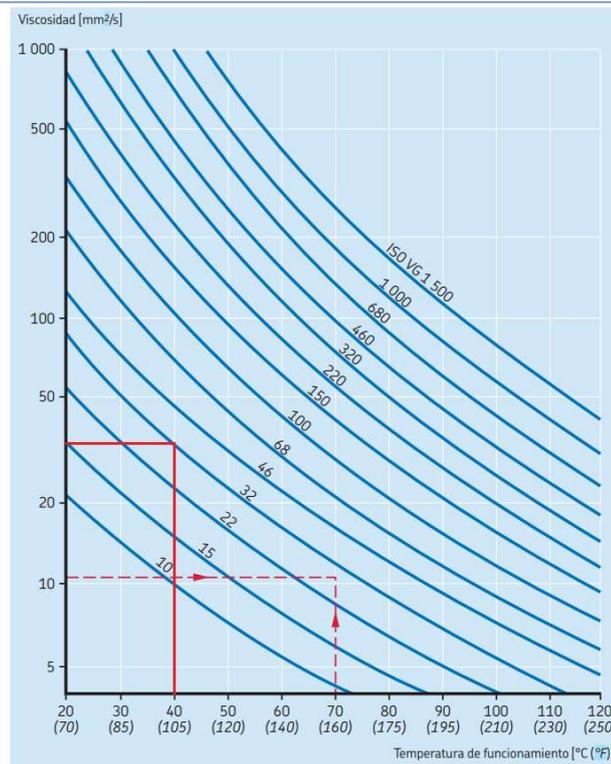


Imagen 174: Diagrama viscosidad vs temperatura de funcionamiento.

Entonces:

$$v = 35 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$$

- v_1 = viscosidad nominal del lubricante según el diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro $\left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$

Ingresamos al diagrama con d_m (diámetro medio del rodamiento) y las rpm del rodamiento.

$$d_m = 0,5 * (d + D)$$

$$d_m = 0,5 * (15 + 28) = 21,5 \text{ (mm)}$$

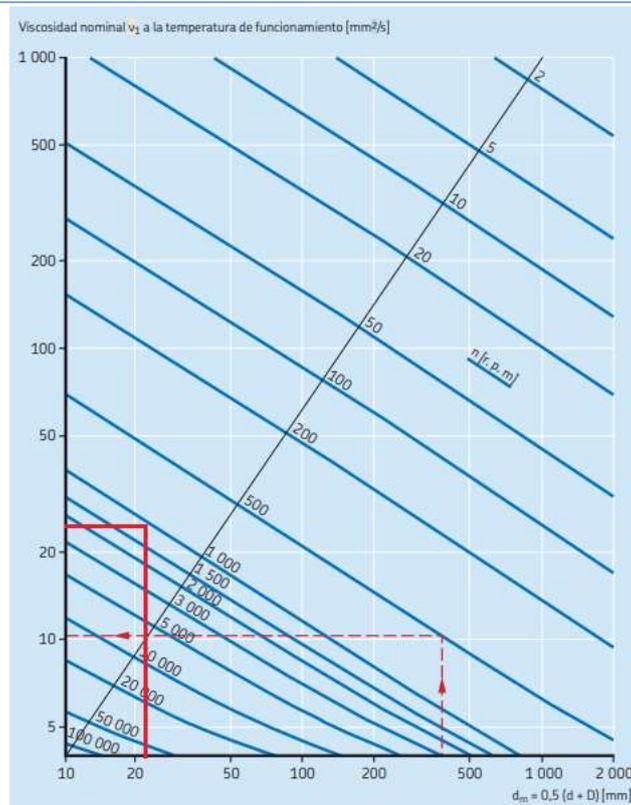


Imagen 175: Diagrama viscosidad nominal a la temperatura de funcionamiento vs diámetro medio del rodamiento.

Entonces:

$$v_1 = 22 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)$$

Luego:

$$K = \frac{v}{v_1} = \frac{35 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)}{22 \left(\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right)} = 1,59$$

Finalmente, con el valor de $K = 1,59$ y de $\eta_c * \frac{P_u}{P} = 1,23 \text{ kN}$ obtenemos el valor a_{SKF} del siguiente diagrama:

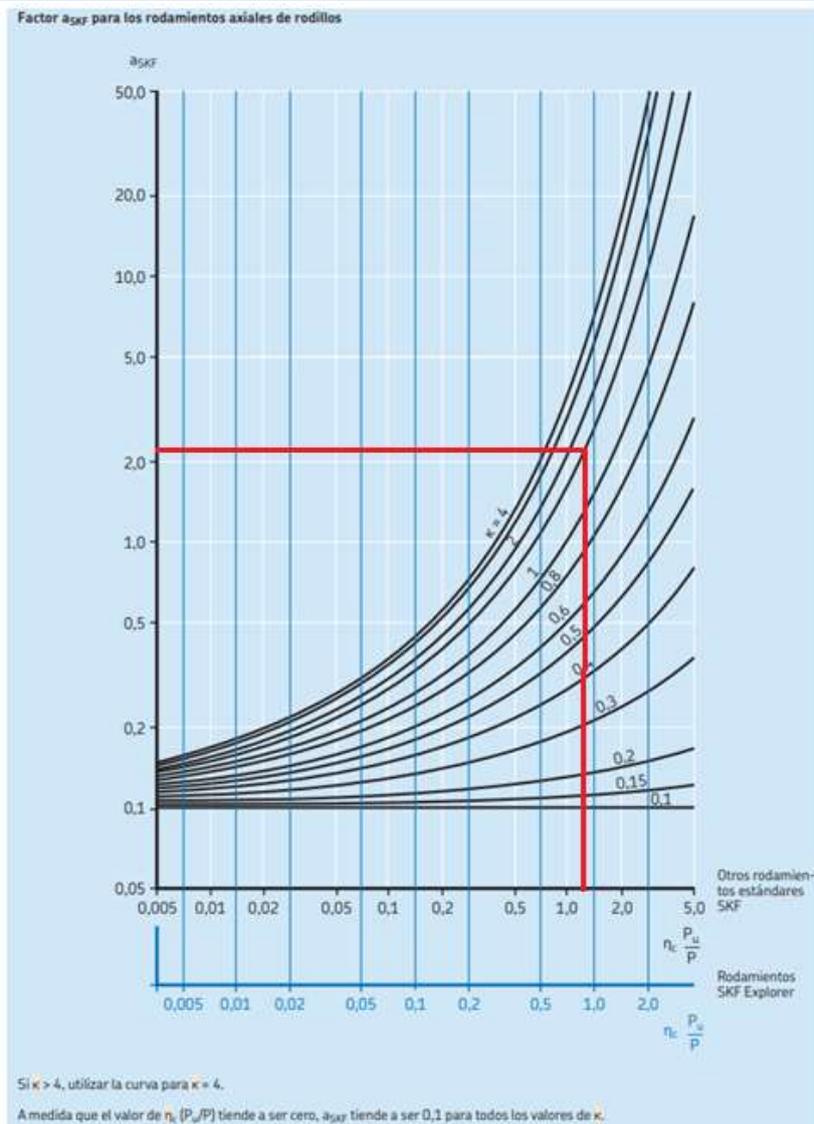


Imagen 176: Diagrama para rodamientos axiales de rodillos.

Entonces:

$$a_{SKF} = 2,1$$

La vida nominal SKF para una fiabilidad de 90% entonces es:

$$L_{10} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} = 1 * 2,1 * 1404,93$$

$$L_{10m} = 2950,35 \text{ millones de revoluciones}$$

Luego la vida nominal SKF en horas de funcionamiento:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = \frac{10^6}{60 * 1040 (rpm)} * 2950,35$$

$$L_{10mh} = 472812,5 \text{ horas de funcionamiento}$$

Factor de seguridad estático

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- $C_0 = \text{Capacidad de carga estática básica} = 27 (kN)$
- $P_0 = P = 1 (kN)$

$$S_0 = \frac{27 (kN)}{1 (kN)} = 27$$

Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios					Rodamientos fijos		
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones) sin importancia							
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

Imagen 177: Valores para el factor de seguridad estático recomendados por SKF.

De la *Imagen 177: Valores para el factor de seguridad estático recomendados por SKF* se obtiene el S_0 requerido.

$$S_{0re} = 1,5$$

Por lo tanto, para que verifique debe cumplir con el siguiente criterio:

$$S_0 > S_{0req}$$

$$27 > 1,5$$

Verifica

Carga mínima requerida en la crapodina

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos de bolas y de rodillos deben estar siempre sometidos a una carga mínima determinada. Una regla general empírica indica que los rodamientos de rodillos se deben someter a cargas mínimas correspondientes a $0,02 C$ y, los de bolas, a cargas mínimas correspondientes a $0,01 C$. La importancia de aplicar una carga mínima a los rodamientos aumenta en aplicaciones sometidas a grandes aceleraciones, o arranques y paradas rápidos, y en las que las velocidades superan el 50% del límite de velocidad que figura en las tablas de productos. Si no se pueden cumplir los requisitos de carga mínima, se debe considerar el uso de rodamientos recubiertos.

El peso de los componentes soportados por el rodamiento, particularmente cuando el eje se encuentra en posición vertical, junto con las fuerzas externas, suele exceder la carga mínima requerida. De lo contrario, el rodamiento debe someterse a una carga axial adicional mediante el uso de muelles o una tuerca de eje.

Dicho esto, verificaremos la carga mínima requerida:

$$F_{am} = 0,0005 * C_0 + A * \left(\frac{n}{1000}\right)^2$$

Donde:

- A = factor de carga mínimo.
- C_0 = capacidad de carga estática básica (kN).
- F_{am} = carga axial mínima (kN).
- n = velocidad de giro (r.p.m).

$$F_{am} = 0,0005 * 27 \text{ (kN)} + 0,000058 * \left(\frac{1040 \text{ (rpm)}}{1000}\right)^2$$

$$F_{am} = 14 \text{ (N)}$$

La carga mínima es de $F_{am} \cong 1,43 \text{ (kg)}$ y la máquina estando vacía posee en una masa de $P \cong 14 \text{ (kg)}$. Con esto queda verificado que se cumple el requisito de carga mínima requerida.

Verificación de la chapa que sostiene el motor

Para hacer esta verificación nos basamos por el método de elemento finitos.

Para este análisis, hemos considerado el peso del motor como así también el peso propio de lo que debe soportar.

Como se mencionó anteriormente, el motor pesa 10 (kg) y el resto queda redondeado a 100 (kg).

Dicho esto, el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

Nombre del modelo: Chapa superior
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis: estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 258.049

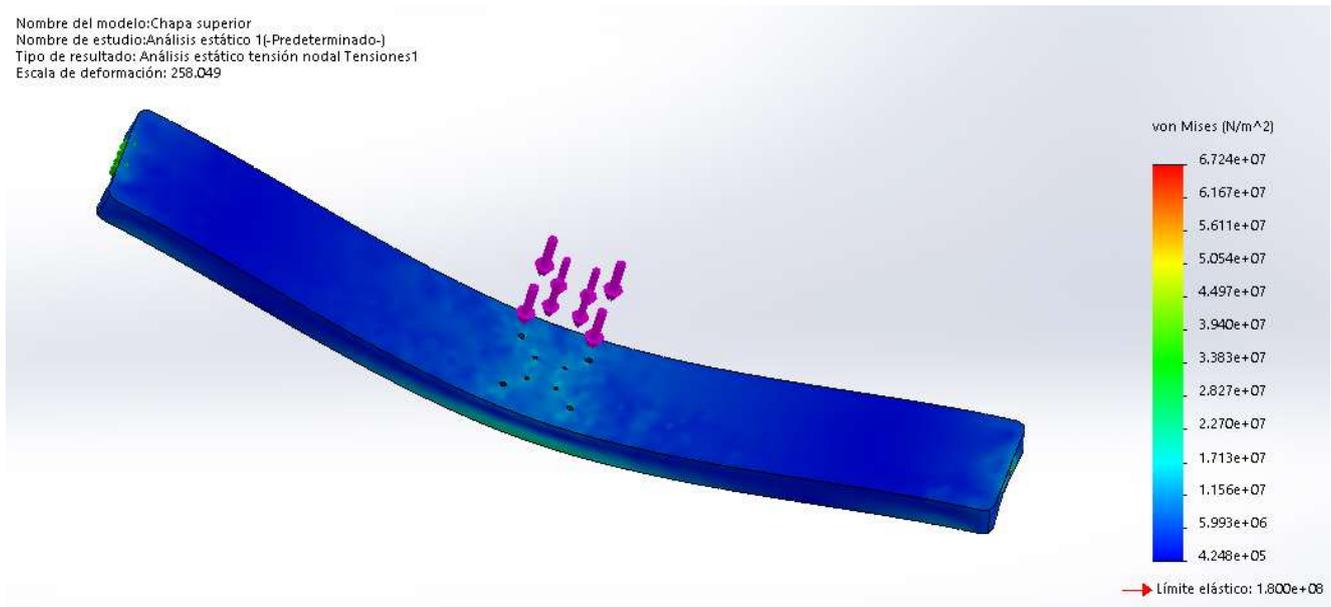


Imagen 178: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

Nombre del modelo: Chapa superior
Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 258.049

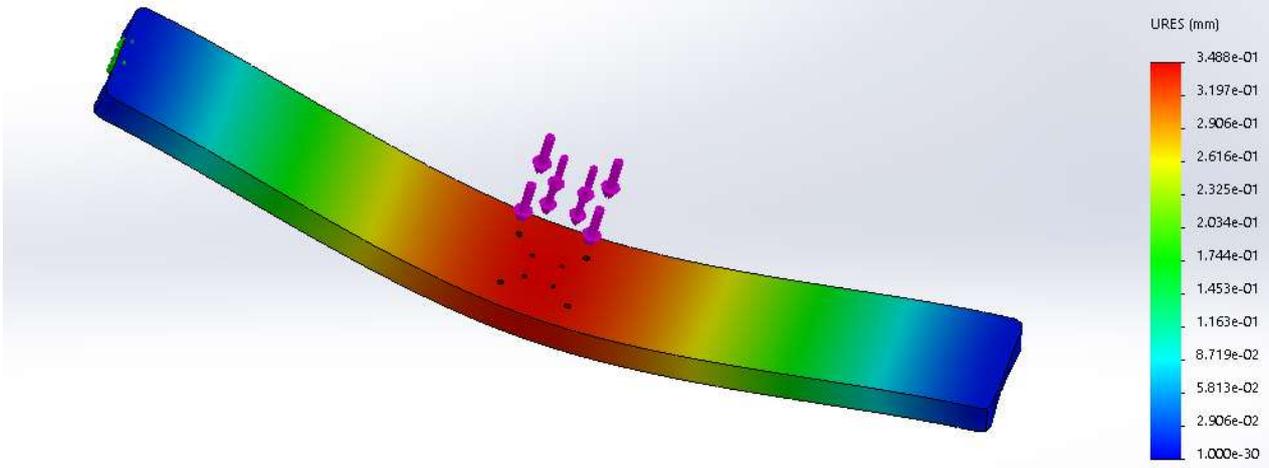


Imagen 179: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los diagramas de tensiones y deformaciones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de esta chapa es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Verificación de columnas: Resistencia y pandeo.



Imagen 180: Bastidor.

Datos:

- Longitud: $L = 230 \text{ cm}$
- Sección $C 70x40x4$

Datos de la sección:

- $I_x = 42,83 \text{ cm}^4$
- $I_y = 8,83 \text{ cm}^4$
- $F = 5,68 \text{ cm}^2$
- Material: *AISI 304*
- Módulo elástico: $G = 193 \text{ GPa}$
- Tensión de proporcionalidad: $\sigma_p = 1900 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
- Coeficiente de seguridad adoptado para pandeo en período elástico: $\eta = 1,5$
- Coeficiente para apoyo empotrado – libre: $\alpha = 2$
- Carga de trabajo actuante en cada columna (*incluido su propio peso*): $P_t = 75 \text{ kg}$

Como se impone un determinado coeficiente de seguridad, no es posible utilizar la norma *DIN 4114* ya que los coeficientes ω de las tablas incluyen su propio coeficiente, diferente en general al que propone al presente cálculo.

La esbeltez límite para la aplicación de la fórmula de Euler es:

$$\lambda_{lim} = \pi * \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi * \sqrt{\frac{2,1 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{1900 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}} = 104,44$$

$$\lambda = \frac{l_e}{i_{min}} = \frac{(L * \alpha)}{\sqrt{\left(\frac{I_{min}}{F}\right)}}$$

I_{min} : momento de inercia mínimo de la sección.

l_e : longitud equivalente

$$\lambda = \frac{(230 * 2) (cm)}{\sqrt{\left(\frac{(8,83 \text{ cm}^4)}{(5,68 \text{ cm}^2)}\right)}} = 368,94 \geq \lambda_{lim} = 104,44 \text{ (Período elástico)}$$

Carga crítica de pandeo mediante Euler:

$$P_{adm} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{l_e^2 * \eta}$$

$$P_{adm} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2}\right) * 8,83 (cm^4)}{(230 * 2 (cm))^2 * 1,5}$$

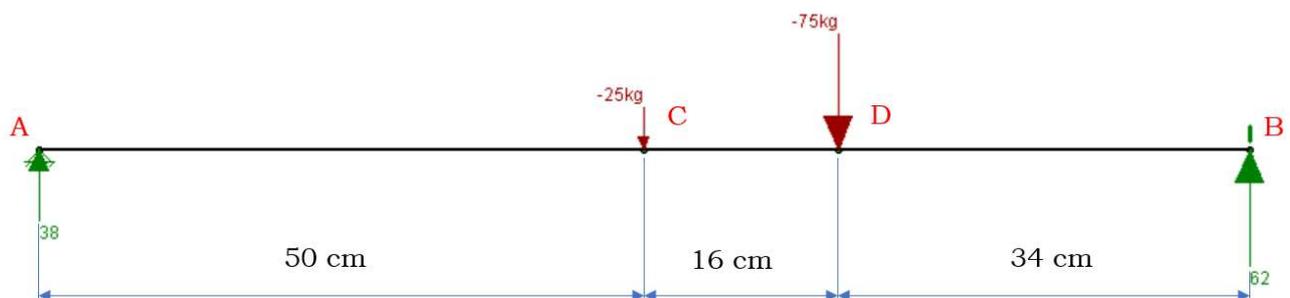
$$P_{adm} = 576,6(kg) \geq P_t = 75(kg)$$

Como conclusión, las columnas no pandean.

Rueda de la vía



Imagen 181: Sistema de movimiento horizontal.

Diagrama de cuerpo libre

La fuerza de 75 [kg] se compone de la reacción de vínculo de todo el peso de arriba (ver plano).

La fuerza de 25 [kg] es el peso propio de la chapa porta rueda más el travesaño que tiene arriba (ver plano).

Una vez más tomamos la reacción más grande y debemos sumar un poquito más para tener un margen de seguridad.

Las ruedas deben resistir el peso de toda la estructura y aun así deben girar sin ningún problema, además debe ser duradero y de muy poco mantenimiento.

A nivel nacional “**Todo Ruedas**” nos ofrece ruedas con un rulemán con canal en V, del catálogo <https://todo-ruedas.com.ar/wp-content/uploads/2022/04/CATALOGO-2022.pdf> seleccionamos Ruedas para la vía, código V90 que soportan 150 [kg] cada una.



>RUEDAS CON 1 RULEMAN CANAL V

Código	∅				Ruleman	kg
V38	38	15	8	24	608	40
V50	50	18	10	24	6200	50
V60	60	18	13	24	6000	70
V75	75	18	13	24	6201	90
V80	80	18	13	24	6201	130
V90	90	20	13	35	6202	150
V100	100	20	13	35	6203	170
V120	120	20	13	35	6203	190

Imagen 182: Selección de ruedas.

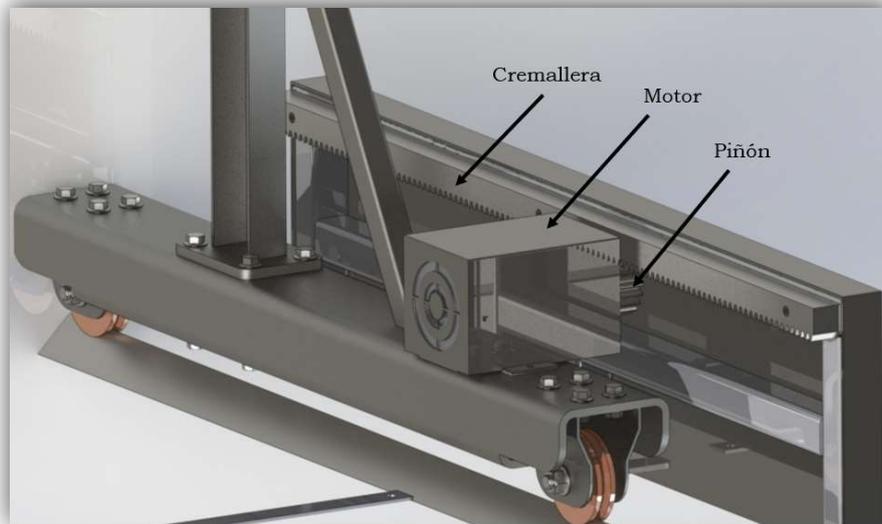
Selección de motor y verificación de sistema piñón – cremallera.

Imagen 183: Sistema piñón – cremallera.

Proponemos una cremallera y un piñón con las siguientes características:

Datos piñón: SAE 1045 laminado simple

$$z_1 = 19 \text{ dientes}$$

$$D_{p1} = 57 \text{ (mm)}$$

$$D_e = 63 \text{ (mm)}$$

$$m_n = 3 \text{ (mm)}$$

$$b = 30 \text{ (mm)}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Datos cremallera: SAE 1045 laminado simple

$$l = 1000 \text{ (mm)}$$

$$m_n = 3 \text{ (mm)}$$

$$b = 30 \text{ (mm)}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Criterio para el cálculo del avance de la cremallera

$$n_2 = z_1 * n_1 * P$$

Donde:

- $z_1 =$ Numero de dientes del piñon
- $n_1 =$ Velocidad angular del piñon (rpm)
- $P =$ Paso del piñon (mm)
- $n_2 =$ Velocidad lineal de la cremallera (mm/min)

$$n_1 = \frac{n_2}{z_1 * P}$$

Proponemos una velocidad lineal de $n_2 = 10 \left(\frac{cm}{s} \right) * \frac{10 (mm)}{1 (cm)} * \frac{60 (s)}{1 (min)} = 6000 \left(\frac{mm}{min} \right)$.

El paso del piñón es:

$$P = \pi * m_n$$

$$P = \pi * 3 (mm)$$

Entonces:

$$n_1 = \frac{6000 \left(\frac{mm}{min} \right)}{19 * 3\pi (mm)} = 33,51 (rpm)$$

Torque necesario para girar el sistema

Para poder verificar las ruedas dentadas, es necesario conocer el torque necesario para mover el sistema. Para esto se necesita conocer la masa total cuyo dato lo obtenemos desde SolidWorks:

$$m = 200 (kg)$$

Además, necesitaremos la aceleración lineal:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{(0,01 - 0) \left(\frac{m}{s} \right)}{(1 - 0)(s)} = 0,01 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Luego la fuerza tangencial es:

$$F_t = m * g * \mu + m * a$$

$$F_t = 200 \text{ (kg)} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) * 0,6 + 200 \text{ (kg)} * 0,01 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 1179,2 \text{ (N)}$$

El radio del piñón es de

$$r = \frac{D_e}{2}$$

$$r = \frac{63 \text{ (mm)}}{2} = 31,5 \text{ (mm)}$$

Por lo tanto, el momento torsor requerido es:

$$M_{treq} = F_t * r$$

$$M_{treq} = 1179,2 \text{ (N)} * 31,5 \text{ (mm)} * \frac{1 \text{ (m)}}{1000 \text{ (mm)}} = 37,145 \text{ (N * m)}$$

Con el momento torsor necesario calculado, seleccionamos un motor comercial que entregue como mínimo ese torque.

Entonces, seleccionamos un motor *NEMA* 42 con un toque máximo de 40,23 (N * m).

Potencia necesaria

$$M_{treq} = 37,145 \text{ (N * m)} * \frac{1 \text{ (kg)}}{9,81 \text{ (N)}} * \frac{100 \text{ (cm)}}{1 \text{ (m)}} = 378,64 \text{ (kg * cm)}$$

$$M_t = 71620 * \frac{P(CV)}{RPM} \rightarrow P(CV) = \frac{M_{treq} * RPM}{71620}$$

$$P = \frac{378,64 \text{ (kg * cm)} * 33,51 \text{ (rpm)}}{71620}$$

$$P = 0,177 \text{ (CV)} = 132 \text{ (W)}$$

Verificación de ancho "b" para servicio intermitente $F_s \geq F_d$

Carga dinámica según Barth:

$$F_d = F_t * k_v * N_{fs} (kg)$$

Donde:

- F_d : fuerza dinámica.
- F_t : fuerza tangencial.
- k_v : coeficiente de velocidad.
- N_{fs} : factor de servicio.

$$v = \pi * D_{p1} * n_1 = \pi * 0,057 (m) * 33,51 (rpm) = 6 \left(\frac{m}{min} \right)$$

$$F_t = 4500 * \frac{N}{v} = 4500 * \frac{0,177 (HP)}{6 \left(\frac{m}{min} \right)}$$

$$F_t = 132,75 (kg)$$

Coeficiente de velocidad para $v = 6 \left(\frac{m}{min} \right)$

(k)	$F_d = \frac{183 + v_m}{183} F_t$ kg	{ Tallado comercial $v_m \leq 610$ mpm
o bien		
(k')	$F_d = \frac{600 + v_m}{600} F_t$ lb	{ Tallado comercial $v_m < 2000$ fpm
(l)	$F_d = \frac{366 + v_m}{366} F_t$ kg	{ Tallado cuidadoso $610 < v_m < 1220$ mpm
o bien		
(l')	$F_d = \frac{1200 + v_m}{1200} F_t$ lb	{ Tallado cuidadoso $2000 < v_m < 4000$ fpm
(m)	$F_d = \frac{43 + v_m^{1/2}}{43} F_t$ kg	{ Tallado de precisión $v_m \geq 1220$ mpm
o bien		
(m')	$F_d = \frac{78 + v_m^{1/2}}{78} F_t$ lb	{ Tallado de precisión $v_m \geq 4000$ fpm

$$K_v = \frac{183 + v}{183} = \frac{183 + 6}{183} = 1,03$$

(Faires pág. 483)

Factor de servicio

$1 < N_{sf} < 1,25$; carga uniforme sin choque; máquinas centrífugas, maquinaria de elevación, máquinas herramientas con transmisión de correa, maquinaria textil, transportadores de funcionamiento uniforme.

$1,25 < N_{sf} < 1,5$: choque medio; arranques frecuentes; compresores y bombas alternativas, herramientas neumáticas, maquinaria de perforación de pozos, maquinaria para estirado de alambre, herramientas eléctricas portátiles, ventiladores de lóbulos, transportadores de servicio pesado, máquinas herramientas, hornos.

$1,5 < N_{sf} < 1,75$: choque moderadamente fuerte; maquinaria de dragado, maquinaria de carreteras, coches a motor de ferrocarriles, compresores monocilíndricos, machacadoras de mineral o piedra, punzonadoras, molinos a tambor.

$1,75 < N_{sf} < 2$: choque fuerte; laminadoras, trituradoras de piedra.

Para mayor seguridad se utilizan coeficientes de servicio más altos; si es satisfactoria una vida útil limitada, se utilizan valores inferiores.

(Faires pág. 490)

$$N_{fs} = 1,15$$

$$F_d = 132,75 (kg) * 1,03 * 1,15 = 157,24 (kg)$$

Carga dinámica según Lewis:

Material de las ruedas SAE 1045 laminado simple (Faires AT7 pág. 744)

$$\sigma_r = 6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right); \text{ Dureza} = 215 HB$$

$$F_s = \frac{\sigma * b * p_n * Y}{k_f}$$

Donde:

- σ : tensión admisible.
- b : ancho del diente.
- p_n : paso normal o circular.
- Y : factor de forma.

