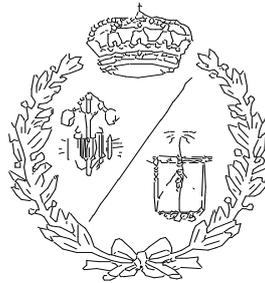


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**“DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DEL
PROCESO DE CARGA EN UNA LÍNEA DE
MECANIZADO”**

**“Design and automation of the loading process
in a machining line”**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: José María Ruiz Hidalgo

Septiembre - 2018

DOCUMENTO N° 1

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE

1 DOCUMENTO Nº1: ÍNDICE GENERAL.....	3
2 DOCUMENTO Nº2: MEMORIA.....	4
3 DOCUMENTO Nº3: CÁLCULOS.....	23
4 DOCUMENTO Nº4: PLIEGO DE CONDICIONES.....	109
5 DOCUMENTO Nº5: PRESUPUESTO.....	119
6 ANEXO 1: CÁATALOGOS COMERCIALES.....	127
7 ANEXO 2: INFORMACIÓN.....	131
8 ANEXO 3: OTRAS OPCIONES ESTUDIADAS.....	136
9 ANEXO 4: PLANOS.....	154

DOCUMENTO Nº 2

MEMORIA

INDICE

1 Memoria.....	6
1.1 Introducción.....	6
1.2 Objetivo general.....	6
1.3 Alcance.....	7
1.4 Antecedentes.....	7
1.4.1 Introducción.....	7
1.4.2 Necesidades.....	9
1.4.3 Limitaciones.....	10
1.5 Análisis de soluciones.....	13
1.5.1 Movimiento de los contenedores hacia el área de trabajo.....	13
1.5.2 Intercepción de las piezas.....	14
1.5.3 Preparación de las pieza.....	16
1.5.4 Identificación de las piezas.....	18
1.5.5 Depósito de las piezas.....	18
1.6 Solución general del proceso adoptado.....	18
1.7 Software utilizado.....	22
1.8 Normas utilizadas.....	22
1.9 Bibliografía.....	22

1 MEMORIA

1.1 INTRODUCCIÓN

La automatización es la acción de convertir determinados procesos en automáticos o indeliberados, entendiendo por automático algo que funciona por sí solo o que realiza total o parcialmente un proceso sin ayuda humana.

Este concepto es aplicado en una amplia gama de sectores de diversa índole como son el automovilístico, textil, alimentario, etc.

La razón por la que se recurre a la automatización de procesos en las industrias es de forma última la de conseguir una mayor productividad.

Dentro del sector automovilístico, una gran empresa multinacional como es Chassis Brakes International (en adelante CBI) se dedica a la producción de componentes de frenos (pinzas y horquillas) para automóviles.

Dicha actividad está compuesta por dos principales actividades (mecanizado de piezas y aplicación de protección superficial para las mismas) realizados en líneas de producción con un alto nivel de automatización.

A través del interés por parte de la planta Española de CBI localizada en Cantabria, de conseguir un mayor grado de independencia manual surge la necesidad de automatizar la única acción de las líneas de mecanizado que aún sigue siendo realizada por un operario.

Dicho proceso es el de la carga de piezas en una línea de mecanizado (a partir de ahora proceso de carga). Dichas piezas se encuentran previamente en un contenedor, y tras realizar el proceso de carga pasan a formar parte del primer puesto de la línea de mecanizado y se consideran iniciadas en la misma.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Con fines de satisfacer la necesidad de la empresa de conseguir una mayor productividad al aumentar la automatización, el presente proyecto trata el diseño y cálculo de una solución de automatización del proceso de carga.

1.3 ALCANCE

Una empresa multinacional como es CBI requiere un movimiento continuo de piezas por lo que se hace necesario optimizar la producción hasta el máximo punto posible para poder vender más, a mejor precio y en definitiva, crecer en competitividad.

Para ello se va a estudiar la automatización del proceso de carga. Dicho proceso es actualmente es realizado por un operario que coge las piezas de un contenedor y las deposita en una mesa de carga para que posteriormente un robot las introduzca a la máquina de mecanizado. La idea de esta automatización reside en conseguir que ese trabajo sea desempeñado por un sistema que no involucre contacto continuo con el ser humano.

Este proyecto no llegara a calcular todos los elementos del sistema sino que solamente versara sobre los sub-sistemas y/o elementos de carácter estrictamente mecánico. No obstante, debe realizarse un análisis de conjunto y definir la forma del sistema completo, ya que no debiera idearse un subsistema mecánico y/o elemento sin tener en cuenta las relaciones con otros elementos que pudieran formar parte del sistema. En otras palabras, no se puede diseñar y calcular un elemento que realice una parte del automatismo olvidándose por completo del resto, ya que, como se verá en puntos sucesivos, existen unas necesidades y limitaciones a nivel del sistema que no debieran ser cubiertas en su totalidad con el diseño parcial del sistema.

Desde este punto de partida, se estudiaran diversas opciones y se adoptara la solución que se crea más adecuada para el sistema, es decir, que tipo de elementos entraran en juego, junto con su disposición y relación entre sí.

1.4 ANTECEDENTES

1.4.1 Introducción

De cara al diseño del sistema, existen unas condiciones de partida que se deben considerar con el fin de definir el marco general de características que sirva de punto de comienzo. Estas condiciones de partida por identificar son las necesidades y limitaciones del proceso.

Para tal labor es necesario una descripción detallada del proceso manual que se lleva a cabo actualmente y el cual será la base para la automatización.

En un comienzo, un contenedor lleno de piezas de bruto es traído con un traspale y depositado en la zona de descarga delimitada para esa línea de mecanizado (véase figura 1) donde pueden y deben ser depositados varios contenedores al mismo tiempo con el fin de que no se produzca un detenimiento de la línea por falta de piezas en el ciclo.



Figura 1: Zona actual de operación

En segundo lugar, un operario se sitúa entre las piezas y la mesa de carga (véase figura 2) y rellena todos los espacios vacíos de la misma con piezas del contenedor.

Como se puede observar en la imagen, hay dos mesas de carga (ambas poseen dos alturas de piezas). La mesa n1 (la cual se encuentra separada de los robots por la verja de seguridad) es la que el operario se encarga de cargar, mientras que la mesa n2 es la que alberga las piezas que se utilizan para abastecer a las máquinas de mecanizado a través de los brazos de robot. Cuando la mesa n2 se queda sin piezas se cambia automáticamente por la mesa n1 y viceversa. Dicho cambio se produce a través de un giro del conjunto (mesa 1+ mesa 2) con respecto al eje vertical que pasa por su centro.



Figura 2: Mesa de carga

Un aspecto muy importante de cara al diseño es la existencia de dos geometrías ligeramente diferentes dentro del mismo modelo de pinza de freno (mano derecha y mano izquierda) y que obviamente se encuentran simultáneamente en la misma mesa. Estos son fácilmente diferenciables por un operario, quien los coloca en la mesa de carga siguiendo un método 'poka-yoke' el cual no da lugar a error.

Una vez que la pieza ha sido depositada en la mesa de carga el proceso ha finalizado.

1.4.2 Necesidades

Según la descripción del proceso de carga, el sistema automático a diseñar ha de:

- ser capaz de interceptar las piezas.
- ser capaz de discernir a cuál de los dos tipos de geometría pertenece la pieza
- ser capaz de depositar la pieza en el lugar que la corresponde y de forma correcta

1.4.3 Limitaciones

Existen cuatro hándicap muy determinantes de cara al diseño que se realizara, que son:

- Espacio del que se dispone para el establecimiento físico del sistema.
- El tiempo de ciclo de línea.
- Los niveles de contaminación acústica producidos por el sistema.
- Económico.

Espacio

Se dispone de un área de trabajo que está delimitado por la ubicación de la estructura existente. Concretamente los elementos que son inamovibles y que por lo tanto delimitan el espacio son:

- La mesa de carga: es necesario mantenerla en la posición actual ya que de lo contrario debería reprogramarse el robot encargado de captar las pinzas de la mesa para introducirlas al transfer (las coordenadas de las pinzas relativas al robot serian diferentes). Dicha actividad conllevaría un mayor coste económico y temporal e incluso el posible cambio de modelo del brazo robótico.
- Área de control de calidad junto con la verja de seguridad actual: dada la disposición actual del área de control de calidad manual de la línea (limitada por la verja de seguridad a un lado y por el pasillo peatonal al otro) un movimiento de la verja actual se traduciría en una reducción de la zona destinada al control de calidad manual, lo cual no es viable ya que actualmente ocupa un espacio muy ajustado.
- El pasillo colindante: la zona de depósito de contenedores linda actualmente con el pasillo peatonal y seguidamente el pasillo de maquinaria. Dichos pasillos deben asegurar un tamaño determinado ya que es necesario el paso de maquinaria de ciertas dimensiones. En todo caso, este sería el único flanco donde se podría conseguir un espacio extra, desplazando el pasillo hacia afuera (0.5-1 metros).

A continuación se muestra un plano en el que se aprecia detalladamente el layout de la infraestructura actual así como el espacio del que finalmente se dispone para el diseño del sistema.

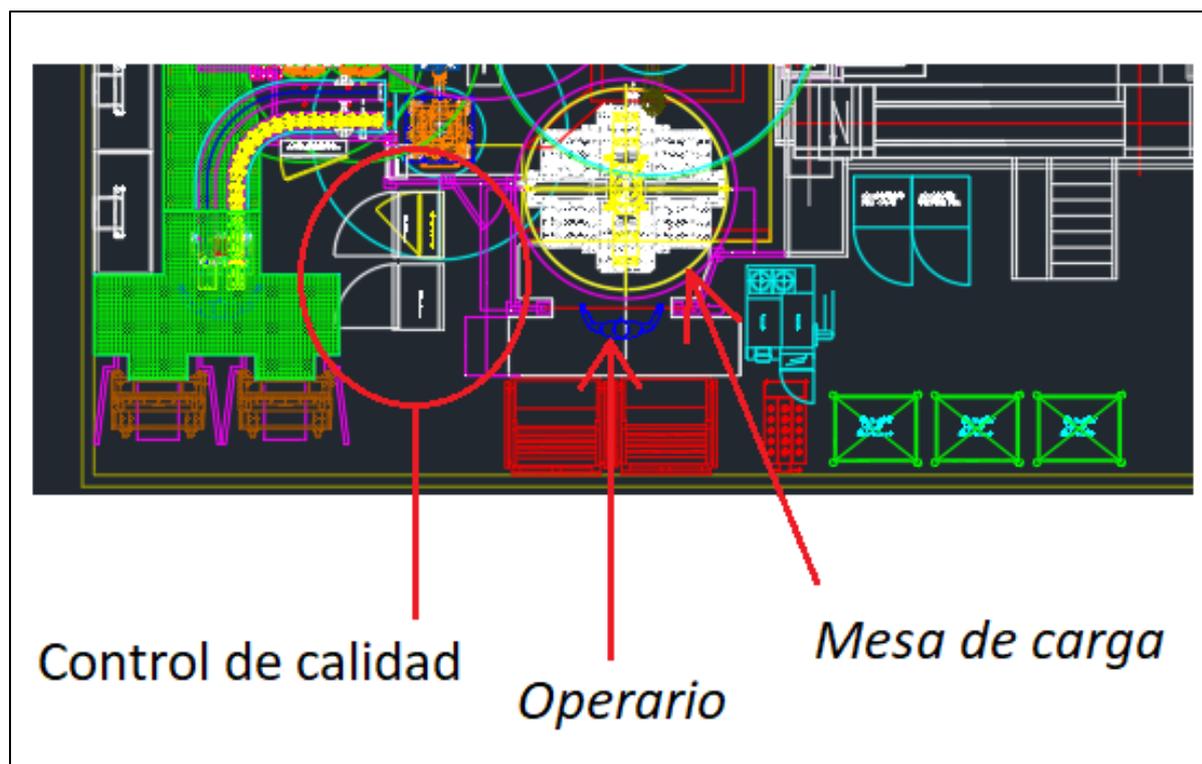


Figura 3: Plano general de la línea de montaje

Se muestra la zona donde se pretende instalar el sistema automático (exactamente donde se encuentra actualmente el operario trabajando). Se muestran también las inmediaciones de la zona de trabajo. Las líneas amarillas de la parte inferior de la imagen y de la parte izquierda son los límites de la zona de trabajo con el pasillo peatonal.

Como se ha comentado anteriormente, se puede llegar a mover el paseo peatonal una distancia de 1,5 m.

Con las delimitaciones marcadas anteriormente, moviendo el pasillo peatonal y quitando todos los elementos actuales, queda el espacio siguiente.

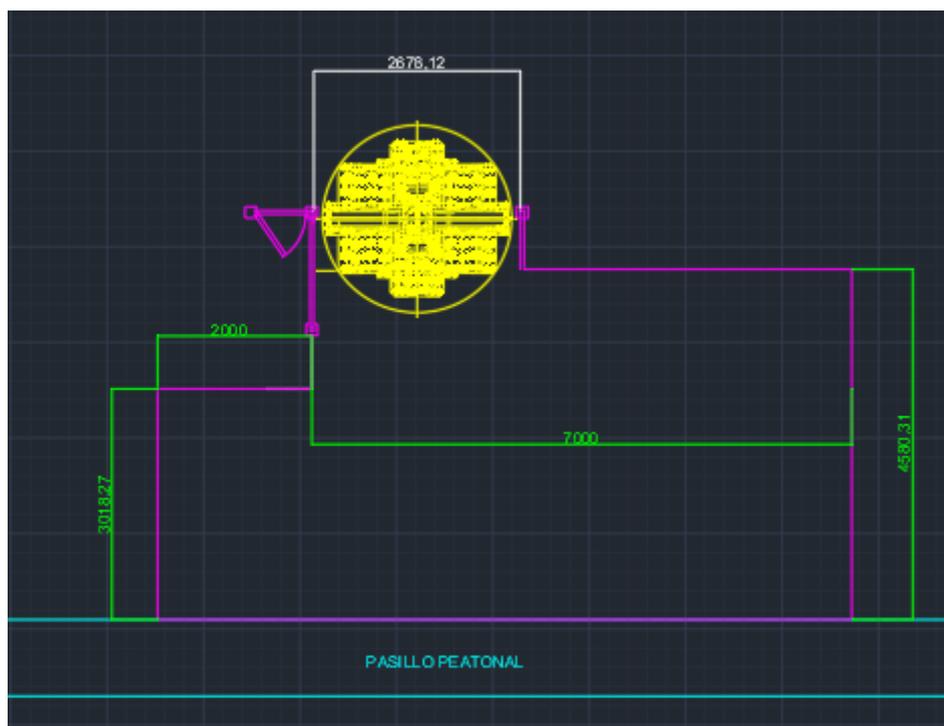


Figura 4: Espacio total destinado al sistema

Tiempo

Es necesario que el proceso sea realizado en una franja de temporal la cual está delimitada por el tiempo de ciclo de procesos posteriores de la propia línea de mecanizado.

Cuando las piezas se encuentran en la mesa de carga, un brazo robótico (desde ahora robot X) optimizado con una garra, es el encargado de cogerlas e introducirlas en el transfer de dos en dos (una de la mano derecha y una de la mano izquierda a la vez). Dicho robot se encarga además de sacar las pinzas que ya han sido mecanizadas para trasladarlas a un proceso de control de calidad automatizado (dentro de la misma línea). Posteriormente el robot vuelve a la mesa de carga para un nuevo inicio de su ciclo.

Esta característica condiciona al nuevo sistema a depositar dos piezas en la mesa de carga en el mismo tiempo en que el robot X realiza un ciclo completo.

Con todo esto, y con un funcionamiento ordinario del resto de la línea de mecanizado (no se producen paros) el tiempo de ciclo del robot X es de 17 segundos (aprox) dejando unos 8,5 seg de tiempo para colocar en la mesa de carga una pinza, es decir, para el ciclo del nuevo sistema

Ruidos

Los niveles de contaminación acústica deben de estar en concordancia con el Real Decreto 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos

relacionados con la exposición al ruido.

Dicho Real Decreto establece que el valor inferior de exposición en decibelios (db) el cual conlleva una acción de seguridad es de 80 db para niveles constantes y 135 db para valores de pico. Mientras que los valores máximos aceptables (obviamente bajo protección) son de 87 y 140 db respectivamente.

Económico

Se desea que la relación entre la calidad-robustez del sistema automático y su precio sea lo mejor posible. De esta forma, se quiere obtener un sistema que sea funcional en el ambiente de trabajo, que sea duradero y que requiera un desembolso económico aceptable.

1.5 ANALISIS DE SOLUCIONES

Existe un indefinido número de soluciones para el diseño del sistema automático. Se dividirá el proceso general en cinco sub-procesos claramente diferenciados con el fin de distinguir de forma más clara cada una de las soluciones. Las cinco partes son:

- Movimiento de las piezas en los contenedores hacia el punto de intercepción
- Preparación de las piezas para la intercepción
- Intercepción de las piezas
- Identificación de las piezas
- Depósito de las piezas

Cada uno de esos sub-procesos será analizado y estudiado de forma independiente y después se interrelacionaran a través de un análisis del conjunto.

1.5.1 Movimiento de los contenedores hacia el área de trabajo.

La carretilla no puede entrar hasta el mismo lugar donde las piezas son interceptadas por el sistema automático ya que el conductor quedaría demasiado expuesto (lo cual sería un riesgo). Se pretende entonces que el carretillero conduzca hasta un área determinada donde depositar el arca o contenedor. Desde ese punto, el contenedor sería movido hasta llegar a la zona del comienzo del proceso. Algunos de los métodos para este movimiento a priori pensados son:

- línea de rodillos
- sistema de railes

Se pretende permitir el almacenamiento simultáneo de varias arcas y el paso de estas hacia la zona de recepción de forma automática para que la única labor del carretillero sea depositar el contenedor.

Este sistema de transporte debería contemplar la facilidad del desalojo de los contenedores una vez que estos se hayan vaciado de piezas.

1.5.2 Intercepción de la pieza

La preparación de las piezas es un producto de la necesidad requerida por la intercepción de las mismas, por lo que se considera oportuno analizar previamente como debe ser esta última.

Siguiendo una secuencia de atrás hacia delante resulta más sencillo hacerse una idea más exacta del diseño en función del resultado que se quiere obtener.

El depósito de la pinza debe hacerse sobre la parte posterior de la misma por lo que lo más conveniente es captarla por la parte delantera. Esto se basa en el método de intercepción utilizado en la empresa, el cual es considerado eficaz y viable. Para tal labor se quiere utilizar una garra diseñada específicamente para un modelo en concreto de pinza y un brazo robótico estándar que la porte (de la misma forma que las pinzas son cogidas de la mesa de carga para ser introducidas en el transfer).



Figura 5: Garra portando las pinzas

En la imagen se aprecia el robot (color naranja), el cual está unido a la garra. Esta a su vez está agarrando las pinzas a través de un mecanismo el cual no es competencia del proyecto actual.

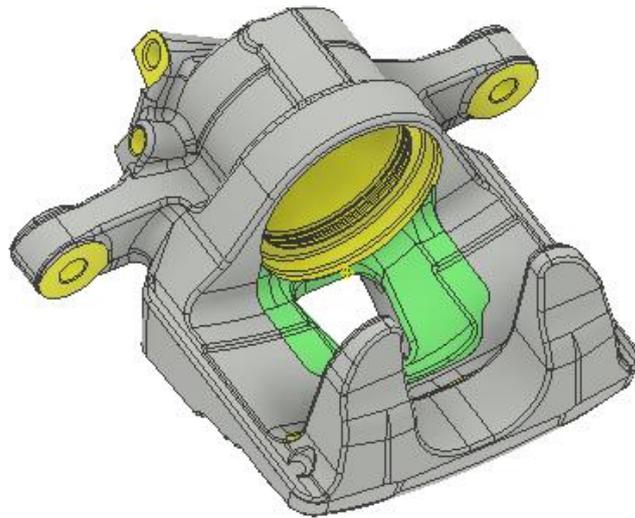


Figura 6: Parte delantera de la pinza

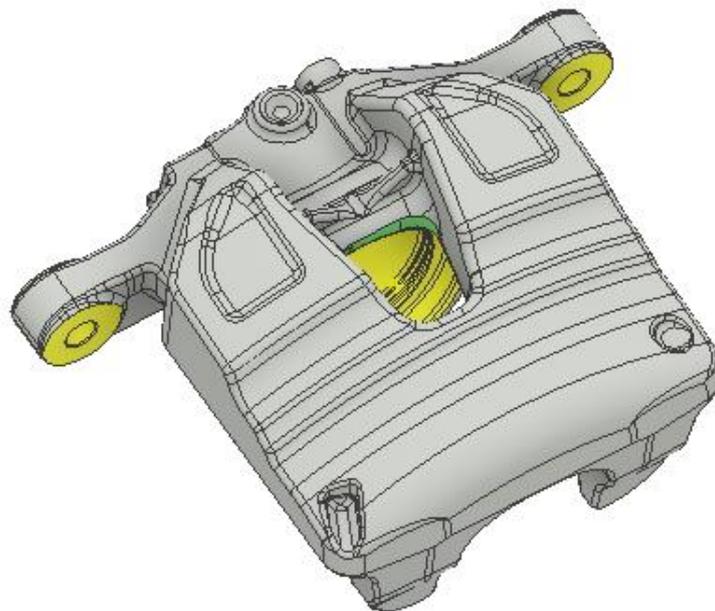


Figura 7: Parte trasera de la pinza

1.5.3 Preparación de las piezas

En el contenedor las pinzas se encuentran depositadas aleatoriamente unas sobre otras sin un patrón de orientación definido. Por lo que, para hacer posible la intercepción de las estas, es necesario una preparación o posicionamiento previo de las mismas. Para este sub-proceso se plantean tres opciones, las cuales son:

- Diseñar una tolva que proporcione piezas en la posición adecuada
- Diseñar una mesa oscilante que proporcione piezas en la posición adecuada
- Diseñar un mecanismo de volteo capaz de proporcionar piezas en la posición adecuada.

Diseño de una tolva

En este caso, las piezas son traspasadas del contenedor a una tolva intermedia que se encarga de cribar las piezas y sacarlas a través de una ventana listas para ser interceptadas. Este traspaso se realizaría a través de un método basto, que depositaría las piezas sin ningún tipo de orden. Los métodos pensados son:

- con un sistema de volteo para los contenedores de forma que las piezas caigan al interior de la tolva o en la mesa oscilante.
- con un brazo robótico portador de un electroimán capaz de atraer las piezas del contenedor y depositarlas en el interior de la tolva o en la mesa oscilante.

De esta forma, todas las piezas introducidas en la tolva, serian a su salida piezas listas para ser interceptadas.

Si la tolva fuera de vibración, esta opción requeriría aislamiento de ruidos ya que tanto el funcionamiento de la tolva como el choque de las piezas entre si y sobre las superficies de la tolva son actividades susceptibles de generar altos niveles de ruido.

Se podrían llevar a cabo ciertas soluciones con el fin de reducir dichos niveles de ruido como son:

- colocación de una lámina de goma en las superficies de choque de la cuba de la tolva. Esta opción es muy económica pero no aminora el ruido producido por el choque de las piezas entre sí.
- utilización de un habitáculo aislante de ruidos. Esta opción es muy efectiva pero incurre en mayores gastos económicos y de espacio.

Diseño de una mesa oscilante

En este caso las piezas son depositadas sobre una mesa oscilante a través de un método basto, que

las depositaría sin ningún tipo de orden en la mesa. Los métodos pensados son:

- con un sistema de volteo para los contenedores de forma que las piezas caigan al interior de la tolva o en la mesa oscilante.
- con un brazo robótico portador de un electroimán capaz de atraer las piezas del contenedor y depositarlas en el interior de la tolva o en la mesa oscilante.

