



Desmoldeo por vibración suspendida

BAYO, Facundo

BIELSA, Lucas

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2022

Desmoldeo por vibración suspendida

BAYO, Facundo
BIELSA, Lucas

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:
Sismondi, Juan

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2022

Resumen

El entorno laboral en una **fundición** es quizás uno de los más peligrosos después de la industria de extracción minera. Esto se debe principalmente a las altas temperaturas alcanzadas en los hornos la polución a la atmósfera, los riesgos ergonómicos presentes al momento de manipular las pesadas cargas y los altos niveles de ruido generados por los procesos de producción de piezas fundidas. Tenemos entonces un claro escenario para el cual encontrar alternativas y/o mejoras.

Si bien el proceso productivo es muy extenso y complejo, en este trabajo nos centraremos solamente en la etapa de **desmoldeo** de piezas de **fundición gris laminar** producidas con un sistema de molde perdido de **arena verde**. Las principales problemáticas de los métodos actuales, radican en la generación de un ambiente de trabajo insalubre, la ruptura de piezas debido a fuertes impactos y grandes pérdidas de material.

Para poder pensar en soluciones concretas hemos tomado la decisión de realizar una máquina complementaria a un centro de moldeo automatizado existente. El mismo se conoce con el nombre de **DISAMATIC C3-250**.

La solución constará de la aplicación de **vibraciones** directamente sobre la pieza, las cuales estarán suspendidas desde su árbol de colada. Así la solución deberá ser capaz de recibir el tren de motas, prepararlo para su desmoldeo, y entregar tanto las piezas libres de arena, como la arena residual que será reutilizada. Todo esto controlando tanto la polución y la generación de ruidos.

Palabras clave: fundición, desmoldeo, DISAMATIC C3-250, arena verde, fundición gris laminar, vibración.

Abstract

The working environment in a **foundry** is perhaps one of the most dangerous after the mining industry. This is mainly due to the high temperatures reached in the furnaces, the pollution to the atmosphere, the ergonomic risks present when handling the heavy loads and the high noise levels generated by the production processes. Then, we have a clear scenario for which to find alternatives and/or improvements.

Although the production process is very extensive and complex, in this work we will focus only on the stage of **demolding of laminar gray castings** produced with a lost mold system of **green sand**. The main problems of current methods lie in the generation of an unhealthy work environment, the breakage of parts due to strong impacts and large losses of material.

In order to think of concrete solutions, we have decided to build a complementary machine to an existing automated molding center. It is known as **DISAMATIC C3-250**.

The solution will consist of the application of **vibrations** directly on the piece, which will be suspended from its casting shaft. Thus, the solution must be able to receive the speck train, prepare it for demolding, and deliver both the sand-free pieces and the residual sand that will be reused. All this controlling both pollution and noise generation.

Keywords: foundry, demolding, DISAMATIC C3-250, green sand, laminar grey cast iron, vibration.

Contenido

Resumen.....	3
Abstract	4
Capítulo 1: Introducción.....	7
Descripción del proceso de fundición	7
Riesgos presentes en la fundición	10
Descripción del proceso elegido	11
Capítulo 2: Definición del problema	15
Problemática	15
Variables.....	18
Objetivos:	20
Capítulo 3: Descomposición del problema	22
Definición de las etapas	22
Separación de la última mota del resto del tren.....	22
Transporte de la mota.....	23
Destrucción del molde	24
Recolección de la arena	27
Elección de la solución	28
Capítulo 4: Estudio ruptura del molde.....	29
Modelo de Drucker-Prager	29
Criterio de falla de Mohr-Coulomb	30
Factor de Seguridad	31
Modelo de impacto - carga dinámica equivalente	32
Verificación de la ruptura del molde.....	33
Cálculos carga equivalente:.....	33
Simulación	34
Interpretación de resultados	41
Capítulo 5: Descripción de los sistemas	42
Cabina.....	42
Cinta transportadora.....	44
Sistema de limpieza	46
Cálculos	47
Cepillos	48
Sistema vibratorio	64

Verificación.....	70
Cálculo torque medio necesario	76
Vibrador	80
Volante de inercia	83
Conclusión.....	85
Transporte helicoidal	86
Capítulo 6: Descripción global de la solución.....	89
Capítulo 7: Conclusión.....	92
Bibliografía	93
Anexo A: Tabla rodamientos.....	95
Anexo B Planos.....	96

Capítulo 1: Introducción

Descripción del proceso de fundición

Se conoce como fundición al proceso de fabricación aditiva de piezas, ya sea de metal o plástico que consiste en fundir el mismo y luego verterlo en una cavidad denominada molde. Una vez que el material se solidifica, adopta la forma del mismo y conforma una pieza que luego se extrae. A grandes rasgos se lo puede dividir en las siguientes etapas (Fundición y Moldeo):

- **Diseño de la pieza;**
- **Fabricación del modelo,** pueden ser de madera, metal, o yeso entre otros. Son similares a las piezas, pero no idénticos ya que tienen en cuenta las variaciones dimensionales que sufre el material al momento de la solidificación.
- **Fabricación del molde,** existe una gran variedad de tipos de moldes y se pueden diferenciar por su naturaleza (Permanentes o desechables), o el material utilizado para su fabricación;
- **Llenado del molde,** también conocido como colada puede clasificarse según la naturaleza de la fuerza que genera el movimiento del fluido.
- **Enfriamiento de la pieza,** en el caso de trabajar con piezas metálicas es un proceso muy importante que define las propiedades mecánicas del producto final, el mismo se puede dar dentro del molde o fuera del mismo, pueden utilizarse suplementos que ayudan a la extracción de calor de una parte específica de la pieza.
- **Desmoldeo,** depende de la naturaleza del molde, en el caso de moldes desechables donde su material es reutilizado no sólo es necesario extraer la pieza de su interior sino también la recuperación del material del mismo.
- **Recuperación de la mezcla para su reacondicionamiento y reutilización,** como mencionamos anteriormente esta etapa puede o no estar presente en el proceso productivo.
- **Control y terminación de las piezas,** consiste en una limpieza superficial de la pieza, un control de las propiedades geométricas de las piezas, y la remoción del exceso de material presente como “rebabas” o en el árbol de colada (ducto por el cual viaja el metal fundido hasta llegar a la cavidad que le dará la forma final a la pieza.

La fundición puede diferenciarse según (Fundición y Moldeo) (INDUTECSA, s.f.):

- 1) La naturaleza del molde:
 - a) **Molde permanente.** Los mismos son generalmente metálicos y pueden utilizarse para fabricar un gran número de piezas iguales sin necesidad de desecharlos.
 - b) **Molde perdido.** Estos modelos se usan una única vez para fabricar una única pieza y luego deben ser destruidos para retirar la pieza metálica en su interior. Los materiales utilizados para el molde pueden ser recuperados o no y se fabrican de distintos elementos como:
 - i) *Moldeo con arena verde,* están fabricados con arena (sílice SiO₂) mezclada con algunos aditivos que aportan a ciertas propiedades como resistencia mecánica, permeabilidad, y refractariedad. Los mismos se forman en dos mitades donde cada una de ellas es comprimida junto con el modelo de manera que se forme una cavidad en su interior y al unir ambas partes se genere el molde, como se muestra en la Figura 1-1. El término

“verde” se refiere a que el molde contiene humedad al momento del desmoldeo o vaciado. Cabe destacar que los moldes pueden tener una configuración horizontal, donde una mitad se posiciona sobre la otra, o vertical donde una mitad está al lado de la otra.

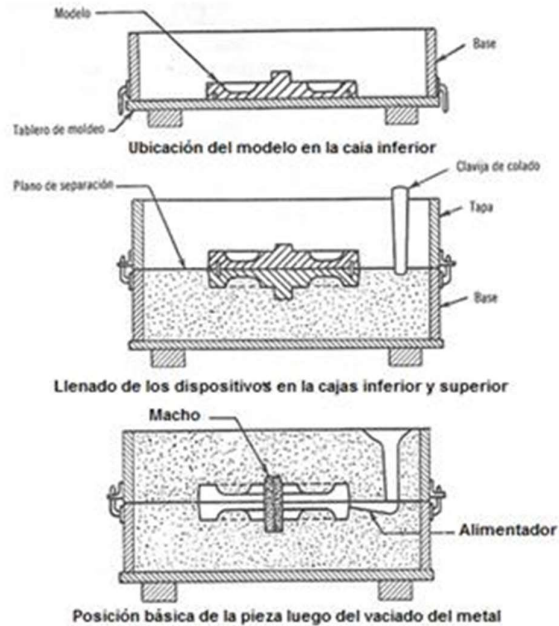


Figura 1-1: Esquema molde de arena verde horizontal.

- ii) *Moldeo en cáscara (Shell-moulding)*, se lleva a cabo al poner en contacto arena revestida con resina (arena shell) con el modelo que previamente se calentó a una temperatura de 250°C. La resina que lleva la arena, al quedar en contacto con la placa modelo caliente, va a aglomerar a la arena alrededor del modelo, quedando un molde en forma de cáscara que separaremos del modelo. En este proceso, los modelos deben ser buenos conductores del calor, resistir los cambios de temperatura, por lo que deben ser de metal (hierro o acero).
- iii) *Moldeo silicato CO₂*, es un moldeo que trata de endurecer moldes sin necesidad de aportes de calor. Se emplean arenas sílices, siendo el aglomerante el silicato sódico hidratado (Na₂O·SiO₂·XH₂O). El molde se hace pasar a través de una corriente de CO₂, reaccionando este con el silicato sódico y el agua. Esta reacción da como resultado un carbonato de sodio y un gel de sílice, que es el elemento fundamental como aglutinante de la arena. Los modelos y las cajas utilizadas pueden ser los mismos que para el moldeo en arena verde.
- iv) *Pinturas refractarias*, La principal función de un recubrimiento refractario para moldes y corazones es la de presentar una película fina, homogénea, refractaria, lubricante y resistente a la penetración del metal fundido para producir piezas con un buen a excelente acabado superficial.

2) Método de vertido:

- a) *Por gravedad*, donde el material simplemente se vierte con una cuchara dentro del molde y el mismo fluye por su propio peso.
- b) *Por presión*, en este caso se fuerza la entrada del metal al molde y puede lograrse mediante:
 - i) Por fuerza centrífuga
 - ii) Por inyección.

-
- 3) Material a fundir, en este caso sólo detallaremos los tipos de fundiciones metálicas más comunes (Universidad Complutense Madrid, s.f.):
- a) *Fundiciones blancas*, en las que todo el carbono se encuentra como Fe_3C , lo que le confiere gran fragilidad, y deben su nombre a que su superficie de fractura posee una tonalidad blanca. Las microestructuras de estas fundiciones se interpretan con el diagrama metaestable Fe- Fe_3C . Al solidificar la fundición, aparece un microconstituyente, ausente en los aceros: ledeburita (agregado eutéctico formado por austenita saturada y Fe_3C) que, a temperatura ambiente, se transforma en agrupaciones de Fe_3C y perlita. Una alta velocidad de enfriamiento y un bajo carbono equivalente promueven la formación de la fundición blanca.
 - b) *Fundiciones grises laminares*, difieren de las fundiciones blancas en que, en su microestructura, además de ferrita, Fe_3C y perlita, aparece un nuevo microconstituyente, el grafito en forma de hojuelas, cuya formación se interpreta mediante el diagrama estable Fe-C. El silicio, que es un elemento grafitizante, está en mayor proporción en las fundiciones grises (1,5-3%) que en las fundiciones blancas (<1%). Además del silicio, la formación de grafito se favorece con una velocidad de enfriamiento lento durante la solidificación. Debido a sus propiedades (buena colada, excelente maquinabilidad, buena resistencia al desgaste y buena eliminación de vibraciones) y su bajo costo, son las fundiciones más empleadas para propósitos ingenieriles.
 - c) *Fundiciones maleables*, se obtienen a partir de la fundición blanca y por un proceso de recocido (maleabilización) que favorece la descomposición de la cementita en nódulos de grafito irregulares. Las propiedades mecánicas de la fundición varían en función del tratamiento térmico de recocido empleado. El espesor de las piezas está limitado por la necesidad de emplear una rápida velocidad de solidificación para obtener primeramente la fundición blanca.
 - d) *Fundiciones dúctiles*, en las que el carbono libre se encuentra en forma de grafito esferoidal tras la adición de pequeñas cantidades de Mg al hierro fundido antes de ser colado. A diferencia de las fundiciones maleables, pueden ser coladas tanto en piezas de pequeño como de gran tamaño. Su composición química es semejante a la de las fundiciones grises laminares, excepto que se requieren más bajos niveles de elementos minoritarios tales como S y P. Tienen un amplio margen de resistencias mecánicas junto con una razonable ductilidad.

Riesgos presentes en la fundición

En primer lugar, creemos imperioso mencionar que el trabajo en la fundición ha sido decretado como insalubre por el Ministerio de Salud de la Nación. En el artículo 2 del decreto N° 4257 se menciona que:

“(…) Art. 2° — Tendrá derecho a la jubilación ordinaria con 25 años de servicios y 50 de edad:

a) El personal habitual y directamente afectado a procesos de producción en tareas de laminación, acería y fundición, realizadas en forma manual o semimanual, cuando los mismos se desarrollen en ambientes de alta temperatura y dicho personal se encuentre expuesto a la radiación del calor. (Inciso sustituido por art. 1° del Decreto N° 2338/1969 B.O. 23/5/1969). (…)” (Poder Ejecutivo Nacional, 1968)

En términos generales, en una fundición convencional existen los siguientes riesgos:

- Caída de objetos pesados (fundamentalmente la materia prima cargada en el horno).
- Proyección de fragmentos procedentes de la chatarra.
- Caídas a diferente nivel desde la plataforma de carga del horno.
- Intoxicación por emanaciones o fugas de monóxido de carbono en las cubas de los altos hornos o por las muchas tuberías de gas existentes en el interior de las instalaciones.
- Explosión por contacto entre el agua y el metal o los restos de escoria.
- Quemaduras por proyección de material fundido o por contacto con escoria.
- Intoxicación por desprendimiento de vapores durante la colada.

Por otro lado, durante el trabajo específico del desmoldeo se reconocen los siguientes tipos de riesgos (APMEN, s.f.):

- Exposición a ruidos durante la extracción de las piezas
- Inhalación de polvos o sustancias nocivas
- Caídas, desprendimientos o choques contra objetos.

Como hemos mencionado anteriormente, nuestro trabajo está apuntado a controlar el contacto del operario con las piezas, lo cual disminuye la probabilidad de que existan golpes o aplastamientos, y quemaduras; la polución atmosférica; y el ruido. El espíritu del proyecto busca disminuir la generación de polvo y de ruidos, en vez de tener que controlar los mismos. Es decir, entendemos que la mejor forma de atacar un problema es eliminando la causa del mismo, y no aislándolo.

Descripción del proceso elegido

Este proyecto está orientado a buscar una alternativa al proceso de desmoldeo de una fundición de hierro gris laminares que utiliza moldes fabricados con arena verde. Más específicamente en una planta que utilice una moldeadora semiautomática de la familia DISAMATIC C3-250, de la cual hablaremos más adelante.

El siguiente diagrama de flujo (Figura 1-2), corresponde al proceso elegido.

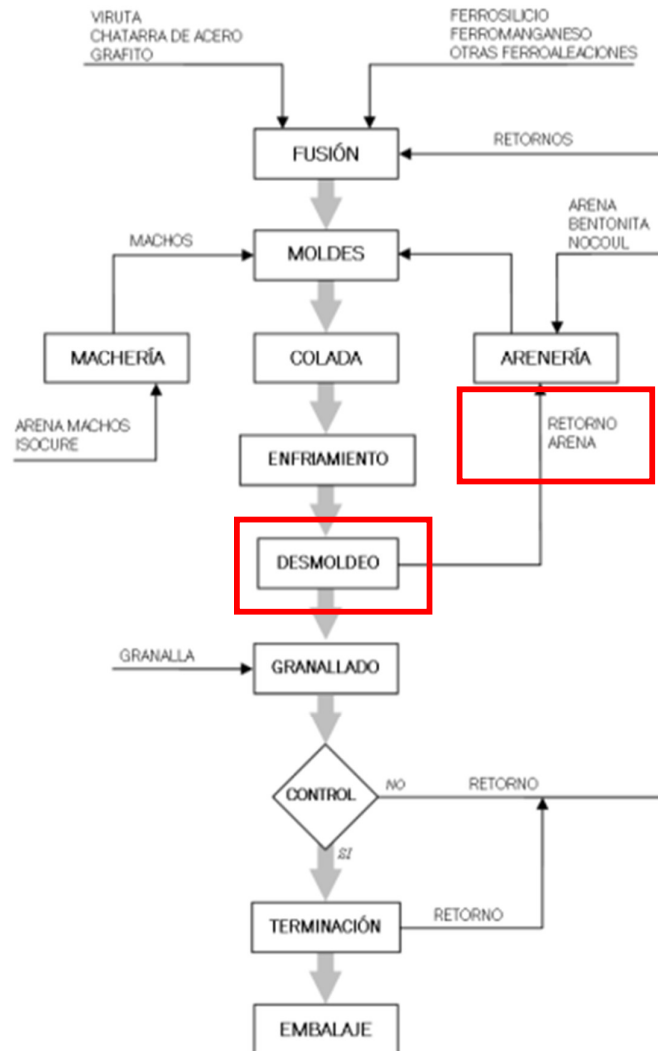


Figura 1-2: Diagrama de flujo general del proceso de fundición

En rojo se remarcan las partes del proceso en las que estaremos trabajando. Aquí podemos empezar a definir nuestras condiciones de contorno, donde a grandes rasgos vemos que recibiremos un producto "A" que consiste en una mota (molde y pieza) ya fríos, y que tendremos que conseguir un producto "B" y "C" que consisten en la pieza metálica preparada para su posterior limpieza final (granallado), y la arena lista para su posterior tratamiento de reacondicionamiento respectivamente.

La DISAMATIC C3-250 elegida para este proyecto es una moldeadora semiautomática de moldes de arena verde verticales pensada para una producción de bajo volumen que usualmente utilizan un proceso manual de producción (DISAMATIC, s.f.).

La particularidad de esta máquina es que genera un tren de motas continua donde cada bloque de arena es “base” y “tapa” de dos moldes y al ubicarlos uno a continuación del otro se puede generar un tren continuo de moldes listos para recibir el metal fundido como se muestra en Figura 1-3. Se dice que estos moldes tienen una configuración vertical, ya que la línea de unión entre las mitades es vertical.

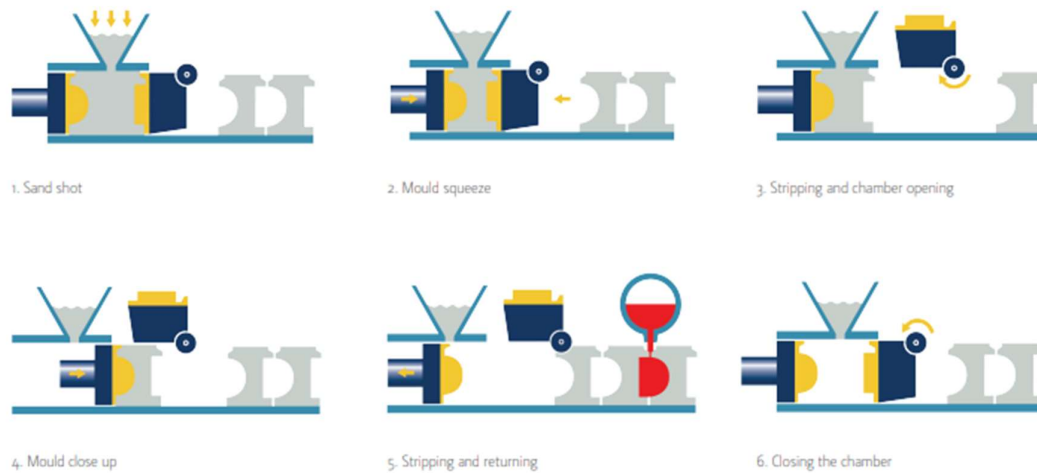


Figura 1-3: Esquema tren de motas continuo.

A modo de observación mencionamos que otra posible opción es la generación de motas individuales horizontales, donde una mitad del molde está apoyada sobre la otra y el mismo es contenido lateralmente por “cajones” metálicos que aportan a la estructura del mismo como se muestra en la Figura 1-4.



Figura 1-4: Motas individuales horizontales

Además, cabe destacar que este tren de motas continua se desliza sobre una bandeja, por la cual se realiza en primer lugar la colada y posteriormente el enfriamiento de las piezas. Esto significa que nuestra máquina complementaria recibirá las piezas ya enfriadas provenientes de dicha bandeja deslizante como puede verse en la Figura 1-5.



Figura 1-5: Avance del tren de motas continuo

El siguiente video es una animación de una planta de fundición en arena verde DISA completa. (<https://www.youtube.com/watch?v=7OVf0-iZ9SM>).

La Figura 1-6 muestra el esquema de dicha planta. En rojo marcamos la parte que nosotros adoptamos para nuestro proyecto, la cual consiste en la moldeadora semiautomática, la colada, y el transportador del tren de motas continuas. Por otro lado, en azul señalamos la maquinaria que vamos a sustituir.



Figura 1-6: Fundición DISAMATIC completa

Las alternativas más utilizadas hoy en día para el desmoldeo de piezas son:

- *Desmolde manual*, este es sin lugar a dudas el método más rudimentario, de menor producción y mayor impacto en la salud del operario. El mismo consiste simplemente en golpear las motas con martillos de manera que la arena se desprenda de las piezas.
- *Vibración por zaranda*, este método consiste en depositar la mota sobre una zaranda vibratoria, la cual mediante el movimiento oscilatorio genera la ruptura del molde, generando los pedazos del mismo caigan a través de ella por la gravedad quedando así el metal solidificado al descubierto. En este caso la fuente de vibración tiene un efecto directo en la arena de moldeo. Por lo general estos dispositivos son muy ruidosos y son propensos a la generación de polvo. En el caso de que las piezas tengan secciones muy esbeltas pueden ser propensos a roturas. Además, es difícil remover el material del molde de cavidades pequeñas lo que significa un mayor trabajo en la limpieza fina.
- *Tambor rotativo*, en este tipo de desmoldeo, la mota se deposita en el interior de un cilindro rotatorio de grandes dimensiones. Al girar el mismo, la mota se eleva una pequeña altura para luego caer bruscamente. Este proceso continuo sucede mientras la mota se mueve de manera axial al tambor debido a una inclinación vertical del mismo. Dichos impactos son los que generan el desprendimiento de la arena.

Capítulo 2: Definición del problema

Problemática

En este capítulo, se desarrollará de manera extensa el problema que se introdujo superficialmente en la sección anterior.

Como ya se expuso previamente, abordaremos de manera abarcativa los principales problemas que se dan durante la etapa de desmoldeo.

El proceso de desmoldeo consiste en la rotura de la mota en pequeños fragmentos con el fin de extraer la pieza del interior de la misma. Este proceso puede realizarse:

- manualmente realizando golpes bruscos o sacudones sobre la mota;
- mediante vibraciones violentas generadas por una zaranda;
- mediante impactos dentro de un tambor rotativo de desmoldeo.

Sin embargo, cada uno de estos métodos presenta ciertas desventajas.

El desmoldeo manual es claramente el método más rudimentario, y el que deja una mayor exposición al operario a todos los factores de riesgo anteriormente mencionados.

En este caso el operario debe golpear, sacudir, o dejar caer desde una altura considerable las motas buscando la ruptura parcial del molde. Lo mismo puede hacerse con la mano, o incluso con un montacargas dependiendo principalmente del tamaño de las piezas. En la Figura 2-1 se muestra un operario realizando golpes con un martillo a la pieza para desprender el material del molde.



Figura 2-1: Desmoldeo manual

En el segundo de ellos, se necesita de la intervención de operarios que extraigan las piezas de la zaranda una vez desmoldadas. Sin embargo, en la mayoría de los casos, la misma se encuentra al nivel del suelo, con lo cual, dicha acción representa una carga desde el punto de vista ergonómico (teniendo en consideración el elevado peso de las piezas de fundición). Existe además el riesgo de atrapamiento de las manos de los operarios. Como puede verse en la Figura 2-2, los operarios realizan la carga manual de una zaranda al mismo nivel del suelo, donde pueden observarse posturas riesgosas para la salud. (Processo de uma fundição de aço, s.f.)



Figura 2-2: Carga manual de zaranda vibratoria

A su vez, también resulta insalubre el ruido generado por el golpe de las piezas con la zaranda misma pudiendo llegar hasta los 85dB.

Por otro lado, se genera una gran cantidad de polvo al momento de la caída de la mota sobre la zaranda y durante el momento de vibración de la misma. Como esta se encuentra abierta al ambiente los operarios son propensos a aspirar dicho polvo. Esto puede llevar, en el peor de los casos, al padecimiento de enfermedades laborales como la silicosis.

Otro de los problemas presentes en este sistema es la eventual obstrucción del mismo debido a la presencia de scrap o de grandes fragmentos de mota, también denominado granzón, que no llegan a desgranarse de manera efectiva.

Otra problemática que puede llegar a presentarse en este tipo de sistemas radica en la pérdida de arena. Como mencionamos anteriormente, durante la caída de la mota y el proceso de vibración se genera la rotura del molde. En el caso que no exista ningún tipo de cerramiento con contención tanto a la atmósfera como al piso hay una gran cantidad de arena que quedará dispersa tanto en el aire como en las zonas adyacentes a la máquina. Esto es una desventaja ya que significa una pérdida de tiempo debido a que este material debe ser removido manualmente de la zona de trabajo, y además porque significa una disminución en la cantidad de arena verde dentro del circuito de reutilización. Por otro lado, es común en la industria recoger dicha mezcla del piso e ingresarla al circuito nuevamente corriendo el riesgo de ingresar agentes contaminantes.

El tercer método de desmoldeo, consta de un tambor giratorio donde las motas se ven obligadas a golpearse entre sí y contra las paredes del mismo generando así la ruptura del molde. En la Figura 2-3 puede verse un esquema de flujo donde se ve el ingreso de las motas por un extremo, y la salida de las piezas y de la arena por el otro. (DISA, s.f.)

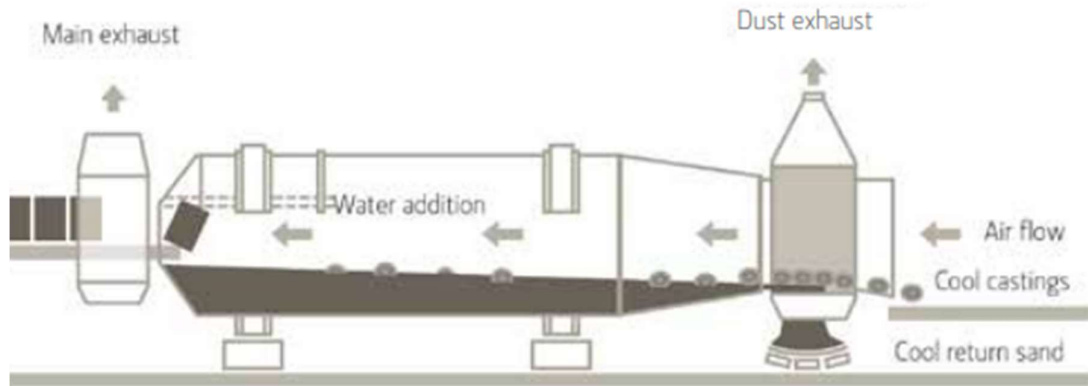


Figura 2-3: Esquema funcionamiento tambor rotativo

Si bien a simple vista puede observarse que esta solución presenta un método continuo de desmoldeo, un mayor control tanto de los polvos como también de los ruidos (menores a 85dB según fabricantes) tiene otro tipo de problemas. En primer lugar, puede notarse que no es útil para aquellas piezas de gran peso y geometría compleja. Esto se debe a que el movimiento de las masas dentro del tambor puede generar esfuerzos inerciales que derivan en la rotura de las piezas y del mismo equipo.

Por otro lado, el movimiento de avance de las piezas dentro del tambor se da por acción de la gravedad, es decir, las mismas van cayendo debido a la inclinación que el sistema posee. Esto significa un cambio de nivel que puede ser problemático a la hora de querer incorporar la maquinaria en un sistema continuo, como se muestra en la Figura 2-4, donde puede apreciarse una cinta con un cambio de nivel.



Figura 2-4: Esquema tambor rotatorio dentro de una planta de fundición

Variables

Una vez definidos los objetivos, es necesario plantear las incógnitas que deberemos tener en cuenta. Si bien, parametrizamos algunas variables del problema mediante la selección de una máquina DISAMATIC C3 - 250 de moldeo continuo de mota vertical, aún tenemos presentes algunas no definidas. A su vez, las definidas pueden no estar completamente sino acotadas dentro de un rango. Las mismas son:

1. Distancia entre piezas: si bien la moldeadora seleccionada es automática y genera un tren de mota continúa, la fabricación de las mismas se realiza de a mitades mediante la compresión de arena. Estas mitades luego se unen para formar la cavidad donde se verterá el material, generando así una distancia “constante” entre piezas adyacentes. Sin embargo, debido a que la cantidad de arena que ingresa en la máquina para cada mitad no es constante, las mismas no tendrán siempre el mismo espesor y por ende la distancia entre piezas no será realmente constante, sino que variará dentro de una tolerancia.

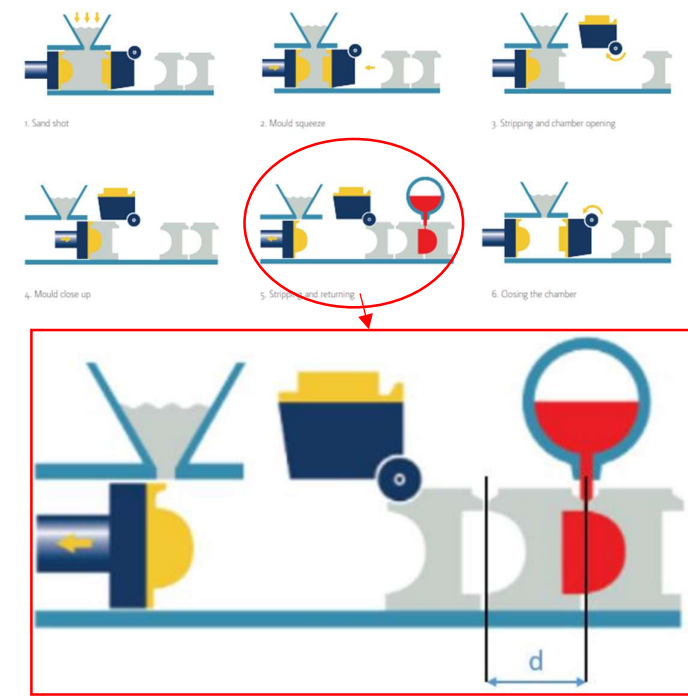


Figura 2-5: Esquema tren de mota continuo

2. Temperatura de la pieza en el desmoldeo: es sabido que, una vez que se realiza la colada del metal fundido dentro del molde, el siguiente paso es esperar a que el mismo se enfríe para luego poder desmoldarlo. La temperatura que alcanzará la pieza según el tiempo de enfriamiento que se le dé antes de ingresar a la máquina de desmoldeo, determinará en parte los materiales que se deberán utilizar para construir la misma.
3. Características geométricas de la mota: uno de los factores a tener en cuenta al momento de diseñar la solución de desmoldeo es obviamente la geometría de la mota. Las mismas nos afectarán para el diseño dimensional de la máquina desmoldeadora y lógicamente se deben evitar colisiones.

4. Características geométricas de la pieza: esta variable es de gran importancia para poder definir tanto la forma de extracción de la arena, como de manipulación de las piezas metálicas.
5. Temperatura de entrada de la arena: al igual que en el caso de la temperatura de la pieza, la temperatura de la arena también nos definirá ciertas características de la solución. Lógicamente, si los materiales de la misma no son lo suficientemente resistentes, la arena caliente podría deteriorar los mismos. Se determinará entonces si se requieren de materiales con una mayor resistencia al calor o si se debe implementar un sistema de enfriamiento adicional.
6. Material de la pieza: nuevamente, será necesario definir el material de las piezas que se colaran ya que cada material tiene propiedades diferentes, como son, punto de fusión, colabilidad, dureza, conductividad de calor, densidad, etc.
7. Composición de la arena: lógicamente, si bien la arena verde está compuesta por los mismos componentes en todos los casos, como ya se mencionó, la proporción de cada uno de ellos le confiere a la misma una variación en sus propiedades. De esta manera, algunas tiradas de la misma pueden tener una alta humedad mientras que otras pueden ser mayoritariamente secas y esto afectará, por ejemplo, su fluidez y apelmazamiento (lo cual afectará su transporte).
8. Presencia de hoyos: al igual que las características geométricas de la pieza la presencia o no de hoyos es un factor clave para determinar el método de desmoldeo debido a que es posible que los mismos necesiten un trato especial para ser removidos.
9. Compactación de la arena: nuevamente, esta característica de la arena nos determinará la dureza de la misma lo cual es un factor clave para determinar si se podrá desmoldar la pieza por abrasión o vibración.
10. Relación arena / metal: relación de volumen entre la pieza y la arena verde en el conjunto de la mota. Esto nos dará una idea del peso total que deberá resistir la máquina a diseñar y la masa de arena que habrá que evacuar luego del desmoldeo.
11. Coeficiente de cohesión: con esta variable estamos haciendo referencia a la cohesión o adhesión entre el metal solidificado y la arena compactada, ya que estos son los esfuerzos que hay que superar para poder separar las piezas metálicas del molde.
12. Presencia de gases dentro de la mota: es sabido que durante el proceso de fundición las piezas emanan gran cantidad de gases, los cuales deben ser correctamente manejados para poder cuidar tanto los materiales de la máquina de desmoldeo como así a los operarios que la manipulen.

Objetivos:

Se listan a continuación los objetivos primarios y secundarios que se desean lograr mediante la posible implementación de la solución a diseñar. Con los mismos en mente, se podrá modelar la misma. Cabe destacar que algunos de estos objetivos se interrelacionan de manera sinérgica como se detalla a continuación:

1. Niveles de ruido admisibles: Como primer objetivo, hemos planteado mantener los niveles de ruido por debajo de los 60 dB tal como lo plantean las normas de seguridad e higiene. En este sentido, buscaremos mitigar los puntos de generación del mismo, como pueden ser los golpes entre piezas metálicas, y no aislarlos. Esto por supuesto, disminuirá la fatiga de los pocos operarios involucrados en el proceso y aportará a un ambiente en planta con mayor comodidad.
2. Niveles de polvo admisibles: debido al gran peligro que representa la inhalación de polvos que contienen silicio, se buscará mantener los niveles de partículas en suspensión lo suficientemente bajos como para no superar una cantidad ingerida de 20 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ anuales por operario. De esta forma será necesario que la solución tenga la capacidad de depurar fácilmente de todos los elementos que ingresan a la misma (piezas metálicas, mezcla de arena, gases, etc.)
3. Estado final de la pieza: nuestra solución no busca dejar la pieza sin ningún rastro del molde, ya que entendemos que esto corresponde a una etapa posterior del problema llamada limpieza final, la cual puede realizarse, por ejemplo, mediante un proceso de granallado. Por el contrario, la tarea principal de nuestra máquina debe ser separar las piezas metálicas junto con su árbol de colada del grueso del molde. Sin embargo, mientras más fina sea la capa de arena residual, menor será el tiempo de limpieza final requerido lo que conlleva lo que podría mejorar un potencial cuello de botella del proceso. Debido a esto, como parámetro hemos planteado dejar una capa remanente de arena no mayor a 2 cm.
4. Impacto de piezas: uno de los objetivos principales de nuestro trabajo es poder entregar las piezas separadas de su molde sin roturas ni deformaciones. Por esta razón creemos necesario cuidar la integridad física de las mismas, en especial de aquellas piezas que posean partes esbeltas o apéndices. La gran mayoría de los métodos de desmoldeo actuales se basan en el principio de la destrucción de los moldes mediante impactos o vibraciones externas bruscas que pueden representar un riesgo para piezas con dichas características. Resulta evidente que una mayor cantidad de piezas sanas aceptables generará un aumento de las ganancias.
5. Arena recuperada: nuestra solución deberá ser capaz de recolectar la arena suelta generada luego del desmoldeo y de dirigirla al circuito de recirculación de manera que no haya pérdidas durante dicha manipulación. A su vez, siendo la arena verde una de las tres materias primas más importantes del proceso, al aumentar la cantidad recuperada se disminuirán los costos y los tiempos no productivos propios de otros métodos.
6. Generación de "scrap": siguiendo en línea con el objetivo anterior, resulta lógico que la solución a implementar, además, genere la menor cantidad de "scrap" posible. Esto resultará en una mayor facilidad para poder reutilizar la arena, ya que como es sabido, una gran presencia de este en la misma podría llevar a la avería o rotura de distintos equipos. Resulta lógico, que una menor cantidad de averías conlleva una reducción en los costos y tiempos no productivos.
7. Mantenimiento: debido a las condiciones adversas en las que la máquina trabajará, es de vital importancia tener en cuenta en todo momento a la hora del diseño el mantenimiento de los equipos. Para ello es necesario generar piezas simples, garantizar el correcto acceso a los puntos críticos, etc.

8. Disminución de la cantidad de operarios involucrados: uno de los principales defectos de los métodos actuales es la cantidad de operarios involucrados durante el proceso de desmoldeo. A su vez, el mismo aumenta a medida que aumenta el caudal de piezas tratadas. Es por esto que la solución deberá ser lo más autónoma posible con el objetivo de emplear no más de un operario.
9. Ergonomía: complementando el punto anterior, al mismo tiempo que se emplea solo un operario, el mismo no deberá ser sometido a largos periodos o magnitudes de esfuerzos ni verse obligado a adoptar posiciones incómodas.

Capítulo 3: Descomposición del problema

Definición de las etapas

Como se mencionó en capítulos anteriores, el proceso de fundición se descompone en varias etapas. Esto resulta inherente puesto que es un proceso de alta complejidad y dividir el mismo implica su análisis desde distintos enfoques. Siguiendo esta lógica, nos decidimos por darle un tratamiento similar a nuestro problema. Si bien el mismo abarca una de las etapas del proceso, el desmoldeo, aun así, esta representa una complejidad que amerita la fracción del mismo en varias sub etapas.

Dichas etapas son:

- Separación de la última mota del resto del tren
- Transporte de la mota
- Destrucción del molde
- Recolección de la arena

A continuación, se llevó a cabo un extenso análisis en el cual se propusieron múltiples soluciones para cada una de las etapas y se realizó un balance entre las ventajas y desventajas de cada una.

Entre las principales propuestas se contemplaron:

Separación de la última mota del resto del tren.

1. *Recorte con cizalla* Consiste en una guillotina, ya sea lateral o vertical, que corta de manera limpia la última mota del tren.

Ventajas:

Se genera un corte limpio, donde las distintas motas tendrán una geometría definida y similar entre ellas.

No se generan desprendimientos de viruta.

Desventajas:

Debido a que el tren de mota tiene un avance constante, la guillotina deberá poder moverse al mismo tiempo que el mismo.

2. *Mesa giratoria:* esta solución consiste en aplicar una fuerza de corte a la mota mediante una pared que gira solidaria a una mesa de manera que empuje la última mota lateralmente. Las motas anteriores a esta estarán contenidas lateralmente de manera de poder generar un esfuerzo de corte entre dicha contención y la mesa giratoria.

Ventajas:

Mecanismo simple.

De bajo mantenimiento.

Desventajas

No genera un corte limpio.

El cilindro debe tener la fuerza necesaria para empujar motas aun con piezas pesadas en su interior.

Genera un flujo en la misma dirección, pero paralelo al del tren de motas.

3. *Por su propio peso mediante una caída:* En este caso el tren de motas avanzará hasta encontrar un desnivel, quedando parte de este en voladizo. Así, debido a su propio peso la primera mota del mismo se desprenderá, generando así una mota unitaria.

Ventajas:

Es un mecanismo simple, lo que conlleva un bajo mantenimiento y pocas posibilidades de avería.

No se corre riesgo de cortar la pieza.

Desventaja:

No se genera un corte limpio.

Puede que en la caída se rompa parte de la mota generando terrones de arena sueltos.

Transporte de la mota

1. *Sobre cama de rodillos:* Este sistema es el más utilizado y común. Consisten en una cinta transportadora que se desplaza sobre rolos giratorios.

Ventajas:

Permite el movimiento continuo de la mota durante la etapa de desmoldeo

Desventajas:

La cinta debe estar adaptada para poder soportar la caída de la arena sobre la misma y entre los rolos. De lo contrario necesitará extensivo mantenimiento

2. *Transporte carga suspendida:* En esta solución proponemos tratar la mota como una carga suspendida, mediante carros con un enganche que puedan tomar la pieza desde el extremo superior del árbol de colada. Para esto es necesario fabricar vías por donde el carro pueda moverse, y el árbol de colada debe ser modificado de manera de poder soportar la carga de toda la mota.

Ventajas:

Permite un transporte sin cambios de nivel.

Al estar sobre la mota, puede evitarse el contacto con la arena.

Permite un movimiento fluido.

Desventajas:

Puede no ser un punto fijo, necesario para la limpieza de la pieza.

3. *Transportador vibratorio:* en este caso proponemos utilizar un transportador vibratorio como los utilizados en las industrias alimenticias, los cuales mediante un movimiento de muy alta amplitud y baja frecuencia son capaces de impartir un movimiento controlado en la mercadería.

Ventajas

Favorece el movimiento continuo de las motas

Desventajas

Las fuerzas de impacto pueden llegar a ser lo suficientemente grandes como para romper las piezas.

El movimiento del mecanismo se puede ver comprometido por la presencia de polvos y arenas.

4. *Cadenas Redler:* En este método, la idea es mover las motas mediante una cadena con paneles o bandejas que las empujen. Dichas cadenas junto con los paneles pueden ubicarse en la parte superior del túnel de desmoldeo, o en sus laterales. Las motas serían arrastradas sobre una pasarela fija con perforaciones que permitan la caída de la arena, o sobre una plataforma de rodillos giratorios que facilite el movimiento.

Ventajas:

Una de las ventajas principales de este método es que permite que distintos elementos, como pueden ser los cabezales de los chorros de agua de alta presión se encuentren en el interior de las cadenas, ya que las mismas no obstruyen completamente el flujo del agua.

Es posible lograr un flujo constante de movimiento.

Es posible cambiar las velocidades de avance.

Al estar posicionado en la parte superior el sistema de transporte no habría que aislarlo de la caída de arena.

Permite el movimiento continuo de la mota durante el desmoldeo.

Desventajas:

La resistencia generada por el rozamiento de la mota contra la plataforma podría sobre exigir la cadena.

Al estar el empujador unido a la cadena por un solo extremos, se va a generar una flexión al empujar la mota para la cual el mismo deberá estar preparado.

Destrucción del molde

1. *Por chorro de agua:* En esta solución consiste en utilizar un sistema de chorros de agua de muy alta presión que impacten directamente con las motas removiendo toda la arena. La limpieza se dividirá en tres etapas en las cuales la mota será atacada por chorros de agua a alta presión provenientes de distintas direcciones. Los mismos estarán diferenciados y tendrán distintas presiones según la dificultad de remoción de la arena (dependerá de la

cantidad de la misma, de su consistencia, de su adherencia, etc). La arena será recuperada en la parte inferior, donde llegará junto con el agua de los distintos chorros, y será sometida a un proceso de secado necesario para su reacondicionamiento. Por otro lado, las piezas serán recogidas al final de la plataforma.

Ventajas:

No existe inconveniente si el chorro de agua golpea a la pieza pues puede estar calibrado para erosionar la arena, pero no el material de fundición.

Al humedecerse la arena, no se generarán partículas sueltas en suspensión dentro la máquina.

Desventajas:

Demasiada variación en la cantidad de humedad de la arena, imposibilitando su reutilización.

Formación de “barro” que dificulta su transporte.

Exposición del material a un agente corrosivo y oxidante.

En caso de que la pieza no haya sido correctamente enfriada, pueden generarse enfriamientos abruptos que cambian la microestructura de las piezas o incluso que generen fisuras.

Es necesario secar la pieza al final del proceso.

Grandes cantidades de agua necesaria.

2. *Por vibración:* En este caso, la idea es generar vibraciones de baja amplitud y alta frecuencia directamente en la pieza. En los métodos convencionales, se hace vibrar a todo el conjunto desde afuera hacia adentro. Lo que nosotros proponemos es hacer vibrar sólo a la pieza, la cual estará suspendida libremente y por ende no golpeará contra otros elementos, de manera que la arena en su exterior se desprenda. Será necesario entonces retirar parte de la arena del extremo del árbol de colada para poder sujetar la pieza desde allí. A su vez, dichas vibraciones se generarán mediante un vibrador neumático en contacto directo o indirecto con el mismo árbol de colada. Finalmente, la pieza sin arena será depositada en una cinta transportadora. La arena nuevamente será aspirada o recolectada por la parte inferior del equipo.

Ventajas:

Este método no se ve afectado por la forma de la pieza o sus dimensiones.

Permite una caída libre de la arena lo cual facilita su recolección.

Desventajas:

Si la pieza presenta tensiones, hacerla vibrar podría llevar a la rotura, aunque se trate de una pequeña amplitud.

Es necesario generar cambios en el árbol de colada, de manera que el mismo pueda ser un buen nexo por donde se propaguen las vibraciones.

3. *Por chorro de aire* en este caso proponemos una solución similar a la anterior, pero en vez de utilizar chorros de agua, utilizamos chorros de aire comprimido. Será necesario que las lanzas de los mismos se introduzcan dentro de la arena de manera de que el gas pueda remover la arena. Finalmente, la arena caída se recuperará mediante un sistema de aspirado y la pieza limpia saldrá por el final de la cinta para ser recogida por un operario.

Ventajas:

La pieza no se expone a un agente oxidante como el agua.

No es necesario recuperar el material erosionante (aire).

Desventajas:

La presión de aire a utilizar es mucho mayor que en el caso del chorro de agua.

Se genera una gran cantidad de partículas flotantes dentro de la máquina por lo que se deberá asegurar su hermetismo.

4. *Por granallado con arena verde* la mota será sometida a un proceso de abrasión, donde el material abrasivo será la misma arena verde que se utiliza para la generación de moldes. El proceso de limpieza será dividido en dos o tres etapas, de manera de poder utilizar las velocidades de proyección correctas para la etapa correspondiente. Estas etapas a grandes rasgos se dividen en desbaste grueso, desbaste fino, y limpieza final. Para ello la arena será impulsada con aire comprimido, o con paletas rotativas. Finalmente, la arena utilizada en los moldes, y la utilizada como abrasivo será recolectada para llevarla al circuito de reutilización de la misma.

Ventajas:

Al utilizar arena verde ya preparada para la erosión, no se altera la composición de la arena desprendida de la mota, es decir que no se le agrega agua ni ningún otro elemento.

La arena verde tiene un cierto grado de humedad por lo que se genera menor cantidad de partículas flotantes.

Desventajas:

La arena verde tiene mayor erosividad que el agua y el aire, por ende, los materiales con los cuales esté fabricado el equipo deberán ser resistentes a la erosión.

Al utilizar arena para el desmoldeo, la cantidad de la misma producida en el molino deberá ser mayor.

Recolección de la arena

1. *Con un transporte helicoidal* en este caso, la idea es tener una tolva alargada que tenga en su parte inferior un tornillo sin fin. Mediante gravedad toda la arena a lo largo del tren de desmoldeo decanta en dicha tolva y el tornillo sin fin la recoge y la transporta hacia un punto de salida.

Ventajas:

El movimiento de la arena da lugar a poder integrar un proceso de tratado de la misma. Por ejemplo, en el caso de que la misma haya sido mojada, uno puede comenzar a secar la arena durante este movimiento.

Desventajas:

Es necesario respetar el ángulo de talud de la arena.

La arena puede pegarse en la superficie de los elementos generando atascos por lo que se requerirá que la tolva sea vibratoria.