Criterio para $\sigma_{adm}(\sigma_{fa})$

$$\sigma = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{6749 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = 3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Paso normal

$$p_n = \pi * m_n = \pi * 3 = 9,42 \text{ (mm)}$$

Factor de forma para carga aplicada en la zona central del diente

FD = altura completa («full depth»)

NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO		NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO	
	14½°	20°	20°	14½°	20°		14½°	20°	20°	14½°	20°
	FD	FD	Corto	FD	FD		FD	FD	Corto	FD	FD
10	0,176	0,201	0,261			32	0,322	0,364	0,443	0,547	0,617
11	0,192	0,226	0,289			33	0,324	0,367	0,445	0,550	0,623
12	0,210	0,245	0,311	0,355	0,415	35	0,327	0,373	0,449	0,556	0,633
13	0,223	0,264	0,324	0,377	0,443	37	0,330	0,380	0,454	0,563	0,645
14	0,236	0,276	0,339	0,399	0,468	39	0,335	0,386	0,457	0,568	0,655
15	0,245	0,289	0,349	0,415	0,490	40	0,336	0,389	0,459	0,570	0,659
16	0,255	0,295	0,360	0,430	0,503	45	0,340	0,399	0,468	0,579	0,678
17	0,264	0,302	0,368	0,446	0,512	50	0,346	0,408	0,474	0,588	0,694
18	0,270	0,308	0,377	0,459	0,522	55	0,352	0,415	0,480	0,596	0,704
19	0,277	0,314	0,386	0,471	0,534	60	0,355	0,421	0,484	0,603	0,713
20	0,283	0,320	0,393	0,481	0,544	65	0,358	0,425	0,488	0,607	0,721
21	0,289	0,326	0,399	0,490	0,553	70	0,360	0,429	0,493	0,610	0,728
22	0,292	0,330	0,404	0,496	0,559	75	0,361	0,433	0,496	0,613	0,735
23	0,296	0,333	0,408	0,502	0,565	80	0,363	0,436	0,499	0,615	0,739
24	0,302	0,337	0,411	0,509	0,572	90	0,366	0,442	0,503	0,619	0,747
25	0,305	0,340	0,416	0,515	0,580	100	0,368	0,446	0,506	0,622	0,755
26	0,308	0,344	0,421	0,522	0,588	150	0,375	0,458	0,518	0,635	0,779
27	0,311	0,348	0,426	0,528	0,592	200	0,378	0,463	0,524	0,640	0,787
28	0,314	0,352	0,430	0,534	0,597	300	0,382	0,471	0,534	0,650	0,801
29	0,316	0,355	0,434	0,537	0,602	Crema- llera	0,390	0,484	0,550	0,660	0,823
30	0,318	0,358	0,437	0,540	0,606						

AT 24 (F.775)

De la tabla anterior con $z_1 = 19$; $\alpha = 20^\circ \rightarrow y = 0,534$

Luego el factor de forma:

$$Y = \frac{y}{\pi} = \frac{0,534}{\pi} = 0,1699$$

Coefficiente de reducción de resistencia

Utilizaremos ambas formas de la ecuación de Lewis (13.5) y (13.6). Buckingham enuncia que si se supone que la carga actúa en la punta del diente [y se establece comparación con su carga dinámica (§13.17)], esto es tan previsor que no es necesario coeficiente alguno de reducción de resistencia K_f ; cuando se elige el valor de Y para la carga cerca de la parte central del diente, tabla AT 24, debe ser incluido K_f . Cuando dos engranajes son del mismo material, el diente del piñón es más débil, $Y_p < Y_g$. Cuando los materiales son diferentes, se admite que el diente de menor sY es el más débil (§ 13.11). El valor de K_f debe estar incluido en el intervalo de 1,2 a 1,7 cuando se aplica la carga en la punta del diente; pero K_f es más alta, 1,4 a 2, por ejemplo, cuando la carga se aplica cerca de la parte central. La norma AGMA da un ábaco de valores de Y/K_f para altura completa de 20° , tallada con herramienta de cremallera.

$$(F.479)$$

Según lo mencionado en Faires 479, para carga aplicada en la zona central del diente:

$$k_f = 1,5$$

Luego:

$$F_s = \frac{3374,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) * 3 (cm) * 0,942 (cm) * 0,1699}{1,5} = 1080,15 (kg)$$

Para un servicio intermitente deberá cumplir:

$$F_s \geq F_d$$

$$1080,15 (kg) \geq 157,24 (kg)$$

Verificación para servicio continuo

Debe cumplirse:

$$F_s \geq F_d ; F_W \geq F_d$$

Carga límite de desgaste: fórmula de Buckingham

$$F_W = \frac{D_{p1} * b * \sigma_{fs}^2 * \text{sen}(\alpha)}{1,4} * \left(\frac{2 * z_2}{(z_1 + z_2)} \right) * \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) (kg)$$

Donde:

- σ_{fs} = resistencia superficial a la fatiga = $28,12 * HB - 703$; Hb = dureza Brinell
- E_1 = módulo elástico de la corona
- E_2 = módulo elástico del piñon

$$\sigma_{fs} = 28,12 * HB - 703 = 28,12 * 215 - 703$$

$$\sigma_{fs} = 5342,8 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Entonces:

$$F_W = \frac{5,7 (cm) * 3 (cm) * \left[5342,8 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right]^2 * \text{sen}(20^\circ)}{1,4} * \left(\frac{2 * 10^6}{(19 + 106)} \right) * \left(\frac{2}{2,1 * 10^6 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)} \right)$$

$$F_W = 192,62 (kg) \geq F_d = 157,24 (kg)$$

Con esto verificamos la cremallera.

Etapa 4: Alimentación de desoperculadora

La función principal de la cinta transportadora de cuadros es la de llevar los cuadros depositados por la etapa anterior hacia la desoperculadora (*Etapa 5*).

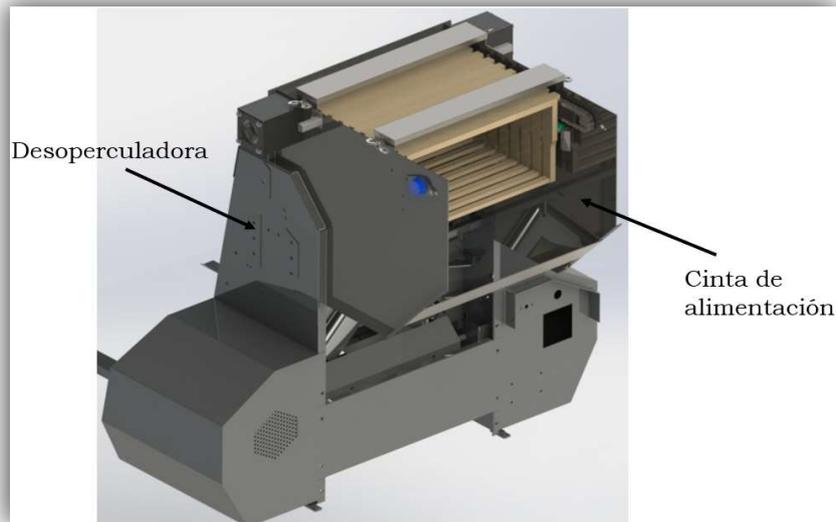


Imagen 184: Cinta transportadora de cuadro a desoperculadora.

El mecanismo es idéntico al sistema de transmisión que paseen las uñas mencionadas en la etapa anterior. Por tal motivo, no se detallará nuevamente la selección de dicha transmisión.

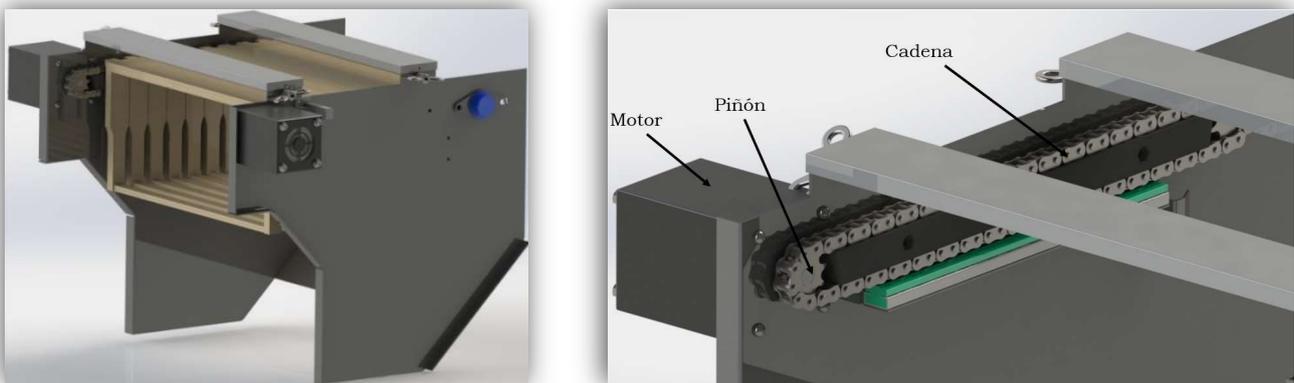


Imagen 185: Sistema de transporte de cuadros en la cinta.

Solenoide

El solenoide es un dispositivo capaz de generar movimiento lineal directamente, sin necesidad de emplear mecanismos o engranajes. Este dispositivo está constituido por una bobina junto con un perno central (ferro magnético) siendo ambos elementos independientes entre sí, cuando se le da energía a la bobina, esta genera un campo magnético que atrae al perno central provocando su desplazamiento y habitualmente se dispone de un resorte entre el cuerpo de la bobina y el perno central, de forma que este vuelve a su posición original al cesar la corriente.



Imagen 186: Electroimán solenoide.

Los solenoides tienen la ventaja de realizar movimientos rápidos y ser muy sencillos de manejar y mantener, ya que carecen de partes móviles (más allá del propio perno central).

Selección y verificación del solenoide

El solenoide escogido debe satisfacer las necesidades es decir tener una longitud de vástago tal que llegue hasta el cuadro porque no se dispone de ningún tipo de control sobre la velocidad o la posición del perno y un diámetro suficiente para que no flexione o entre en falla.



Imagen 187: Solenoide contraído.

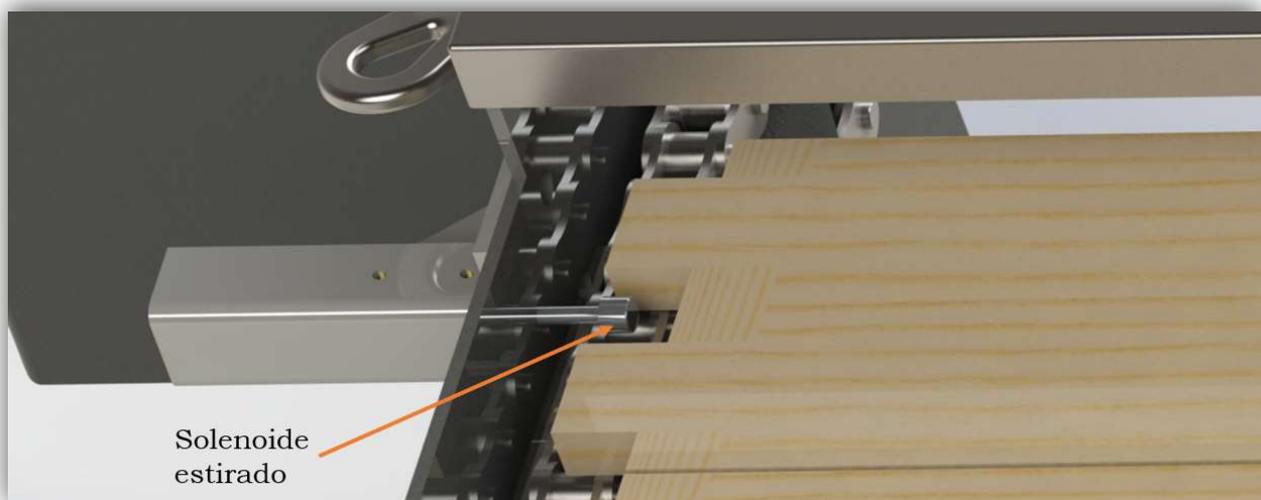


Imagen 188: Solenoide estirado.

Por catálogo se selecciona un actuador de solenoide lineal, carrera de 10 (*mm*) y un diámetro de 6 (*mm*), 12 *VCC* 1 *A*, tipo de tracción.

Por lo tanto, debe verificarse este eje tanto a corte como a flexión utilizando la teoría de falla de Guest.

Representación de situación:

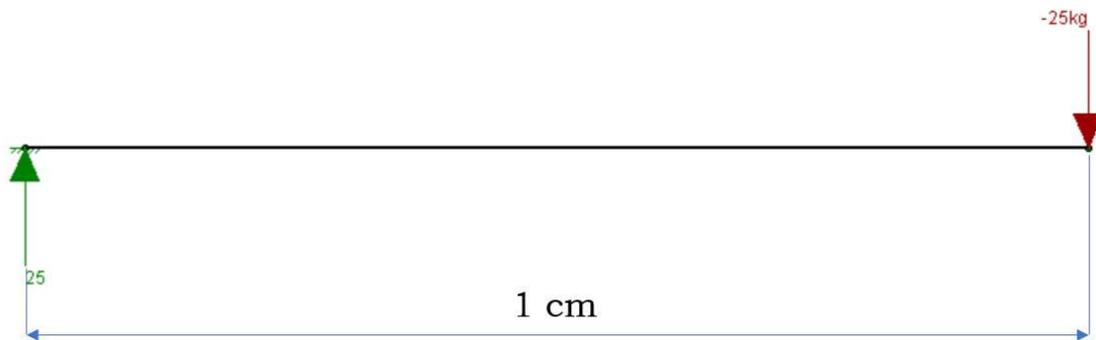


Diagrama de corte (Q):

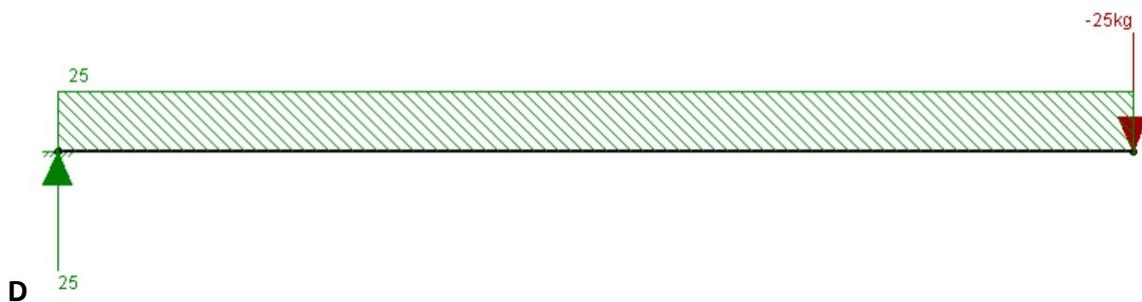
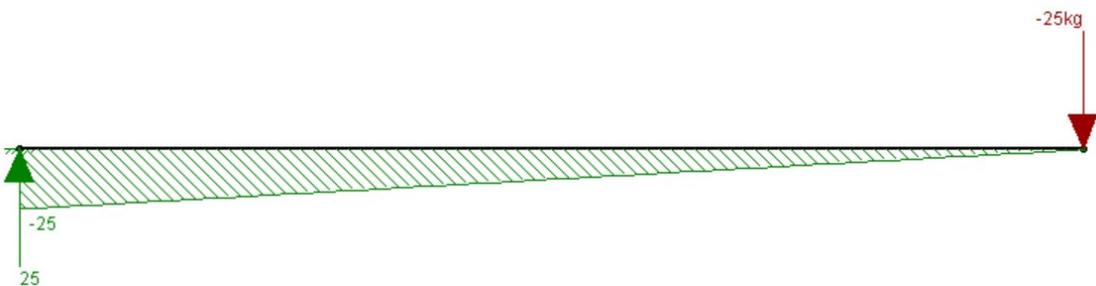


Diagrama de momento flector (M_f):



Esfuerzo tangencial máximo (por corte transversal):

$$\tau_Q = 1,33 * \frac{Q_{max}}{F}$$

Donde:

- Q = Corte máximo
- F = Area transversal ; $F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_Q = \frac{4 * 1,33 * 25 (kg)}{\pi * 0,6^2 (cm^2)} = 117,60 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Esfuerzo normal máximo (por flexión):

$$\sigma = \frac{M_{f\text{máx}} * y}{I}$$

Donde:

- $M_f =$ Momento flector
- $y =$ Distancia de la fibra mas alejada; $y = r$ (radio eje)
- $I =$ Inercia; $I = \frac{\pi * d^4}{32}$

$$\sigma = \frac{32 * M_{f\text{máx}} * r}{\pi * d^4}$$

$$\sigma = \frac{32 * (1 * 25)(kg * cm) * 0,3 (cm)}{\pi * 0,6^4 (cm^4)} = 589,46 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Finalmente aplicamos la teoría de falla de Guest:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\left(589,46 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2 + 4 * \left(117,60 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2} = 634,65 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Para que el eje verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del eje.

SAE 1010 tiene $\sigma_f = 3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{2} = 1933,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$634,65 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1933,5 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Verificación de la chapa lateral

Como se puede observar en la imagen, la máquina se compone de dos chapas plegadas, que deben soportar todo. Para el análisis solo consideramos el estudio de una sola chapa lateral ya que la otra es simétrica.

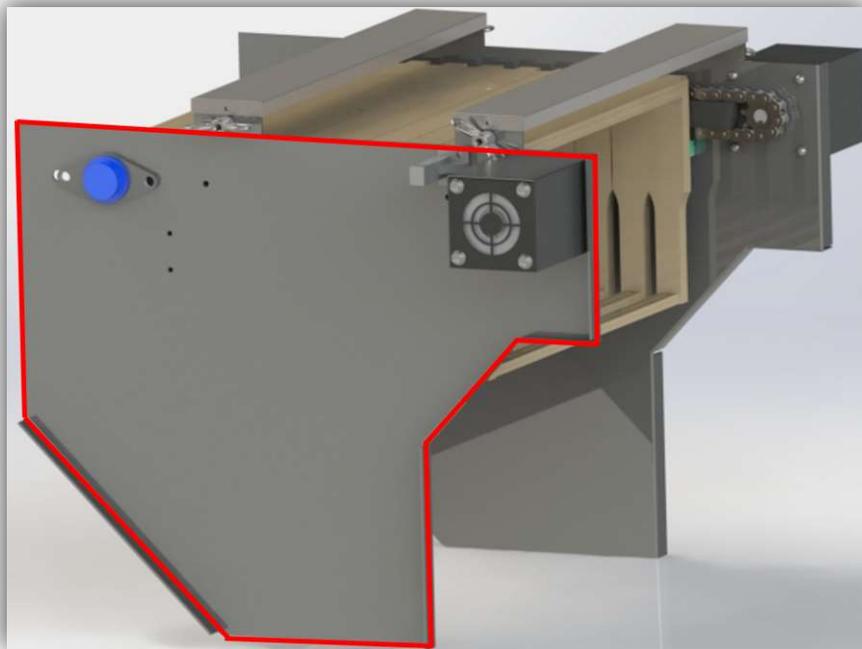


Imagen 189: Chapa lateral.

Para colocar las cargas, hemos tenido en cuenta el peso total de diez cuadros cargados con miel, el peso del motor, el peso del solenoide, el peso de varias chapas y accesorios

Dicho esto, el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

Nombre del modelo: Chapa izquierda 1 - Ip
 Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 12762.1

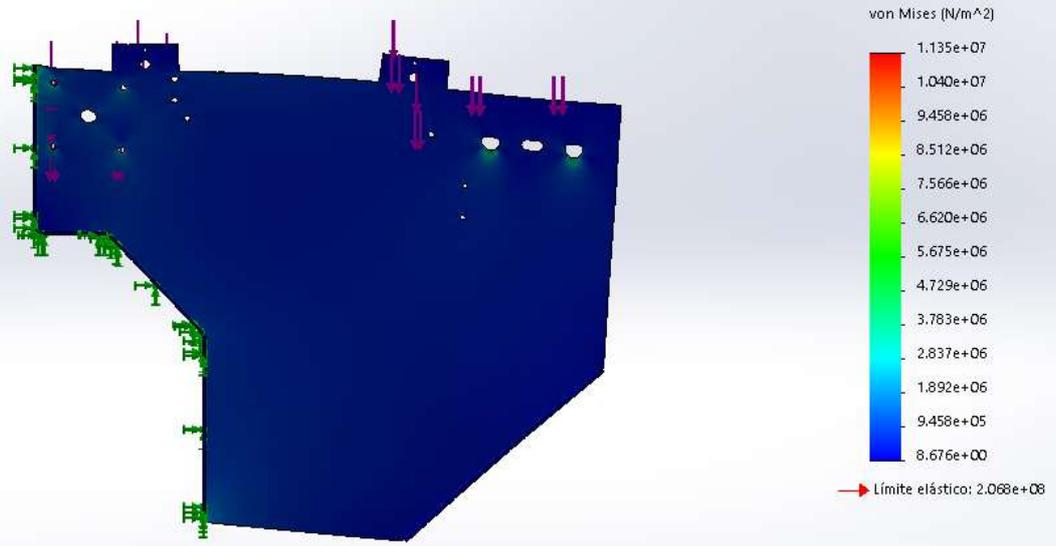


Imagen 190: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

Nombre del modelo: Chapa izquierda 1 - Ip
 Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 12762.1

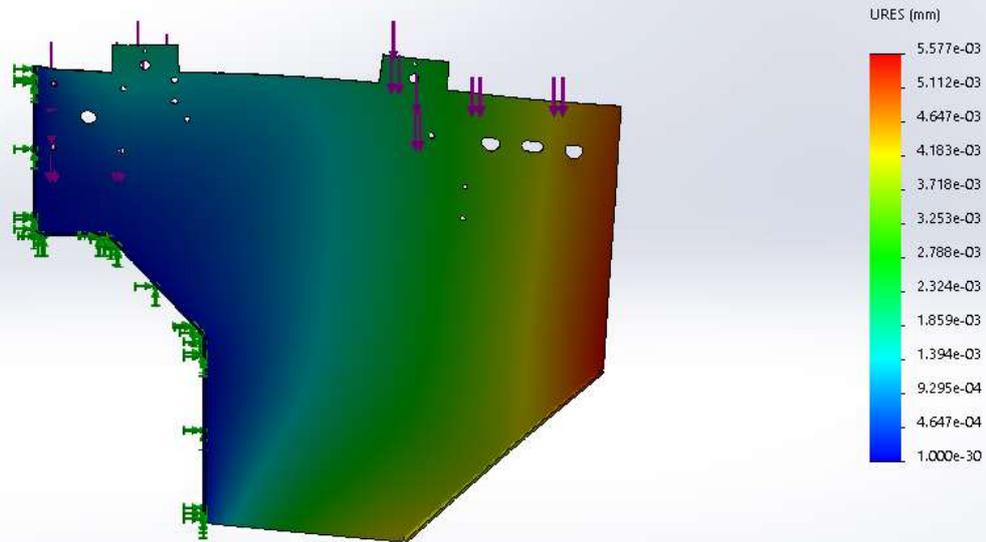


Imagen 191: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los diagramas de tensiones y deformaciones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de la chapa lateral es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Etapa 5: Cinta transportadora de salida de alzas

El objetivo de esta cinta transportadora es movilizar las alzas, ya sin cuadros, de la línea.

La mesa giratoria invierte la orientación del alza y la expulsa montándolo sobre los rodillos de la cinta permitiendo que el producto ruede a lo largo de la superficie superior debido a una ligera pendiente hasta llegar al tope.

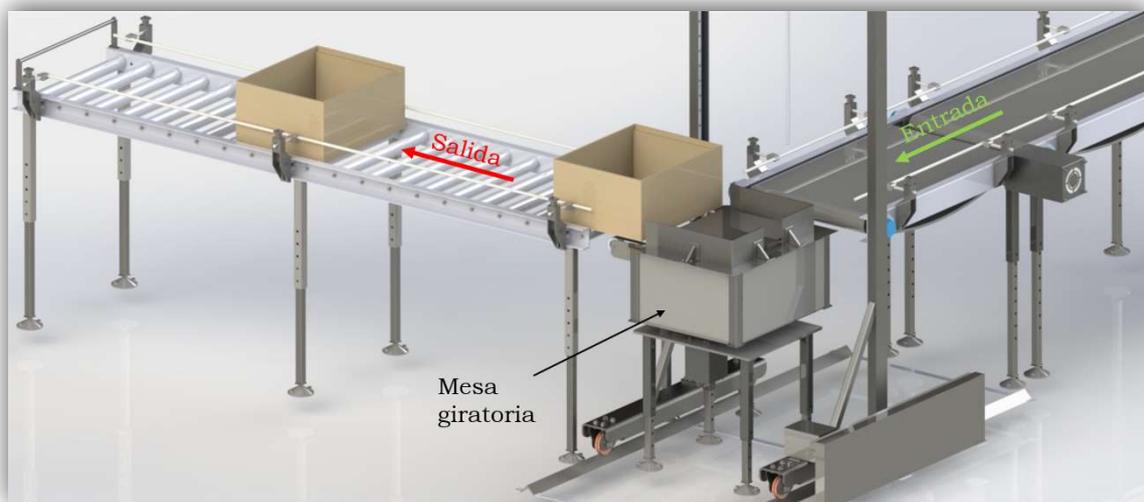


Imagen 192: Cambio de etapa.

A continuación, detallamos las partes principales que posee la cinta transportadora:



Imagen 193: Cinta transportadora de salida de alzas.

La cinta transportadora de rodillos por gravedad permite que el alza se mueva sobre los rodillos, utilizando la fuerza de la gravedad a favor para mover la carga. Este tipo de banda, es uno de los tipos de sistemas más simples y accesibles.

Selección y verificación del rodillo



Imagen 194: Varias clases de rodillos Rolltec.

Utilizamos rodillos comerciales de Rolltec con tecnología retráctil para facilitar el montaje y evitar el uso de porta rodamiento.

PVC	Largo min	Largo max
Ø 32	100	500
Ø 50	100	600
Ø 63	150	800
Ø 76	150	800
Ø 90	200	1000

Imagen 195: Selección del material y diámetro del rodillo Rolltec.

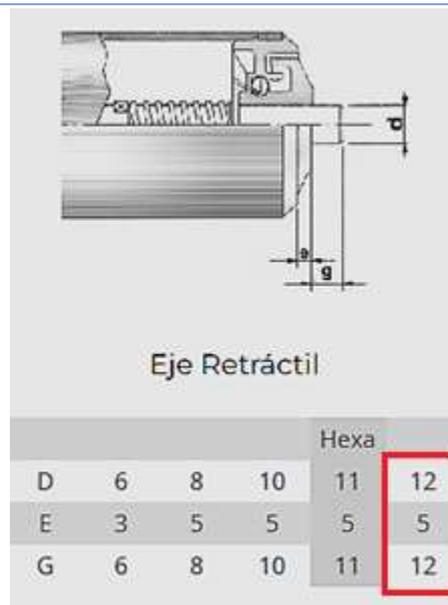


Imagen 196: Dimensiones del eje retráctil del rodillo Rolltec.

Como tenemos una carga chica elegimos como material el plásticos **RPAA** con ejes y bolillas en Acero Carbono .

Para verificar tenemos que tener en cuenta el peso de las 6 alzas, entonces:

$$P = 6 * 10 \text{ (kg)} = 60 \text{ (kg)}$$

Y como son dos apoyos en cada rodillo y el alza abarca cuatro cilindros en total:

$$Q = \frac{P}{8} = \frac{60 \text{ (kg)}}{8} = 7,5 \text{ (kg)}$$

Por lo tanto, debe verificarse este eje a corte.

Esfuerzo tangencial máximo (por corte transversal):

$$\tau_Q = 1,33 * \frac{Q_{max}}{F}$$

Donde:

- $Q = \text{Corte máximo}$
- $F = \text{Area transversal}; F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_Q = \frac{4 * 1,33 * 7,5 \text{ (kg)}}{\pi * 1,2^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 8,82 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Para que el eje verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_c \leq \tau_{adm}$$

Según Faïres “La resistencia máxima a la cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a 0,7 de la máxima resistencia a la tracción”, dicho esto tenemos que: $\tau_{fl} = 0,7 * \sigma_f$

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * \sigma_f}{\eta}$$

De Faïres tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del perno – pasador.

SAE 1010 tiene $\sigma_f = 3867 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 3867 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)}{1,5} = 1804,6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Por lo tanto

$$8,82 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \leq 1804,6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Verifica

Verificación de bastidor (*plegado en C*)

Como se puede observar en la imagen, la maquina se compone de dos chapas plegadas, que deben soportar todo. Para el análisis solo consideramos el estudio de una sola chapa ya que la otra es simétrica.

Esta pieza se trata de una chapa plegada en forma de “C” de 3 mm de espesor y de material AISI 304.

Para colocar las cargas, hemos tenido en cuenta el peso total de diez cuadros cargados con miel, el peso del motor, el peso del solenoide, el peso de varias chapas y accesorios

Dicho esto, el análisis propuesto es el siguiente:

Tensiones

Nombre del modelo: Chapa en C 3
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1

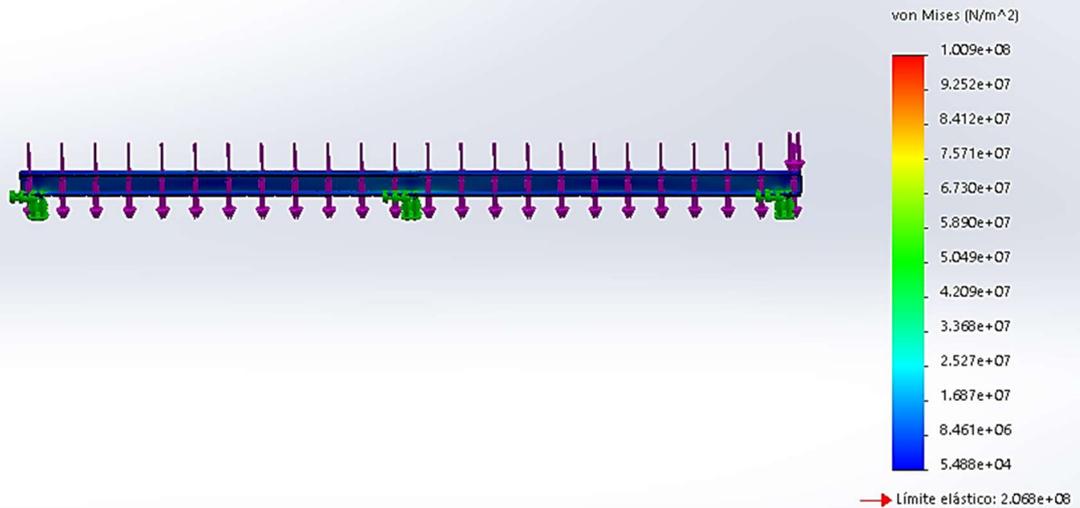


Imagen 197: Análisis de tensiones.

Desplazamientos

Nombre del modelo: Chapa en C 3
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1

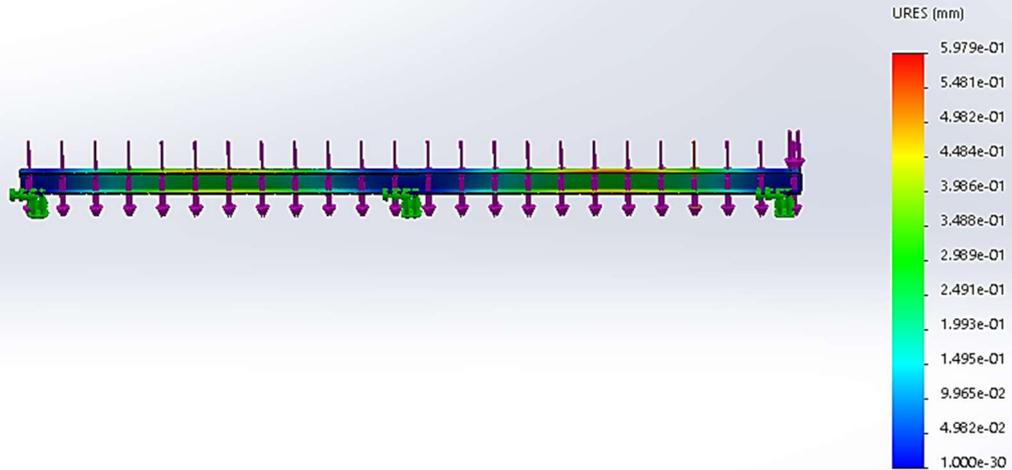


Imagen 198: Análisis de desplazamientos.