Una vez depositadas las piezas, dado que no tienen ningún orden de posición, puede que algunas se encontrasen en posición adecuada para ser captadas por la garra anteriormente nombrada pero otras no lo estarán. Entonces, la mesa oscilante sería la encargada de posicionar aquellas que no estuvieran en la posición adecuada (previamente habiendo cogido las piezas que se encontraban en posición favorable) gracias a su oscilación y al rozamiento relativo de las superficies de la propia mesa y de las piezas.

El funcionamiento de una mesa oscilante se considera menos ruidoso que el de una tolva vibratoria, aun así, se considerara la utilización de un sistema para minorar los niveles de ruidos posibles en el proceso.

Diseño de un mecanismo de volteo

En este caso, las piezas serian depositadas sobre una superficie del mecanismo a través de un método basto que las depositaría sin ningún tipo de orden. Los métodos pensados son:

- con un sistema de volteo para los contenedores de forma que las piezas caigan al interior de la tolva o en la mesa oscilante.
- con un brazo robótico portador de un electroimán capaz de atraer las piezas del contenedor y depositarlas en el interior de la tolva o en la mesa oscilante.

Simplemente con este hecho algunas de las piezas puede que se encuentren en una posición favorable (de forma aleatoria) para ser captadas por la garra anteriormente nombrada, pero otras no lo estarán. Entonces, el sistema de volteo sería el encargado de dar la vuelta a las piezas que se encuentran en posición desfavorable para ser captadas (habiendo retirado previamente las piezas en posición favorable). El modo de funcionamiento consistiría en una plataforma base sobre la que residen las piezas junto con otra plataforma que fijaría las piezas contra la primera plataforma de manera que se restringe su movimiento. Posteriormente se produciría un giro de ambas plataformas de forma conjunta (en el cual se mantendrían las piezas sin movimiento relativo con respecto a las plataformas) y al completar dicho giro (de 180 grados) las piezas se encontrarían dadas la vuelta.

1.5.4 Identificación de la pieza.

El sistema encargado de captar la pieza necesitara información sobre las piezas para ser capaz de llevar a cabo su labor, además, en la línea simultáneamente se mecanizan tanto la mano derecha como la izquierda del mismo modelo de pinza, cuyas geometrías difieren ligeramente y por lo tanto han de ser mecanizadas de forma diferente. Por esta razón es preciso hacer una distinción entre ambas para que no se produzcan errores en el mecanizado.

Se piensa en un sistema de visión artificial que sea capaz de:

- identificar si la posición general de la pieza es favorable o no para la intercepción
- identificar la posición exacta de la pieza para una correcta intercepción por el robot
- identificar la identidad de la pieza (derecha o izquierda) para un correcto depósito.

Dicho sistema, debería actuar justo antes de la recepción para que el robot tenga información para actuar correctamente.

1.5.5 Deposito de la pieza

Una vez que la pieza ha sido identificada correctamente y el robot la ha captado por la parte anterior como se ha indicado previamente, dicho robot la deposita en la mesa de carga, en el lugar que le corresponde a la pieza.

1.6 SOLUCION GENERAL DEL PROCESO ADOPTADA

Tras la consideración de todas las soluciones propuestas se considera que la mejor de ellas es la siguiente:

- Movimiento de los contenedores hasta el área de trabajo a través de un sistema de transporte de rodillos por gravedad.
- Uso de un robot con un electro-imán para llevar las piezas desde el contenedor hasta el mecanismo de volteo.
- Uso de un mecanismo de volteo para posicionar las piezas.
- Definición de la posición de las pinzas a través de una cámara de visión artificial.
- Intercepción de las piezas a través de un brazo robótico que además las deposite en la mesa de carga.

Existen varias razones por las cuales se ha decidido que la automatización tenga esta forma general y no otra.

Los brazos robóticos son unos componentes estándar, muy robustos, versátiles y con capacidad de trabajar en ambientes de taller. Pueden realizar muchos movimientos diferentes y llevar a cabo gran cantidad de funciones y podrían reutilizarse en otros puntos de la fábrica en un futuro.

Con respecto al posicionamiento de las piezas, la opción de la tolva se decidió consultar a la empresa de automatismos TAD (Barcelona) la cual derivó la situación a otra empresa llamada automatismos JOVI (País Vasco) debido al peso y la compleja geometría de las piezas. Dicha empresa nos expresó la dificultad de la fabricación de una tolva para estas piezas, lo cual supondría mayores dimensiones y coste.

Por otro lado, la mesa oscilante ocuparía menos espacio (lo cual como se ha dejado claro en un principio es muy importante) y su diseño apenas se ve dificultado por la geometría de las piezas. Al analizar y estudiar esta solución, se consiguen resultados razonables de forma teórica, no obstante, se llega a un punto donde se da cuenta de que no se tiene respaldo suficiente a nivel de software de simulaciones. Por lo tanto esta opción es descartada.

Entonces se decide optar por el diseño del mecanismo de volteo.

La identificación de las piezas será realizada por un sistema de visión artificial y la recepción y depósito de piezas será realizada por un brazo robótico.

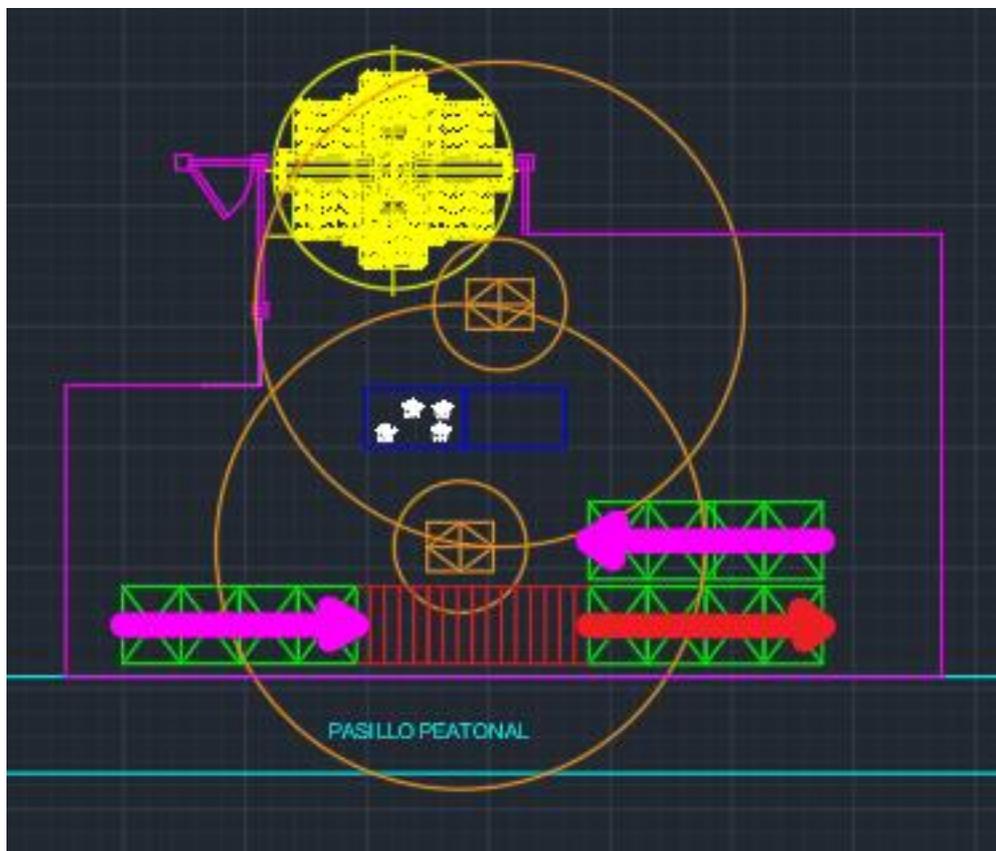


Figura 8: Esquema de la disposición de los elementos de la automatización.

Siendo:

- Color naranja – robots
- Color verde – contenedores de piezas
- Color rojo – líneas de rodillos
- Color azul – sistema de volteo

Como previamente se señaló en el apartado relativo al alcance (en este mismo documento), en este proyecto se tratará solamente la parte encasillada en el ámbito más estrictamente de carácter mecánico. Es decir, este proyecto se centrará en el cálculo y diseño del mecanismo de volteo.

El mecanismo de volteo será encargado de, una vez que las piezas sean depositadas en él, cambiar la posición de estas, pasando de tener unas piezas desfavorables para la captación posterior de la garra robótica a tener unas piezas favorables para dicha captación.

El mecanismo estará compuesto de un sistema de unas plataformas giratorias que se mueven a través de un par de deslizamiento con dos grados de libertad 'pin in slot linkage'.

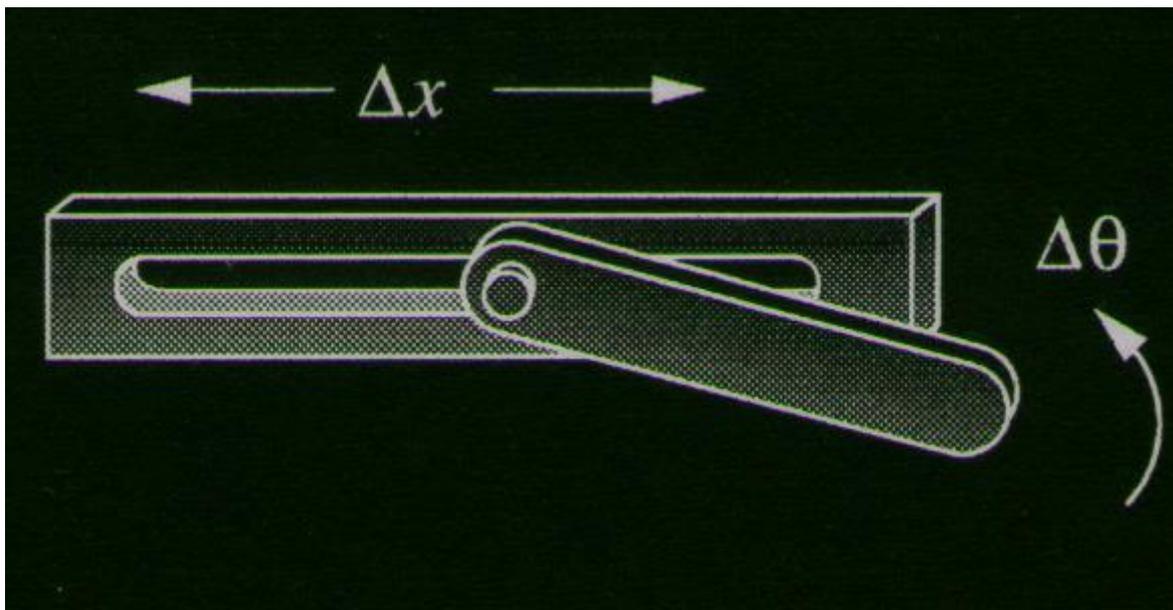


Figura 9: Par con dos grados de libertad

Los elementos que transmiten el movimiento a las plataformas serán barras unidas solidariamente al eje de una corona helicoidal, la cual recibe potencia de un tornillo sinfín que a su vez se encuentra conectado a un motor.

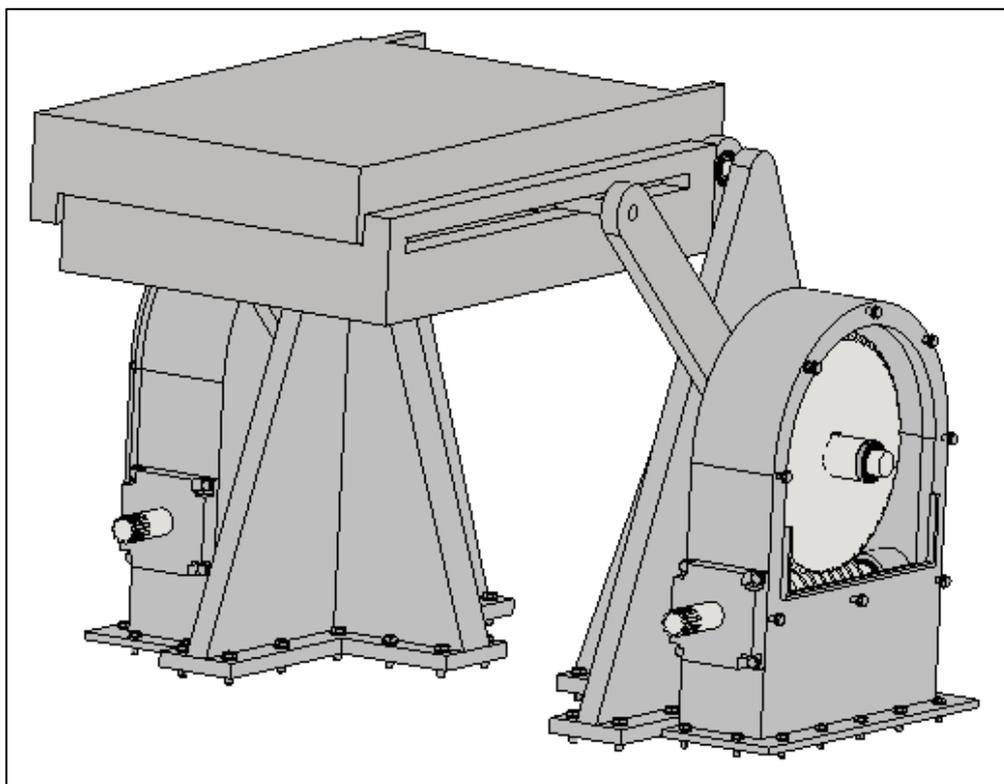


Figura 10

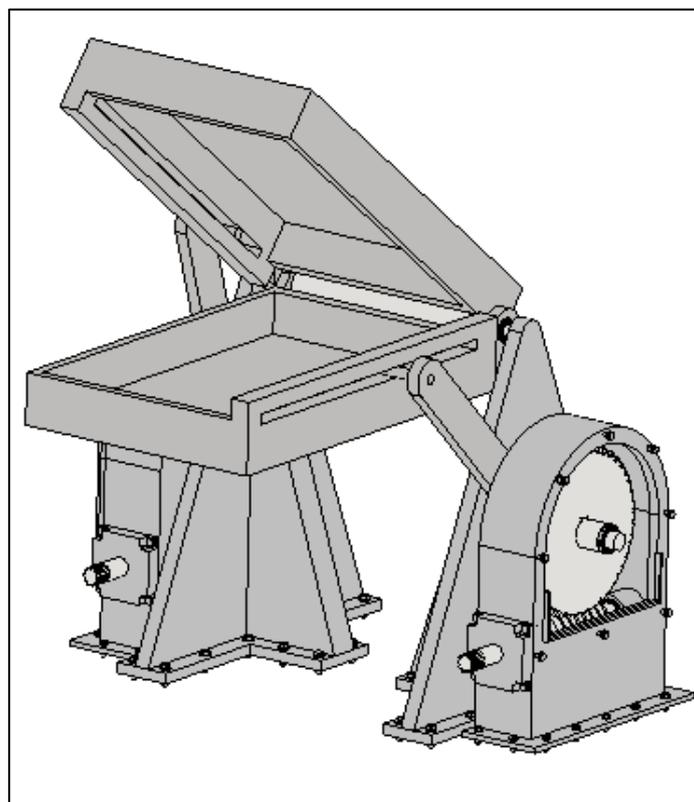


Figura 11

1.7 SOFTWARE UTILIZADO

Los programas informáticos de ámbito ingenieril utilizados a lo largo del proyecto son:

- Programa de modelado tridimensional: Autodesk Inventor Professional 2018
- Programa de dibujo en dos dimensiones: AutoCad 2018
- Programa de simulación dinámica dos dimensiones: Working Model 6.0.0.11

1.8 NORMAS UTILIZADAS

Para desarrollar este proyecto se utilizaran un conjunto de normas internacionales, españolas (en concordancia con las anteriores) y americanas:

- ANSI-AGMA 6034 B92, Febrero de 1992 para el diseño de sistemas de engranajes tornillo sinfín-corona
- UNE-EN ISO 15614-1:2018 'Especificación y cualificación de los procedimientos de soldeo para los materiales metálicos. Ensayo de procedimiento de soldeo. Parte 1: Soldeo por arco y con gas de aceros y soldeo por arco de níquel y sus aleaciones'
- UNE-EN 14865-1:2010+A1:2011 'Aplicaciones ferroviarias. Grasas lubricantes para cajas de grasa. Parte 1: Método de ensayo sobre la capacidad de engrase'.
- UNE-EN ISO 286-1:2011 'Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes'
- Código Técnico de la Edificación (CTE)
- Instrucción de Acero Estructural (EAE) aprobada según Real Decreto 751/2011 de 27 de Mayo.
- UNE-EN 1993-1-9:2013 'Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-9: Fatiga'.

1.9 BIBLIOGRAFIA

- Niemann G. *Elementos de Maquinas 1*. Editorial URMO SA.
- Paul Schimpke, Hans August Horn. *Tratado general de soldadura*. Edito Gustavo Gili.
- Richard G Budynas, J Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition*. Editorial McGraw-Hill.
- Normativa ISO y UNE

DOCUMENTO N° 3

CÁLCULOS

ÍNDICE

1	Cálculos.....	25
1.1	Estudio del movimiento del mecanismo.....	25
1.2	Sistema de transmisión de potencia tornillo sinfín-corona.....	36
1.2.1	Cálculos.....	36
1.2.2	Elección del motor.....	53
1.2.3	Caja de engrane.....	53
1.3	Análisis de fuerzas y tensiones.....	54
1.3.1	Introducción.....	54
1.3.2	Eje de las plataformas.....	55
1.3.3	Tornillo sinfín.....	84
1.3.4	Eje de la corona helicoidal.....	92

1 CÁLCULOS

1.1 ESTUDIO DEL MOVIMIENTO DEL MECANISMO

Para realizar un análisis del movimiento del mecanismo, se modelara el mismo de forma simplificada en el software Working Model.

Para que el análisis sea adecuado, debe existir una equivalencia dinámica de cada uno de los elementos reales con los del modelo, es decir, misma masa, mismo centro de gravedad y mismo tensor de inercia.

Plataformas:

Las dos plataformas que sostienen a las piezas serán modeladas como un único elemento rectangular. En el software de diseño utilizado (Autodesk Inventor) las plataformas (en vista de perfil) son como se muestran a continuación:

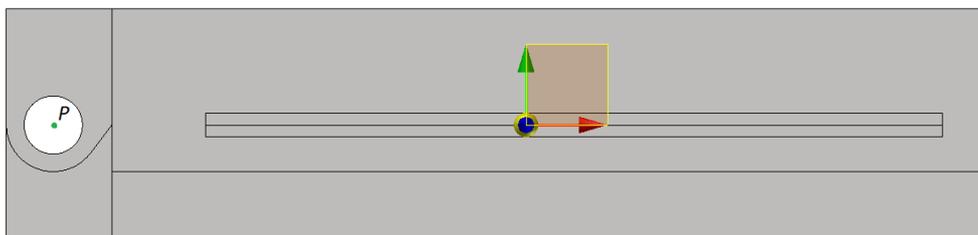


Figura 12

'P' es el punto de giro de las plataformas, por lo que el origen de coordenadas está fijado en él. A continuación, se muestran las características del conjunto:

Densidad	7,850 g/cm ³		Precisión solicitada	Baja	
Propiedades generales					
<input type="checkbox"/> Incluir soldaduras ficticias			<input type="checkbox"/> Incluir anulaciones de CTDAD		
Centro de gravedad					
Masa	218,750 kg (Error r	X	404,070 mm (Error		
Área	2651019,069 mm ²	Y	0,000 mm (Error rel		
Volumen	27866304,865 mm ³	Z	-0,000 mm (Error re		
Propiedades de inercia					
Principal		Global		Centro de gravedad	
Momentos máxicos					
Ixx	8318990,529 kg	Cálculo realizado mediante integral negativa.			
Ixy	-0,000 kg mm ²	Iyy	20514887,618 l		
Ixz	0,000 kg mm ²	Iyz	-411576,756 kg	Izz	14528388,650 l

Figura 13

Los valores $x_G = 404.070 \text{ mm}$, $I_{zz} = 14528388.650 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ y $masa = 218.750 \text{ kg}$ son los que se le darán al modelo simplificado.

Para que el centro de gravedad se encuentre en dicha posición en el eje x, la longitud del rectángulo debe ser el doble, es decir:

$$l_1 = x_G \cdot 2 = 404.070 \cdot 2 = 808.14 \text{ mm}$$

Con respecto a la unión con las barras motoras, se pondrá un par de deslizamiento con dos grados de libertad (como el descrito previamente) en el que el carril se encuentra en el elemento actual.



Figura 14

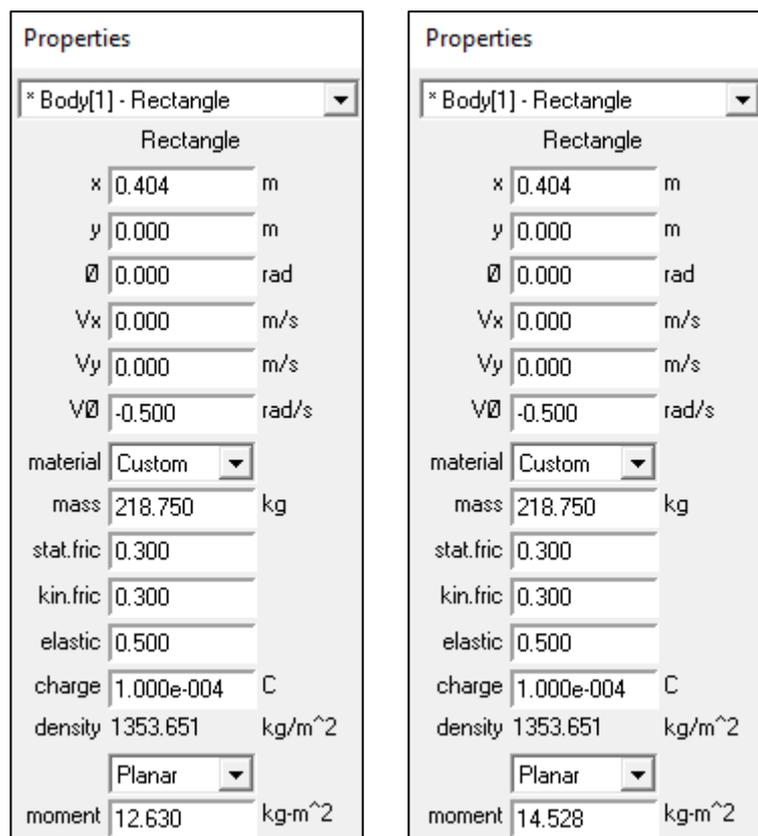


Figura 15

En la primera imagen, se observa que el momento de inercia tiene un valor de $12,360 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (en Working Model), en lugar de $14,528 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (dato de Autodesk Inventor), a pesar de que la masa y la posición del c.d.g es la misma.

La respuesta a esta variación reside en la propia fórmula que lleva al cálculo del momento de inercia:

$$I = m \cdot d^2$$

Se puede decir por tanto que la inercia es un indicativo de cómo es la distribución de la masa de un cuerpo con respecto al eje de giro del cuerpo. Con un determinado valor de masa, si esta se encuentra más alejada del centro de rotación, la inercia será mayor.

En la representación real de las piezas (Autodesk Inventor) la distribución de la masa es diferente a la que existe en el modelo simplificado (Working Model). En el modelo real, la masa está más distribuida por los extremos mientras que en el interior existe un espacio hueco. En el modelo simplificado no existe tal distribución sino que hay una distribución continua, ya que el elemento es un rectángulo sin espacios en el centro.