2. *Con un embudo/tolva/bandeja* este caso es similar al anterior, pero en vez de que la tolva sea alargada y con un sin fin, tendrá todas sus paredes inclinadas de manera que la arena caiga en un punto de salida. Esta tolva es idéntica a la tolva utilizada tradicionalmente para la descarga de cereales.

Ventajas:

No es necesario utilizar mecanismos móviles.

Desventajas:

Es necesario respetar el ángulo de talud de la arena.

La arena puede pegarse en la superficie de los elementos generando atascos por lo que se requerirá que la tolva sea vibratoria.

3. *Sistema de aspirado* la propuesta consiste en aspirar la arena tanto por la parte inferior, como las partículas en suspensión por la parte superior.

Ventajas:

Sistema de alta efectividad.

Desventajas:

La potencia requerida para aspirar arena húmeda aglomerada y compactada puede ser excesiva.

Elección de la solución

En primer lugar, se decidió que la totalidad del proceso se realiza dentro de una cabina cerrada en su totalidad. Esto ayudará a contener tanto la arena que cae durante el proceso, así como a facilitar la contención y el aspirado de cualquier tipo de polvillo que se genere.

Finalmente, se decide implementar las siguientes resoluciones para cada etapa:

1. Separación de la última mota del resto del tren: se decidió utilizar la opción número 3;
2. Transporte de las piezas: se decidió utilizar la opción número 1 y 3;
3. Destrucción del molde: se decidió utilizar la opción número 2;
4. Recolección de la arena: se decidió utilizar la opción número 1;

Posteriormente fue necesario decidir el diagrama de flujo óptimo para poder integrar las 5 soluciones. Para ello hemos presentado distintos diagramas de flujos y analizado las distintas opciones. El resultado final se muestra en la Figura 3-1.

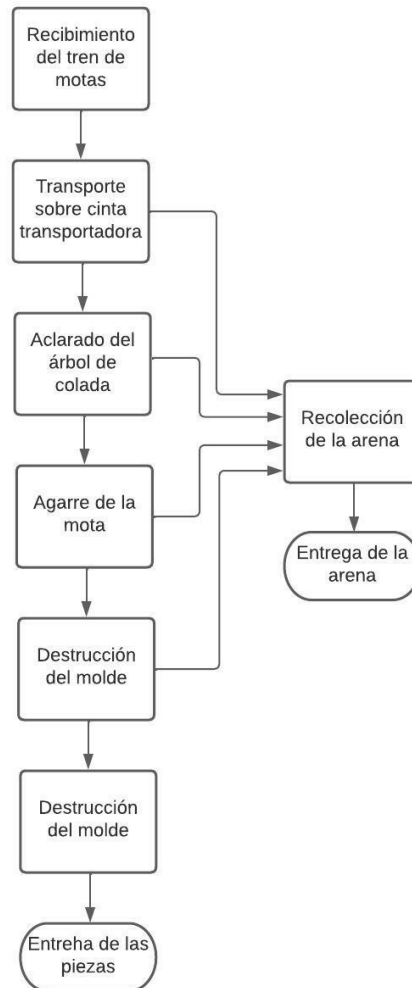


Figura 3-1: Diagrama de flujo proceso de desmoldeo

Capítulo 4: Estudio ruptura del molde

En esta sección mostraremos los cálculos realizados para validar nuestra decisión de destruir el molde mediante impactos realizados directamente sobre el árbol de colada. Ya que, si bien conocemos métodos como la zaranda vibratoria, no se conocen métodos en los cuales las vibraciones sean impuestas directamente sobre las piezas.

Como explicamos anteriormente el método de desmoldeo propuesto consiste en realizar una cierta cantidad de golpes en el extremo superior del árbol de colada de manera que este se propague a lo largo de la mota generando el desprendimiento del exceso de arena.

Lo primero que debemos hacer es verificar la validez de dicho método. Es necesario demostrar que, si nosotros dejamos caer la mota desde una cierta distancia y que esta golpee solo en la zona del árbol de colada, el impacto generado será suficiente para desprender una gran cantidad de arena. Esta verificación es de suma importancia ya que a su vez nos definirá otros aspectos de la solución como la cantidad de saltos requeridos para un desmoldeo completo, así como la altura de cada salto y la longitud de riel necesaria para los mismos.

Para esto hemos decidido utilizar el motor de cálculo y simulación del programa Solid Works. A la hora de realizar una simulación el desafío radica en poder simplificar la realidad con un modelo que pueda arrojar datos verosímiles. En nuestro caso debemos poder simular el esfuerzo del impacto de la carga contra el riel, pudiendo estudiar el efecto sobre el molde.

A grandes rasgos para estos estudios es necesario seleccionar el tipo de estudio, los esfuerzos externos, los vínculos presentes en las piezas, un modelo de cálculo, un criterio de falla, y un método para interpretar los resultados. A continuación, se enumeran los criterios y la elección de dichos requisitos.

Modelo de Drucker-Prager

Habiendo definido que realizaremos la verificación empleando la ayuda del complemento "Simulation" del programa SolidWorks, es imperativo que determinemos un modelo que se adapte al comportamiento de la arena verde lo más fielmente posible. Dicho modelo será el de "Drucker-Prager".

Este es un modelo elastoplástico comúnmente utilizado para materiales que presentan un comportamiento dependiente de la presión cuya resistencia a la compresión es mucho mayor que para la tracción, como pueden ser la arena, el hormigón, espumas o polímeros. El mismo permite considerar a la arena (y cualquier suelo) como un material elástico bajo ciertas tensiones y una vez que las mismas son superadas, pasar a considerar al mismo como plástico.

Es importante remarcar que este modelo es dependiente de dos factores que nosotros conocemos que son; la cohesión (" c ") y el ángulo interno de fricción (" ϕ "), factores que comúnmente suelen determinarse en la industria mediante ensayos. (SOLIDWORKS, s.f.)

Criterio de falla de Mohr-Coulomb

Como paso siguiente, debemos optar por un criterio de falla que nos permita determinar si se dará la ruptura del material cuando el mismo está sometido a ciertos esfuerzos normales y/o cortantes.

Como ejemplo de un criterio de falla, se da el de tensión de Von Mises que es aplicable a materiales elásticos lineales y que por ende en este caso no nos resulta útil.

De entre los tantos criterios para materiales plásticos, optamos por el criterio de Mohr-Coulomb. El mismo traza el ya conocido círculo de Mohr, y luego compara al mismo con la línea intrínseca de rotura del material (LIR), línea cuya pendiente es igual a ϕ y cuya ordenada al origen es igual a c .

Nuevamente, vemos la importancia de estos dos parámetros al momento de simular el comportamiento de la arena (Mohr-Coulomb, s.f.). Ver Figura 4-1.

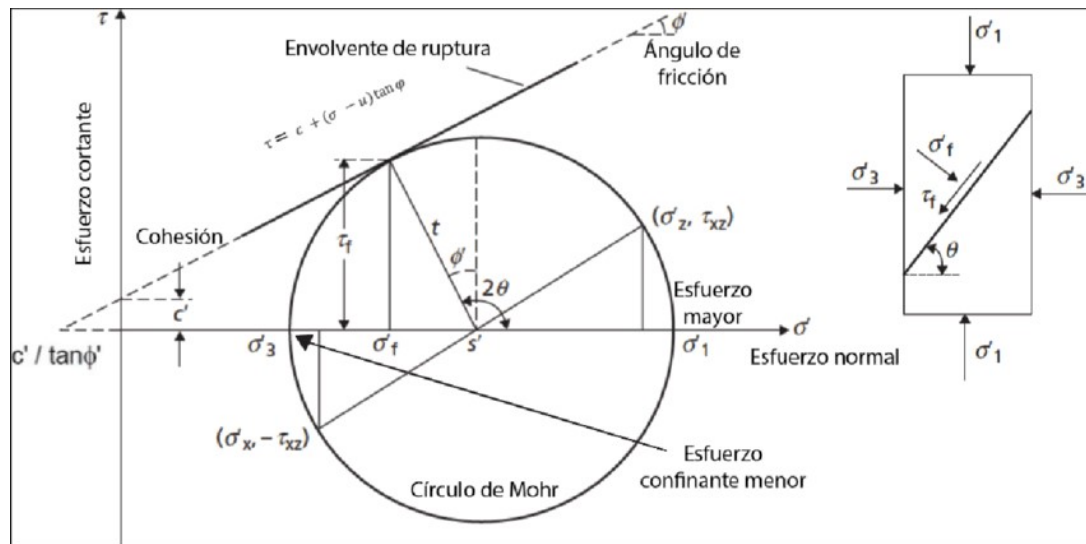


Figura 4-1: Curva Mohr-Coulomb

El criterio indica que si el círculo es tangente o secante con respecto a la Línea intrínseca de rotura (LIR) entonces el material falla y el ángulo de falla será la mitad del ángulo girado por el círculo en el punto de tangencia.

Factor de Seguridad

Siendo necesario llevar el criterio anterior al entorno de simulación de SolidWorks debemos explicar el concepto de factor de seguridad. A diferencia de la tensión de Von Mises, que es un valor único para cada punto, SolidWorks no gráfica el círculo de Mohr para cada elemento de la malla de simulación debido a que cada uno comprende un infinito número de valores. Si grafica en cambio, el factor de seguridad de cada elemento. Dicho factor es igual a la distancia mínima entre su respectivo círculo y la LIR. Por ejemplo, un $FOS = 1$ indica que el círculo de Mohr de ese nodo es tangente a la LIR. Esto nos indica lógicamente que para FOS menores a 1 el material no fallará y para valores mayores o iguales a 1 el material fallará. Aún más, los valores del FOS mayores a uno son iguales al factor por el cual hay que multiplicar linealmente todas las cargas a las que está sometido el modelo para que el FOS en ese elemento sea igual a 1. En la Figura 4-2 se muestra un ejemplo los resultados arrojados en un estudio de este tipo. (SOLIDWORKS, s.f.)

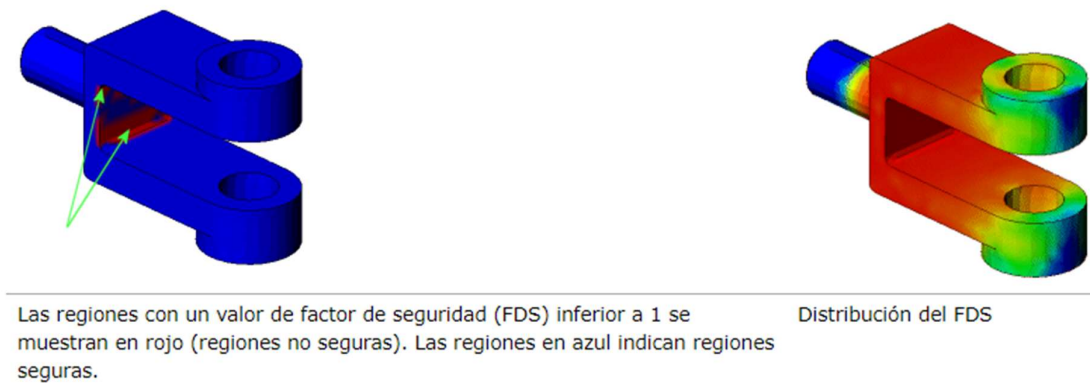


Figura 4-2: Ejemplo estudio FDS

Modelo de impacto - carga dinámica equivalente

El complemento de simulación de SolidWorks no posee una herramienta específica para calcular cargas de impacto como la que nosotros tenemos, por esta razón hemos tenido que simplificar nuestro modelo a una combinación de vínculos geométricos y cargas que sean representativas.

En primer lugar, debemos definir el contacto entre la pieza de fundición y el molde, el cual garantiza que se transmitan las vibraciones aplicadas a través de la pieza fundida hacia el molde. Así, definimos una geometría fija en el árbol de colada, lo que viene a modelar el hecho de que el impacto se genera en esa zona.

Finalmente, como la carga de impacto tiene la particularidad de desarrollarse en muy poco tiempo, y a todas las partículas del molde a la vez concluimos que lo mejor es aplicar una gravedad equivalente que esté calculada a partir de las cargas de impacto. Para ello utilizamos el modelo de impacto de una viga biapoyada. Con este podemos encontrar una carga equivalente dinámica, y al dividirla por la masa total de la mota, obtenemos lo que llamamos “aceleración dinámica equivalente”. Conceptualmente esto es la aceleración a la cual nuestra mota se ve afectada durante el impacto. De esta manera podemos obtener esa fuerza aplicada a cada punto del molde.

$$\sigma_{d\text{máx}} = k_d \sigma_{est\text{máx}},$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{f_{est}}}$$

$$f_{est} = \frac{Ql^3}{48EJ}$$

Ecuación 1: Carga dinámica equivalente

Teniendo en cuenta la Ecuación 1, y gracias a la relación entre σ y Q , podemos deducir la siguiente igualdad:

$$Q_d = k_d * Q_{est}$$

Ecuación 2: Relación entre carga dinámica y carga estática

En nuestro caso la carga estática es el peso de la mota.

Verificación de la ruptura del molde

Cálculos carga equivalente:

Los datos utilizados para nuestros cálculos son los mostrados en Tabla 1: Datos cálculos carga equivalente.

DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Ancho del riel	a	0.08953	m
Altura del riel	b	0.05953	m
Masa de la mota	m	300	kg
Largo del riel	L	2	m
Altura de Caída	H	0.01	m
Módulo de Elasticidad	E	2E+11	N/m ²

Tabla 1: Datos cálculos carga equivalente

Las medidas a y b tenidas en cuenta se muestran a continuación en la Figura 4-3.

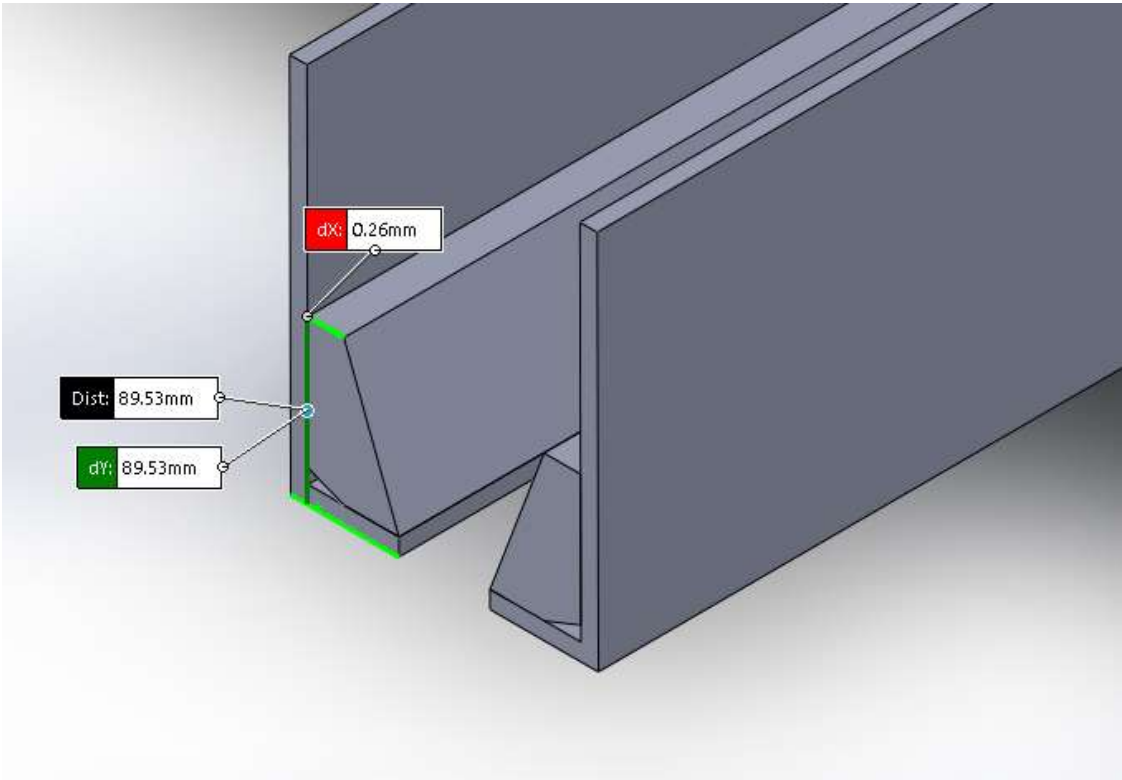


Figura 4-3: Dimensiones riel.

Por otro lado, los cálculos se muestran en la Tabla 2: cálculos carga equivalente.

CÁLCULOS				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
Inercia	I	1.57396E-06	m4	$(a*b^3)/12$
Peso de la Mota	Q	2943	N	9,81*m
Deformación	f	0.001558167	m	$(Q*L^3)/(48*I*E)$
Factor Dinámica	Kd	4.72		$1+SQRT(1+(2*H/f))$
Fuerza Dinámica	Qd	13889.85	N	$Q*Kd$
Aceleración Dinámica	ad	46.30	m/s2	Qd/m
Deformación Dinámica	fd	0.01	m	$(Qd*L^3)/(48*I*E)$

Tabla 2: cálculos carga equivalente

Así llegamos al valor de la aceleración dinámica, el cual utilizaremos en nuestra simulación.

Simulación

Habiendo explicado los conceptos teóricos necesarios, debemos poder hacer uso de los mismos en el ámbito de simulación del SolidWorks.

A continuación, enumeraremos los pasos a realizar para poder completar la simulación de manera exitosa:

- 1. Realizar el modelo 3D de una pieza a fabricar dentro del molde. En nuestro caso hemos elegido una mancuerna de 20Kg. (Figura 4-4)

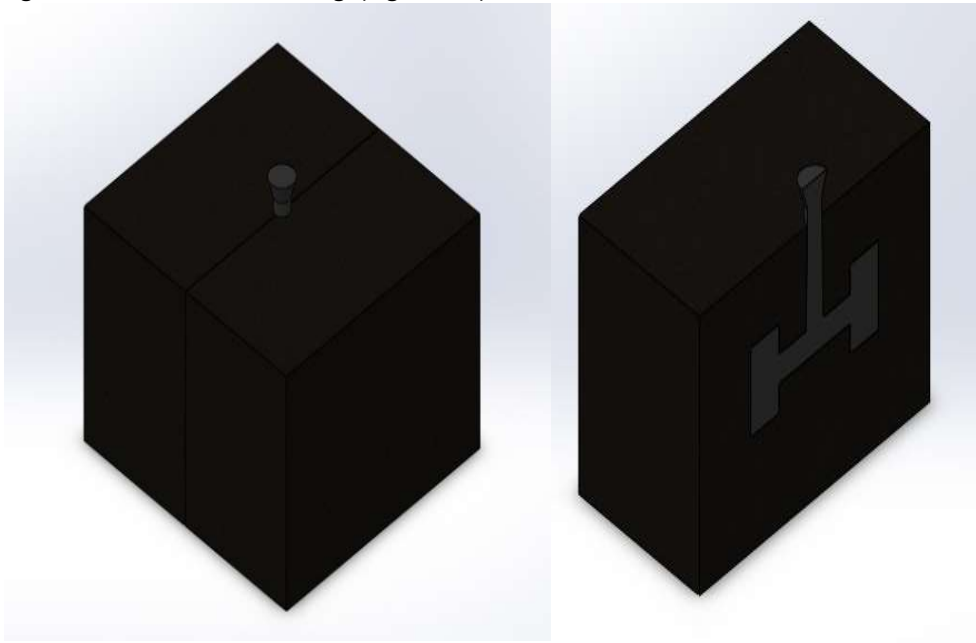


Figura 4-4: Modelo pieza y molde

- 2. Crear el material virtual del molde. Aquí se especifica tanto el tipo de modelo (Druker-Prager), criterio de falla (Tensión Mohr-Coulomb), y los parámetros resistentes del material como se muestra en la Figura 4-5.

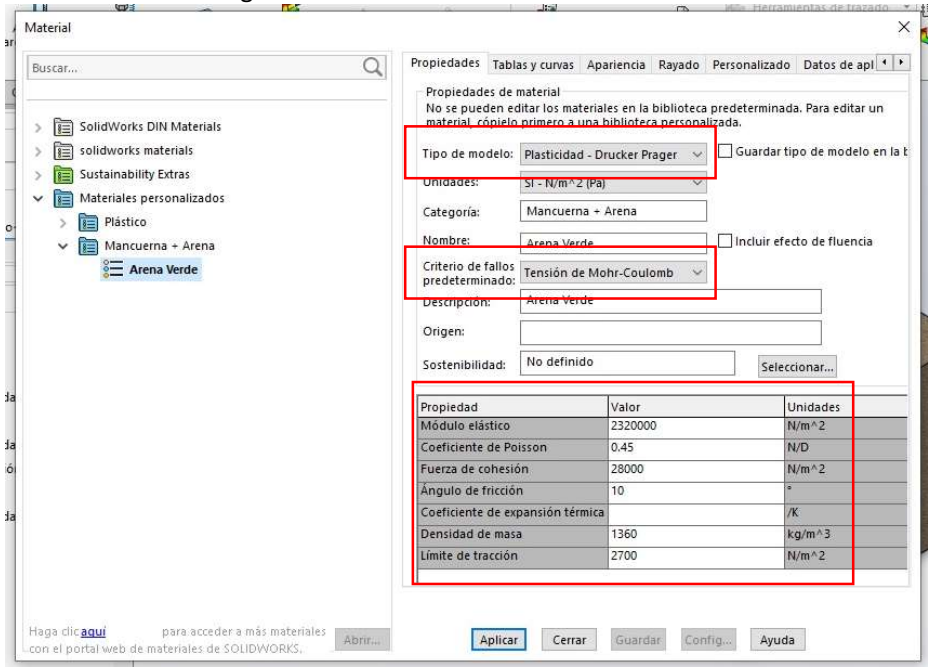


Figura 4-5: Creación material molde.

Dichos valores fueron obtenidos de la Tabla 3: Parámetros arena verde (Sand):

Table 1.

Characteristics of green sand @ 30% compactability

ρ (g/cm ³)	ϕ [°]	c [kPa]	ν	E [MPa]	ϕ [°]
1.36	10	28	0.45	2.32	3.33
1.46	18	50	0.41	4.01	6
1.56	32.5	86	0.32	6.51	10.83

Table 2.

Characteristics of green sand @ 40% compactability

ρ (g/cm ³)	ϕ [°]	c [kPa]	ν	E [MPa]	ϕ [°]
1.36	12.5	30	0.44	3.62	4.17
1.46	22	56	0.38	6.03	7.33
1.56	37	86	0.28	8.99	12.33

Table 3.

Characteristics of green sand @ 50% compactability

ρ (g/cm ³)	ϕ [°]	c [kPa]	ν	E [MPa]	ϕ [°]
1.36	13.7	36	0.43	4.15	4.57
1.46	24.7	60	0.37	6.98	8.23
1.56	39.1	89	0.27	9.78	13.03

Tabla 3: Parámetros arena verde

3. Asignar un material a la pieza, en este caso simplemente se seleccionó un material de la biblioteca del programa (Figura 4-6)

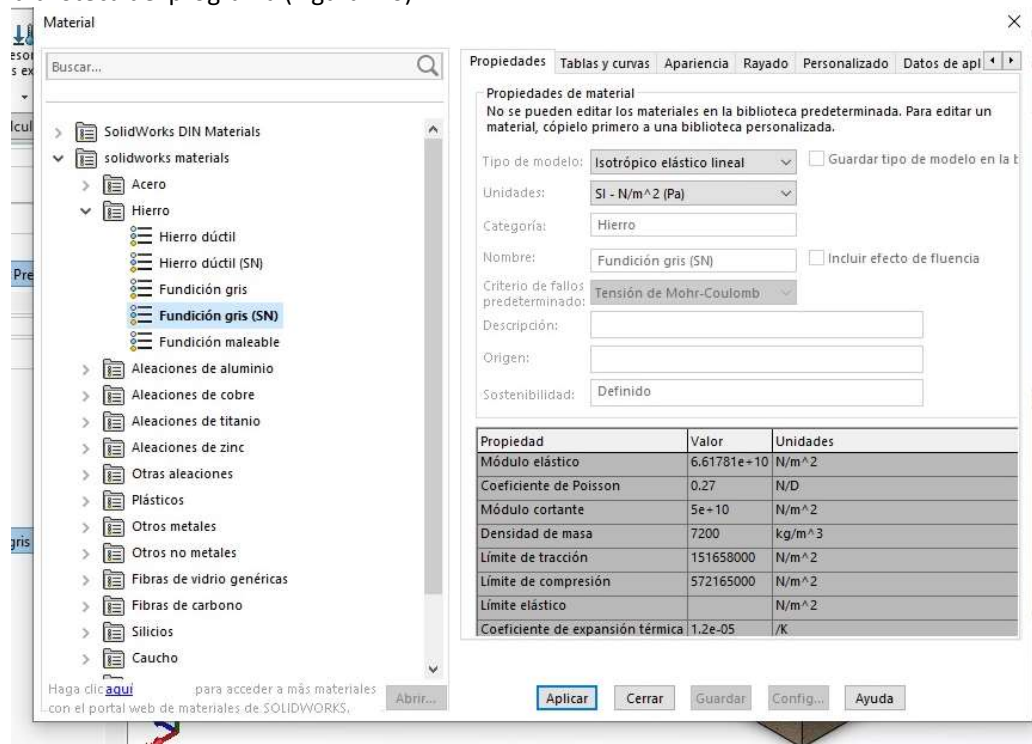


Figura 4-6: Parámetros de material de la pieza

4. Crear el estudio. En este punto se seleccionó un estudio estático, no lineal donde se definen las siguientes cargas (calculadas anteriormente), interacciones entre sólidos, y sujeciones: como se muestra en la (Figura 4-7) se ingresó una carga externa de tipo “Gravedad” correspondiente al valor de la carga dinámica equivalente calculada anteriormente; una sujeción del tipo “Geometría fija” en la cara cónica del árbol de colada; y un contacto entre componentes entre ambas mitades del molde y la pieza.

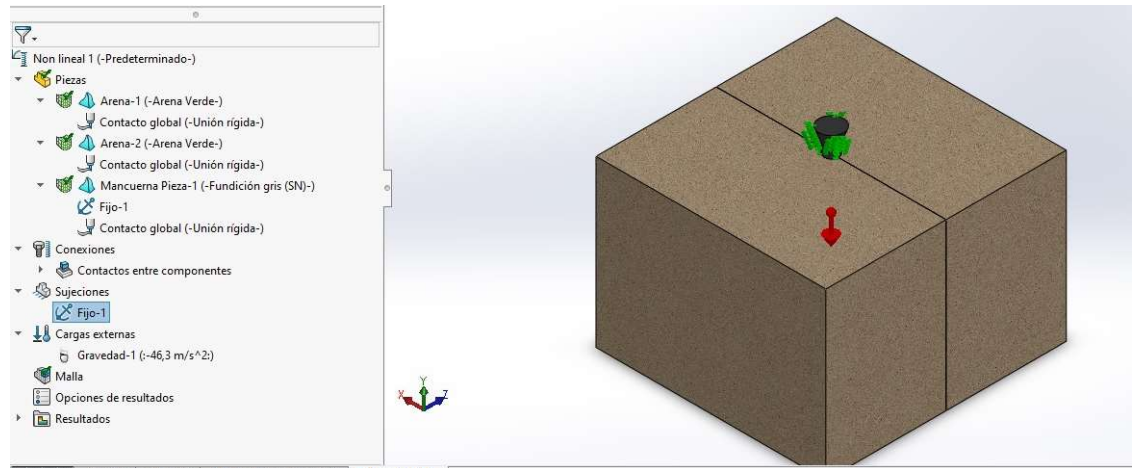


Figura 4-7: Parámetros de la simulación.

5. Como último paso, posteriormente a realizar los cálculos de la simulación, se deben seleccionar los resultados a graficar. El método elegido es el FOS.

Cabe destacar que al haber realizado un estudio no lineal se obtienen como resultados distintos valores de FOS correspondientes a distintos momentos de evolución del sistema durante el lapso de un segundo. Esto quiere decir, que los materiales se encuentran en un estado de falla al momento en que la carga comienza a ser aplicada, y en otro un tiempo después.

Intervalo 4

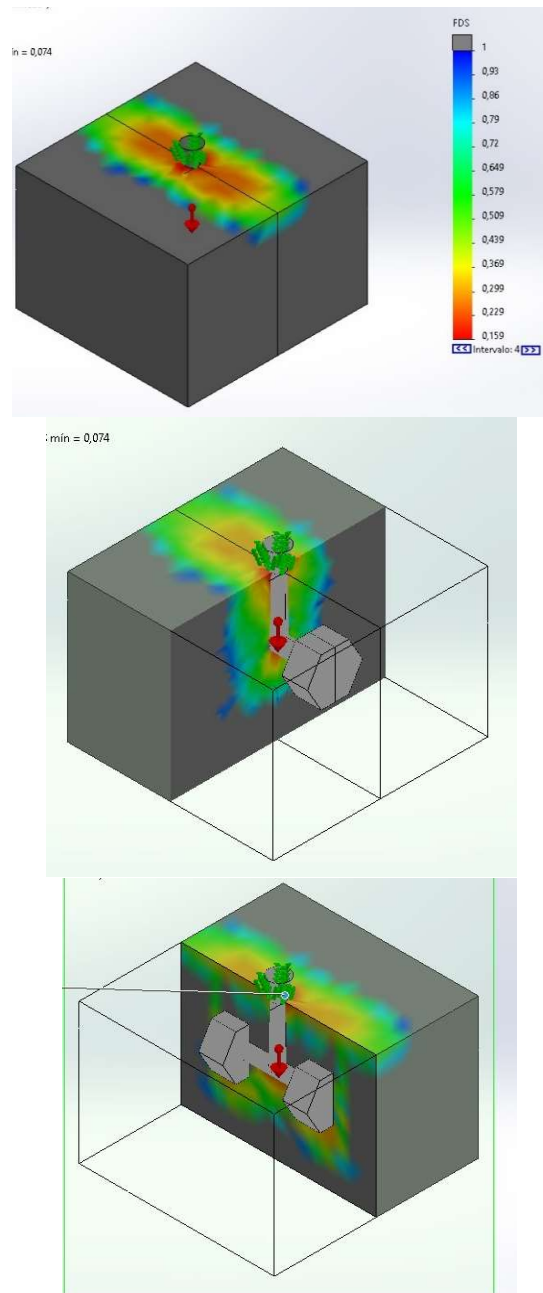


Figura 4-8: Intervalo 4

Intervalo 12

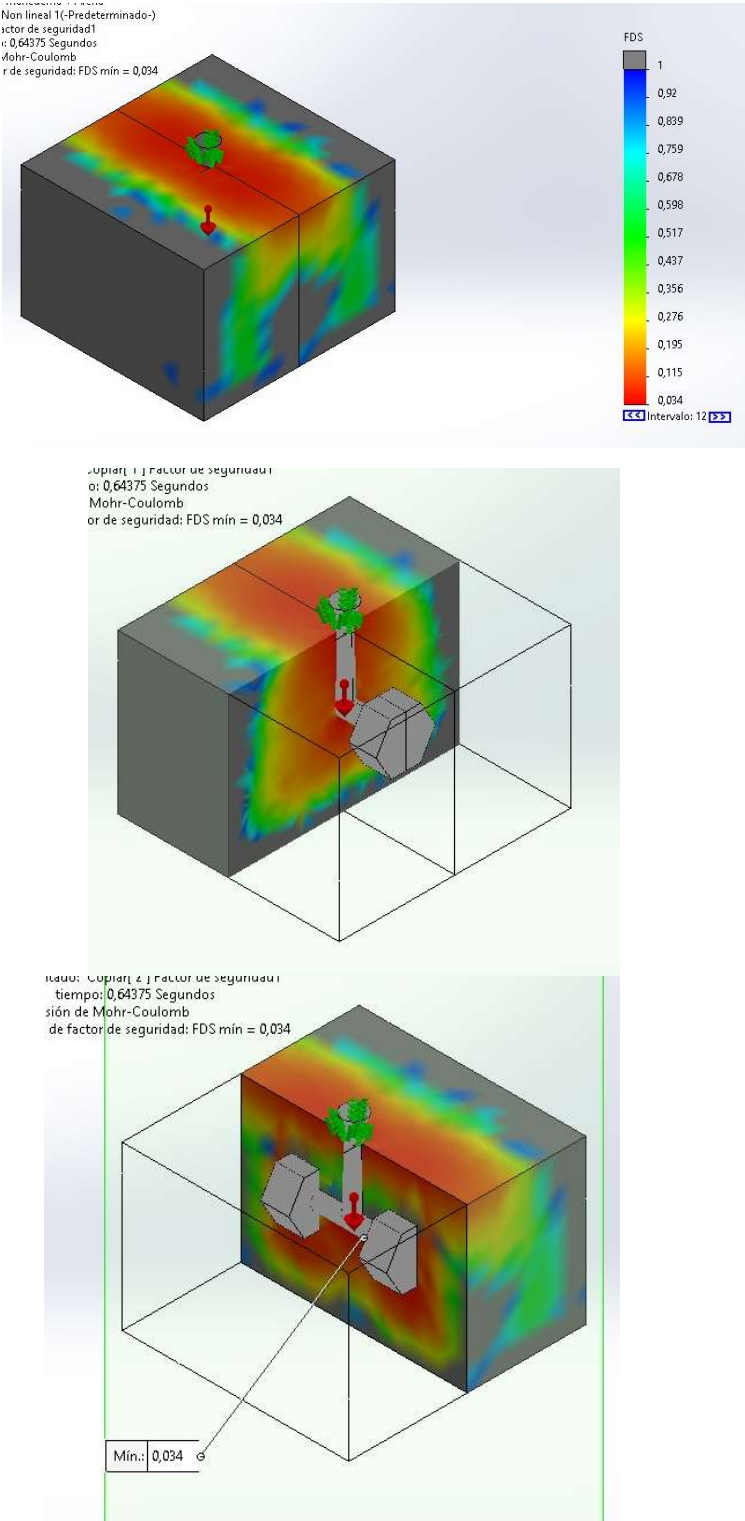


Figura 4-9: Intervalo 12

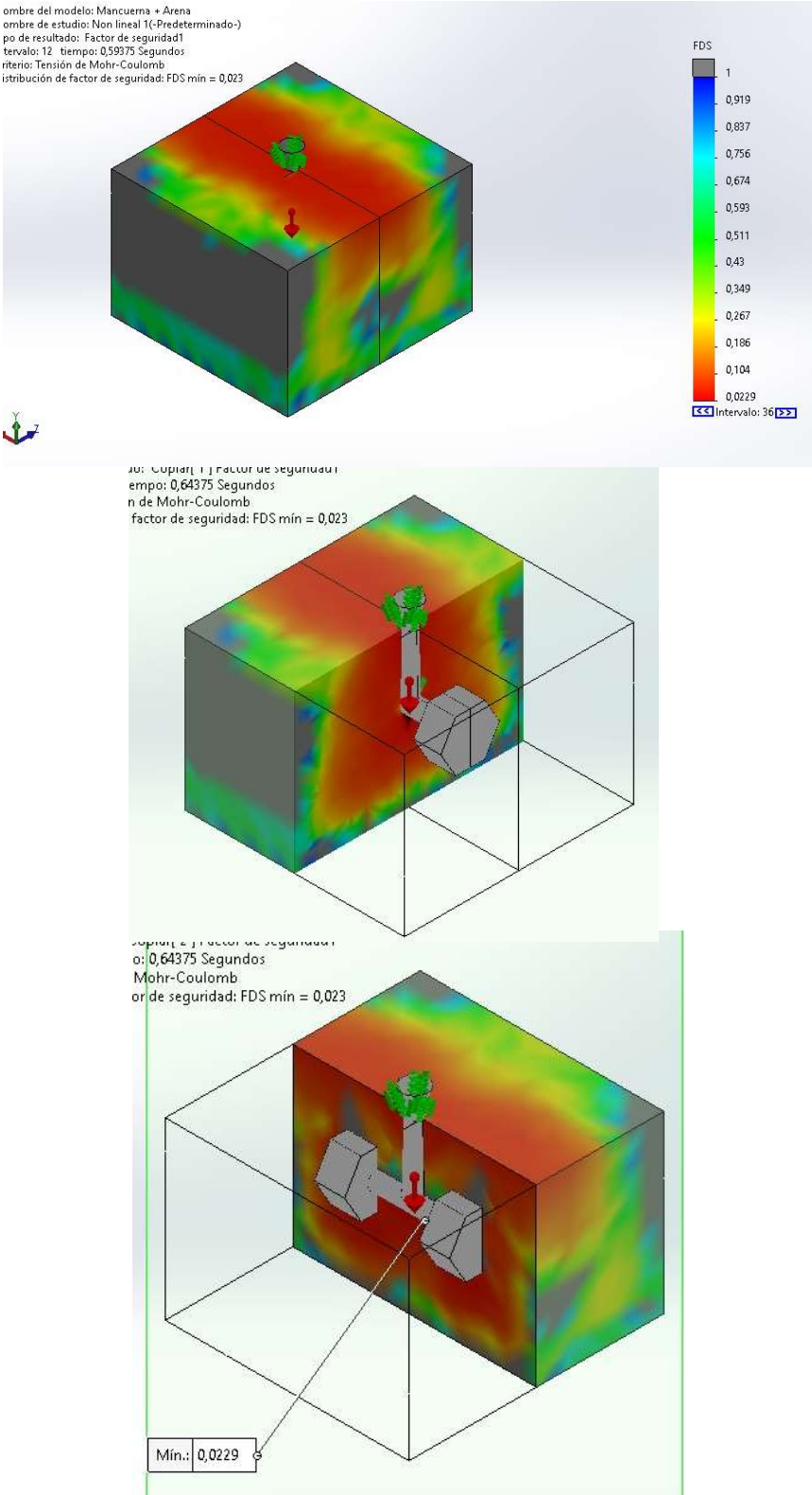


Figura 4-10: Intervalo 36

Interpretación de resultados

En primer lugar, se puede decir que el estado tensional de todos los puntos cuyo FOS es menor a 1 supera el límite de rotura. Esto significa que en dichos puntos se puede producir la decohesión de la arena.

Si bien en los resultados podemos observar un gran volumen del molde con un FOS menor a 1, esto no quiere decir que cada grano de arena se separará de su adyacente, sino que, entendemos, la ruptura se dará en dicha zona generando distintos “terrones” de arena.

Cabe destacar que como se ve en el último intervalo los estados tensionales críticos se propagan radialmente alrededor de la pieza, y se produce una concentración aislada en la parte inferior de la pieza.

Se da por verificada entonces la destrucción del molde.

Capítulo 5: Descripción de los sistemas

Cabina

A continuación, mostraremos imágenes de la propuesta de la cabina (Figura 5-1), explicando algunos detalles constructivos de la misma.

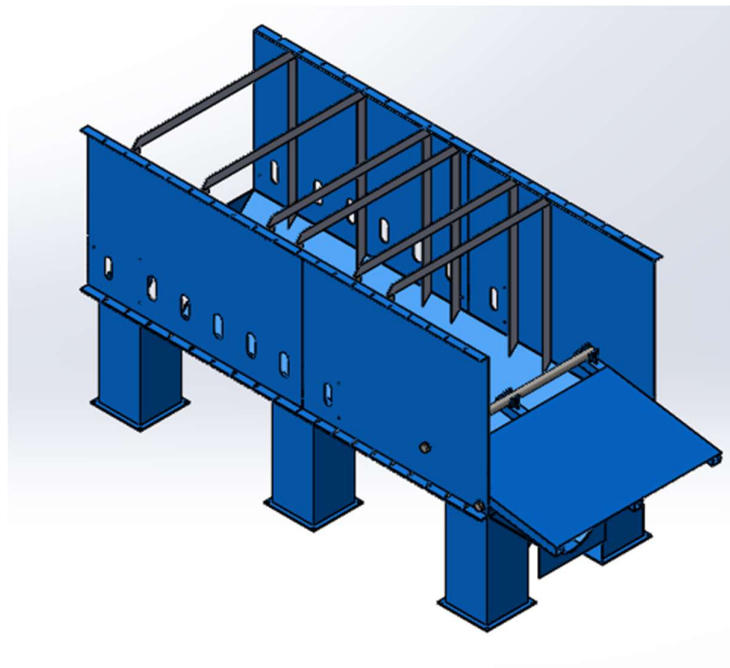
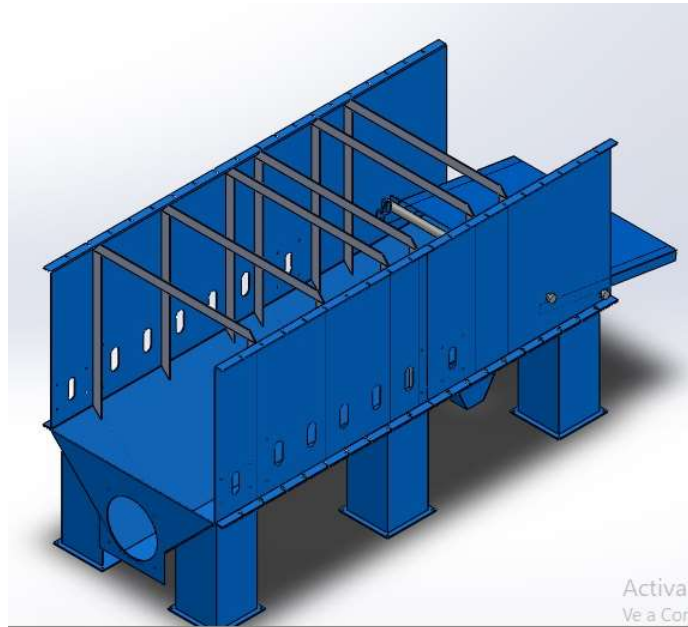


Figura 5-1: Cabina

Esta será la estructura principal de la máquina, actuando como soporte de los distintos mecanismos. La misma se puede dividir a grandes rasgos en:

- Canalón del sin fin;
- Tolva de salida;
- Paredes laterales;
- Refuerzos internos;
- Bandeja de salida;
- Cortinas de cierre.

La totalidad de la estructura está apoyada en sus patas, de manera de posicionar la máquina a la altura deseada. Sin embargo, se debe tener en cuenta que la tolva tenga espacio suficiente para la descarga.

En la parte inferior de la misma se encuentra el canalón del sin fin, en el cual se encuentran soldadas las patas que servirá de contención para el transporte helicoidal y la tolva por donde saldrá la arena recolectada.

Abulonadas a la parte superior del canalón se encontrarán las paredes laterales las cuales cuentan con perforaciones necesarias para el montaje tanto de la cinta de transporte, como de la bandeja de salida. Cabe destacar que para la fabricación de estas se necesita de dos cortes de chapa diferentes uno para los delanteros y otro para los traseros plegando cada lado espejado entre sí. Luego, tanto el conjunto de los cepillos como del vibrador se abulonarán sobre las mismas.

Por último, internamente la estructura estará asistida por un conjunto de refuerzos soldados en las paredes.

Cinta transportadora

A continuación, mostraremos imágenes del mecanismo final, explicando algunos detalles constructivos del mismo. (Figura 5-2)

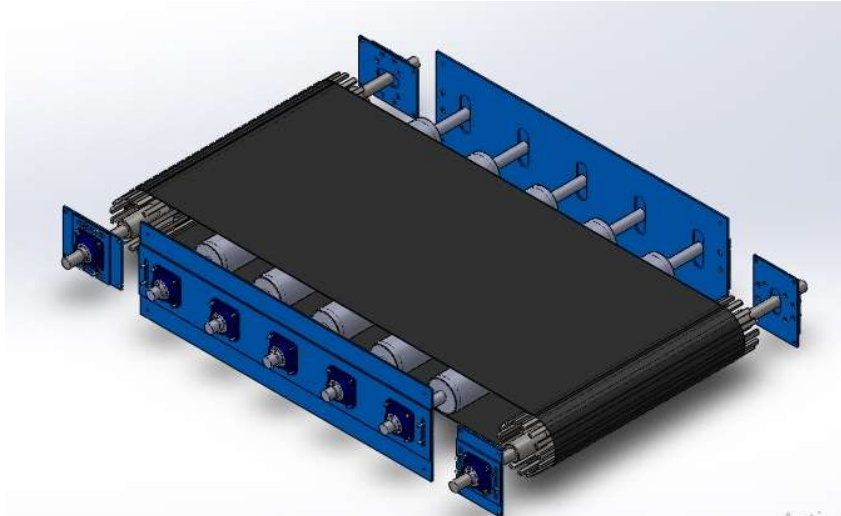


Figura 5-2: Cinta transportadora

Este es quizás uno de los mecanismos más simples utilizados en la máquina. El mismo sirve como un apoyo móvil por el cual avanzará la mota al momento de ingresar a la cabina y durante la etapa de limpieza, hasta alcanzar el mecanismo vibratorio.

Como mencionamos en capítulos anteriores el movimiento de las motas se genera debido al empuje de la moldeadora DISAMATIC C3-250, el cual es intermitente. Por esta razón hemos decidido implementar un mecanismo que sólo acompañe el movimiento “natural” del tren de motas.

Dicho mecanismo está formado por una cinta de goma soportada por una cama de 5 rodillos libres en su interior, y por dos tambores en sus extremos. El exterior de dichos tambores está conformado por varillas soldadas, lo cual permite el pasaje de la arena a través de los mismos con el fin de que no se produzcan atascamientos entre estos y la banda. Los mismos pueden observarse en la Figura 5-3.

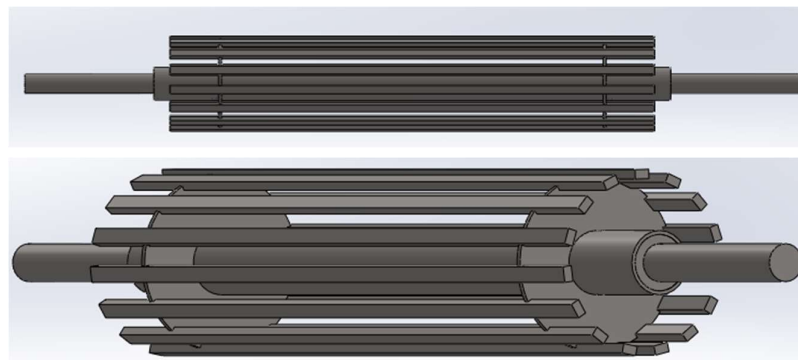


Figura 5-3: Esquema tambor giratorio

La cinta cuenta además con tres tipos de soportes que cumplen las siguientes funciones:

- Soporte del tambor trasero: permite regular la inclinación de la cinta. Figura 5-4.



Figura 5-4: Esquema soporte trasero

- Soporte del tambor delantero: permite regular la tensión de la cinta. Figura 5-5.



Figura 5-5: Esquema soporte delantero

- Soporte quintuple de los rodillos: permite regular la altura de los rodillos (en conjunto, no individualmente) con el fin de asegurar un contacto ideal entre los mismos y la banda. Figura 5-6.

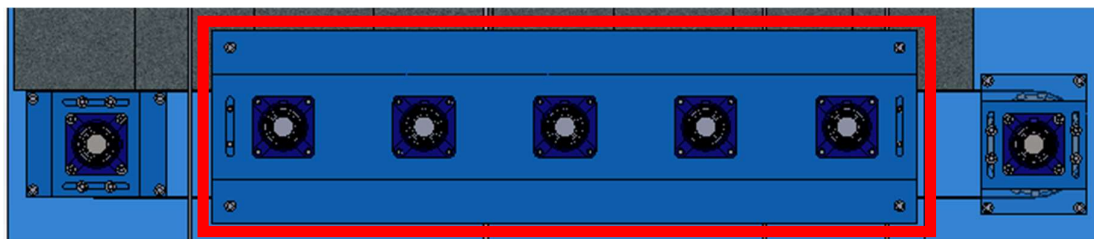


Figura 5-6: Soporte quintupla

Sistema de limpieza

El siguiente sistema a diseñar es el de limpieza. El mismo cumple la función de la preparación del tren de mota antes de ingresar al sistema vibratorio. Esto consiste en el rebelado del árbol de colada, es decir, de la extracción de la arena subyacente al mismo.