Según observamos, los diagramas de tensiones y deformaciones son las esperadas y con esto concluimos a que el diseño de la chapa lateral es capaz de cumplir con las necesidades que hemos propuesto.

Selección de la pendiente

La selección de la pendiente es fundamental ya que si hay mucha se alcanzan velocidades muy grandes produciendo incluso la rotura del alza, en cambio sí es poca el cajón no se moverá del lugar.

Entonces:

$$\sum E_m = 0$$

$$E_c + E_p = 0$$

$$\frac{1}{2} * m * (-v_f^2) - \frac{1}{2} * m * (-v_i^2) + m * g * h_f - m * g * h_i = 0$$

Donde:

- $E_m = \text{Energía mecánica (N * m)}$
- $E_c = \text{Energía cinética (N * m)}$
- $E_p = \text{Energía potencial (N * m)}$
- $m = \text{Masa (kg)}$
- $v_f = \text{Velocidad final } \left(\frac{m}{s}\right)$

- $v_i = \text{Velocidad inicial } \left(\frac{m}{s}\right)$
- $g = \text{Gravedad } \left(\frac{m}{s^2}\right)$
- $h_f = \text{Altura final (m)}$
- $h_i = \text{Altura inicial (m)}$

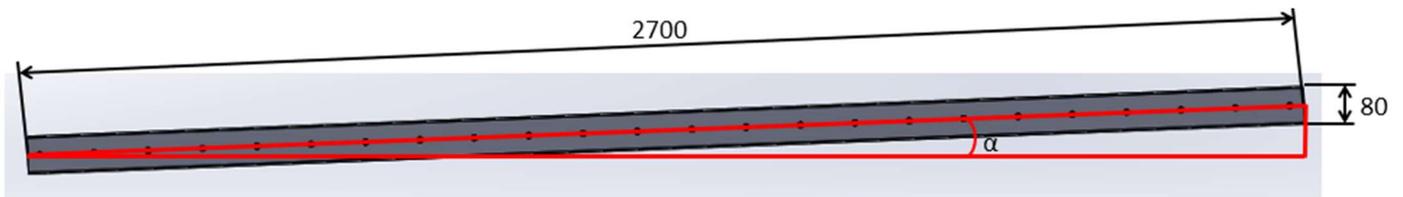


Imagen 199: Representación de la situación.

$$h_i = 0 \text{ (cm)}$$

$$v_i = 0 \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}}\right)$$

$$\frac{1}{2} * m * v_f^2 = m * g * h_f$$

Se simplifican las masas

$$\frac{1}{2} * v_f^2 = g * h_f$$

$$v_f = \sqrt{2 * g * h_f}$$

Pero:

$$h_f = 270 \text{ (cm)} * \text{sen}(\alpha)$$

$$v_f = \sqrt{2 * 981 \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}}\right) * 270 \text{ (cm)} * \text{sen}(\alpha)}$$

La ecuación queda con 2 incógnitas por lo que se propone el valor de una para obtener el valor de la otra.

Propongo:

$$\alpha = 1^\circ$$

$$v_f = \sqrt{2 * 981 \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}}\right) * 270 \text{ (cm)} * \text{sen}(4^\circ)} = 96,15 \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}}\right)$$

Luego:

$$\begin{array}{l} 19,22 \text{ (cm)} - 1 \text{ (s)} \\ 270 \text{ (cm)} - x \text{ (s)} \end{array}$$

$$x = \frac{270 \text{ (cm)} * 1 \text{ (s)}}{96,15 \text{ (cm)}} = 2,81 \text{ (s)}$$

El primer cajón le tomara 2,81 (s) en llegar al otro extremo y a medida que se va recortando la distancia el resto de las alzas le tomara mucho menos.

Verificación del tope

La verificación de esta pieza es fundamental ya que recibe un impacto inicial brusco y se va amortiguando por los cajones a medida que se vayan sumando las alzas.

$$F = m * a$$

Donde:

- $F = \text{Fuerza (N)}$
- $m = \text{Masa (kg)}$
- $a = \text{Gravedad } \left(\frac{m}{s^2}\right)$

$$a = \frac{dv}{dt}$$

$$F = m * \frac{dv}{dt}$$

Como mi velocidad es lineal es necesario encontrar la ecuación, para ello me voy ayudar con un programa denominado GeoGebra para graficar los dos puntos (velocidad final y velocidad inicial) lo suficiente para componer una recta.

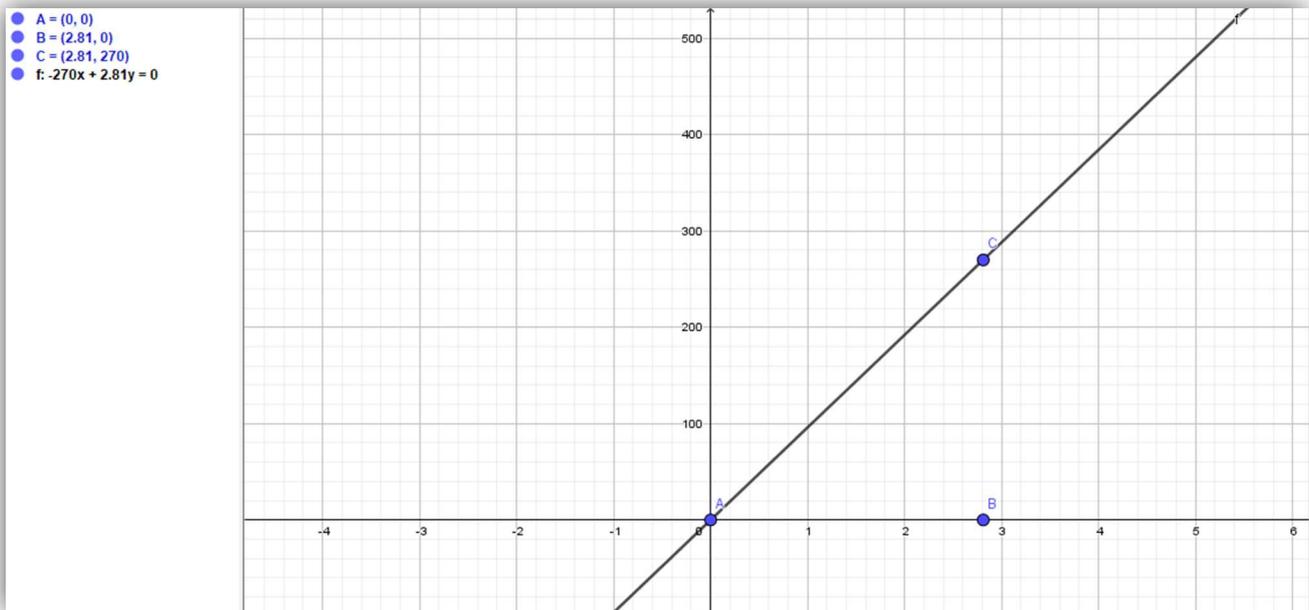


Imagen 200: GeoGebra.

$$-270 * x + 2,81 * y = 0$$

$$y = \frac{270}{2,81} * x$$

$$y = \frac{270}{2,81} * x = 96,085 * x$$

$$v = 96,085 * t \left(\frac{cm}{s} \right)$$

$$\frac{dv}{dt} = 96,085 \left(\frac{cm}{s^2} \right)$$

$$F = 10 (kg) * 96,085 \left(\frac{cm}{s^2} \right) * \frac{1 (m)}{100 (cm)} = 9,61 (N)$$

Cálculo del coeficiente dinámico

$$q_0 = A * \gamma * l$$

Donde:

- $A = \text{Area (cm}^2\text{)}$
- $\gamma = \text{Densidad } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$
- $l = \text{Longitud (cm)}$

La densidad del acero es de:

$$\gamma = 7,8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}\right)$$

$$q_0 = \left(\frac{\pi}{4} * 1,4^2\right) (\text{cm}^2) * 7,8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}\right) * \frac{1^3 (\text{dm}^3)}{10^3 (\text{cm}^3)} * 59,3 (\text{cm}) = 0,71 (\text{kg})$$

$$k_m = \frac{2 + 4 * \eta - \eta^2 - 6 * \eta^3 + 3 * \eta^4}{105 * \eta^2 * (1 - \eta)^2}$$

$\eta = 0,5$ (si la carga esta en el medio)

$$k_m = \frac{2 + 4 * 0,5 - 0,5^2 - 6 * 0,5^3 + 3 * 0,5^4}{105 * 0,5^2 * (1 - 0,5)^2} = 0,486$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{q_0}{q}} * k_m$$

$$q = 9,61 (\text{N}) * \frac{1 (\text{kg})}{9,81 (\text{N})} = 0,98 (\text{kg})$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{0,71 (\text{kg})}{0,98 (\text{kg})}} * 0,486 = 0,28$$

Flecha (f)

$$\delta_{st} = f = \frac{q * l^3}{3 * E * I} * [\eta * (1 - \eta)]^2$$

$$f = \frac{0,98 (\text{kg}) * (59,3 (\text{cm}))^3}{3 * 2,1 * 10^6 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) * \frac{\pi}{4} * 0,7^4 (\text{cm}^4)} * [0,5 * (1 - 0,5)]^2 = 0,011 (\text{cm})$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 * h}{f} * k}$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 * 8 \text{ (cm)}}{0,011 \text{ (cm)}} * 0,28} = 21,21$$

Esfuerzo normal dinámico

$$\sigma_d = \sigma_{st} * k_d$$

$$\sigma_d = \frac{M_f * r}{I} * k_d$$

$$\sigma_d = \frac{(0,49 \text{ (kg)}) * 28,8 \text{ (cm)}) * 0,7 \text{ (cm)}}{\frac{\pi}{4} * 0,7^4 \text{ (cm}^4\text{)}} * 21,21 = 1111,08 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Para que verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_d \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material.

SAE 1020 estirado en frío tiene un $\sigma_f = 4640 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{4640 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)}{2} = 2320 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Por lo tanto

$$1111,08 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \leq 2320 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Verifica

Patas regulables

- Verificación de perno – pasador.



Imagen 201: Sistema de regulación de altura.

Para los cálculos hay que tener en cuenta el esfuerzo de corte

$$\tau_c = 1,33 * \frac{Q}{F}$$

Donde:

- $Q = \text{Corte}$
- $F = \text{Area transversal}; F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * Q}{\pi * d^2}$$

El peso total es de 360 (kg) y la máquina posee 6 patas, por lo tanto, la carga actuante en cada una es de 60 (kg).

A su vez, la carga que soporta cada perno se divide en sus dos apoyos, por lo que cada perno será sometido a una carga transversal de 30 (kg).

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * 30 \text{ (kg)}}{\pi * 1^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 50,80 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_c \leq \tau_{adm}$$

Según Faired "La resistencia máxima a la cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a 0,7 de la máxima resistencia a la tracción", dicho esto tenemos que: $\tau_{fl} = 0,7 * \sigma_f$

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * \sigma_f}{\eta}$$

De Faired tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del perno – pasador.

AISI 304 RECOCIDO tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 2460 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$50,80 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 1148 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Etapa 6: Desoperculadora

La función principal es cortar el opérculo excedente del panel para facilitar la salida de la miel contenida en su interior.



Imagen 202: Desoperculadora.

Los cuadros se introducen manualmente al sistema de transmisión automática a través de una boca de entrada situada en la parte superior del equipo. Estos cuadros son transportados, por medio de una barra acarreadora, entre dos cuchillas calefaccionadas que separan el opérculo de las dos caras del panel al mismo tiempo. Una vez concluido este proceso, los cuadros son expulsados por la parte inferior del equipo, desde donde son retirados para su colocación en el extractor de miel.

Este dispositivo está fabricado en acero inoxidable AISI 304 (grado alimenticio) y cuenta con un sistema de transmisión por medio de cadenas y engranajes del mismo material, accionados por un motor eléctrico con 1/2 HP de potencia. Este motor, que opera con una tensión de 220V monofásica/bifásica, posee una caja reductora con embrague y llave de marcha y reversa. El sistema de calentamiento de las cuchillas es eléctrico, mediante resistencias, y es comandado por un controlador electrónico que permite setear manualmente la temperatura de trabajo deseada. El equipo posee 4 (cuatro) velocidades de operación, ajustables manualmente, y que le brindan una capacidad de trabajo de entre 300 y 1.200 cuadros por hora.

Especificaciones técnicas:

-
- Marca: INDERCO
 - Modelo: DAEX
 - Largo: 485 (mm) (sin guías de salida de cuadros)
 - Ancho: 970 (mm)
 - Alto: 840 (mm)
 - Peso: 72 (Kg)
 - Fase/tensión: Monofásica-bifásica (220V)
 - Potencia: 1/2 (HP)
 - Consumo: 10 (A)
 - Capacidad de trabajo: de 300 a 1200 cuadros/hora

Datos tomados de la página de INDERCO <https://www.inderco.com/>

Usamos esta máquina en particular porque las piezas y el servicio posventa es nacional, esto permite obtener los repuestos lo más rápido posible con la moneda oficial reduciendo costos.

Etapa 7: Mesa del extractor

La función principal es la de trasladar los cuadros que salen de la Desoperculadora (Etapa 5) hasta el extractor (Etapa 7).

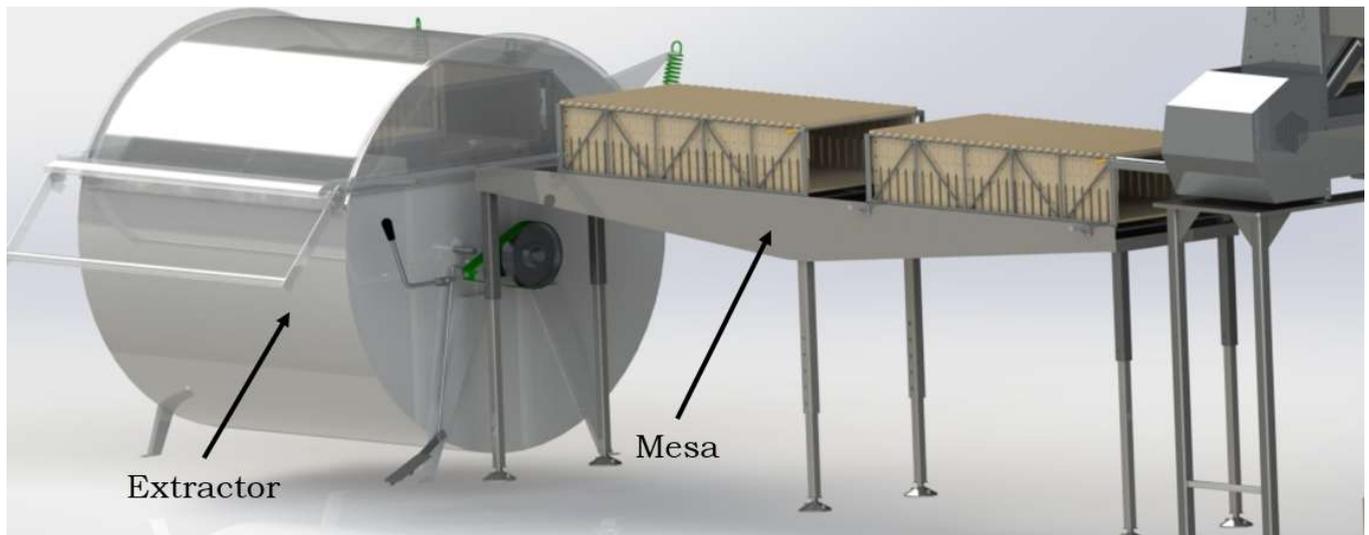


Imagen 203: Mesa del extractor.

El mecanismo es similar a una cinta transportadora de rodillos. El canasto es un recipiente que contiene los cuadros, el mismo es apoyado inmediatamente después del pulmón de la Desoperculadora y de esta forma se va cargando hasta llegar al límite, luego un operario deberá introducir una varilla con rosca basta con el fin de que los cuadros no se caigan y ya estén sujetos para los esfuerzos que sufrirán en el extractor.

El canasto se desliza por medio de dos juegos de ruedas ubicados en forma uniforme sobre la mesa con el fin del que la persona pueda desplazar con el mínimo esfuerzo físico. Las ruedas con el eje de vinculación son los mismos que usan Inderco actualmente (por lo que no habrá cálculos con respecto a esto).

Se utilizarán dos canastos para quitar los tiempos muertos, es decir a medida que se va cargando uno en forma automática el otro se podría ir ubicando al correspondiente lugar del extractor.

Además, se utilizarán cuatro solenoides para efectuar la reacción de los cuadros a medida que ingresan.

Canasto

Inderco nos ofrece usar su canasto comercial, pero para automatizar la alimentación del mismo se tuvo que hacer varias modificaciones.

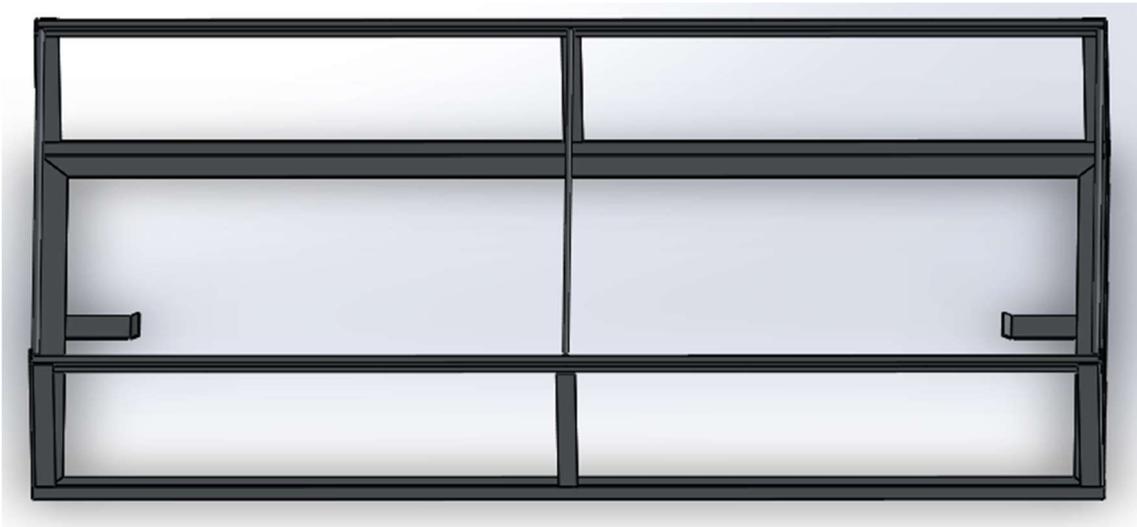


Imagen 204: Canasto original.

La carga del canasto original se hace en forma manual por arriba y los bastidores donde se apoyan los cuadros son estructurales de perfil cuadrado.

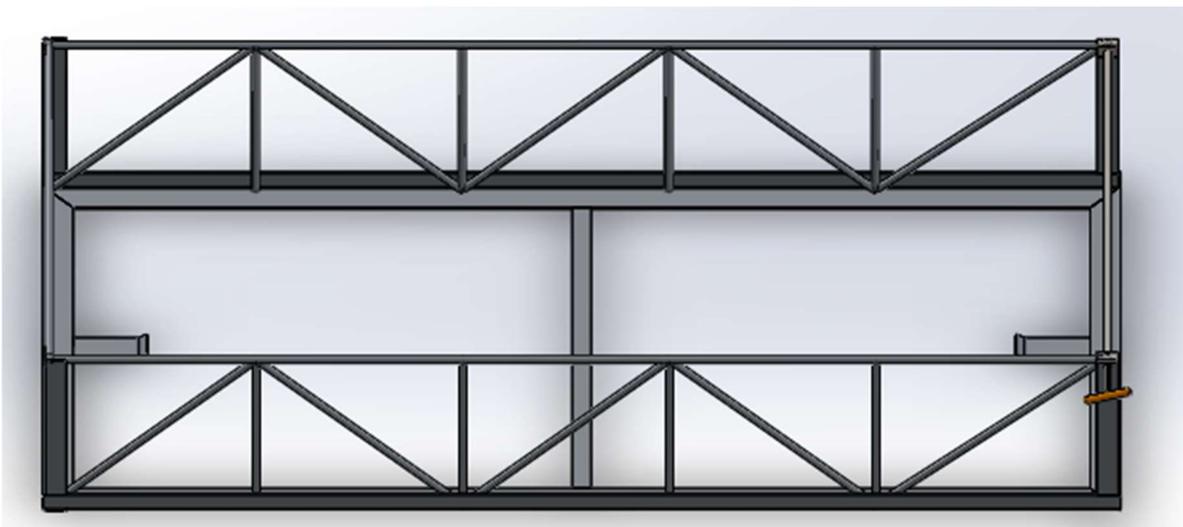


Imagen 205: Canasto modificado.

El tipo de carga original lo modificamos para que la carga sea horizontal esto hace que la alimentación se automatice con el mismo motor de la Desoperculadora ahorrando trabajo y tiempo.

Cambiamos los perfiles de los bastidores con forma redonda, para que los cuadros se puedan desplazar con la menor fricción posible. Como estamos con cargas dinámicas, reforzamos los laterales con reticulados aumentando la rigidez estructural evitando esfuerzos secundarios no deseados.

Las dimensiones exteriores no han sido alteradas para que el canasto siga siendo compatible con el calce de la maquina extractora.

Carga del canasto

El motor de la desoperculara es capaz de empujar una cantidad de cuadros elevada a la salida de la misma. Hemos tomado algunos datos empíricos para poder confirmar lo mencionado.

En el siguiente video <https://www.youtube.com/watch?v=qeuvS2O5BTk> en el 1:50 min se puede apreciar el alcance que proporciona en una desoperculadora similar dando entender que es posible realizar el movimiento explicado.

Selección y verificación del solenoide

El solenoide escogido debe satisfacer las necesidades es decir tener una longitud de vástago tal que llegue hasta interactuar con el canasto y garantizar que el mismo no se mueva mientras los cuadros ingresan.

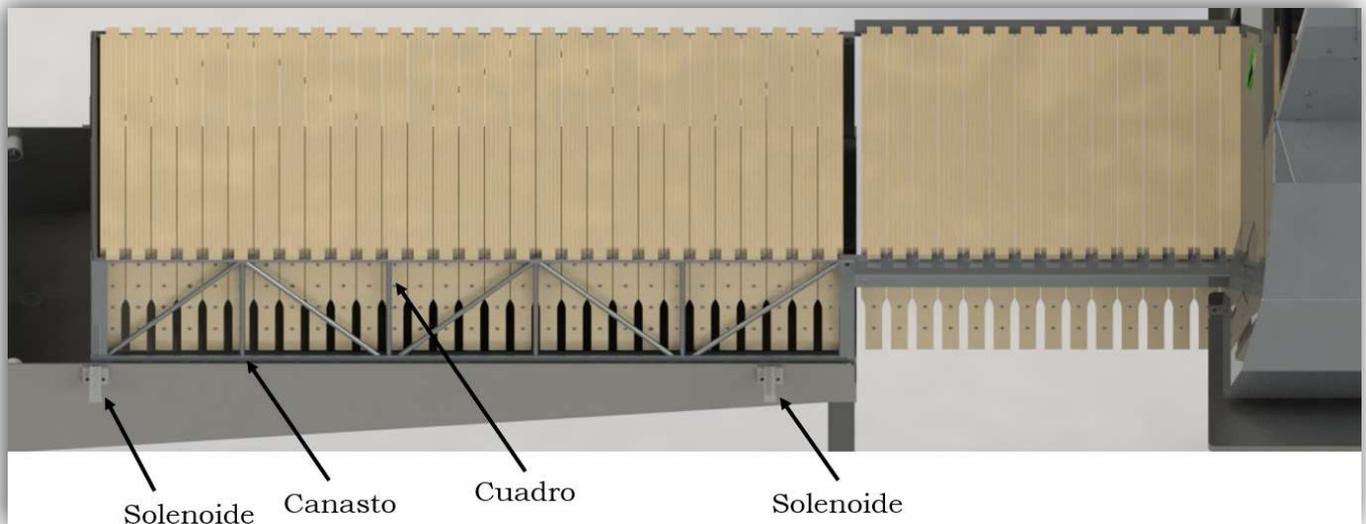


Imagen 206: Funcionamiento del solenoide.

Por catálogo se selecciona un actuador de solenoide lineal, carrera de 10 (mm) y un diámetro de 6 (mm), 12 V CC 1 A, tipo de tracción.

Por lo tanto, debe verificarse este eje tanto a corte como a flexión utilizando la teoría de falla de Guest.

$$P = \mu * m * g * 1,5$$

Donde:

- $P =$ Carga máxima (N)
- $\mu =$ coeficiente de fricción
- $m =$ Masa total (kg)
- $g =$ Gravedad (m/s^2)
- 1,5 = margen de seguridad

$$\mu = 0,6 \text{ (madera/metal)}$$

Si tomo la masa más grande debo considerar que el canasto soporta 60 cuadros y cada 10 cuadros pesan 50 kg, entonces:

$$m = \frac{60 \text{ (cuadros)} * 50 \text{ (kg)}}{10 \text{ (cuadros)}} = 300 \text{ (kg)}$$

$$P = 0,6 * 300 \text{ (kg)} * 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right) * 1,5 = 2648,7 \text{ (N)} * \frac{1 \text{ (kg)}}{9,81 \text{ (N)}} = 270 \text{ (kg)}$$

$$Q_{max} = \frac{P}{4} = \frac{270 \text{ (kg)}}{4} = 67,5 \text{ (kg)}$$

Esfuerzo tangencial máximo (por corte transversal):

$$\tau_Q = 1,33 * \frac{Q_{max}}{F}$$

Donde:

- $Q =$ Corte máximo
- $F =$ Area transversal ; $F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_Q = \frac{4 * 1,33 * 67,5 \text{ (kg)}}{\pi * 0,6^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 317,51 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$$

Esfuerzo normal máximo (por flexión):

$$\sigma = \frac{M_{f\text{máx}} * y}{I}$$

Donde:

- $M_f = \text{Momento flector}$
- $y = \text{Distancia de la fibra mas alejada; } y = r \text{ (radio eje)}$
- $I = \text{Inercia; } I = \frac{\pi * d^4}{32}$

$$\sigma = \frac{32 * M_{f\text{máx}} * r}{\pi * d^4}$$

$$\sigma = \frac{32 * (1 * 67,5)(kg * cm) * 0,3 (cm)}{\pi * 0,6^4 (cm^4)} = 1591,55 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Finalmente aplicamos la teoría de falla de Guest:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\left(1591,55 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2 + 4 * \left(317,51 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \right)^2} = 1713,56 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Para que el eje verifique, deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del eje.

SAE 1010 tiene $\sigma_f = 3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma_{adm} = \frac{3867 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)}{1,5} = 2578 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Por lo tanto

$$1713,56 \left(\frac{kg}{cm^2} \right) \leq 2578 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

Verifica

Patas regulables

- Verificación de perno – pasador.



Imagen 207: Sistema de regulación de altura.

Para los cálculos hay que tener en cuenta el esfuerzo de corte

$$\tau_c = 1,33 * \frac{Q}{F}$$

Donde:

- $Q = \text{Corte}$
- $F = \text{Area transversal}; F = \frac{\pi}{4} * d^2$

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * Q}{\pi * d^2}$$

El peso total es de 690 (kg) y la máquina posee 6 patas, por lo tanto, la carga actuante en cada una es de 115 (kg).

A su vez, la carga que soporta cada perno se divide en sus dos apoyos, por lo que cada perno será sometido a una carga transversal de 57,5 (kg).

$$\tau_c = \frac{4 * 1,33 * 57,5 \text{ (kg)}}{\pi * 1^2 \text{ (cm}^2\text{)}} = 97,37 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Deberá cumplir la siguiente condición:

$$\tau_c \leq \tau_{adm}$$

Según Faires “La resistencia máxima a la cizalladura se ha tomado arbitrariamente igual a 0,7 de la máxima resistencia a la tracción”, dicho esto tenemos que: $\tau_{fl} = 0,7 * \sigma_f$

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * \sigma_f}{\eta}$$

De Faires tabla AT 4 obtenemos la tensión admisible para el material del perno – pasador.

AISI 304 RECOCIDO tiene $\sigma_f = 2460 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$ y proponiendo un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{adm} = \frac{0,7 * 2460 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)}{1,5} = 1148 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Por lo tanto

$$97,37 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \leq 1148 \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

Verifica

Etapa 8: Extractor para 240 cuadros de media alza

La función principal es extraer la miel de los panales por medio de la aplicación de fuerza centrífuga.



Imagen 208: Extractor para 240 cuadros de media alza.

Este dispositivo está fabricado en acero inoxidable AISI 304 (grado alimenticio). Consta de un tambor en cuyo interior se sitúa un rotor de eje horizontal con soportes para 4 canastos con capacidad de 60 cuadros Langstroth de media alza cada uno, totalizando una capacidad de 240 cuadros.

Una vez desoperculados, los cuadros se cargan en los 4 canastos de acero inoxidable AISI 304 . Luego, estos canastos son colocados dentro del Extractor.

El Extractor para 240 cuadros de media alza INDERCO consiste en un tambor en cuyo interior se sitúa un rotor de eje horizontal con soporte para los canastos. Una vez cerrada y asegurada la tapa superior, e iniciada la marcha, el rotor es impulsado a altas revoluciones gracias a un motor eléctrico de 1,5 HP a tensión monofásica/bifásica (220V) (existe opción a tensión trifásica por 380V, a pedido del operador) controlado por un variador electrónico de velocidad programable con sistema de aceleración y frenado progresivos que permite, además, seleccionar la duración del ciclo de trabajo. La fuerza centrífuga resultante de este proceso

permite la salida de la miel contenida en los panales. Esta miel precipita al fondo del tambor, y evacúa hacia la Fosa Recolectora a través de una abertura situada en la base del tambor.