Por lo tanto, el momento de inercia con respecto al centro de gravedad se cambiara por el de la pieza real ($14,528 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$).

Barras motoras:

Serán modeladas también como un único elemento rectangular. En el software de diseño utilizado las barras (en vista de perfil) son como se muestran a continuación:

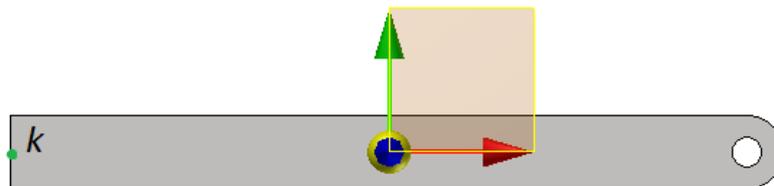


Figura 16

Hay que tener en cuenta que este elemento está unido solidariamente a la rueda dentada de salida del motor. El eje de dicha rueda, será coincidente con el punto 'K'. A la hora de modelizar este elemento, se debe tener en cuenta la masa del engranaje, por lo que en principio se le da un valor al radio del engranaje de 200 mm, y un espesor de 30 mm.

Con estos datos el elemento conjunto será de la forma siguiente:

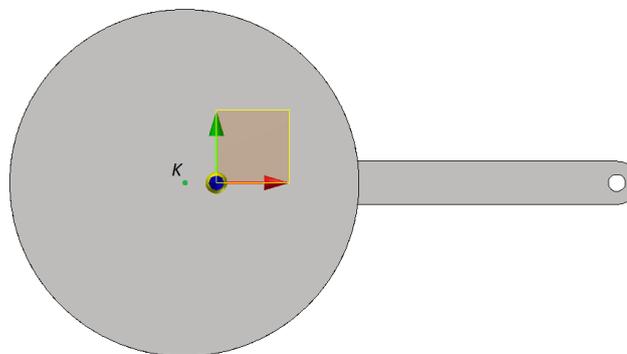


Figura 17

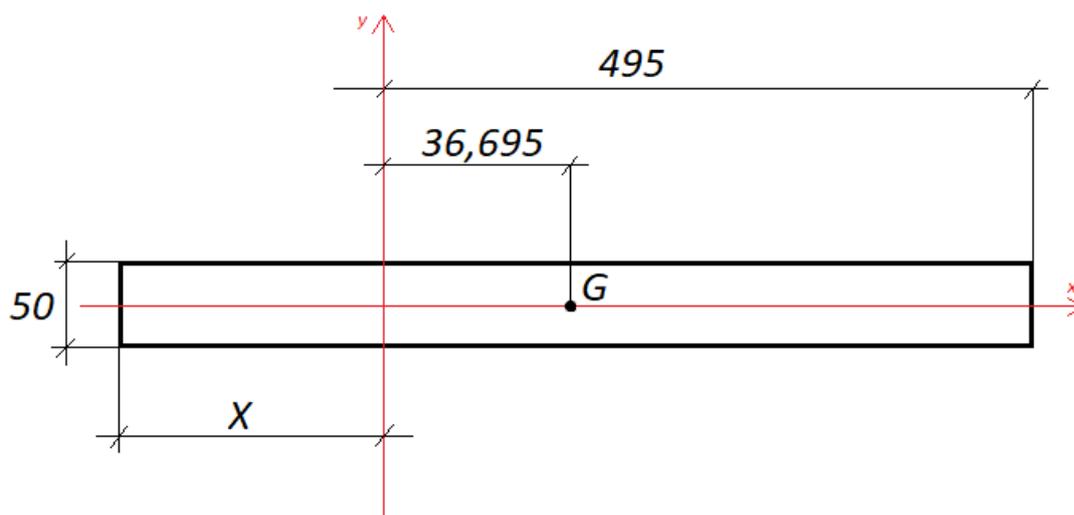
Densidad		Precisión solicitada	
7,850 g/cm ³		Baja	
Propiedades generales			
<input type="checkbox"/> Incluir soldaduras ficticias		<input type="checkbox"/> Incluir anulaciones de CTAD	
Centro de gravedad			
Masa	69,164 kg (Error rel)	X	36,697 mm (Error rel)
Área	738791,985 mm ²	Y	-0,000 mm (Error rel)
Volumen	8810701,791 mm ³	Z	0,000 mm (Error rel)
Propiedades de inercia			
Principal		Global	
Centro de gravedad			
Momentos máxicos			
Ixx	613791,626 kg	Cálculo realizado mediante integral negativa.	
Ixy	0,039 kg mm ²	Iyy	1380300,385 kg
Ixz	-0,000 kg mm ²	Iyz	0,000 kg mm ²
		Izz	1954422,613 kg

Figura 18

La masa será la de las dos barras junto con la de las dos ruedas dentadas, que hace un total de 69,164 kg

Como se puede observar, la posición del c.d.g ha cambiado considerablemente. Ha pasado de encontrarse a una distancia de 254.410 mm del punto de giro K, a encontrarse a 36.695 mm del mismo punto.

Como el elemento de simplificación es un rectángulo, para que el centro de gravedad este a esa distancia del punto de giro K, el rectángulo debe tener las dimensiones que se calculan a continuación:



$$(495 - 36,695) \cdot 50 = (x + 36,695) \cdot 50$$

$$x = 421.61 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el elemento tendrá la siguiente forma:

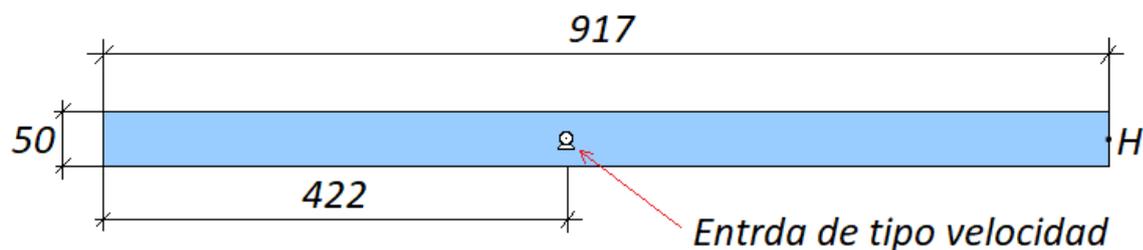


Figura 20

Siendo el punto 'H' parte de par de deslizamiento con dos grados de libertad.

El momento de inercia por defecto del elemento simplificado no es el mismo que el momento de inercia del conjunto de piezas reales. Esto ocurre por la misma razón que en el elemento anterior, es decir, que la distribución de la masa no es la misma en la realidad que en la simplificación.

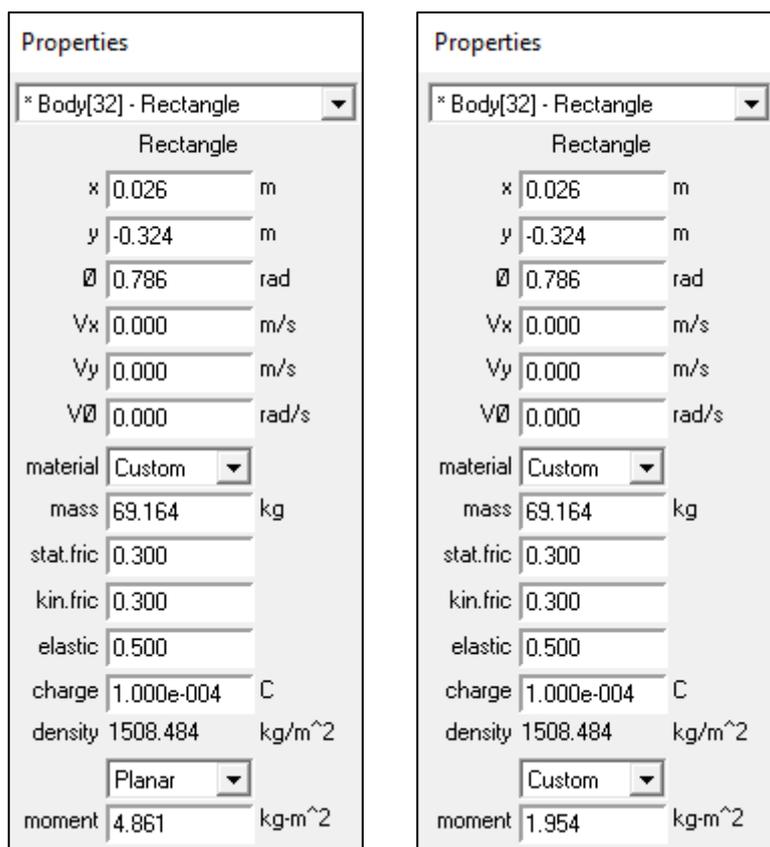
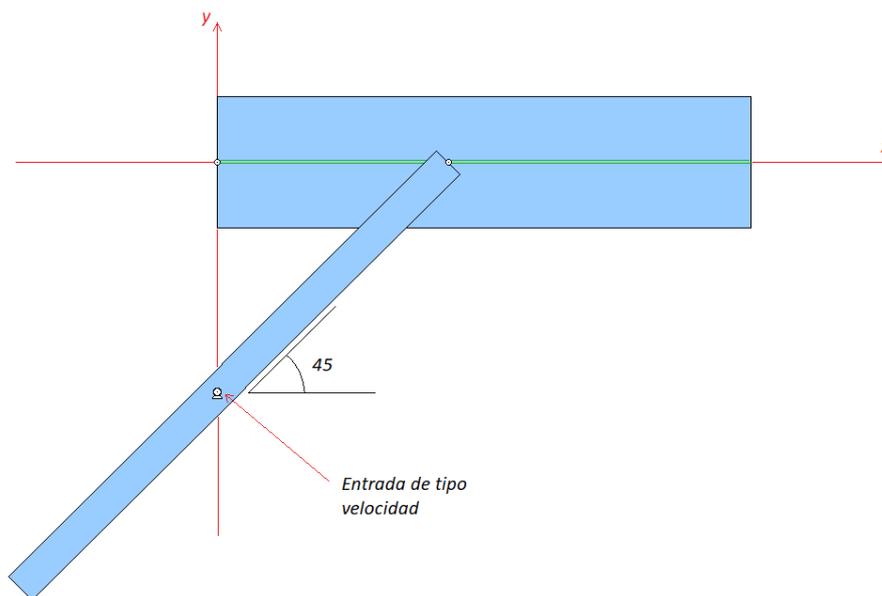


Figura 21

En el modelo simplificado, como la masa está más alejada del centro de rotación, el momento de inercia es mayor, por lo tanto, se sustituirá por el valor real.

Una vez han quedado definidos los elementos, el conjunto queda de la siguiente manera:



La entrada de tipo velocidad ha de tener una expresión determinada para hacer que el mecanismo se mueva como se desea, para ello, se impondrán unas condiciones básicas de movimiento, y se calculará la ecuación que lo define.

Para dotar el mecanismo de datos de movimiento, se parte de tiempo máximo definido para la colocación de una pieza en la mesa de carga, el cual es de 8.5 s aproximadamente. Por lo que se decide que el tiempo de giro del mecanismo no ha de ser mayor a 3 s.

Dicho número será el límite de tiempo que se impondrá, y en base a este se realizarán los cálculos.

La velocidad angular inicial (ω_0) debe tener un valor nulo ya que el mecanismo parte del reposo. Además, la velocidad angular en la posición final (ω_2), en la que se ha producido el giro completo, también ha de ser cero.

A estos requisitos se suma el que ya se ha definido anteriormente, que es que el tiempo de la posición final es 3 s.

Para la forma de la ecuación de la velocidad angular se desea una función continua y derivable (curva suave). Es aceptable entonces una parábola (polinomio de grado 2), la cual tiene una ecuación tal que:

$$\omega(t) = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$$

Para averiguar los coeficientes a y b de la ecuación se tienen tres puntos:

- Punto 0 (0,0)
- Punto 1 (t/2,A)

- Punto 2 (t,0)

Al introducir los valores del punto inicial en la ecuación se obtiene el valor del coeficiente c:

$$0 = 0 + 0 + c$$

$$c = 0$$

Al introducir los valores del punto 2 en la ecuación se obtiene la siguiente expresión:

$$b = -3 \cdot a$$

Al introducir los valores del punto 1 en la ecuación se obtiene la siguiente expresión:

$$A = 2,25 \cdot a + 1,5 \cdot b$$

Y al sustituir b de la expresión anterior, se obtiene la siguiente:

$$a = \frac{-A}{2,25} ; b = \frac{3 \cdot A}{2,25}$$

La expresión de la velocidad angular queda entonces de la siguiente forma:

$$\omega(t) = \left(\frac{-A}{2,25}\right) \cdot t^2 + \left(\frac{3 \cdot A}{2,25}\right) \cdot t$$

Si se recurre a la una ecuación básica del movimiento circular como es :

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega$$

$$d\theta = \omega \cdot dt$$

se puede integrar la velocidad angular y obtener así la incógnita 'A' para determinar los coeficientes.

$$\int_{\theta_0}^{\theta_2} d\theta = \int_{t_0}^{t_2} \left(\left(\frac{-A}{2,25}\right) \cdot t^2 + \left(\frac{3 \cdot A}{2,25}\right) \cdot t \right) \cdot dt$$

Siendo el ángulo girado por la barra de entrada entre las posiciones final e inicial es de $\pi/2$, $t_0 = 0$ y $t_2 = 3$, la ecuación queda de la siguiente forma:

$$\frac{\pi}{2} = \left[\frac{-A}{2,25} \cdot \frac{t^3}{3} + \frac{3 \cdot A}{2,25} \cdot \frac{t^2}{2} \right]_0^3$$

$$\frac{\pi}{2} = \frac{-A}{2,25} \cdot \frac{3^3}{3} + \frac{3 \cdot A}{2,25} \cdot \frac{3^2}{2}$$

$$A = \frac{\pi}{4}$$

Los valores de los coeficientes a y b serán por lo tanto:

$$a = -\frac{\pi}{9} ; b = \frac{\pi}{3}$$

Finalmente, la ecuación de la velocidad angular de la barra de entrada del sistema mecánico es

$$\omega(t) = \left(-\frac{\pi}{9}\right) \cdot t^2 + \left(\frac{\pi}{3}\right) \cdot t$$

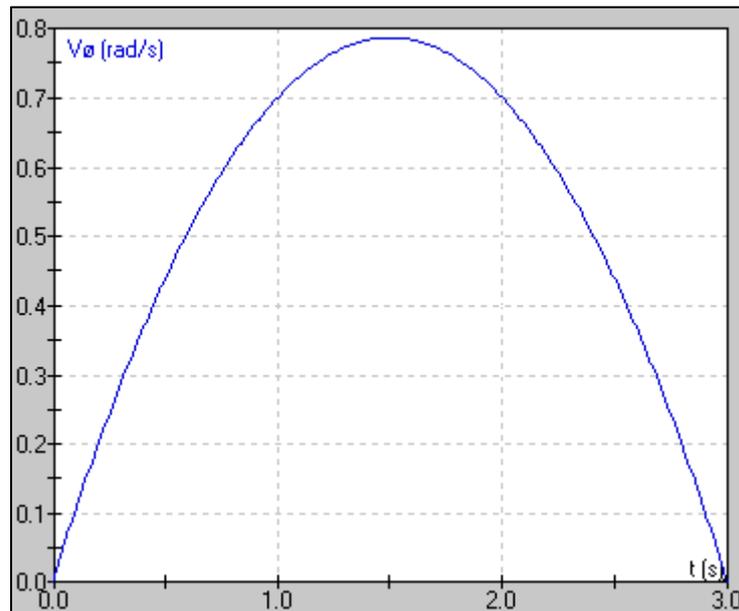


Figura 23

Siendo la velocidad angular máxima es 0,785 rad/s en sentido positivo, alcanzada en el punto $t = 1,5$ s.

En la entrada de tipo velocidad se introduce la expresión recientemente obtenida:

Properties

* Constraint[12] - Motor

Motor

Type Velocity

Value $\left[\left(-\frac{\pi}{9} \right) t^2 + \left(\frac{\pi}{3} \right) t \right]$ rad/s

Resistance (R)

Inductance (L)

Speed Const (Kv)

Motor Const (Km)

Input Voltage (Vi)

Con esto se podrá obtener otros datos importantes como son las aceleraciones y velocidades de todos los elementos, y el par transmitido por el motor, pudiendo identificar el punto de mayor par y el de mayor potencia.

La velocidad angular de las placas que sostienen las piezas se muestra en la siguiente gráfica:

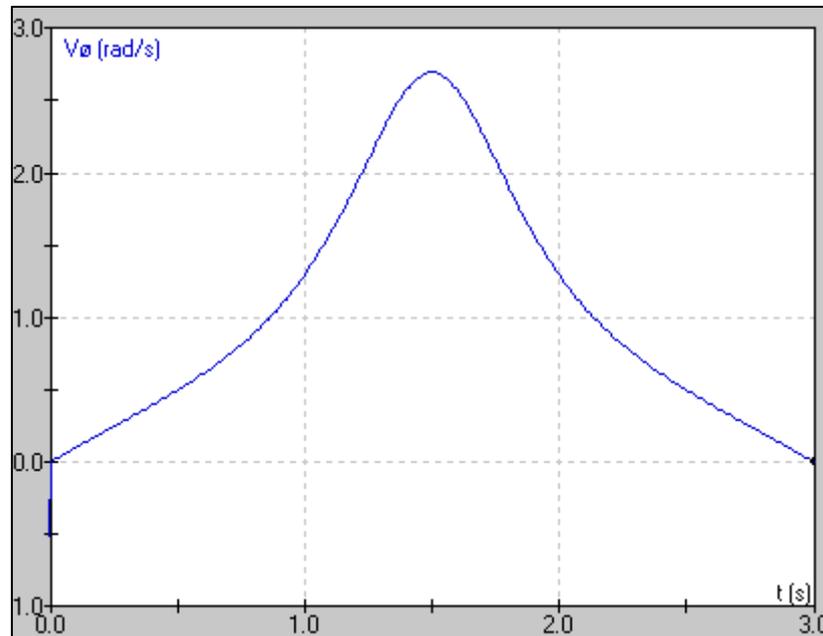


Figura 25

La velocidad angular máxima es de 2,685 rad/s en sentido negativo, alcanzada en $t = 1,5$ s. Dichos valores se toman como valores aceptables para el movimiento del mecanismo.

También se puede apreciar como la velocidad inicial y final es cero, variando entre límites aceptables a lo largo del dominio del tiempo.

En la siguiente grafica se representa el par o torque transmitido por el motor en función del tiempo.

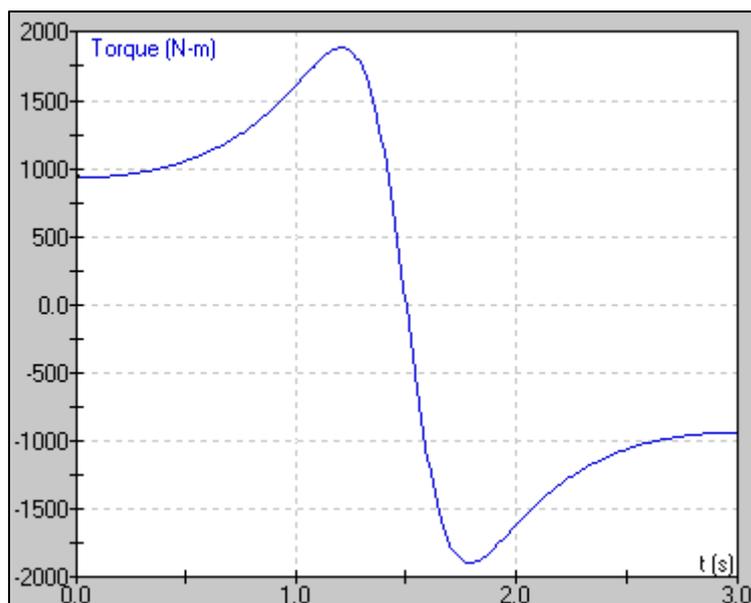


Figura 26

El par en el instante inicial es de 938,281 N·m y el par en el instante final es de -937,949 N·m pasando por el valor nulo al llegar al ángulo de giro $\pi/4$. El valor máximo es de 1887,906 N·m alcanzado en el punto $t=1,21$ s.

A continuación se muestra la gráfica de la potencia transmitida por el motor en función del tiempo.

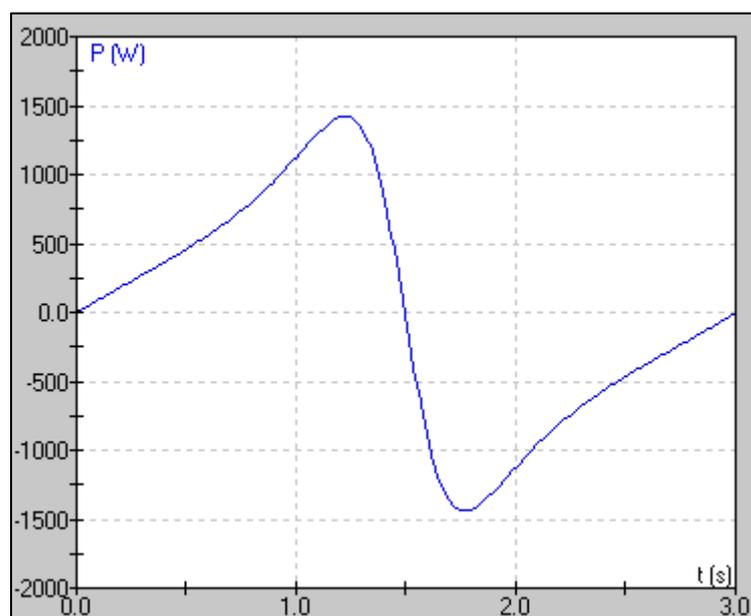


Figura 27

La potencia comienza con un valor nulo, comienza a crecer positivamente y se mantiene positiva hasta que el par comienza a tener valores negativos ($t=1,5$ s), y se mantiene con valores negativos hasta el

fin del recorrido.

La mayor potencia transmitida aparece en los puntos $t = 1,23$ s y $t=1,77$ con unos valores de 1430,7 W y 1432,012 W respectivamente.

1.2 SISTEMA DE TRANSMISION DE POTENCIA TORNILLO SINFÍN-CORONA

1.2.1 Cálculos

Una vez que se han obtenido los datos relevantes referentes a los elementos móviles del mecanismo, como es el par, la potencia y las velocidades, se procederá al cálculo y diseño del sistema de transmisión de potencia.

Las normas referentes al cálculo de engranajes tornillo sin fin-corona, tanto la internacional ISO 14521, como la española UNE-EN-ISO 2203-98 (la cual se basa en la internacional) y la americana ANSI-AGMA 6034 B92 no se han podido encontrar de forma gratuita, debido a que las organizaciones que las han creado solamente ofrecen versiones de pago.

La norma ANSI-AGMA 6034 B92, debido a su efectividad, a su gran difusión y a su elevado uso (es utilizada por la gran mayoría de autores en sus libros) es la norma de la cual existe más información al alcance y además, es la que más seguridad aporta. Por lo tanto, esta será la norma en la que se basaran los cálculos que se realizaran.

La norma ANSI-AGMA 6034 B92 data de Febrero de 1992. Dicha norma fue creada por el Instituto Nacional de Estándares Americano conjuntamente con la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (ANSI y AGMA, respectivamente, por sus siglas en ingles). Aunque dicha norma tiene una actualización más reciente (Marzo de 2016), solo las ediciones más actuales de los libros de Elementos de Maquinas se basarán en dicha actualización (dichas ediciones no resultan disponibles).