Previamente hemos mencionado que esta tarea se realizará mediante cepillos rotativos. Así en este capítulo se realiza un análisis de los esfuerzos involucrados durante la destrucción del molde, con el objetivo de dimensionar el eje portante de los cepillos y del motor que los impulsará.

Para poder realizar el diseño de esta etapa se definió como parámetro importante, la profundidad de pasada. La misma tiene una magnitud tal que no se interfiera con la pieza en el interior del molde, y se deje un espacio suficiente para procesos posteriores.

El sistema fue pensado para posicionarse por encima del tren de motas, y que actúe de manera que la arena se desprenda hacia la parte baja de la máquina.

Para ello proponemos un conjunto de cepillos giratorios que consta de un eje impulsados por una polea, sostenido por dos soportes regulables en altura, en cuyo extremo se posicionará un cepillo de cerdas de bronce como muestra la Figura 5-7Figura 4-6.

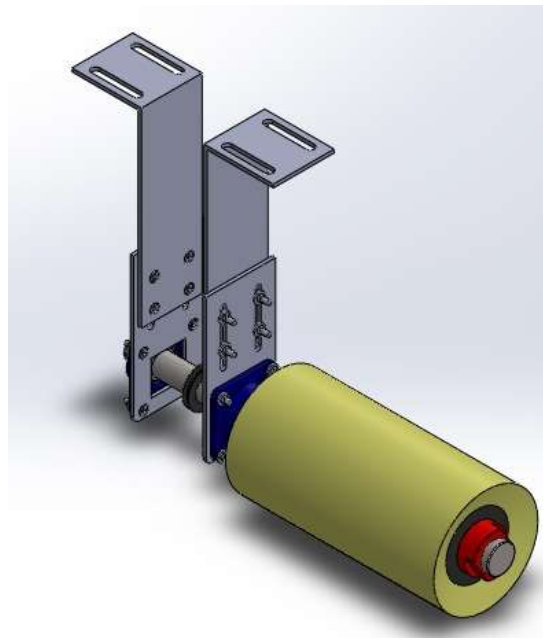


Figura 5-7: Cepillo giratorio.

Como se puede observar, el cepillo se encuentra en voladizo para evitar cualquier colisión entre el sistema y las piezas. No obstante, los soportes se encuentran a ambos lados de la polea garantizando una rigidez estructural.

Cabe destacar que la solución final requerirá dos unidades del sistema mostrado en la Figura 5-7 . Es decir que cada uno de ellos será el encargado de la limpieza de una mitad de la mota. Además, los mismos tendrán un ángulo de 35° con respecto al avance del tren de motas como se representa en la Figura 5-8 la cual es una vista superior del sistema terminado.

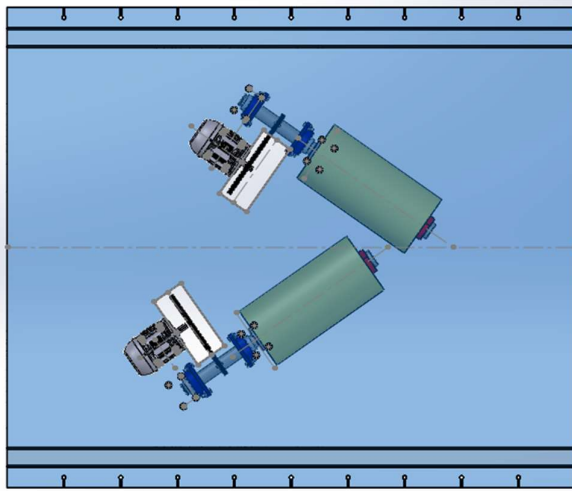


Figura 5-8: Vista superior sistema de limpieza.

Cálculos

Resumiendo lo anterior, el sistema estará formado por un eje, un cepillo, una polea y dos soportes (Figura 5-9). De todos estos el de mayor relevancia será el cepillo, puesto que es el que entra en contacto con la mota y por lo tanto es donde se generan todos los esfuerzos que definirán los demás elementos.

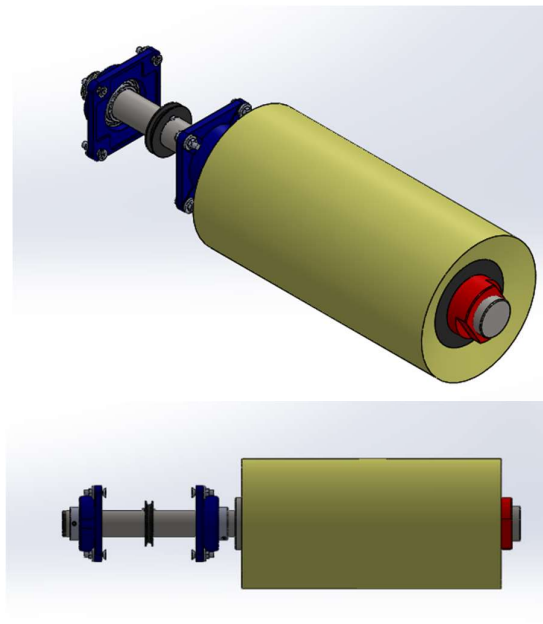


Figura 5-9: Conjunto cepillos.

Se propone el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 5-10, donde “B” corresponde a la polea, “D” al cepillo, y “A y C” corresponden a los soportes.

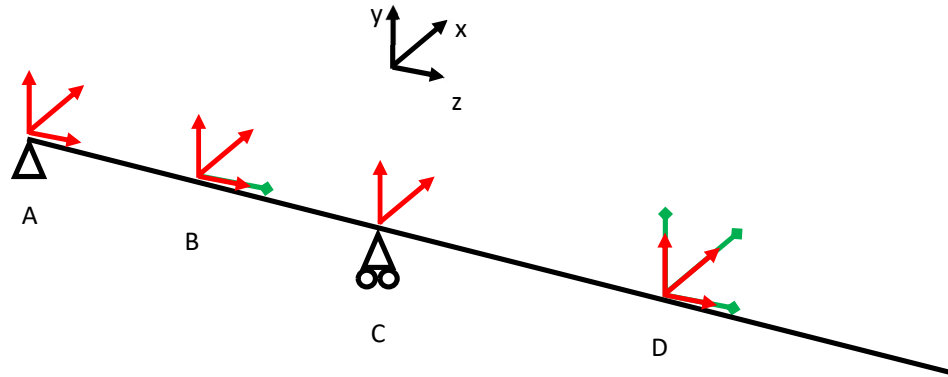


Figura 5-10: DCL Eje

Procederemos entonces a realizar el análisis de los esfuerzos y momentos presentes en cada uno de ellos.

Cepillos

Para el diseño de los mismos se consideró a los cepillos como análogos a herramientas de corte en una fresa. Así como las mismas pueden fresar en varias direcciones (corte, planeado) y sentidos (hacia arriba, hacia abajo), los cepillos actúan de la misma manera (Figura 5-11). En nuestro caso, supusimos que los cepillos actuarán como fresas de corte hacia abajo donde cada cerda actúa como un diente de corte. (SANDVIK, s.f.)

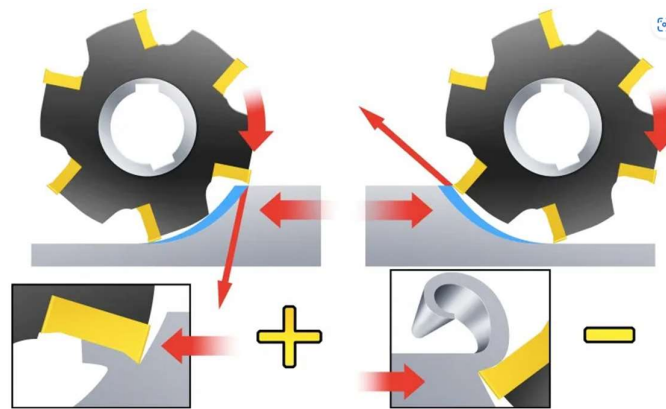


Figura 5-11: Fresado a favor vs en contra.

De esta manera se supondrá:

- el diámetro del cepillo como el diámetro de la fresa;
- cada hilera de cerdas como un diente de corte;
- la velocidad giro del cepillo como la velocidad de giro de la herramienta;
- la componente perpendicular al cepillo del avance del tren de mota como el avance de la pieza.
- La arena como el material a mecanizar.

Al finalizar los cálculos de esta sección, estaremos en condiciones de calcular los esfuerzos que se generarán en la polea, estando está conectada mediante una correa a un motor de la potencia necesaria, las reacciones que deberán soportar los vínculos, y finalmente la sección del eje portante.

Según la analogía antes mencionada se plantea entonces el siguiente diagrama:

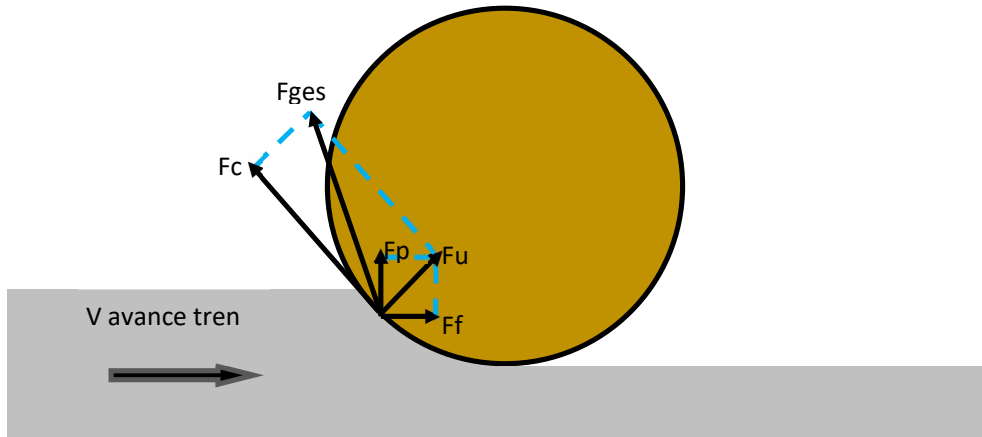


Figura 5-12: Esquema esfuerzos de corte vista lateral.

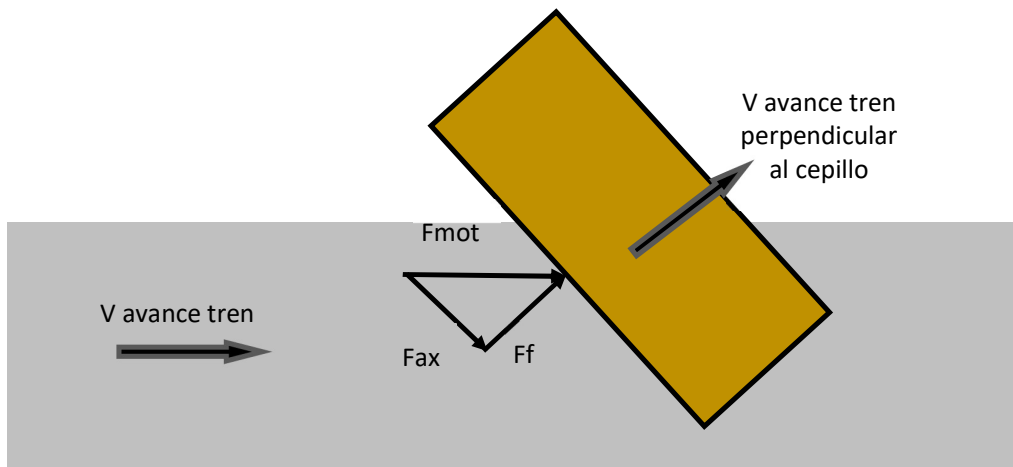


Figura 5-13: Esquema esfuerzos de corte vista superior.

Referenciando el mismo a la Figura 5-10 se denotan las siguientes igualdades

$$F_{Dy} = F_{ges\ y}$$

$$F_{Dx} = F_{ges\ x}$$

$$F_{Dz} = F_{ax}$$

$M_y = F_{ax} * X_{ax}$

Donde X_{ax} es la distancia en X desde el centro del cepillo al punto de aplicación de la fuerza axial.

$M_x = F_{ax} * Y_{ax}$

Donde Y_{ax} es la distancia en Y desde el centro del cepillo al punto de aplicación de la fuerza axial.

$M_z = F_c * r$

Así, para poder comenzar con los cálculos se selecciona entonces el siguiente cepillo (Figura 5-14). Dicha elección se basa en los parámetros geométricos de la mota. Es decir, las dimensiones de la misma y la profundidad de pasada. (JazSurface, s.f.):

Cepillos cilíndricos

SKU: **Mod. CUCB**

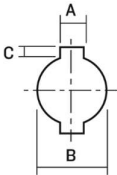
Los Cepillos Cilíndricos son Cepillos metálicos contruidos en un bloque de alta densidad y un perfecto equilibrado.

Más información +

Consúltanos sobre este producto

Cuéntanos en qué podemos ayudarte

Diámetro exterior (d)		Anchura (a)		Saliente (s)		Acero Latonado		Cable latonado	Inox.		Cable Inox.	R.P.M. Máx.
mm	"	mm	"	mm	"	0,20 mm / .008"	0,50 mm / .020"		0,20 mm / .008"	0,50 mm / .020"		
250	10"	300	12"	35	1.3/8"	CUCB92524C	CUCB92524H	CUCB92524@	CUCB92524N	CUCB92524Q	CUCB92524@Z	3.600
250	10"	450	18"	35	1.3/8"	CUCB92536C	CUCB92536H	CUCB92536@	CUCB92536N	CUCB92536Q	CUCB92536@Z	3.600
250	10"	600	24"	35	1.3/8"	CUCB92548C	CUCB92548H	CUCB92548@	CUCB92548N	CUCB92548Q	CUCB92548@Z	3.600
300	12"	300	12"	60	2.3/8"	CUCB93024C	CUCB93024H	CUCB93024@	CUCB93024N	CUCB93024Q	CUCB93024@Z	3.600
300	12"	450	18"	60	2.3/8"	CUCB93036C	CUCB93036H	CUCB93036@	CUCB93036N	CUCB93036Q	CUCB93036@Z	3.600
300	12"	600	24"	60	2.3/8"	CUCB93048C	CUCB93048H	CUCB93048@	CUCB93048N	CUCB93048Q	CUCB93048@Z	3.600



Diámetro interior tipo	C51	C80	C83	C110
Chavetero (mm)	50,8X12,70X6,35	80X22X5,5	82,55X22X7	110
Chavetero (PuL)	2"x1/2"x1/4"	3.1/8"x7/8"x1/4"	3.1/4"x7/8"x1/4"	4.11/32"
BxAxC	ØxAxB	ØxAxB	ØxAxB	Ø

Figura 5-14: Selección cepillo.

Teniendo como referencia los siguientes esquemas (Figura 5-15) se procede a realizar una memoria de cálculo donde se obtienen los valores de las fuerzas y momentos anteriormente mencionados.

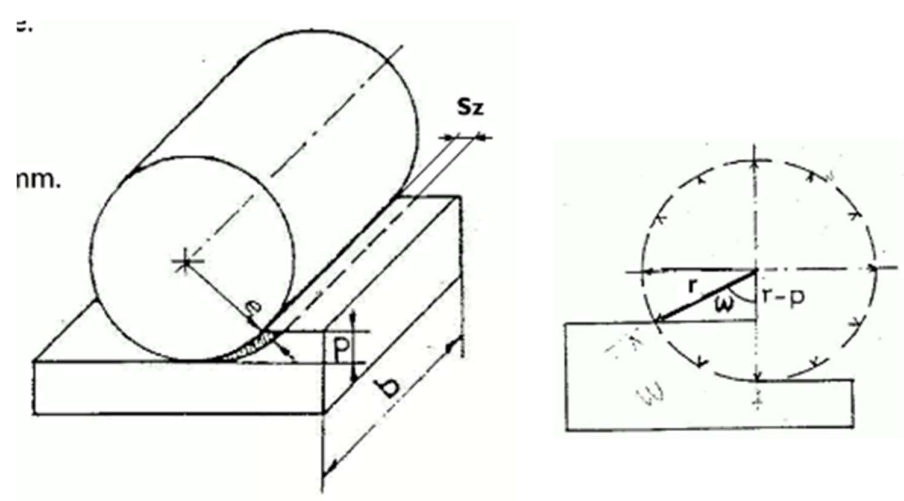


Figura 5-15: Esquemas cálculo de herramienta de corte.

DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Radio del cilindro	r	150	mm
		0.15	m
Profundidad de pasada	P	67.5	mm
		0.0675	m
Largo del cepillo en contacto	b	567	mm
		0.567	m
Angulo del cepillo	θ	35	°
		0.610865238	rad
Velocidad máxima de giro de los cepillos	RPMmax	3600	rpm
Velocidad máxima de avance del tren de motas	Vmax	0.01417	m/s
Posicion en Z del centro del rodillo	Z	0.658	m
Fuerza específica de arrancamiento de la arena verde	c	56	Pa

CÁLCULOS ESFUERZOS DE CORTE				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
alfa	α	0.582	rad	$\text{asin}((r-P)/r)$
		33.367	°	
cos alfa	-	0.835		$\cos(\alpha)$
Velocidad tren perpendicular a los cepillos	Vtren	0.008	m/s	$V_{\text{max}} \cdot \sin(\theta)$
Velocidad de giro de los cepillos	n	2880.000	rpm	0,8*RPMmax
		301.593	rad/seg	
Perimetro nucleo metalico	Perím	565.487	mm	$(300-120) \cdot \pi$
Cantidad de cerdas	ncerdas	707.000	-	$\text{ROUND}(\text{Perím}/0,8;0)$
Avance por cerda	Sz	0.000	m	$1/(\text{ncerdas} \cdot n/60) \cdot V_{\text{tren}}$
		0.000	mm	
Espesor máximo de viruta	e	0.000	mm	$Sz \cdot \cos(\alpha)$
		0.000	m	
Seccion máxima de viruta	S	0.113	mm ²	$b \cdot e$
		0.000	m ²	
Fuerza de corte por hilera de cerdas	Fch	0.006	N	$c \cdot S$
		0.000	kN	
Angulo de empañe del cilindro	w	0.988	rad	$\text{acos}((r-P)/r)$
		56.633	°	
Numero de hileras de cerdas en corte	nhc	111.221		$\text{ncerdas} \cdot w/360$
Fuerza de corte	Fc	0.706	N	$F_{\text{ch}} \cdot n_{\text{hc}}$
		0.001	kN	
Potencia requerida por el motor	Pot	31.955	W	$F_c \cdot n \cdot r$
		0.043	HP	
Fuerza Radial	Fu	0.177	N	$F_c/4$
		0.000	kN	
Fges	Fges	0.728	N	$\text{SQRT}(F_c^2 + F_u^2)$
		0.001	kN	
Beta	β	0.245	rad	$\text{ATAN}(F_u/F_c)$
		14.036	°	
Delta	δ	1.908	rad	$\pi() - w - \beta$
		109.331	°	
Fuerza de Avance	Ff	-0.147	N	$-F_u \cdot \cos(\delta - (\pi()/2 - \beta))$
		0.000	kN	
Fuerza de Penetración	Fp	0.097	N	$F_u \cdot \sin(\delta - (\pi()/2 - \beta))$
		0.000	kN	
Fuerza Axial	Fax	0.765	N	$-F_{\text{ges}} \cdot \cot(\theta)$
		0.001	kN	

CÁLCULOS REACCIONES SOBRE EL EJE				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
Distancia en el eje Y de Fax	YFax	-82.5	mm	$-r \cdot \cos(w)$
		-0.0825	m	
Momento de Fax en X	MFaxx	0.063	N*m	$-Fax \cdot YFax$
		6.3E-05	kN*m	
Distancia en el eje X de Fax	XFax	125.27	mm	$r \cdot \sin(w)$
		0.125	m	
Momento de Fax en Y	Mfaxy	0.0959	N*m	$Fax \cdot XFax$
		0.0000959	kN*m	
Momento de Fc en Z	MFcz	-0.105955	N*m	$-Fc \cdot r$
		-0.000106	kN*m	
Momento de Fp en Z	MFpz	0.0122	N*m	$Fp \cdot XFax$
		0.0000122	kN*m	
Momento de Ff en Z	MFfz	0.0122	N*m	$Ff \cdot YFax$
		0.0000122	kN*m	
Fuerza Fges en X	Fgesx	-0.536	N	
		-0.0005360	kN	
Fuerza Fges en Y	Fgesy	0.687	N	
		0.0006871	kN	

Finalmente se destaca de estos resultados la potencia obtenida, la cual se utilizará para el cálculo de la polea.

Teniendo en cuenta el siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 5-169, que muestra la configuración de la polea motriz con respecto a la polea de los conducida, podemos ver que el eje que une a las mismas presenta una determinada inclinación.

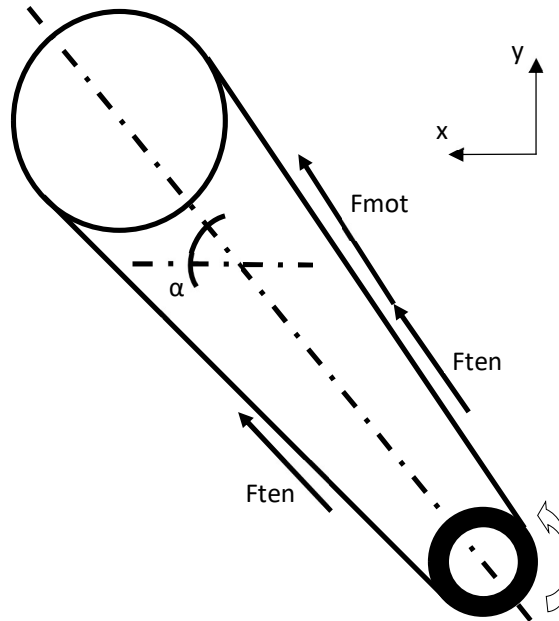


Figura 5-16: Esquema de esfuerzos de la polea.

En conjunto con la Figura 5-10 se pueden definir los esfuerzos sobre el eje como:

$$F_{By} = F_{mot} * \text{sen}(\mu + \rho) + F_{ten} * (\text{sen}(\mu + \rho) + \text{sen}(\mu - \rho))$$

$$F_{Bx} = F_{mot} * \cos(\mu + \rho) + F_{ten} * (\cos(\mu + \rho) + \cos(\mu - \rho))$$

Donde μ es el ángulo del eje entre poleas;

Y ρ es el ángulo de cada rama respecto a ese eje en valor absoluto.

Finalmente, el torque en el eje z deberá compensar el torque en el eje z calculado en los cepillos.

A continuación, se muestran los cálculos realizados:

DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Potencia de la polea	Pot	31.95526612	W
		0.042852718	HP
Factor de corrección	f	1.5	Según tabla, a mano
n motor	nmot	915	rpm
Diametro de salida del motor	Dmot	300	mm
Angulo eje de la correa	μ	69.6	°
		1.214749159	rad
Distancia entre centros	L	811.4	mm
		0.8114	m
Fuerza de deflexión	Fdef	4	kgf (Según tabla, a mano)
		39.2266	N
Posicion en Z de la polea	Zpol	0.14	m

Donde la fuerza de flexión se obtiene de la Tabla 4 (Intermec).

Perfil de la correa	Diametro de la polea pequeña [mm]	Fuerza de deflexión	
		Correas nuevas [Kg]	Correas trabajadas [Kg]
A	75-90	1,5	1,0
	91-120	1,9	1,3
	121 o mayores	1,3	1,5
AX	75-90	1,9	1,3
	91-120	2,3	1,5
	121 o mayores	2,7	1,8
B	85 - 105	1,8	1,2
	106 - 140	2,7	1,8
	141 o mayores	3,2	2,4
BX	85 - 105	2,4	1,6
	106 -140	3,2	2,2
	141 o mayores	4,1	2,7
C	175 - 230	5,1	3,4
	231 o mayores	7,2	4,8
CX	175 - 230	6,2	4,1
	231 o mayores	8,0	5,4
D	305 - 400	11,2	7,5
	201 o mayores	15,0	10,0
E	505 - 610	21,8	14,5
3V	60 - 90	2,7	1,8
	91 o mayores	3,2	2,3
3VX	55 - 90	3,2	2,3
	91 o mayores	3,6	2,7
5V	170 - 275	7,3	4,6
	276 o mayores	9,1	5,7
5VX	110-275	8,2	5,5
	276 o mayores	10,0	6,8
8V	315 - 430	16,4	10,3
	431 o mayores	18,2	11,4

Tabla 4: Fuerza deflexión según diámetro correa.

CÁLCULOS				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
Diametro de la polea	Dpol	95.313	mm	$n_{mot}/n \cdot D_{mot}$
Relación de transmisión	rt	3.148		D_{mot}/D_{pol}
Fuerza motriz de la polea	Fpol	0.556	N	$-MF_{cz}/(D_{pol}/2)$
		0.001	kN	
Longitud de deflexión	DF	13.085	mm	$(((((L^2)+((D_{mot}-D_{pol})/2)^2)^{(1/2)})/1000)*16$
Angulo de cada rama	ρ	0.125	rad	$ACOS(L/(((L^2)+((D_{mot}-D_{pol})/2)^2)^{(1/2)})/1000))$
		7.189	°	
Fuerza del motor en Y	Fmoty	0.541	N	$F_{pol} \cdot \sin(\mu + \rho)$
		0.001	kN	
Fuerza del motor en X	Fmotx	0.127	N	$F_{pol} \cdot \cos(\mu + \rho)$
		0.000	kN	
Fuerza de tensión en cada rama	Ftenr	62.041	N	$F_{def}/(2 \cdot \sin(ATAN(DF/(L/2))))$
		0.062	kN	
Fuerza de tensión en Y	Fteny	115.385	N	$F_{tenr} \cdot \sin(\mu + \rho) + F_{tenr} \cdot \sin(\mu - \rho)$
		0.115	kN	
Fuerza de tensión en X	Ftenx	42.911	N	$F_{tenr} \cdot \cos(\mu + \rho) + F_{tenr} \cdot \cos(\mu - \rho)$
		0.043	kN	

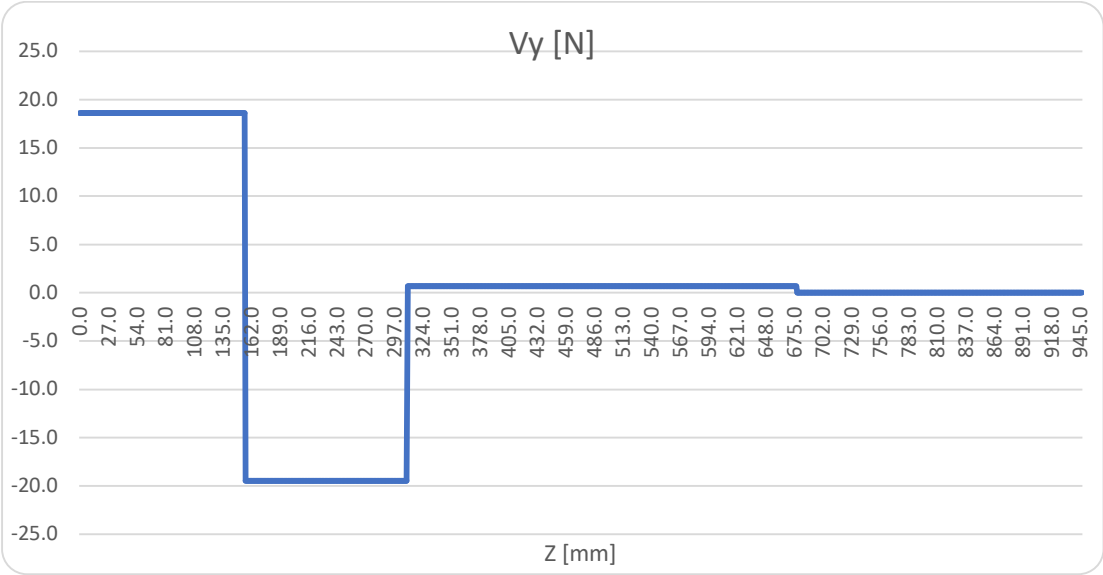
Debido a que los cepillos fueron previamente elegidos, y que los mismos necesitan una medida específica de diámetro, sólo se verificará que dicho diámetro es capaz de soportar los esfuerzos presentes.

Teniendo en cuenta como nuevos datos el largo del eje y la posición de los vínculos en su longitud, se procede a calcular las reacciones en cada uno de ellos.

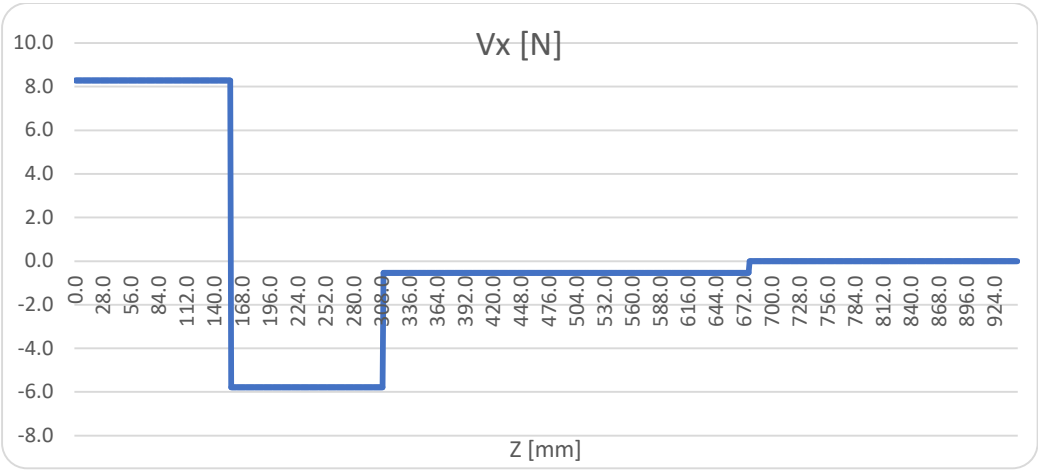
DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Largo del eje	Leje	0.947	m
Posición del segundo vínculo en Z	Z2	0.29	m

CÁLCULOS				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
Reacción del vínculo fijo en Y	Rby	-	N	
		20.14148335		
		-	kN	
Reacción del vínculo fijo en X	Rbx	0.020141483		
		-		
		5.247188299	N	
Reacción del vínculo fijo en Z	Rbz	0.005247188	kN	
		-		
		0.765465386	N	
Reacción del vínculo fijo en Z	Rbz	0.000765465	kN	
		-		
		8.290083786	N	
Reacción del vínculo móvil en X	Rax	0.008290084	kN	
		-		
		18.58696944	N	
Reacción del vínculo móvil en Y	Ray	0.018586969	kN	
		-		
		-		

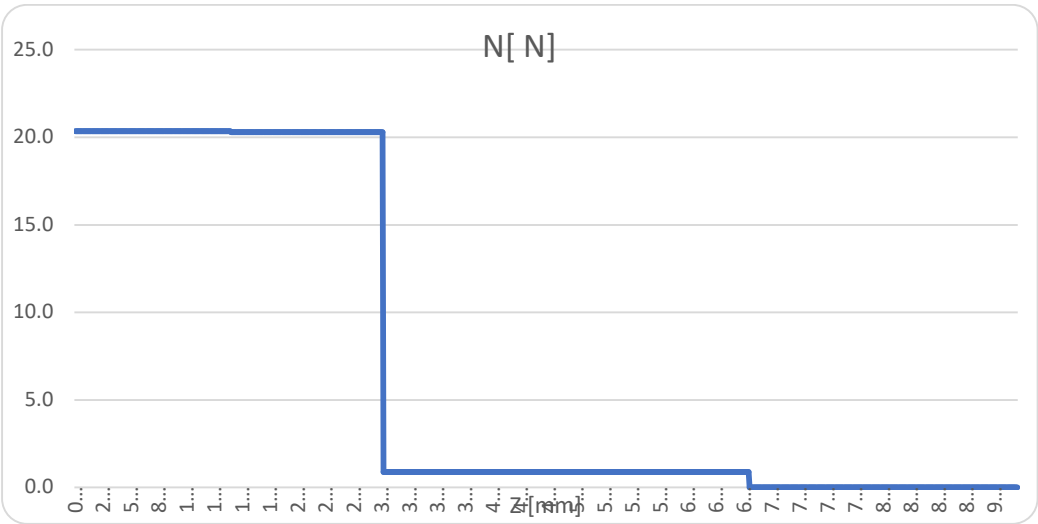
A continuación, se muestran las gráficas de los esfuerzos presentes en el eje:



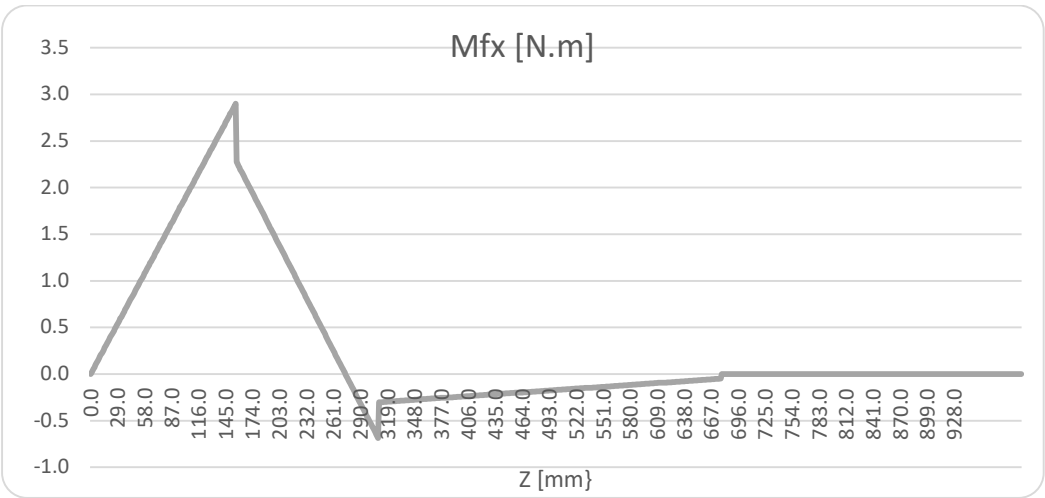
Gráfica 1: esfuerzo cortante en y



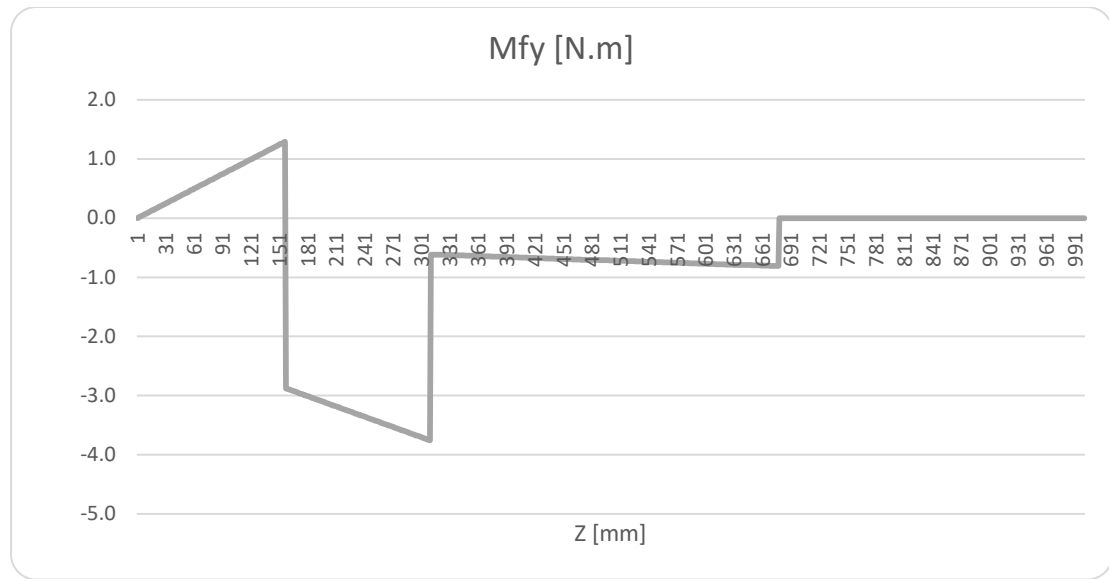
Gráfica 2: esfuerzo cortante en x



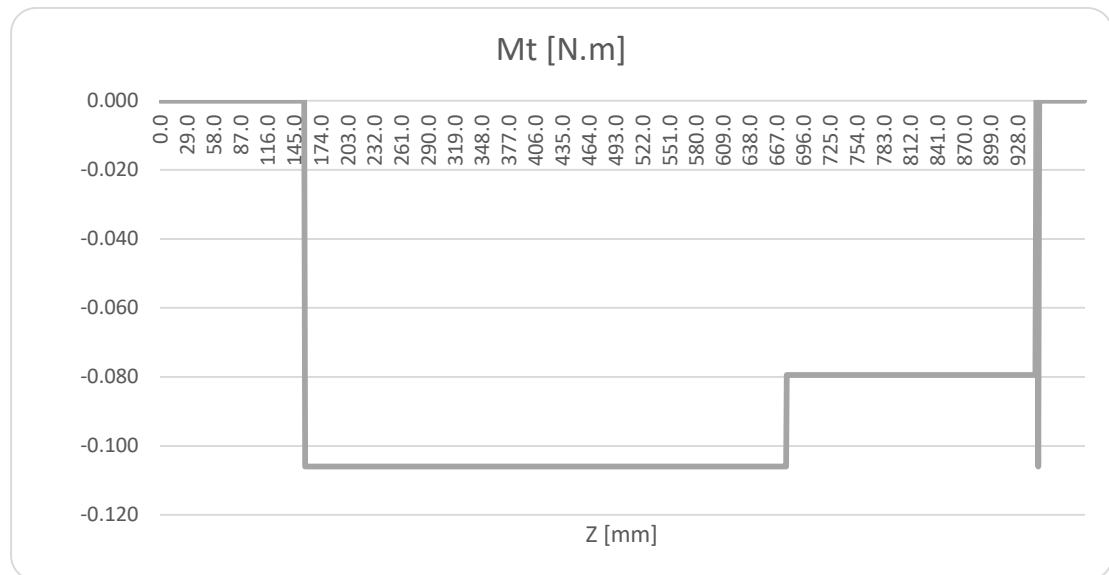
Gráfica 3: esfuerzo normal.



Gráfica 4: Momento flector en x



Gráfica 5: Momento flector en y



Gráfica 6: Momento flector en z.

Finalmente se procede al dimensionamiento del eje utilizando la siguiente fórmula (Mott D. d.).

$$D = \left(\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Kt * M}{Sn'} \right)^2 + \frac{3}{4} * \frac{T^2}{Sy}} \right)^{1/3}$$

Como primer paso, se le debe asignar un material al eje. En este caso se seleccionó un SAE 1020 laminado en caliente. Así del apéndice 6 se extrae la resistencia a la fluencia del material S_y y la resistencia a la tensión S_u .

Luego, al tratarse de un eje sometido a flexión alternante (fatiga), es necesario obtener la resistencia a la fatiga S_n de la

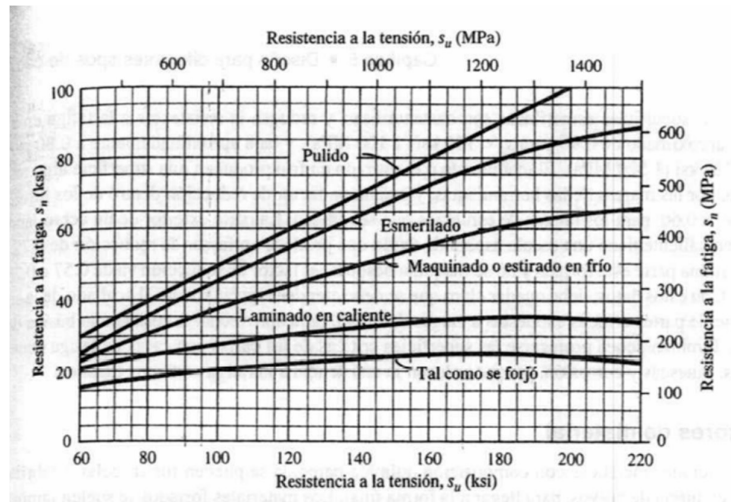


Tabla 5: S_u vs S_n

Luego al valor obtenido se lo debe afectar a dos factores, uno de forma y otro de confiabilidad para obtener la magnitud S_n' , donde:

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 6: Factor de confiabilidad.

Finalmente, se considerarán los siguientes factores:

$$N = 4$$

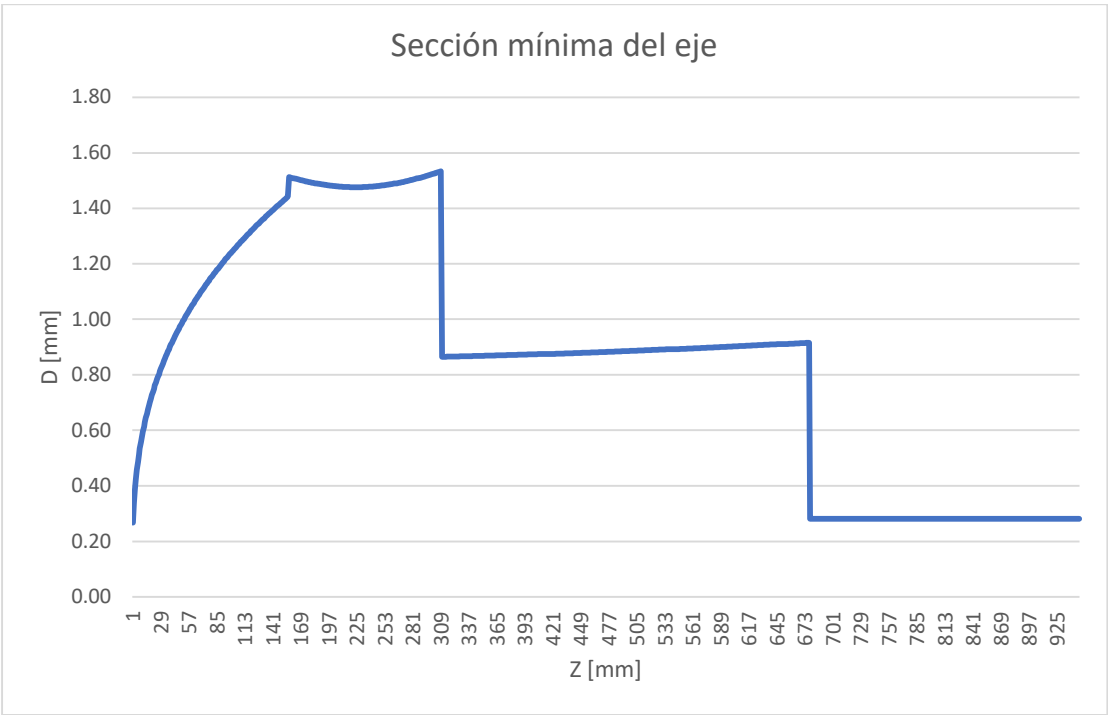
Se elige este valor debido a que estamos ante la presencia de un elemento de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzo o el ambiente. (Mott R. L., Diseño de elementos de máquinas)

$$K = 3$$

Se elige esta magnitud debido a que es la empleada como factor de concentración de tensiones para diseños preliminares de ejes sometidos a flexión. (Mott R. L., Diseño de elementos de máquinas)

Finalmente se confecciona la fórmula para poder calcular el diámetro del eje. A continuación, se muestra la gráfica del cálculo del mismo punto a punto.

Material	1020 LeC	
Sy [MPa]	207	resistencia a la fluencia
	207000000	
Su [MPa]	379	resistencia a la tension
	379000000	
Sn [MPa]	265.3	resistencia a la fatiga en funcion del estado superficial
	265300000	
Cr	0.81	factor de confiabilidad
Sn' [MPa]	214.893	resistencia a la fatiga afectado por los factores
	214893000	
K	3	Para flexionante
K	0	Para cortante torsional
N	4	



Gráfica 7: diámetro punto a punto.

El máximo valor calculado es de 1.53mm. Por lo que se concluye que el eje elegido de 60mm está en condiciones de soportar los esfuerzos presentes.

Finalmente, del **Anexo A: Tabla de idoneidad de rodamientos**, se elige un rodamiento toroidal para ambos vínculos, con la diferencia de que el vínculo móvil tendrá una configuración “non allocating” y el del vínculo fijo una “locating”. (Figura 5-17: Configuración rodamientos.) (SKF)

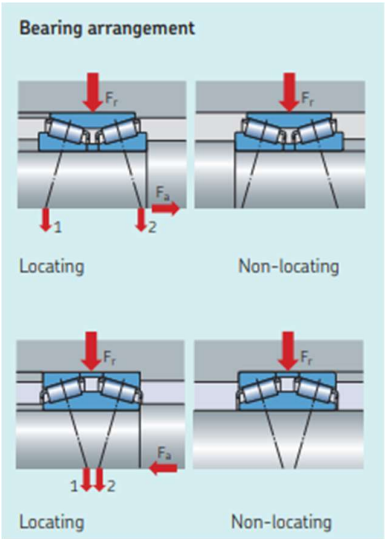


Figura 5-17: Configuración rodamientos.

De esta manera, solo resta encontrar el código de los mismos por catálogo. Se seleccionarán montados en caja ajustable mediante perno por una cuestión de diseño y practicidad (es más sencillo su montaje, no es necesario diseñar rebajes en el eje y nos permitirán regular fácilmente la altura de los cepillos) (Figura 5-18)

Flange / set screw	
F4BE	
Cast-iron housing	
4-bolt	
Type E dimensions	
Self-aligning	
Locating or non-locating	
TriGard seal	
How to order	F4BE 207-SRB-SRE
Option	Specify
TriGard seal	F4BE 207-SRB-SRE
Garter spring seal	F4BE 207-SRB-SGH
Labyrinth seal	F4BE 207-SRB-SLF
Locating unit	F4BE 207-SRB-SRH
Non-locating unit	F4BE 207-SRB-SRE

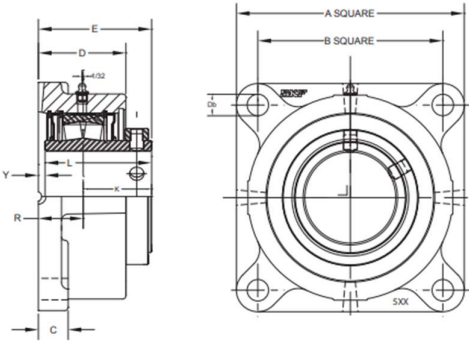


Figura 5-18: Selección caja de rodamientos.

Shaft dia. d _a	Previous Designation	New Designation	Bearing basic load rating Dynamic C	TriGard speed limit	Mass	Bolt square										Bolts (No. req'd)	Bolt Hole D _B
						A	B	C	D	E	K	L	R	Y			
in			lbs	rpm	lbs	in										in	in
1 3/16	FYE 1 3/16	F4BE 103-SRB-SRE			7.6												
1 1/4	FYE 1 1/4	F4BE 104-SRB-SRE	16 600	5100	7.5	4 5/8	3 1/2	3/4	2 1/4	2 27/32	1	2 3/4	1 3/32	3/32	(4)-1/2	9/16	
1 7/16	FYE 1 7/16	F4BE 107-SRB-SRE			7.2												
1 1/2	FYE 1 1/2	F4BE 108-SRB-SRE	16 600	5100	10.0	5 3/8	4 1/8	3/4	2 5/16	2 29/32	1	2 3/4	1 5/32	5/32	(4)-1/2	9/16	
1 11/16	FYE 1 11/16	F4BE 111-SRB-SRE	17 300	4500	10.0	5 3/8	4 1/8	3/4	2 5/16	3 1/32	1	2 7/8	1 5/32	5/32	(4)-1/2	9/16	
1 3/4	FYE 1 3/4	F4BE 112-SRB-SRE	17 300	4500	11.0												
1 15/16	FYE 1 15/16	F4BE 115-SRB-SRE	19 000	4100	11.0	5 1/2	4 3/8	3/4	2 1/4	2 31/32	1	2 7/8	1 3/32	3/32	(4)-1/2	9/16	
2	FYE 2	F4BE 200-SRB-SRE	19 000	4100	11.0												
2 3/16	FYE 2 3/16	F4BE 203-SRB-SRE	22 400	3700	13.5	6 1/4	4 7/8	3/4	2 3/8	3 7/32	1 1/8	3 1/8	1 7/32	3/32	(4)-1/2	11/16	
2 7/16	FYE 2 7/16	F4BE 207-SRB-SRE	33 300	3100	17.3	6 7/8	5 3/8	1	2 3/4	3 15/32	1 1/4	3 3/8	1 11/32	3/32	(4)-5/8	11/16	
2 1/2	FYE 2 1/2	F4BE 208-SRB-SRE			17.1												
2 11/16	FYE 2 11/16	F4BE 211-SRB-SRE			28.5												
2 3/4	FYE 2 3/4	F4BE 212-SRB-SRE			28.3												
2 15/16	FYE 2 15/16	F4BE 215-SRB-SRE	35 500	2800	27.2	7 5/8	6	1 1/16	2 3/4	3 7/8	1 1/4	3 5/8	1 1/2	1/4	(4)-3/4	13/16	
3	FYE 3	F4BE 300-SRB-SRE			27.0												

Figura 5-19: Selección caja de rodamientos.