Su capacidad de trabajo es de hasta 1.200 (mil doscientos) cuadros por hora, considerando ciclos de trabajo de entre 10 y 12 minutos.

Especificaciones técnicas:

- Marca: INDERCO
- Modelo: E240
- Largo: 3600 (mm) (sin guías de salida de cuadros)
- Ancho: 3600 (mm)
- Alto: 1300 (mm)
- Fase/tensión: Monofásica-bifásica (220V) - trifásica (380V)
- Potencia: 1,5 (HP)
- Capacidad de trabajo: hasta 1.200 cuadros/hora

Datos tomados de la página de INDERCO <https://www.inderco.com/>

Usamos esta máquina en particular porque las piezas y el servicio posventa es nacional, esto permite obtener los repuestos lo más rápido posible con la moneda oficial reduciendo costos.

Tiempos de operación

Para poder sincronizar las maquinas es necesario conocer el tiempo de operación que lleva el extractor, según el fabricante este tiempo máximo es de 12 (min).

$$12 \text{ (min)} * \frac{60 \text{ (s)}}{1 \text{ (min)}} = 720 \text{ (s)}$$

Y la capacidad de trabajo de la desoperculadora es la siguiente:

$$300 - 1200 \left(\frac{\text{cuadros}}{\text{hora}} \right)$$

Siempre que se pueda conviene usar la máquina a máxima capacidad por lo que en los siguientes cálculos tomaremos 1200 (cuadros/hora).

Teniendo en cuenta lo anterior como parámetros principales debemos sincronizar nuestras máquinas.

1) Mesa del extractor

Cada canasto tiene una capacidad de 60 cuadros y el extractor lleva 4 por ciclo, por lo que la desoperculadora debe cumplir con el menor tiempo posible.

Entonces hay que calcular cuánto tiempo tarda en desopercular un cuadro:

$$\begin{aligned} &1200 \text{ (cuadros)} - 3600 \text{ (s)} \\ &1 \text{ (cuadro)} - t \text{ (s)} \\ t &= \frac{1 \text{ (cuadro)} * 3600 \text{ (s)}}{1200 \text{ (cuadros)}} = 3 \text{ (s)} \end{aligned}$$

Luego, el tiempo que lleva cada canasto :

$$\begin{aligned} &1 \text{ (cuadro)} - 3 \text{ (s)} \\ &60 \text{ (cuadros)} - t \text{ (s)} \\ t &= \frac{60 \text{ (cuadros)} * 3 \text{ (s)}}{1 \text{ (cuadro)}} = 180 \text{ (s)} \end{aligned}$$

Como son 4 canastos:

$$180 (s) * 4 = 720 (s)$$

Concluyendo que si la desoperculadora va al límite de operación y termine desopercular 240 cuadros el extractor habrá terminado y estará en condiciones de reiniciar el ciclo.

2) Cinta transportadora de cuadros

Por otro lado en la cinta transportadora de cuadros tenemos 10 cuadros a ingresar a la desoperculadora, por lo tanto:

$$\begin{aligned} 1 (\text{cuadro}) &- 3 (s) \\ 10 (\text{cuadros}) &- t (s) \\ t &= \frac{10 (\text{cuadros}) * 3 (s)}{1 (\text{cuadro})} = 30 (s) \end{aligned}$$

Necesitamos cumplir con este tiempo de 30 (s) para que esta máquina pueda verificar.

Tenemos una velocidad lineal de 8 (cm/s) y una distancia de diseño de 444,5 (mm), entonces:

$$t = \frac{x}{v} = \frac{44,45 (\text{cm})}{8 (\text{cm/s})} = 5,56 (s)$$

$$30 (s) \gg 5,56 (s)$$

La cinta posee dos motores paso a pasos sincronizados cuya velocidad se puede regular con torque suficiente para mover los cuadros, es decir si la máquina va muy rápida se puede ralentizar por medio del programa.

3) Elevador

- Tiempo de subida (eje Y)

Ver memoria de cálculo, se propuso lo siguiente:

$$t = 15 (s)$$

- Tiempo horizontal (eje X)

La velocidad lineal de la cremallera propuesta es:

$$v = 6000 \left(\frac{mm}{min} \right) * \frac{1 (m)}{1000 (mm)} * \frac{1 (min)}{60 (s)} = 0,1 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$t = \frac{x}{v} = \frac{1 (m)}{0,1 \left(\frac{m}{s} \right)} = 10 (s)$$

Finalmente hay que sumar el tiempo que pasa la cinta transportadora del elevador a la cinta transportadora de cuadros (como el sistema de transporte de los cuadros es el mismo que la máquina anterior, entonces el tiempo de operación de las uñas es el mismo):

$$t_t = 15 (s) * 2 + 10 (s) + 5,56 (s) = 45,56 (s)$$

4) Mesa giratoria

- Tiempo de posicionamiento de alza = Tiempo de expulsión de alza

$$t = \frac{x}{v} = \frac{0,716 (m)}{6 \left(\frac{m}{min} \right) * \frac{1 (min)}{60 (s)}} = 7,16 (s)$$

- Tiempo de elevación de cuadros

$$t = \frac{x}{v} = \frac{100 (mm)}{12 \left(\frac{mm}{s} \right)} = 8,33 (s)$$

- Tiempo de giro

Ver memoria de cálculo, se propuso lo siguiente:

$$t = 5 (s)$$

Finalmente sumamos el tiempo total:

$$t_t = (7,16 (s) + 8,33 (s) + 5 (s)) * 2 = 40,98 (s)$$

5) Cinta transportadora de alzas

- Tiempo de transporte cinta 1

$$t = \frac{x}{v} = \frac{2,682 (m)}{6 \left(\frac{m}{min}\right) * \frac{1 (min)}{60 (s)}} = 26,82 (s)$$

- Tiempo de transporte cinta 2

$$t = \frac{x}{v} = \frac{0,937 (m)}{6 \left(\frac{m}{min}\right) * \frac{1 (min)}{60 (s)}} = 9,37 (s)$$

Finalmente sumamos el tiempo total:

$$t_t = 26,82 (s) + 9,37 (s) = 36,19 (s)$$

6) Cinta transportadora salida de alzas

Ver memoria de cálculo. De igual manera no es una maquina a tener en cuenta ya que posee pulmón como para 6 alzas y estas son retiradas del sistema, o sea que puede andar de manera asínrona sin afectar a la línea.

Tiempo de operación (t_o)

$$t_o = \sum t$$

Los tiempos mencionados anteriormente son por alzas. Recordando que 6 alzas completan 1 canasto y son 4 canasto por ciclo del extractor, tenemos (también sumamos el tiempo de desoperculado y el tiempo del extractor:

$$t_o = (5,56 (s) + 45,56 (s) + 40,98 (s) + 36,19 (s)) * 6 * 4 + 720(s) + 720 (s) = 4518,96 (s)$$

$$t_o = 4518,96 (s) * \frac{1 (h)}{3600 (s)} = 1,26 (h)$$

El tiempo del sistema total (t_s) para desopercular 240 cuadros es de:

$$t_s = 1,26 (h) + t_m$$

Donde:

$$t_m = \text{tiempo muerto (h)}$$

9. Conclusión

Este sistema permite automatizar el trabajo de tal manera de tener de manera inicial seis operarios reducirlos a dos o tres, además de un ahorro importante de tiempo reduciendo costos en el producto por lo tanto sería un beneficio para la sociedad también.

Además produce los siguientes impactos:

Impacto económico: al poder unificar las máquinas en una sola reduce los costos de mantenimiento como así también los costos de producción por lo que la miel se podría vender más barato.

Consideramos que al tener una línea como lo que se propone, se obtendrán tiempo menores de extracción de miel, por lo tanto, se acelerará el proceso y el mismo no será demasiado tedioso como se lo nota actualmente.

Impacto social: Obtener una máquina más compacta y eficaz implica no tener un excesivo control humano sobre ella, por lo que el impacto no es positivo para los operarios, pero ellos pueden profundizar más en conocimiento y aplicar los mismos a la maquinaria.

Impacto ambiental: la productividad es un factor muy importante y al poder realizar las operaciones en una sola máquina implica usar menos recursos contribuyendo con el medio ambiente.

Impacto tecnológico: la idea de automatizar gran parte del proceso permite alcanzar un nivel de industria 4.0 pudiendo observar el proceso por medio de la nube a través de distintos dispositivos como PC, celular, tablet, etc.

Finalmente podemos ampliar el proyecto en un futuro que se encargue desde la extracción hasta el envasado de la miel, aumentando el rendimiento y la eficacia de todo el proceso.

10. Bibliografía

Ruedas para la vía

<https://todo-ruedas.com.ar/wp-content/uploads/2022/04/CATALOGO-2022.pdf>

Ruedas para el travesaño

<https://todo-ruedas.com.ar/wp-content/uploads/2022/04/CATALOGO-2022.pdf>

Motor cremallera

<http://www.imprac.com.ar/corredizo-tankker-400.php>

Cálculo de cadena

[Catalogo Cadenas Joresa 2010.pdf \(multiscreensite.com\)](#)

Catálogo de chavetas

[chavetas '03 \(tosuga.com\)](#)

Selección de cadena

[CADENA-REXNORD-LINK-BELT.pdf](#)

Catálogo tubo de acero (soldado a cadena)

[INOXOESTE - Aceros Inoxidables](#)

- Diam ext 3/8" x 0,303 de espesor (La corta y larga también)

Cadena

[untitled \(suministrossercoin.com\)](#)

Piñón

[INDICE.PDF \(jocartransmisiones.com\)](#)

Agradecimientos

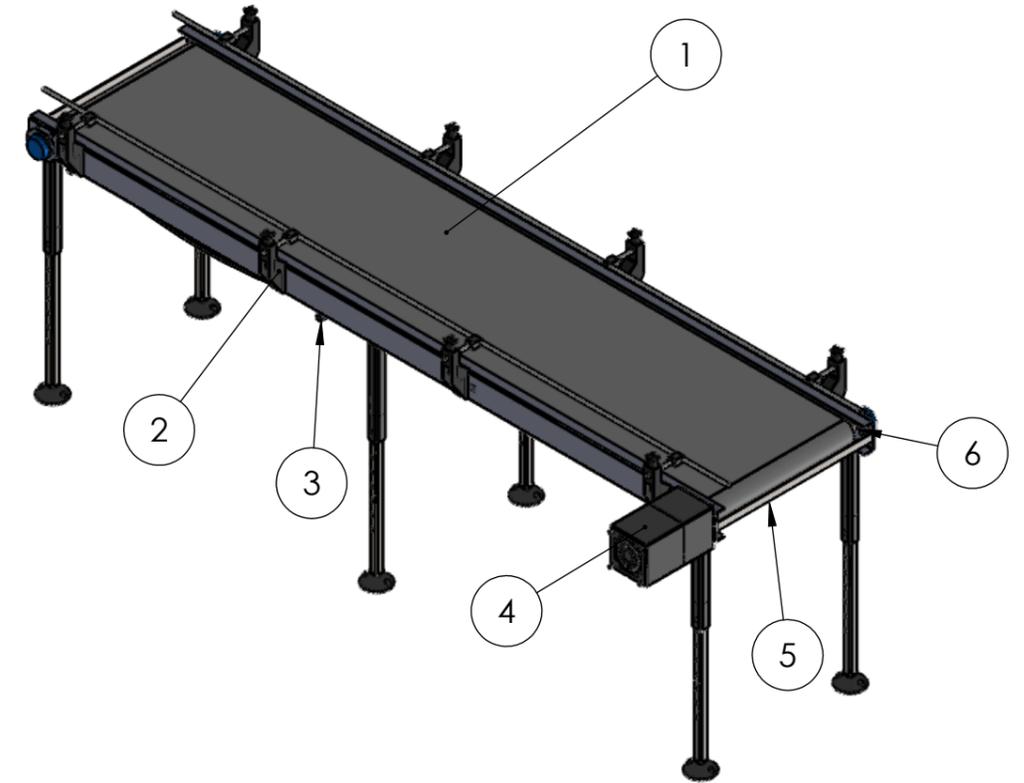
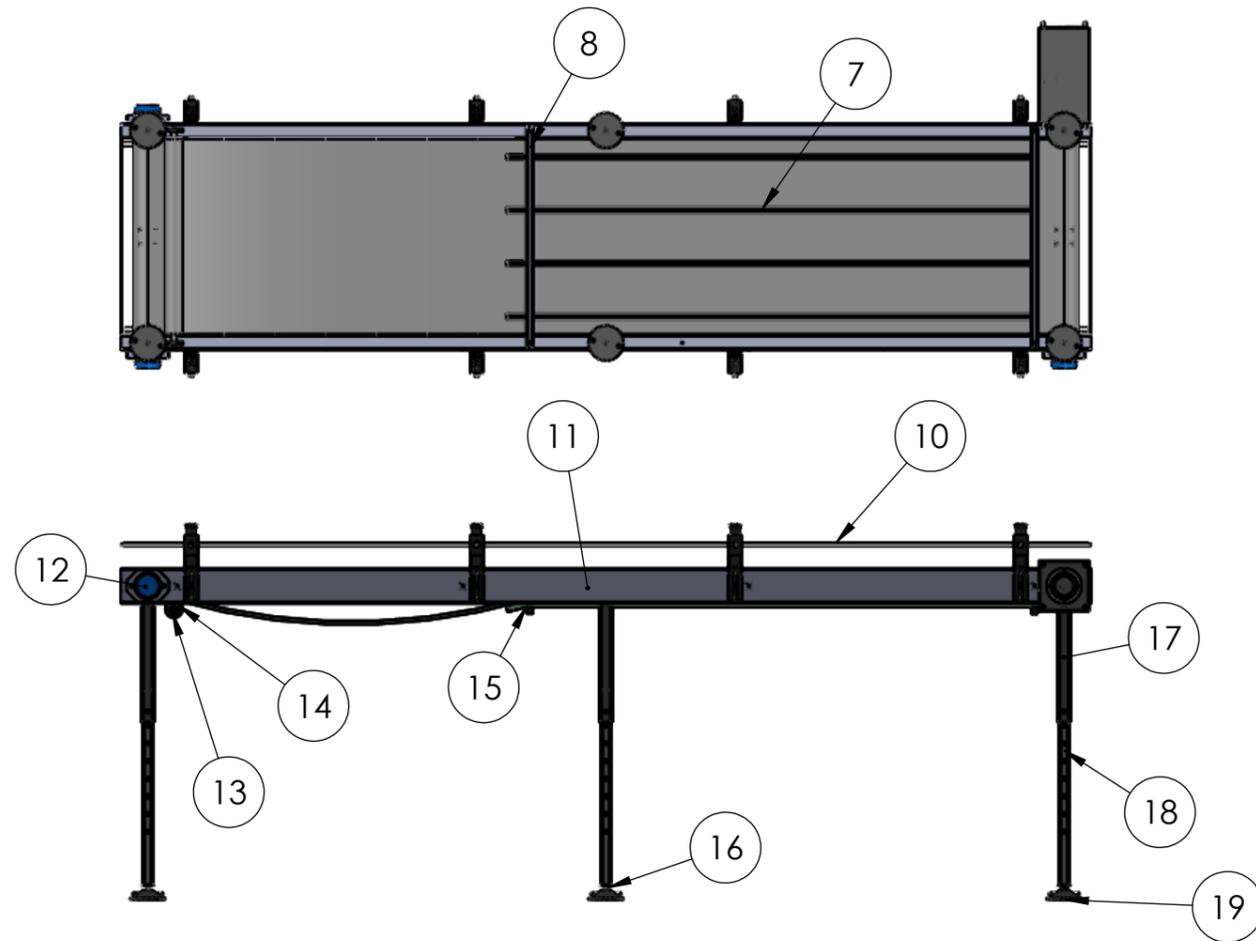
En primer lugar, me gustaría dar las gracias a mi familia y a mis amigos, quienes me apoyaron y transitaron en los buenos y en los malos momentos, es con todos ellos con los que quiero disfrutar este logro personal.

Por otra parte, queremos agradecer a cada docente y no docente de la Universidad Tecnológica Nacional Regional Santa Fe, lugar que nos aportó gran cantidad de conocimientos y calidez humana.

Muchas gracias a todos.

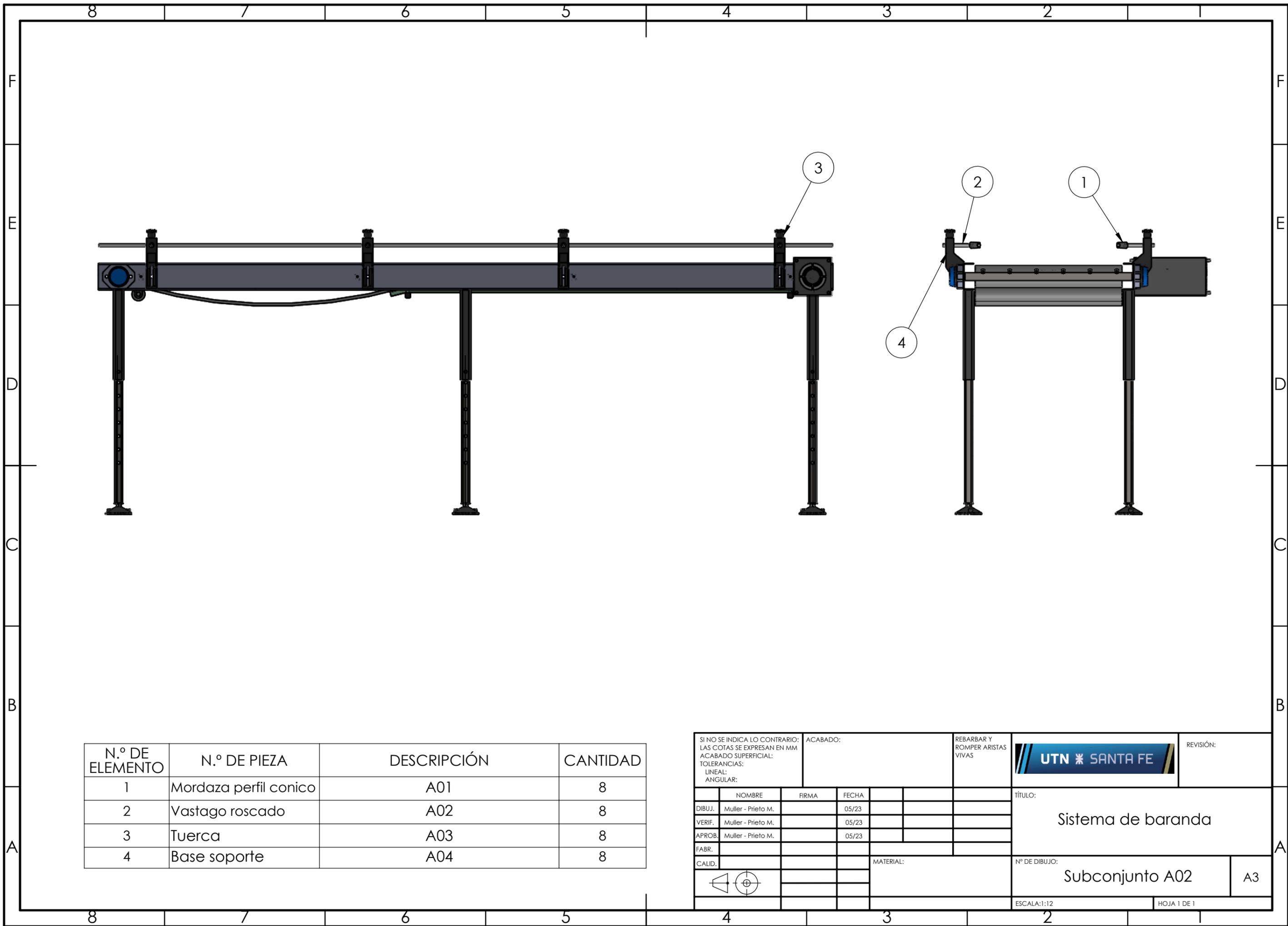
Müller, Daniel.

Prieto M, Luciano.



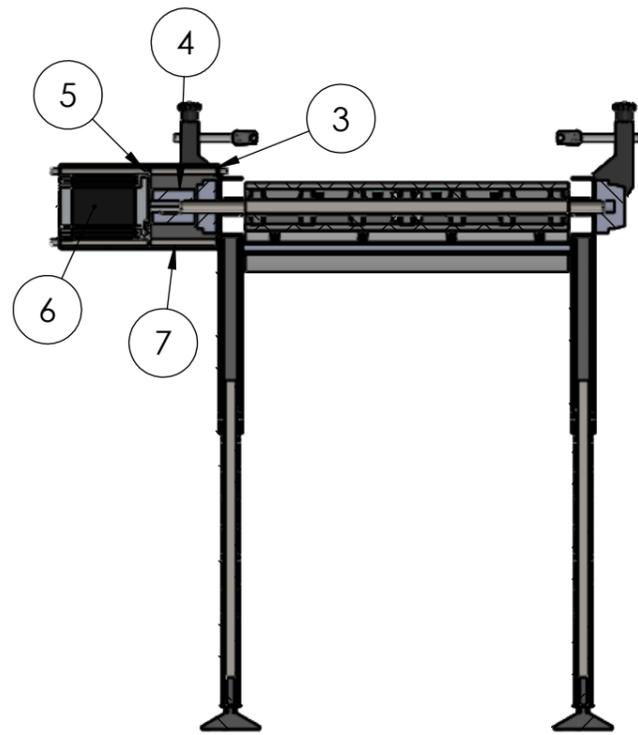
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Banda	A01	1
2	Sistema de baranda	A02	8
3	Regaton plastico	A03	4
4	Sistema de vinculacion del motor	A04	1
5	Refuerzo cinta	A05	2
6	Eje cuadrado motor	A06	1
7	Perfil de desgaste	A07	4
8	Perfil cuadrado	A08	6
9	Mordaza perfil conico	A09	8
10	Trefilado baranda	A10	2
11	Chapa en C	A11	2
12	Sistema de transmision	A12	3
13	Rodamiento SKF 61802-2Z	A13	2
14	Portarodamiento	A14	2
15	Buje soporte	A15	4
16	Hexagon Nut ISO 4032 - M12 - W - N	A16	6
17	Pata	A17	6
18	Pata 2	A18	6
19	Pata roscada	A19	6

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN:																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>VERIF. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>APROB. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23	VERIF. Muller - Prieto M.		05/23	APROB. Muller - Prieto M.		05/23	FABR.			CALID.				
NOMBRE	FIRMA	FECHA																				
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23																				
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23																				
APROB. Muller - Prieto M.		05/23																				
FABR.																						
CALID.																						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>TÍTULO:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Cinta transportadora de alzas</td> </tr> </tbody> </table>			TÍTULO:	Cinta transportadora de alzas	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Nº DE DIBUJO:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A3</td> </tr> </tbody> </table>		Nº DE DIBUJO:	A3														
TÍTULO:																						
Cinta transportadora de alzas																						
Nº DE DIBUJO:																						
A3																						
			<table border="1"> <thead> <tr> <th>ESCALA:</th> <th>HOJA 1 DE 1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1:20</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		ESCALA:	HOJA 1 DE 1	1:20															
ESCALA:	HOJA 1 DE 1																					
1:20																						

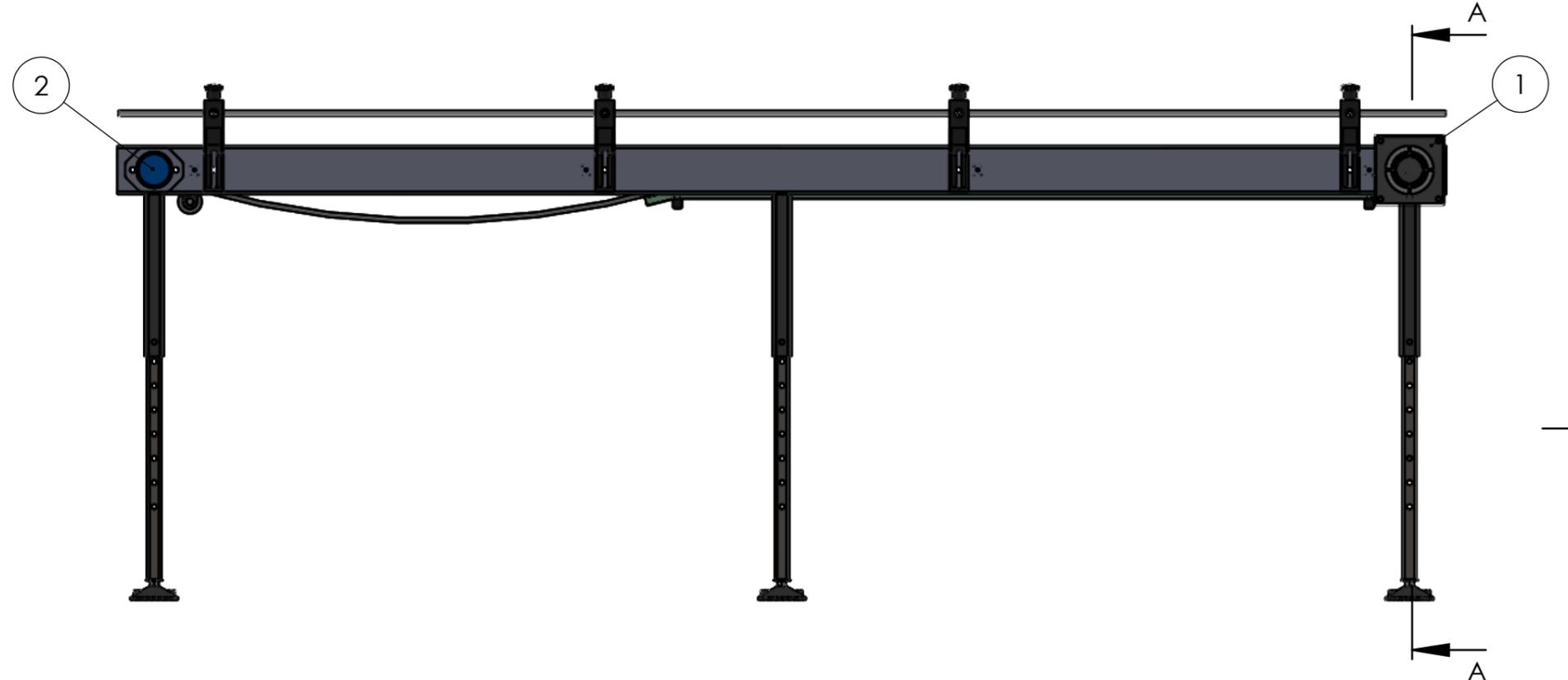


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Mordaza perfil conico	A01	8
2	Vastago roscado	A02	8
3	Tuerca	A03	8
4	Base soporte	A04	8

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN:																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23	VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23	APROB.	Muller - Prieto M.		05/23	FABR.				CALID.						TÍTULO:
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																									
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23																									
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23																									
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23																									
FABR.																												
CALID.																												
		MATERIAL:		Sistema de baranda																								
				Nº DE DIBUJO:																								
				Subconjunto A02																								
				A3																								
				ESCALA:1:12																								
				HOJA 1 DE 1																								