Esta norma americana se encuentra formulada en unidades del sistema inglés (English Units). Y como hay cambios de unidades en varias fórmulas de dicha norma, aparecen coeficientes relativos a dichos cambios de unidades inglesas. Se decide entonces trabajar con las unidades del sistema ingles mientras que se utilice la norma en cuestión.

Para la realización de los cálculos de diseño del engranaje tornillo sin fin-corona se utilizaran los datos del instante con el mayor valor del par obtenido. Dicho valor es 1887,906 N·m como se dijo anteriormente. No obstante, como se dispondrá de dos motores (cada uno acoplado a un sistema de engrane tornillo sin fin-corona), el par se dividirá entre dos, por lo tanto se trabajara con un par de 943,953 N·m.

El valor de la velocidad angular del elemento en ese momento es de 0,756 rad/s en sentido horario y el valor de la potencia es de 1427,340 W.

$$\omega_G = 7,2192 \text{ rpm}$$

$$Par_G = 8354,688 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$Pot_G = 0,9570 \text{ hp}$$

Estos tres datos serán el punto de partida para el diseño del engranaje. A estos, se añadirán otros impuestos por el diseñador. Con todo ello, se calcularán progresivamente todos los datos necesarios para definir el engranaje.

En primer lugar, se desea que el diámetro de la rueda de salida no sea excesivamente grande, por lo que se prueba inicialmente con un valor de 400 mm (15.74 in) . Además se da un valor al número de entradas del tornillo $N_1 = 2$, la relación de engrane $Z = 45$ y al ángulo de presión $\phi_n = 20^\circ$.

Se obtiene el número de dientes de la rueda dentada:

$$N_2 = Z \cdot N_1$$

$$N_2 = 45 \cdot 2 = 90$$

Se obtiene la fuerza tangencial en la rueda:

$$W^t_G = \frac{2 \cdot Par_G}{D_G}$$

$$W^t_G = \frac{2 \cdot 8354,688}{15.74} = 1061,585 \text{ lb}$$

Se obtiene también el paso circular, el cual tiene el mismo valor que el paso axial del tornillo:

$$Paso = \frac{\pi \cdot D_G}{N_2}$$

$$Paso = \frac{\pi \cdot 15.74}{90} = 0.5494 \text{ in}$$

La velocidad angular del elemento de entrada (el tornillo sin fin) será:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = Z$$

$$\omega_1 = Z \cdot \omega_2 = 45 \cdot 7,2192 = 324,864 \text{ rpm}$$

El avance, que es la longitud que avanza la hélice el tornillo sin fin en una revolución completa será:

$$L = Paso \cdot N_1$$

$$L = 0,5494 \cdot 2 = 1,0989 \text{ in}$$

Se define también el diámetro del tornillo $d_w = 5 \text{ in}$, el cual será útil para calcular el ángulo de paso, la velocidad de deslizamiento y la velocidad de la rueda dentada.

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi \cdot d_w} \right)$$

$$\lambda = 4,0017^\circ$$

$$v_s = \text{velocidad de deslizamiento} = \frac{\pi \cdot d_w \cdot \omega_1}{12 \cdot \cos \lambda}$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 324,864}{12 \cdot \cos(4,0017)} = 426,2852 \text{ ft} \cdot \text{min}$$

$$v_G = \text{velocidad de la rueda} = \frac{\pi \cdot d_g \cdot \omega_2}{12}$$

$$v_G = \frac{\pi \cdot 15,74 \cdot 7,2192}{12} = 29,748 \text{ ft} \cdot \text{min}$$

Una vez calculados estos valores, calcularemos el coeficiente de fricción (el desgaste de este tipo de engranajes se produce por fricción). Para el cálculo de dicho coeficiente, es necesario recurrir a tablas de la norma, las cuales dicen que, cuando el valor de la velocidad de deslizamiento es mayor de 10 ft·min, el valor del coeficiente de rozamiento es el siguiente:

$$f = 0.103 \cdot \exp(-0.11 \cdot v_s^{0.45}) + 0.012$$

$$f = 0.103 \cdot \exp(-0.11 \cdot 426,2852^{0.45}) + 0.012 = 0,03123$$

Y entonces la eficiencia del proceso mecánico será:

$$e = \frac{\cos(\phi_n) - f \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\phi_n) + f \cdot \cotan(\lambda)}$$

$$e = \frac{\cos(20) - 0,03123 \cdot \tan(4.0017)}{\cos(20) + 0,03123 \cdot \cotan(4.0017)} = 0,67630$$

Para asegurar que a la salida existen los 0,9570 hp de potencia, se introduce dicho valor en la fórmula para obtener la fuerza en la rueda:

$$W^t_G = \frac{33000 \cdot k_a \cdot n_d \cdot Pot_G}{e \cdot v_G}$$

El coeficiente de aplicación (k_a), también conocido como factor de sobre carga (k_o) está destinado a tener en cuenta todas las cargas aplicadas externamente en exceso de la carga tangencial nominal W_t .

La siguiente tabla muestra los valores para k_a en función de las características de las fuerzas de entrada y salida del engranaje. Dicha tabla pertenece al Apéndice A de la norma americana ANSI-AGMA 2003-B97

Character of Prime Mover	Character of Load on Driven Machine			
	Uniform	Light Shock	Medium Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

Note: This table is for speed-decreasing drives. For speed-increasing drives, add $0.01(N/n)^2$ or $0.01(z_2/z_1)^2$ to the above factors.

Figura 28

Para mayor claridad sobre las características de los elementos de entrada y de salida se ha encontrado la siguiente tabla.

APPLICATION FACTOR K_a FOR REDUCTION GEARS (\times 1.1 if speed-up drive)		driving machinery		
		uniform electric motor steam turbine gas turbine	light shocks multicylinder combustion engine	heavy shocks single cylinder combustion engine
driven machinery				
uniform	generator, belt conveyor, light elevator, electric hoist, machine tool feed drive, ventilator, turbo-blower, turbocompressor, mixer (constant density)	1	1.25	1.5
medium shocks	machine tool main drive, heavy elevator, crane turning gears, mine ventilator, mixer (variable density), multicylinder piston pump, feed pump	1.25	1.5	1.75
heavy shocks	press, shear, rolling mill drive, heavy centrifuge, heavy feed pump, pug mill, power shovel, rotary drilling apparatus, briquette press	1.75	2 or higher	2.25 or higher

Figura 29: Notes on Design and Analysis of Machine Elements, Douglas Wright. Department of Mechanical and Materials Engineering, The University of Western Australia

En este caso, lo que conducirá el mecanismo será un motor eléctrico, y el elemento conducido se considerara un elevador de peso pesado (heavy elevator). Por lo tanto, el valor del coeficiente k_a será 1,25.

Con respecto a factor n_d se decide un valor de 1,2.

$$W_G^t = \frac{33000 \cdot 1.25 \cdot 1.2 \cdot 0,9570}{0,67630 \cdot 29,748} = 2354,572 \text{ lb}$$

La fuerza en el tornillo se calcula de la siguiente forma:

$$W_w^t = W_G^t \cdot \left(\frac{\cos(\phi_n) \cdot \text{sen}(\lambda) + f \cdot \cos(\lambda)}{\cos(\phi_n) \cdot \cos(\lambda) - f \cdot \text{sen}(\lambda)} \right)$$

$$W_w^t = 2354,572 \cdot \left(\frac{\cos(20) \cdot \text{sen}(4,0017) + 0,03123 \cdot \cos(4,0017)}{\cos(20) \cdot \cos(4,0017) - 0,03123 \cdot \text{sen}(4,0017)} \right) = 243,555 \text{ lb}$$

Y los pares de la corona y del tornillo sin fin respectivamente serán:

$$T_G = \frac{W^t_G \cdot D_G}{2}$$

$$T_G = \frac{2354,572 \cdot 15,74}{2} = 18530,482 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$T_w = \frac{W^t_w \cdot d_w}{2}$$

$$T_w = \frac{243,555 \cdot 5}{2} = 608,888 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Y las potencias de entrada y salida respectivamente serán:

$$Pot_{in} = Pot_w = \frac{\pi \cdot d_w \cdot \omega_w \cdot W^t_w}{12 \cdot 33000}$$

$$Pot_{in} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 324,864 \cdot 243,555}{12 \cdot 33000} = 3,1385 \text{ hp}$$

$$Pot_{out} = Pot_G = \frac{\pi \cdot D_G \cdot \omega_G \cdot W^t_G}{12 \cdot 33000}$$

$$Pot_{out} = \frac{\pi \cdot 15,74 \cdot 7,2192 \cdot 2354,572}{12 \cdot 33000} = 2,1225 \text{ hp}$$

Los valores en unidades del sistema internacional son:

$$T_G = 2093,663 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_w = 68,795 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Pot_{in} = 2340,379 \text{ W}$$

$$Pot_{out} = 1582,748 \text{ W}$$

Una de las principales diferencias entre los engranajes de tornillo sin fin y otros tipos de engranajes es que el desgaste por abrasión es la principal preocupación mientras que las tensiones de contacto y de flexión son mucho menos preocupantes. Esto requiere una lubricación efectiva para el tornillo, además la geometría estará diseñada para evitar los contactos puntuales. Pueden producirse efectos de desgaste, en los que el desgaste abrasivo inicial hace que los perfiles de la rosca del engranaje helicoidal se ajusten a los dientes del tornillo sinfín, que generalmente están hechos de un material mucho más duro. Estos desgastes dan como resultado una lubricación más efectiva y una transferencia más eficiente de cargas, de modo que la tasa de desgaste después del desgaste inicial es mucho más bajas.

Por esta razón, el parámetro que se controlara será la fuerza tangencial máxima en la rueda dentada, la cual se calcula de la siguiente forma:

$$(W^t)_{all} = C_s \cdot D_m^{0.8} \cdot F_e \cdot C_m \cdot C_v$$

Siendo:

$$C_s = \text{factor material}$$

$$D_m = \text{diametro efectivo de la rueda dentada}$$

$$F_e = \text{ancho de la rueda dentada}$$

$$C_m = \text{factor de la correccion de la relacion de velocidades}$$

$$C_v = \text{factor de correccion de velocidad}$$

El factor C_v tiene la siguiente expresión:

$$C_v = \begin{cases} 0.659 \exp(-0.0011v_t) & 0 \leq v_t \leq 700 \text{ ft/min} \\ 13.31v_t^{-0.571} & 700 \text{ ft/min} \leq v_t \leq 3000 \text{ ft/min} \\ 62.52 v_t^{-0.774} & 3000 \text{ ft/min} \leq v_t \end{cases}$$

$$C_v = 0.659 \cdot \exp(-0.0011 \cdot v_t) = 0.659 \cdot \exp(-0.0011 \cdot 426,2852) = 0,41232$$

El factor C_m tiene la siguiente expresión:

$$C_m = \begin{cases} 0.0200 (-Z^2 + 40Z - 76)^{0.5} + 0.46 & 3 \leq Z \leq 20 \\ 0.0107 (-Z^2 + 56Z + 5145)^{0.5} & 20 \leq Z \leq 76 \\ 1.1483 - 0.00658Z & 76 \leq Z \end{cases}$$

$$C_m = 0.0107 (-Z^2 + 56Z + 5145)^{0.5} = 0.0107 (-45^2 + 56 \cdot 45 + 5145)^{0.5} = 0.803569$$

El factor material depende del proceso de fabricación de las piezas, en este caso, para piezas de bronce, la norma AGMA aporta la siguiente tabla:

Manufacturing process	Pitch diameter	Materials Factor C_s
Sand casting	$d \leq 64$ mm	1000
	$d \geq 64$ mm	$1859 - 476.5 \log d$
Static chill cast or forged	$d \leq 200$ mm	1000
	$d \geq 200$ mm	$2052 - 455.8 \log d$
Centrifugally cast	$d \leq 625$ mm	1000
	$d \geq 625$ mm	$1504 - 179.8 \log d$

Figura 30

En principio se elegirá un moldeo en arena simple, y se comprobará la adecuación de dicho proceso de fabricación para el mecanismo actual.

Se está utilizando ahora una tabla en unidades del sistema internacional (SI), por lo tanto:

$$D_g = 15,74 \cdot 25,4 = 400 \text{ mm}$$

Como el diámetro de la rueda dentada es mayor de 64 mm se utilizará la siguiente fórmula para obtener el factor material:

$$C_s = 1859 - 476.5 \cdot \log_{10} (400)$$

$$C_s = 619,1184$$

El ancho de la rueda en un comienzo se le dio un valor de 3 mm (1,1811 in)

Con todo esto, la fuerza máxima permitida será:

$$(W^t)_{all} = 619,1184 \cdot 15,74^{0.8} \cdot 1,1811 \cdot 0.803569 \cdot 0,41232 = 2198.3608 \text{ lb}$$

La fuerza tangencial de la rueda dentada (2354,572 lb) es mayor que la fuerza máxima permitida, por lo que se han de introducir algunos cambios en el sistema.

Las modificaciones que se realizan son las siguientes:

- d_w pasa a ser 2,5 in (63,5 mm)
- La anchura de la rueda dentada pasa a ser 1.8 in (45,72 mm)
 - El diámetro pasa a valer 30 mm (11,811 in)

Con estas modificaciones, los valores de los diferentes parámetros han cambiado con respecto a los calculados anteriormente.

$$Paso = \frac{\pi \cdot 11,811}{90} = 0,4122 \text{ in}$$

$$L = 0,4122 \cdot 2 = 0,8246 \text{ in}$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi \cdot d_w}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0,8246}{\pi \cdot 2,5}\right) = 6^\circ$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 324,864}{12 \cdot \cos(6)} = 213,794 \text{ ft} \cdot \text{min}$$

$$f = 0.103 \cdot \exp(-0.11 \cdot 213,794^{0.45}) + 0.012 = 0,04210$$

$$e = \frac{\cos(20) - 0,04210 \cdot \tan(6)}{\cos(20) + 0,04210 \cdot \cotan(6)} = 0,697795$$

$$W_G^t = \frac{33000 \cdot 1.25 \cdot 1.2 \cdot 0,9570}{0,697795 \cdot 22,322} = 3041,199 \text{ lb}$$

$$W_w^t = 3041,199 \cdot \left(\frac{\cos(20) \cdot \text{sen}(6) + 0,04210 \cdot \cos(6)}{\cos(20) \cdot \cos(6) - 0,04210 \cdot \text{sen}(6)} \right) = 458,075 \text{ lb}$$

$$T_G = \frac{3041,199 \cdot 11,811}{2} = 17959,8 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$T_w = \frac{458,075 \cdot 2,5}{2} = 525,593 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$Pot_{in} = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 324,864 \cdot 458,075}{12 \cdot 33000} = 2,951 \text{ hp}$$

$$Pot_{out} = \frac{\pi \cdot 11,811 \cdot 7,2192 \cdot 3041,199}{12 \cdot 33000} = 2,057 \text{ hp}$$

De nuevo se deben calcular los coeficientes para obtener la fuerza máxima permitida.

$$C_v = 0.659 \cdot \exp(-0.0011 \cdot v_t) = 0.659 \cdot \exp(-0.0011 \cdot 213,794) = 0,52089$$

$$C_m = 0.0107 (-Z^2 + 56Z + 5145)^{0.5} = 0.0107 (-45^2 + 56 \cdot 45 + 5145)^{0.5} = 0.803569$$

$$C_s = 1859 - 476.5 \cdot \log_{10} (300) = 678,651$$

El cálculo queda de la siguiente forma:

$$(W^t)_{all} = 678,651 \cdot 11,811^{0.8} \cdot 1,8 \cdot 0.803569 \cdot 0,52089 = 3685,683 \text{ lb}$$

Ahora la fuerza generada en la rueda dentada es mayor que la máxima fuerza permisible:

$$3685,683 > 3041,199$$

Por lo tanto el engranaje es adecuado.

Ahora será necesario, rehacer el análisis del movimiento del mecanismo de nuevo con los datos actuales. Además, se introducirá un cambio en la rueda dentada, que es quitar la masa correspondiente al alojamiento del eje que pasa a través de esta, de un diámetro de 50 mm.

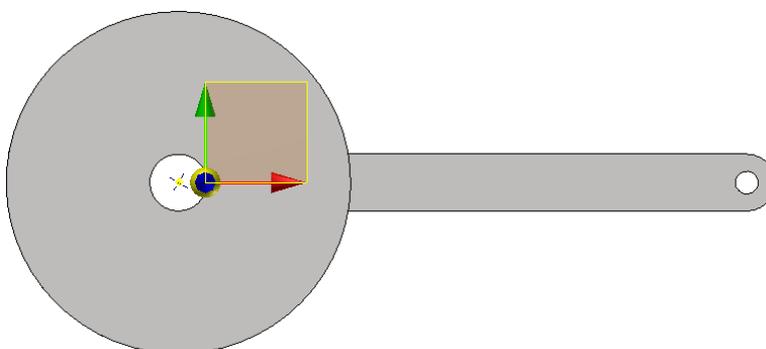


Figura 31

Densidad		Precisión solicitada	
7,850 g/cm ³		Baja	
Propiedades generales			
<input type="checkbox"/> Incluir soldaduras ficticias		<input type="checkbox"/> Incluir anulaciones de CTDAD	
Centro de gravedad			
Masa	58,815 kg (Error rel)	X	43,050 mm (Error rel)
Área	528671,826 mm ²	Y	-0,000 mm (Error rel)
Volumen	7492350,127 mm ³	Z	0,000 mm (Error rel)
Propiedades de inercia			
Principal		Global	
		Centro de gravedad	
Momentos máxicos			
Ixx	323510,398 kg mm ²	Cálculo realizado mediante integral negativa.	
Ixy	-0,018 kg mm ²	Iyy	1074158,839 kg mm ²
Ixz	-0,000 kg mm ²	Iyz	0,000 kg mm ²
		Izz	1324974,381 kg mm ²

Esto muestra que ha cambiado el centro de gravedad y también su momento de inercia con respecto al eje z por lo que es necesario modificar elemento del modelo.

Con respecto al centro de gravedad, es necesario modificar las dimensiones del elemento:

$$(495 - 43,050) \cdot 50 = (x + 43,050) \cdot 50$$

$$x = 408,9 \text{ mm}$$

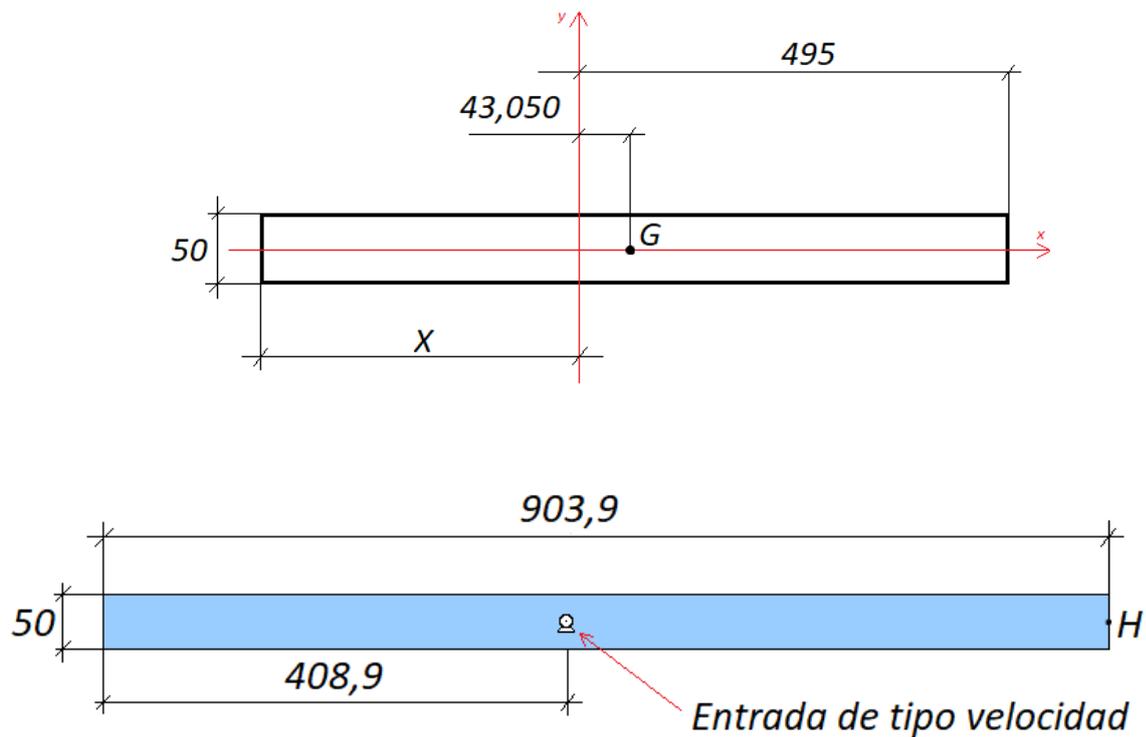


Figura 34

Después de esta modificación, se repite el análisis de movimiento y los datos obtenidos son:

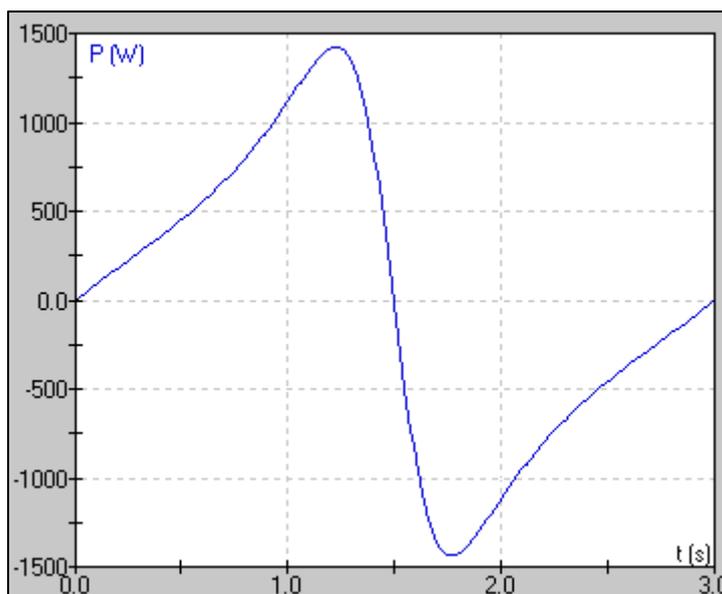


Figura 35

El máximo valor de potencia es 1428,103 W en $t = 1,22$ s.

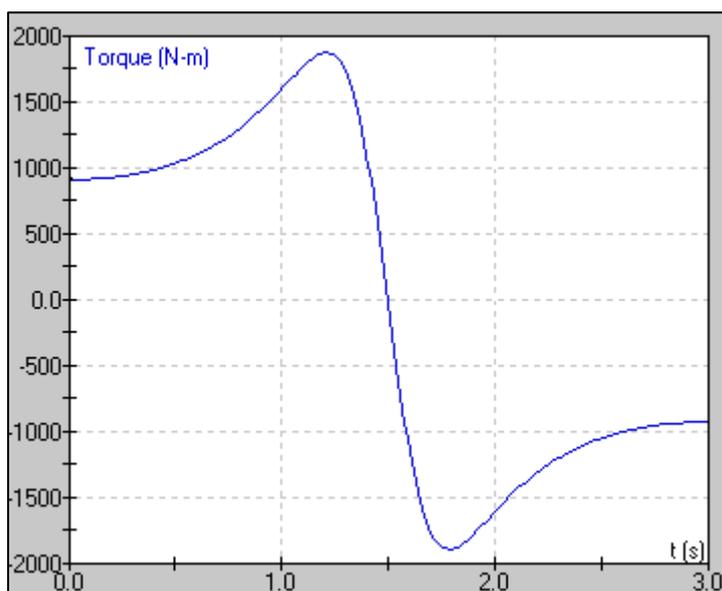


Figura 36

El máximo valor de par es 1885,423 N·m en $t = 1,21$ s.