Habiendo finalizado este paso quedan seleccionados la totalidad de los elementos necesarios para la construcción del conjunto.

Sistema vibratorio

Como hemos mencionado anteriormente nuestro sistema vibratorio no solo debe ser capaz de generar la destrucción del molde, sino también el avance de las piezas. Por esta razón hemos pensado en un mecanismo similar a un transportador vibratorio convencional como el mostrado en la principal diferencia entre estos y el que nosotros proponemos radica en que las piezas serán sujetadas de manera que queden suspendidas por debajo del mecanismo, y no sobre una bandeja por encima del mismo como muestra en la Figura 5-20. (AVITEQ, s.f.)

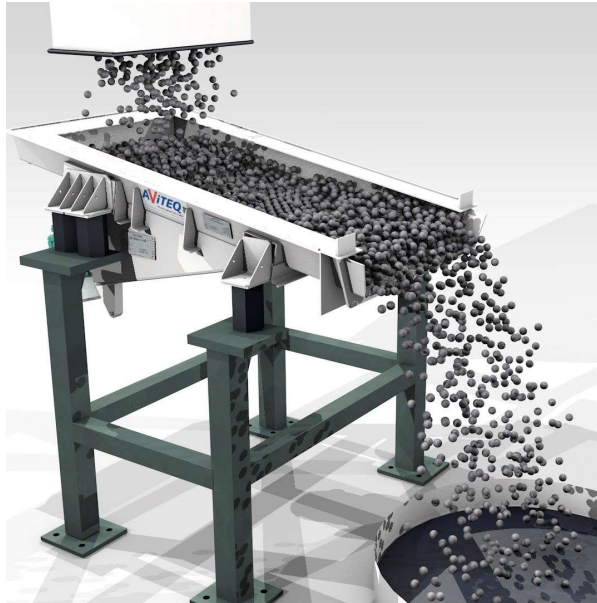


Figura 5-20: Transportador vibratorio convencional

Dicho mecanismo está inspirado en el modelo mostrado en la Figura 5-21 extraído de un manual de fabricación de transportadores vibratorios. (911Metallurgist, s.f.)

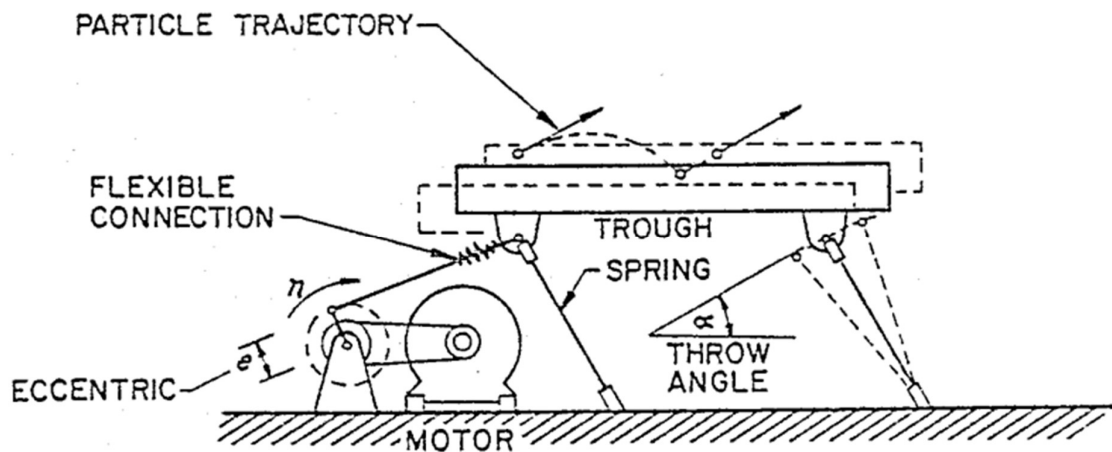


Figura 5-21: Modelo transportador vibratorio

Como puede verse en este tipo de mecanismos las partículas describen un tiro oblicuo. Para determinar la trayectoria del mismo, es necesario entonces definir la altura máxima y el ángulo de salida de esta lo cual nos permitirá comenzar con el diseño y parametrización del mecanismo. Figura 5-22.

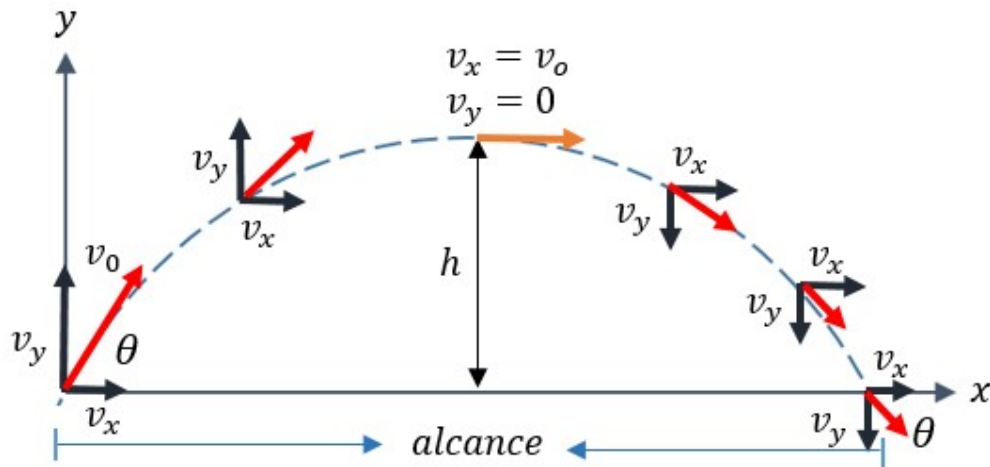


Figura 5-22: Tiro oblicuo

Proponemos entonces el siguiente mecanismo de 4 barras (D-E-F-G) impulsado por sistema biela manivela (A-B-C) como muestra el siguiente croquis (Figura 5-23). Además, se puede observar la manera que será sostenida la mota, y la trayectoria objetivo. Así en cada uno de los tiros oblicuos podremos obtener los impactos necesarios para la destrucción del molde, y el avance continuo de las piezas.

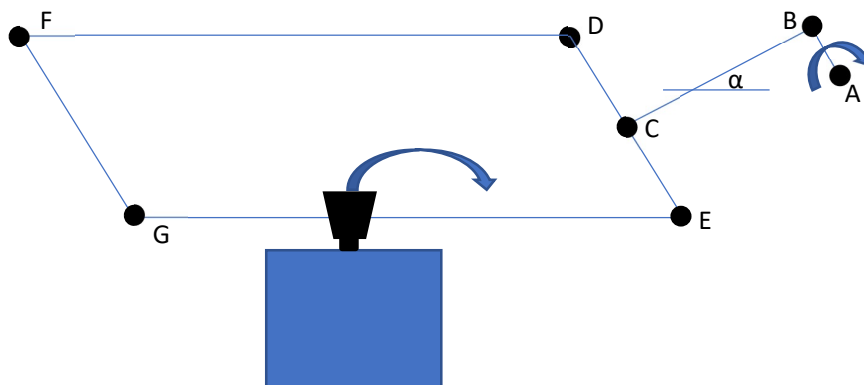


Figura 5-23: Esquema sistema vibratorio

La altura máxima a alcanzar está basada en el estudio de destrucción del molde, es decir, es la altura necesaria para poder alcanzar el cometido del desmoldeo.

En cuanto al ángulo de salida es función del grado de avance que deseamos que tengan las piezas en nuestro mecanismo.

Para poder lograr dicha trayectoria debemos calcular cuál es la velocidad inicial que debe alcanzar la masa. Para facilitar el cálculo, se confeccionó una planilla de Excel, donde sólo debemos ingresar la altura máxima deseada y el ángulo de salida. Esto se debe a dos razones; para tener una vista

preliminar de los resultados antes de simular en un medio como SolidWorks Motion, con el fin de poder comparar posteriormente los resultados obtenidos y adicionalmente, para poder cambiar datos de entrada de ser necesario y que los resultados se adapten paramétricamente.

Los resultados de este paso nos permitirán determinar ciertas características para etapas posteriores del diseño de la máquina.

DATOS				CÁLCULOS				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
ANGULO	α	60	°	Magnitud velocidad en uno	V1	0.511	m/s	V1y/sin(α)
		1.047	rad			511.3811364	mm/s	
ALTURA DESEADA	ymax	0.01	m	Velocidad vertical en uno	V1y	0.443	m/s	SQRT(2*g*ymax)
		10	mm			442.869	mm/s	
GRAVEDAD	g	-	mm/s2	Velocidad horizontal en uno	V1x	0.256	m/s	V1/cos(α)
		9806.65	mm/s2			255.6905682	mm/s	
		9.80665	m/s2	Tiempo de medio recorrido	t0-1	0.045160076	s	V1y/g
MASA	m	300000	g	Tiempo total recorrido	t0-2	0.090320151	s	2*t0-1
		300	kg					

Tabla 7: cálculos velocidad inicial del tiro oblicuo

A continuación, calculamos los grados de libertad de nuestro mecanismo con la ecuación de Kutzbach (Norton):

$$M = 3(L - 1) - 2J_1 - J_2$$

donde: M = grado de libertad o movilidad

L = número de eslabones

J_1 = número de juntas de 1 GDL (completas)

J_2 = número de juntas de 2 GDL (semi)

Ecuación 3: Ecuación de Kutzbach

El mecanismo posee 6 eslabones, y 7 juntas completas, por lo tanto, el resultado será:

$$M = 3(6 - 1) - 2 * 7$$

$$M = 1$$

Concluimos entonces que nuestro mecanismo posee un único grado de libertad, y el mismo es la rotación de la manivela.

Para este punto sólo nos queda definir el dimensionamiento del mecanismo que nos garantice que podremos obtener la velocidad deseada. Lógicamente como la velocidad es una magnitud vectorial, debemos obtener el módulo y el ángulo de la misma. A modo de simplificación sólo estudiaremos medio mecanismo de 4 barras, y el mecanismo de biela manivela.

El despegue de la masa del riel se dará en el momento en que la velocidad del punto E llegue a su máximo y comience a disminuir. Por esta razón dimensionaremos el mecanismo pensando sólo en

este momento. Es decir, no buscaremos tener el conocimiento teórico de los movimientos de cada punto del mecanismo en cada momento, sino sólo cuando las velocidades sean máximas.

Cabe destacar que gracias a estudios realizados en la asignatura Diseño de motores de combustión interna, sabemos que el extremo inferior de una biela en un mecanismo biela manivela alcanza una velocidad lineal máxima cuando la biela y la manivela están a 90° .

Si se observa la Figura 5-24 donde mostramos un punto particular del movimiento donde el mecanismo presenta:

- $AB \perp BC$;
- $BC \perp DE$;
- BC tiene un ángulo α con respecto a la horizontal.

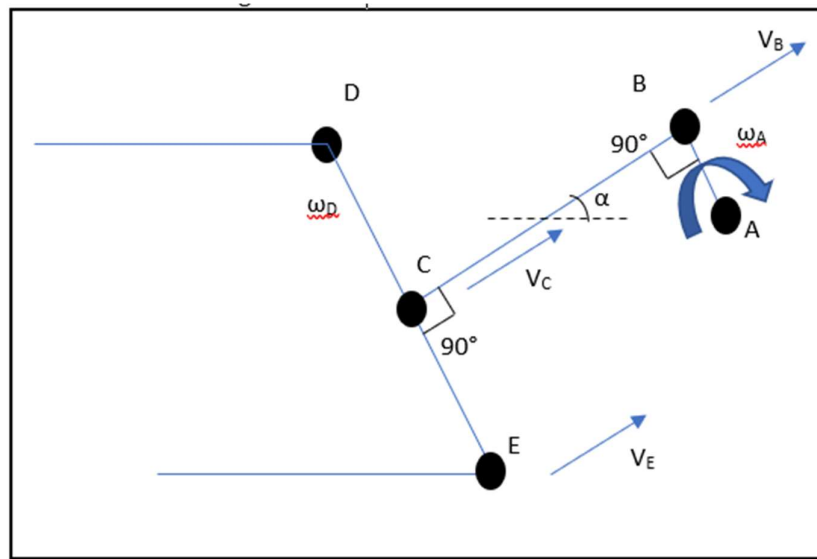


Figura 5-24: Croquis dinámica mecanismo

Se obtienen las siguientes ecuaciones de relación geométrica:

$$V_B = \omega_A * AB$$

$$V_B = V_C$$

$$V_C = \omega_D * DC$$

$$V_E = \omega_D * DE$$

También se cumple que el ángulo de la velocidad en C, en E y en B con respecto a la horizontal será α .

Así podríamos calcular cual tiene que ser la velocidad de giro del punto A, para que la velocidad lineal en el punto E sea la que nosotros buscamos.

A continuación, es necesario encontrar el mecanismo que sea capaz de cumplir con estas relaciones. Existen infinitas configuraciones del mecanismo que puedan lograr lo mostrado anteriormente, por lo tanto, el desafío está en encontrar un mecanismo real, con longitudes de

eslabones reales, y posiciones relativas entre los mismos donde se cumplan las relaciones de posición mostradas en la Figura 5-24. Para esto hemos utilizado un croquis editable en el programa SolidWorks, donde se puede ingresar las longitudes de los elementos, y fijar las relaciones de posición mostradas anteriormente, obteniendo así el resultado final.

La Figura 5-26 muestra dicho croquis. En el mismo se han cargado los valores elegidos para los elementos del mecanismo, y se han impuesto las relaciones de posición para un momento específico del movimiento. También se pueden observar las posiciones extremas que adoptará el mecanismo en función del ángulo de giro del punto A (marcadas en línea de trazo).

Dichas posiciones extremas son fundamentales a la hora del dimensionamiento, ya que estas deben mantenerse dentro de las distancias obtenidas luego de la limpieza del árbol de colada. Las mismas se muestran a continuación en la Figura 5-25.

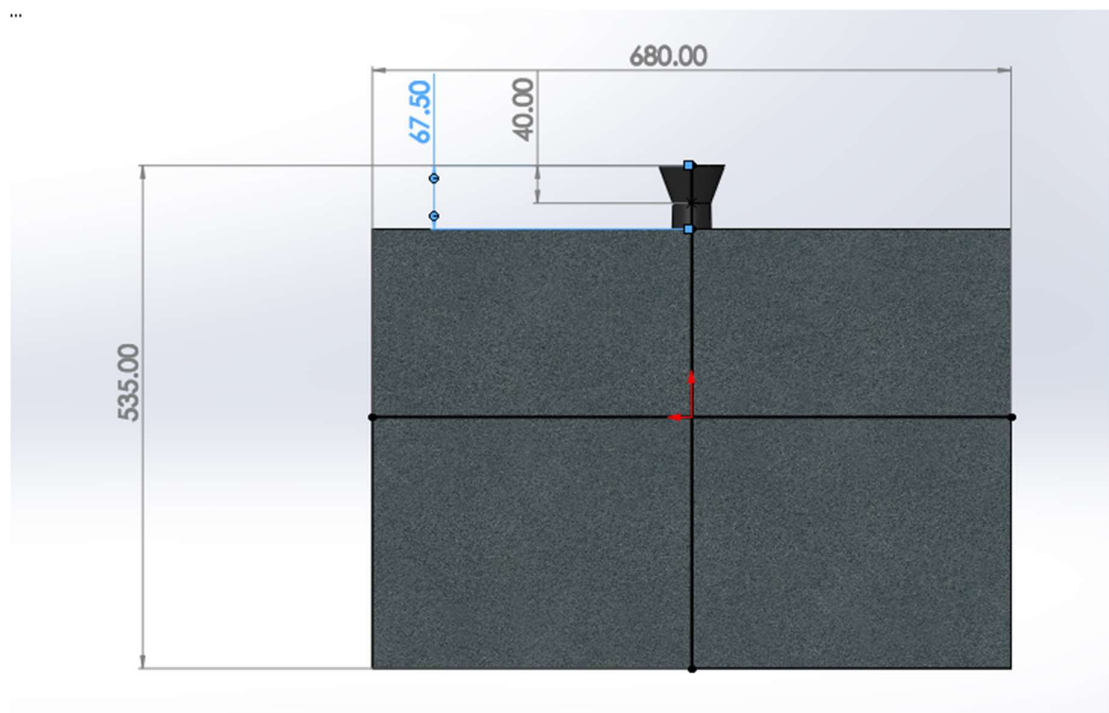


Figura 5-25: Dimensiones de la mota

Para poder construir este mecanismo es necesario poder encontrar una relación de posición entre dos elementos que sea posible materializar. Por esta razón hemos elegido que en el montaje se respeten las distancias entre el punto A y el punto D (recuadradas en rojo).

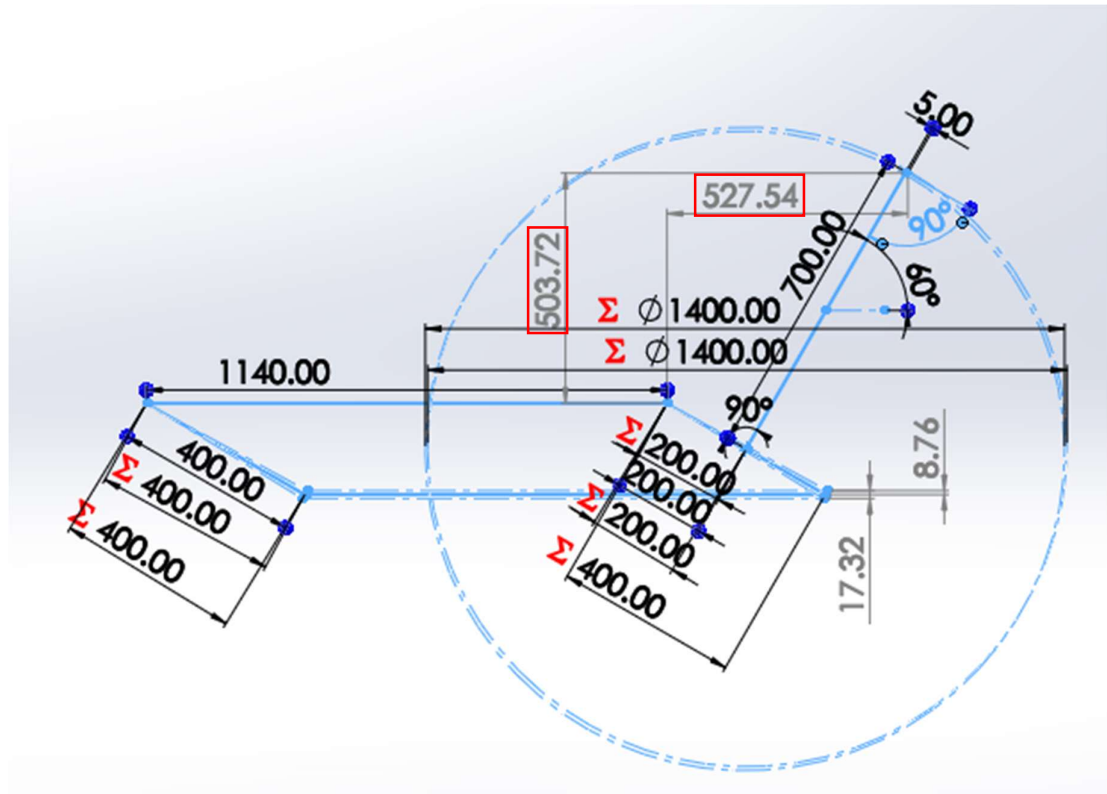


Figura 5-26: Croquis editable sistema vibratorio

Debemos mencionar que lo que consideramos un mecanismo biela manivela no lo es rigurosamente. Esto se debe a que el extremo de la manivela no se mueve en una sola dirección, sino que, más bien rota alrededor del punto D, describiendo un arco de circunferencia en lugar de una línea recta. De todas maneras, luego del dimensionamiento, estamos en condiciones de realizar esta simplificación debido a las relaciones geométricas entre cada tramo. En la Figura 5-27 se muestra la trayectoria descrita por el punto C.

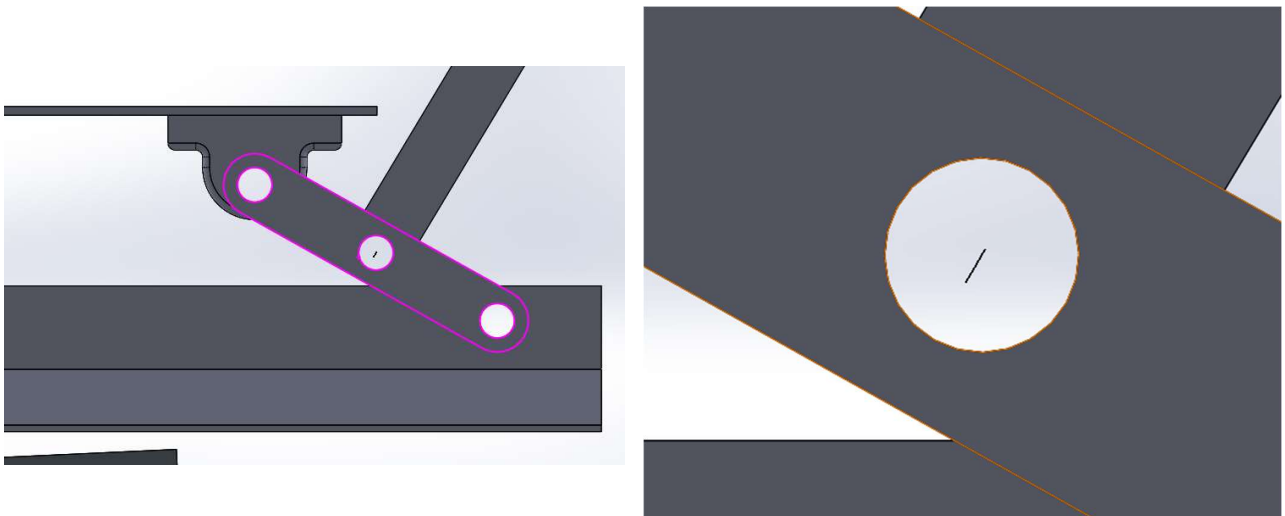


Figura 5-27: Trayectoria punto C.

Verificación

A modo de poder verificar que nuestro mecanismo cumple con las especificaciones dadas hemos realizado diferentes estudios de movimiento en SolidWorks. Con esto tenemos como objetivo verificar que hemos podido alcanzar la velocidad deseada en el punto deseado.

Para esto fue necesario realizar un primer prototipo del mecanismo capaz de representar la dinámica del mecanismo final. El mismo está compuesto por:

1. Un eje motor descentrado, el cual hará las veces de la manivela

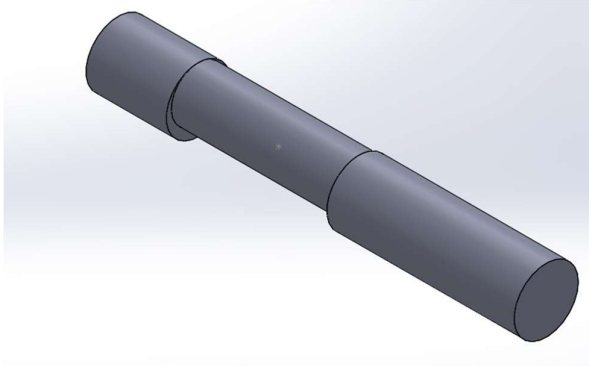


Figura 5-28: Eje descentrado.

2. Un primer brazo transmisor, que tendrá la función de la biela,



Figura 5-29: Brazo transmisor.

3. Un mecanismo de 4 barras.

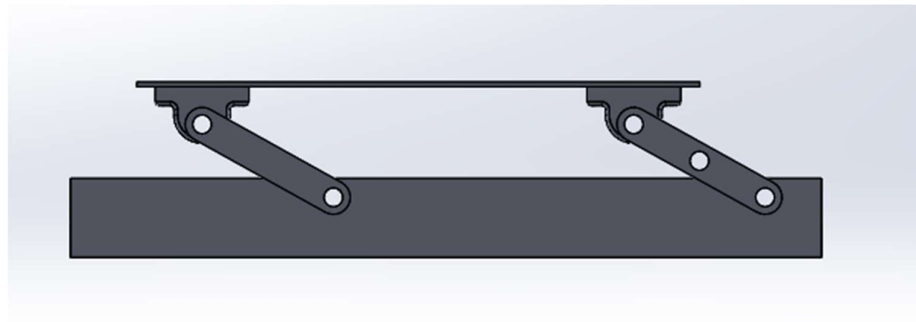


Figura 5-30: Mecanismo 4 barras

Finalmente, el mecanismo inicial es el mostrado en la Figura 5-31.

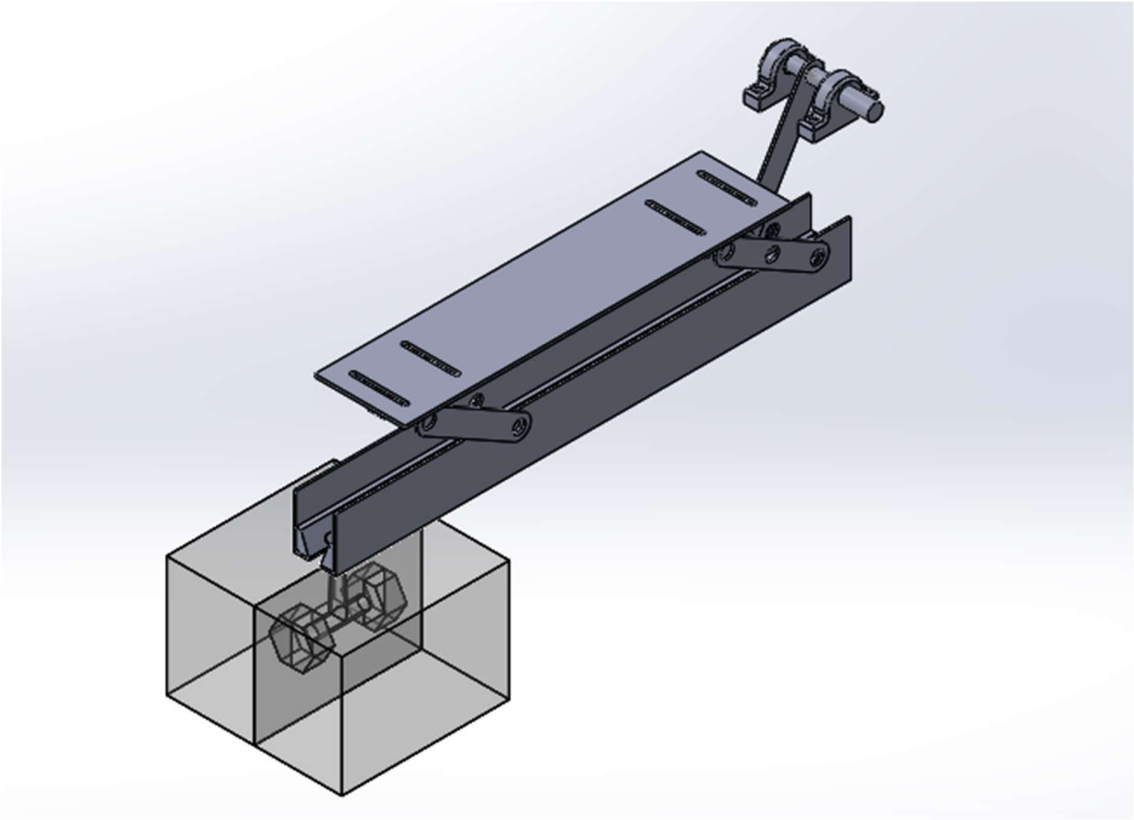


Figura 5-31: Primer prototipo vibrador

Así, lo primero que debemos hacer es poder calcular cuál será la velocidad de giro que debemos forzar al eje motor para que la velocidad de salida sea la deseada. La misma la calculamos en una planilla Excel mostrada a continuación en la Tabla 8: cálculos velocidad de giro eje motor.

DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Distancia AB	AB	5	mm
		0.005	m
Distancia DC	DC	200	mm
		0.2	m
Distancia DE	DE	400	mm
		0.4	m
Velocidad lineal en E	Ve	511.381	mm/s
		0.511	m/s

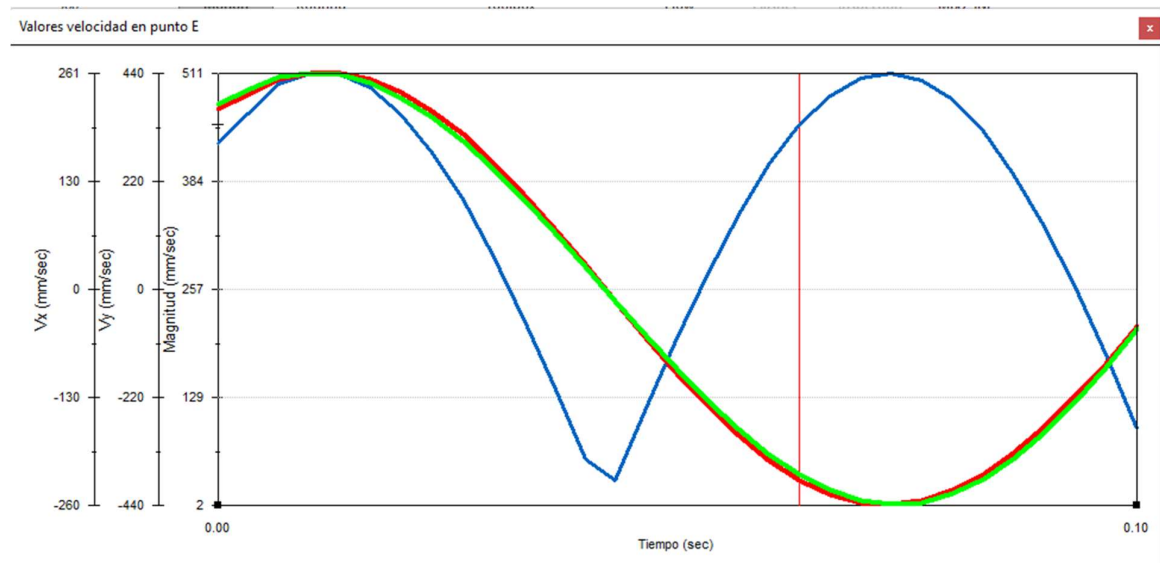
CÁLCULOS				
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD	
Velocidad angular en D	ω_D	1.278452841	rad/s	Ve/DE
Velocidad lineal en C	Vc	255.6905682	mm/s	ω_D/DC
		0.255690568	m/s	
Velocidad angular en A	ω_A	51.13811364	rad/s	Vc/AB
		488.33	rpm	

Tabla 8: cálculos velocidad de giro eje motor

Por lo tanto, realizando un estudio de movimiento donde ingresamos una velocidad de giro de 488 rpm en el eje motor, debemos poder observar los resultados mostrados en Tabla 8: cálculos velocidad de giro eje motor. Los cuales son:

- $|V_o| = 511 \text{ mm/s}$
- $|V_{ox}| = 442 \text{ mm/s}$
- $|V_{oy}| = 255 \text{ mm/s}$

A continuación, se muestra la gráfica del valor de la magnitud de la velocidad, su componente en Y y su componente en X Gráfica 8: Velocidad punto E.. El valor buscado de la misma es el máximo, que como puede observarse coincide con los valores calculados.



Gráfica 8: Velocidad punto E.

Para ello hemos graficado la posición de la mota con respecto a un punto fijo, y las velocidades en el eje y tanto del riel como de la mota.

Luego calculamos cual es la diferencia entre:

- posición 1 (momento del despegue);

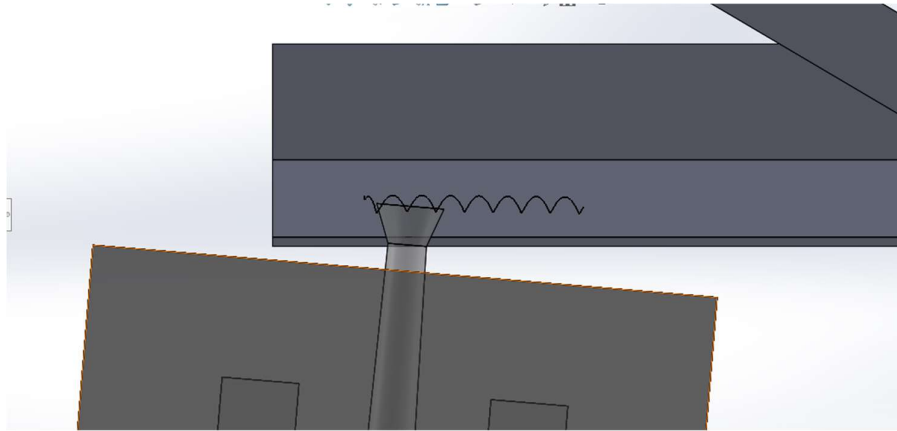


Figura 5-34: Posición 1

- posición 2 (altura máxima alcanzada por la mota)

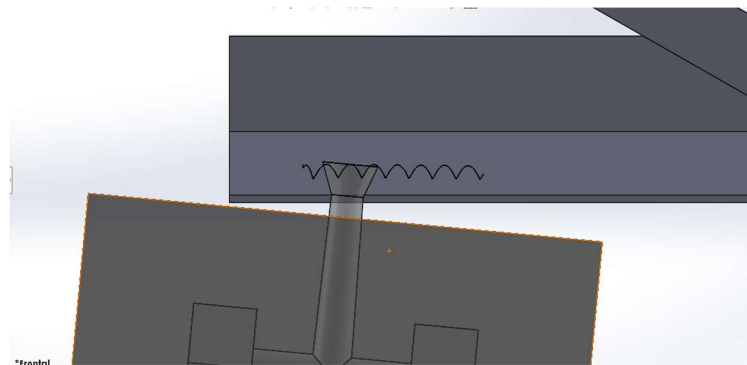
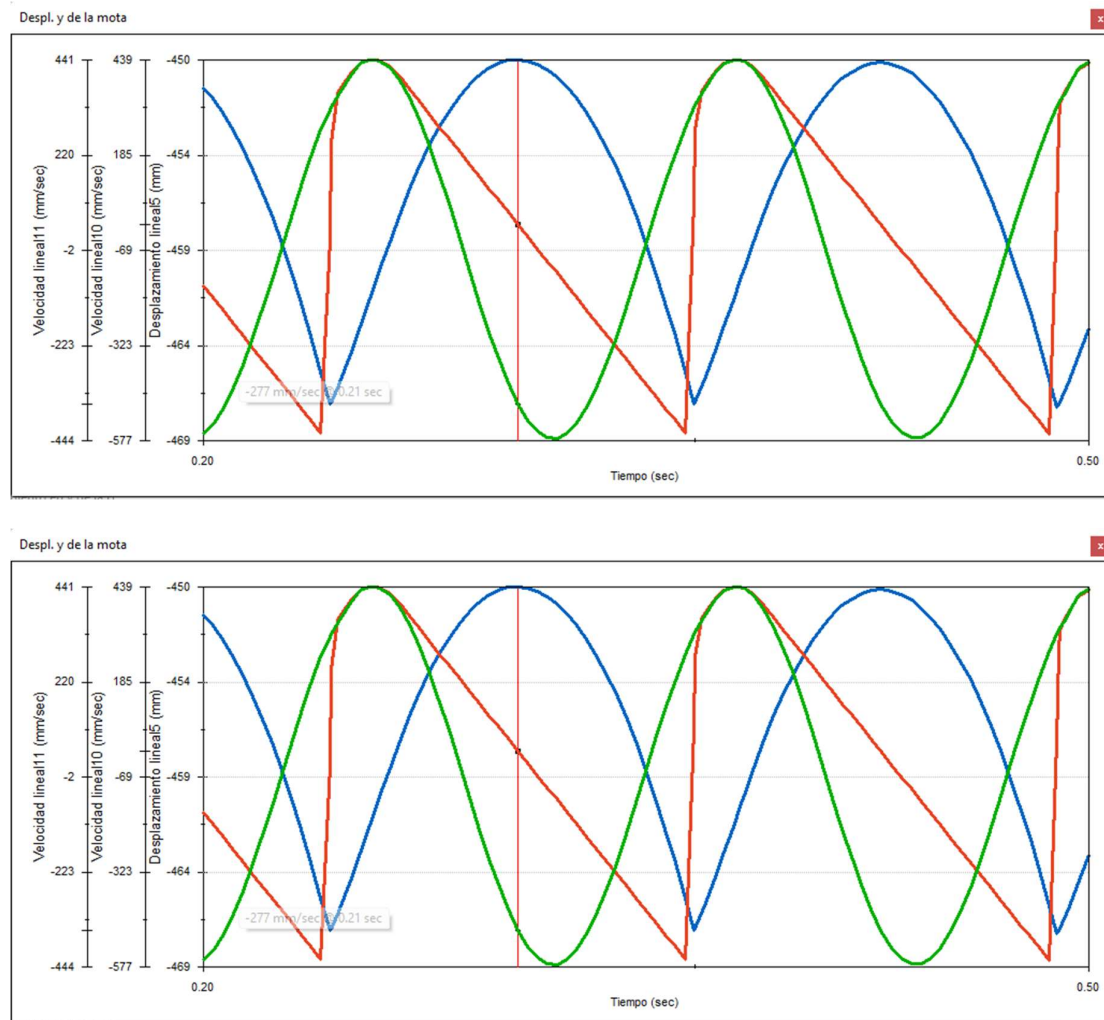


Figura 5-35: Posición 2

Si dicho número coincide con el valor de la altura deseada, puede considerarse que el mecanismo cumple con los requisitos planteados.

A continuación, se muestran las gráficas arrojadas por el estudio (Gráfica 9: Azul: posición de la mota; Verde: Vy del riel; Rojo: Vy de la mota).



Gráfica 9: Azul: posición de la mota; Verde: Vy del riel; Rojo: Vy de la mota

Así podemos observar que en la posición 1, los valores de desplazamiento en el eje y de la mota son:

$$Pos1_y = -460mm$$

Por su parte, en la posición 2:

$$Pos2_y = -450mm$$

Obteniéndose así la diferencia de 10mm deseada.

Cálculo torque medio necesario

Habiendo ya calculado la velocidad de giro del mecanismo, ahora es necesario calcular el par motor requerido para generar dicho movimiento. Como ya se mencionó antes, al poder simplificar el mecanismo como uno biela manivela, nos resultarán útiles las ecuaciones que describen las dinámicas del mismo, teniendo en cuenta la Figura 5-36 :

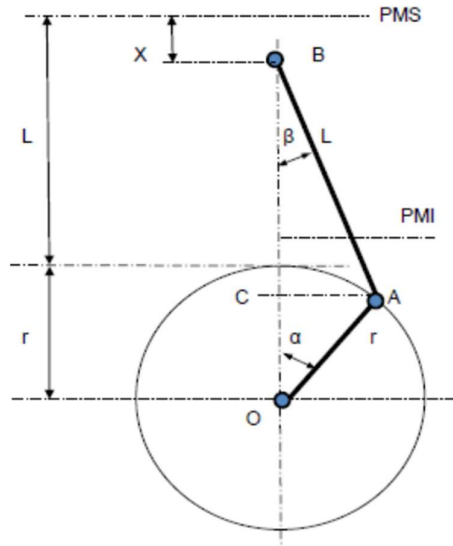


Figura 5-36: Esquema sistema biela-manivela

$$x = r * \left[\frac{\lambda}{4} * (1 - \cos \cos(2 * \alpha)) + (1 - \cos \cos \alpha) \right]$$

Ecuación 4

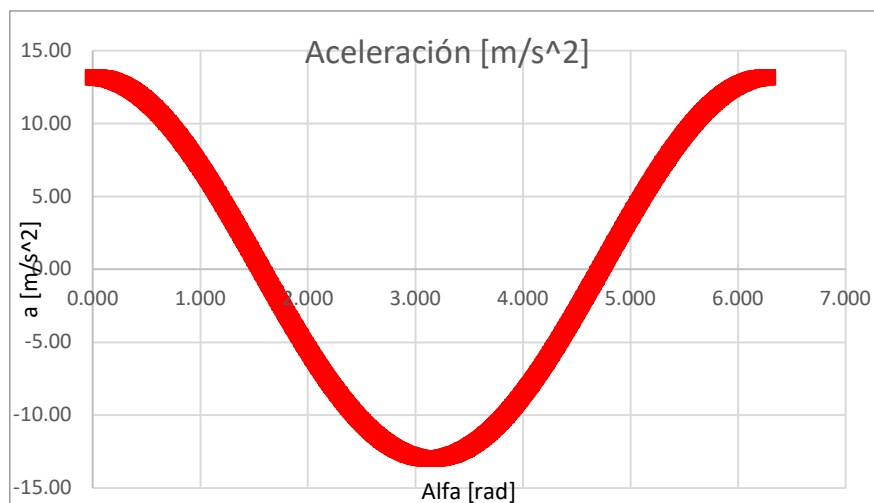
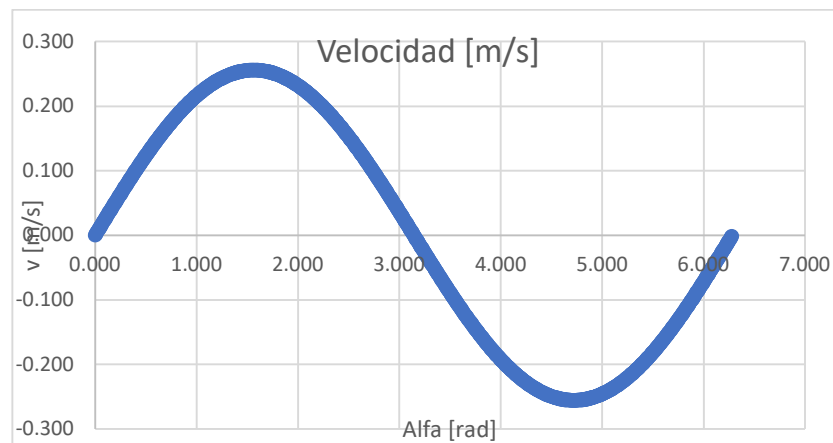
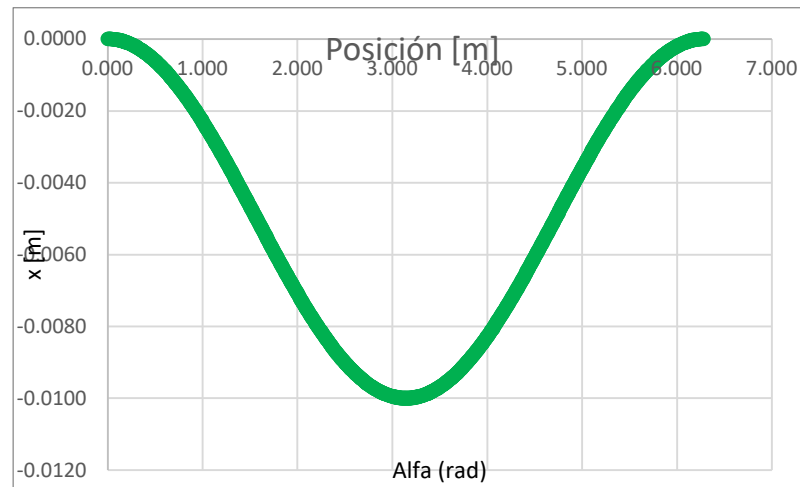
$$c = \omega * r * \left[\frac{\lambda}{2} * \sin \sin (2 * \alpha) + \sin \sin \alpha \right]$$

Ecuación 5

$$a = \omega^2 * r * \left[\lambda * \cos \cos (2 * \alpha) + \cos \cos \alpha \right]$$

Ecuación 6

Para nuestro caso en particular obtenemos las siguientes gráficas:



La mota tendrá la velocidad y aceleración del riel durante el ascenso de esta hasta el punto donde la velocidad es máxima. En este se producirá el despegue debido a que la velocidad de la masa y la velocidad de la viga se vuelven diferentes, ya que la viga experimenta una desaceleración. La masa también se desacelera, pero debido a la gravedad. El fenómeno ocurrido es similar al de una persona parada dentro de un ascensor. He aquí entonces una condición necesaria para que ocurra el despegue:

La desaceleración del riel no necesariamente debe ser mayor que la de la mota, pero la velocidad y el recorrido de esta última post-despegue debe ser suficiente como para que con esa desaceleración la misma tarde cierto tiempo en cubrir dicha distancia.

Si la velocidad es muy baja, la mota no se va a llegar a despegar porque el riel va a seguir subiendo, pero más lento y la distancia que haría la misma en el aire es "recorrida" muy rápido.

Ténganse en cuenta que este sistema actúa de manera inversa a, por ejemplo, un motor de combustión. En este último, una fuerza externa es la que define el movimiento del pistón y la que da giro al eje del motor. En nuestro caso, es el motor el que da movimiento al riel, por lo que, en el paso siguiente, en donde se calcula la fuerza y el torque, la lógica utilizada es "¿cuál es la fuerza y torque que, girando el motor a velocidad constante, le da la aceleración y velocidad deseadas al riel en el momento preciso de despegue?".

Siendo:

$$F = m * a$$

Ecuación 7

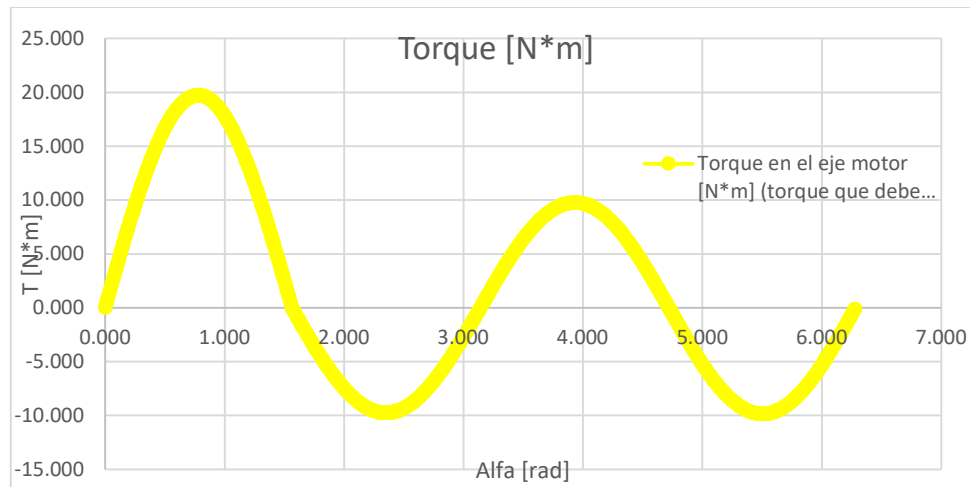
$$T = F * \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} * \sin(2 * \alpha) \right) * r$$

Ecuación 8

Obtenemos:



Gráfica 13: Fuerza que hay que realizar sobre la masa.