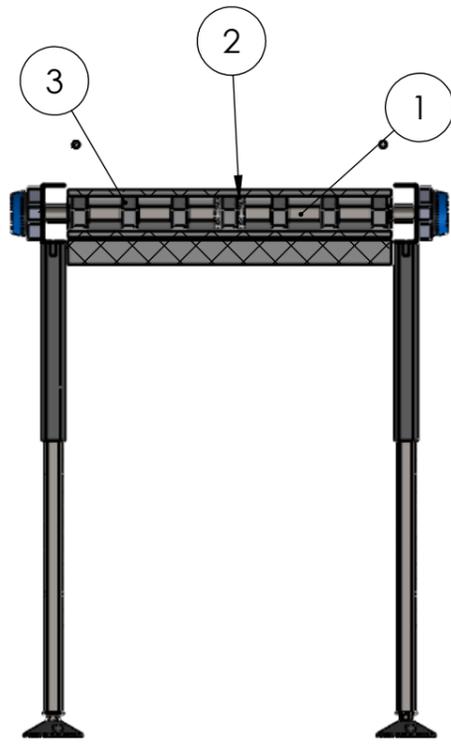


SECCIÓN A-A

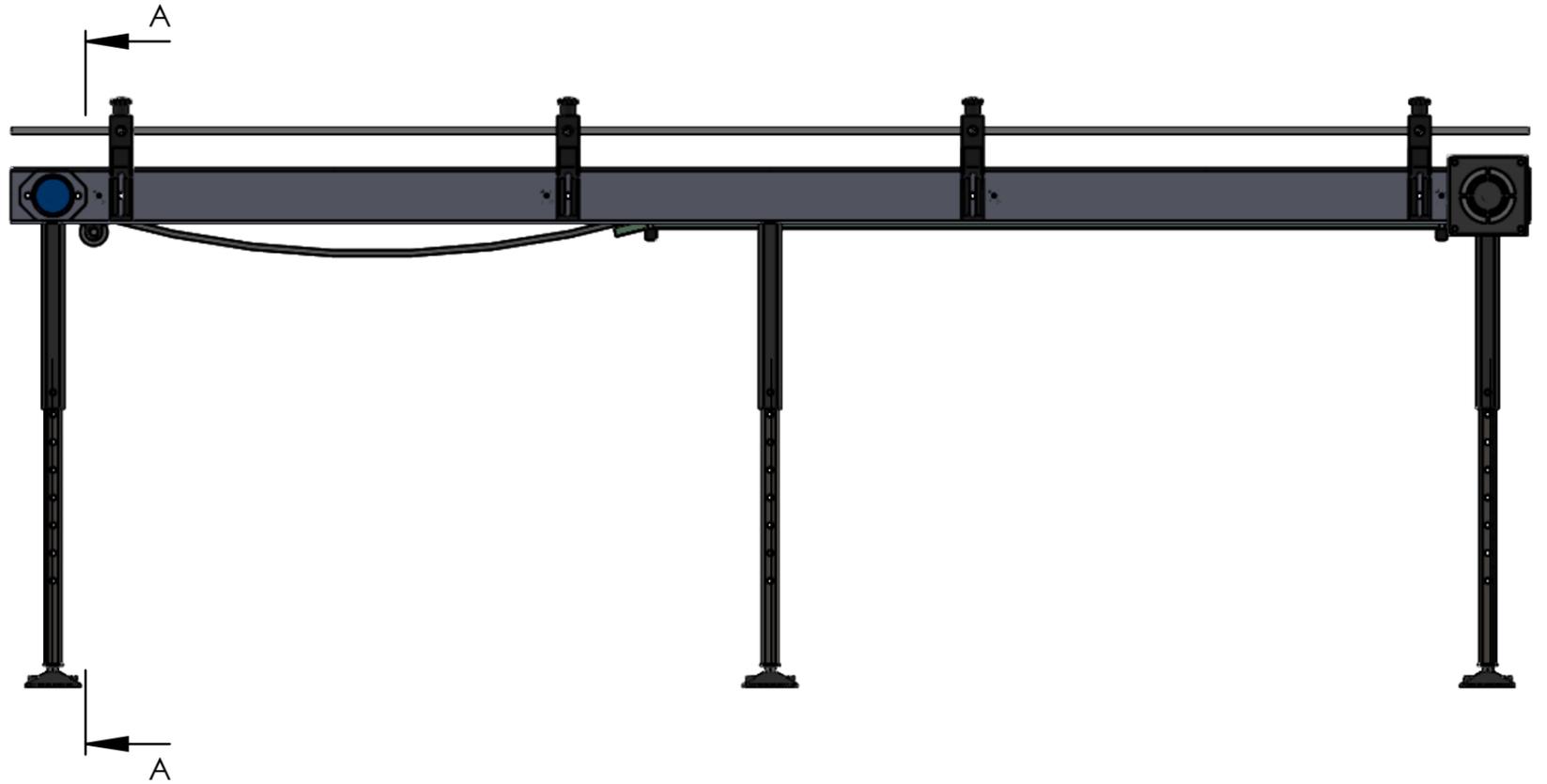


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cubremotor	A01	1
2	Caja porta rodamiento	A02	3
3	Placa soporte	A03	1
4	Acople	A04	1
5	Placa soporte 2	A05	1
6	Motor Nema 42	A06	1
7	Varilla roscada	A07	4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23	Sistema de vinculacion del motor		
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23	Nº DE DIBUJO:		
APROB. Muller - Prieto M.		05/23	Subconjunto A04		
FABR.			MATERIAL:	A3	
CALID.				ESCALA:1:12	HOJA 1 DE 1



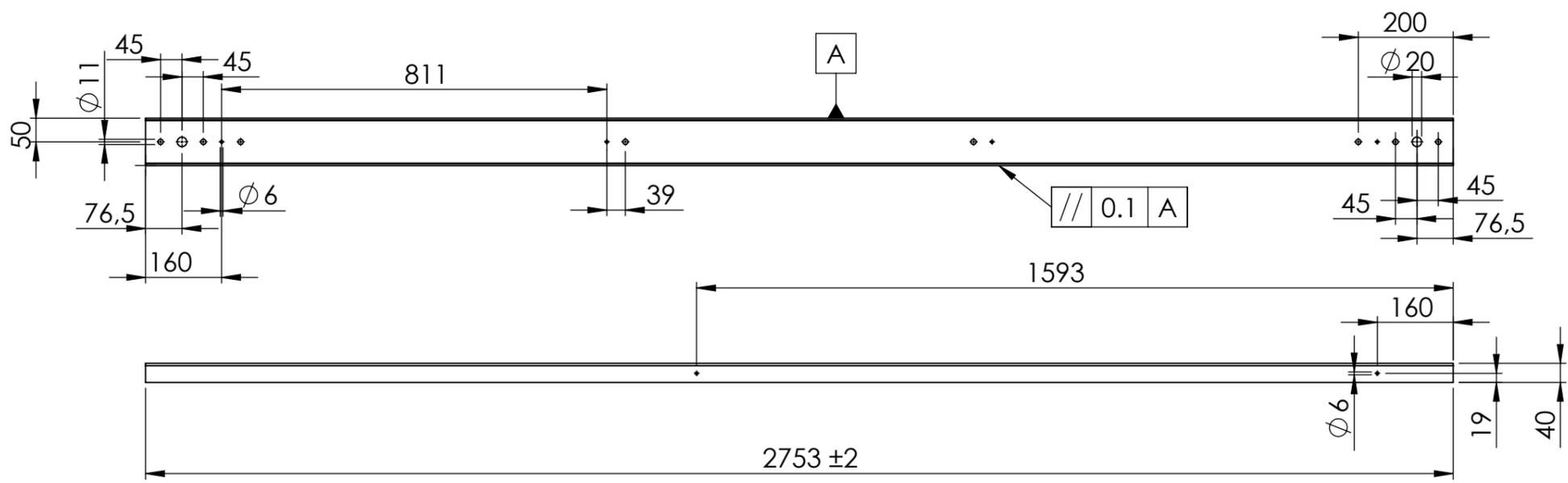
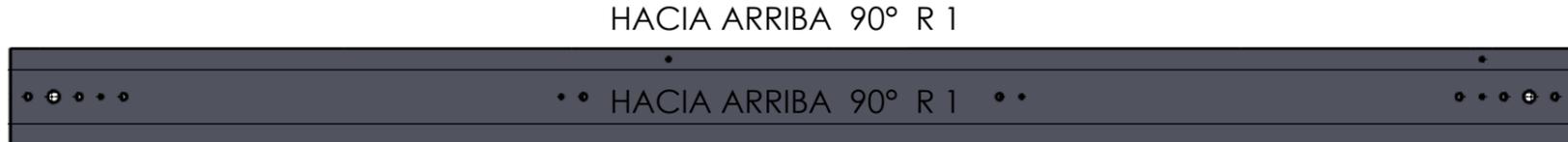
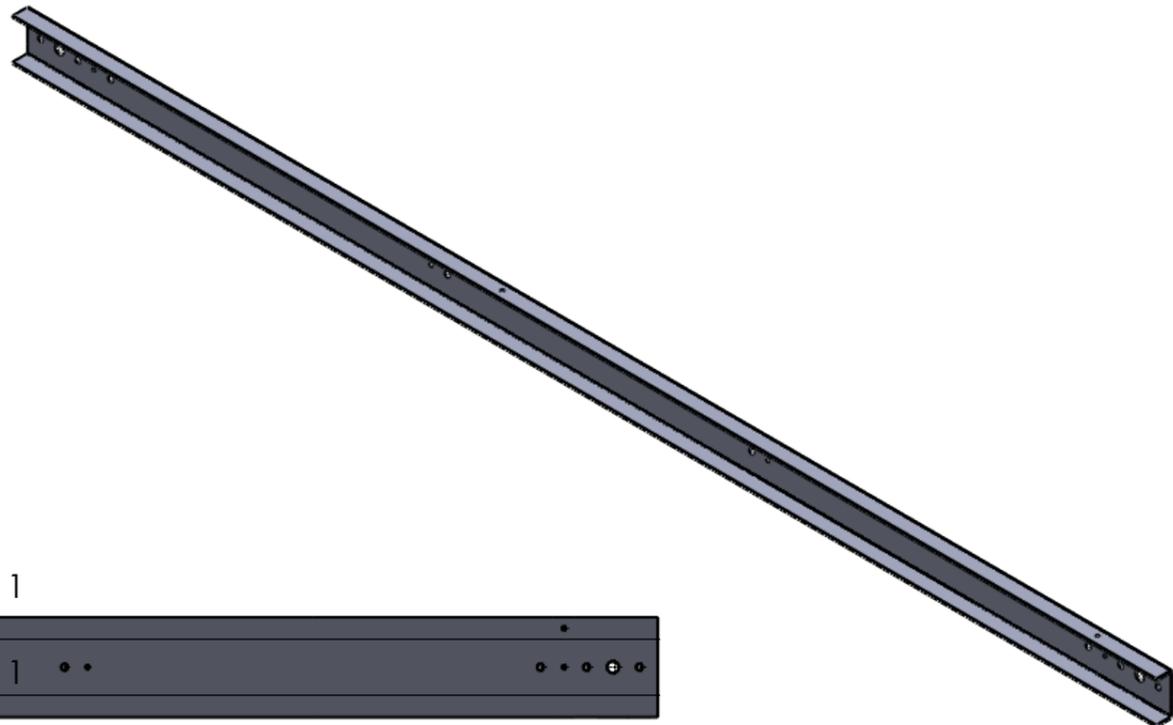
SECCIÓN A-A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje cuadrado	A01	1
2	Aro de retencion	A02	4
3	Piñon	A03	14

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN:
DIBUJ. Muller - Prieto M.		FIRMA	FECHA 05/23	TÍTULO: Sistema de transmision
VERIF. Muller - Prieto M.			05/23	
APROB. Muller - Prieto M.			05/23	
FABR.				
CALID.			MATERIAL:	Nº DE DIBUJO: Subconjunto A12
				A3
ESCALA:1:12			HOJA 1 DE 1	

$Ra = 3.2$



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				Tolerancias generales ISO 2768		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
				TÍTULO:		Chapa en C		
NOMBRE				FIRMA		FECHA		Nº DE DIBUJO:
DIBUJ. Muller - Prieto M.						05/23		A11
VERIF. Muller - Prieto M.						05/23		A3
APROB. Muller - Prieto M.						05/23		ESCALA:1:12
FABR.								HOJA 1 DE 1
CALID.						MATERIAL: AISI 304		

Ra = 0.8

⊥ 0.1 A

+0,028
25 +0,008
+0,028
25 +0,008

○ 0.1

+0,028
∅ 20 +0,015

110 ±0,15

GTAW > α 2.5

// 0.1 A

A

550 ±0,3

60 ±0,15

GTAW > α 2.5

Chafilanes: 1x45°



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



REVISIÓN:

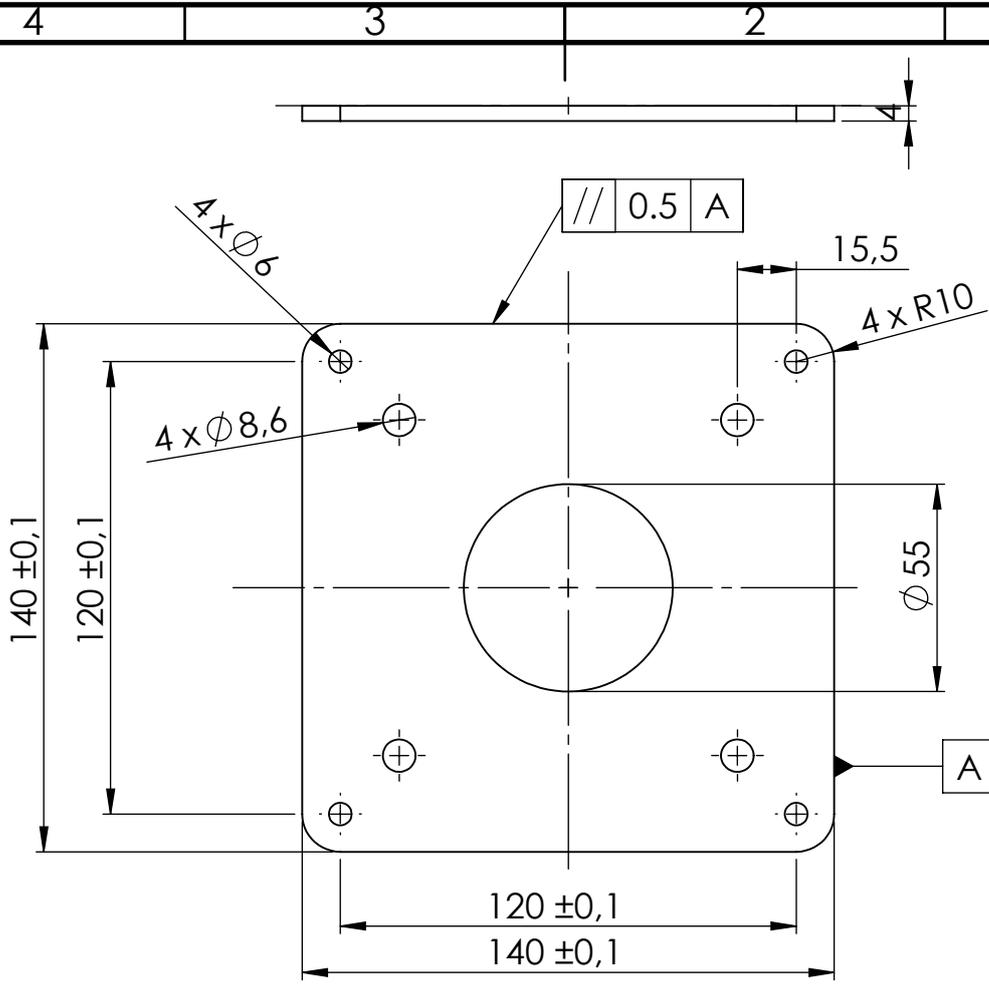
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23
FABR.			

TÍTULO:
Eje cuadrado motor

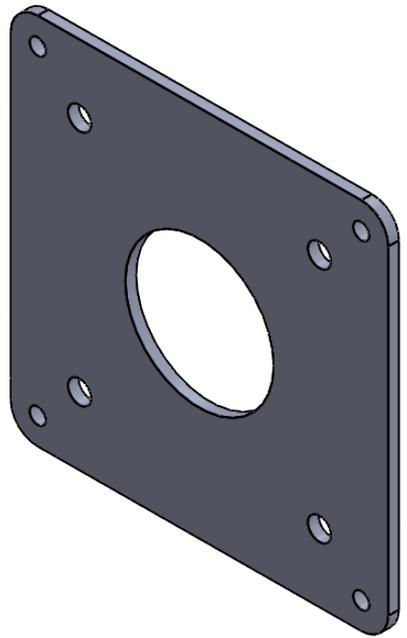
CALID.		MATERIAL: AI SI 304

Nº DE DIBUJO:
Subconjunto A12 - A01 A4

ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1

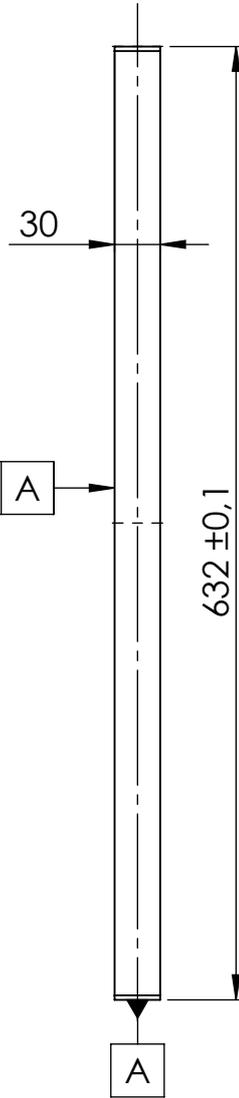
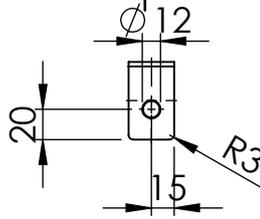


$Ra = 3.2$

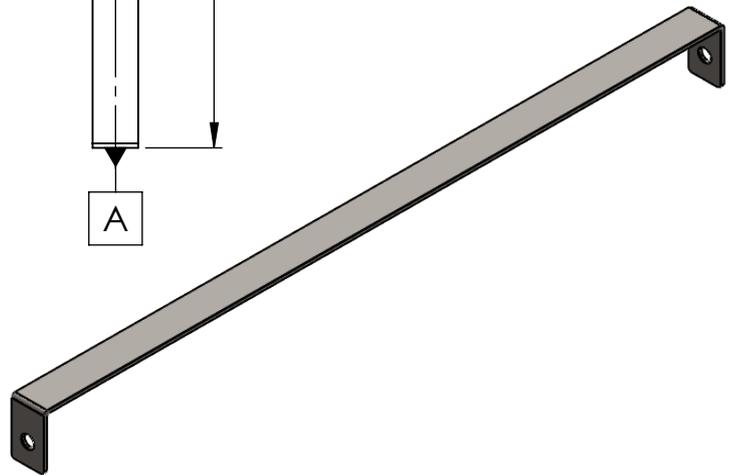


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			Tolerancias generales ISO 2768			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		UTN * SANTA FE		REVISIÓN:	
NOMBRE			FIRMA			FECHA			TÍTULO:		
DIBUJ. Muller - Prieto M.						05/23			Placa soporte 2		
VERIF. Muller - Prieto M.						05/23					
APROB. Muller - Prieto M.						05/23					
FABR.									Nº DE DIBUJO:		
CALID.						MATERIAL:			Subconjunto A04 - A05		A4
						<p>AISI 304</p>			ESCALA:1:2		HOJA 1 DE 1

Ra = 1.6



⊥ 0.1 A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23		
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23		
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23		
FABR.					
CALID.					

TÍTULO:		Refuerzo cinta	
MATERIAL:		AISI 304	
Nº DE DIBUJO:		A05	
ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	

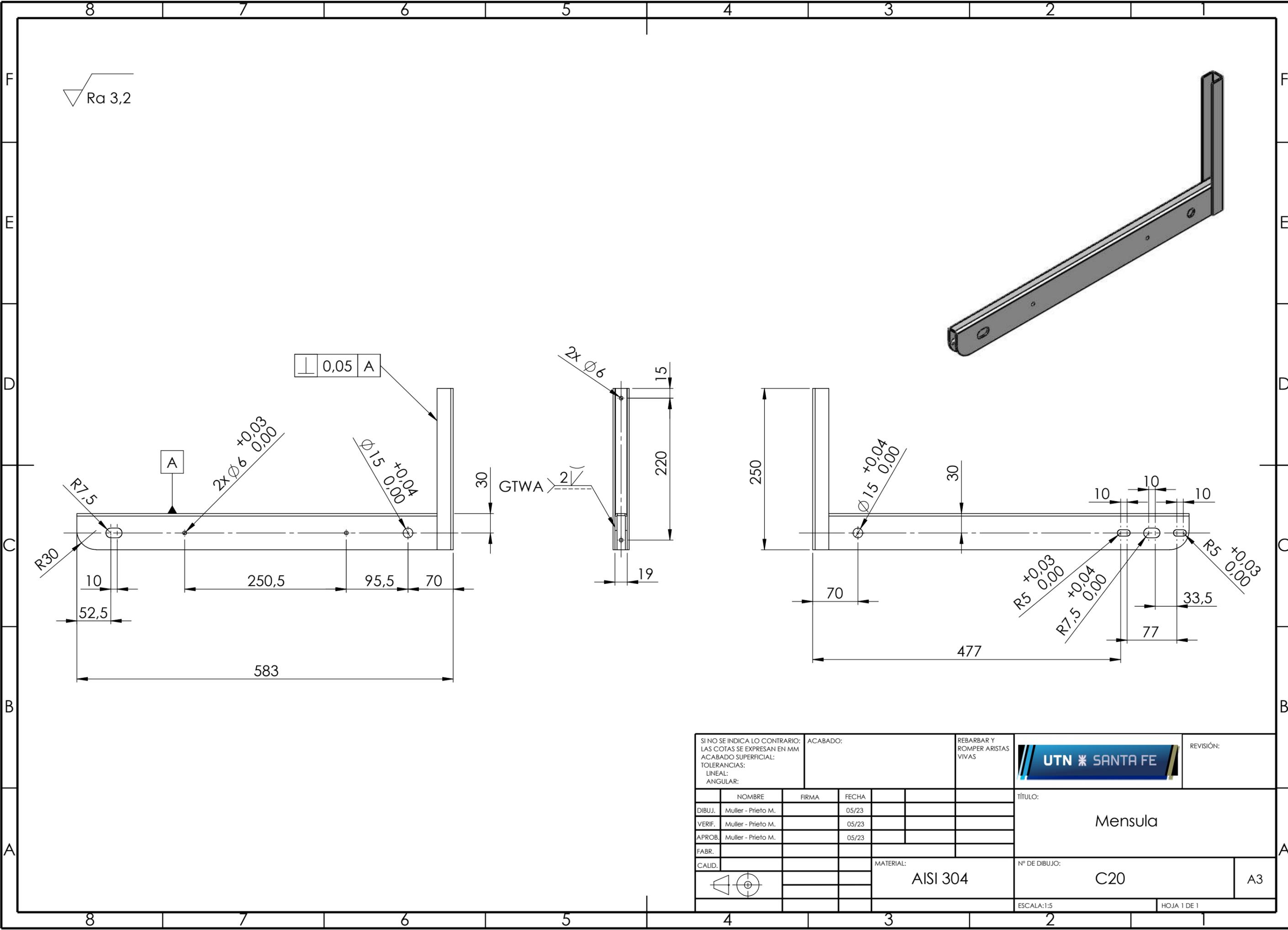
A

A

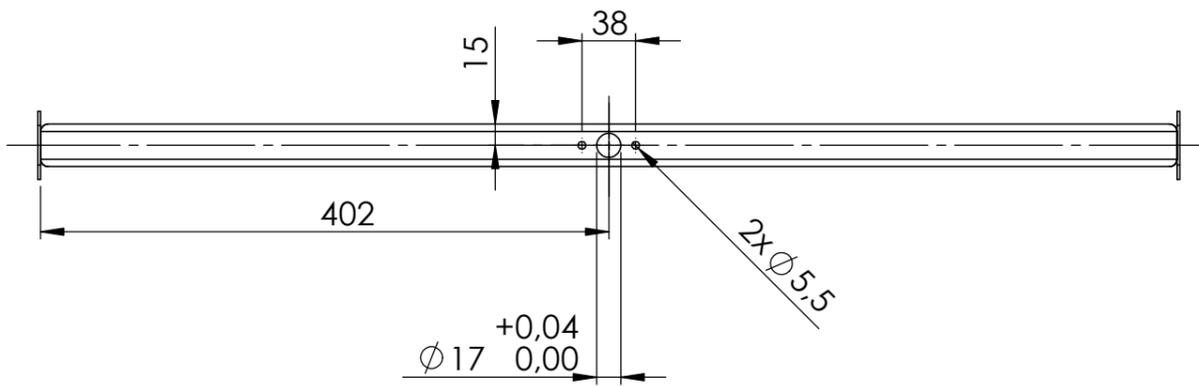
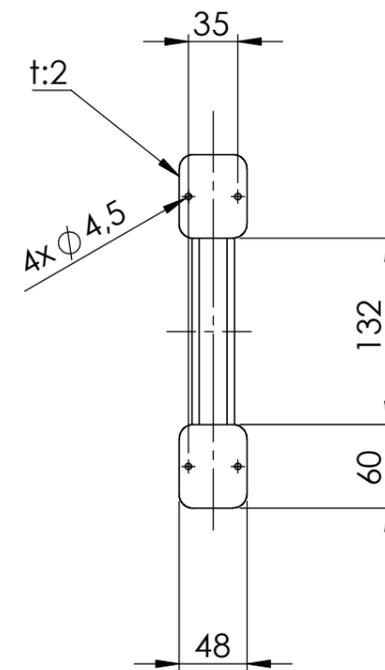
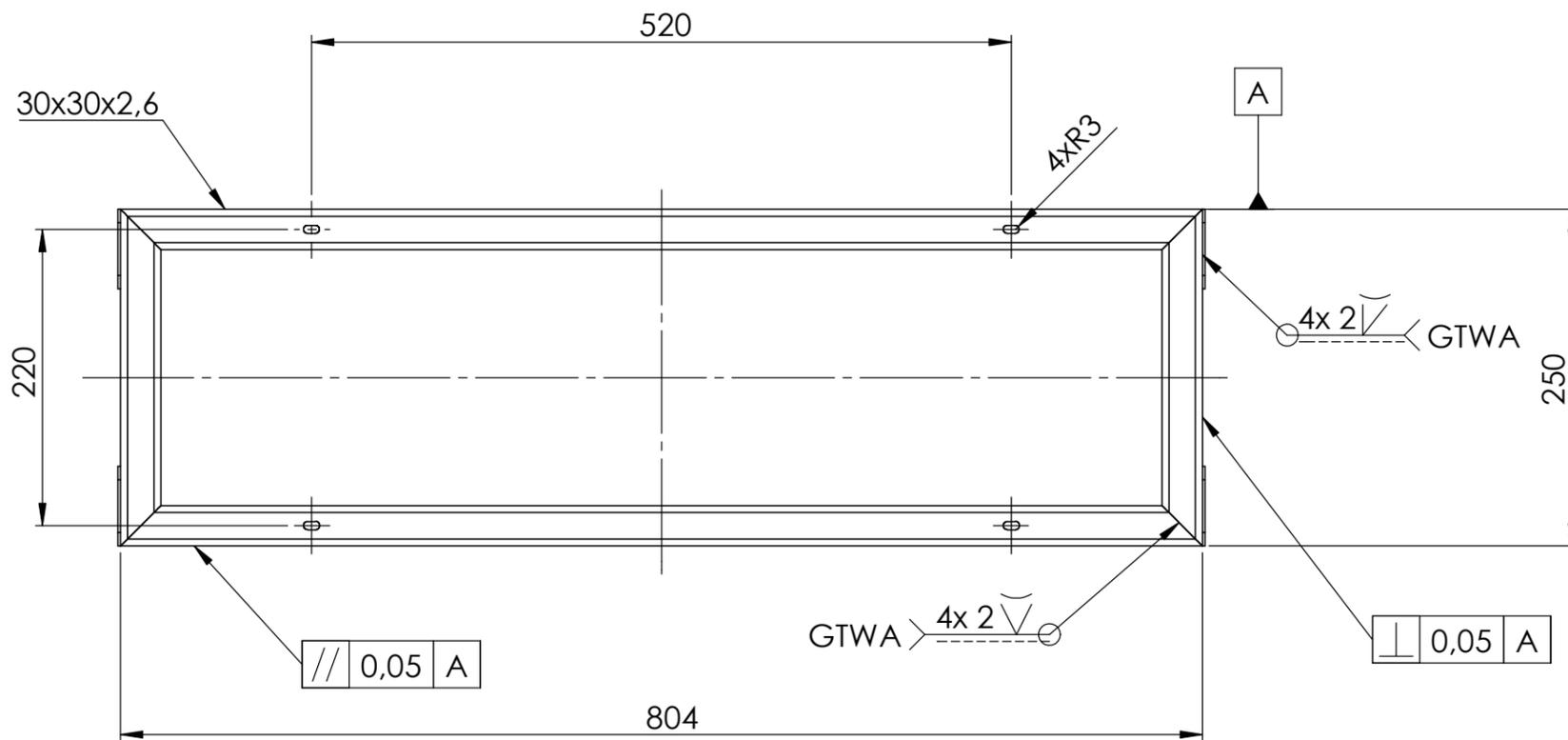
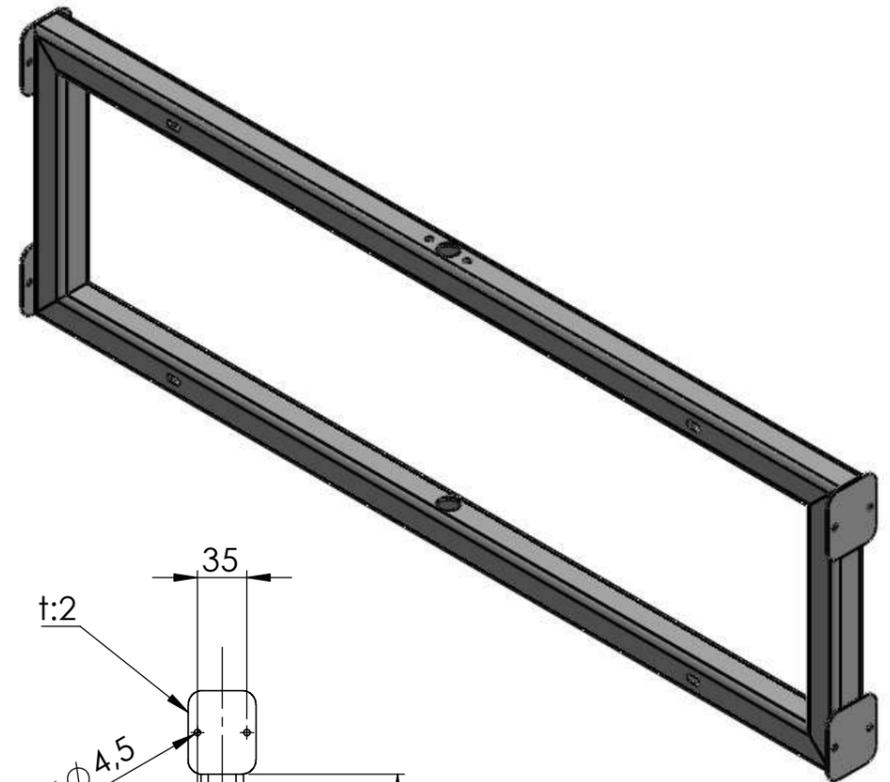
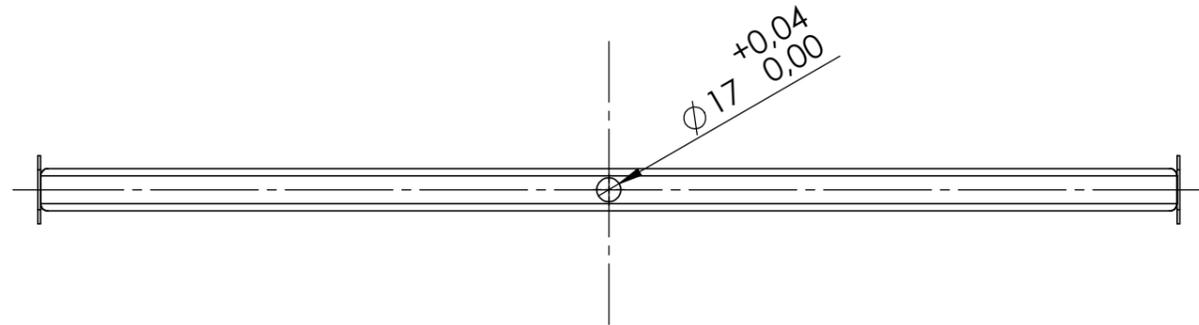
4