Tanto la gráfica de la potencia como la del par son similares a las obtenidas con anterioridad, pero no iguales. Los errores entre los resultados anteriores y los actuales son:

$$\frac{(Potencia_{ACTUAL} - Potencia_{ANTERIOR})}{Potencia_{ACTUAL}} = \frac{|1428,103 - 1432,012|}{1428,103} = 0,002737$$

$$Error = 0,2737\%$$

$$\frac{(Par_{ACTUAL} - Par_{ANTERIOR})}{Par_{ACTUAL}} = \frac{|1885,423 - 1887,906|}{1885,423} = 0,001316$$

$$Error = 0,1316\%$$

Al modificar los valores máximos del par y de la potencia, los cálculos de los parámetros varían ligeramente, dando como resultado:

$$W_G^t = \frac{33000 \cdot 1.25 \cdot 1.2 \cdot 0,9575}{0,697795 \cdot 22,322} = 3042,867 \text{ lb}$$

$$W_w^t = 3042,867 \cdot \left(\frac{\cos(20) \cdot \text{sen}(6) + 0,04210 \cdot \cos(6)}{\cos(20) \cdot \cos(6) - 0,04210 \cdot \text{sen}(6)} \right) = 458,325 \text{ lb}$$

$$T_G = \frac{3042,867 \cdot 11,811}{2} = 17969,651 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$T_w = \frac{458,325 \cdot 2,5}{2} = 572,906 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$Pot_{in} = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 324,864 \cdot 458,325}{12 \cdot 33000} = 2,9529 \text{ hp}$$

$$Pot_{out} = \frac{\pi \cdot 11,811 \cdot 7,2192 \cdot 3042,867}{12 \cdot 33000} = 2,057 \text{ hp}$$

La fuerza tangencial en la rueda es algo menor que el cálculo anterior, por lo que sigue siendo menor que la máxima fuerza permisible.

Con respecto a la tensión, solamente será necesario calcularla en los dientes de la rueda dentada, ya que los del tornillo sin fin son inherentemente mucho más resistentes. Los dientes en los engranajes helicoidales son cortos y gruesos en los bordes de la cara mientras que en el plano medio son más delgadas y curvas. Buckingham adaptó la ecuación de Lewis para este caso:

$$\sigma_a = \frac{W^t_G}{p_n \cdot F_e \cdot y}$$

Siendo:

$$p_n = p_x \cdot \cos(\lambda)$$

$$F_e = \text{ancho de la rueda dentada}$$

y = factor de Lewis relacionado con el paso circular

El factor de Lewis para un ángulo de presión de 20° es y = 0.125.

El ancho máximo de la rueda dentada viene dado por la ecuación:

$$F_{e_{max}} = 0.67 \cdot D_G$$

$$F_{e_{max}} = 0.67 \cdot 30 = 20.1 \text{ in}$$

Previamente se escogió un valor de 1,8 in por lo que está dentro del rango permitido.

La ecuación para el cálculo de la tensión en los dientes de la rueda dentada quedara:

$$\sigma_a = \frac{3042,867}{0,4122 \cdot \cos(6) \cdot 1,8 \cdot 0.125} = 32989,68 \text{ psi}$$

Dado que se necesita que la rueda dentada se adapte al tornillo sin fin, es necesario un material que sea menos duro que el del tornillo.

Para este tipo de engranajes, la norma recomienda (en base a lo comentado anteriormente) utilizar un acero con al menos un 58 HRC de dureza superficial para el tornillo, y una aleación de bronce (que por ende tienen una dureza mucho menor) para la rueda dentada helicoidal.

Repeatedly Applied Bending Strength S_t for Iron and Bronze Gears at 10^7 Cycles and 0.99 Reliability
 Source: ANSI/AGMA 2001-D04.

Material	Material Designation ¹	Heat Treatment	Typical Minimum Surface Hardness ²	Allowable Bending Stress Number, S_t , ³ psi
ASTM A48 gray cast iron	Class 20	As cast	—	5000
	Class 30	As cast	174 HB	8500
	Class 40	As cast	201 HB	13 000
ASTM A536 ductile (nodular) Iron	Grade 60-40-18	Annealed	140 HB	22 000-33 000
	Grade 80-55-06	Quenched and tempered	179 HB	22 000-33 000
	Grade 100-70-03	Quenched and tempered	229 HB	27 000-40 000
	Grade 120-90-02	Quenched and tempered	269 HB	31 000-44 000
Bronze		Sand cast	Minimum tensile strength 40 000 psi	5700
	ASTM B-148 Alloy 954	Heat treated	Minimum tensile strength 90 000 psi	23 600

Figura 37

Se pretende utilizar a aleación 954 de bronce, la cual permite un valor de 23600 psi de tensión por flexión 'bending stress'.

$$S_t = 23600 \text{ psi} < \sigma_a = 32989,68 \text{ psi}$$

El valor de la tensión generada es mayor que el de tensión permitida. Esto se puede solucionar modificando (aumentando) el paso axial del tornillo sin fin. Para lo cual simplemente se necesita cambiar el número de entradas del tornillo de 2 a 1.

$$N_2 = 45 \cdot 1 = 45$$

$$\text{Paso} = \frac{\pi \cdot 11,811}{45} = 0,8245$$

$$\sigma_a = \frac{3042,867}{0,8245 \cdot \cos(6) \cdot 1,8 \cdot 0,125} = 16492,839 \text{ psi}$$

Ahora sí que se cumple la siguiente ecuación:

$$S_t = 23600 \text{ psi} > \sigma_a = 16492,839 \text{ psi}$$

Por lo que la tensión generada es aceptable.

Además, se comprueba el valor de la dureza de dicha aleación, el cual se ha encontrado en la ficha de características técnicas de la aleación, proporcionada por un fabricante.

Material Data Sheet 954

Copper-Aluminum-Iron-Nickel (Aluminum Bronze)

Chemical Composition
(% max, unless shown as range or min.)

	Cu*	Pb	Fe	Ni	Al	Mn	Mg	Si	Zn	Sn
Min/Max	83.0 min.	-	3.0-5.0	1.5	10.0-11.5	.50	-	-	-	-
Nominal	83.2	-	4.0	-	10.8	-	-	-	-	-

*Cu + Sum of Named Elements, 99.5% min.

Applicable Specifications

Process or Ingot	Specification
Sand	ASME SB148
	ASTM B 148, B 763
	SAE J461, J462

Fabrication Practices

Joining Technique	Suitability
Soldering	Good
Brazing	Good
Oxyacetylene Welding	Not Recommended
Gas Shielded Arc Welding	Very Good
Coated Metal Arc Welding	Good

Physical Properties

	US Customary	Metric
Melting Point - Liquidus	1900 F	1038 C
Melting Point - Solidus	1880 F	1027 C
Density	0.269 lb/in ³ at 68 F	7.45 gm/cm ³ @ 20 C
Specific Gravity	7.45	7.45
Electrical Resistivity	80.2 ohms-cmil/ft @ 68 F	13.33 microhm-cm @ 20 C
Electrical Conductivity	13 %IACS @ 68 F	0.075 MegaSiemens/cm @ 20 C
Thermal Conductivity	33.9 Btu · ft/(hr · ft ² · °F) at 68F	58.7 W/m · °K at 20 C
Coefficient of Thermal Expansion	9.0 · 10 ⁻⁶ per °F (68-572 F)	16.2 · 10 ⁻⁶ per °C (20-300 C)
Specific Heat Capacity	0.1 Btu/lb°F at 68 F	419.0 J/kg · °K at 293 K
Modulus of Elasticity in Tension	15500 ksi	107000 MPa
Magnetic Permeability	1.27	1.27

Heat Treatment

Stress Relieving:
600° F (315C) for 1h/in. of Section Thickness

Solution Anneal:
1600°-1675° F (880-915 C) 1h/WQ

Tempering:
1150°-1225° F (620-665C) for 1h/AC

This alloy may be sensitive to water-quench cracking in heavy casting sections. Oil quenching or forced-air cooling may be preferred.

Machinability Rating: 60
(C36000, Free Cutting Brass = 100)

Typical Uses:
Bearings and Bushings
Spur Gears
Gears
Picking Hooks and Baskets
Worms
Valve Components

Mechanical Properties

	US Customary	Metric	Applicable Specification
Tensile Strength	Minimum	75 ksi	517 MPa
	Minimum	75 ksi	515 MPa
	Typical	85 ksi	586 MPa
Yield Strength (0.2% Est. under load)	Minimum	30 ksi	207 MPa
	Minimum	30 ksi	205 MPa
	Typical	35 ksi	241 MPa
Elongation	Minimum	12 %, in 2 in.	12 %, in 51 mm
	Typical	18 %, in 2 in.	18 %, in 51 mm
Brinell Hardness (3,000 kg load)	Minimum	150	150
	Typical	170	170

Figura 38

La dureza típica de esta aleación es de 170 BH, la cual equivale a 7 RC

Una vez que se tienen los datos de par de entrada necesarios para el mecanismo, se puede decidir que motor se necesitara.

1.2.2 Elección del motor

El motor a utilizar sea el SIMOTCS GP 1AV2062B del fabricante SIEMENS. Este motor aporta un par máximo de 89,484 Nm, el cual es mayor que el máximo par necesitado. A través de un convertidor de frecuencia se variara la velocidad y por lo tanto el par (siguiendo las ecuaciones del movimiento obtenidas al principio) para conseguir los datos necesarios en cada instante.

Como se ha comentado anteriormente, este tipo de sistema de transmisión de potencia tiene un principio de funcionamiento basado en el rozamiento (a diferencia de otros tipos sistemas de engrane). Por ello, se disipa una gran cantidad de energía en el contacto entre los dos elementos móviles del sistema, lo cual conlleva a un aumento de temperatura elevado. Es por tanto necesaria una correcta lubricación.

1.2.1 Caja de engrane

La forma ideal de lubricación para este tipo de engranajes es la lubricación hidrostática, es decir, la aplicación constante de un fluido lubricante pero sin ser este transmitido a presión. Por lo tanto, se diseñara una caja de engranajes dentro de la cual se alojara el sistema de transmisión, que se encontrara inmerso en el elemento lubricante hasta el nivel indicado, el cual se indica a continuación.



Figura 39: Las tres posiciones más comunes de unidades sinfín (The Lubrication Engineers Manual)

1.3 ANALISIS DE FUERZAS Y TENSIONES

1.3.1 Introducción

En el mecanismo hay elementos que estarán sometidos a esfuerzos. Es labor del diseñador cerciorarse de que dichos elementos soportan adecuadamente los esfuerzos a los que son sometidos. Por ello, se debe obtener las reacciones, que servirán para el cálculo de las tensiones, cuya finalidad es localizar los puntos más críticos y dimensionar los elementos.

Cuando el material está sometido a un estado tensional simple, para garantizar la resistencia de dicho material se requiere que la tensión normal máxima o en su defecto la máxima tensión tangencial no sea mayor que la correspondiente tensión admisible.

Al estudiar estados tensionales más complejos resulta necesario disponer de alguna hipótesis que permita evaluar el paso del material al estado limite, o su superación, sin recurrir cada vez a ensayos, limitándose a utilizar los resultados de los ensayos más elementales (estados de tensiones mono axiales, cortadura pura o torsión simple uniforme).

Las hipótesis de resistencia comparan un estado tensional complejo dado con uno simple. A la componente del estado de tensiones uni-axial de igual resistencia que el estado de tensiones tri-axial se le denomina tensión de comparación σ_{co} .

Para los elementos de este mecanismo se utilizara la hipótesis de resistencia de la energía potencial unitaria de variación de forma, también conocida como la hipótesis o el criterio de Von-Mises. El cual dice que:

‘La falla por fluencia de un elemento se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen que este sufre en un punto sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de la probeta utilizada en el ensayo de tracción o compresión en el momento de producirse la fluencia en el ensayo’

En términos matemáticos, se expresa de la siguiente forma:

$$\sigma_{co} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \leq \sigma_s$$

Siendo σ_s el límite elástico del material.

1.3.2 Eje de las plataformas

Calculo de reacciones y esfuerzos

El programa Working Model muestra las fuerzas en la unión del elemento que simula las dos plataformas, con el elemento fijo (que se considera el eje).

El valor máximo de la fuerza (en modulo) es 2904,529 N. Es decir, que el eje está soportando esa fuerza entre los cuatro contactos que tiene (dos con cada plataforma). Para poder analizar adecuadamente el eje e identificar los puntos que están sometidos a mayor tensión, es necesario obtener las reacciones en cada uno de los puntos de contacto. Para ello se utilizaran los datos (reportados por Working Model) que se obtienen del instante en el que aparece la máxima fuerza en el único punto de contacto del análisis en dos dimensiones.

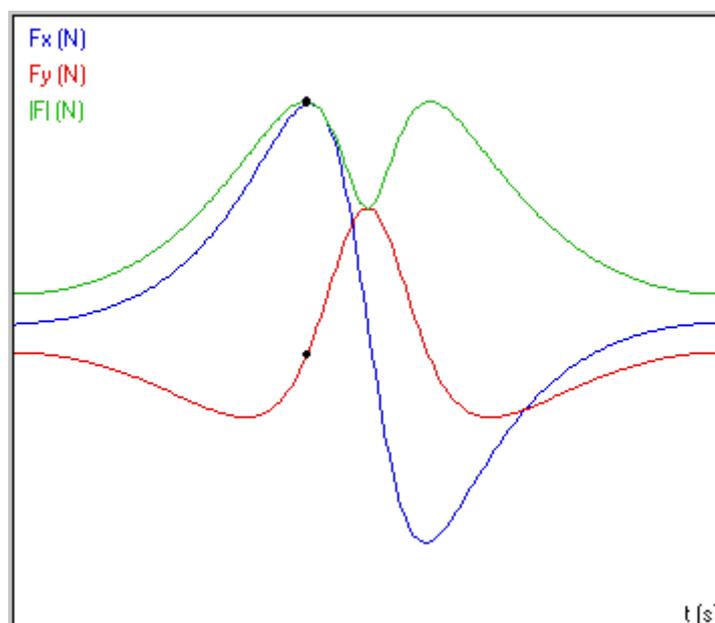


Figura 40

Force of Pin 5	
Fx	2863.685 N
Fy	-485.386 N
F	2904.529 N

Figura 41

La fuerza es la mitad del valor mostrado en la figura anterior puesto que se tienen dos plataformas de iguales características (geometría, masa, número y disposición de los apoyos) que describen un movimiento idéntico de forma simultánea.

$$F = \frac{2904,529}{2} = 1452,2645 \text{ N}$$

En ese instante, la posición en la que se encuentra la plataforma es de 52,48 grados con respecto al plano horizontal, habiendo partido desde la posición de cero grados.

La fuerza que el brazo motor ejerce sobre la plataforma a lo largo del recorrido es la que se muestra en esta imagen:

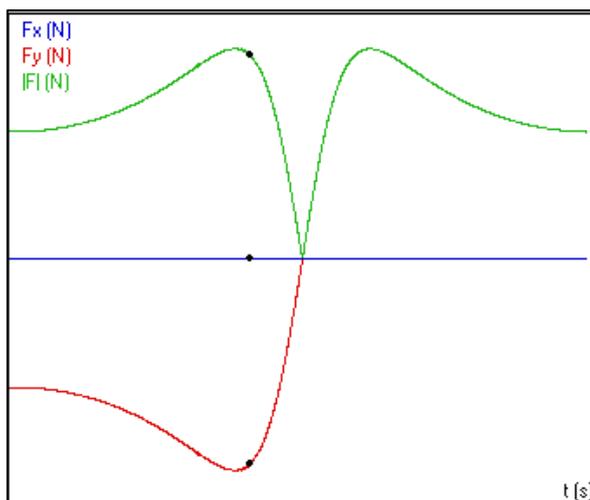


Figura 42

La razón por la cual la componente en 'x' es cero es que la fuerza ejercida esta medida sobre el sistema de coordenadas del elemento que modela las plataformas.

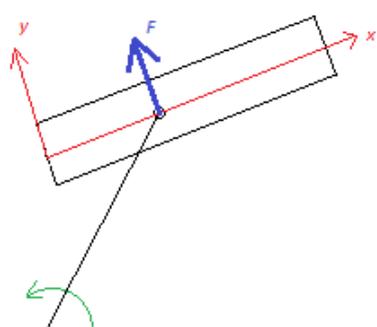


Figura 43

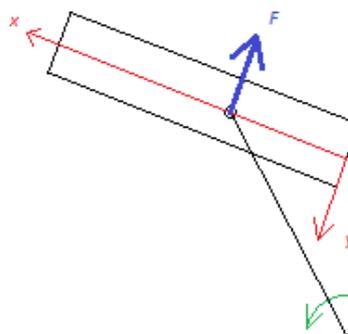


Figura 44

En los primeros 90 grados de giro, el par de la fuerza tiene que vencer al par resistente que va en el sentido entrante del plano, por lo que la fuerza es positiva (medida en el sistema de coordenadas

local). En los siguientes 90 grados, el par de la fuerza tiene que vencer al par resistente que va en sentido saliente del plano, por lo que la fuerza es negativa (medida en el sistema de coordenadas local).

La fuerza que se ejerce en el instante que se consideró anteriormente es:

Force of Slot Joint 8	
F _x	F _x 0.000 N
F _y	F _y -4199.010 N
F	F 4199.010 N

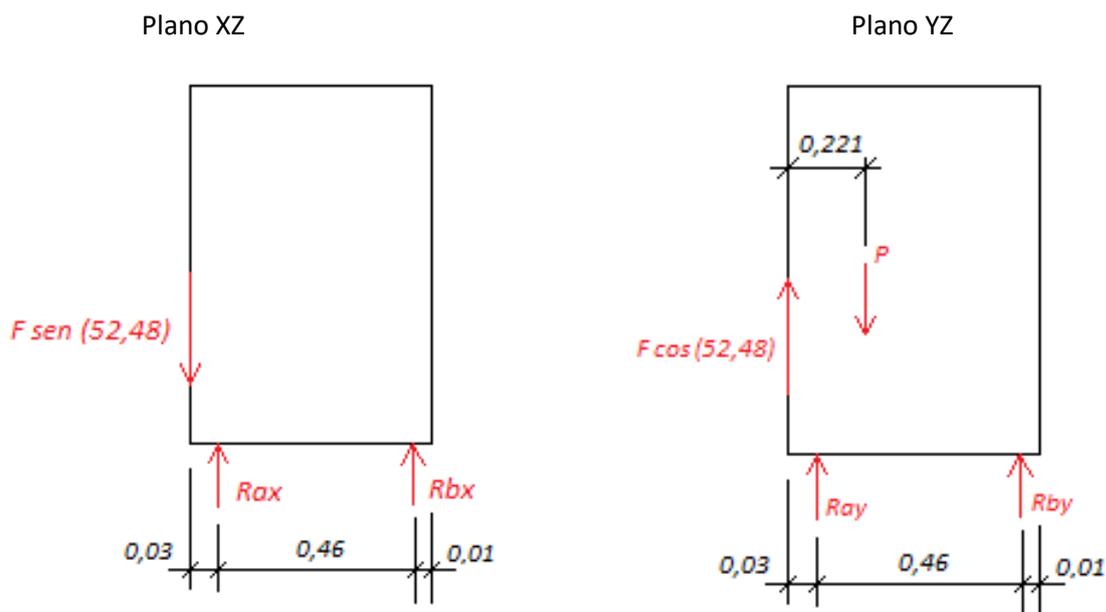
Esta fuerza se divide también entre dos, quedando 2099,5 N.

Con esto, el peso (el cual se muestra a continuación) y la distribución de todas las fuerzas sobre la plataforma, se realizara un análisis en tres dimensiones para poder despejar el valor de todas las reacciones.

$$P = m \cdot g = 109,250 \cdot 9,81 = 1071,74 \text{ N}$$



Figura 46



Plano XZ

$$\sum F_x = 0$$

$$-2099,5 \cdot \text{sen}(52,48) + R_{ax} + R_{bx} = 0$$

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{bx} \cdot 0,46 + 2099,5 \cdot \text{sen}(52,48) \cdot 0,03 = 0$$

$$R_{bx} = -108,599 \text{ N} \quad ; \quad R_{ax} = 1773,799 \text{ N}$$

Estas son las reacciones sobre la plataforma, siendo las que actúan sobre el eje iguales pero de signo opuesto.

El eje queda por lo tanto cargado en el plano XZ como se muestra a continuación:

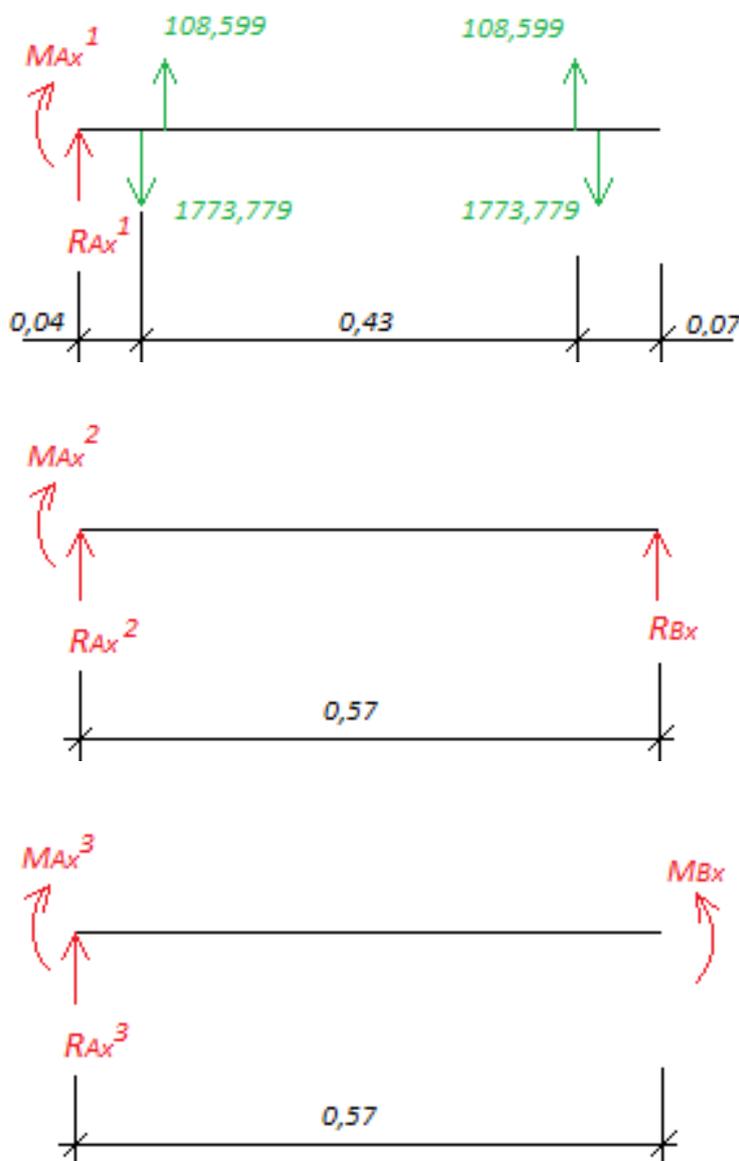


Figura 49

Siendo R_{Ax} y R_{Bx} las reacciones en los empotramientos del eje, y M_{Ax} y M_{Bx} los momentos en los empotramientos. Para resolver todas las incógnitas se plantea un problema hiperestático de grado dos, ya que existen dos incógnitas más que el número de ecuaciones estáticas.