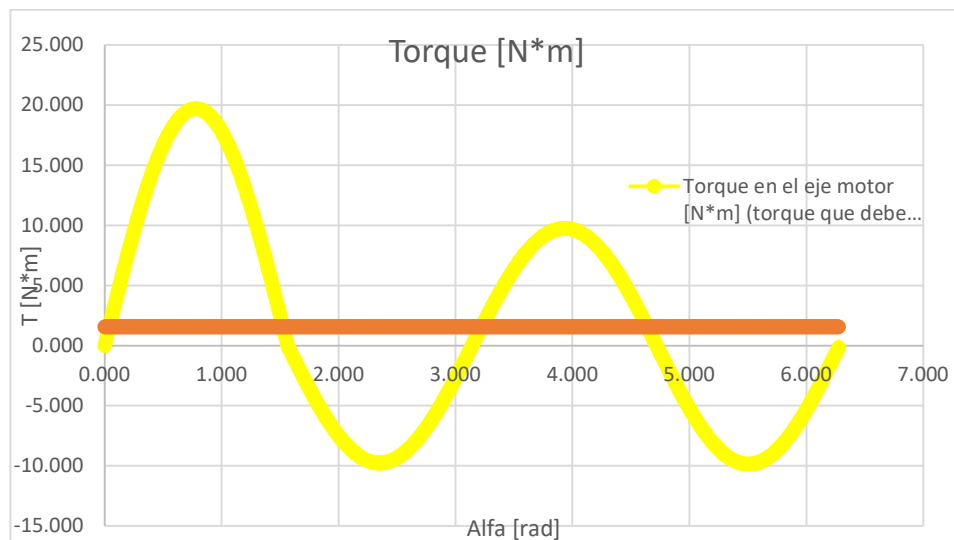
Gráfica 14: Torque en el eje motor

Nótese el cambio que se genera al despegarse la mota del riel y, por supuesto que, el análisis aún no incluye ningún tipo de impacto (no se observan picos).

Lo que se debe hacer ahora es calcular el torque medio del motor. Para eso se debe integrar el área bajo la curva T vs α , de manera de obtener la energía necesaria. Y luego dividir dicho valor por el recorrido total del ciclo ($2*\pi$) como muestra la Ecuación 9 (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley). Dichos cálculos fueron realizados discretizando la curva.

$$W = \int_{\theta_1}^{\theta_2} [T(\theta) - T] d\theta = \frac{1}{2} I (\omega_{\text{máx}}^2 - \omega_{\text{mín}}^2)$$

Ecuación 9



Gráfica 15: Torque medio.

Finalmente, el torque medio necesario que deberá tener el motor será de:

$$1.56 \text{ N*m}$$

Vibrador

Finalmente mostraremos imágenes del mecanismo final, explicando algunos detalles constructivos del mismo. (Figura 5-37)

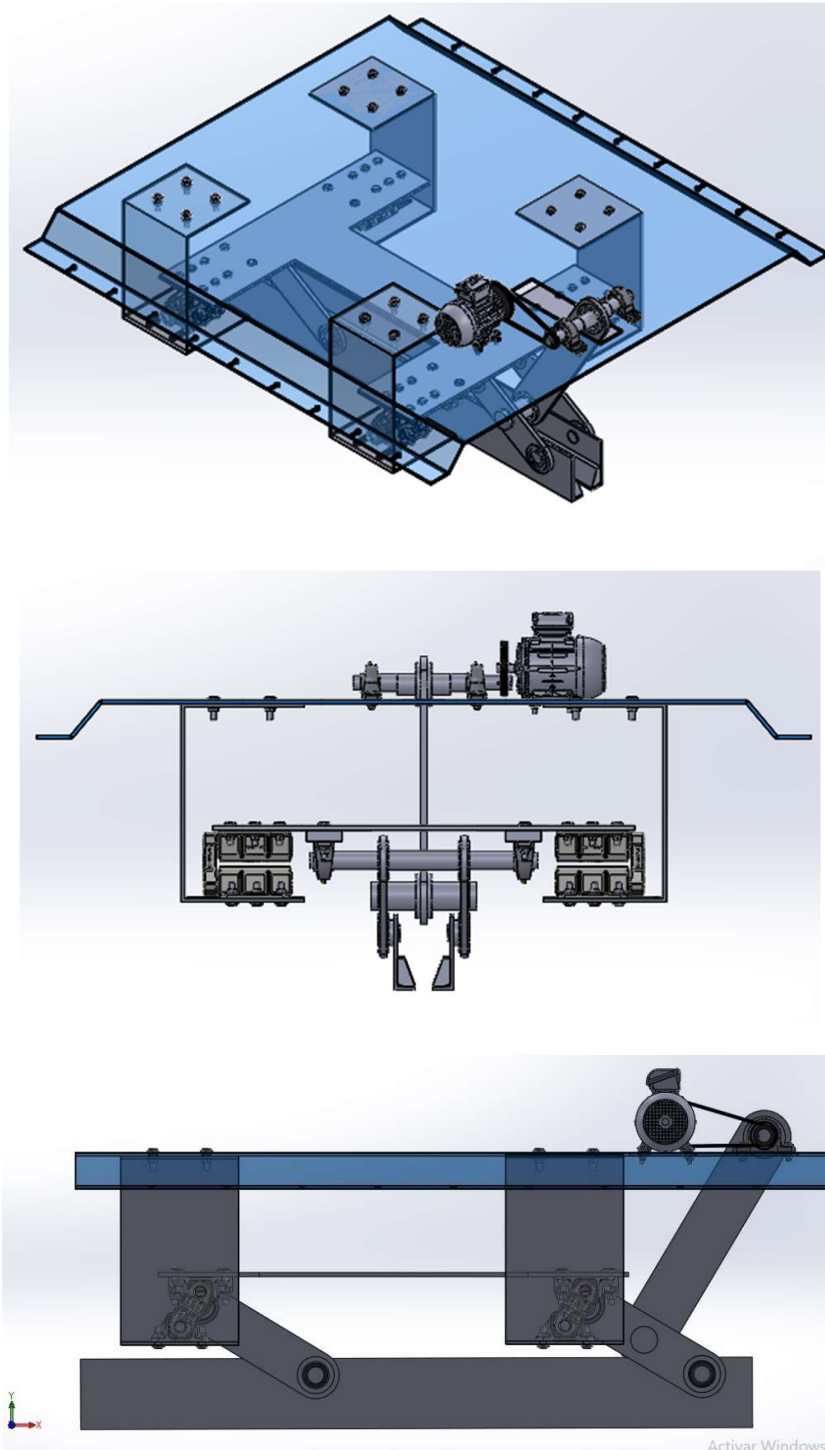


Figura 5-37: Sistema vibratorio

Como se puede apreciar a simple vista, este conjunto incluye el techo de la cabina y está montado sobre el mismo. Esto genera que el mismo sea fácilmente desmontable, lo cual presenta una ventaja a la hora del mantenimiento. El mismo consta de una chapa plegada con agujeros mecanizados en los cuales se abulonarán los soportes internos del vibrador, el motor, y el eje motor.

Posteriormente el mecanismo vibratorio semejante a un mecanismo de 4 barras se encuentra abulonado a una estructura superior formada por una chapa similar a una "H". Para poder amortiguar el efecto vibratorio del mecanismo sobre la cabina, dicha chapa se vincula a 4 amortiguadores oscilantes (Figura 5-38) que a su vez se apoyan en los soportes anteriormente mencionados.

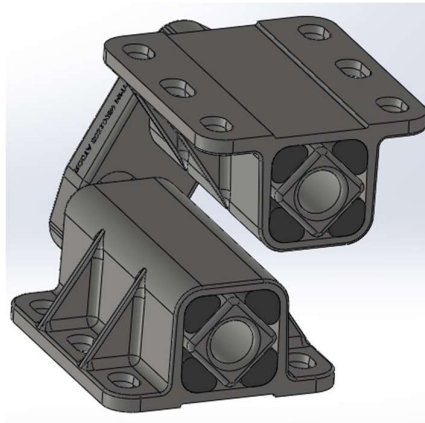


Figura 5-38: Amortiguador oscilante

Posteriormente el mecanismo vibratorio semejante a un mecanismo de 4 barras se encuentra abulonado a una estructura superior formada por una chapa similar a una "H". Para poder amortiguar el efecto vibratorio del mecanismo sobre la cabina, dicha chapa se vincula a 4 amortiguadores oscilantes que a su vez se apoyan en los soportes anteriormente mencionados.

Por su parte, todas las barras utilizadas están vinculadas entre sí a través de distintos ejes, los cuales se apoyan en rodamientos para favorecer los movimientos. Dichos rodamientos se asientan en bujes soldados a las barras como muestra la Figura 5-39.

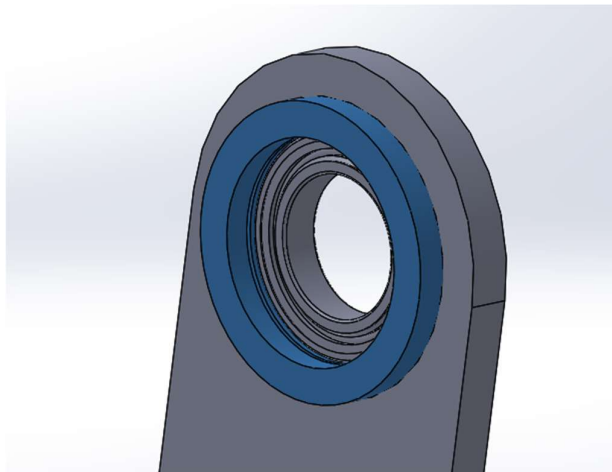


Figura 5-39: Asentamiento rodamientos en barras.

Finalmente cabe destacar que los rieles están fabricados con una chapa plegada, a la cual se le suelda una pieza de “desgaste” la cual copia el perfil del árbol de colada y estará en contacto directo con el mismo durante el funcionamiento. (Figura 5-40)

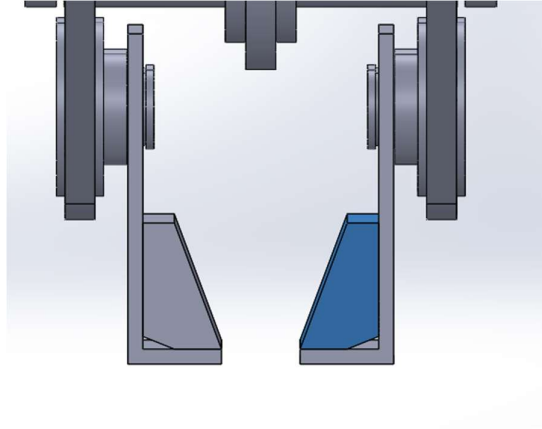


Figura 5-40: Rieles y perfiles de desgaste.

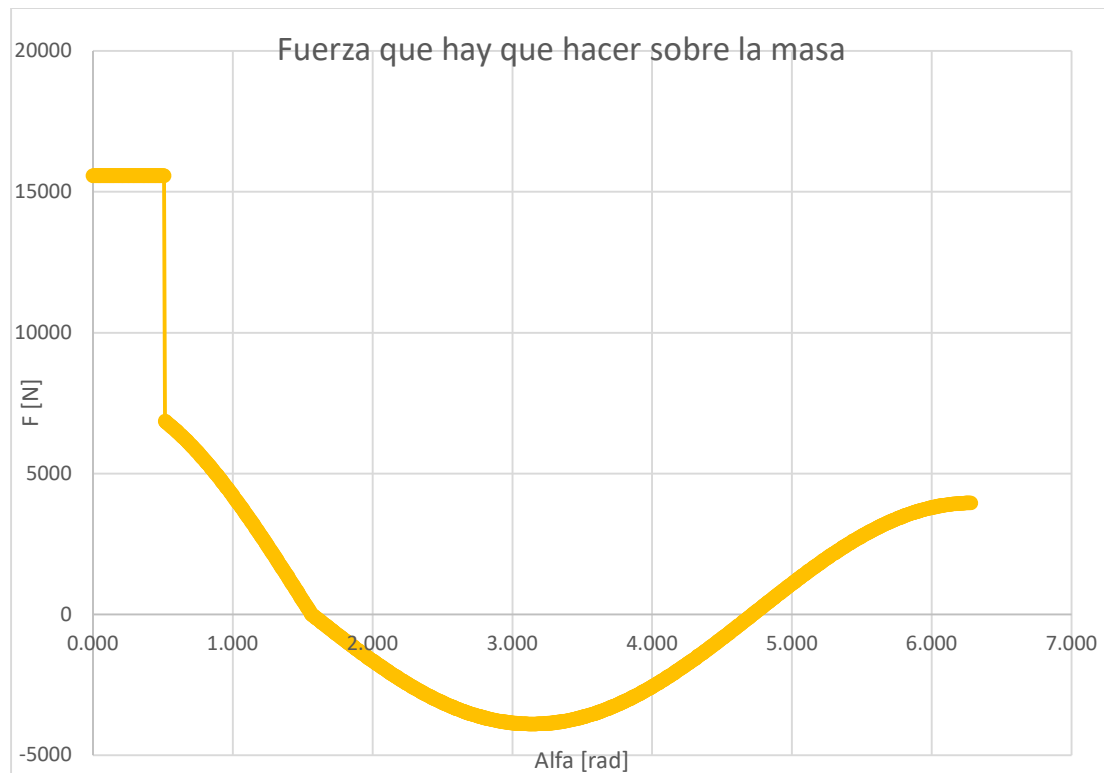
Volante de inercia

En la industria, existen maquinarias que deben entregar una gran cantidad de energía en un momento puntual y breve como, por ejemplo, las punzadoras. En estas, el torque medio es exageradamente alto únicamente por la presencia de dicho momento y obviamente se deberá emplear un motor de alta capacidad y alto costo. Para evitar esta situación, se utilizan volantes de inercia. Los mismos almacenan energía en el periodo en el cual el motor entrega un torque mayor al requerido (es decir el volante se acelera) y la liberan repentinamente durante el impacto (resultando en una desaceleración del volante). En resumen, el efecto de un volante de inercia será disminuir el torque medio demandado, y mantener la velocidad dentro de un rango acotado.

Como el sistema vibratorio se verá afectado por los impactos de las piezas se creemos conveniente el analizar la necesidad o no del mismo en nuestro sistema.

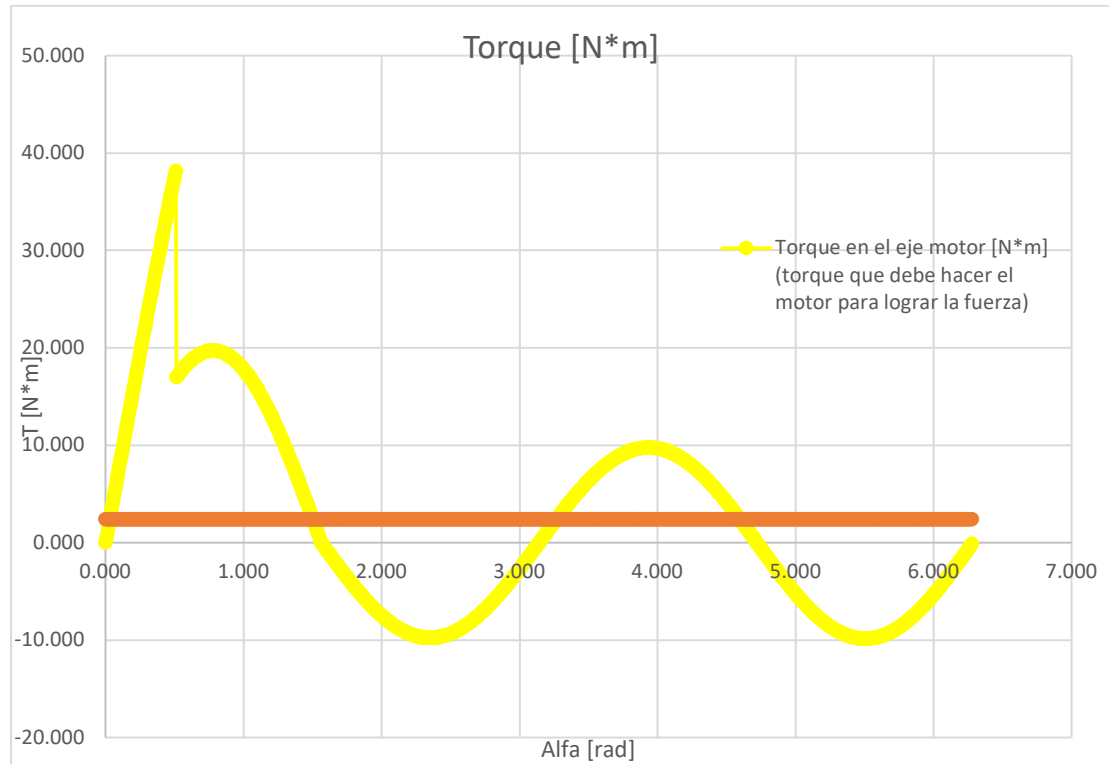
Previamente, se calculó el torque medio necesario para mover y acelerar las motas a la velocidad requerida para que realicen un salto de la altura deseada. Se puede apreciar en la Gráfica 15 que, dicho motor “entregará” más torque del necesario en algunos tramos del movimiento y menos torque que el necesario en otros (sobre todo en el momento de mover la mota hacia arriba). No obstante, no se tuvo en consideración los efectos del impacto de la mota.

Se redefinirá entonces la gráfica de la fuerza que se deberá hacer para mover la masa, donde en los primeros instantes se considera la fuerza del impacto (utilizando la fuerza dinámica calculada en capítulos anteriores).



Gráfica 16: Fuerza que hay que hacer sobre la masa, teniendo en cuenta el impacto.

A su vez, se muestra el torque medio y el torque demandado por el motor en la



Gráfica 17: Torque en el eje motor y torque medio con impacto

Como se puede observar, se produjo un aumento en el torque medio comparado con el mostrado en la Gráfica 14: Torque en el eje motor.

El nuevo valor es de:

$$2.58 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Luego se procede al cálculo del volante propiamente dicho. Para eso debemos proponer un torque entregado por el motor, que en nuestro caso será:

$$T_{mot} = 1 [N \cdot m]$$

Y a su vez debemos delimitar un coeficiente de variación de velocidad tal que:

$$C_s = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}$$

Donde:

$$\omega = \text{velocidad media}$$

$$\omega_1 = \text{velocidad mínima}$$

$$\omega_2 = \text{velocidad máxima}$$

De esta manera:

ω	488.33	rpm
	51.13811364	rad/s
Cs	0.01	-
w2	490.774679	rpm
w1	485.8913489	rpm

Como paso siguiente debemos calcular la inercia que deberá tener el volante, para finalmente poder dimensionarlo.

Lo primero que debemos hacer es calcular el área debajo de la curva de la diferencia entre el torque necesario y el torque propuesto. Dicha diferencia nos dará el valor de la variación de energía cinética en una vuelta.

En este caso, esta energía tiene un valor de:

8.809	N*m
-------	-----

Luego, con dicho valor, aplicaremos la fórmula de inercia para un volante macizo cilíndrico de la siguiente manera:

$$I_{vol} = \frac{\Delta E_k}{\omega_2^2 - \omega_1^2}$$

Esto nos da una inercia de:

Inercia	0.336856822	m^4
---------	-------------	-----

Definiendo un valor arbitrario como diámetro del volante de:

Radio	500	mm
-------	-----	----

Finalmente obtenemos que la masa del mismo deberá ser de:

Masa	0.168428411	Kg
------	-------------	----

Conclusión

Considerando el análisis anterior, se puede derivar que no será necesario el empleo de un volante de inercia. La masa del mismo es muy baja y, considerando que no se tuvieron en cuenta los efectos inerciales del mecanismo vibratorio en sí o de la polea de transmisión del motor, cuyas masas son mucho mayores a las del supuesto volante, podemos intuir que la inercia que poseen dichos elementos supera ampliamente la que se debería sustituir con el mismo. Por lo tanto, el mecanismo igualmente tendrá una curva de torque demandado con pequeñas diferencias respecto al torque promedio (mayor suavidad de marcha).

Transporte helicoidal

A continuación, mostraremos un resumen de los cálculos realizados para el dimensionamiento del mecanismo. (Ingemecanica, s.f.)

Lo primero que se debe tener en cuenta es que contamos con parámetros ya definidos tanto por el diseño de la máquina como por la capacidad productiva de la moldeadora. Éstos son:

- Caudal de arena a desplazar: debe superar la cantidad de arena utilizada por la moldeadora por hora.
- Largo total: debe coincidir con el largo disponible para toda la máquina;
- Diámetro: debe tener un tamaño proporcional al ancho y alto de la cabina.
- Densidad de la arena.

Se define así la siguiente tabla de datos:

DATOS			
DESCRIPCION	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Flujo de material transportado	Q	66	T/h
Longitud	L	4.67	m
		4670	mm
Diámetro del cilindro	D	0.6	m
		600	mm

Tabla 9: Condiciones de contorno transporte helicoidal.

En primer lugar, es necesario determinar la clasificación del material a transportar. En este caso en particular la mezcla puede clasificarse como un material Clase IV, el cual se define como:

“Los materiales de Clase IV son materiales semi-abrasivos o abrasivos, granulares o pequeños tamaños en mezcla con polvos. Son materiales con un peso específico que se sitúa entre 0,8 - 1,6 t/m³.” (Ingemecanica, s.f.)

Además, se eligió la utilización de un transporte helicoidal de hélice continua, de paso igual al diámetro ya que es el utilizado comúnmente para el transporte de sólidos. Por ende, se obtiene:

Paso el tornillo	P	0.6	m	D
		600	mm	

Como siguiente paso debemos calcular el área de llenado:

$$S = \frac{\pi * D^2}{4} * \lambda$$

Donde λ es el coeficiente de llenado, y se selecciona de la siguiente tabla:

Tipo de carga	Coeficiente de relleno, λ
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada y poco abrasiva	0,25
Ligera y poco abrasiva	0,32
Ligera y no abrasiva	0,4

Tabla 10: Coeficiente de llenado

Así se obtiene:

Coeficiente de relleno	λ	0.125
------------------------	-----------	-------

Por ende, el área de llenado será de:

Área de relleno	S	0.035	m ²	$\pi(D^2)/4\lambda$
		35342.917	mm ²	

Por otro lado, sabemos que el caudal posee la siguiente fórmula:

$$Q = 3600 * S * v * \rho * i$$

Donde:

$$\rho = \text{Densidad de la arena}$$

$$i = \text{Coeficiente de inclinación} = 1$$

El valor del mismo se obtiene de una inclinación de 0 grados como se muestra en la siguiente tabla:

Inclinación del canalón	0°	5°	10°	15°	20°
i	1	0,9	0,8	0,7	0,6

$$v = \text{Velocidad de desplazamiento lineal de la arena}$$

Dado que Q se encuentra previamente definido, podemos calcular v como:

Velocidad de desplazamiento	v	0.324	m/s	$Q/(3600 * A * \lambda * C1)$
		324.205	mm/s	

Gracias a la siguiente relación:

$$n = \frac{v * 60}{P}$$

Entonces:

Velocidad de giro	n	32.420	RPM	P*60/V
		3.395	rad/s	

Como último paso calcularemos la potencia necesaria para mover al transporte. La misma a su vez se divide en 2 tipos:

$$P_h = (C_o * Q * L)/367$$

$$P_n = \frac{L * D}{20}$$

$$P_t = P_h + P_n$$

Donde:

$$C_o = \text{Coeficiente de llenado} = 4$$

Extraído de la siguiente tabla:

Tipo de material	Valor de c_o
Harina, serrín, productos granulosos	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4

Tabla 11: Coeficiente de llenado

De esta manera se obtiene:

Potencia para desplazamiento horizontal de la carga (P_h)	P_h	3.359	kW	$C_o * Q * L / 367$
		4.505	HP	
Potencia de accionamiento del tornillo en vacío (P_n)	P_n	0.140	kW	$L * D / 20$
		0.188	HP	
Potencia total (P_t)	P_t	3.499	kW	$P_h + P_n$
		4.693	HP	

Capítulo 6: Descripción global de la solución

A modo de resumen del capítulo anterior, en el cual se describe el resultado final de cada subsistema, en este se explicará la solución de manera global relacionando cada uno de ellos entre sí. Para tal fin, se describirá el proceso por el cual transcurre una mota desde que entra a la misma hasta que sale.

En una primera instancia, el tren ingresa a la desmoldeadora empujado por la acción de la moldeadora misma deslizándose sobre una bandeja metálica de baja fricción. En ese momento, entra en contacto con la cinta transportadora que, como ya se mencionó, no posee motor debido a la intermitencia del movimiento del tren de motas Figura 6-1

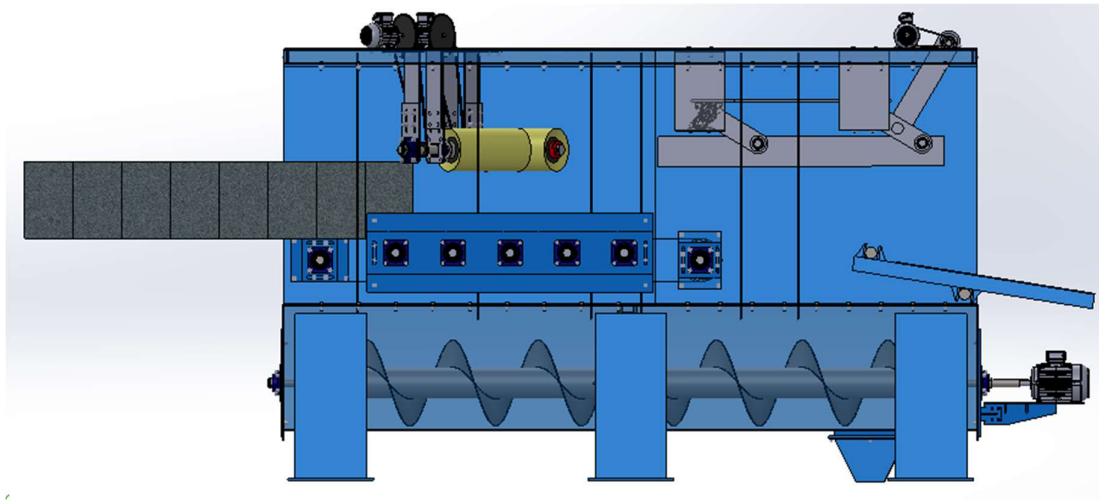


Figura 6-1: Ingreso del tren a la máquina.

Desde el momento del ingreso, se puede observar la funcionalidad del transporte helicoidal. Debido a pequeños movimientos que pueden sufrir las motas en el pasaje de una máquina a la otra se pueden generar pequeños desprendimientos de arena que el mismo deberá recolectar.

De esta manera, el tren avanza por la cinta como un conjunto hasta encontrarse con el sistema de limpieza. Por acción de los cepillos de cerdas de cobre posicionados a 35° con respecto al avance del tren, se descubre el árbol de colada de forma cónica invertida por el cual la pieza será suspendida posteriormente. En esta etapa se produce el primer mayor desprendimiento de arena hasta el momento. Tanto la cinta como los cepillos se pueden calibrar para una limpieza a una altura de mayor precisión. Gracias a este sistema, la posición de las motas no se ve perturbada, lo cual es de suma importancia para el subsecuente montaje de la mota sobre el sistema vibratorio. Figura 6-2.

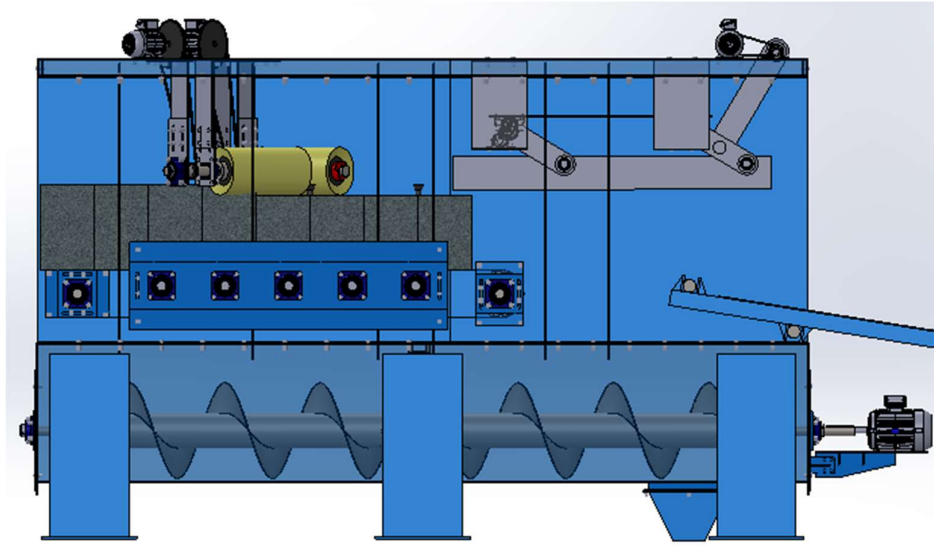


Figura 6-2: Tren de motas luego del paso por los cepillos.

Una vez superada la etapa anterior, el tren continúa su avance por la cinta una distancia de aproximadamente un ancho de mota. La misma se da para que no se produzcan perturbaciones en la acción de los cepillos por la presencia del final de la cinta. Sin embargo, a una distancia de un ancho de mota, el árbol de colada se monta sobre el sistema vibratorio. Dicha superposición entre la cinta y el riel tiene la misma finalidad que la separación antes mencionada, evitar que los distintos subsistemas se dificulten el funcionamiento mutuo.

En este momento, se genera el desprendimiento de la mota ubicada en el sistema vibratorio del resto del tren. Esto se debe a la heterogeneidad entre ambas mitades que componen una mota y a la diferencia de velocidades entre el avance del tren y la mota montada.

En esta etapa se produce el desprendimiento de la arena debido a la acción de los impactos al avanzar la mota a lo largo del riel, sistema de 4 barras impulsado por un sistema biela-manivela alimentado por un motor eléctrico. Figura 6-3.

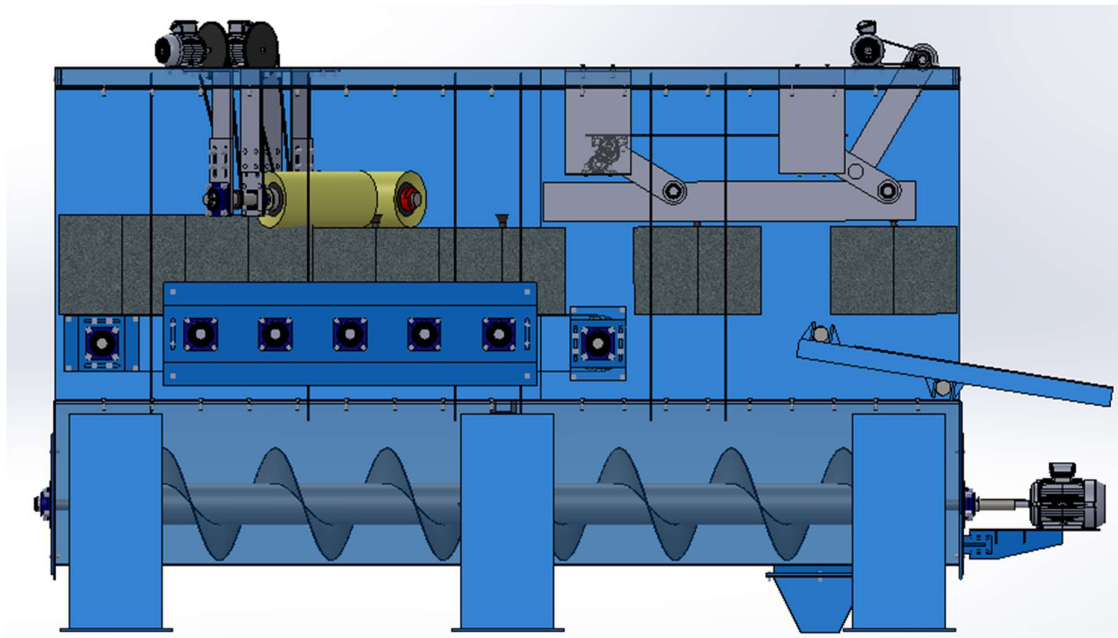


Figura 6-3: Motas sobre el sistema vibratorio.

Finalmente, la pieza a desmoldeada dará el ultimo salto que la hará caer del sistema vibratorio hacia una bandeja metálica recubierta con una banda de caucho para amortiguar el impacto. Desde este punto la pieza puede ser recogida por un operario, con un autoelevador, con un aparejo o con cualquier sistema que se crea pertinente.

Capítulo 7: Conclusión

En este último capítulo, se plasmarán apreciaciones finales tanto de la solución en particular como del proceso de diseño de esta en sí mismo.

A priori, se deben destacar dos características fundamentales a tener en cuenta en el diseño final de esta solución:

El proceso de diseño teórico es sumamente iterativo. Si bien no se ve reflejado en el informe, en muchos casos fue necesario el empleo de valores con los cuales no se contaba en primera instancia. Por ende, fue necesario realizar una suposición lo más aproximada posible la cual nos permitiese obtener una solución provisoria para un montaje preliminar. De esta manera, se obtendrían valores más precisos con los cuales realizar una nueva iteración de los cálculos previos y de esta manera generar resultados finales.

Resulta necesario mencionar que, si bien en este informe se completa con el diseño y análisis teórico de la solución, como en cualquier otro caso, es igualmente indispensable obtener datos reales basados en la experiencia del comportamiento de distintos prototipos. En este tipo de maquinarias, los resultados obtenidos mediante simulaciones o ecuaciones deben ser corroborados o desacreditados mediante “simulaciones” reales posteriores.

En particular a nuestro caso, otro aspecto a destacar que se presentó de manera problemática fue el hecho de que en el rubro de la fundición y el moldeo se presenta una gran escasez de datos con respecto a la arena y la poca información existente es de índole empírica. En resumen, es un proceso muy “artesanal” que se realizó a “prueba y error” durante muchos años y que solo recientemente, con ayuda de las nuevas tecnologías, se han podido obtener una mayor cantidad de datos al respecto. Debido a esto, fue particularmente complicada la verificación de la caída de la arena gracias al mecanismo.

Cabe aclarar que, durante el diseño, se prestó especial atención al montaje y desmontaje de la máquina. La misma se ideó siempre con el objetivo de alcanzar el mayor grado de desmontaje posible de manera que se le pudiese realizar mantenimiento de manera sencilla y reversible. Es sabido que, cualquier equipo, requiere de mantenimiento para lograr prolongar su vida útil el mayor tiempo posible.

Como ultima apreciación, se denota la importancia de encontrar analogías y simplificaciones que permitan facilitar ciertas tareas en el momento del diseño. Por ejemplo, en el caso del cálculo de los cepillos hubiese sido imposible calcular el motor que impulsa a los mismos puesto que no hay datos previos al respecto. No obstante, al pensar que los mismos son semejantes a herramientas de corte, dicha tarea se simplificó enormemente ya que las fórmulas de cálculo de corte están vastamente estandarizadas y comprendidas.

Otro ejemplo se encuentra al simplificar al salto de la mota como un tiro oblicuo, extensamente estudiado, cuando obviamente en la realidad es un movimiento de mayor complejidad. Los resultados obtenidos no serán tan acertados, pero se “compensará” en análisis posteriores como ya se explicó en el cuarto párrafo de esta conclusión.

Bibliografía

- 911Metallurgist. (s.f.). Obtenido de <https://www.911metallurgist.com/vibratory-conveyors/>
- aço, P. d. (s.f.). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=pt6Tb1Wf1DA>
- APMEN. (s.f.). *APMEN*. Obtenido de <https://asociacionmetal.com/factores-riesgo-sector-del-metal-fundicion/>
- AVITEQ. (s.f.). Obtenido de <https://www.directindustry.com/prod/aviteq-vibrationstechnik-gmbh/product-15626-1216179.html>
- DISA. (s.f.). *Tambores de refrigeración DISA*. Obtenido de <https://www.disagroup.com/es-es/foundry-products/sand-preparation-and-cooling/disacool>
- DISAMATIC. (s.f.). Obtenido de file:///C:/Users/Lenovo/Downloads/DB_DISAMATIC_C3_ENG_2021.pdf
- Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8. e. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va edición*.
- Fundición y Moldeo. (s.f.). En P. R.-P. Bonato. Rosario, Santa Fe, Argentina. Obtenido de <https://rephip.unr.edu.ar/bitstream/handle/2133/14246/9201-19%20TALLER%20Fundici%C3%B3n%20y%20Moldeo.pdf?sequence=2&isAllowed=y>
- Fundiciones Araba*. (s.f.). Obtenido de Moldeo en arena verde | fundición de aluminio (fundicion-de-aluminio.es)
- INDUTECSA. (s.f.). Obtenido de <https://www.indutecsa.com/index.php/noticias/31-fundicion-de-arena-y-los-diferentes-tipos-de-moldeo>
- Ingemecanica. (s.f.). Obtenido de <https://www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>
- Intermec. (s.f.). *Tension de las correas*.
- JazSurface. (s.f.). Obtenido de <https://www.jazsurface.com/es/cepillos-metalicos/cepillos-para-maquina-de-desbarbado/cepillos-cilindricos/>
- Morh-Coulomb. (s.f.). Obtenido de https://www.researchgate.net/figure/Figura-11-Criterio-de-rotura-Mohr-Coulomb-para-suelos-izquierda-y-arreglo-de-esfuerzos_fig2_343385605
- Mott, D. d. (s.f.). *Diseño de elemento de máquinas*.
- Mott, R. L. (s.f.). *Diseño de elementos de máquinas*.
- Mott, R. L. (s.f.). *Diseño de elementos de máquinas*.
- Norton. (s.f.). *DISEÑO DE MAQUINARIA*.

Poder Ejecutivo Nacional, O. —C.—A. (29 de Julio de 1968). *miArgentina*. Obtenido de <https://www.argentina.gob.ar/normativa/nacional/decreto-4257-1968-170834/actualizacion>

Processo de uma fundição de aço. (s.f.). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=pt6Tb1Wf1DA>

Rao, M. V.-S.-S. (12 de Diciembre de 2013). Parametric Optimization of Green Sand Moulding Process Based on Wet. Obtenido de <https://www.ijert.org/research/parametric-optimization-of-green-sand-moulding-process-based-on-wet-tensile-strength-a-full-factorial-experimental-approach-IJERTV2IS120878.pdf>

Sand, S. o. (s.f.). *Simulation of the Moulding Process of Bentonite Bonded Green Sand*.

SANDVIK. (s.f.). Obtenido de <https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/milling/pages/up-milling-vs-down-milling.aspx>

SKF. (s.f.). *Catálogo SKF*.

SOLIDWORKS. (s.f.). Obtenido de https://help.solidworks.com/2023/spanish/solidworks/cworks/c_plasticity_drucker_prager_model.htm

SOLIDWORKS. (s.f.). Obtenido de https://help.solidworks.com/2023/spanish/solidworks/sldworks/c_factor_of_safety_check.htm

Universidad Complutense Madrid. (s.f.). Obtenido de <https://www.ucm.es/atlasmetalografico/fundiciones>

Suitability of rolling bearings for industrial applications

Symbols		Load carrying capability			Misalignment		Arrangement				Suitable for					Design features			
		Radial load	Axial load	Moment load	Static misalignment	Dynamic misalignment (few tenths of a degree)	Locating	Non-locating	Adjusted	Floating	Long grease life	High speed	Low run-out	High stiffness	Low friction	Integral sealing	Separable ring mounting	Tapered bore	Standard housings and accessories available
+++ excellent	↔ double direction	Deep groove ball bearings	 A  B	A–, B +	–	--	↔	□	✗	✓	A +++ B ++	A +++ B +	A +++ B ++	+	+++	A ✓	✗	✗	✗
++ good	← single direction																		
+ fair	□ non-locating displacement on the seat																		
- poor	■ non-locating displacement within the bearing																		
-- unsuitable	✓ yes																		
	✗ no																		
Bearing type																			
Insert bearings		+	+ ↔	--	++	--	↔	↔	✗	✗	+++	++	A, B + C ++	+	++	✓	✗	✗	✓
Angular contact ball bearings, single row		+1)	++ ←	--	–	--	✗	✗	✓	✗	++	++	+++	++	++	✓	✗	✗	✗
matched single row		A, B ++ C ++1)	A, B ++ ↔ C ++ ←	A ++, B + C --	A, C --, B –	--	A, B ↔ C ←	A, B □ C ✗	✗	✗	++	++	+++	++	++	✗	✗	✗	✗
double row		++	++ ↔	++	--	--	↔	□	✗	✗	++	++	++	++	++	A ✓	B ✓	✗	✗
four-point contact		+1)	++ ↔	--	--	--	↔1)	--	--	--	+	+++	++	++	++	✗	✓	✗	✗
Self-aligning ball bearings		+	–	--	+++	+2)	↔	□	✗	✓	+++	++	++	+	+++	✓	✗	✓	✓
Cylindrical roller bearings, with cage		++	--	--	–	--	✗	■	✗	✗	++	+++	+++	++	+++	✗	✓	✗	✗
		++	A, B + ← C, D + ↔	--	–	--	A, B ← C, D ↔	A, B ■ ← C, D ✗	✗	A ✓ B, C, D ✗	+++3)	+++	++	++	+++	✗	✓	✗	✗
full complement, single row		+++	+ ←	--	–	--	←	A, B ←	✗	✓	–	+	+	+++	–	✗	A ✗ B ✓	✗	✗
full complement, double row		+++	A –, B + ← C + ↔	--	–	--	B ← C, D ↔	A ■ ↔ B ■ ←	✗	✗	–	+	+	+++	–	D ✓	✗	✗	✗
Needle roller bearings, with steel rings		++	--	--	A, B – C ++	--	✗	■ ↔	✗	✗	++	++	+	++	+	A ✓	✓	✗	✗
assemblies / drawn cups		++	A, B -- C –	--	–	--	A, B ✗ C ←	A, B ■ C ■ ←	✗	✗	++	++	+	++	+	B, C ✓	✓	✗	✗
combined bearings		++	A –, B + C ++	--	--	--	←	✗	✓	✗	+	+	+	++	+	✗	✓	✗	✗
Tapered roller bearings, single row		+++1)	++ ←	--	–	--	←	✗	✓	✗	+	++	+++	++	+	✗	✓	✗	✗
matched single row		A, B +++ C +++1)	A, B ++ ↔ C ++ ←	A +, B ++ C --	A – B, C --	--	A, B ↔ C ←	A, B □ C ✗	A, B ✗ C ✓	✗	+	+	++	+++	+	✗	✓	✗	✗
double row		+++	++ ↔	A + B ++	A –, B --	--	↔	□	✗	✗	+	+	++	+++	+	✓	✓	B ✓	✗
Spherical roller bearings		+++	+ ↔	--	+++	+2)	↔	□	✗	✓	+	++	+++	++	+	✓	✗	✓	✓
CARB toroidal roller bearings, with cage		+++	--	–	++	–	✗	■	✗	✗	+	++	+++	++	+	✗	✗	✓	✓
full complement		+++	--	–	++	–	✗	■	✗	✗	–	+	+++	++	–	✓	✗	✓	✓
Thrust ball bearings		--	A + ← B + ↔	--	--	--	A ← B ↔	✗	✗	✗	+	–	++	+	+	✗	✓	✗	✗
with sphered housing washer		--	A + ← B + ↔	--	++	--	A ← B ↔	✗	✗	✗	+	–	+	+	+	✗	✓	✗	✗
Cylindrical roller thrust bearings		--	++ ←	--	--	--	←	✗	✗	✗	–	–	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
Needle roller thrust bearngs		--	++ ←	--	--	--	←	✗	✗	✗	–	–	+	+++	+	✗	✓	✗	✗
Spherical roller thrust bearings		+1)	+++ ←	--	+++	+2)	←	✗	✓	✗	–	+	+	+++	+	✗	✓	✗	✗

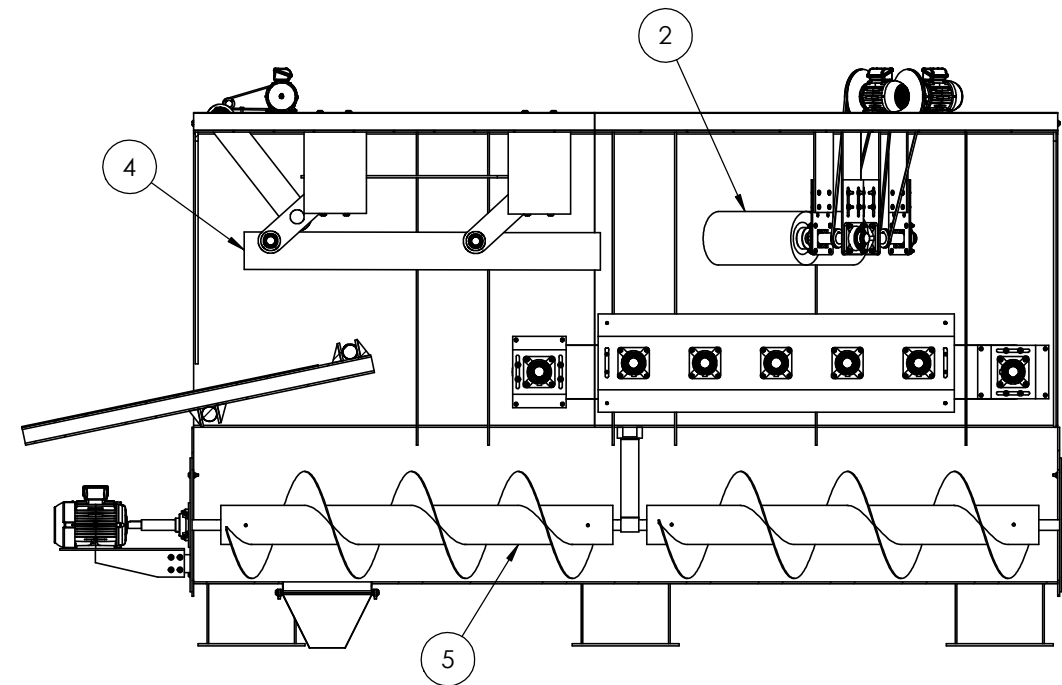
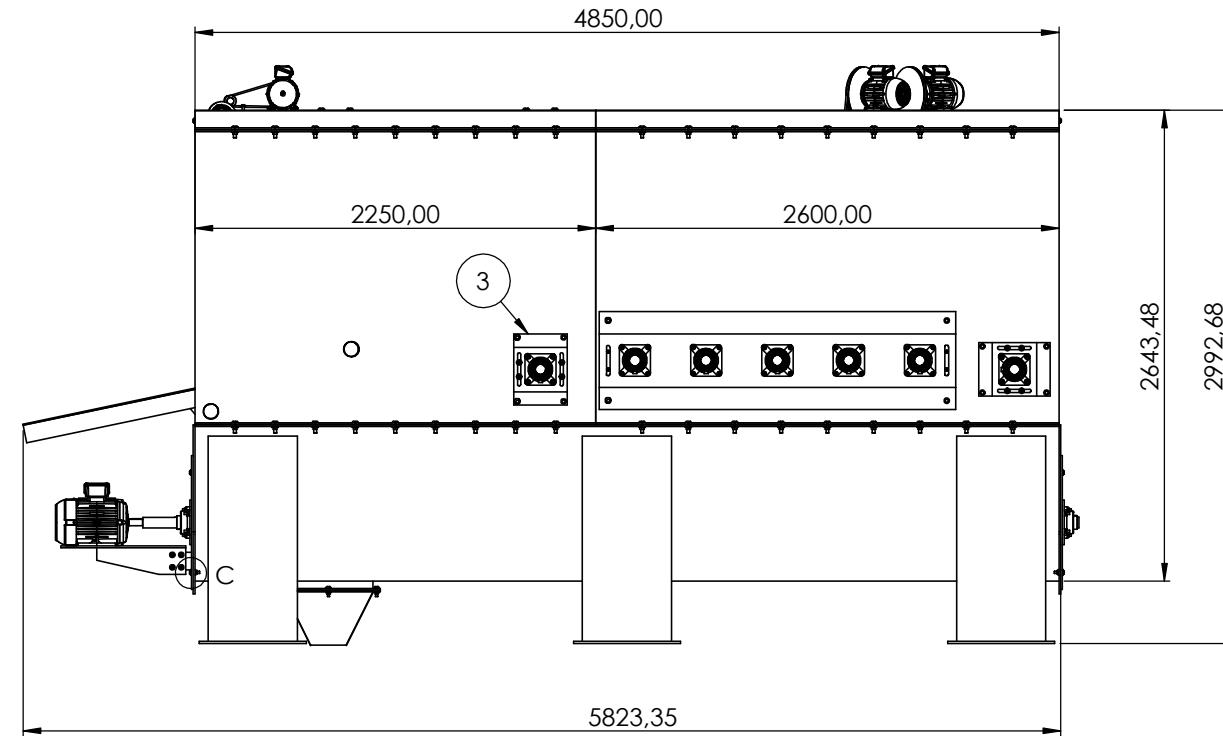
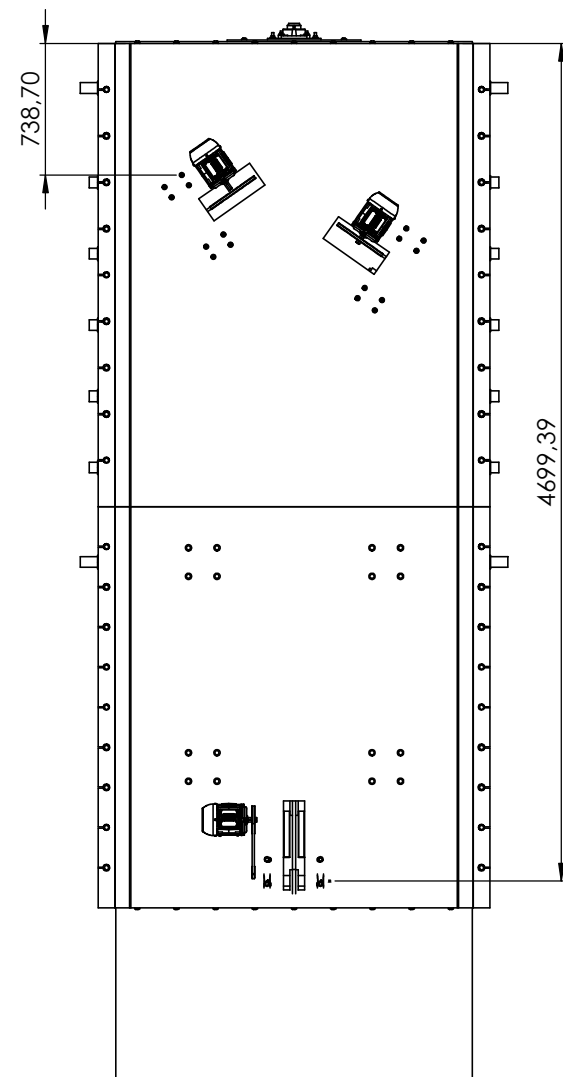
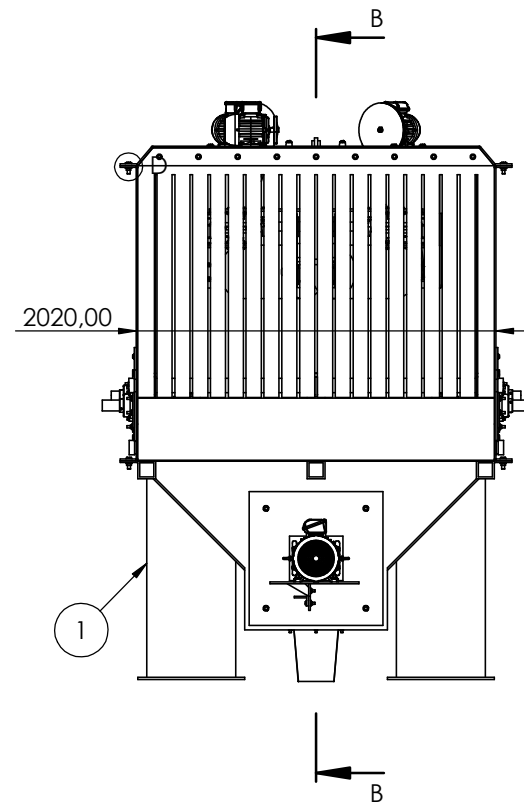
1) Provided the F_a/F_r ratio requirement is met 2) Reduced misalignment angle – contact SKF 3) Depending on cage and axial load level