3

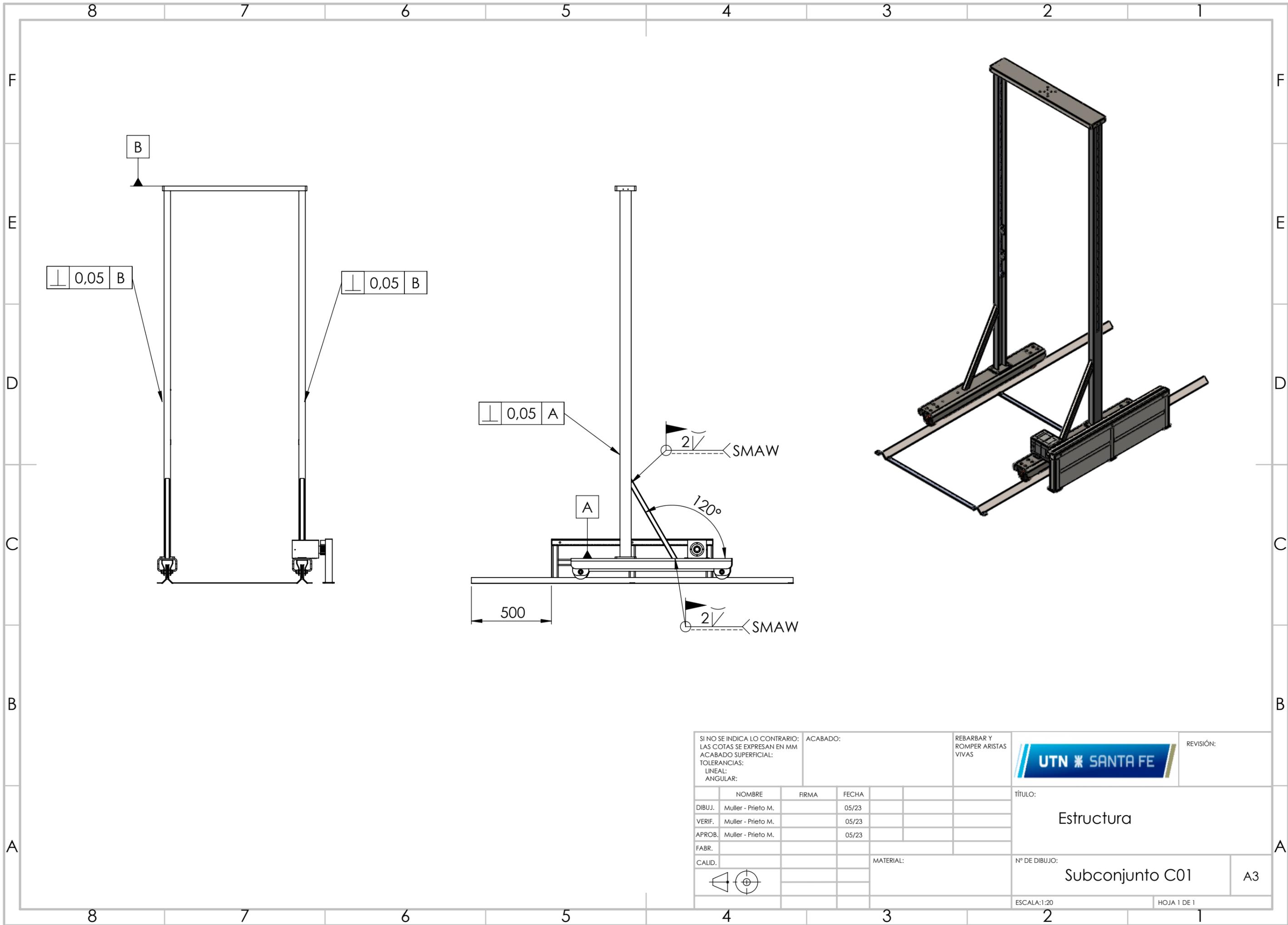
2

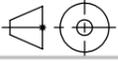


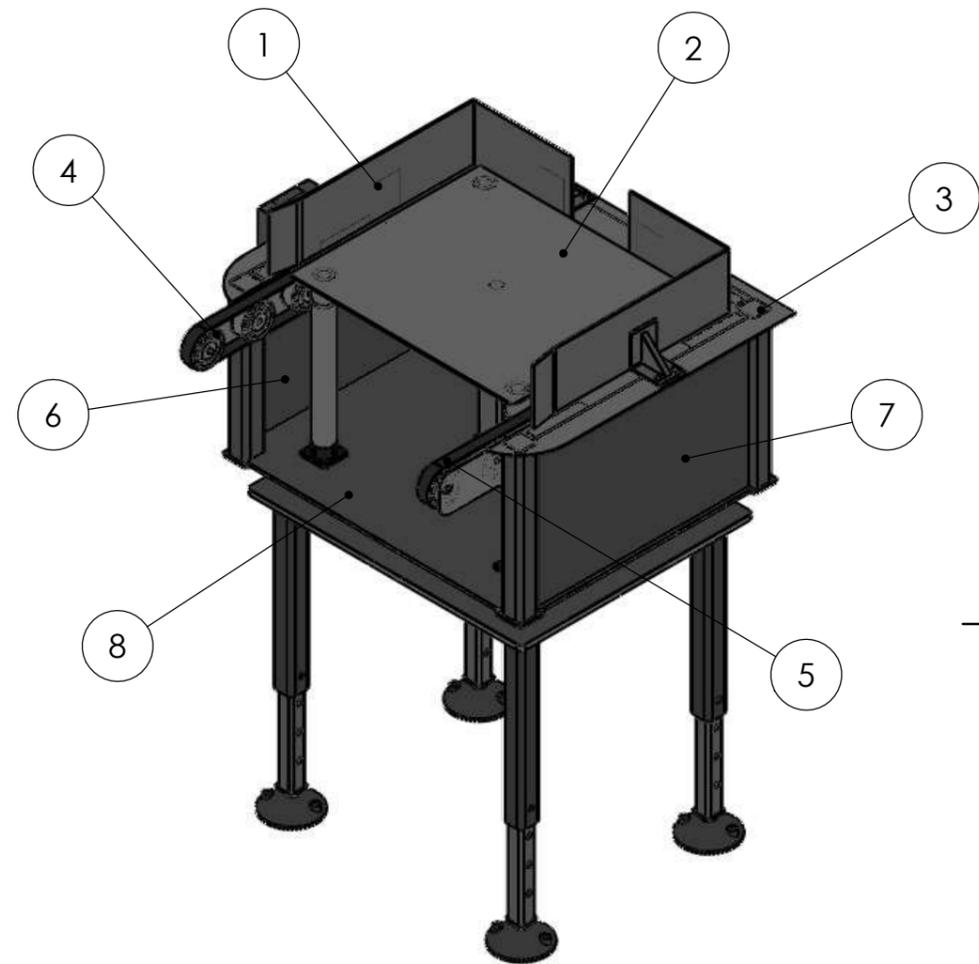
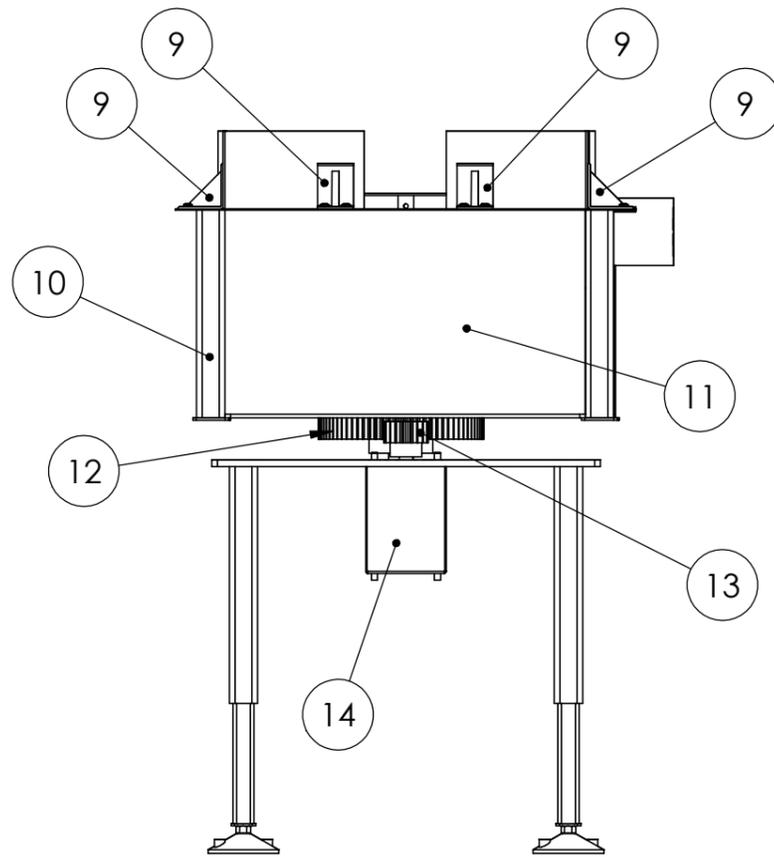
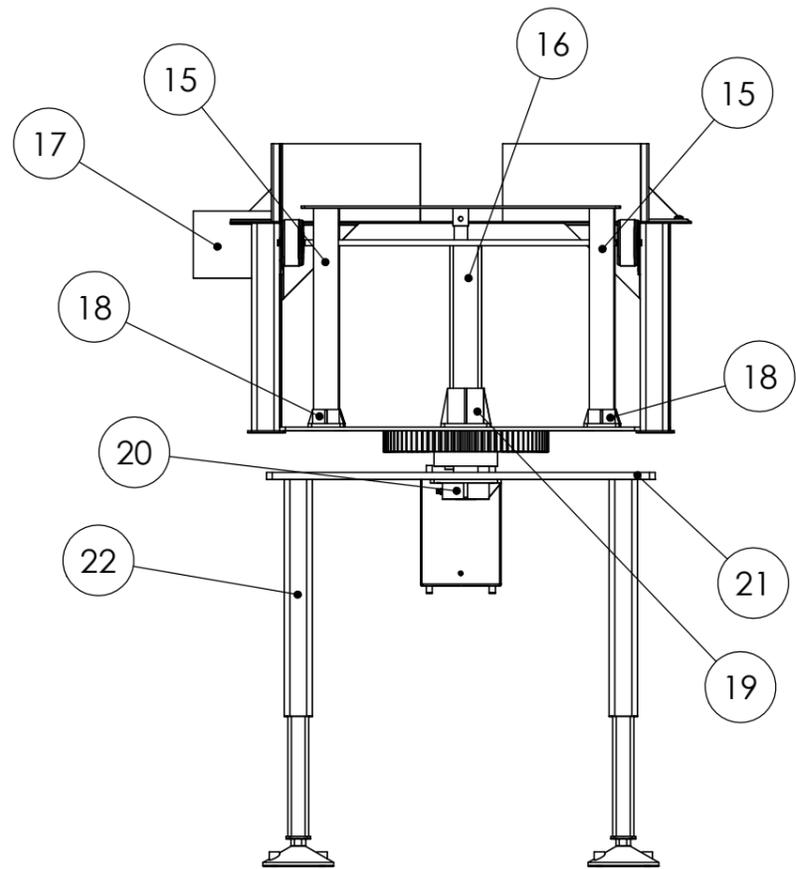
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				REVISIÓN:
								TÍTULO:		
								Mensula		
								Nº DE DIBUJO:		
						MATERIAL: AISI 304		C20		A3
								ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				REVISIÓN:	
TOLERANCIAS:						TÍTULO:		Cuadro elevador	
DIBUJ.	Muller - Prieto M.	FIRMA		FECHA	05/23				
VERIF.	Muller - Prieto M.				05/23				
APROB.	Muller - Prieto M.				05/23				
FABR.									
CALID.						MATERIAL:		Nº DE DIBUJO:	
						AISI 304		C19	
								A3	
						ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				REVISIÓN:																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td>Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23	VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23	APROB.	Muller - Prieto M.		05/23	FABR.				CALID.								TÍTULO: <h3>Estructura</h3>		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																														
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23																														
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23																														
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23																														
FABR.																																	
CALID.																																	
			MATERIAL:		N° DE DIBUJO: <h2>Subconjunto C01</h2>		A3																										
ESCALA: 1:20							HOJA 1 DE 1																										



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Chapa 01	F01	2
2	Placa móvil	F02	1
3	Placa de apoyo	F03	1
4	Rueda delizador de alza	F04	8
5	Banda alza	F05	2
6	Cubertor A	F06	1
7	Cubertor C	F07	1
8	Placa de apoyo motor	F08	1
9	Soporte	F09	4
10	Patas mesa	F10	4
11	Cubertor B	F11	1
12	Corona	F12	1
13	Piñón	F13	1
14	Nema 34	F14	1
15	Guía placa móvil	F15	4
16	Actuador	F16	1
17	Nema 34	F17	1
18	Asiento guía	F18	4
19	Asiento actuador	F19	1
20	Crapodina y asiento	F20	1
21	Placa inferior	F21	1
22	Pata regulable	F22	4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

REVISIÓN:

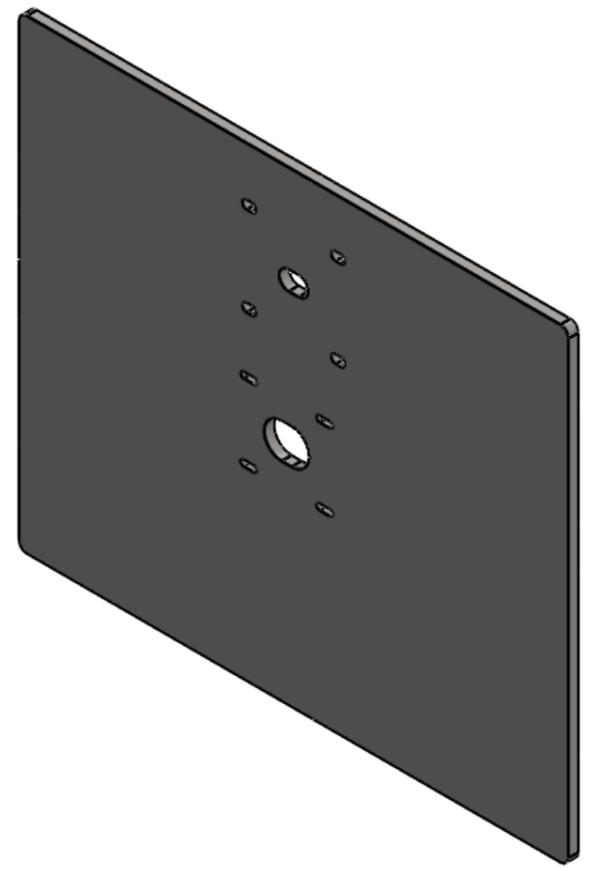
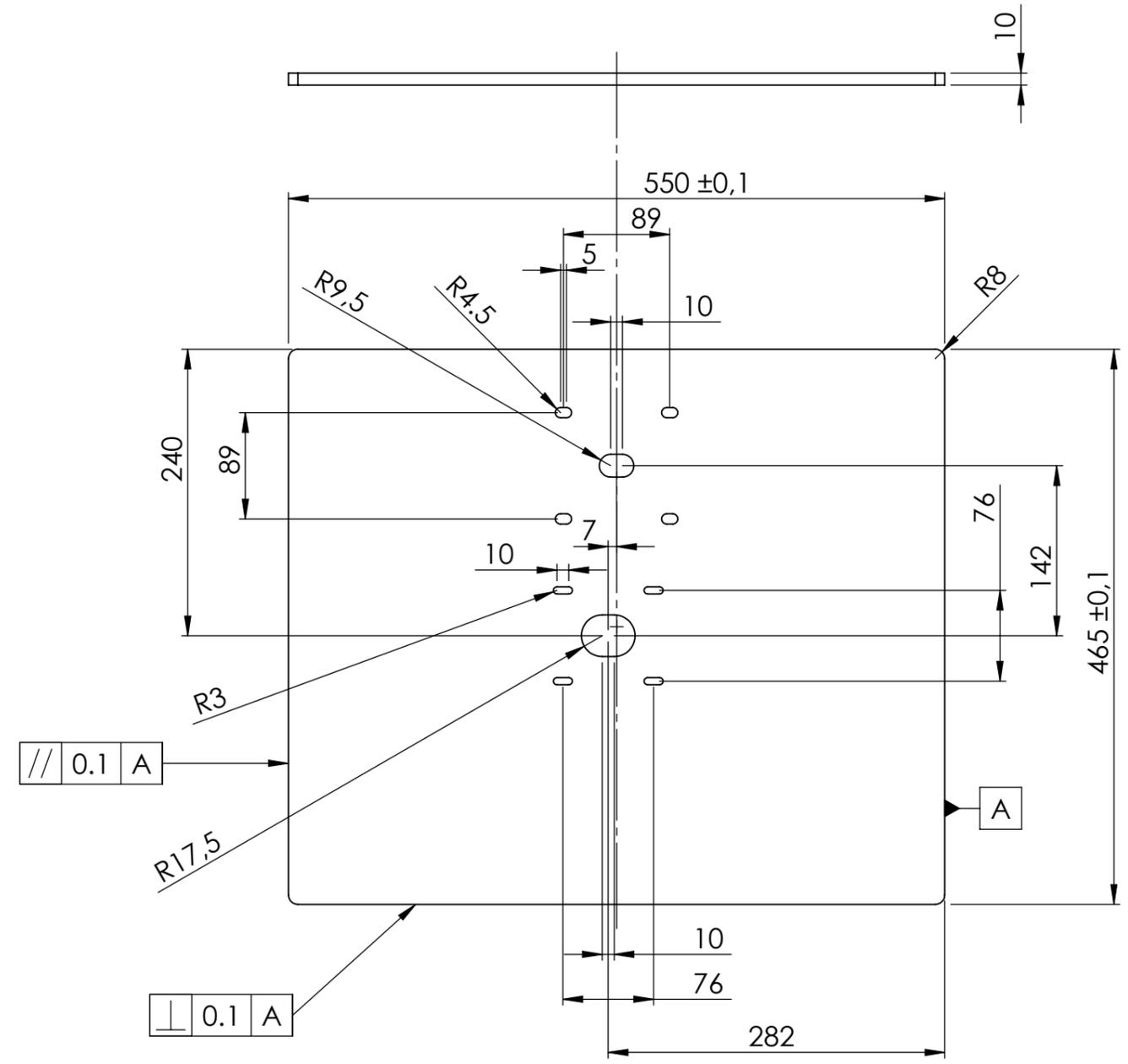


NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23
APROB. Muller - Prieto M.		05/23
FABR.		
CALID.		

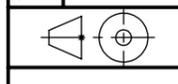
TÍTULO: Mesa elevadora giratoria	
Nº DE DIBUJO: F00	A3
ESCALA: 1:20	HOJA 1 DE 1

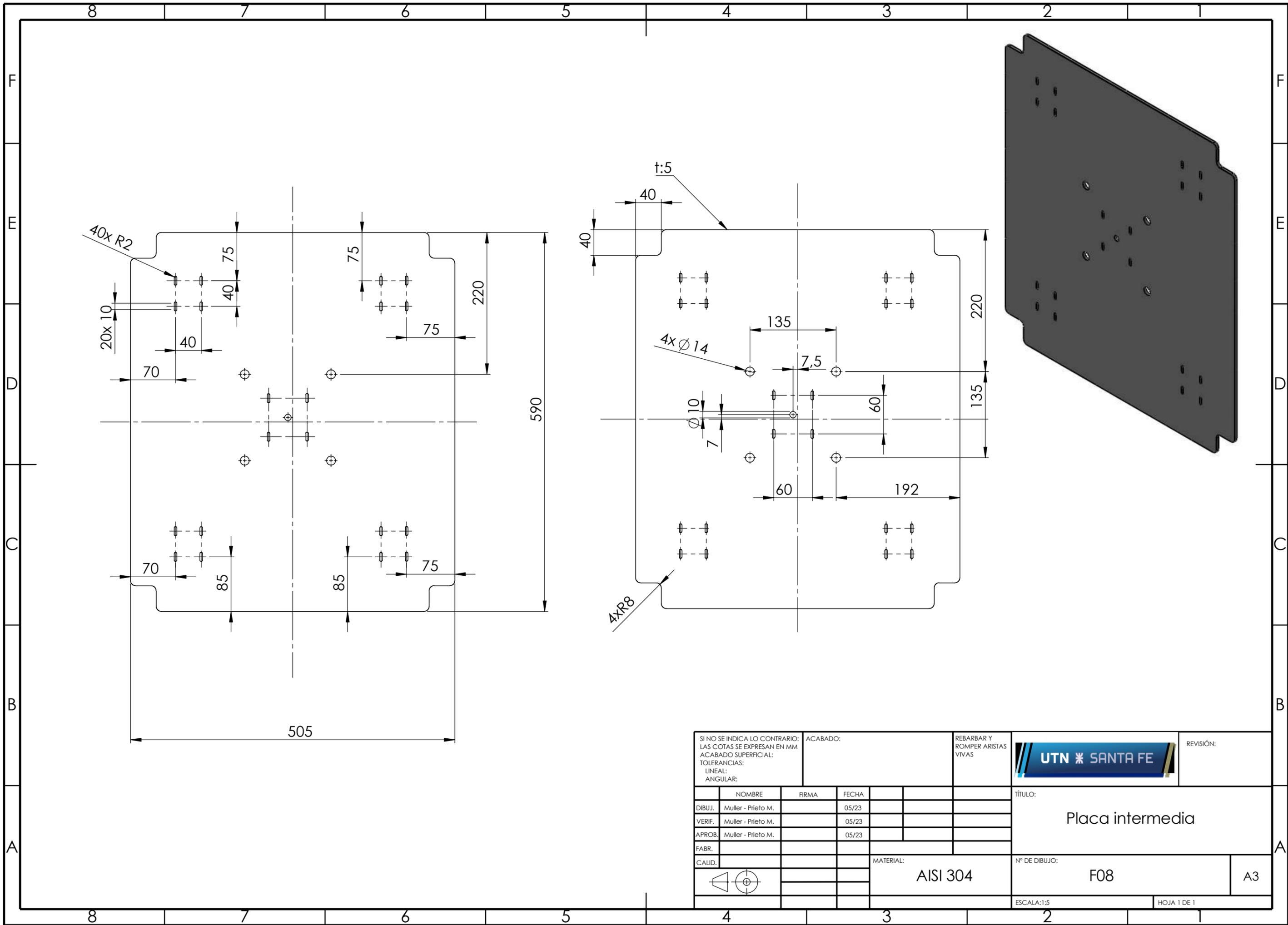


$Ra = 3.2$



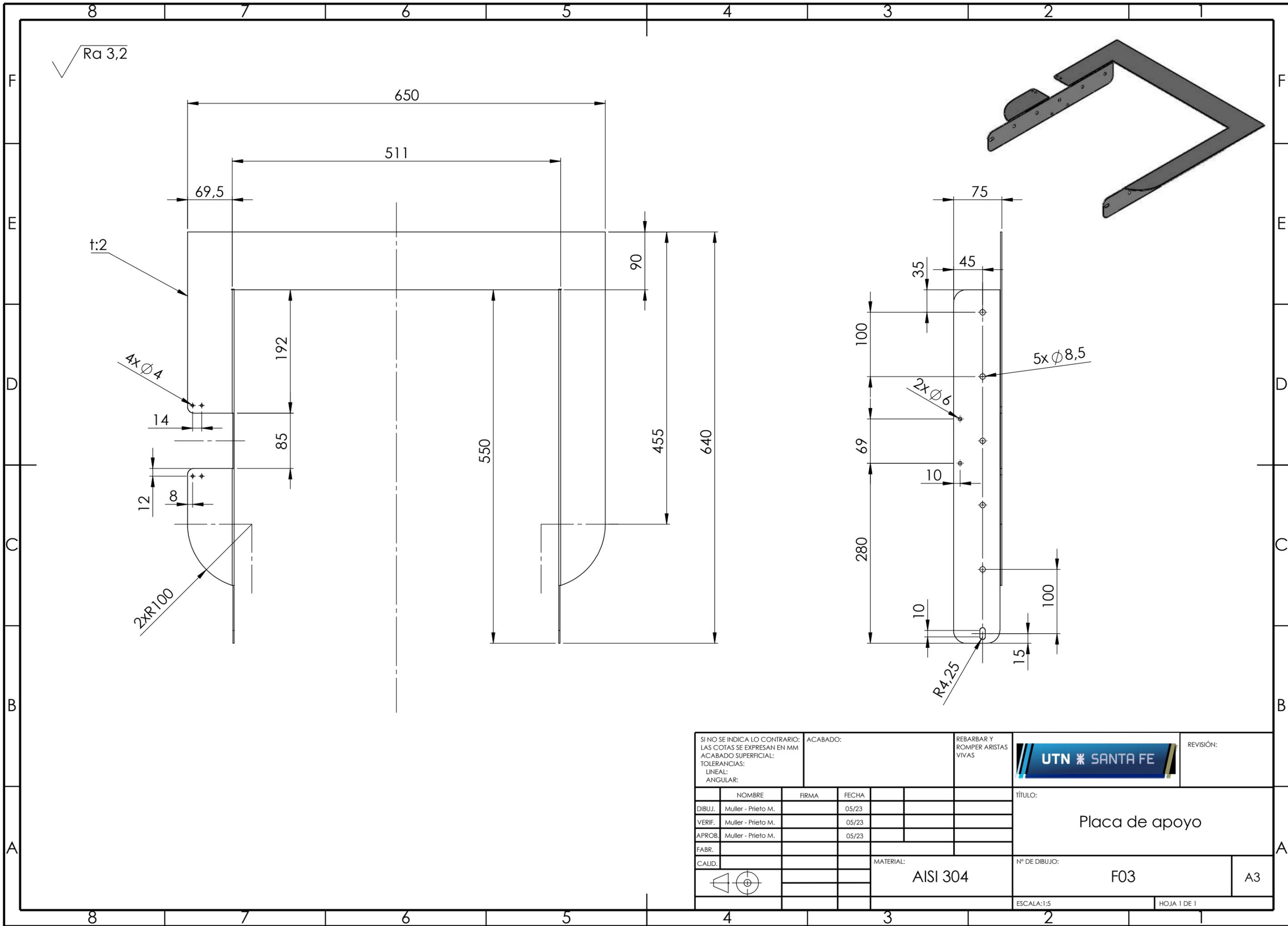
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				Tolerancias generales ISO 2768		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
						TÍTULO:		
						Placa inferior		
						Nº DE DIBUJO:		
				MATERIAL:		F21		A3
						ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				REVISIÓN:
								TÍTULO:		
								Placa intermedia		
								N° DE DIBUJO:		
						MATERIAL:		F08		A3
								ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23
FABR.			
CALID.			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			UTN * SANTA FE			REVISIÓN:		
NOMBRE			FIRMA			FECHA			TÍTULO:			Placa de apoyo		
DIBUJ. Muller - Prieto M.						05/23								
VERIF. Muller - Prieto M.						05/23								
APROB. Muller - Prieto M.						05/23								
FABR.														
CALID.									MATERIAL:			N° DE DIBUJO:		
									AISI 304			F03		
												ESCALA:1:5		
												HOJA 1 DE 1		
												A3		

$\sqrt{Ra = 0.8}$

$\text{◎} \quad 0.1 \quad A$

$\text{○} \quad 0.1$

$+0,025$
 $\phi 32 \quad 0,000$

$+0,033$
 $\phi 35 \quad +0,017$

$305 \pm 0,1$

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23		
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23		
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23		
FABR.					
CALID.					
			MATERIAL: AISI 304		

TÍTULO:

Guía placa móvil

Nº DE DIBUJO:

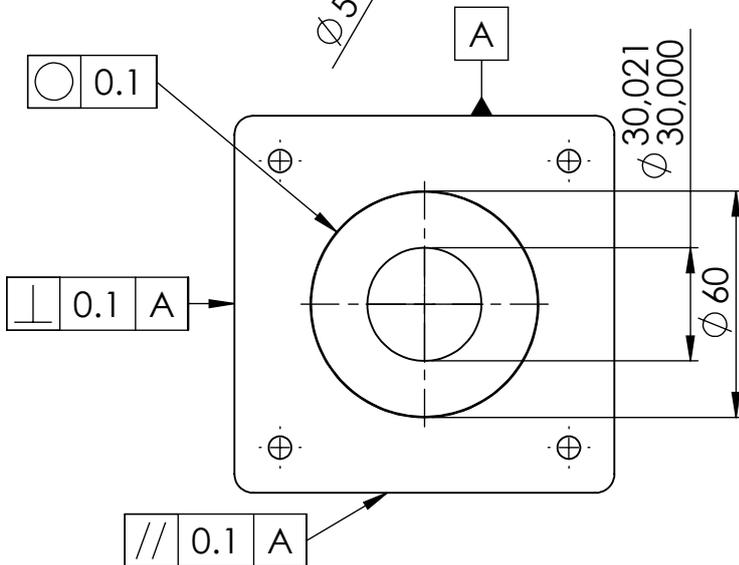
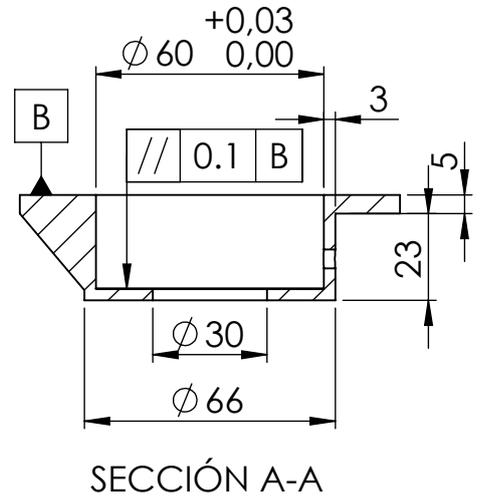
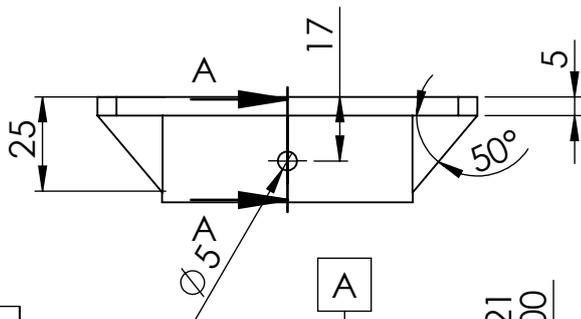
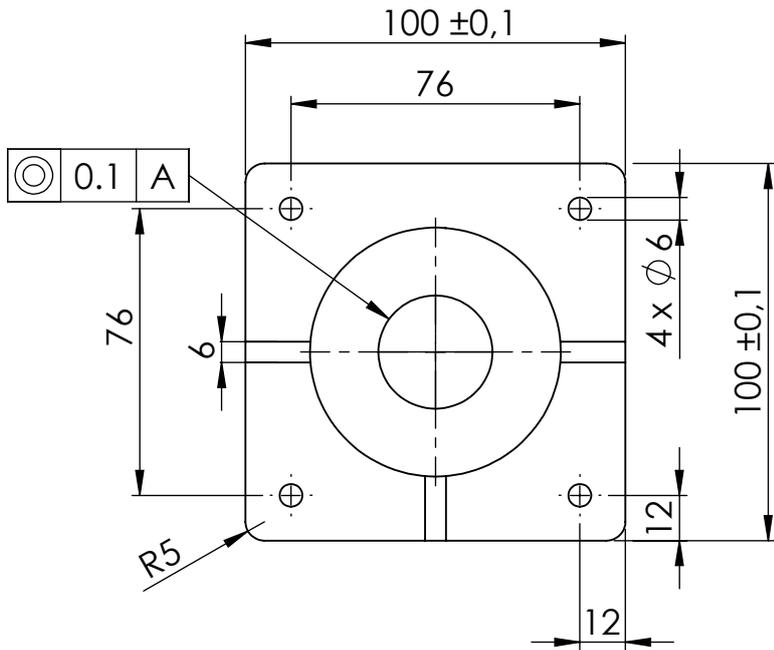
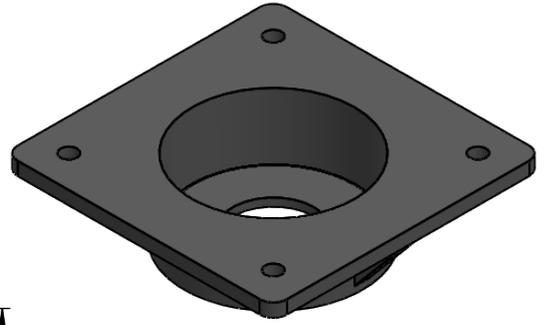
F15

A4

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 1

$Ra = 0.8$



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

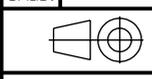
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23
FABR.			
CALID.			