Dicho problema se resuelve a través del método de superposición conjuntamente con el teorema de Mohr. Se trabajara como si se tuviera una viga en voladizo (empotrada en A) con una fuerza y un momento externos y desconocidas en el otro extremo (R_{Bx} y M_{Bx}).

Entonces, por el teorema de superposición, se tiene que la situación anterior es igual a la suma de los tres estados isostáticos mostrados a continuación:



Se deberá analizar cada uno de las situaciones individuales y obtener la flecha del punto mas alejado del voladizo (B) y también el ángulo girado de dicho punto. Una vez que se hayan calculado todos, se

sumaran los ángulos por un lado y las flechas por otro, debiendo ser ambas sumas iguales a cero, ya que en el modelo real, al existir un empotramiento, no se produce giro ni desplazamiento.

Primer estado:

$$\sum F_x = 0$$

$$-(1773,779 \cdot 2) + (108,599 \cdot 2) + R_{Ax}^1 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-M_{Ax}^1 - 1773,779 \cdot 0,04 - 1773,779 \cdot 0,53 + 108,599 \cdot 0,07 + 108,599 \cdot 0,5 = 0$$

$$M_{Ax}^1 = -949,1526 \text{ Nm} \quad ; \quad R_{Ax}^1 = 3330,36 \text{ N}$$

A continuación, se obtendrá el diagrama de momentos flectores y de esfuerzos cortantes a través del método de los cortes.



$$M_c = -949,152 + 3330,36 \cdot z$$

$$M_c = -949,152 + 3330,36 \cdot (z + 0,04) - 1773,779 \cdot z$$

$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad 3330,36 - Q_c = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad 3330,36 - 1773,779 - Q_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = -815,93 \text{ Nm}$$

$$z = 0,04 \quad \rightarrow \quad M_c = -815,93 \text{ Nm}$$

$$z = 0,03 \quad \rightarrow \quad M_c = -769,24 \text{ Nm}$$

$$Q_c = 3330,36 \text{ N}$$

$$Q_c = 1556,581 \text{ N}$$



$$M_c = -949,152 + 3330,36 \cdot (z + 0,07) - 1773,779 \cdot (z + 0,03) + 108,599 \cdot z$$

$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad 3330,36 - 1773,779 + 108,599 - Q_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = -769,24 \text{ Nm}$$

$$z = 0,43 \quad \rightarrow \quad M_c = -53,212 \text{ Nm}$$

$$Q_c = 1665,18 \text{ N}$$



$$M_c = -949,152 + 3330,36 \cdot (z + 0,5) - 1773,779 \cdot (z + 0,46) + 2 \cdot 108,599 \cdot z + 46,697$$

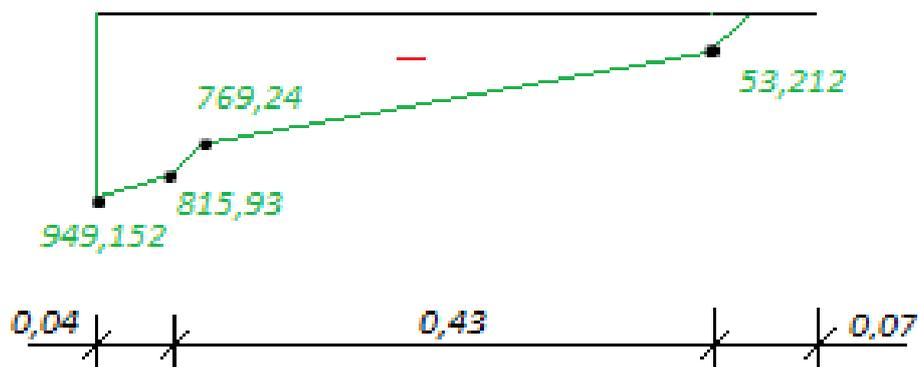
$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad 3330,36 - 1773,779 + 2 \cdot 108,599 - Q_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = -53,212 \text{ Nm}$$

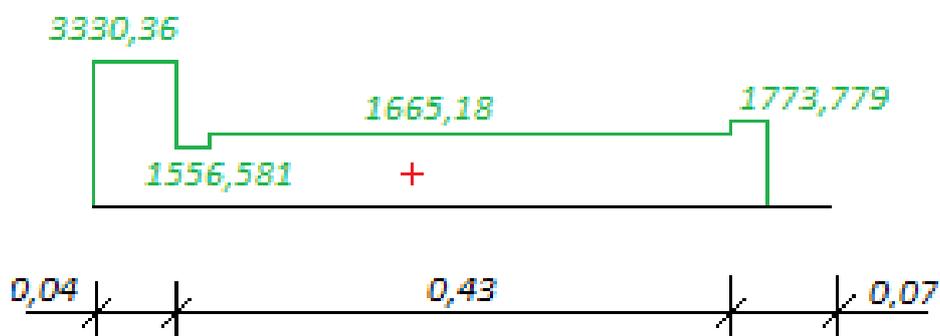
$$z = 0,43 \quad \rightarrow \quad M_c = 0 \text{ Nm}$$

$$Q_c = 1773,779 \text{ N}$$

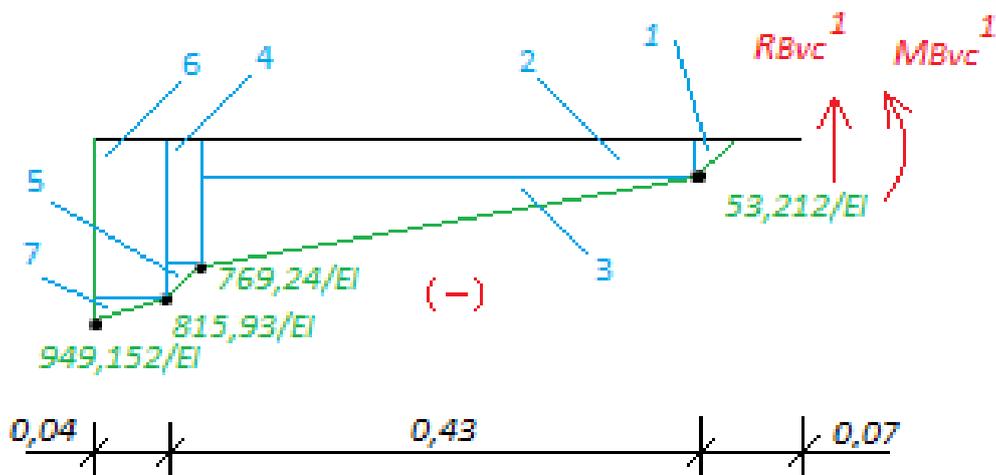
El diagrama de momentos flectores (Nm) queda de la siguiente forma:



Y el de esfuerzos cortantes (N):



Una vez que se tiene el valor del diagrama de momentos flectores se debe cargar la viga conjugada con dicho diagrama, y se calcula el momento flector y el valor del cortante de la viga conjugada en el punto de interés (B).



$$1 = \frac{0,03 \cdot 53,212}{2 \cdot EI} ; 2 = \frac{0,43 \cdot 53,212}{EI} ; 3 = \frac{0,43 \cdot 716,018}{2 \cdot EI} ; 4 = \frac{0,03 \cdot 769,24}{EI}$$

$$5 = \frac{0,03 \cdot 46,69}{2 \cdot EI} ; 6 = \frac{0,04 \cdot 815,93}{EI} ; 7 = \frac{0,04 \cdot 133,222}{2 \cdot EI}$$

$$R_{B_{VC}}^1 - 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 = 0$$

$$R_{B_{VC}}^1 = \frac{(0,7981 + 22,881 + 156,093 + 23,077 + 0,7 + 32,637 + 2,664)}{EI} = \frac{236,703}{EI}$$

$$M_{B_{VC}}^1 + 1 \cdot \left(0,04 + \frac{2}{3} \cdot 0,03\right) + 2 \cdot \left(0,07 + \frac{0,43}{2}\right) + 3 \cdot \left(0,07 + \frac{2}{3} \cdot 0,43\right) + 4 \cdot \left(0,5 + \frac{0,03}{2}\right) + 5 \cdot \left(0,5 + \frac{2}{3} \cdot 0,03\right) + 6 \cdot \left(0,53 + \frac{0,04}{2}\right) + 7 \cdot \left(0,53 + \frac{2}{3} \cdot 0,04\right) = 0$$

$$M_{B_{VC}}^1 + \left(\frac{0,04789 + 6,521 + 55,673 + 11,884 + 0,3641 + 17,95 + 1,48}{EI}\right) = 0$$

$$M_{B_{VC}}^1 = -\frac{93,156}{EI}$$

Segundo estado:

$$\sum F_x = 0$$

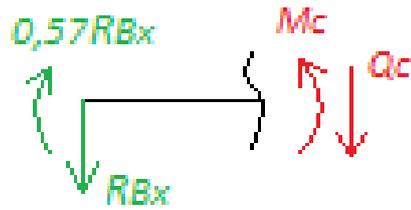
$$R_{B_x} + R_{A_x}^2 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-M_{A_x}^2 + R_{B_x} \cdot 0,57 = 0$$

$$M_{A_x}^2 = R_{B_x} \cdot 0,57 ; R_{A_x}^2 = -R_{B_x}$$

A continuación, se obtendrá el diagrama de momentos flectores y de esfuerzos cortantes a través del método de los cortes.



$$Mc = 0,57 \cdot R_{B_x} - R_{B_x} \cdot z$$

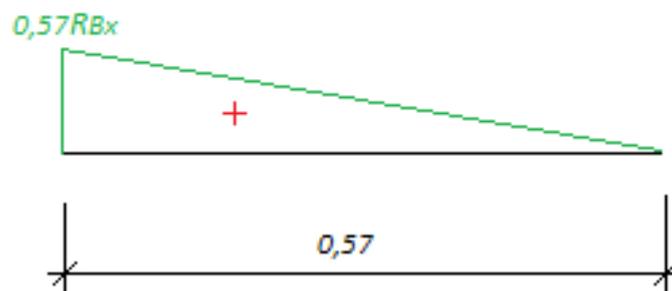
$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad -R_{B_x} - Q_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad Mc = 0,57 \cdot R_{B_x}$$

$$z = 0,57 \quad \rightarrow \quad Mc = 0$$

$$Q_c = -R_{B_x}$$

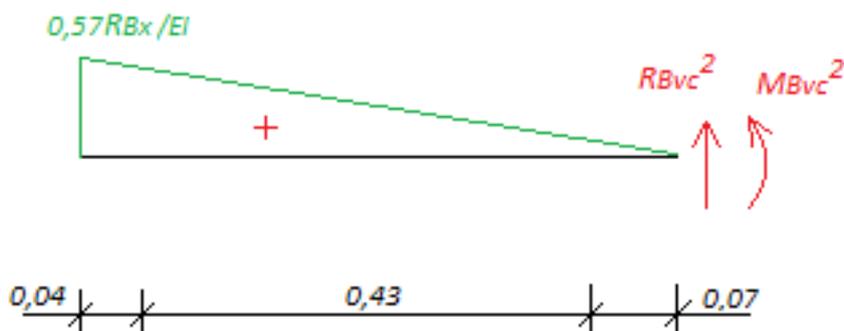
El diagrama de momentos flectores es:



Y el diagrama de esfuerzos cortantes es:



Una vez que se tiene el valor del diagrama de momentos flectores se debe cargar la viga conjugada con dicho diagrama, y se calculara el momento flector y el valor del cortante de la viga conjugada en el punto de interés (B).



$$R_{Bvc}^2 = -\frac{0,57 \cdot 0,57 \cdot R_{Bx}}{2 \cdot EI} = -\frac{0,16245 \cdot R_{Bx}}{EI}$$

$$M_{Bvc}^2 = \frac{0,57 \cdot 0,57 \cdot R_{Bx}}{2 \cdot EI} \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,57 = \frac{0,061731 \cdot R_{Bx}}{EI}$$

Tercer estado:

$$\sum F_x = 0$$

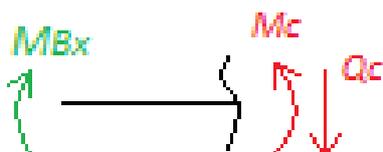
$$R_{Ax}^3 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-M_{Ax}^3 + M_{Bx} = 0$$

$$M_{Ax}^3 = M_{Bx} \quad ; \quad R_{Ax}^3 = 0$$

A continuación, se obtendrá el diagrama de momentos flectores y de esfuerzos cortantes a través del método de los cortes.



$$M_c = M_{B_x}$$

$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad -Q_c = 0$$

$$z = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = M_{B_x}$$

$$z = 0,57 \quad \rightarrow \quad M_c = M_{B_x}$$

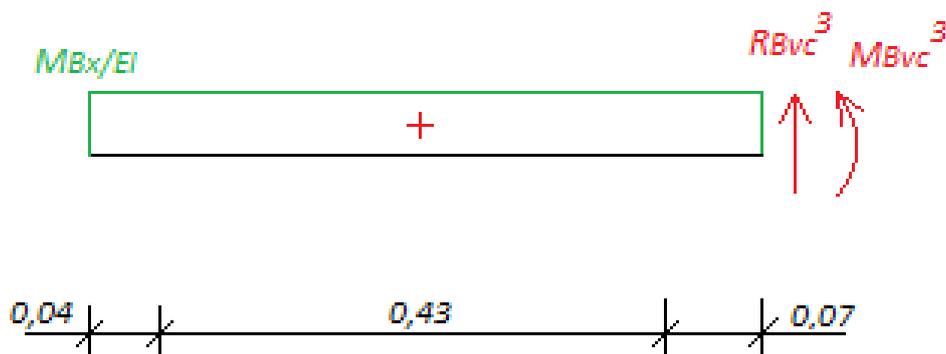
$$Q_c = 0$$

El diagrama de momentos flectores queda de la siguiente forma:



El valor del esfuerzo cortante vale cero en todos los puntos.

Una vez que se tiene el valor del diagrama de momentos flectores se debe cargar la viga conjugada con dicho diagrama, y se calculara el momento flector y el valor del cortante de la viga conjugada en el punto de interés (B).



$$R_{Bvc}^3 = -\frac{0,57 \cdot M_{B_x}}{EI}$$

$$M_{B_{VC}}^3 = \frac{0,57 \cdot M_{B_x}}{EI} \cdot \frac{0,57}{2} = \frac{0,16245 \cdot M_{B_x}}{EI}$$

Es importante puntualizar que, el criterio de signos que se toma para los cortes es el siguiente:

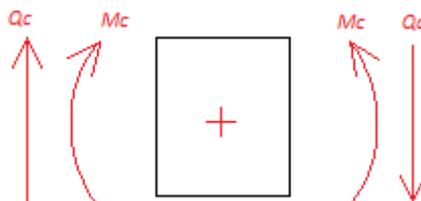


Figura 67

Por lo que las reacciones que se han calculado en B, al quedar hacia abajo (en el sentido negativo del eje x) no son negativas sino positivas, mientras que las que quedaron en el sentido positivo, serán negativas.

Una vez se tienen los momentos flectores y los esfuerzos cortantes en el extremo B de la viga, se aplica el teorema de Mohr, el cual dice que:

‘El cortante de la viga conjugada es igual al ángulo de la viga real y el momento flector de la viga conjugada es igual a la flecha de la viga real’

$$\theta_B = \theta_{B_1} + \theta_{B_2} + \theta_{B_3}$$

$$\theta_B = 0 = -\frac{236,703}{EI} + \frac{0,16245 \cdot R_{B_x}}{EI} + \frac{0,57 \cdot M_{B_x}}{EI}$$

$$x_B = x_{B_1} + x_{B_2} + x_{B_3}$$

$$x_B = 0 = -\frac{93,156}{EI} + \frac{0,061731 \cdot R_{B_x}}{EI} + \frac{0,16245 \cdot M_{B_x}}{EI}$$

Resolviendo este sistema de dos ecuaciones se obtienen las incógnitas hiperestáticas deseadas:

$$R_{B_x} = 1665 \text{ N} \quad ; \quad M_{B_x} = -59,258 \text{ Nm}$$

Una vez conocidas las incógnitas del empotramiento en B, a través de las ecuaciones de equilibrio estático se obtienen las incógnitas en A.

$$\sum F_x = 0 \quad ; \quad 2 \cdot (108,599) - 2 \cdot (1773,779) + R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$R_{Ax} + 1665,18 = -3330,36 \quad ; \quad R_{Ax} = 1665,18 \text{ N}$$

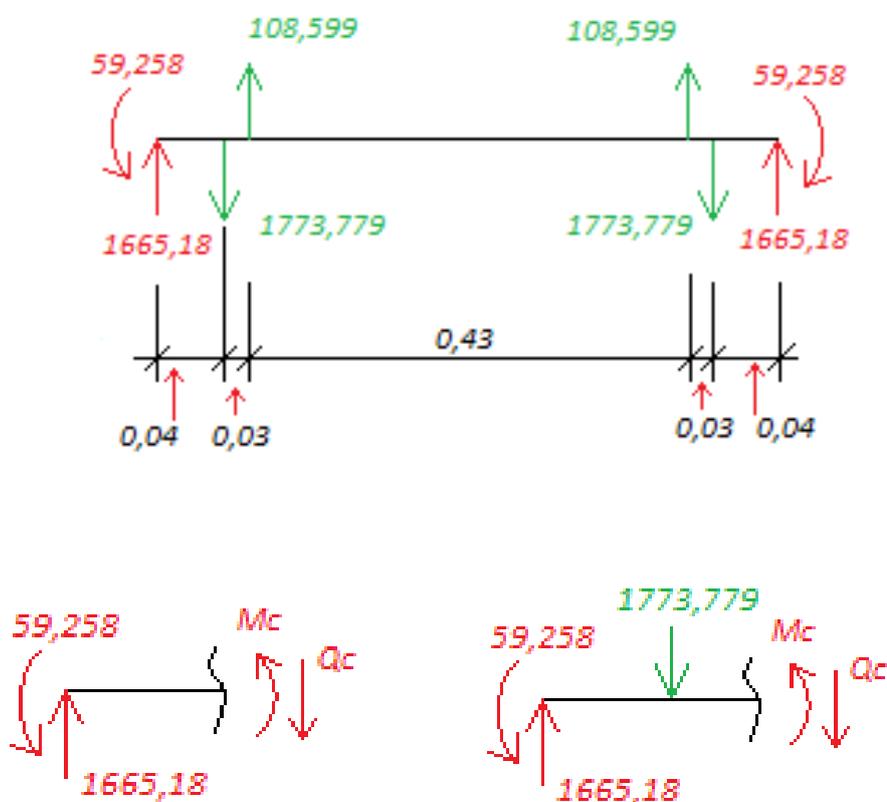
$$\sum M_A = 0$$

$$-M_{Ax} + M_{Bx} + 108,599 \cdot (0,07 + 0,5) - 1773,779 \cdot (0,04 + 0,53) + 1665,18 \cdot 0,57 = 0$$

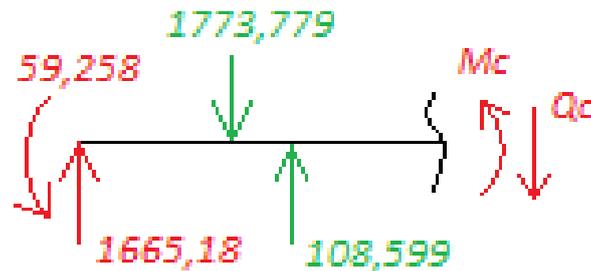
$$-M_{Ax} - 59,258 = 949,152 - 949,152$$

$$M_{Ax} = -59,258 \text{ Nm}$$

Una vez que se tienen las las cargas y reacciones sobre el eje real, se calculara el diagrama de momentos flectores y de esfuerzos cortantes:

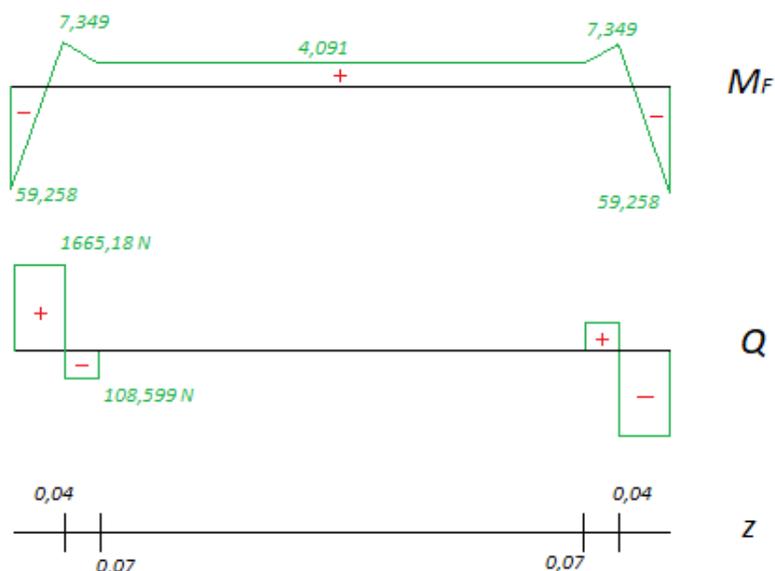


$$\begin{aligned} \sum M_c = 0 & & \sum M_c = 0 \\ M_c + 59,258 - 1665,18 \cdot z = 0 & & M_c + 59,258 + 1773,779 \cdot z - 1665,18 \cdot (z + 0,04) = 0 \\ \sum F_x = 0 \ ; \ 1665,18 - Q_c = 0 & & \sum F_x = 0 \ ; \ 1665,18 - 1773,779 - Q_c = 0 \\ z = 0 \ \rightarrow \ M_c = -59,258 \ Nm & & z = 0 \ \rightarrow \ M_c = 7,349 \ Nm \\ z = 0,04 \ \rightarrow \ M_c = 7,349 \ Nm & & z = 0,03 \ \rightarrow \ M_c = 4,091 \ Nm \\ Q_c = 1665,18 \ N & & Q_c = -108,599 \ N \end{aligned}$$



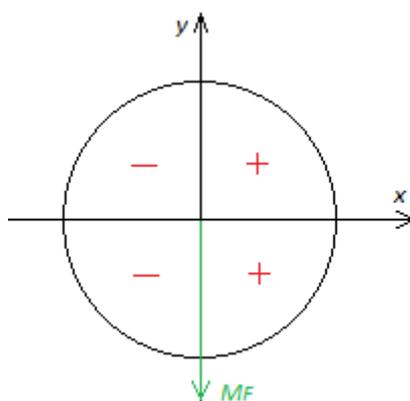
$$\begin{aligned} M_c + 59,258 - 108,599 \cdot z + 1773,779 \cdot (z + 0,03) - 1665,18 \cdot (z + 0,07) \\ \sum F_x = 0 \ ; \ 1665,18 - 1773,779 + 108,599 - Q_c = 0 \\ z = 0 \ \rightarrow \ M_c = 4,091 \ Nm \\ z = 0,43 \ \rightarrow \ M_c = 4,091 \ Nm \\ Q_c = 0 \ N \end{aligned}$$

Al ser una viga con unas cargas simétricas, el diagrama de momentos flectores será simétrico:



La sección que más momento flector sufre es la del empotramiento (con gran diferencia). La tensión normal en ese punto será:

$$\sigma_z = \frac{Mf_y}{I_y} \cdot x = \frac{Mf_y}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot r^4} \cdot x = \frac{59258 \text{ Nmm}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10^4} \cdot x = 7,544 \cdot x \text{ MPa}$$



La tensión es de compresión cuando la coordenada x es negativa y de tracción cuando la coordenada x es positiva, por lo tanto el valor de la ecuación que define la tensión es el mostrado (sin signos negativos).