ANEXO B - PLANOS

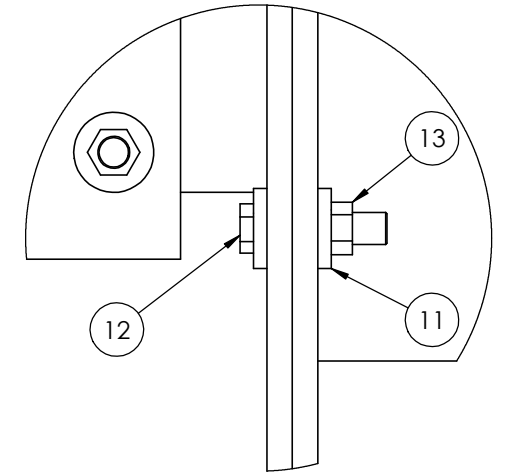
DESMOLDEADORA

1 CABINA		1					
	1 BANDEJA	1	1 PERFILES SOLDADOS	1	3		
			1 TOPE		12		
			2 ESCUADRA		12		
			2 PLANCHUELA	1			
			3 RODILLOS	2			
	2 PATA		6				
			1 CUERPO		1		
	2 BASE		1				
	3 CANALÓN DEL TRANSPORTE HELICOIDAL		1				
			1 CUERPO		1		
	2 TAPA		2				
	4 TOLVA		1				
			1 CUELLO		1		
			2 BRIDA		2		
			3 MEDIO CUERPO		2		
	5 LATERAL DELANTERO DERECHO		1				
	6 LATERAL DELANTERO IZQUIERDO		1				
	7 LATERAL TRASERO DERECHO		1				
	8 LATERAL TRASERO IZQUIERDO		1				
	9 REFUERZO		6				
1 SECCIÓN LATERAL				2			
2 SECCIÓN SUPERIOR				1			
2 SISTEMA DE LIMPIEZA		2					
	1 TECHO		1				
			2 CONJUNTO DE LOS CEPILLOS	2			
			1 EJE		1		
			2 CEPILLO		1		
			3 TUERCA DE FIJACIÓN		1		
			4 POLEA DE LOS CEPILLOS		1		
			5 SOPORTE		4		
			1 PLACA FIJA			1	
			2 CONJ. DE PLACA MOVIL			1	
			1 PLACA MÓVIL				1
	2 CAJA DE RODAMIENTO				1		
	3 MOTOR		2				
	4 POLEA DEL MOTOR		2				
	5 CORREA V		2				
3 CINTA TRANSPORTADORA		1					
	1 BANDA		1				
			2 TAMBORES	2			
	1 EJE		2		2		
			2 TAPA EXTERNA		2		
			3 RODILLO INTERNO		1		
			4 TAPA DEL RODILLO				
			5 TOPE INTERNO DEL RODILLO		2		
			6 VARILLA		15		
	3 SOPORTE TAMBOR		4				
			1 PLACA FIJA		1		
			2 CONJ. DE PLACA MOVIL		1		
			1 PLACA MÓVIL			1	
	2 CAJA DE RODAMIENTO			1			
	4 CAMA DE RODILLOS		1				
			1 SOPORTE QUINTUPLE		2		
			1 PLACA FIJA			1	
			2 CONJ. DE PLACA MOVIL			1	
			3				
1 PLACA MÓVIL					1		
2 CAJA DE RODAMIENTO						1	
2 RODILLO						5	
1 EJE			1				
2 TAPA			2				
3 TUBO			1				

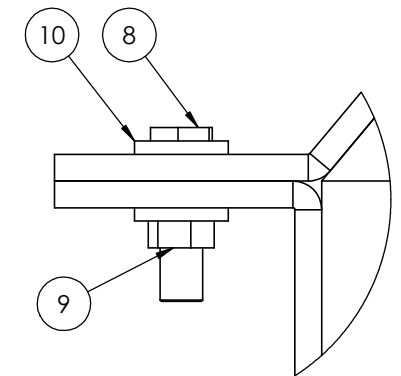
4	SISTEMA VIBRATORIO	1				
	1	TECHO	1			
	2	SUSPENSIÓN	4			
	3	SOPORTE "C"	4			
	4	MOTOR	1			
	5	POLEA DEL MOTOR	1			
	6	POLEA DEL EJE EXCÉNTRICO	1			
	7	CORREA	1			
	8	SISTEMA VIBRATORIO	1			
		1	EJE MOTOR	1		
		2	EJE TRANSMISOR	1		
		3	EJE SOPORTE	2		
		4	PERNO	4		
		5	RIEL	2		
		6	PERFIL DE DESGASTE	2		
		7	BIELA			
			1	BIELA	1	
			2	BUJE	2	
			3	RODAMIENTO	2	
		8	CONJ. BARRA DELANTERA	2		
			1	BARRA DELANTERA	1	
			2	BUJE	2	
			3	RODAMIENTO 6010-2Z	2	
		9	CONJ. BARRA TRASERA	2		
			1	BARRA TRASERA	1	
			2	BUJE	2	
			3	RODAMIENTO 6010-2Z	2	
		10	SUPLEMENTO	4		
		11	UNIDAD UCP209	4		
		12	UNIDAD UCP208	2		
		13	SOPORTE "H"	1		
5	SISTEMA DE TRANSPORTE	1				
	1	TRANSPORTE HELICOIDAL	2			
		1	CAMISA	1		
		2	TAPA	2		
		3	HELICE	1		
	2	EJE MOTOR	1			
	3	EJE INTERMEDIO	1			
	4	EJE CONDUCIDO	1			
	5	SOPORTE INTERMEDIO	1			
		1	JUNTA PLEGADA	1		
		2	BUJE	1		
		3	PERFIL TRANSVERSAL	1		
	6	SOPORTE EXTREMOS	2			
		1	PLACA FIJA	1		
		2	CONJ. DE PLACA MÓVIL	1		
			1	PLACA MÓVIL	1	
			2	CAJA DE RODAMIENTO	1	
	7	SOPORTE EXTREMO DEL TRANSPORTE Y EL MOTOR				
		1	SOPORTE MOTOR	1		
			1	CHAPA CORREDERA	2	
			2	ESCUADRA	6	
			3	BASE CON CORREDERA	1	
			4	BASE	1	
		2	SOPORTE EXTREMOS	2		
			1	PLACA FIJA	1	
			2	CONJ. DE PLACA MÓVIL	1	
				1	PLACA MÓVIL	1
				2	CAJA DE RODAMIENTO	1
	8	MOTOR	1			
6	CORTINA	2				
	1	CORTINA DE GOMA	1			
	2	SOPORTE DE LA CORTINA	2			



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 30



DETALLE C
ESCALA 1 : 2



DETALLE D
ESCALA 1 : 2

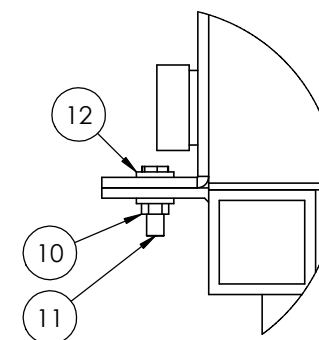
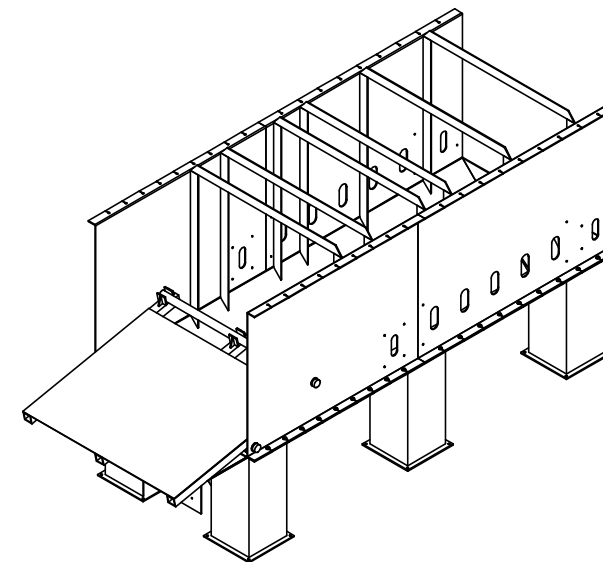
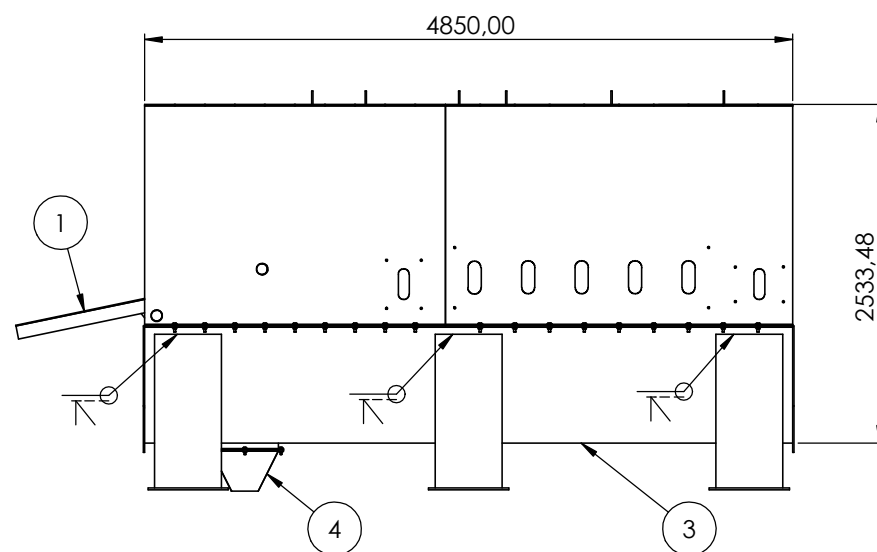
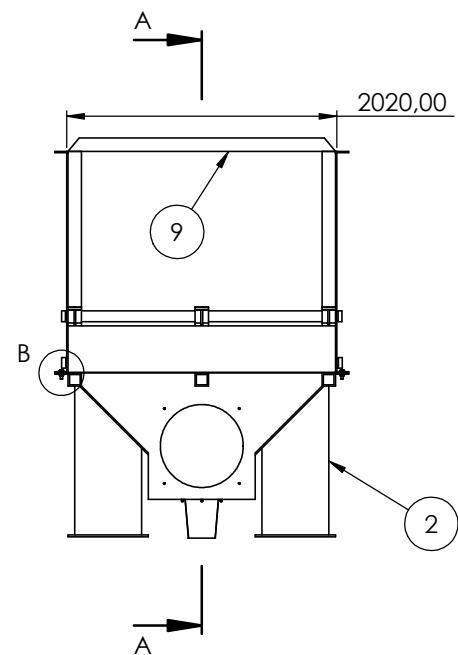
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cabina	VER PLANO "1"	1
2	Sistema de Limpieza	VER PLANO "2"	1
3	Cinta Transportadora	VER PLANO "3"	1
4	Sistema de Vibración	VER PLANO "4"	1
5	Sistema de Recolección	VER PLANO "5"	1
6	Cortina Delantera	VER PLANO "6"	1
7	Cortina Trasera	VER PLANO "6"	1
8	Bulon M16		36
9	Tuerca M16		36
10	Arandela M16		72
11	Arandela M12		64
12	Bulon M12		32
13	Tuerca M12		32



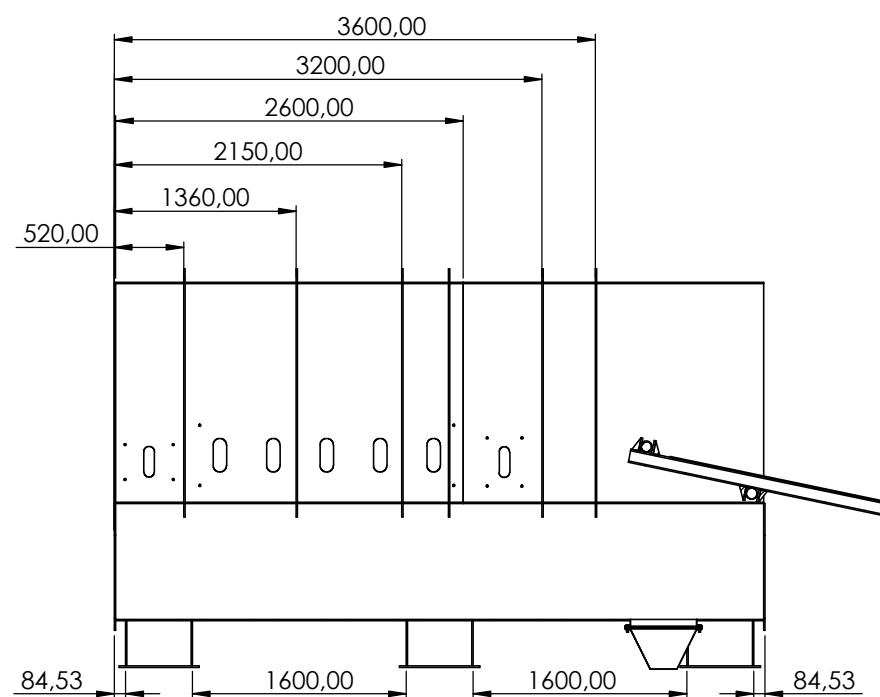
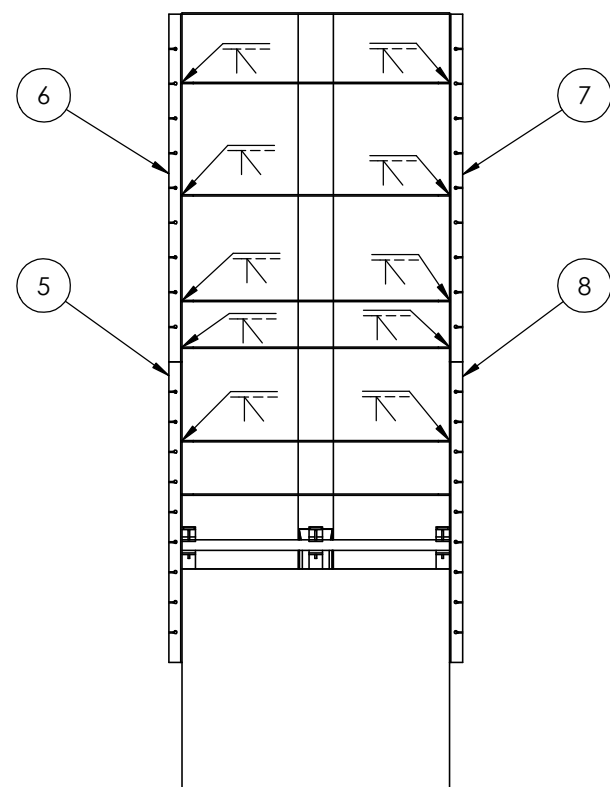
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DESMOLDEADORA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	Nº
		BAYO	1:30	0
		BIELSA		



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 40

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bandeja	VER PLANO "1-1"	1
2	Pata	VER PLANO "1-2"	6
3	Canalón del Transporte Helicoidal	VER PLANO "1-3"	1
4	Tolva	VER PLANO "1-4"	1
5	Lateral Trasero Derecho	VER PLANO "1-5"	1
6	Lateral Delantero Derecho	VER PLANO "1-6"	1
7	Lateral Delantero Izquierdo	VER PLANO "1-7"	1
8	Lateral Trasero Izquierdo	VER PLANO "1-8"	1
9	Refuerzos	VER PLANO "1-9"	6
10	Tuerca M16		36
11	Bulon M16		36
12	Arandela M16		72



DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

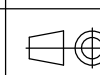
CABINA

DIBUJO

FECHA

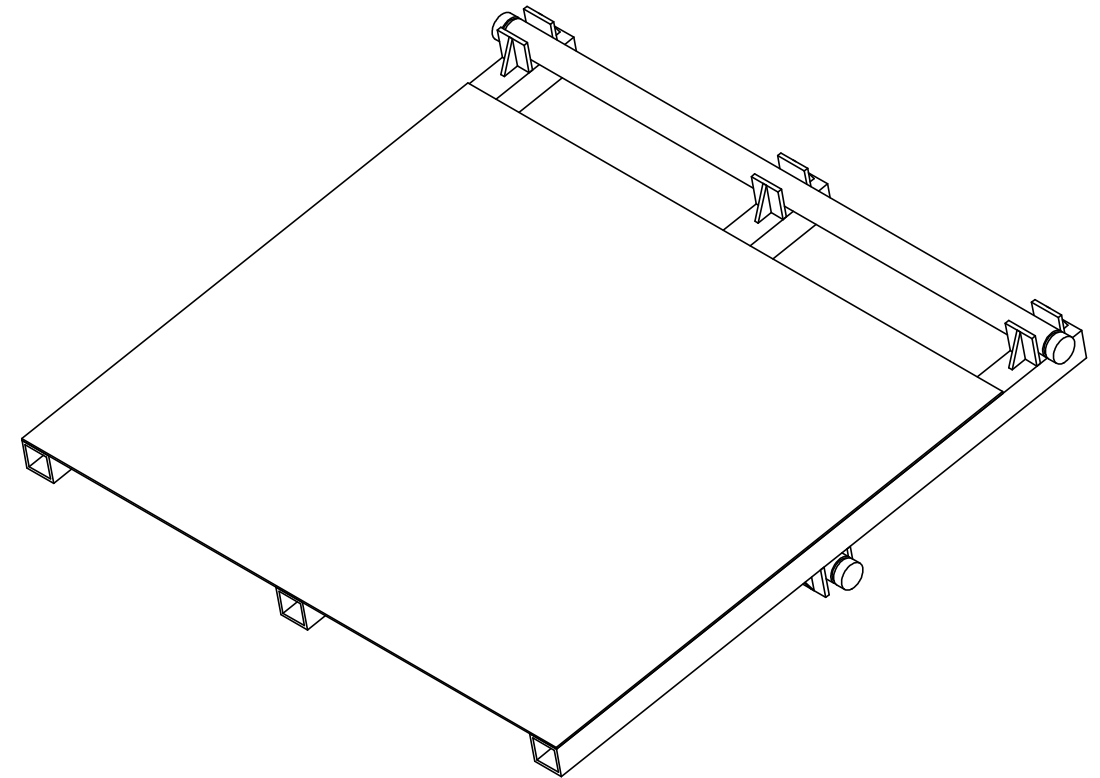
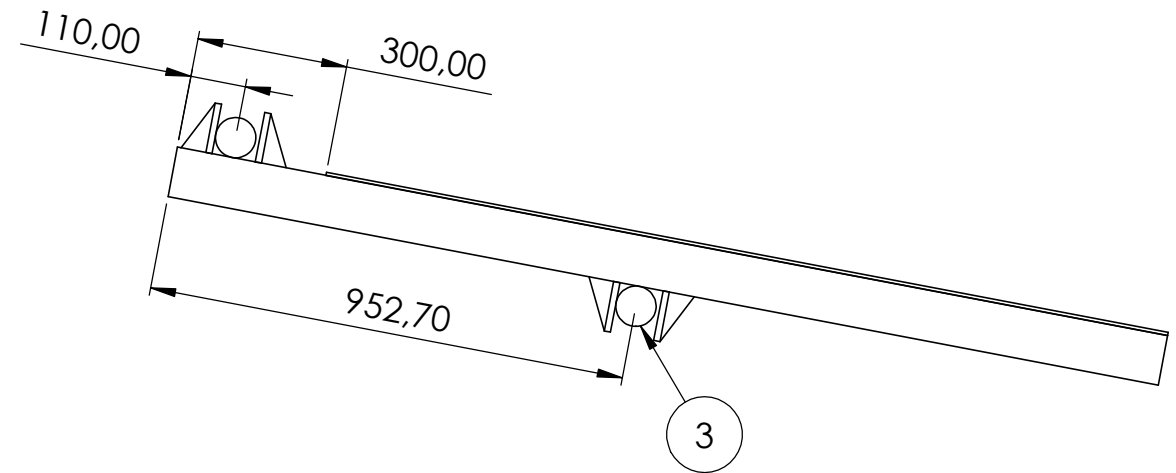
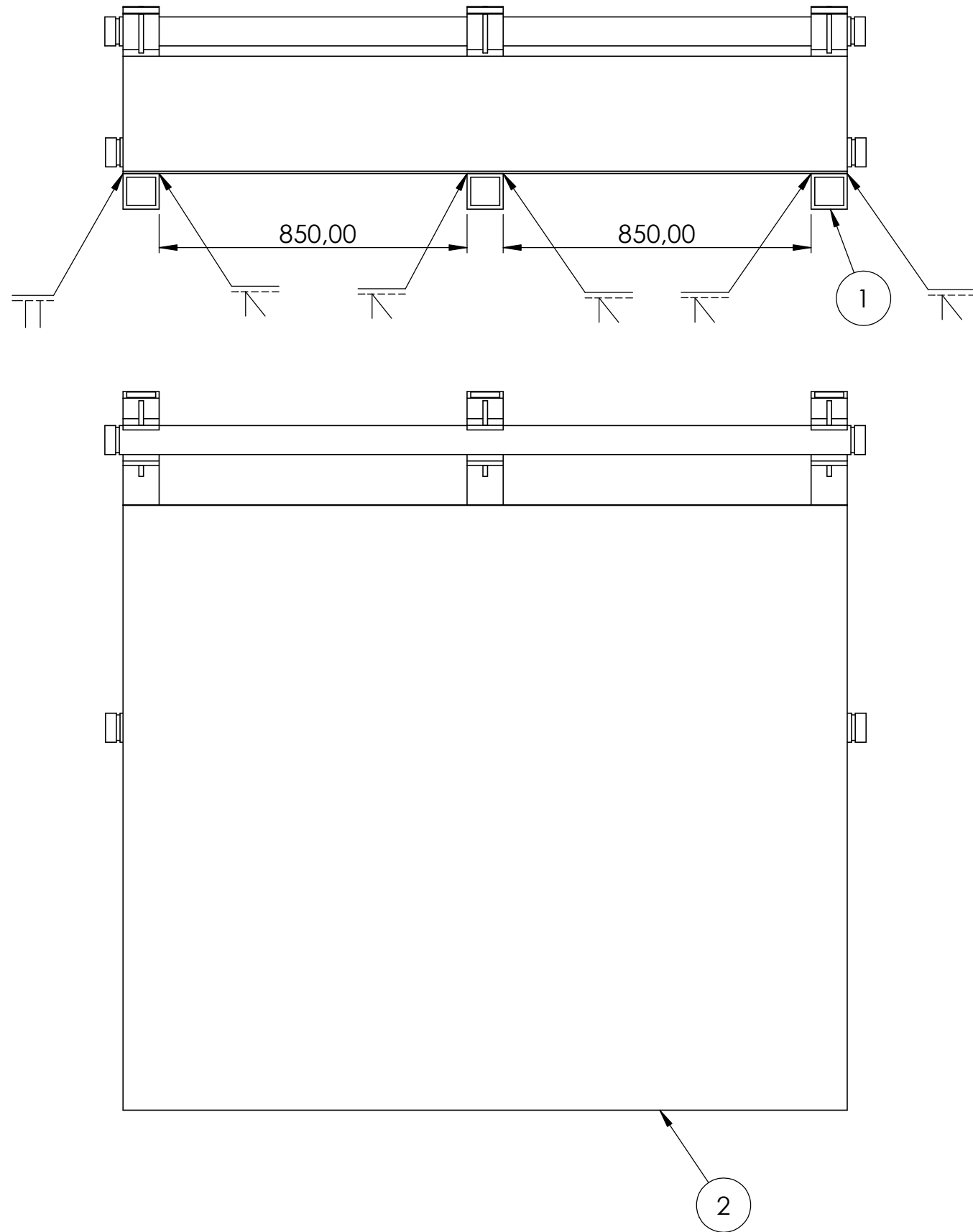
NOMBRE
BAYO
BIELSA

ESCALAS
1:40



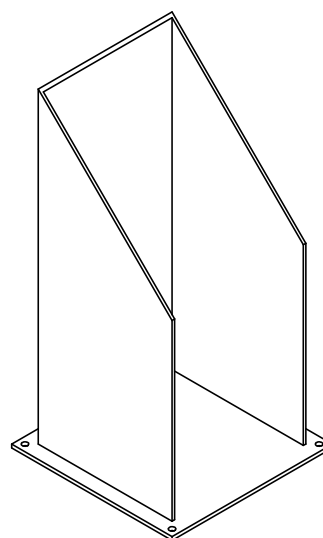
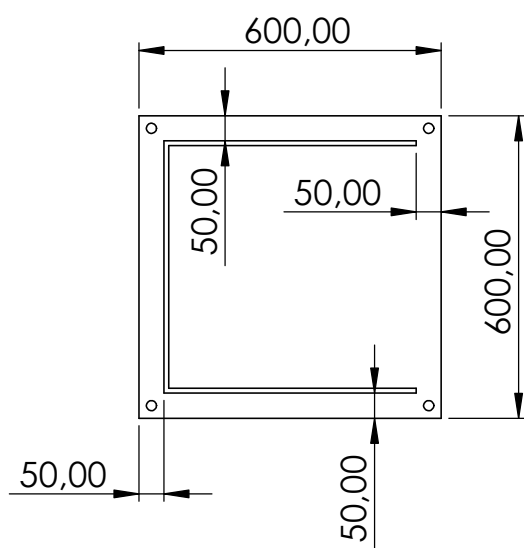
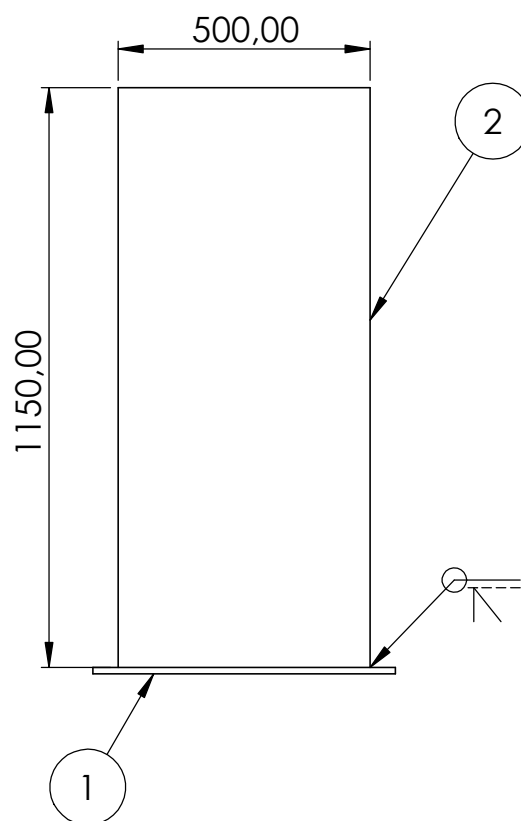
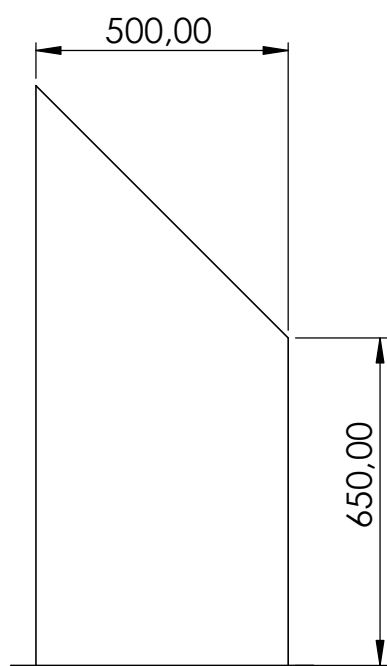
Nº

1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Perfiles de Bandeja	SECCIÓN CUADRADA 10x10x2000	3
2	Planchuela de Bandeja	VER PLANO "1-1-2"	1
3	Eje de Bandeja	VER PLANO "1-1-3"	2

DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BANDEJA	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:15		Nº 1-1
		BAYO BIELSA			



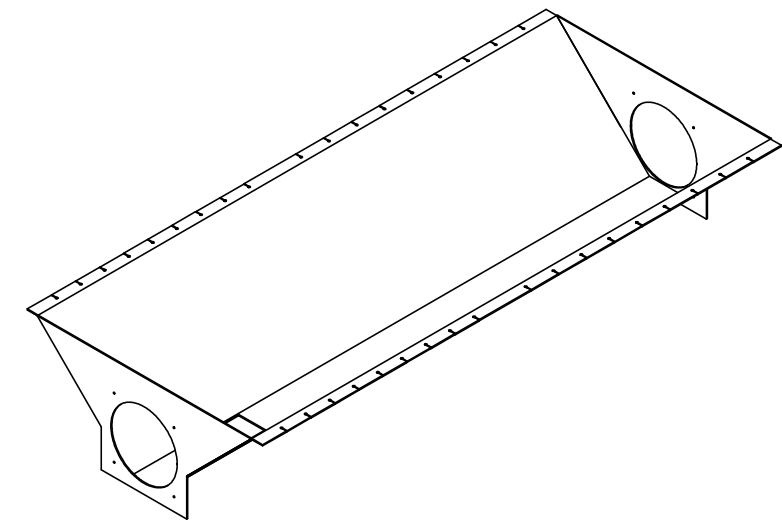
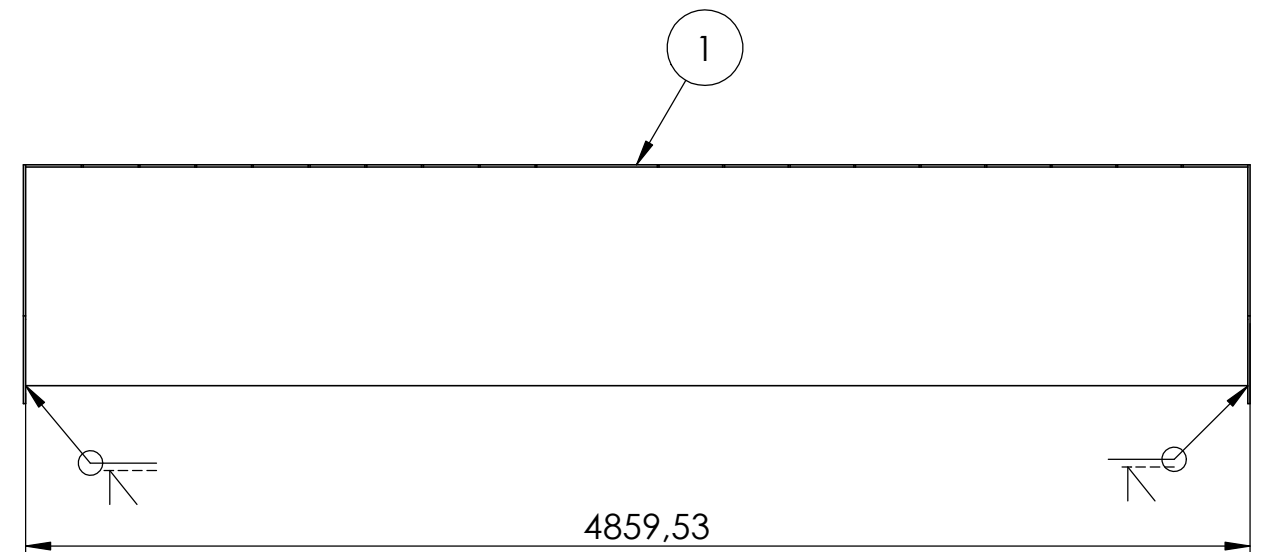
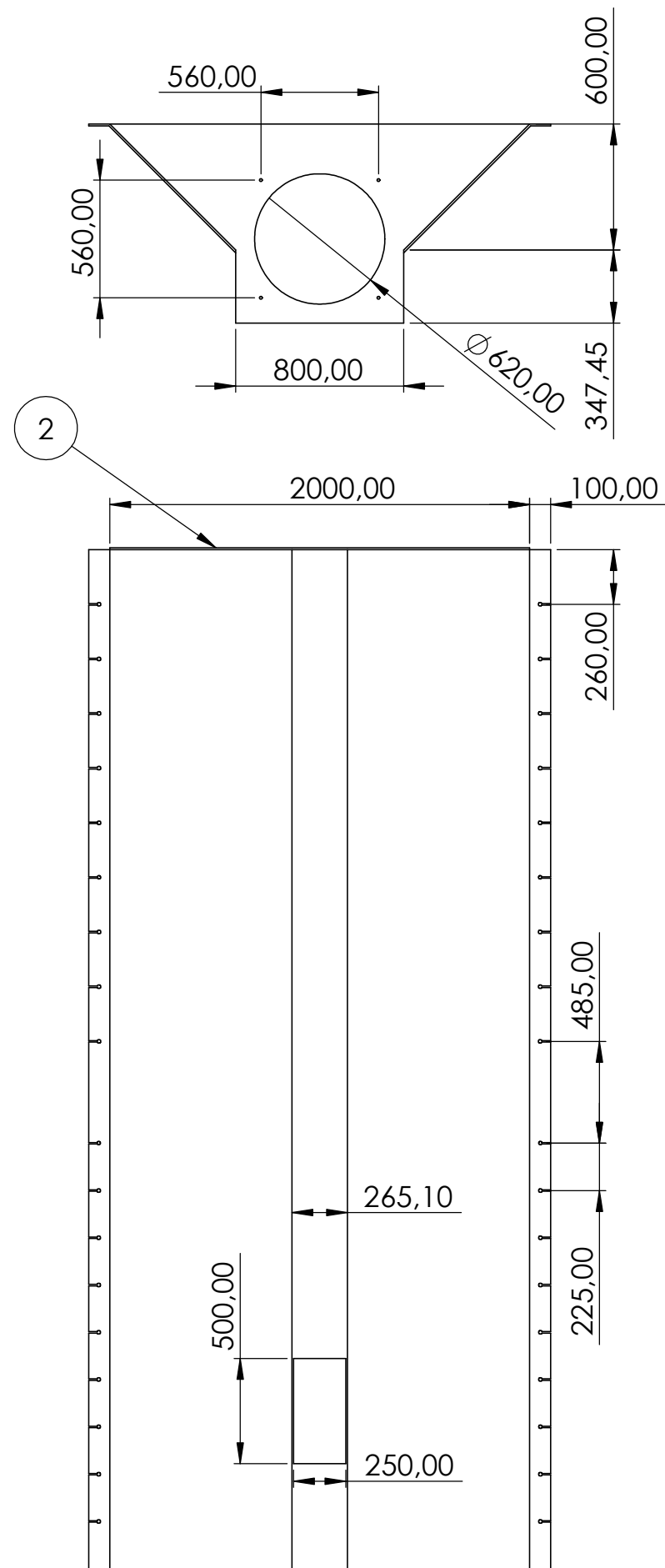
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Base de las Patas		1
2	Cuerpo de las Patas		1



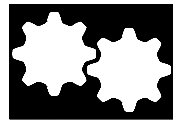
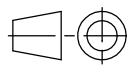
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

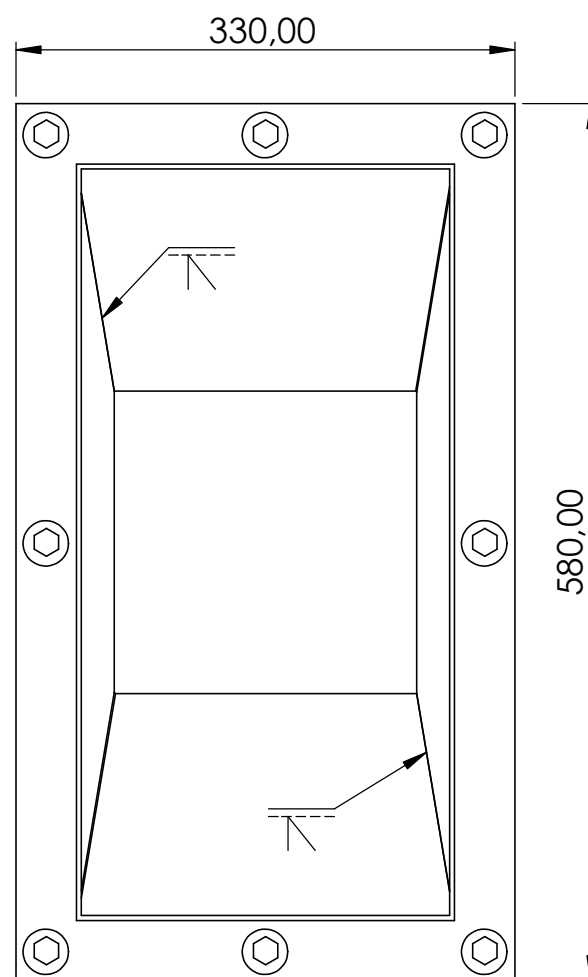
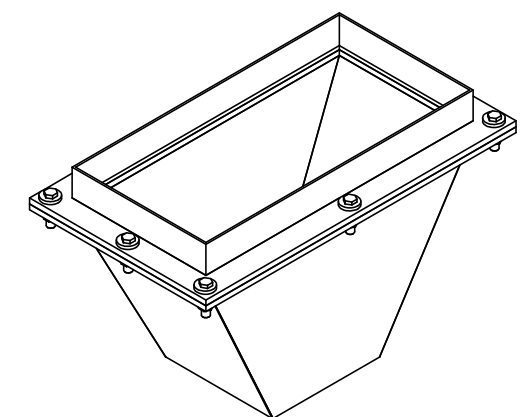
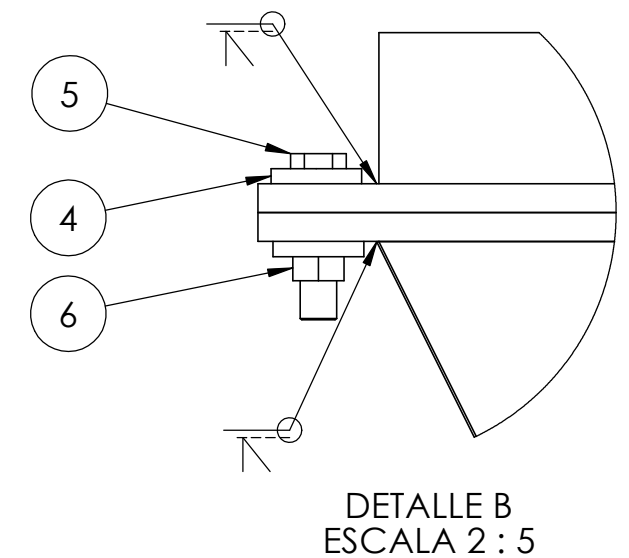
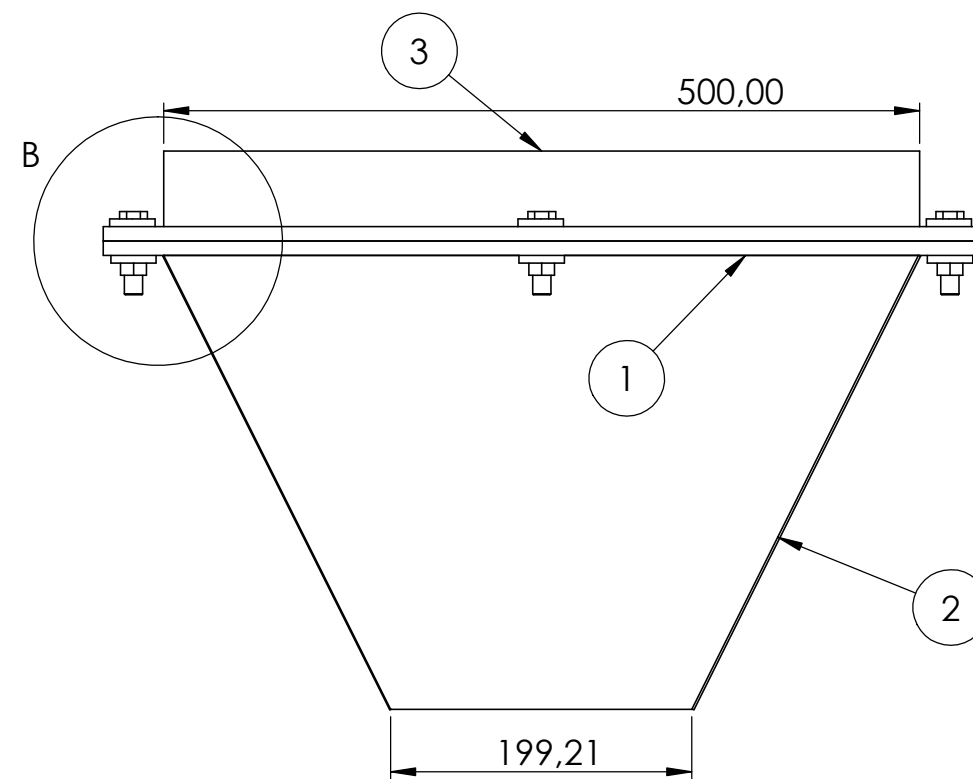
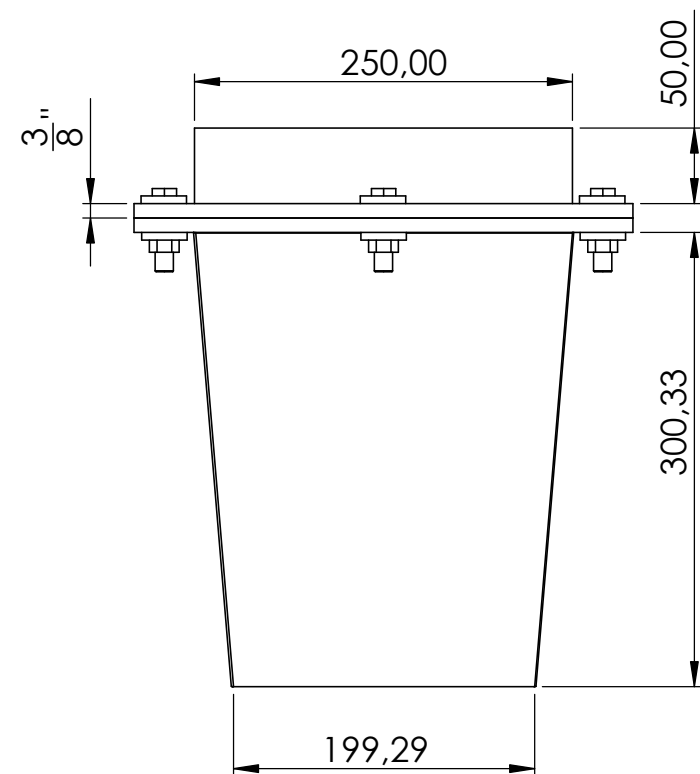
PATAS

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº	1-2
DIBUJO		BAYO	1:15			
		BIELSA				



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cuerpo del Canalón	VER PLANO "1-3-1"	1
2	Tapa del Canalón	VER PLANO "1-3-2"	2

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				Canalón del Transporte Helicoidal	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 Nº	1-3
		BAYO	1:30		
		BIELSA			