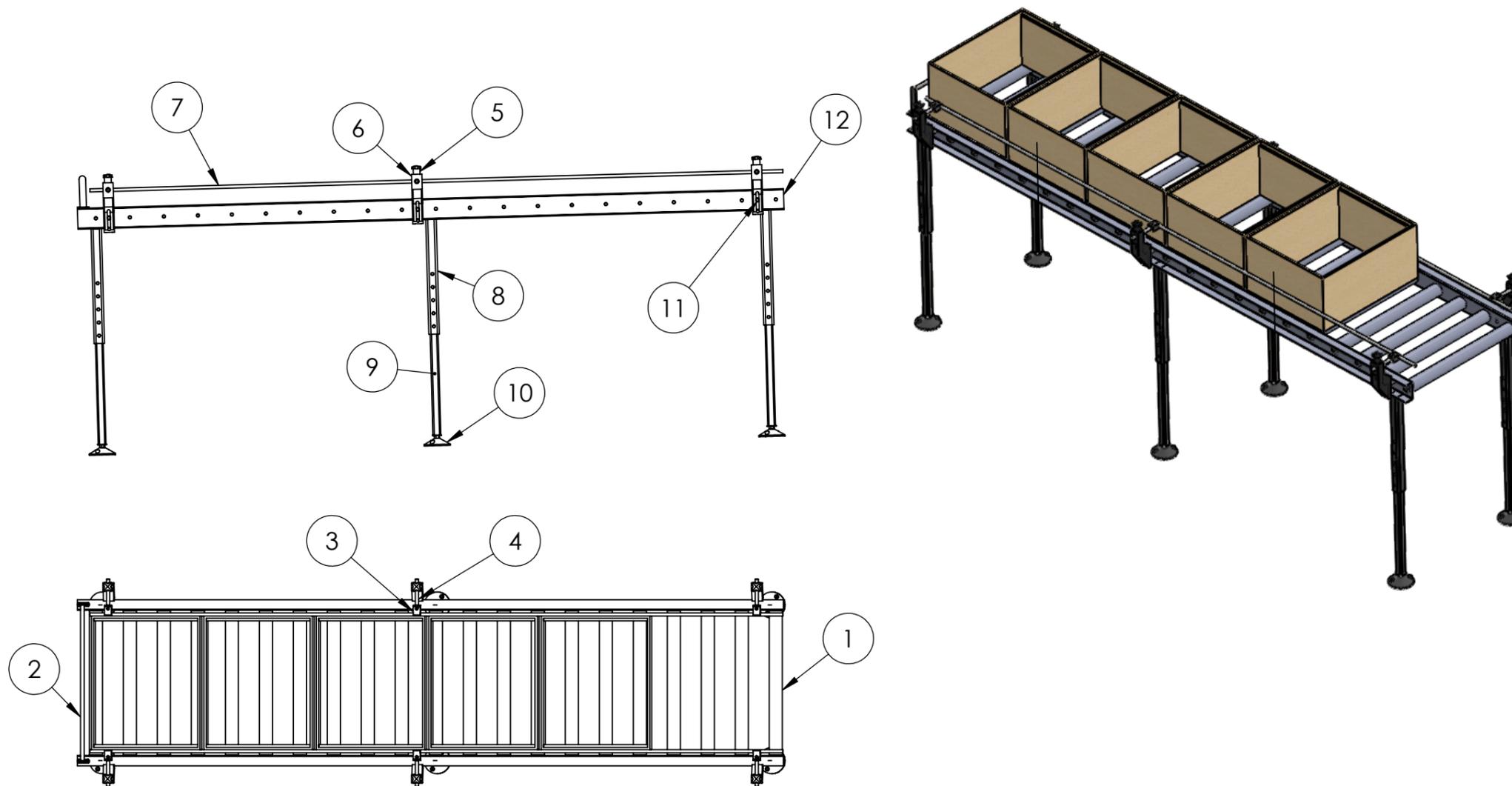
TÍTULO: Asiento crapodina	
Nº DE DIBUJO: F20	A4
ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



4

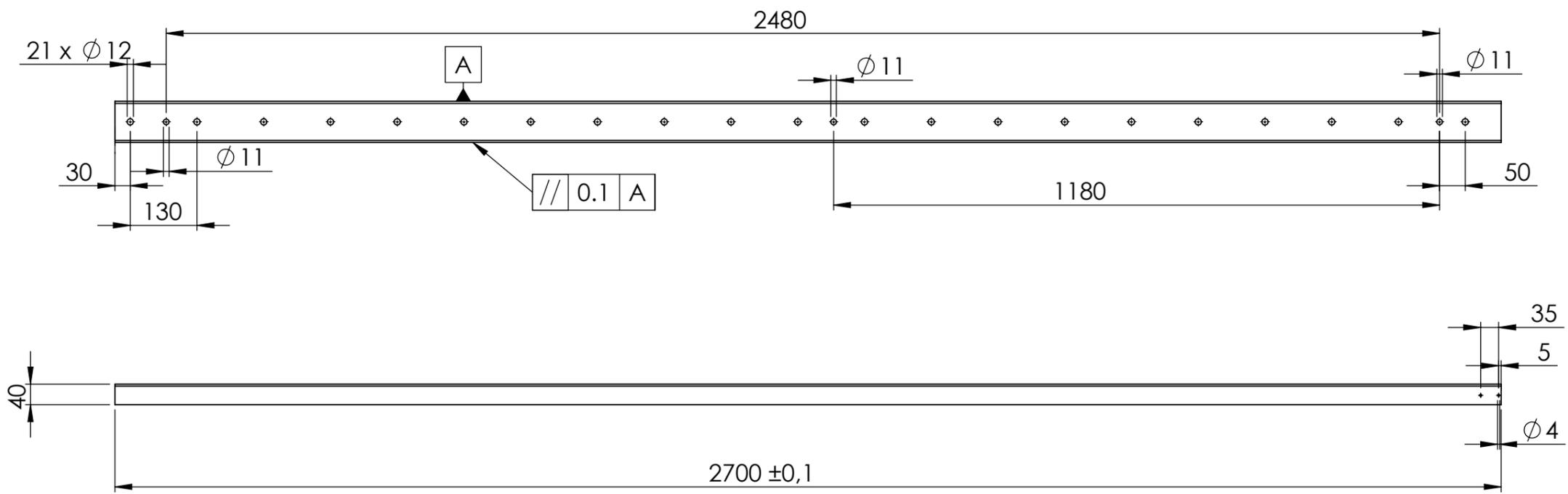
3

2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Rodillo	E01	21
2	Tope	E02	1
3	Mordaza perfil conico	E03	6
4	Vastago roscado	E04	6
5	Tuerca	E05	6
6	Base soporte	E06	6
7	Trefilado baranda	E07	2
8	Pata 1	E08	6
9	Pata 2	E09	6
10	Pata roscada	E10	6
11	Suplemento rodillo	E11	6
12	Chapa en C	E12	2

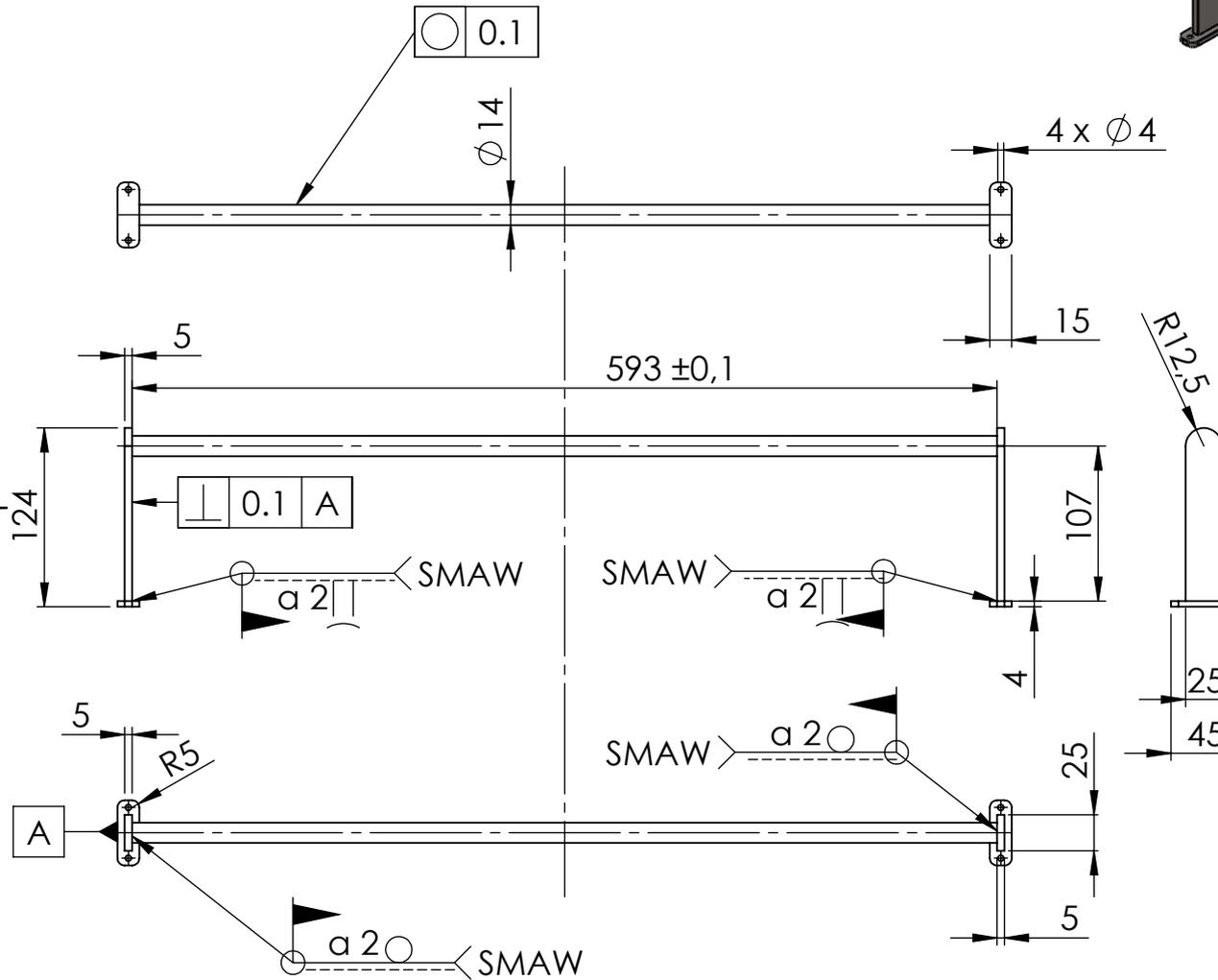
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN:
DIBUJ. Muller - Prieto M.		FIRMA	FECHA 05/23	TÍTULO: Cinta transportadora de salida de alzas
VERIF. Muller - Prieto M.			05/23	
APROB. Muller - Prieto M.			05/23	
FABR.		MATERIAL:		Nº DE DIBUJO:
CALID.				A3
ESCALA: 1:20		HOJA 1 DE 1		



$\sqrt{\text{Ra}} = 1.6$

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				Tolerancias generales ISO 2768		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
	NOMBRE	FIRMA	FECHA				TÍTULO: Chapa en C	
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23					
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23					
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23					
FABR.								
CALID.					MATERIAL: AISI 304		Nº DE DIBUJO: E12	A3
							ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1

$Ra = 3.2$



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

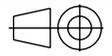


REVISIÓN:

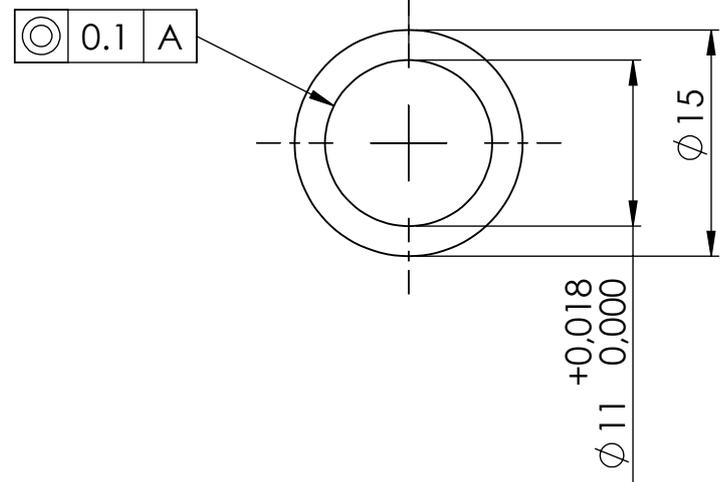
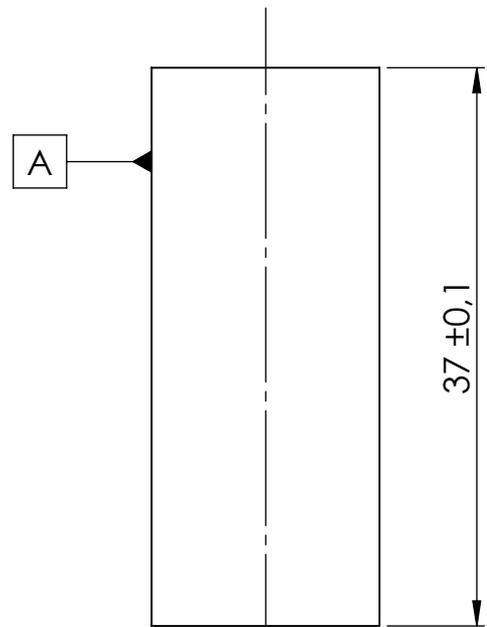
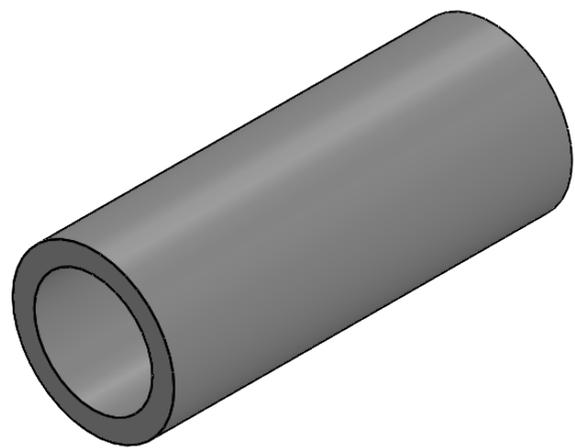
NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23
APROB. Muller - Prieto M.		05/23
FABR.		
CALID.		

MATERIAL:
AISI 1020
laminado en frio

TÍTULO: Tope	Nº DE DIBUJO: E02	A4
ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1	



$Ra = 3.2$



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

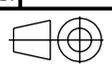
REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



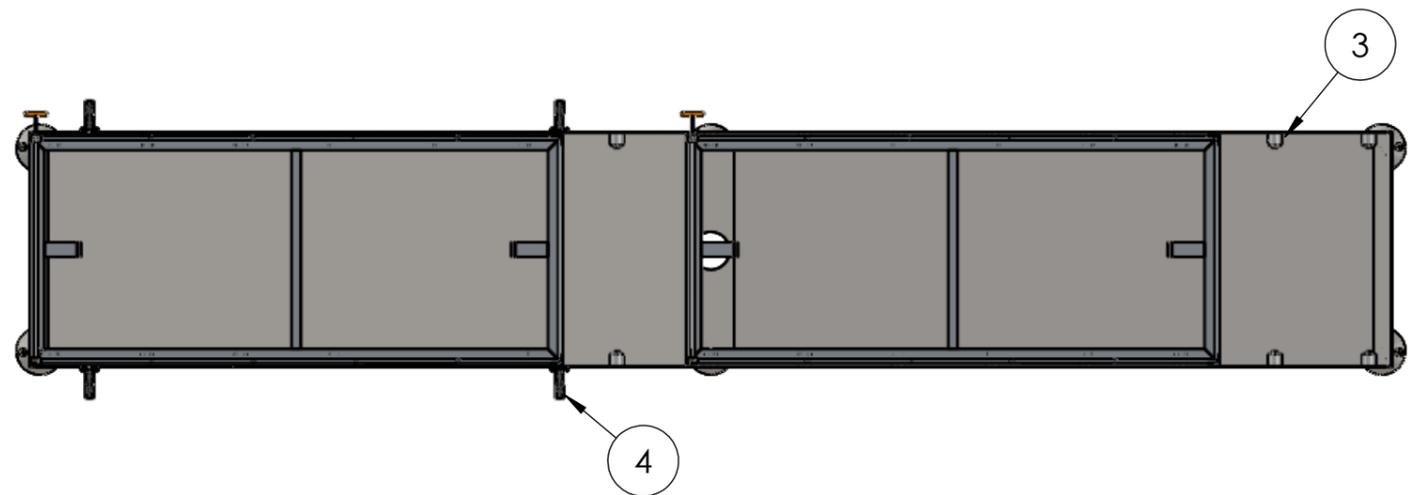
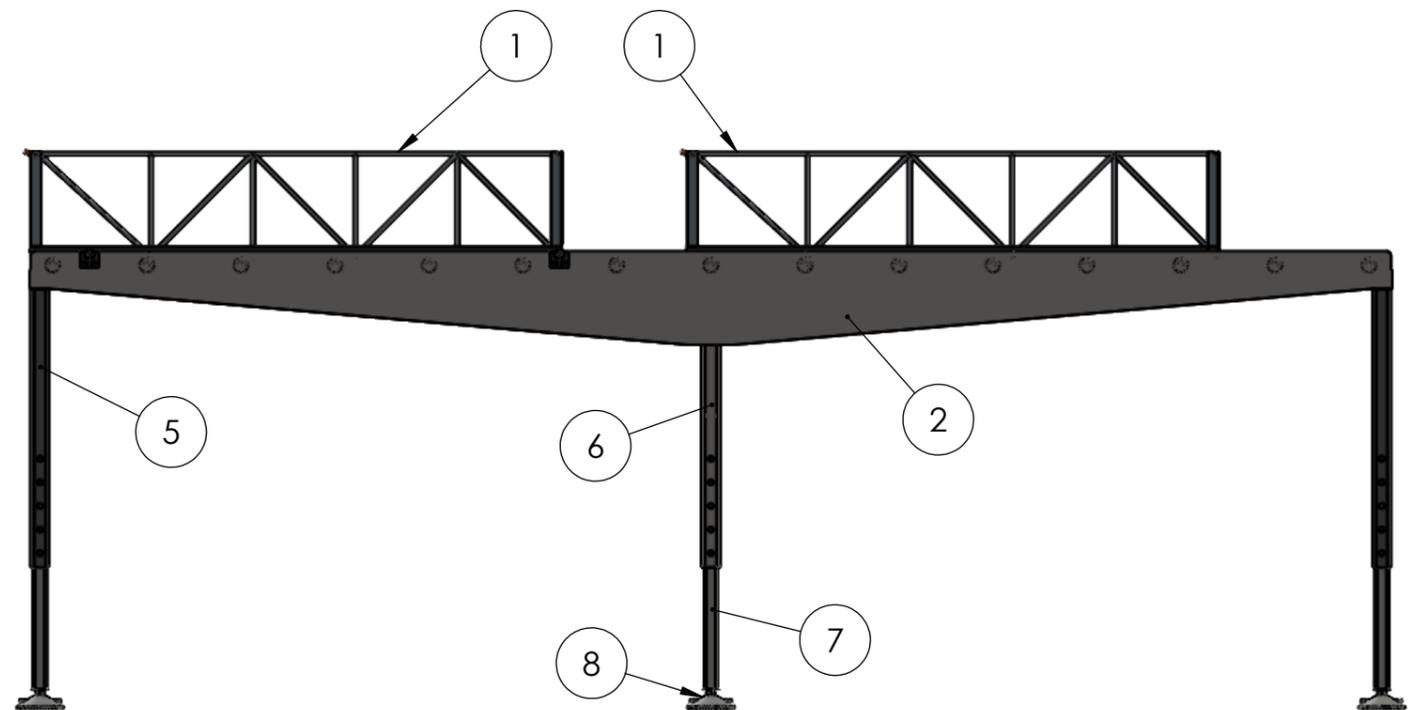
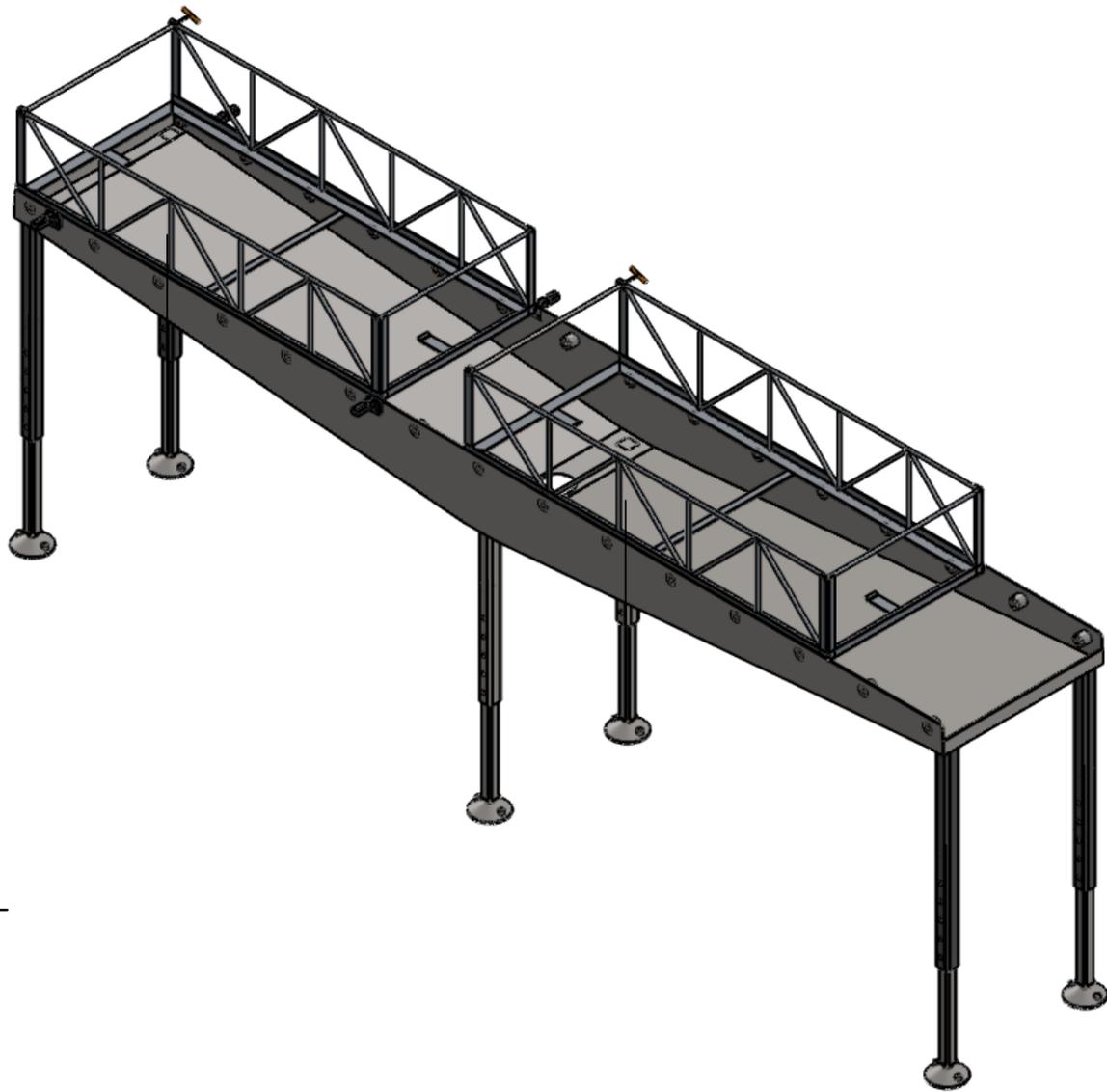
REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: Suplemento rodillo	
Nº DE DIBUJO: E11	A4
ESCALA: 2:1	
HOJA 1 DE 1	