Plano YZ

$$\sum F_y = 0$$

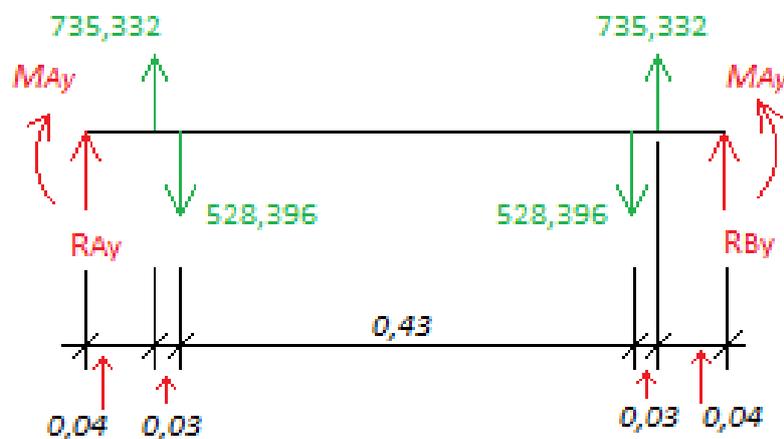
$$2099,5 \cdot \cos(52,48) - 1071,74 + R_{a_y} + R_{b_y} = 0$$

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{b_y} \cdot 0,46 - 1071,74 \cdot (0,221 - 0,03) - 2099,5 \cdot \cos(52,48) \cdot 0,03 = 0$$

$$R_{b_y} = 528,396 \text{ N} \quad ; \quad R_{a_y} = -735,332 \text{ N}$$

Estas son las reacciones sobre la plataforma, siendo las que actúan sobre el eje iguales pero de signo opuesto. El eje queda por lo tanto cargado en el plano XZ como se muestra a continuación:

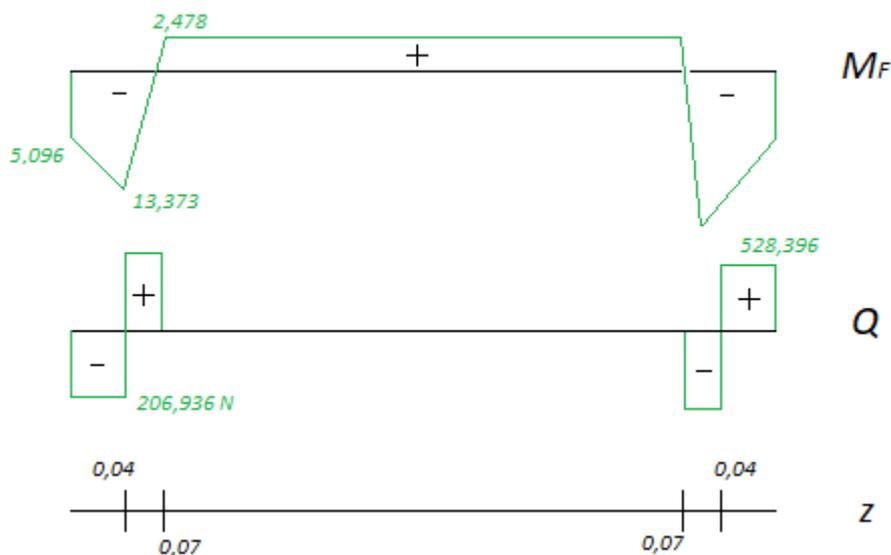


Siendo R_{A_y} y R_{B_y} las reacciones en los empotramientos del eje, y M_{A_y} y M_{B_y} los momentos en los empotramientos. Para resolver todas las incógnitas se plantea un problema hiperestático de grado dos, ya que existen dos incógnitas más que el número de ecuaciones estáticas.

Dicho problema se resuelve a través del método de superposición conjuntamente con el teorema de Mohr. Se trabajara como si se tuviera una viga en voladizo (empotrada en A) con una fuerza y un momento externos y desconocidas en el otro extremo (R_{B_y} y M_{B_y}).

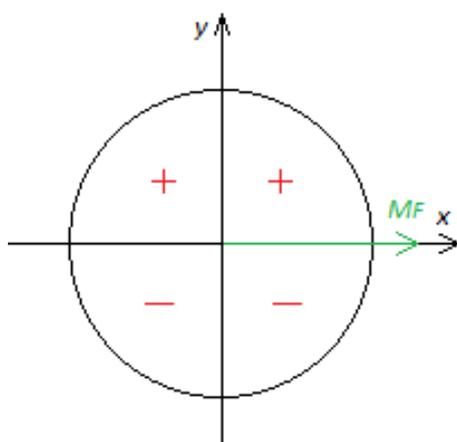
El procedimiento es exactamente el mismo que en el plano XZ.

Se obtienen los siguientes resultados:



Los puntos con mayor momento flector son los que se encuentran a 0,04 m de los extremos del eje. La tensión normal en dicho punto será:

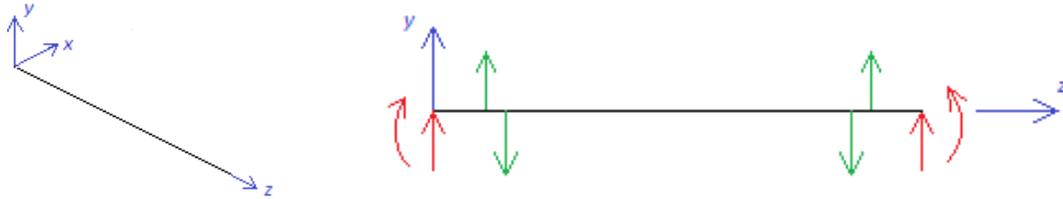
$$\sigma_z = \frac{Mf_x}{I_x} \cdot y = \frac{Mf_x}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot r^4} \cdot y = \frac{13373 \text{ Nmm}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10^4} \cdot y = 1,7027 \cdot y \text{ MPa}$$



La tensión es de compresión cuando la coordenada x es negativa y de tracción cuando la coordenada x es positiva, por lo tanto el valor de la ecuación que define la tensión es el mostrado (sin signos negativos).

La razón de que el momento flector este en dirección positiva y no negativo es que, se está siguiendo el sistema de coordenadas indicado con anterioridad. No obstante, al calcular los momentos flectores

en dos dimensiones, se estableció como positivo el sentido saliente del plano (por comodidad de cálculo), y dicho sentido es opuesto al semieje x positivo del sistema de coordenadas utilizado.



Calculo de tensiones

Las tensiones normales se obtienen a través de la formula siguiente:

$$\sigma = \pm \frac{Mf_y}{I_y} \cdot x \pm \frac{Mf_x}{I_x} \cdot y$$

Como se ha comentada anteriormente, ambos sumandos serán positivos, ya que en las coordenadas x e y positivas, las tensiones son de tracción.

$$\sigma = \frac{59258 \text{ Nmm}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10^4} \cdot x + \frac{13373 \text{ Nmm}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10^4} \cdot y$$

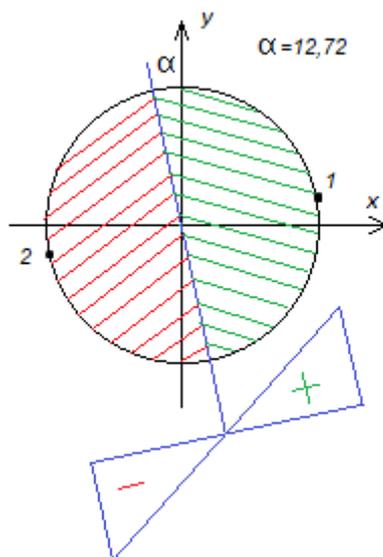
El eje neutro es la ecuación de una recta que pasa por los puntos de la sección que se encuentran sometidos a una tensión normal nula, es decir, el conjunto de puntos de la sección que cumplen que:

$$\sigma = 0$$

Por lo tanto, la ecuación del eje neutro será:

$$0 = 7,544 \cdot x + 1,7027 \cdot y$$

$$y = -4,43 \cdot x$$



Siendo los puntos 1 y 2 los que más tensión normal soportan por encontrarse más alejados de la fibra neutra (cuya tensión es nula), siendo las tensiones de estos puntos de tracción y compresión respectivamente, y teniendo un valor de:

$$\text{Punto 1} \rightarrow \sigma_z = 7,544 \cdot 9,754 + 1,7027 \cdot 2,201 = 77,331 \text{ MPa}$$

$$\text{Punto 2} \rightarrow \sigma_z = 7,544 \cdot (-9,754) + 1,7027 \cdot (-2,201) = -77,331 \text{ MPa}$$

Además de las tensiones normales, en el eje de tienen tensiones tangenciales (contenidas en la sección) debidas al cortante, las cuales, a simple vista podrían despreciarse ya que el esfuerzo cortante observado es bajo.

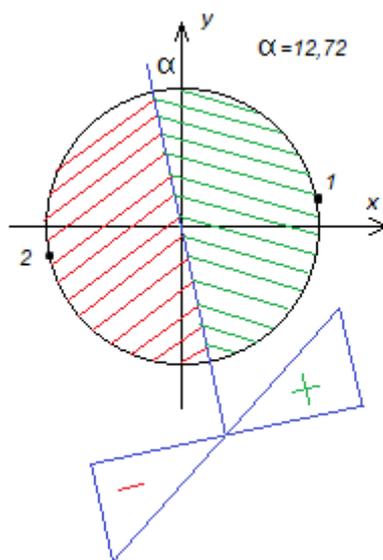
Por lo tanto, la propia tensión normal se convierte en la tensión de comparación. El acero elegido para la fabricación del eje es el St 50 (equivalente al S295), que tiene un límite elástico de 295 MPa.

$$\sigma_{co} = 77,331 < \sigma_s = 295$$

Hasta aquí se ha realizado un análisis del eje en régimen estático. No obstante, las cargas que soporta el elemento tienen carácter dinámico, es decir, que varían a lo largo del tiempo. En este caso varían tanto en dirección y sentido como en módulo.

Para medir el efecto de las cargas dinámicas es necesario realizar un análisis de fatiga. Se debe conocer entonces el ciclo de variación de las tensiones.

Cuando la plataforma comienza a girar (partiendo desde la posición de cero grados) acaba llegando al punto en el que se produce el máximo momento flector. En ese instante se encuentra formando un ángulo positivo de $52,48^\circ$ con la horizontal (posición estudiada en el análisis estático). La fuerza que se ejerce sobre el elemento en ese instante produce un momento flector en el eje de forma que la situación de tensiones es tal que:



Al continuar girando la plataforma en el mismo sentido, esta llegara a un punto en el que las fuerzas ejercidas sobre el eje serán iguales (en modulo) que las obtenidas en el instante estudiado con anterioridad ($\alpha=52,48^\circ$).

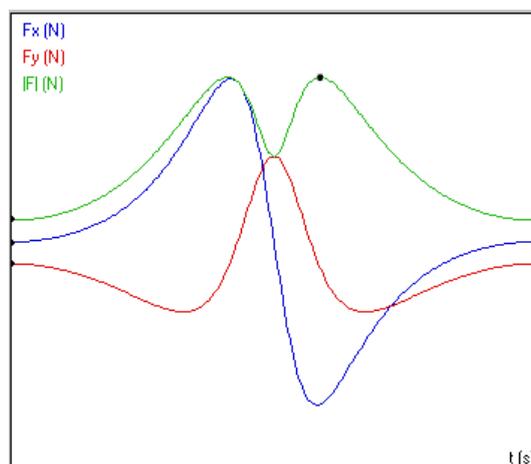


Figura 85

En este nuevo instante, la plataforma se encuentra formando un ángulo positivo de $127,52^\circ$ con respecto al plano horizontal.

Las fuerzas en la dirección 'x' serán iguales en modulo pero tendrán un sentido opuesto, mientras que las fuerzas en la dirección 'y' se mantienen modulo, dirección y sentido. Esto tiene como consecuencia

que el momento flector resultante tendrá una dirección diferente que la obtenida en el punto estudiado anteriormente, por lo tanto, la distribución de tensiones en dicho instante será la siguiente:

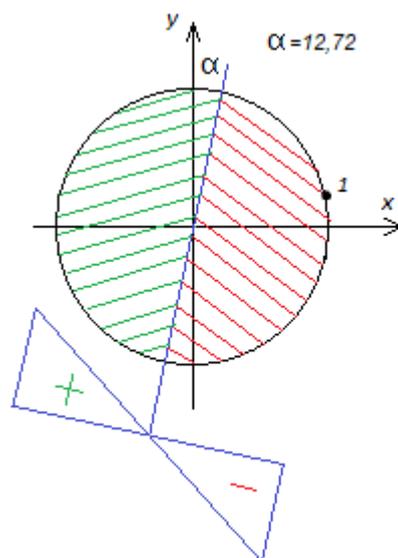


Figura 86

En este instante, el punto 1 estará sometido a tensión de compresión, no obstante, no tendrá el mismo valor absoluto que la tensión de tracción experimentada anteriormente en el mismo punto material del eje.

Para que la tensión de compresión tuviese el mismo valor absoluto que la tensión de tracción, el eje neutro debería de llegar a girar un ángulo de 360 grados con respecto al eje neutro que existe cuando el punto 1 tiene la máxima tensión de tracción. O dicho de otra forma, sería necesario que en algún instante, el momento flector total tuviera la misma dirección y sentido opuesto que el momento flector que existe en el instante en que el punto 1 tiene la máxima tensión de tracción.

Esto se sabe que no ocurrirá, ya que (como se ha dicho previamente) las fuerzas en dirección 'y' siempre tienen el mismo sentido y por consiguiente el momento flector producido por estas tendrá siempre el mismo sentido.

Sabiendo esto, el punto 1 experimentará la máxima tensión de compresión en el instante señalado. Para calcularla es necesario saber la distancia entre dicho punto y el eje neutro, la cual tiene la siguiente ecuación:

$$d_n = y \cdot \cos(\alpha) + x \cdot \text{sen}(\alpha)$$

Siempre y cuando se siga el esquema mostrado a continuación:

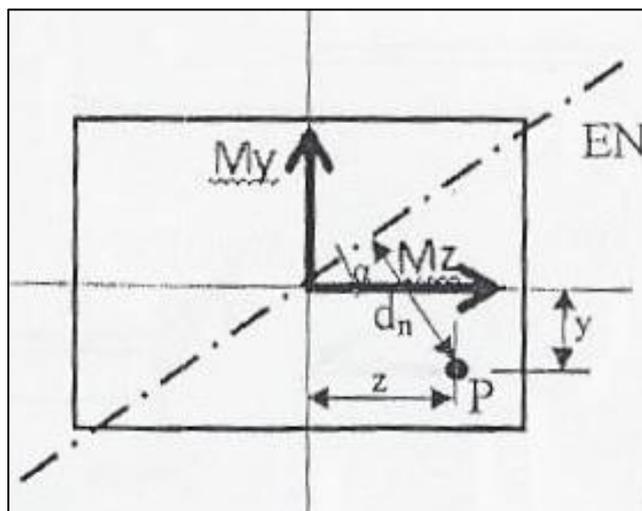


Figura 87

Por lo tanto, la ecuación queda:

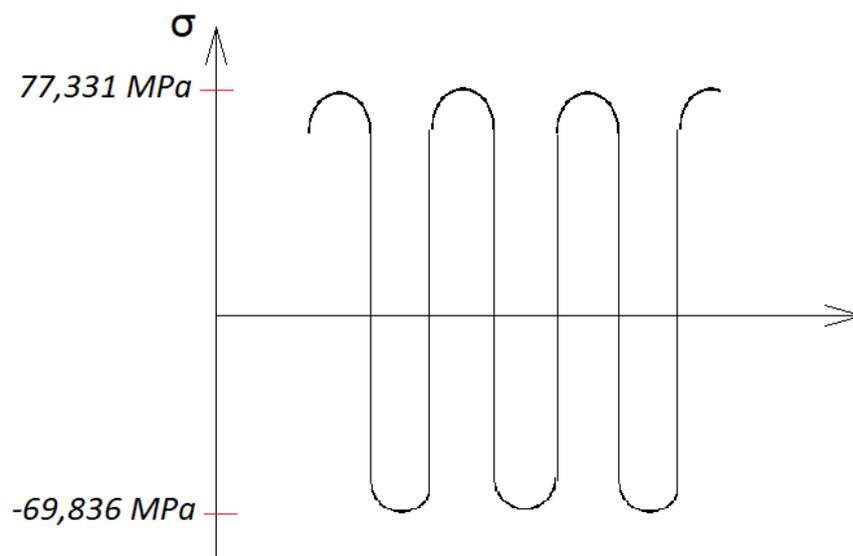
$$d_n = -2,201 \cdot \cos(77,28) + 9,5146 \cdot \text{sen}(77,28) = 9,029 \text{ mm}$$

Y la tensión será por lo tanto:

$$\sigma_z = \frac{60748 \text{ Nmm}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10^4} \cdot 9,029 = 69,83 \text{ MPa}$$

El instante en el que el eje neutro ocupa la posición del eje 'y' se valora como instante en el cual el punto 1 tenga un posible valor transcendente de tensión de compresión por el hecho de que el punto 1 se encontraría a una mayor distancia del eje neutro. No obstante, nunca llega a darse el caso en que el eje neutro esta en esa posición, ya que siempre existe sobre el eje alguna fuerza en la dirección 'y' que genera un momento en la dirección 'x'.

Una vez visto esto, se puede decir que el ciclo de tensiones que experimenta el eje es alternativo pero no simétrico. El ciclo será como se muestra a continuación:



La tensión de trabajo oscila entre una tensión superior σ_0 y una tensión inferior σ_u . La tensión media σ_m y la tensión de amplitud σ_a se calculan a continuación.

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_0 + \sigma_u) = 0,5 \cdot (77,331 + 69,836) = 73,583 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_0 - \sigma_u) = 0,5 \cdot (77,331 - 69,836) = 3,747 \text{ MPa}$$

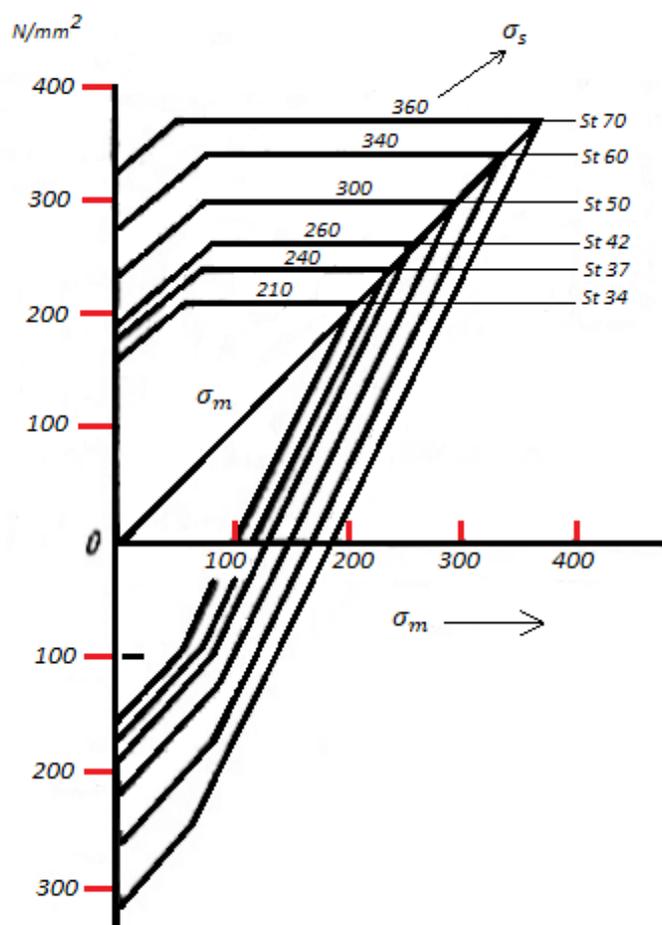
Para conocer el comportamiento del eje a fatiga, se parte del comportamiento a fatiga de la probeta ideal para el material de fabricación del eje, el cual le proporciona el diagrama de Fischer-Smith. Dicho diagrama se utiliza únicamente para vida infinita, es decir, este diagrama es capaz de decir si la pieza durará eternamente bajo el tipo de ciclo en cuestión o no, pero no aporta información sobre cuantos ciclos sobrevivirá en caso de que fallase en algún instante. La versatilidad de este diagrama reside en que (aunque solo es válido para un tipo de acero) es aplicable a cualquier tipo de ciclo. Se puede ir modificando el tipo de ciclo para cada valor de tensión media, de modo que los puntos que representan la tensión media forman una recta de 45 grados.

Posteriormente, a los datos obtenidos de tal diagrama se les pueden aplicar los factores de calidad superficial (b_s) y tamaño (b_0) cuyos valores se determinan experimentalmente. De esta forma, la resistencia útil a sollicitación de flexión alternativa para un eje sin entalla será:

$$\sigma_{bWN} = \sigma_{bW} \cdot b_s \cdot b_0$$

Siendo σ_{bW} la resistencia alternativa a flexión de la probeta pulida, sin entalla y de 10 mm de diámetro.

A continuación se muestra una figura de los diagramas Fischer-Smith de algunos de los principales y más utilizados aceros estructurales realizados en probetas normalizadas



El acero St 50 es equivalente de forma aproximada al S295 el cual tiene un límite elástico de

$$\sigma_s = 295 \text{ MPa}$$

Y una endurancia o límite de fatiga aproximado de:

$$\sigma_w = 240 \text{ MPa}$$

Y el coeficiente de tamaño (b_0) se obtiene de una tabla en la que, para un diámetro de 20 mm el coeficiente valdrá 0,94.

El coeficiente de calidad superficial (b_s) se obtiene de una gráfica en la que, para una profundidad de rugosidad R_t de $20\mu m$ (2 centésimas de mm) y un límite a fatiga de 240 MPa, se tiene un coeficiente de calidad superficial de aproximadamente 0,95.

Factor de tamaño b_o :	d mm	10	20	40	60	80	100	200	300
	b_o	1,0	0,94	0,88	0,85	0,82	0,80	0,75	0,70

-Fuente :Niemann G. "Elementos de Máquinas I", Edit Urmo SA de Ediciones

Figura 90

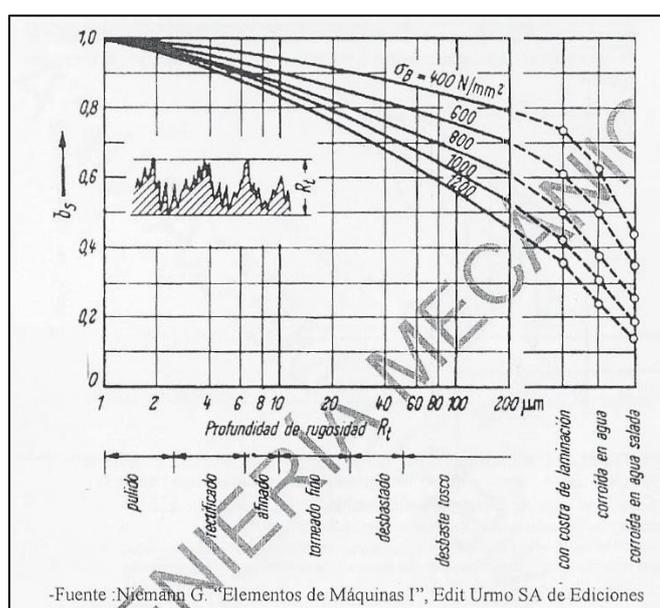


Figura 91

Además de estos dos factores los cuales son muy importantes de cara al análisis de fatiga, existe un tercer parámetro tan importante o más incluso que estos dos anteriores, que es el llamado efecto entalla.