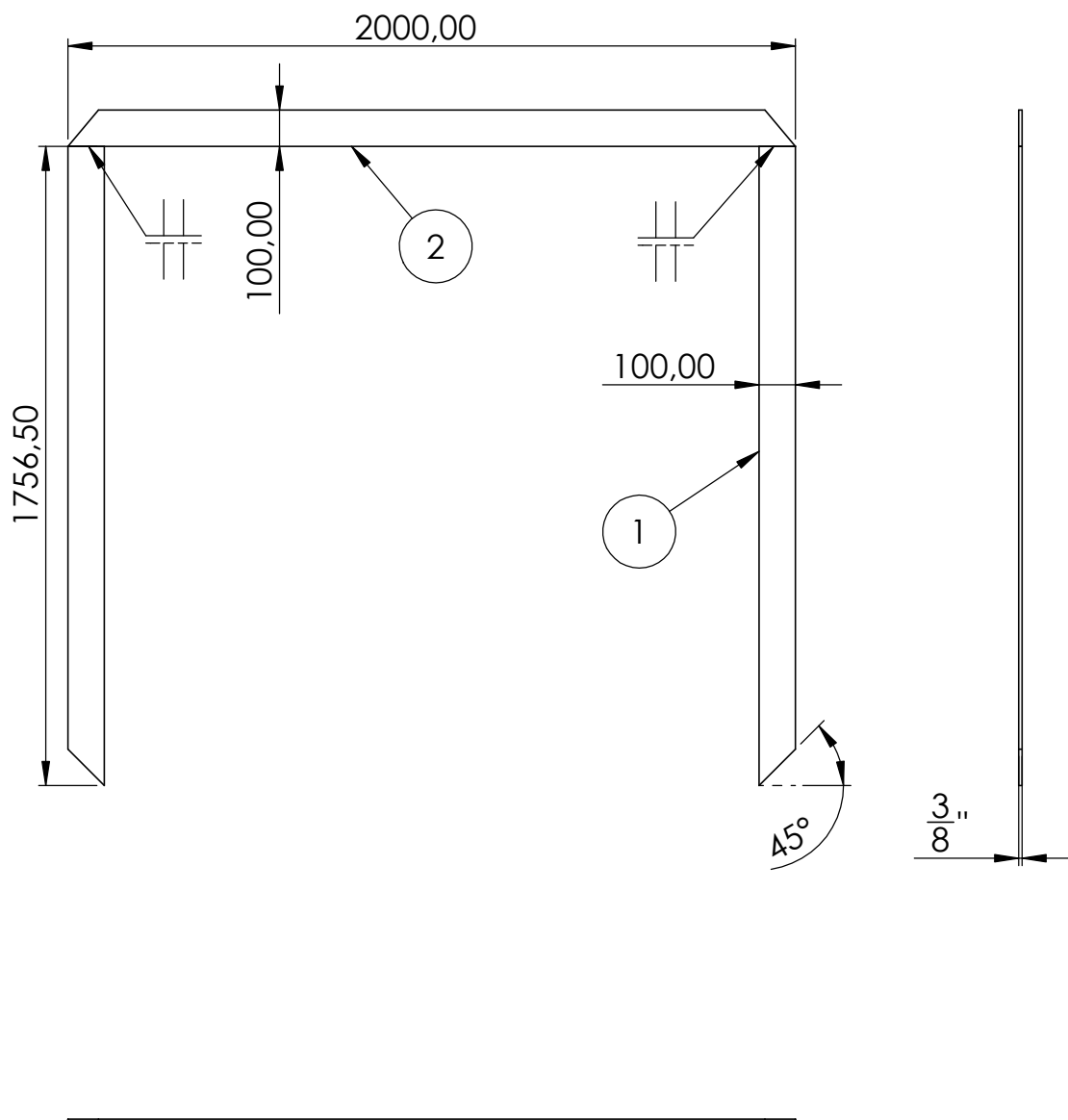
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Brida de la Tolva	VER PLANO "1-4-2"	2
2	Medio Cuerpo de la Tolva	VER PLANO "1-4-3"	2
3	Cuello de la Tolva	VER PLANO "1-4-1"	1
4	Arandela M12	-	16
5	Bulon M12	-	8
6	Tuerca M12	-	8



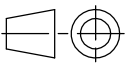
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

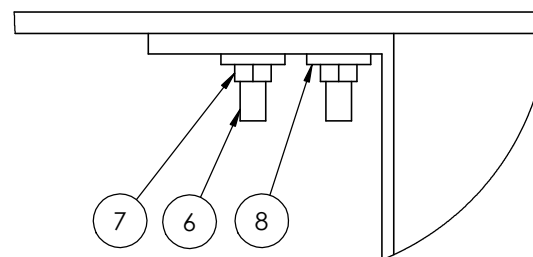
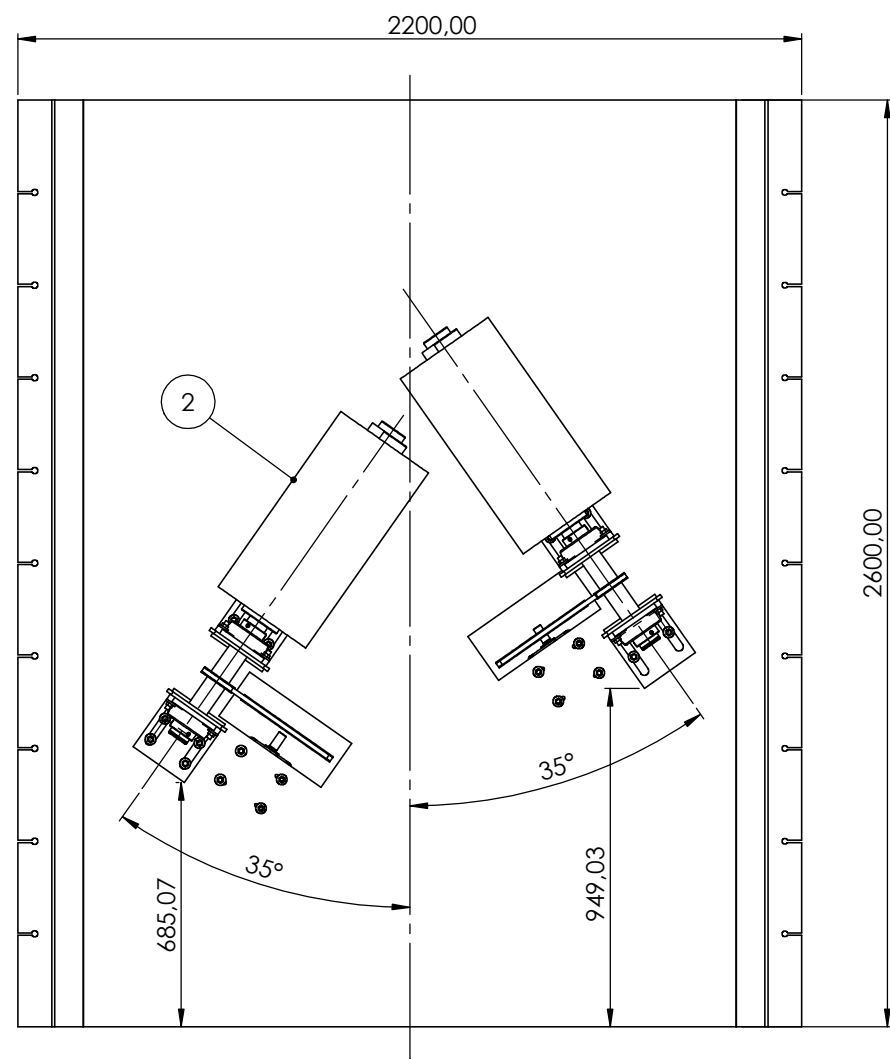
TOLVA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5		Nº	1-4
		BAYO BIELSA				

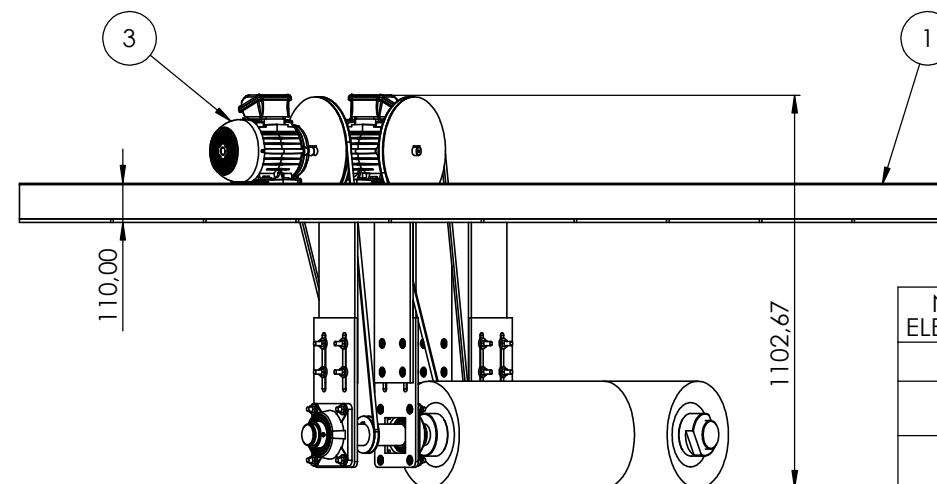
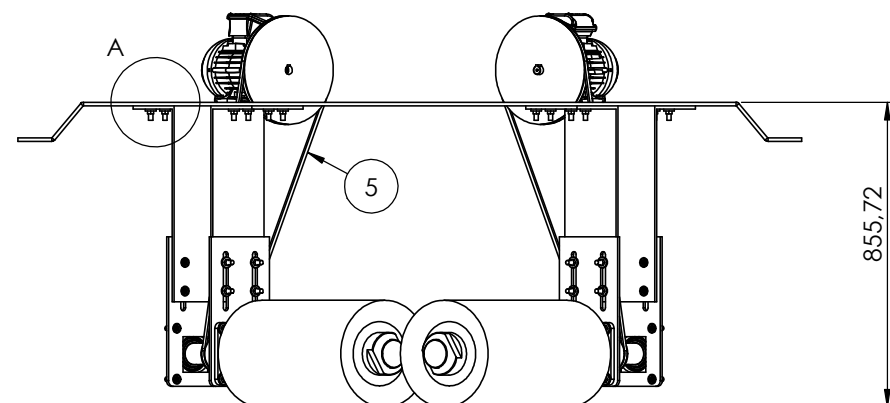
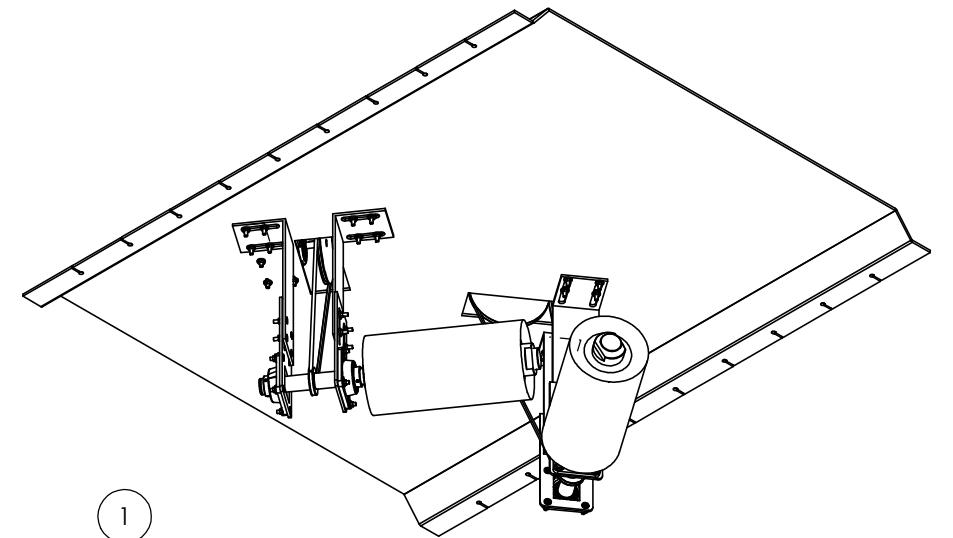
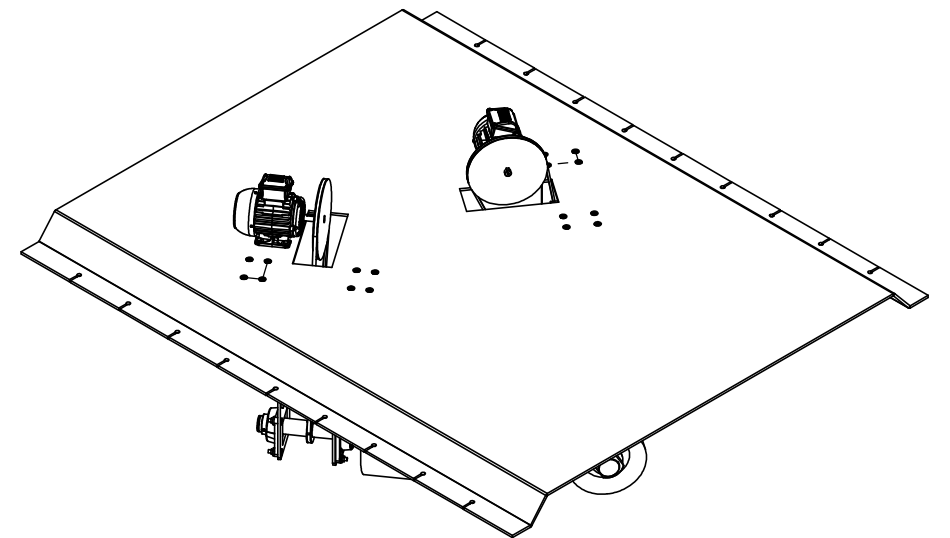


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Sección Lateral	VER PLANO "1-9-1"	2
2	Sección Superior	VER PLANO "1-9-2"	1

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		REFUERZO	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
		BAYO BIELSA	1:20
		 N°	1-9



DETALLE A
ESCALA 2 : 5



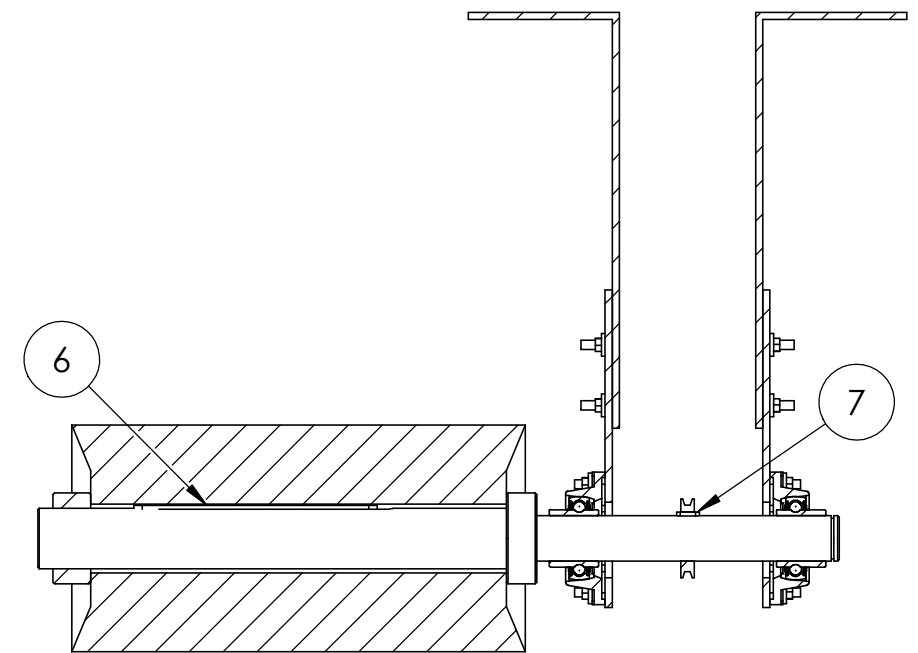
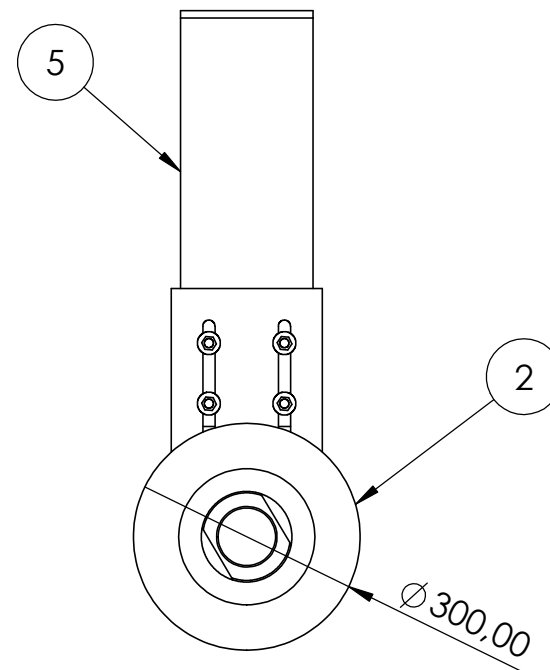
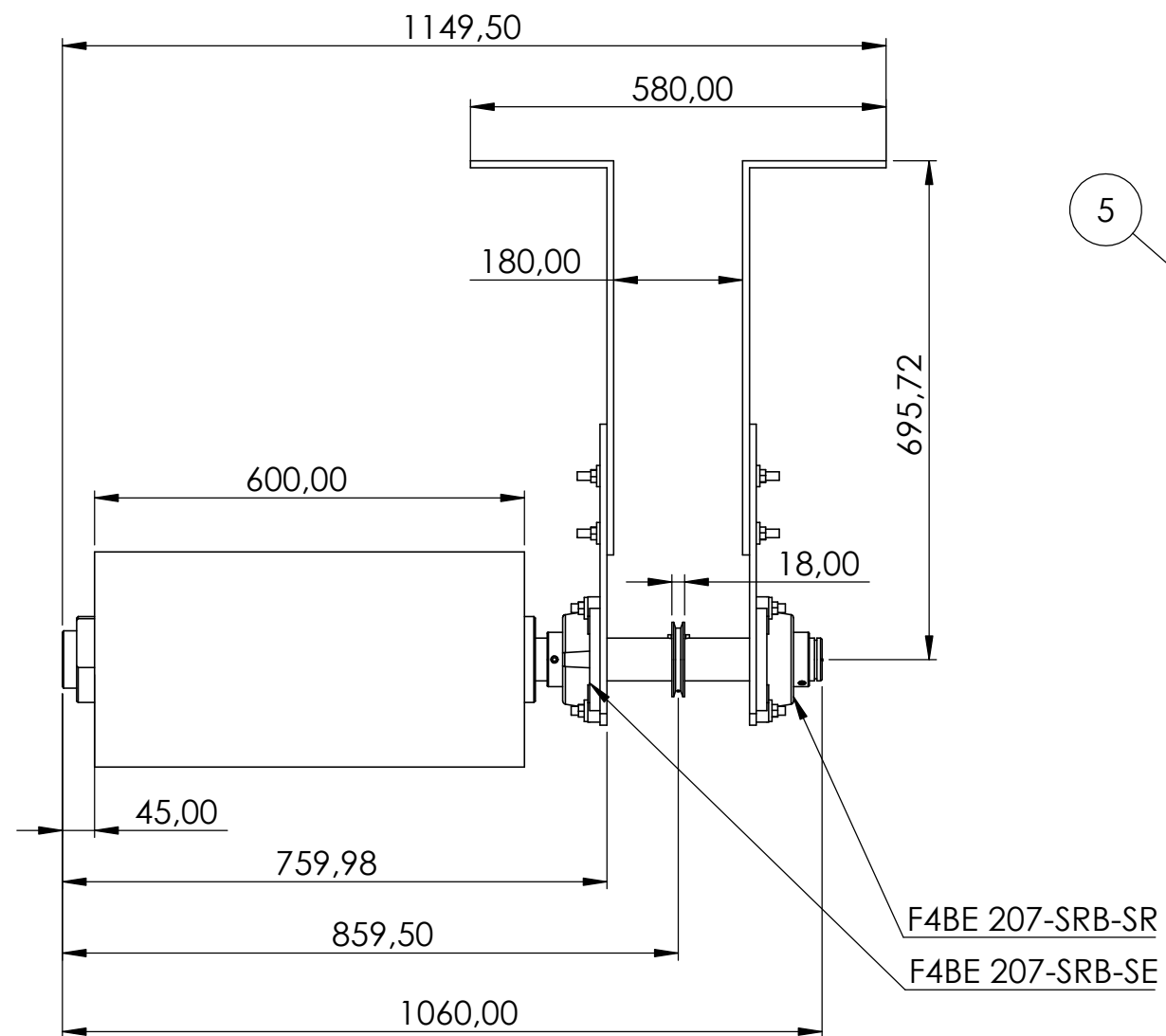
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Techo de los Cepillos	VER PLANO "2-1"	1
2	Conjunto de los Cepillos	VER PLANO "2-2"	2
3	Motor del Sistema de Limpieza	VER PLANO "2-3"	2
4	Polea de los Motores	D = 300	2
5	Correa de los Cepillos	SECCIÓN A, L=2300	2
6	Bulon M12 cabeza fresada		16
7	Tuerca M12		24
8	Arandela M12		32
9	Bulon M12		8



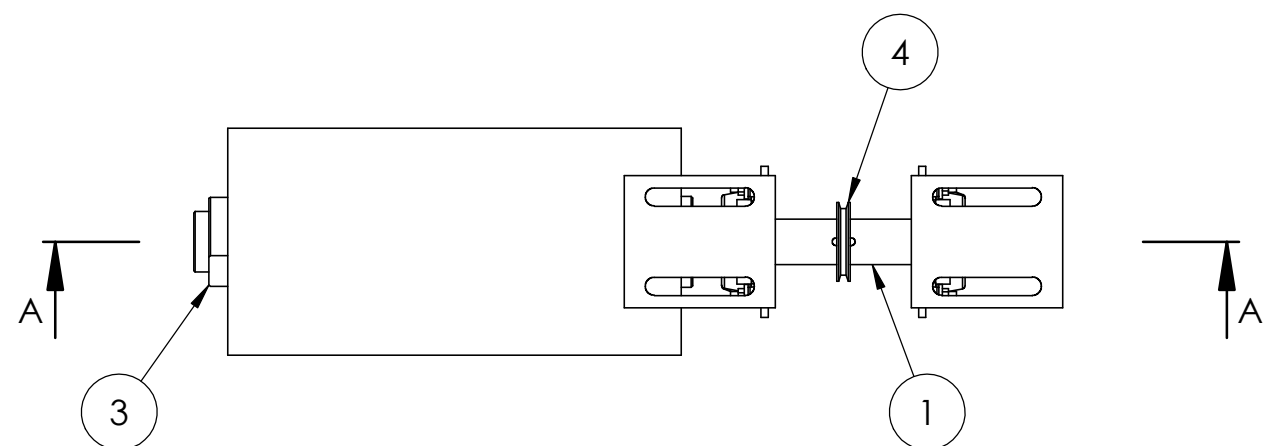
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SISTEMA DE LIMPIEZA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE BAYO BIELSA	ESCALAS 1:15	Nº	2
--------	-------	--------------------------	-----------------	----	---



SECCIÓN A-A



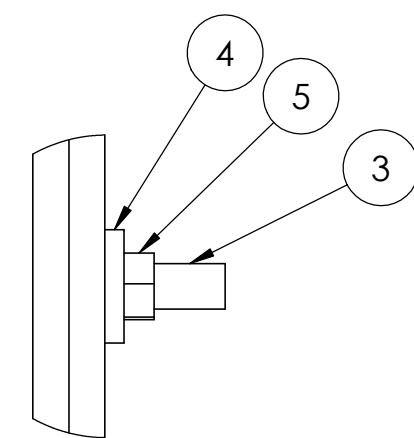
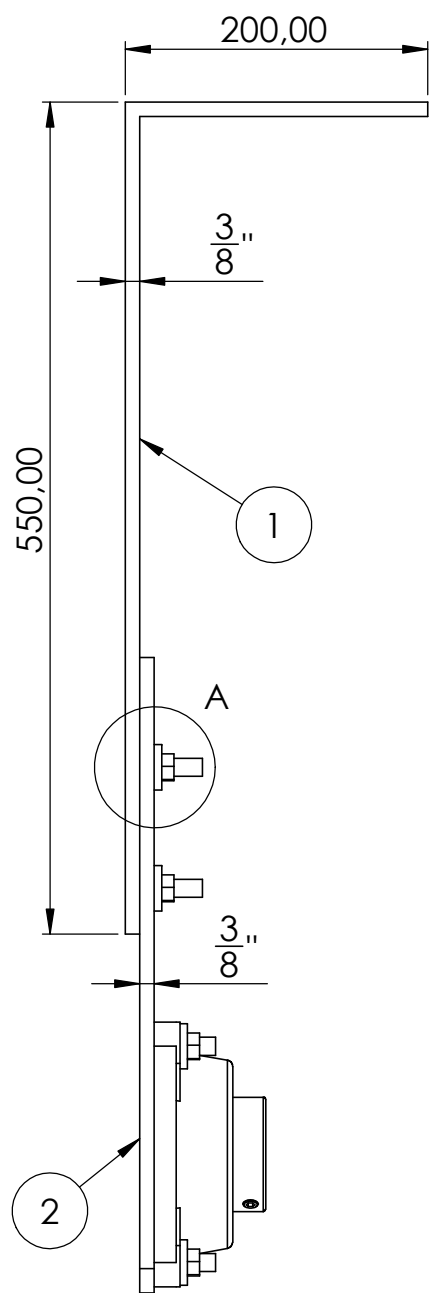
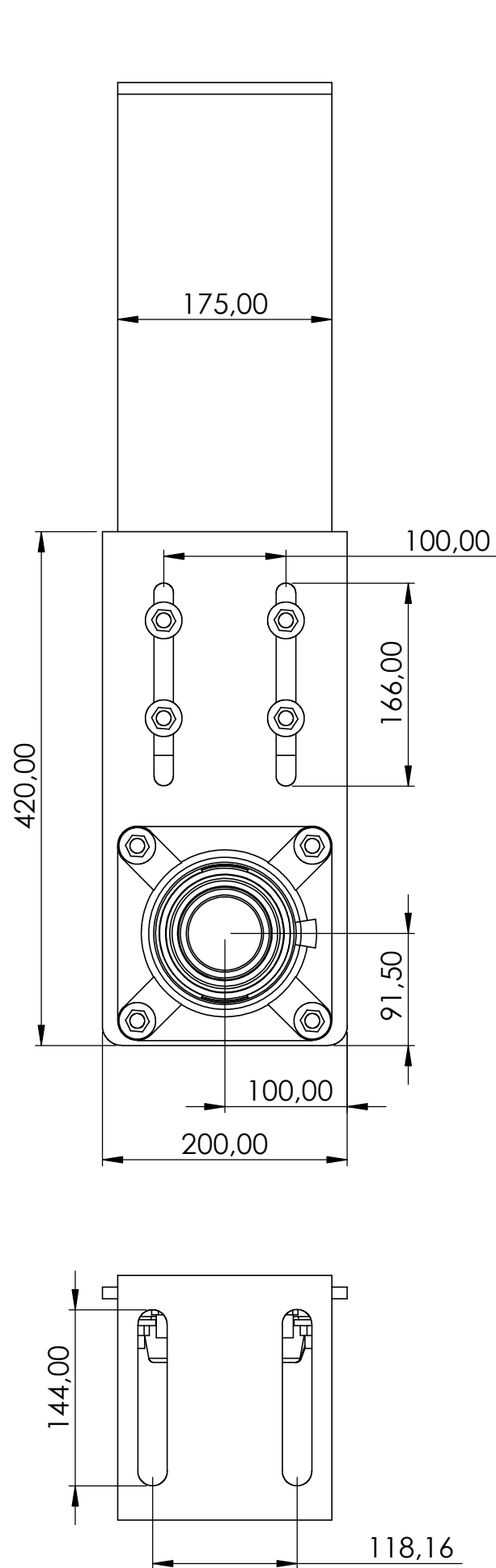
N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje de los Cepillos	VER PLANO "2-2-1"	1
2	Cepillo Giratorio	VER PLANO "2-2-2"	1
3	Tuerca de Fijación del Cepillo	VER PLANO "2-2-3"	1
4	Polea de los Cepillos	VER PLANO "2-2-4"	1
5	Soporte del Sistema de Limpieza	VER PLANO "2-2-5"	2
6	Chaveta 22x14x250	DIN 6885 A	1
7	Chaveta 10x8x30	DIN 6885 A	1



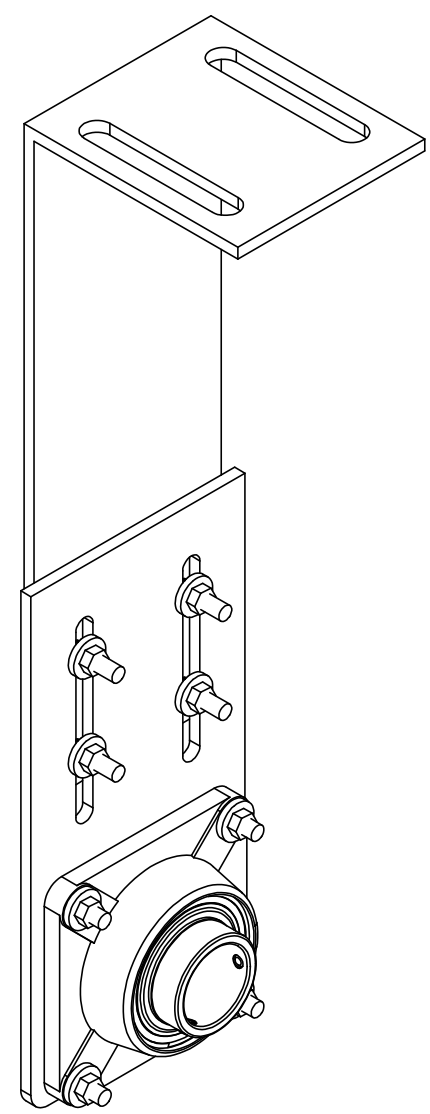
DISEÑO INDUSTRIAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

CONJUNTO DE LOS CEPILLOS

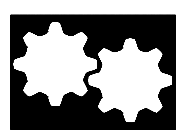
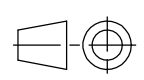
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº	
		BAYO	1:10		2-2	
		BIELSA				

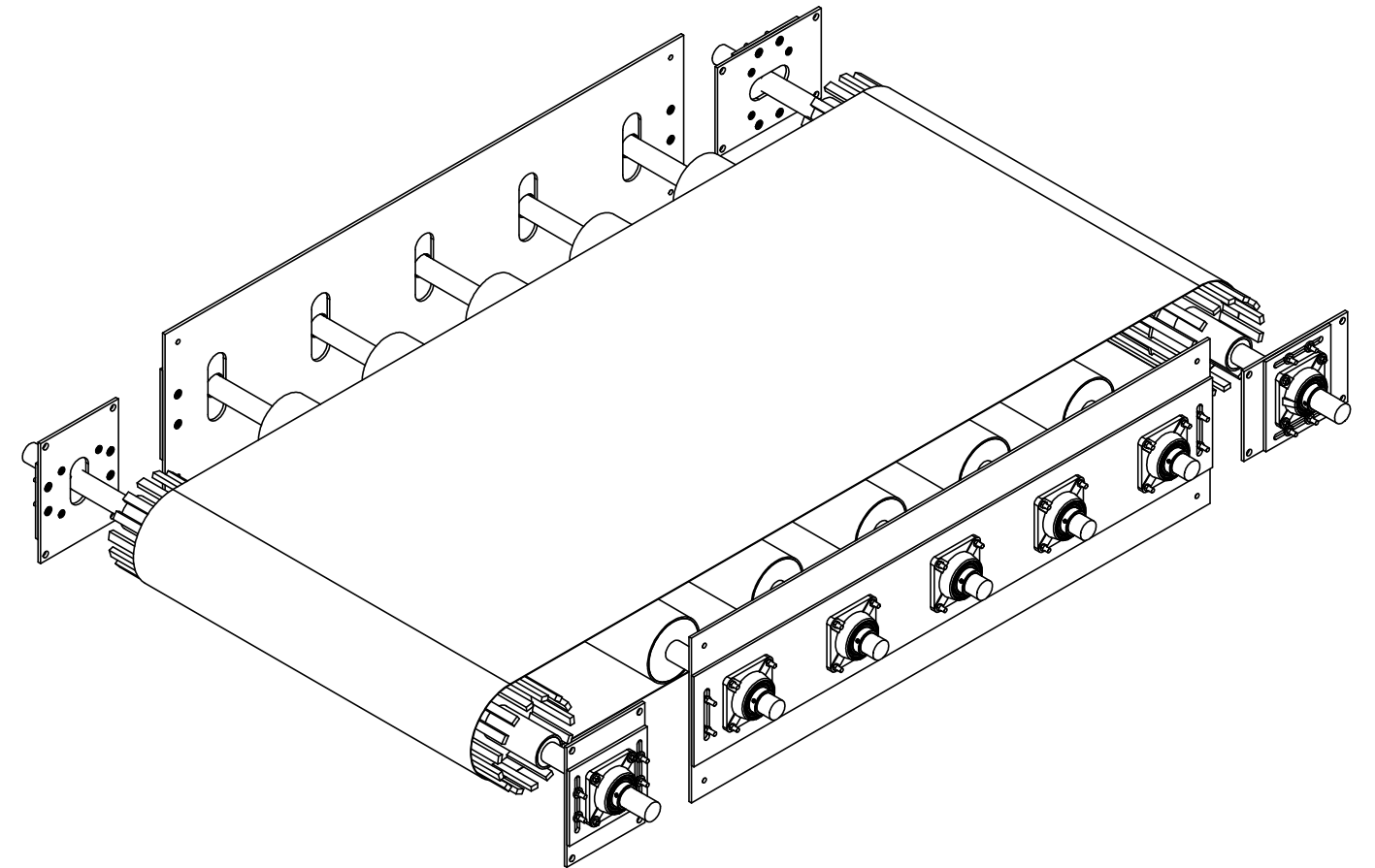
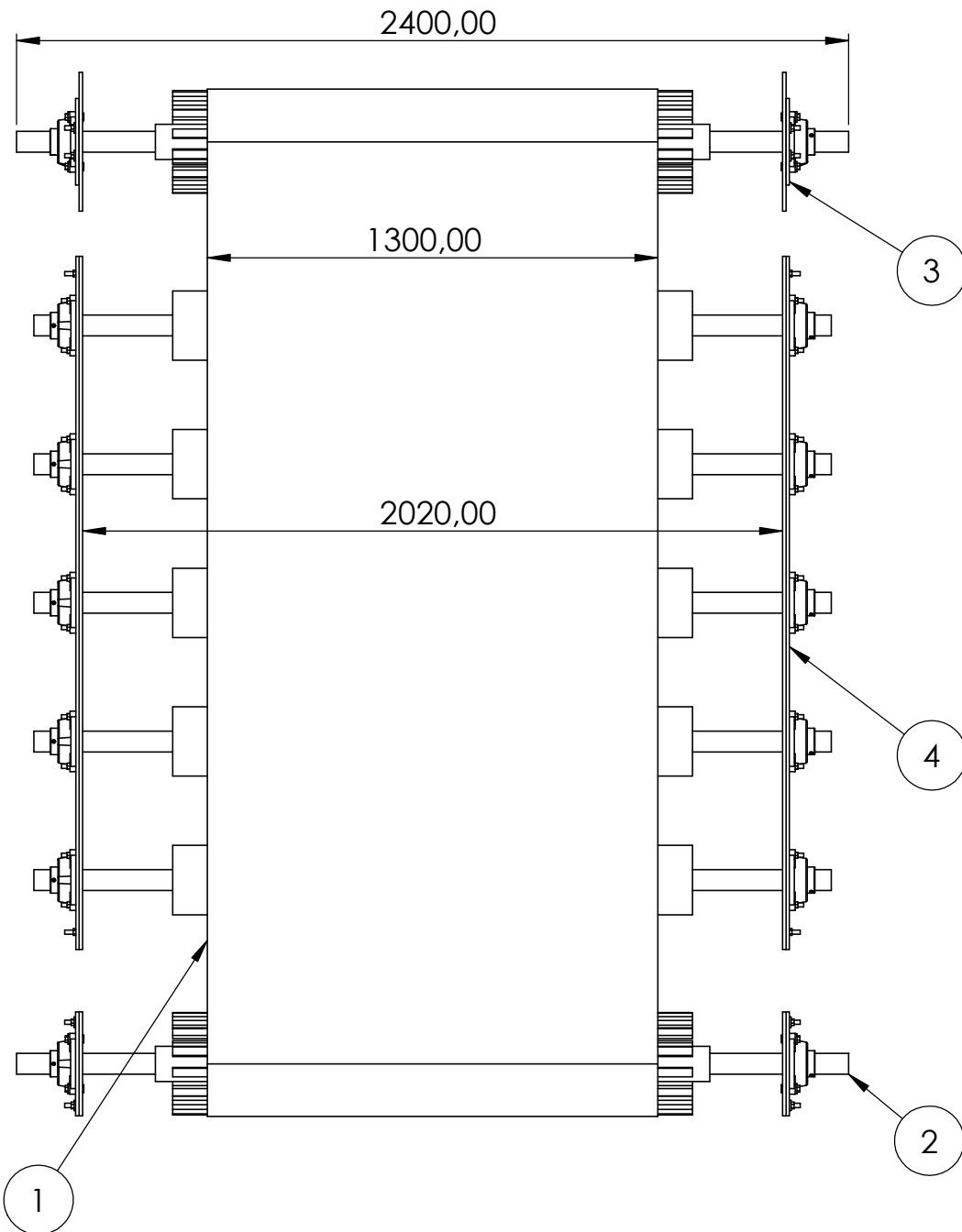
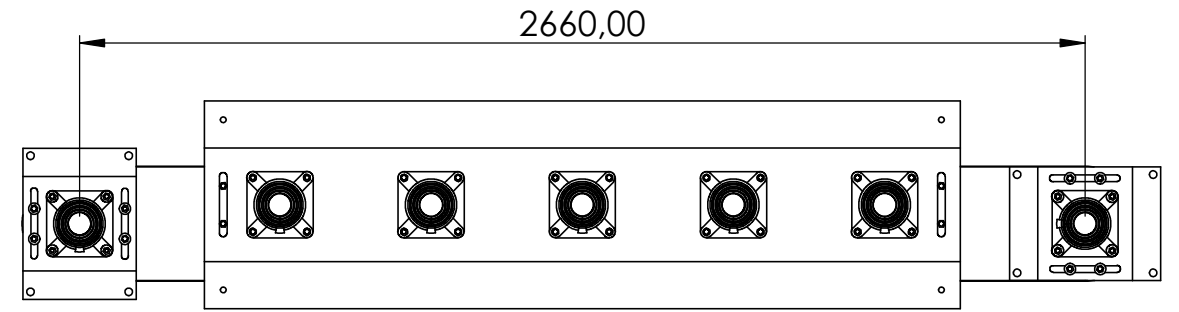
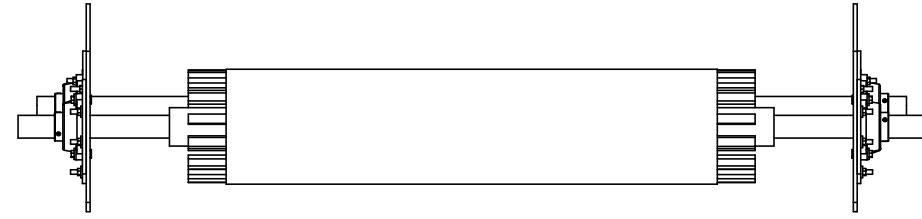


DETALLE A
ESCALA 1 : 2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Placa Fija del Sistema de Limpieza	VER PLANO "2-2-5-1"	1
2	Conjunto de Placa Móvil del Sistema de Limpieza	VER PLANO "2-2-5-2"	1
3	Bulon M12 cabeza fresada		4
4	Arandela M12		4
5	Tuerca M12		4

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE DEL SISTEMA DE LIMPIEZA	
FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	 N° 2-2-5
DIBUJO	BAYO		
	BIELSA		



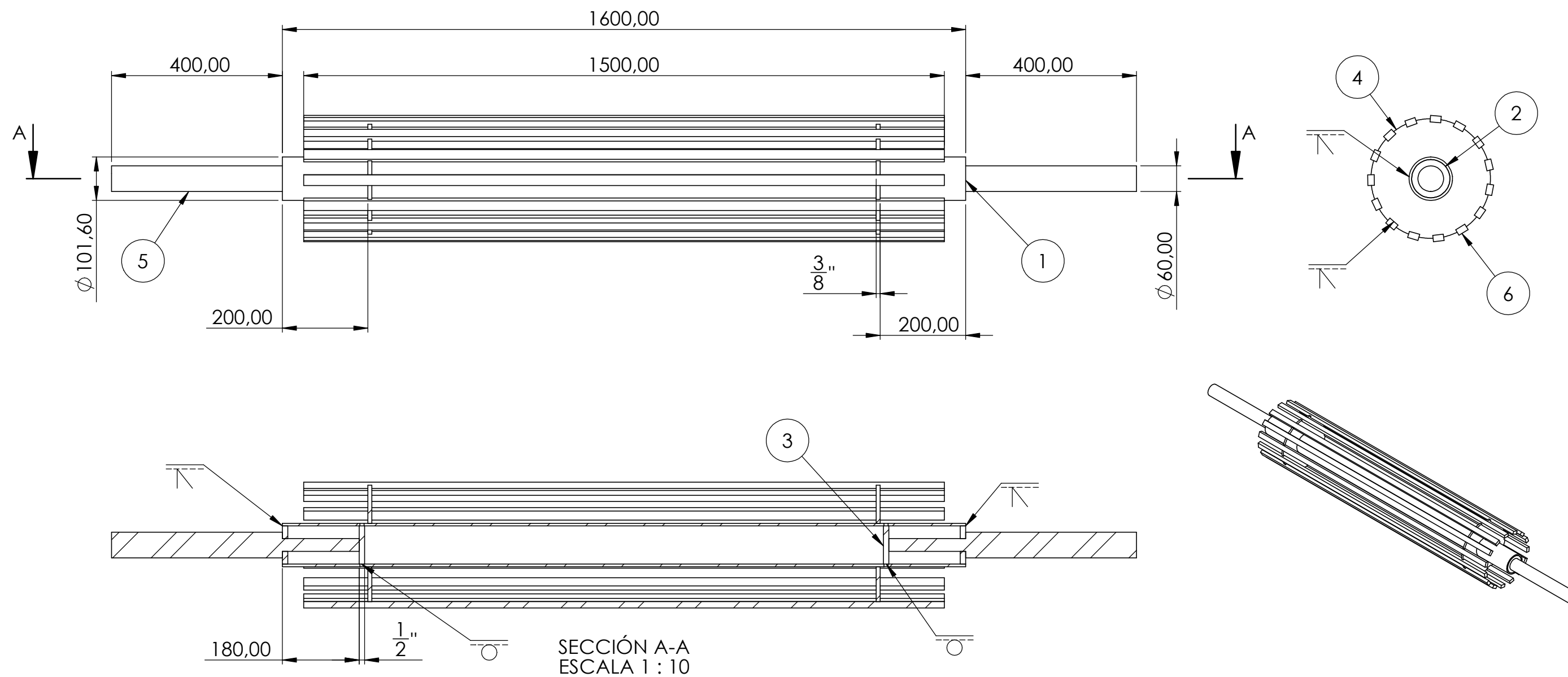
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Banda de la Cinta	VER PLANO "3-1"	1
2	Tambor de la Cinta	VER PLANO "3-2"	2
3	Soporte de Tambores	VER PLANO "3-3"	4
4	Cama de Rodillos	VER PLANO "3-4"	1



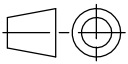
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

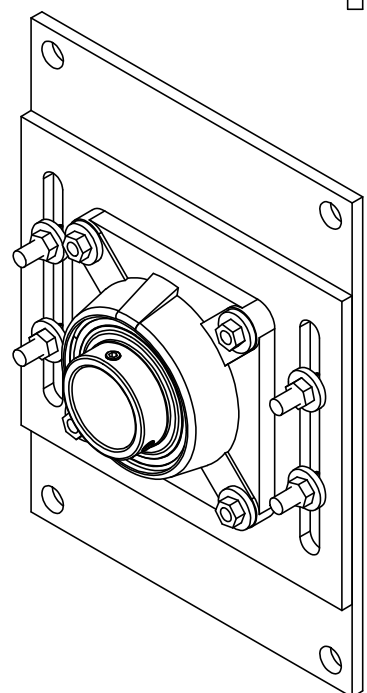
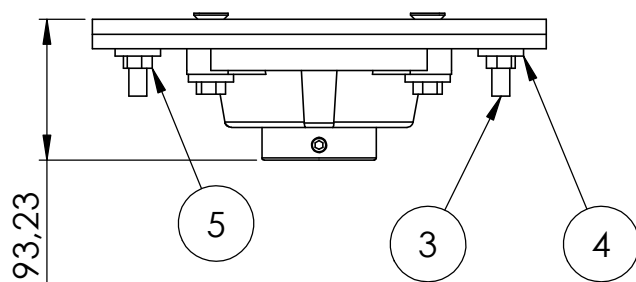
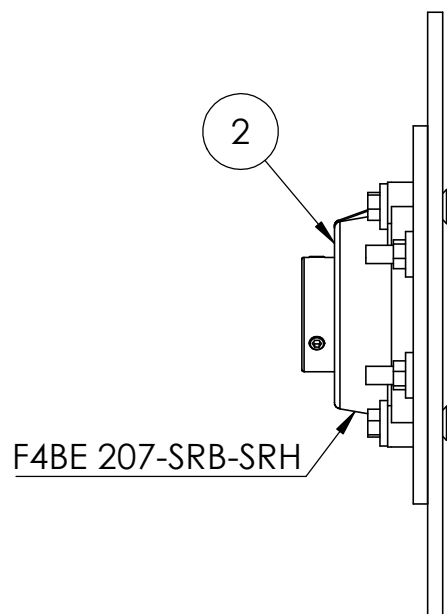
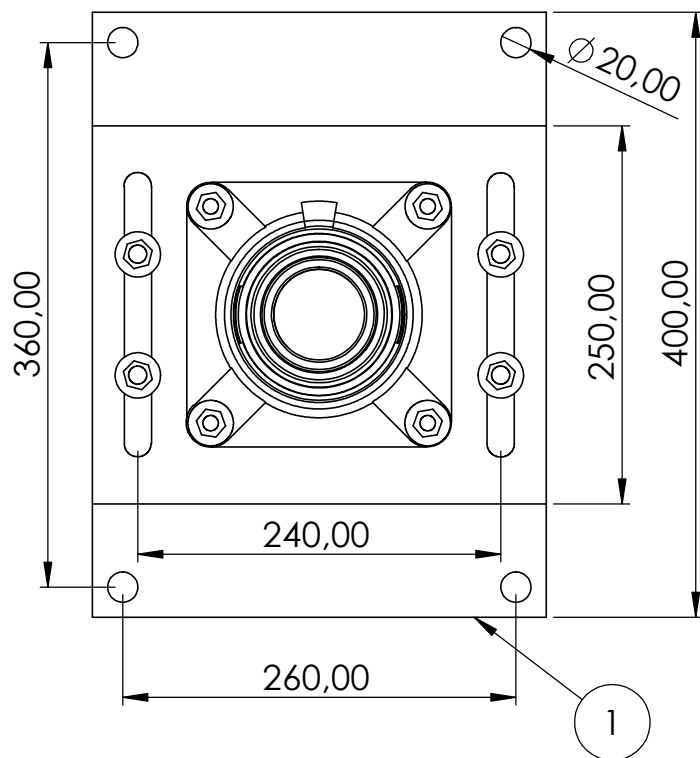
CINTA TRANSPORTADORA

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº	3
		BAYO BIELSA	1:20			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Camisa de la Cinta	VER PLANO "3-2-1"	1
2	Tapa del Rodillo	VER PLANO "3-2-2"	2
3	Aro Interno del Rodillo	VER PLANO "3-2-3"	2
4	Tapa del Tambor	VER PLANO "3-2-4"	2
5	Eje del Tambor Conducido	VER PLANO "3-2-5"	2
6	Varilla	VER PLANO "3-2-6"	15

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				TAMBOR	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº 3-2
		BAYO BIELSA	1:10		