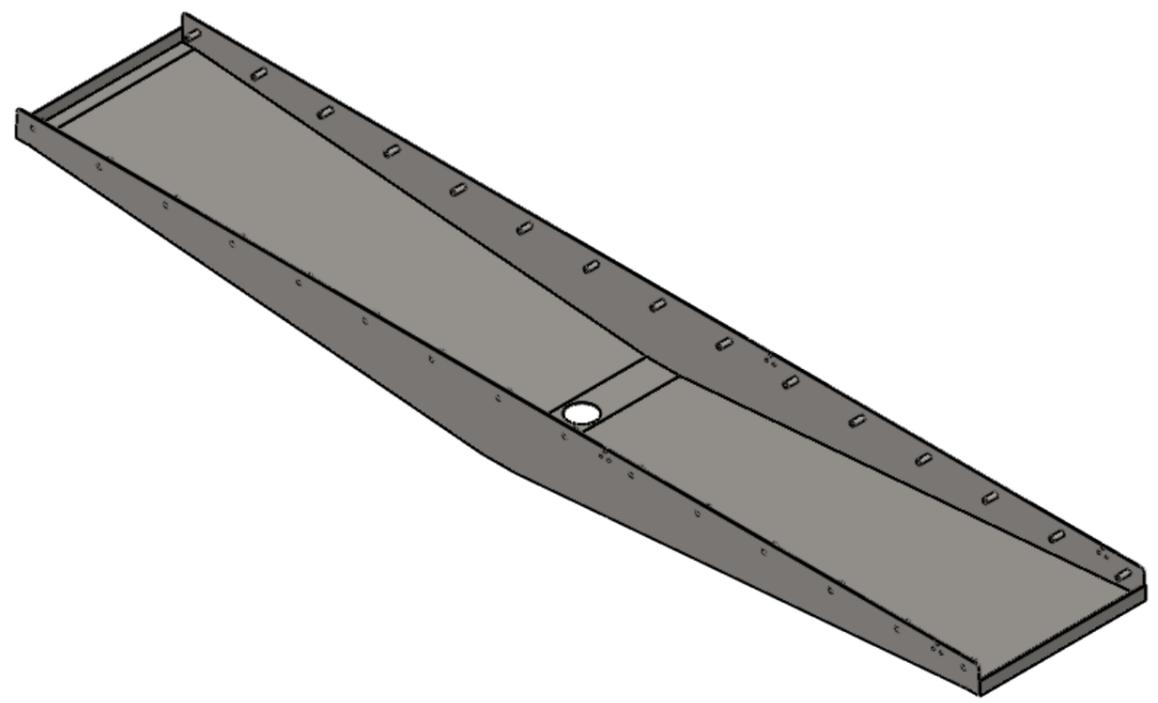
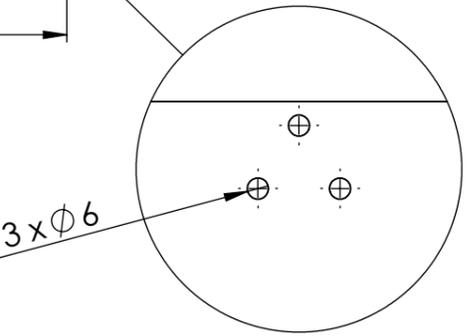
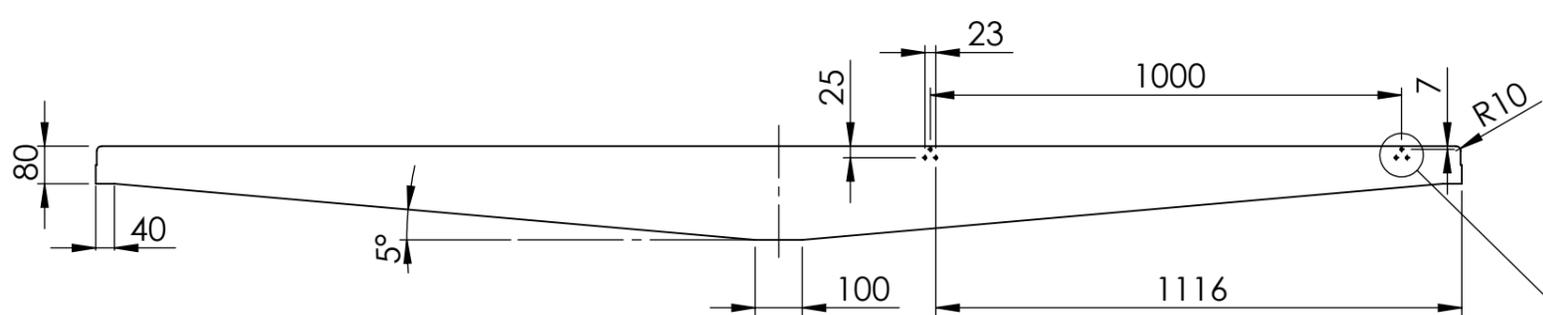
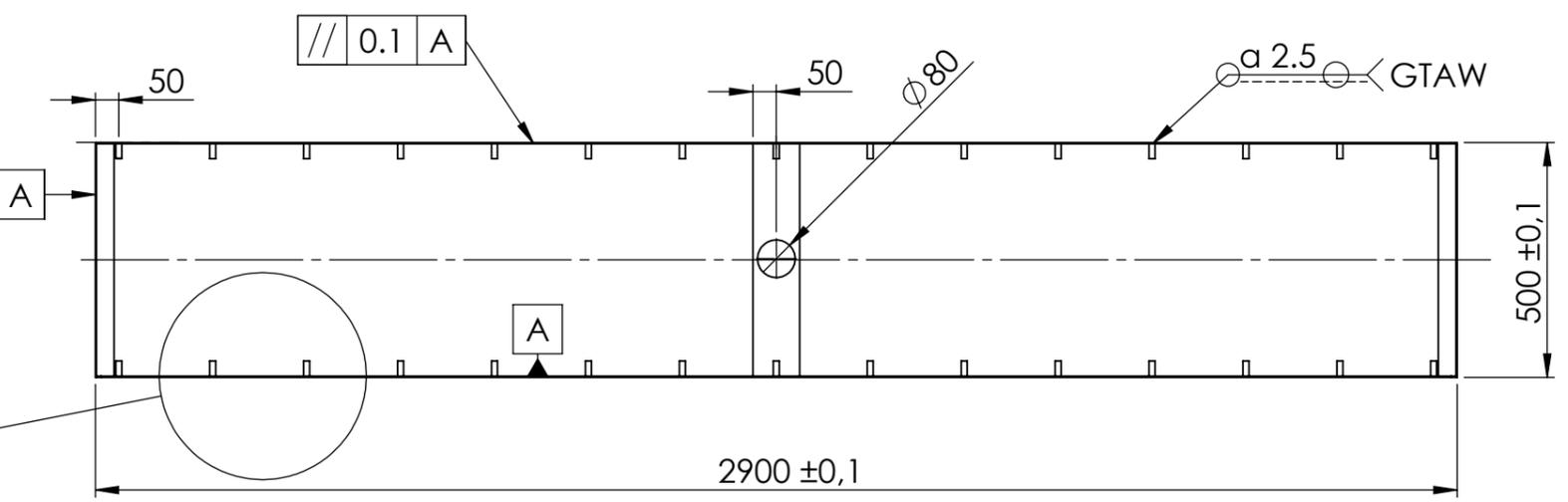
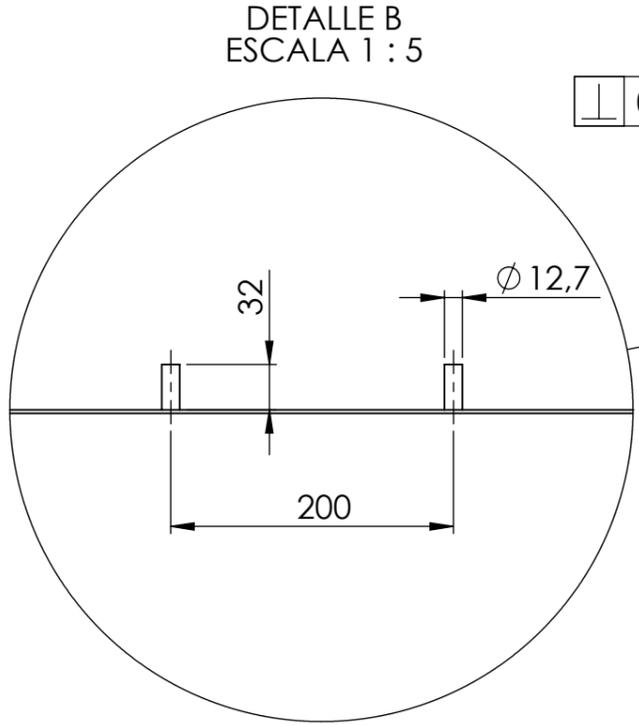


MATERIAL:
PE



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Canasto	G01	2
2	Mesa	G02	1
3	Rueda	G03	30
4	Solenoides	G04	4
5	Pata 1	G05	4
6	Pata 2	G06	2
7	Pata 3	G07	6
8	Pata roscada	G08	6

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23	Mesa del extractor		
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23	Nº DE DIBUJO:		
APROB. Muller - Prieto M.		05/23	A3		
FABR.			MATERIAL:	ESCALA:1:15	
CALID.				HOJA 1 DE 1	

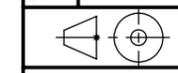


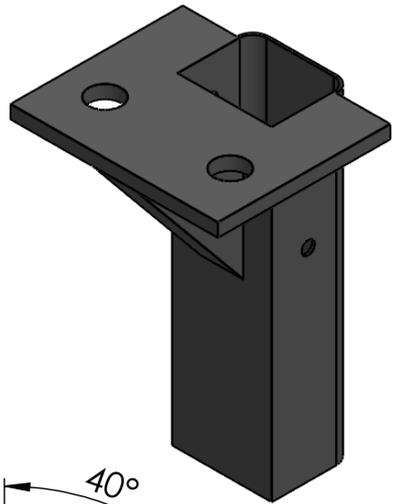
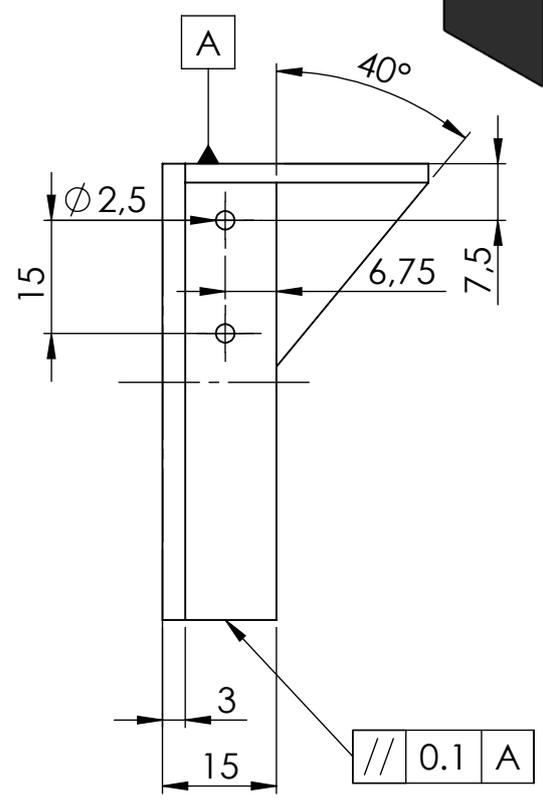
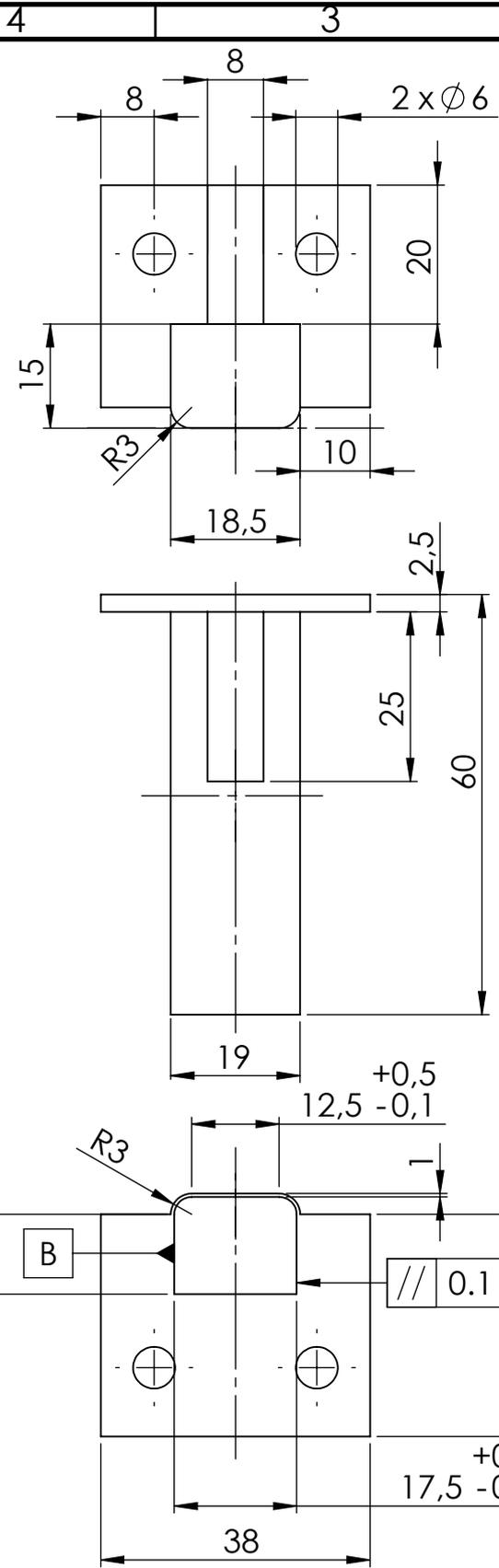
▽ Ra 3.2

Chafilanes: 1 x 45°

Espesor de chapa: 3 mm

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				Tolerancias generales ISO 2768		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	UTN * SANTA FE	REVISIÓN:
				TÍTULO:		Mesa		
DIBUJ. Muller - Prieto M.				FIRMA		FECHA		N° DE DIBUJO:
VERIF. Muller - Prieto M.						05/23		G02
APROB. Muller - Prieto M.						05/23		A3
FABR.								
CALID.						MATERIAL:		ESCALA:1:15
						HOJA 1 DE 1		





$Ra = 3.2$

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

Tolerancias
 generales ISO 2768

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

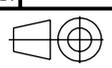


REVISIÓN:

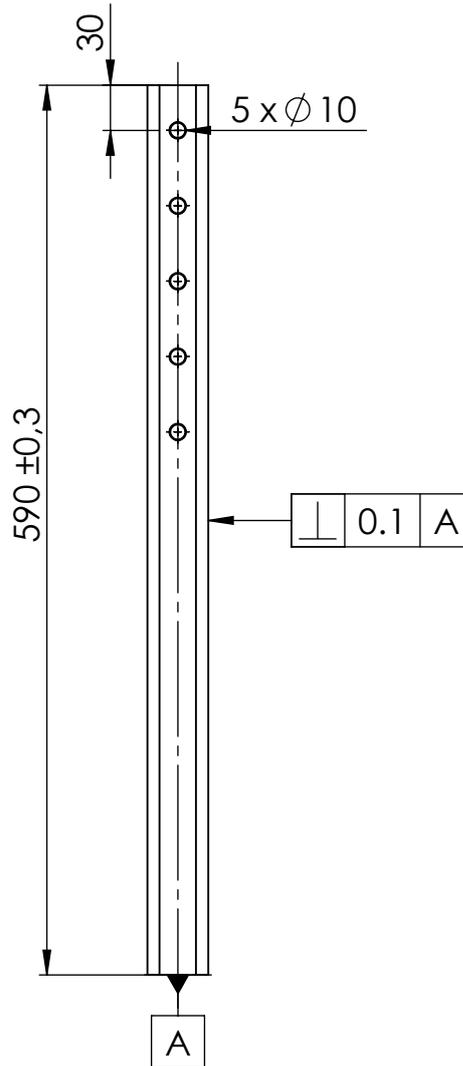
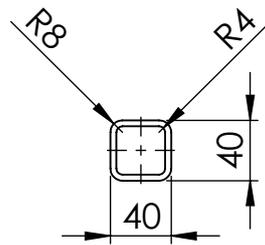
	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: Solenoides	
Nº DE DIBUJO: G04	A4
ESCALA:1:1	
HOJA 1 DE 1	

MATERIAL:
 AISI 304



$Ra = 3.2$



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS



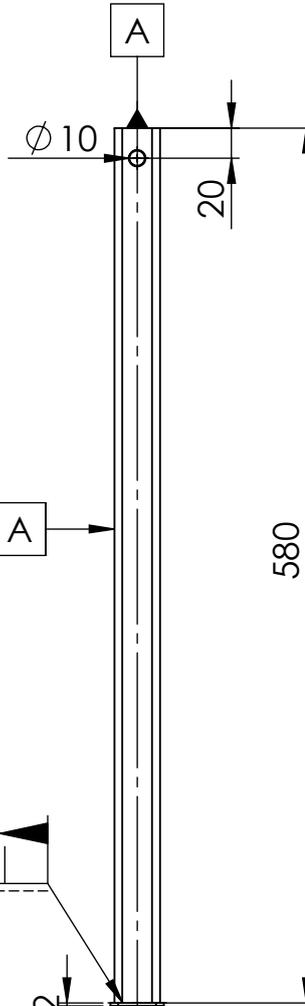
REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23		
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23		
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23		
FABR.					
CALID.					
			MATERIAL: AINI 304		

TÍTULO: Pata 1		
Nº DE DIBUJO: G05	A4	
ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1

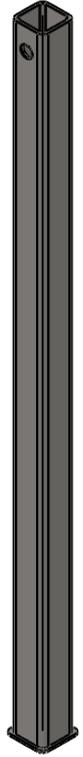
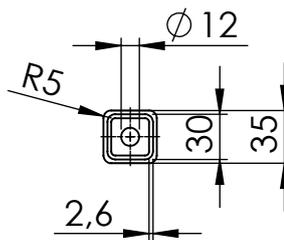


$Ra = 3.2$



\perp 0.1 A

// 0.1 A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

Tolerancias
generales ISO 2768

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

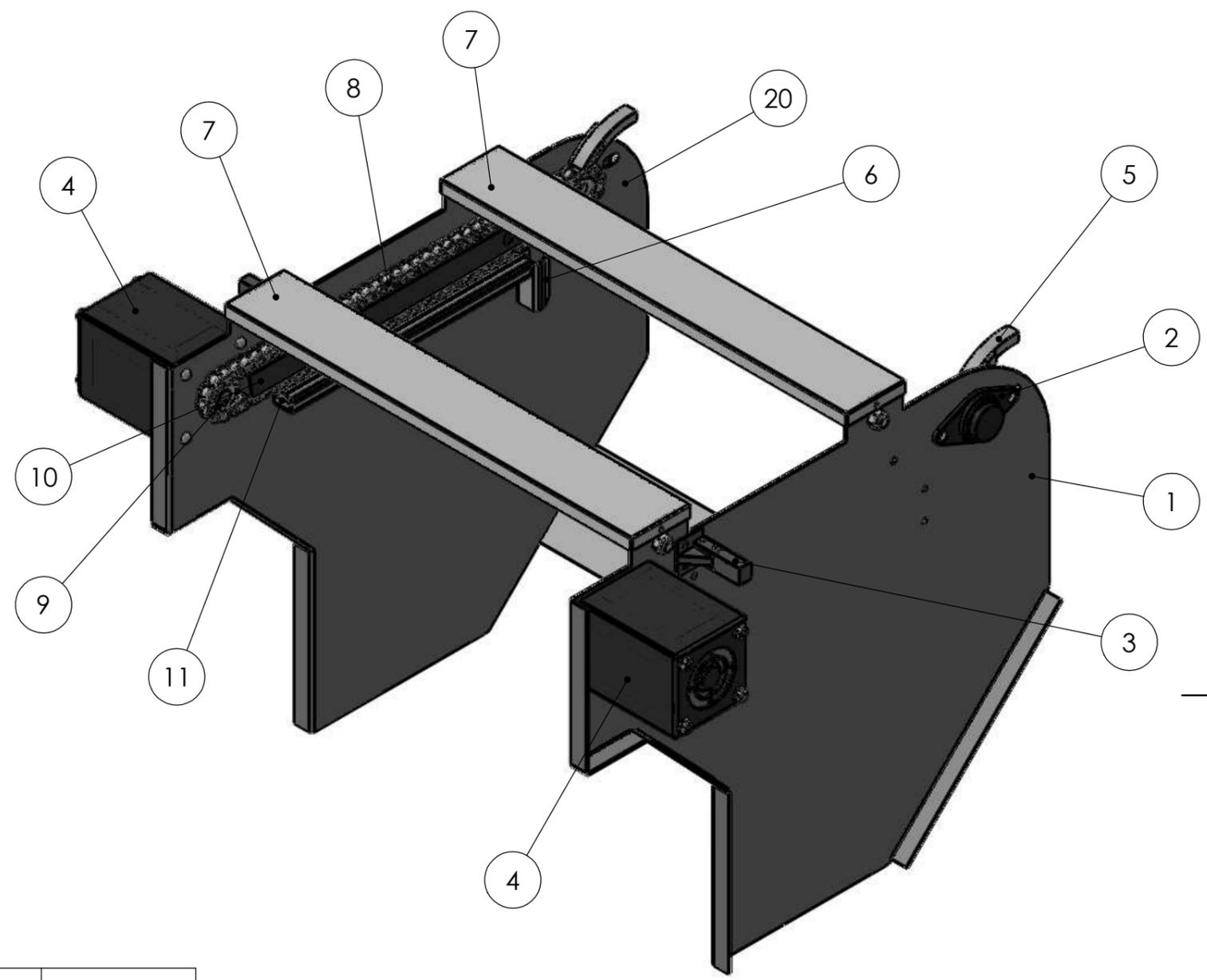
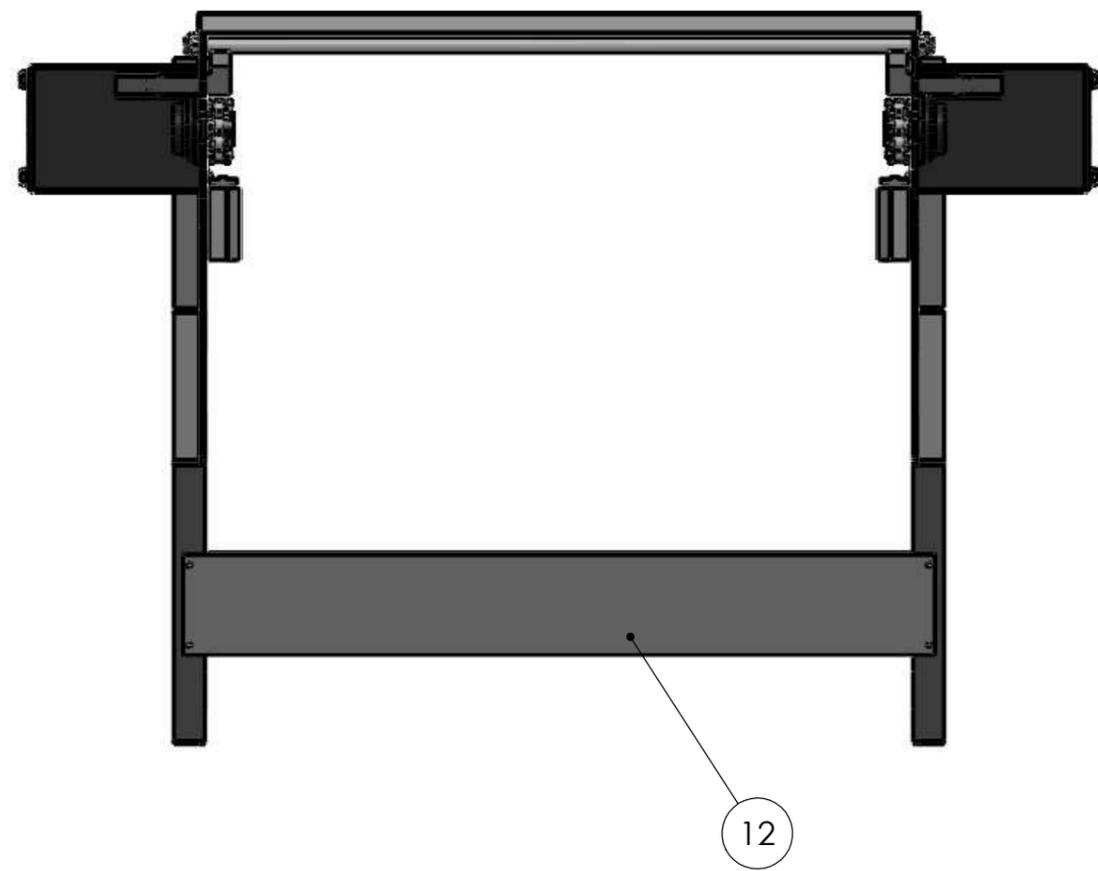


REVISIÓN:

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.	Muller - Prieto M.		05/23		
VERIF.	Muller - Prieto M.		05/23		
APROB.	Muller - Prieto M.		05/23		
FABR.					
CALID.					

TÍTULO: Pata 3		Nº DE DIBUJO: G07		A4	
MATERIAL: AISI 304				ESCALA:1:5	
				HOJA 1 DE 1	

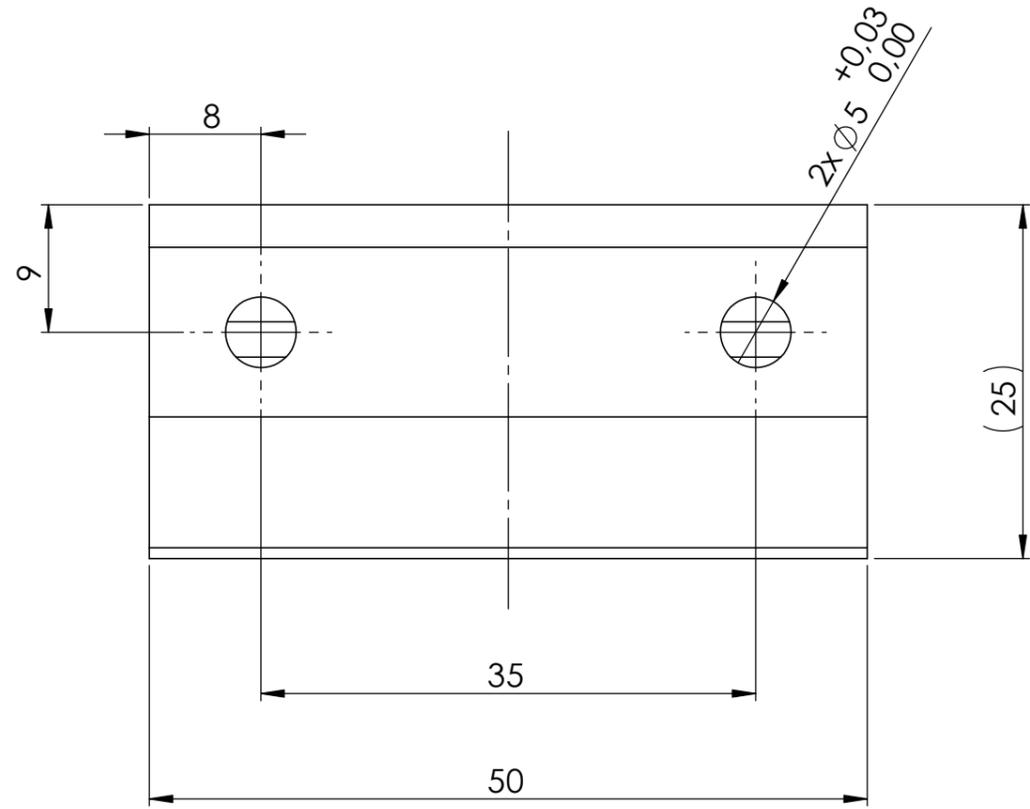
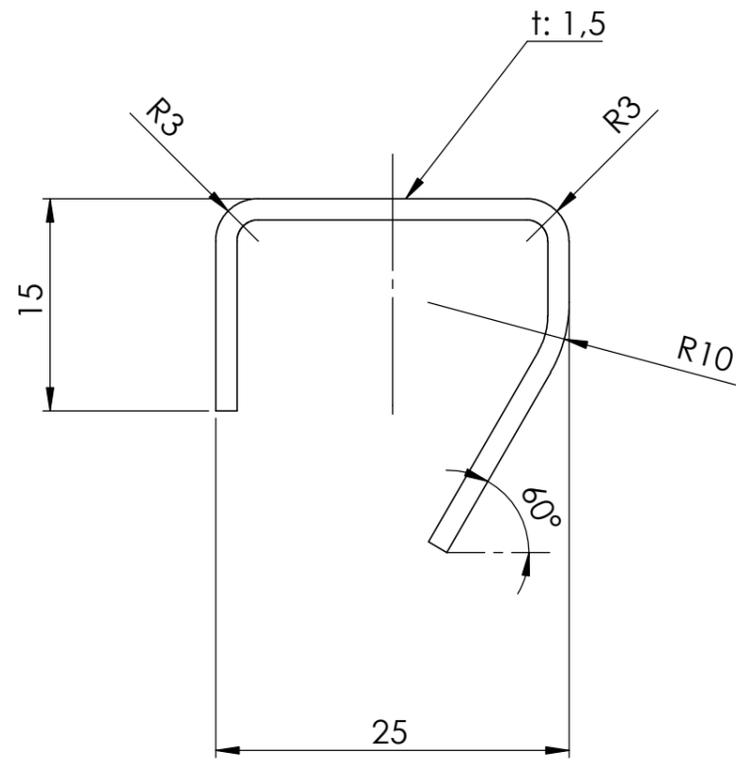
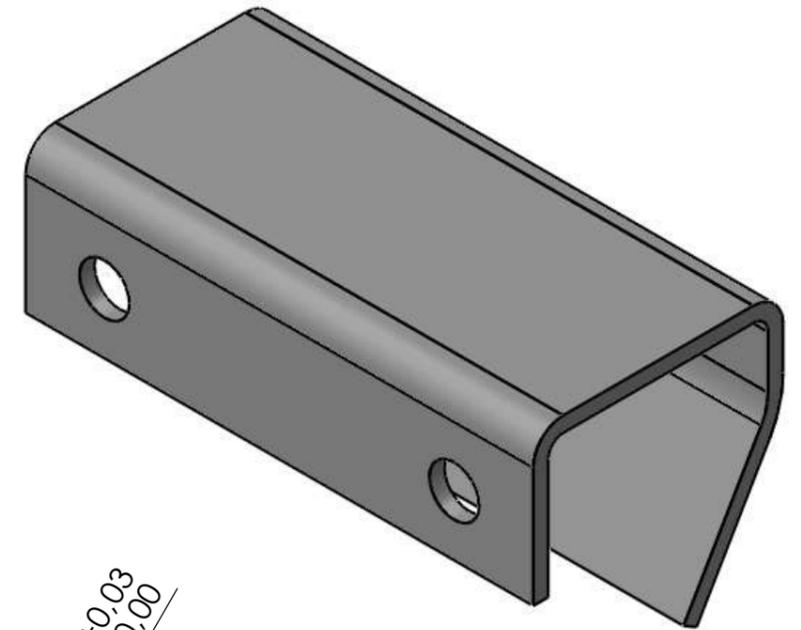




N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Chapa lateral	D01	2
2	Caja portarodamiento	D02	2
3	Solenioide	D03	2
4	Nema 34	D04	2
5	Guía de entrada	D05	2
6	Guía entrada de cuadro	D06	2
7	Protector superior	D07	2
8	Cadena	D08	1
9	Piñón	D09	2
10	Antiflexion de cadena	D10	2
11	Guía desgaste	D11	2
12	Chapa de sujeción	D12	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN:																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>VERIF. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>APROB. Muller - Prieto M.</td> <td></td> <td>05/23</td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CALID.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23	VERIF. Muller - Prieto M.		05/23	APROB. Muller - Prieto M.		05/23	FABR.			CALID.				
NOMBRE	FIRMA	FECHA																				
DIBUJ. Muller - Prieto M.		05/23																				
VERIF. Muller - Prieto M.		05/23																				
APROB. Muller - Prieto M.		05/23																				
FABR.																						
CALID.																						
			TÍTULO: <h2 style="text-align: center;">Cinta de alimentación</h2>																			
MATERIAL:			Nº DE DIBUJO: <div style="text-align: center; font-size: 24px;">D00</div> <div style="text-align: right;">A3</div>																			
ESCALA:1:10			HOJA 1 DE 1																			

Ra 3,2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS				REVISIÓN:
							TÍTULO:		
							Guía entrada de cuadro		
					MATERIAL:		Nº DE DIBUJO:		
					AISI 304		D06		A3
					ESCALA:2:1		HOJA 1 DE 1		

F
E
D
C
B
A

8 7 6 5 4 3 2

8 7 6 5 4 3 2

F
E
D
C
B
A