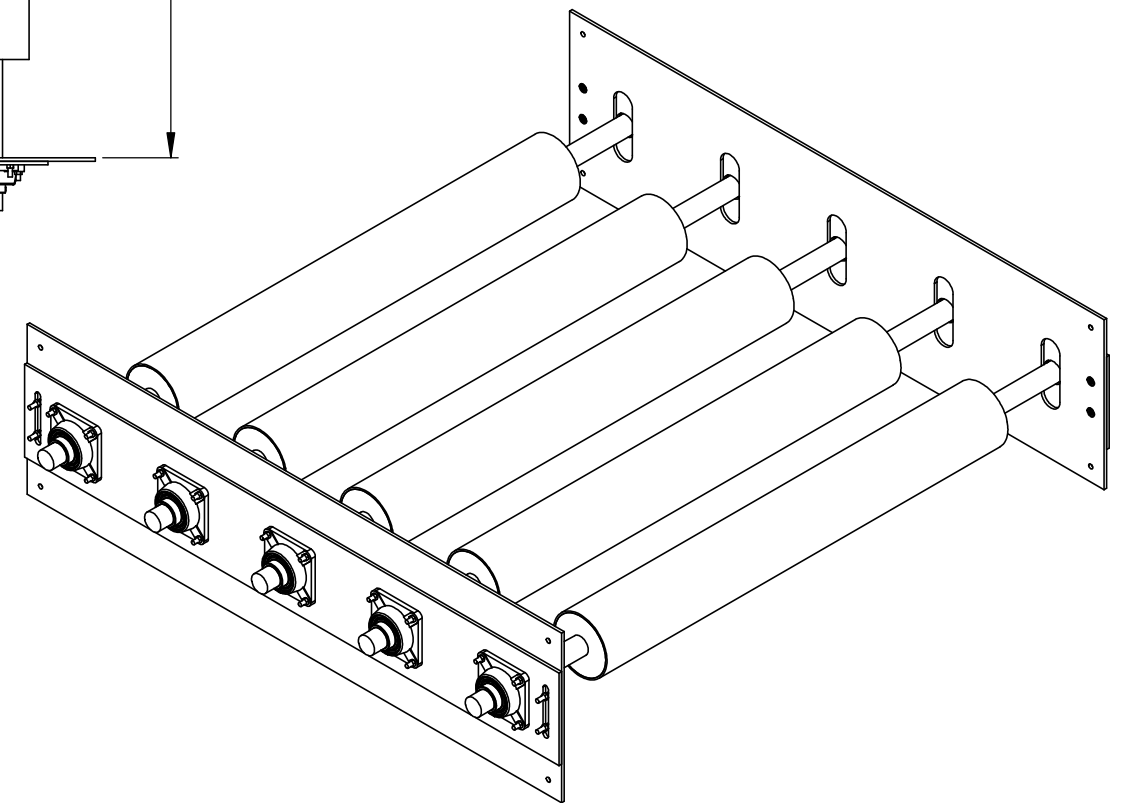
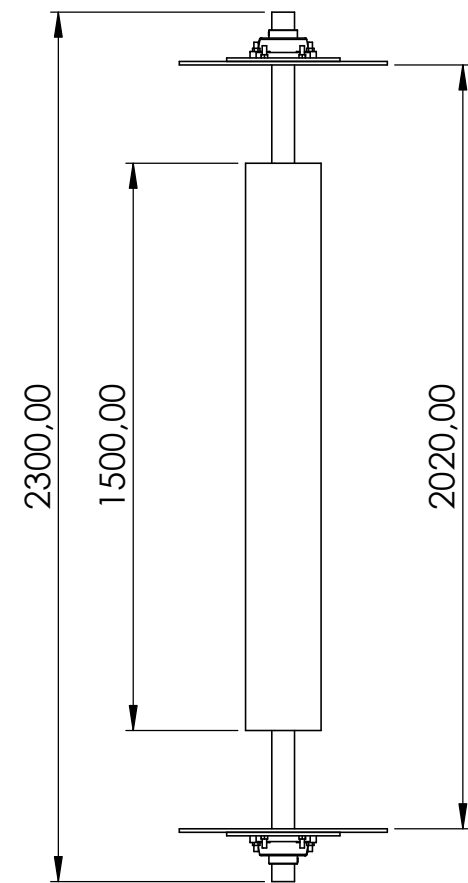
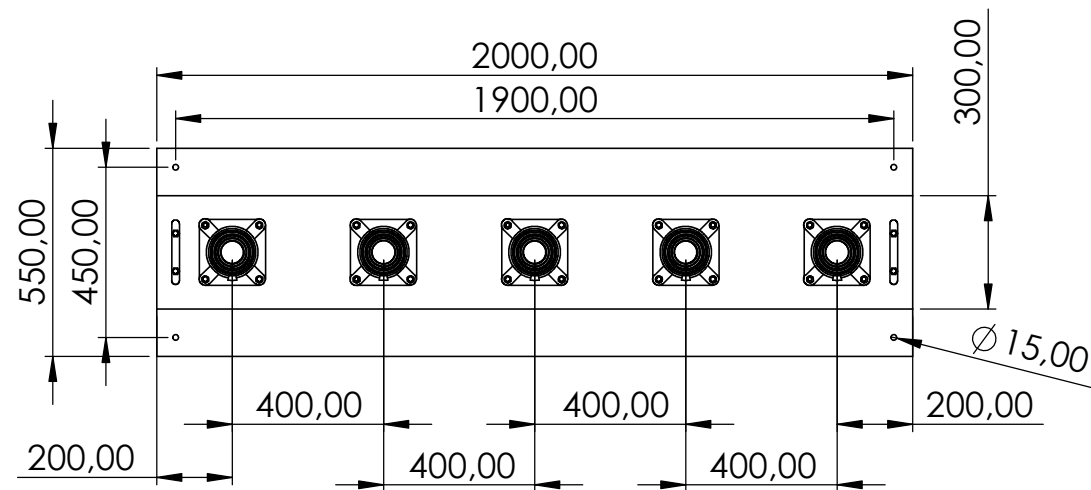
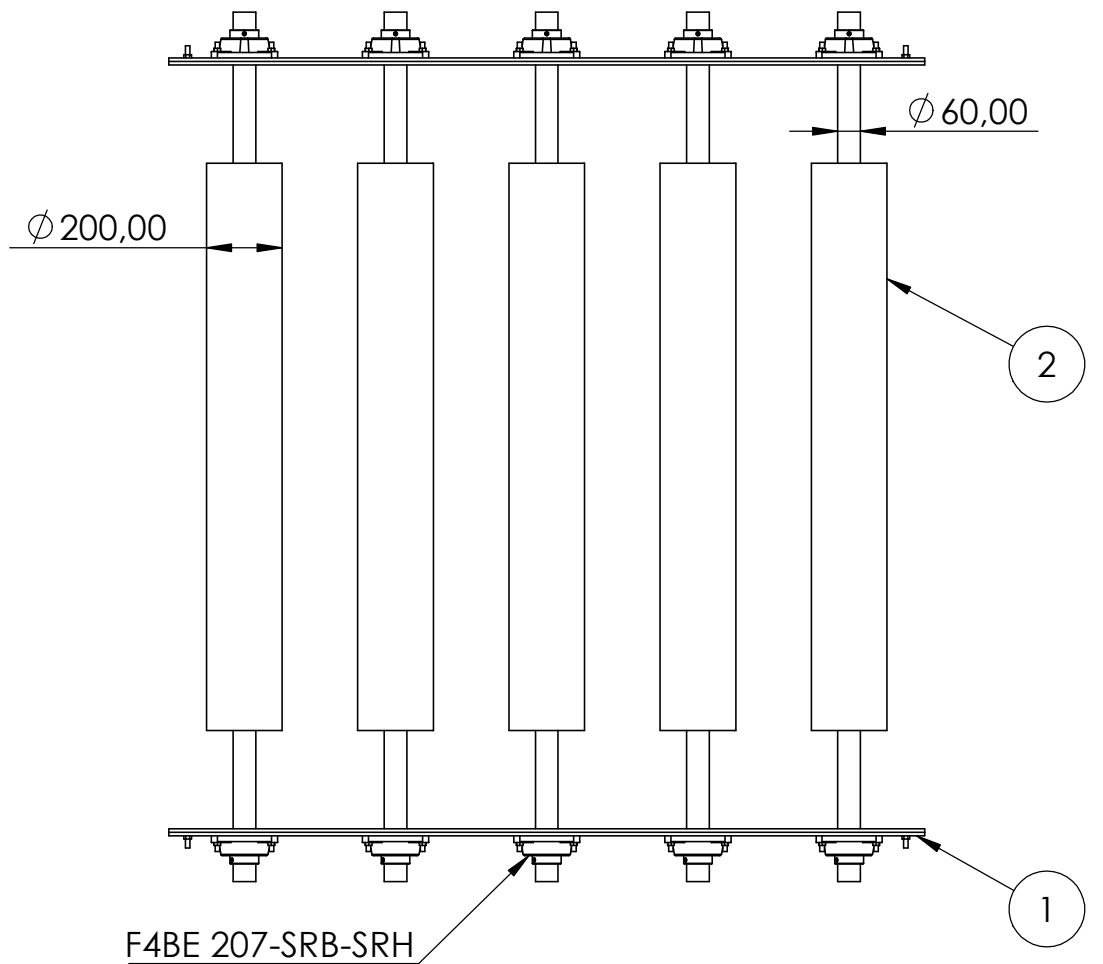
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Placa Fija de Soporte de Tambores	VER PLANO "3-3-1"	1
2	Conjunto de Placa Móvil de Soporte de Tambores	VER PLANO "3-3-2"	1
3	Bulon M12 cabeza fresada		4
4	Arandela M12		4
5	Tuerca M12		4



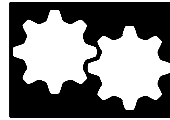
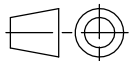
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

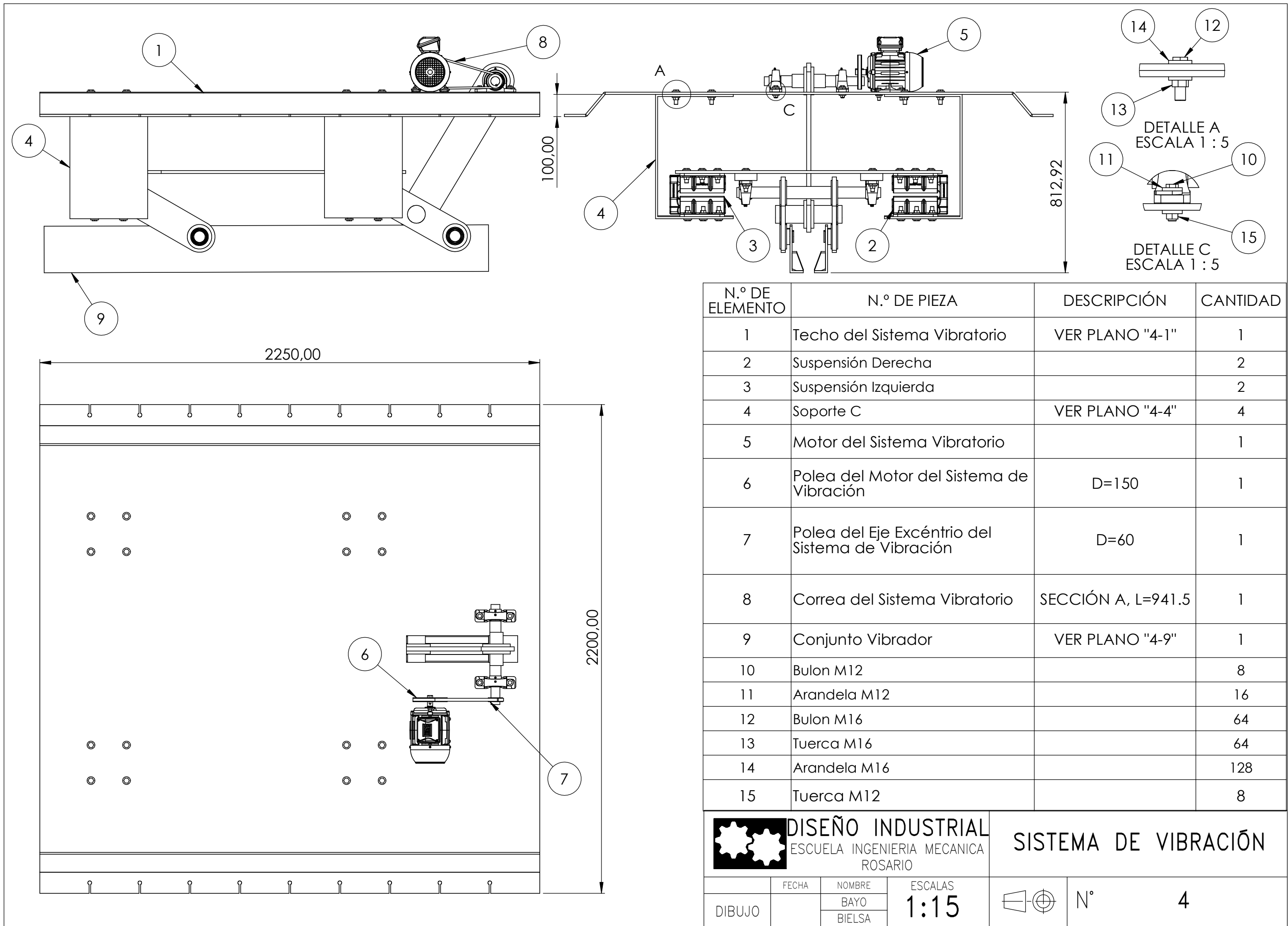
SOPORTE DE LOS TAMBORES

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº	3-3
DIBUJO		BAYO BIELSA	1:5			

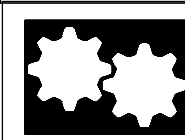


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Soporte Quintuple	VER PLANO "3-4-1"	2
2	Rodillo	VER PLANO "3-4-2"	5

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CAMA DE RODILLOS		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N°	3-4	
		BAYO BIELSA	1:20			



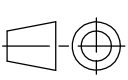
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Techo del Sistema Vibratorio	VER PLANO "4-1"	1
2	Suspensión Derecha		2
3	Suspensión Izquierda		2
4	Soporte C	VER PLANO "4-4"	4
5	Motor del Sistema Vibratorio		1
6	Polea del Motor del Sistema de Vibración	D=150	1
7	Polea del Eje Excéntrico del Sistema de Vibración	D=60	1
8	Correa del Sistema Vibratorio	SECCIÓN A, L=941.5	1
9	Conjunto Vibrador	VER PLANO "4-9"	1
10	Bulon M12		8
11	Arandela M12		16
12	Bulon M16		64
13	Tuerca M16		64
14	Arandela M16		128
15	Tuerca M12		8

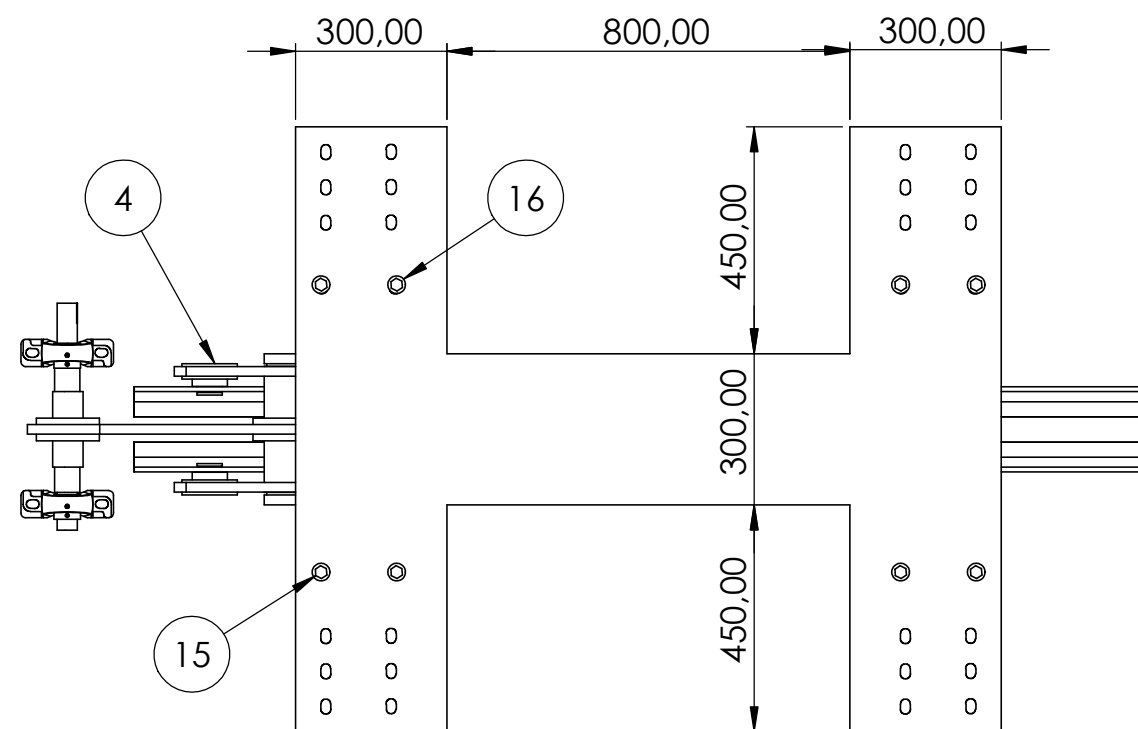
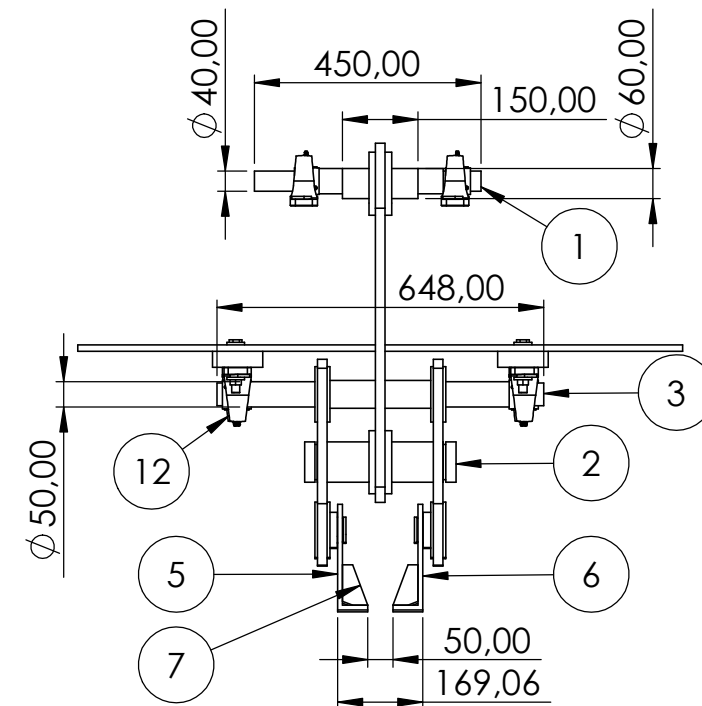
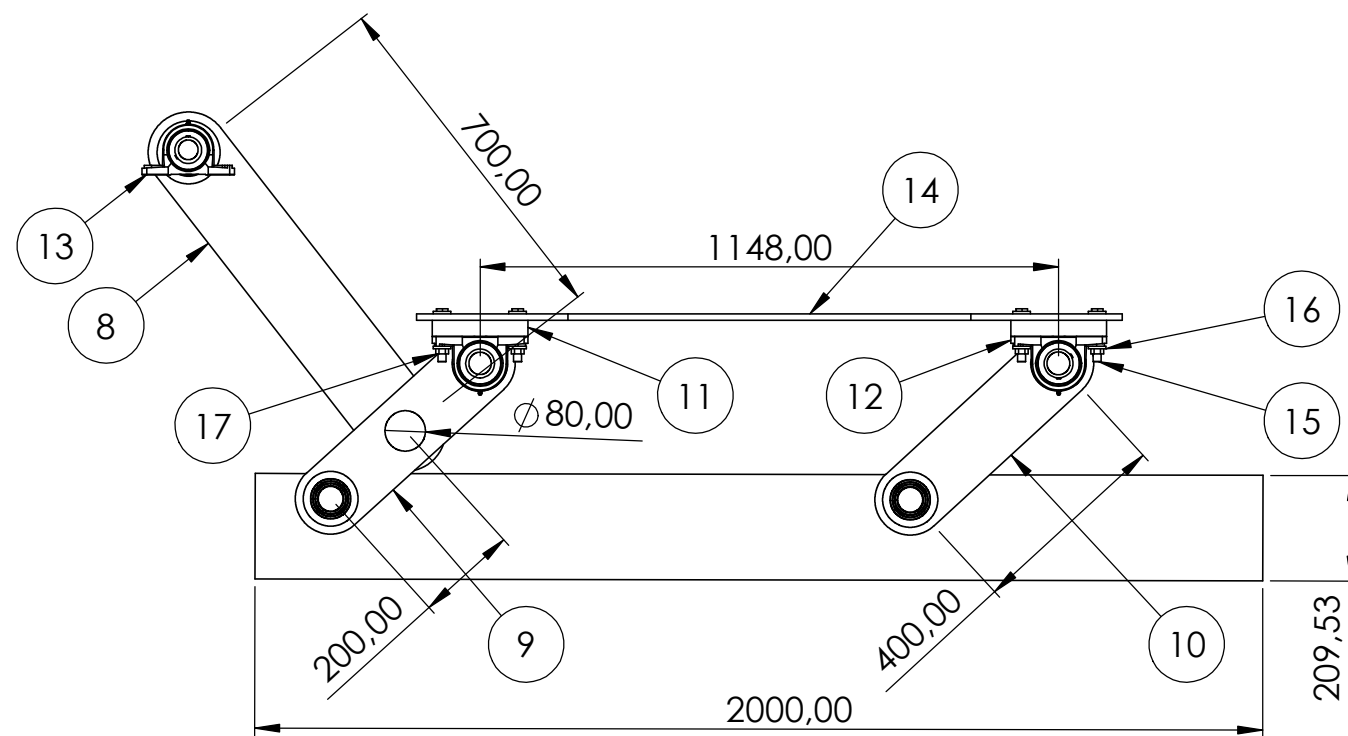


DISEÑO INDUSTRIAL

ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SISTEMA DE VIBRACIÓN

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:15		N°	4
		BAYO				
		BIELSA				



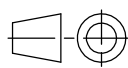
N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
12	Unidad UCP209		4
13	Unidad UCP208		2
14	Soporte H	VER PLANO "4-8-14"	1
15	Bulon M16		8
16	Arandela M16		16
17	Tuerca M16		8

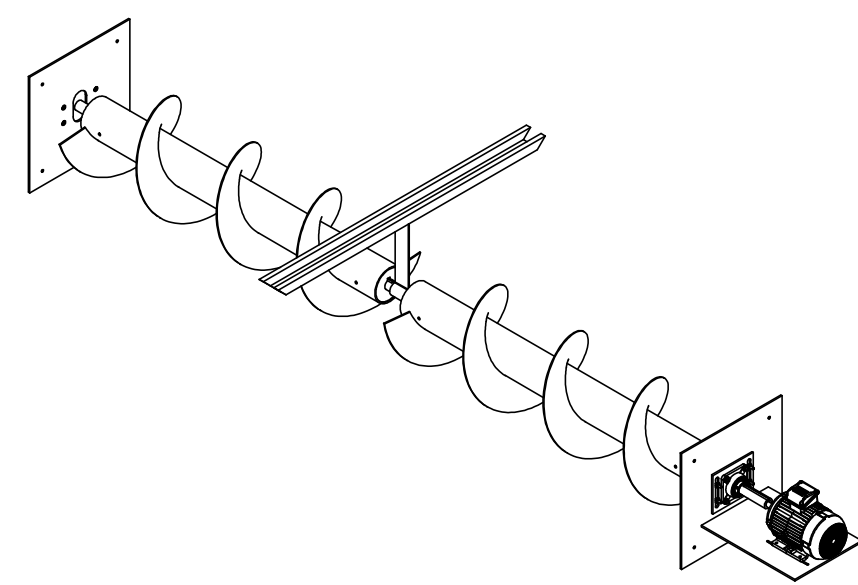
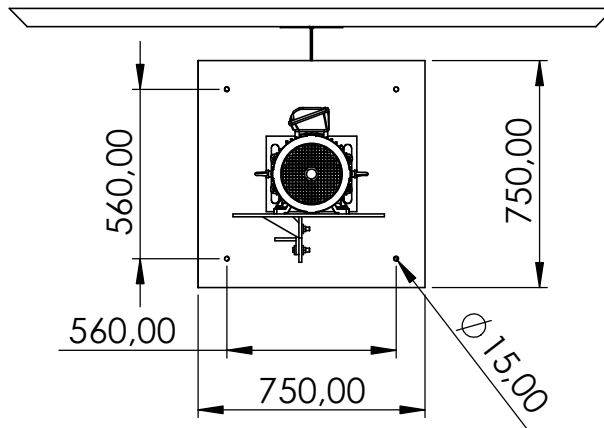
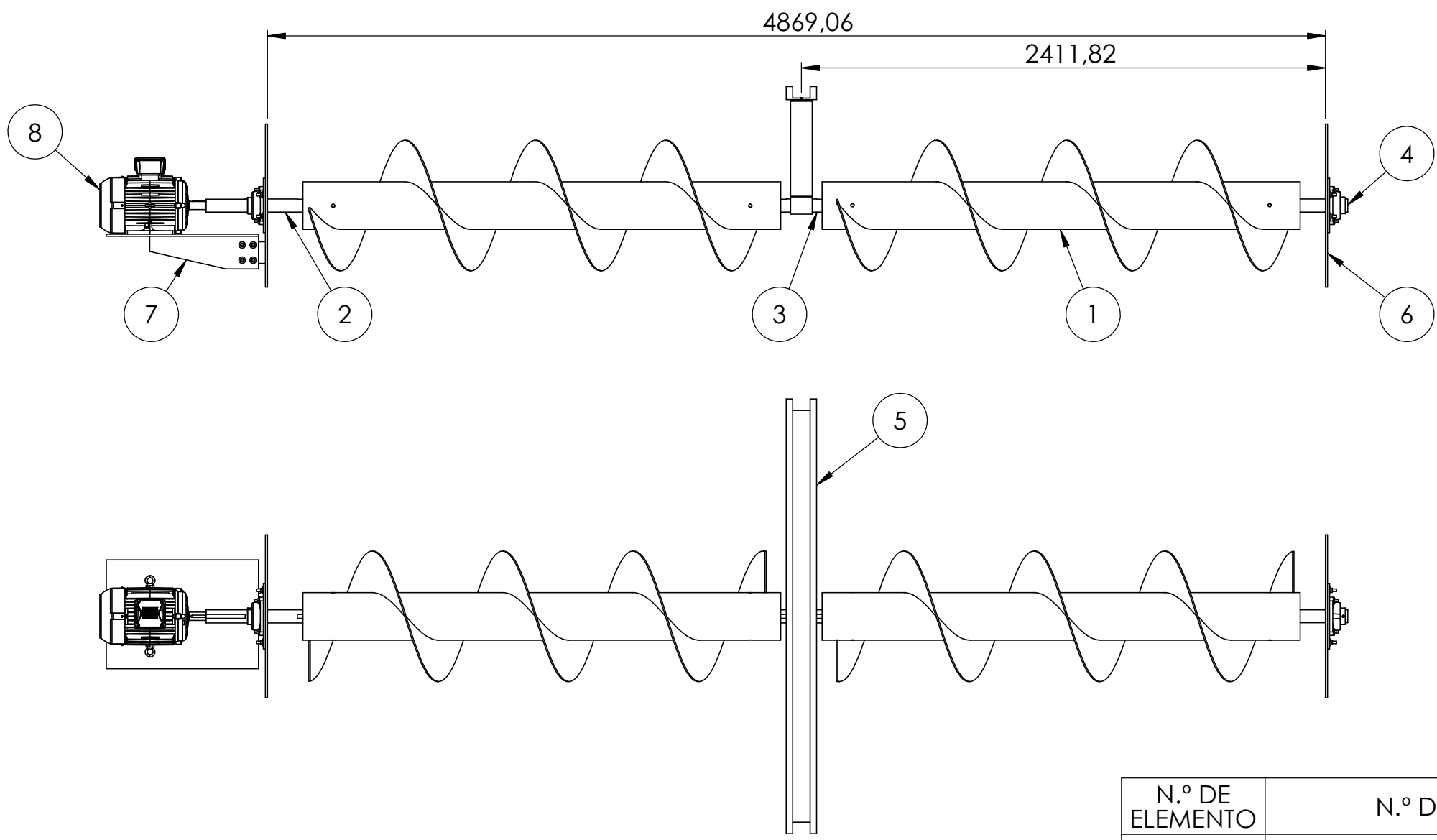
N.º DE ELEMENTO	DENOMINACIÓN	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje Motor	VER PLANO "4-8-1"	1
2	Eje Transmisor	VER PLANO "4-8-2"	1
3	Eje Soporte del Vibrador	VER PLANO "4-8-3"	2
4	Perno	VER PLANO "4-8-4"	4
5	Riel Derecho	VER PLANO "4-8-5"	1
6	Riel Izquierdo	VER PLANO "4-8-6"	1
7	Perfil de Desgaste	VER PLANO "4-8-7"	2
8	Conjunto de la Biela	VER PLANO "4-8-8"	1
9	Conjunto de Barra Delantera	VER PLANO "4-8-9"	2
10	Conjunto de Barra Trasera	VER PLANO "4-8-10"	2
11	Suplemento	VER PLANO "4-8-10"	4



DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SISTEMA VIBRATORIO

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:15		Nº	4-8
		BAYO BIELSA				



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Transporte Helicoidal	VER PLANO "5-1"	2
2	Eje Motor	VER PLANO "5-2"	1
3	Eje Central	VER PLANO "5-3"	1
4	Eje Conducido	VER PLANO "5-4"	1
5	Soporte Central del Transporte Helicoidal	VER PLANO "5-5"	1
6	Soporte Extremos del Transporte Helicoidal	VER PLANO "5-6"	1
7	Soporte Extremo del Transporte Helicoidal y del Motor	VER PLANO "5-7"	1
8	Motor del Transporte Helicoidal	VER PLANO "5-8"	1



DISEÑO INDUSTRIAL

ESCUELA INGENIERIA MECANICA

ROSARIO

FECHA

NOMBRE

ESCALAS

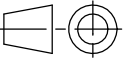
DIBUJO

BAYO

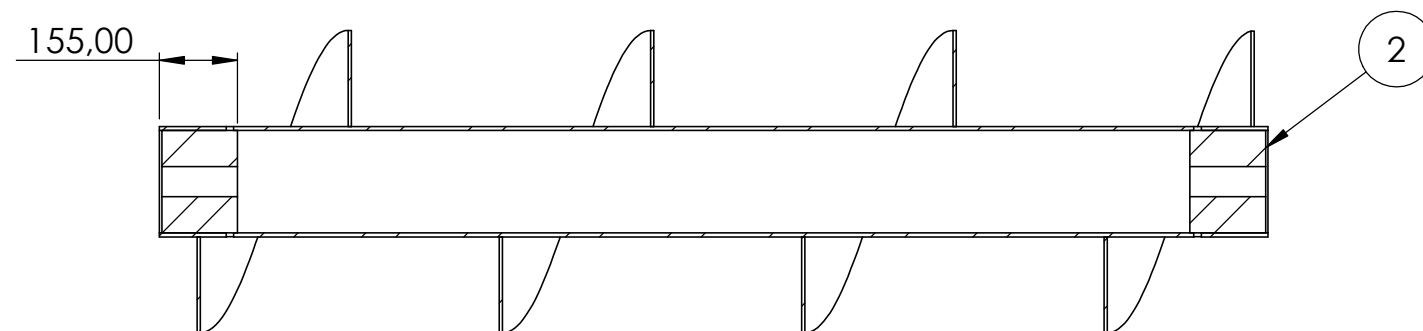
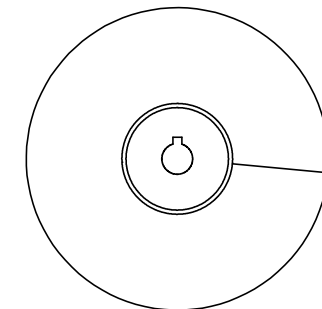
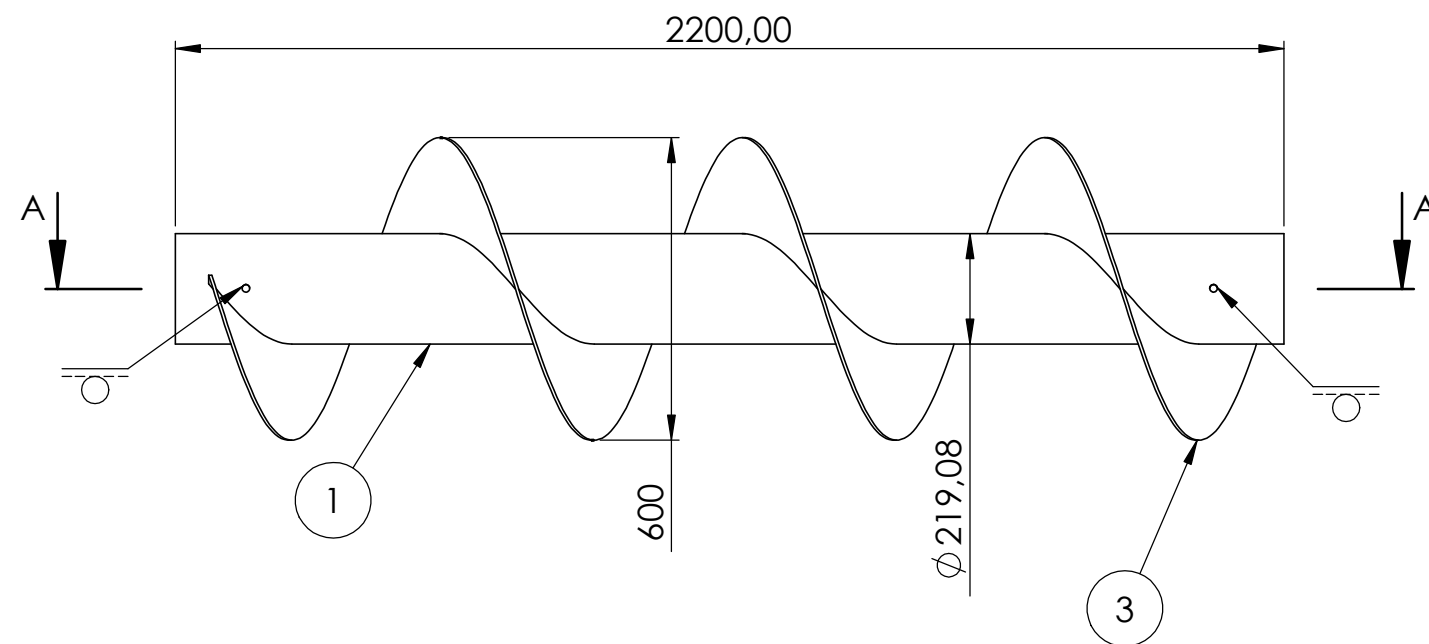
BIELSA

1:25

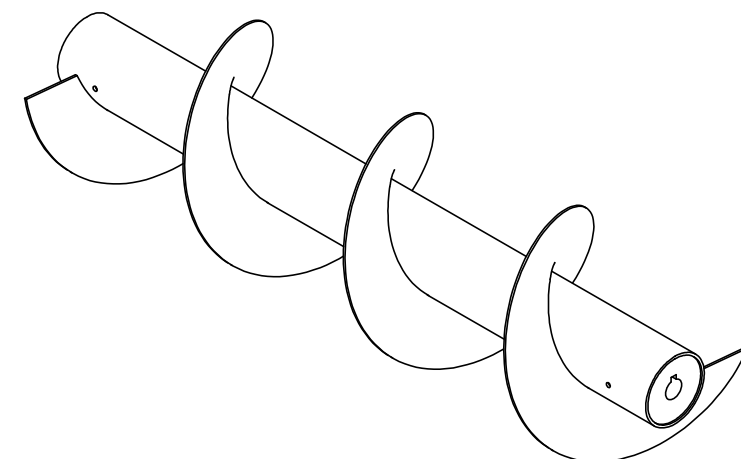
SISTEMA DE RECOLECCIÓN

N°

5



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15



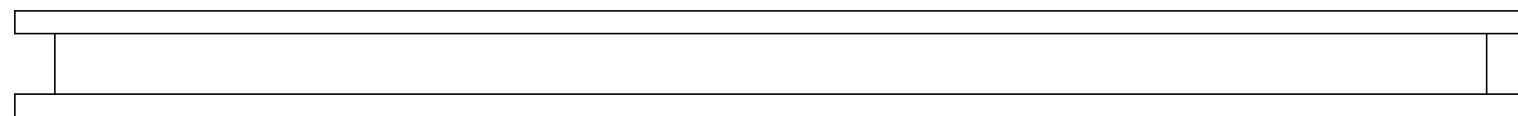
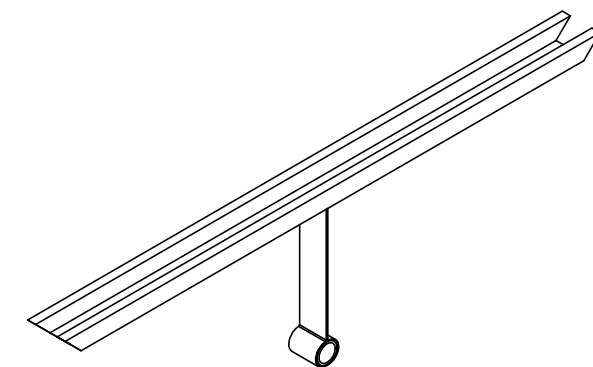
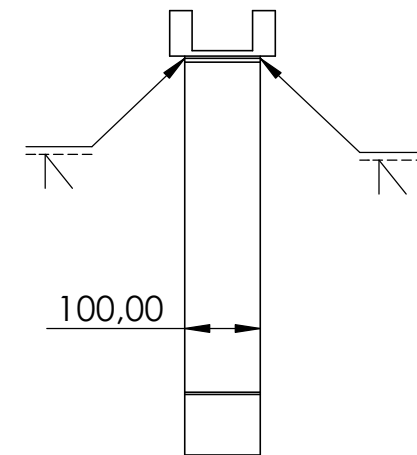
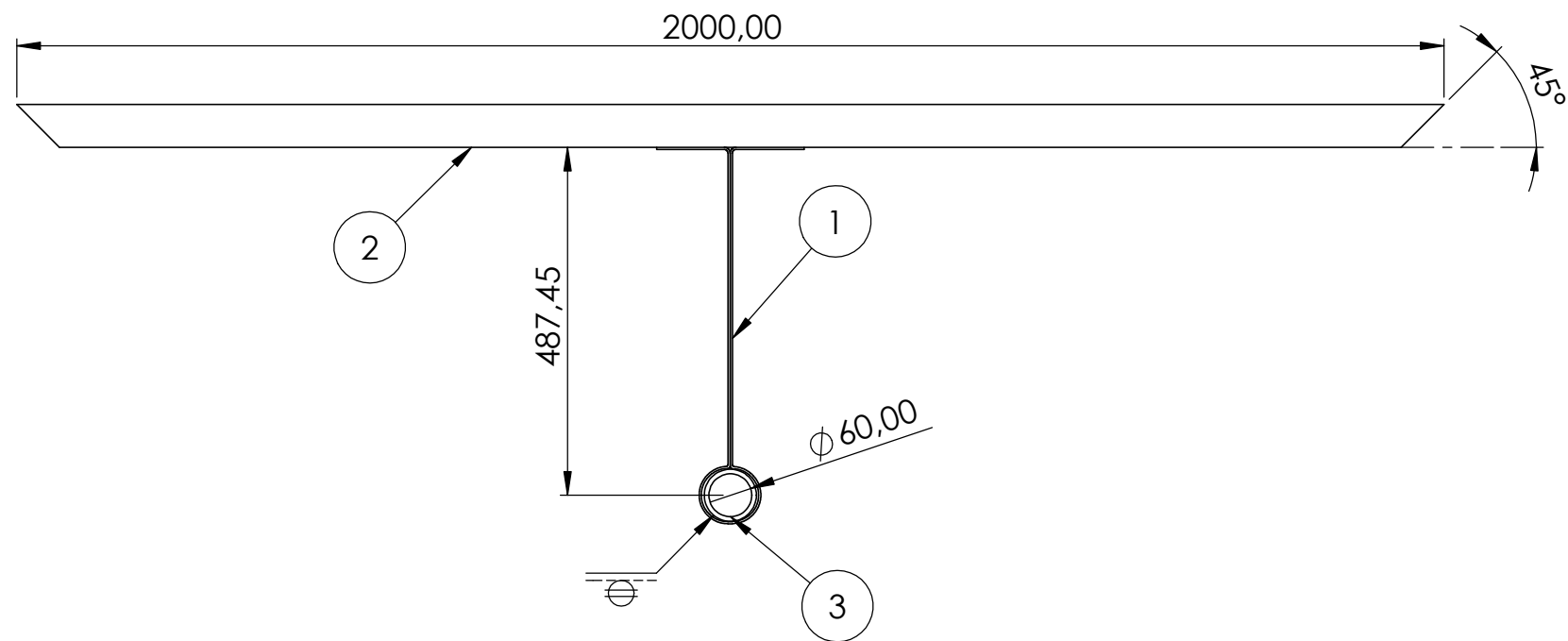
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tambor del Sin Fin	CAÑO 8" SCH 40	1
2	Tapa del Sin Fin	VER PLANO "5-1-2"	2
3	Hélice del Sin Fin	VER PLANO "5-1-3"	1

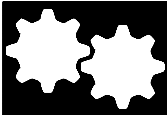
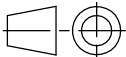


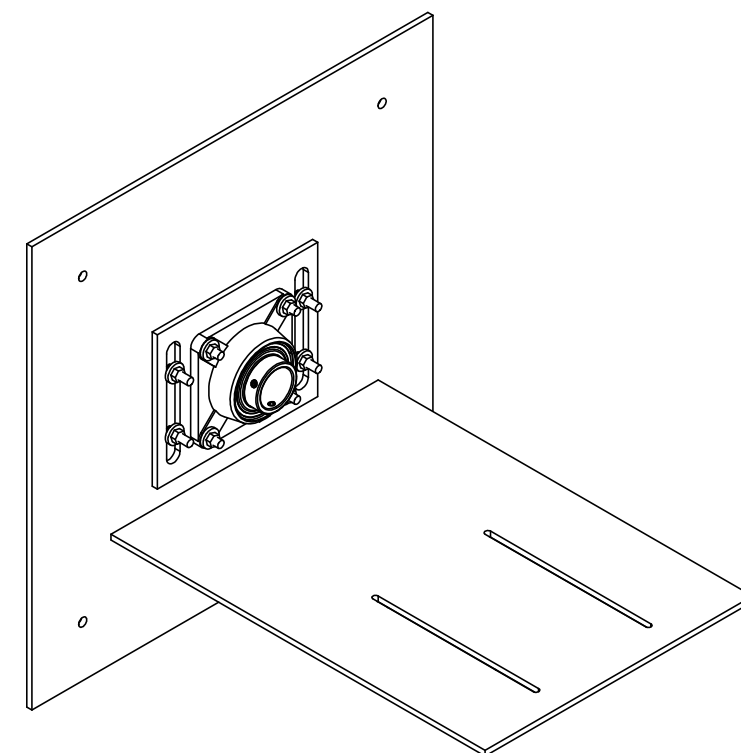
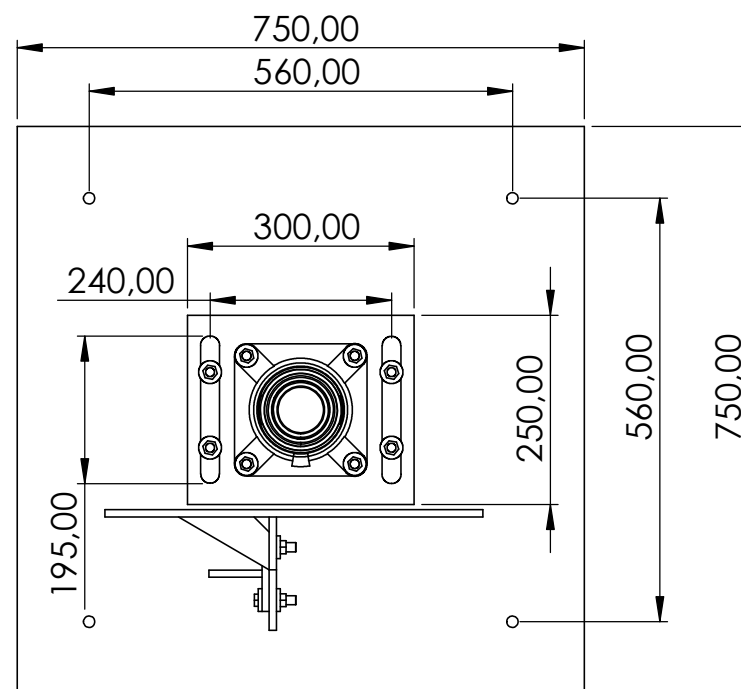
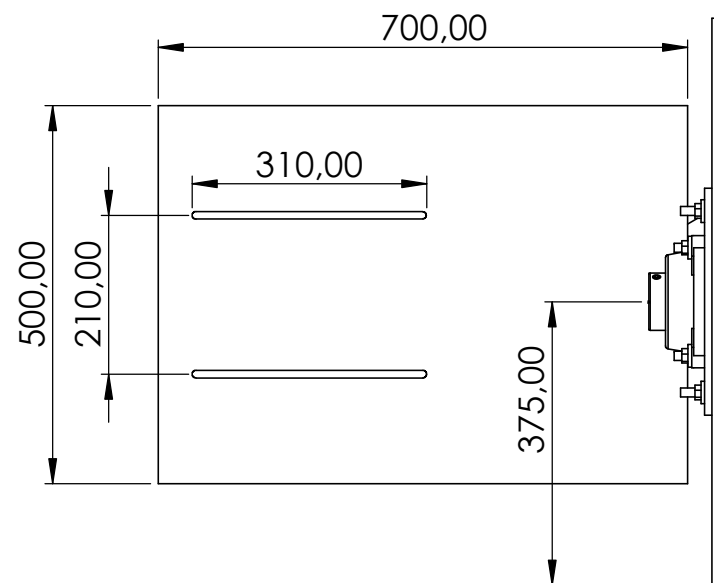
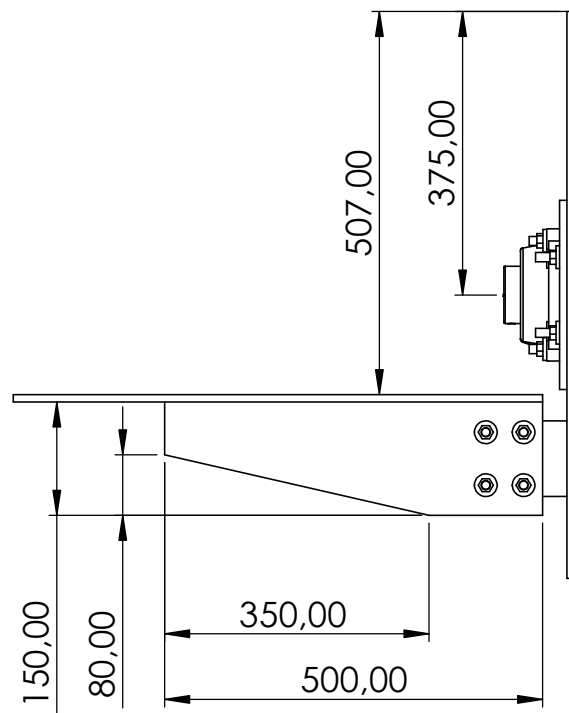
DISEÑO INDUSTRIAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TRANSPORTE HELICOIDAL

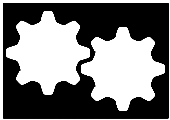
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		Nº	5-1
DIBUJO		BAYO BIELSA	1:15			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Junta Plegada del Soporte Medio del Sin Fin	VER PLANO "5-5-1"	1
2	Perfil Transversal del Soporte Medio del Sin Fin	PERFIL UPE 140	1
3	Buje del Soporte Medio del Sin Fin	VER PLANO "5-5-3"	1
 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE CENTRAL	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO		BAYO	1:10
		BIELSA	
			Nº 5-5



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bandeja para el Motor	VER PLANO "5-7-1"	1
2	Soporte Extremos del Transporte Helicoidal	VER PLANO "5-7-2"	1

 DISEÑO INDUSTRIAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE EXTREMO DEL TRANSPORTE HELICOIDAL Y EL MOTOR		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:20		Nº
		BAYO			
		BIELSA			
					5-7