Este efecto se debe a la geometría de la pieza. Este factor disminuye enormemente el límite de fatiga, sobre todo ciertos detalles geométricos como un cambio brusco de sección ya que se produce un reparto de tensiones no uniforme que da lugar a tensiones en los bordes (también llamadas puntas de tensión). Esta influencia puede disminuirse utilizando radios de acuerdo elevados o mediante relajadores de tensión (entallas de descarga). De esta forma el flujo de fuerzas es guiado de una forma más uniforme.

Para determinar la influencia de este factor se define el coeficiente de efecto entalla β_k . La obtención de este coeficiente (cuando no es posible su obtención de forma experimental) se obtiene trabajando con las tensiones estáticas. Para ello es necesario definir el coeficiente de forma α_k que es la relación que existe entre la punta de tensión para carga estática en una probeta de material ideal con la correspondiente tensión nominal.

$$\alpha_{kb} = \frac{\sigma_{max}}{M_b/W_b}$$

Los valores de este tipo de este coeficiente de forma también están tabulados según el tipo de esfuerzo y la geometría de la pieza, pudiéndose calcular través de la siguiente ecuación:

$$\alpha_k = A + B \cdot (X - C)$$

Donde A y C son factores que representan la relación entre el tipo de esfuerzo (flexión en este caso) y el tipo de detalle geométrico de la pieza. B es un factor que representa la relación entre la magnitud del detalle y el tipo de esfuerzo. X es una relación entre el diámetro de la pieza y el radio de acuerdo para disminuir la tensión.

Coeficientes de forma según la ecuación $\alpha_k = A + B(X - C)$ con $X = \sqrt{d/r}$ (determinado según datos de K. Rühl)

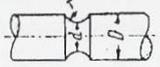
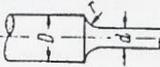
	Árbol con entalla circular			Árbol con escalón		
						
para	Tracción	Flexión	Torsión	Tracción	Flexión	Torsión
A =	1,140	1,154	1,070	1,080	0,780	0,950
C =	0,830	0,980	0,940	0,770	0	0,30
d/D	B					
0,2	0,7201	0,5461	0,2767	0,4884	0,3689	0,1983
0,4	0,6880	0,5315	0,2691	0,4579	0,3562	0,1895
0,6	0,6340	0,5055	0,2557	0,4107	0,3346	0,1747
0,8	0,5255	0,4451	0,2246	0,3254	0,2885	0,1452
0,9	0,4105	0,3687	0,1855	0,2452	0,2359	0,1137
0,95	0,3052	0,2873	0,1442	0,1783	0,1840	0,0847
0,98	0,1960	0,1914	0,0958	0,1127	0,1215	0,0538

Figura 92

$$\alpha_k = 0,780 + 0,3192 \cdot (\sqrt{20/1,1} - 0) = 2,1412$$

Este coeficiente de forma disminuye hasta el coeficiente de efecto entalla mediante el factor de apoyo dinámico v_d que considera la influencia del tamaño en la resistencia a fatiga a través del gradiente de tensión relativo σ_S .

$$v_d = 1 + \sqrt{\rho^* \cdot \sigma_S}$$

En esta expresión se define el término ρ^* como un factor que caracteriza la sensibilidad a la entalla, que es propio de cada material. Además, se tiene el factor σ_S que depende del gradiente de tensiones en el contorno de la entalla.

Tipo de carga	Gradiente de tensión relativo s_σ en 1/mm	Forma
Flexión	$s_\sigma = \frac{2}{d} + \frac{2}{r} (R)$	$R =$ Ranura circular
	$s_\sigma = \frac{2}{D+d} + \frac{2}{r} (A)$	
Tracción, compresión	$s_\sigma = \frac{2}{r} (A, R)$	$A =$ Escalón
Torsión	$s_\sigma = \frac{2}{d} + \frac{1}{r} (R)$	
	$s_\sigma = \frac{4}{D+d} + \frac{1}{r} (A)$	

Acero ¹										
$\sigma_S =$	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	N/mm ²
$\rho^* =$	0,054	0,046	0,038	0,032	0,026	0,020	0,015	0,010	0,006	mm

Figura 94

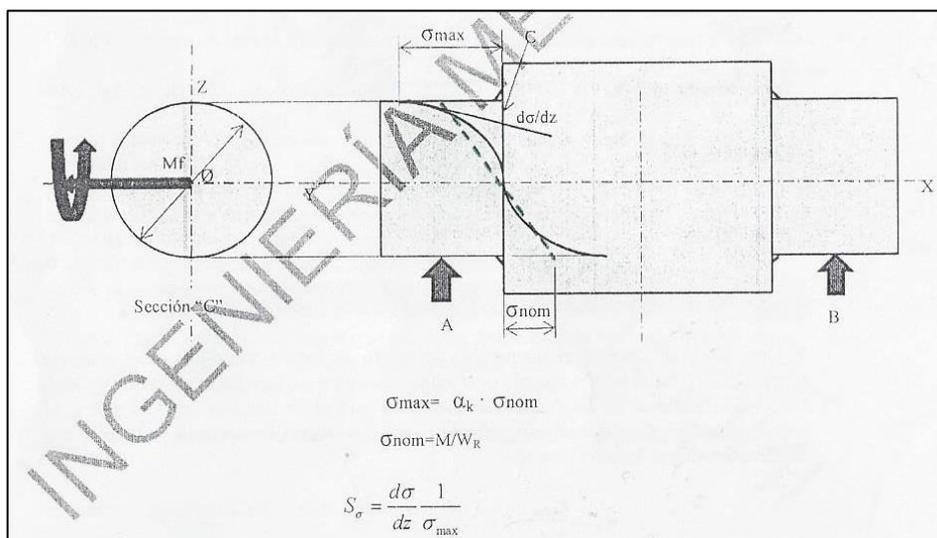


Figura 95

Para un detalle de escalón y con un esfuerzo de flexión, se tiene que:

$$\sigma_S = \frac{4}{d+D} + \frac{2}{r} = \frac{4}{20+30} + \frac{2}{1,1} = 1,8981$$

Además, para el factor ρ^* , extrapolando se obtiene un valor de 0,0588.

Por lo que el factor de apoyo dinámico queda de la forma siguiente:

$$v_d = 1 + \sqrt{0,0588 \cdot 1,8981} = 1,334$$

Y el coeficiente de efecto entalla valdrá:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{v_d} = \frac{2,1412}{1,334} = 1,605$$

Ya se tienen todos los factores que modifican el valor de la resistencia a fatiga. Por lo tanto, la resistencia real de la pieza a estudiar será:

$$\sigma_{bWk} = \frac{240 \cdot 0,94 \cdot 0,95}{1,605} = 133,532 \text{ MPa}$$

Una vez que se tiene este valor, se puede dibujar de nuevo el diagrama de Fischer-Smith, introduciendo en él, el ciclo de tensiones obtenido previamente en el estudio del eje.

A igual tensión media, la tensión de amplitud del ciclo obtenido es de:

$$\sigma_a = 73,583 \text{ MPa}$$

Y la tensión de amplitud máxima dada por el diagrama de forma aproximada es:

$$\sigma_A = 135 \text{ MPa}$$

Por lo que el coeficiente de seguridad es de:

$$C_s = \frac{135}{75,583} = 1,78$$

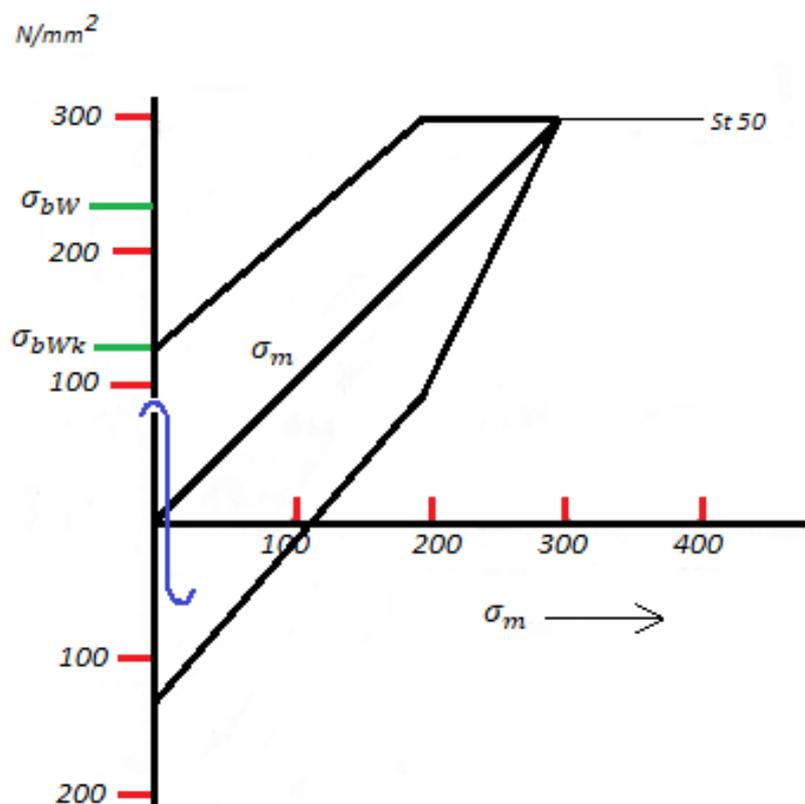


Figura 96

El análisis a fatiga resulta por lo tanto satisfactorio ya que, como se explicó con anterioridad, el diagrama de Fischer-Smith proporciona información sobre si la pieza durará eternamente o no. En este caso, el eje si durará eternamente.

1.3.3 Tornillo sin fin

Calculo de las reacciones y esfuerzos

A través del diseño y el estudio del sistema de engrane tornillo sin fin – corona se han obtenido las fuerzas a las que están sometidos ambos elementos del sistema.

El tornillo sin fin es de rosca a izquierdas, y sobre el actúan las siguientes fuerzas:

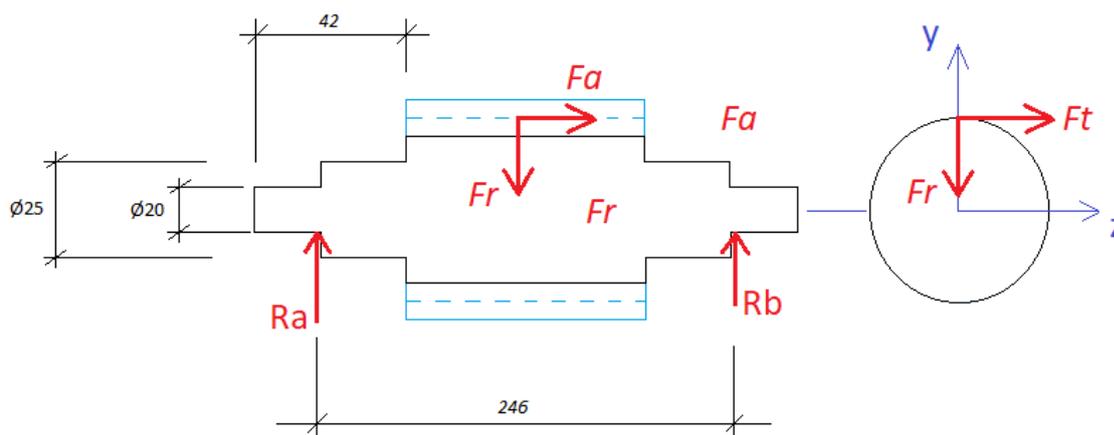


Figura 97

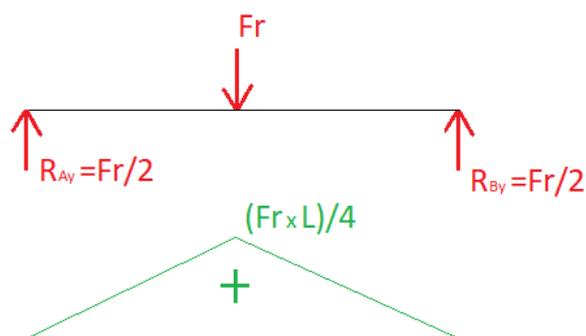
Siendo los valores de las fuerzas:

$$F_a = W_{tg} = \frac{2 \cdot T_g}{d_g} = \frac{2 \cdot 2030,297}{0,3} = 13535,313 \text{ N}$$

$$F_r = W_s = \frac{W_{tg} \cdot \tan \phi_n}{\cos \lambda} = \frac{13535,313 \cdot \tan 20}{\cos(6)} = 4953,587 \text{ N}$$

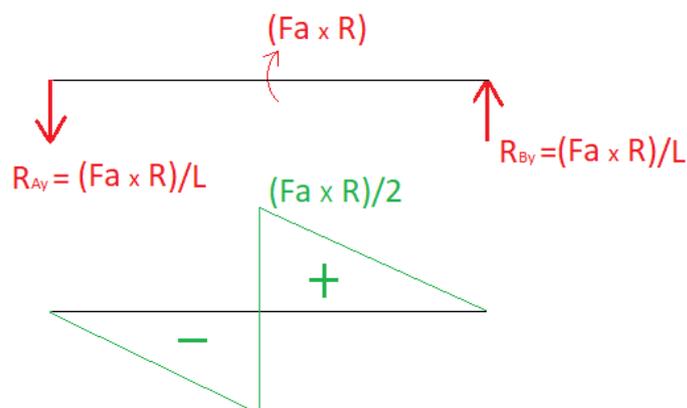
$$F_t = W_{tg} = \frac{2 \cdot 64,729}{0,0635} = 2038,708 \text{ N}$$

En el plano vertical (XY) se tienen los siguientes esfuerzos:



La fuerza radial F_r aplicada en el centro del eje genera unas reacciones en los apoyos que son iguales entre si e iguales a la mitad de la fuerza F_r . El momento flector sigue dos tramos lineales con diferente pendiente que se cruzan en el punto central de la viga (donde llegan a valer lo mismo) dando el momento flector máximo que tiene el valor:

$$Mf_{max} = \frac{F_r \cdot L}{4} = \frac{4953,587 \cdot 0,246}{4} = 304,645 \text{ Nm}$$



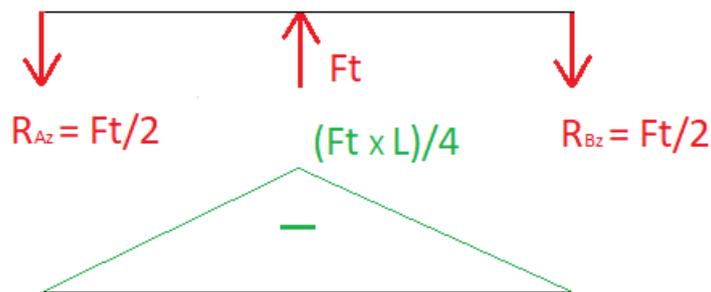
La fuerza axial produce un momento en el eje 'z' equivalente al valor de dicha fuerza multiplicado por el radio del tornillo sinfín:

$$M = F_a \cdot R$$

Dicho momento aplicado sobre el eje genera unas reacciones en los apoyos de igual modulo pero sentido opuesto (como se muestra en el diagrama) que tienen un valor equivalente al momento externo dividido entre la longitud del eje. El diagrama de momentos flectores tiene dos tramos lineales y un salto en el punto de aplicación del momento de valor igual al momento externo aplicado. El máximo valor del diagrama se aprecia en tal punto, y vale:

$$M = \frac{M_{ext}}{2} = \frac{F_a \cdot R}{2} = \frac{13535,313 \cdot (0,0635/2)}{2} = 214,873 \text{ Nm}$$

En el plano horizontal (XZ) se tienen los siguientes esfuerzos:



La fuerza tangencial F_t aplicada en el centro del eje genera unas reacciones en los apoyos que son iguales entre si e iguales a la mitad de la fuerza F_r . El momento flector sigue dos tramos lineales con diferente pendiente que se cruzan en el punto central de la viga (donde llegan a valer lo mismo) dando el momento flector máximo que tiene el valor:

$$M_{f_{max}} = \frac{F_t \cdot L}{4} = \frac{2038,708 \cdot 0,246}{4} = 125,38 \text{ Nm}$$

Todos estos valores de momentos flectores son los obtenidos en el punto medio del eje, no obstante, las secciones que más preocupan son las que se encuentran justo al terminar la rosca del tornillo debido al cambio de sección que se produce. En el alojamiento de los rodamientos también se produce un cambio de sección, no obstante, el momento flector en tales secciones es nulo.

Todos los diagramas de momentos flectores obtenidos siguen ecuaciones lineales, es decir, que el valor del momento flector depende de una constante multiplicada por la coordenada a lo largo del eje. Por lo tanto, para obtener el momento flector en las secciones señaladas solo es necesario dividir el valor máximo entre la mitad de la longitud del eje y multiplicarlo por la distancia existente desde el apoyo a la sección en cuestión.

El momento producido por la fuerza radial (M_{fz}):

$$304,645 \cdot \frac{0,042}{(0,246/2)} = 104,025 \text{ Nm}$$

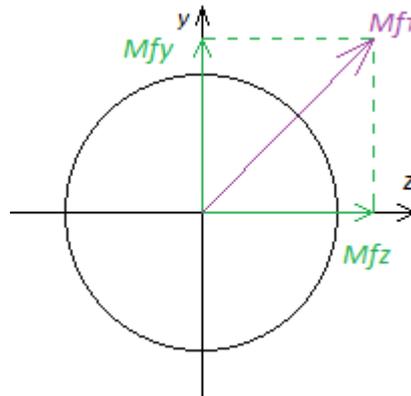
El momento producido por la fuerza axial (M_{fz}):

$$214,873 \cdot \frac{0,042}{(0,246/2)} = 73,371 \text{ Nm}$$

El momento producido por la fuerza tangencial (M_{fy}):

$$125,38 \cdot \frac{0,042}{(0,246/2)} = 42,812 \text{ Nm}$$

Una vez que se tienen todos los momentos, se obtiene el momento flector máximo, compuesto por la suma de todos los anteriores:



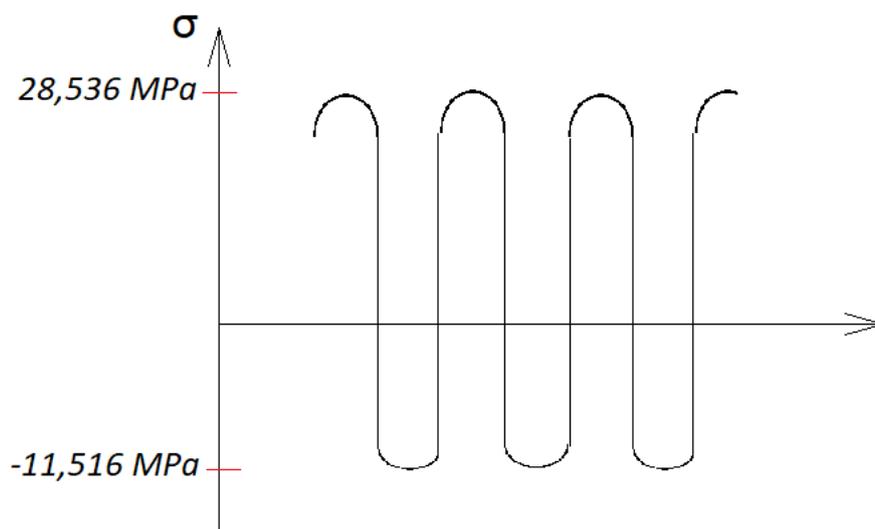
$$M_{fT} = \sqrt{(104,025 + 73,371)^2 + 42,812^2} = 182,488 \text{ N}$$

Calculo de tensiones

La tensión normal producida por el momento es:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{fT}}{W_f} = \frac{13535,313}{\pi \cdot 22,5^2} + \frac{182488}{0,1 \cdot 45^3} = 8,51 + 20,026 = 28,536 \text{ MPa}$$

Las cargas son estáticas pero el eje está en continuo giro, por lo tanto los puntos de una sección pasan de encontrarse sometidos a tracción a encontrarse sometidos a compresión. Siendo esto un ciclo de tensión alternativa.



La tensión de trabajo oscila entre una tensión superior σ_0 y una tensión inferior σ_u . La tensión media σ_m y la tensión de amplitud σ_a se calculan a continuación.

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_0 + \sigma_u) = 0,5 \cdot (28,536 + 11,516) = 20,026 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_0 - \sigma_u) = 0,5 \cdot (28,536 - 11,516) = 8,51 \text{ MPa}$$

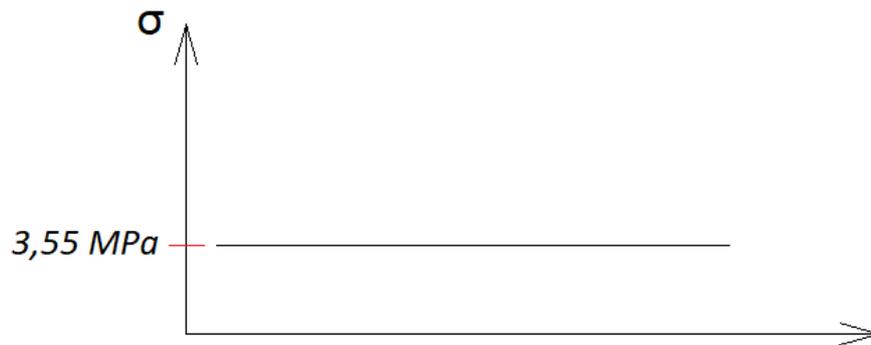
El eje del tornillo sin fin, a diferencia del eje estudiado con anterioridad, transmite una potencia, por lo que tiene un par de valor:

$$T_w = 64,729 \text{ Nm}$$

Dicho par produce un esfuerzo de torsión, el cual genera una tensión tangencial (tensión contenida en el plano de la sección) de valor:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{64,729}{0,2 \cdot d^2} = 3,55 \text{ MPa}$$

El carácter de la tensión tangencial es de carácter estático ya que no cambia de sentido.



Se está ante una situación de tensión compuesta, el árbol está sometido a un esfuerzo combinado de flexión y torsión.

Cuando se tiene un estado tensional complejo se debe obtener una tensión de comparación σ_v y trabajar con ella, aplicando las hipótesis de rotura. Según la cuarta hipótesis de rotura:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

En el caso que se tiene, la ecuación será:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

Todas estas ecuaciones son válidas cuando los esfuerzos tienen la misma dependencia del tiempo, es decir, ambos estáticos o alternativos. Para el caso en que no se cumpla esta premisa, la ecuación de resistencia se le debe añadir un factor α_0 cuya función es convertir la componente tangencial en una función temporal normal.

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_{xy})^2}$$

En el caso de flexión alternativa y torsión estática, el coeficiente tiene un valor de 0,4.

Y en caso de que se quiera determinar la resistencia de una pieza entallada como es este caso, de debe recurrir al coeficiente α_{0k} que tiene un valor:

$$\alpha_{0k} = \alpha_0 \cdot \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}}$$

Los coeficientes β_{kt} y β_{kb} se pueden obtener de forma sencilla a través de una tabla que se mostró anteriormente:

Coeficientes de forma según la ecuación $\alpha_k = A + B(X - C)$ con $X = \sqrt{d/r}$ (determinado según datos de K. Rühl)

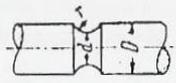
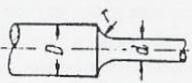
	Árbol con entalla circular			Árbol con escalón		
						
para	Tracción	Flexión	Torsión	Tracción	Flexión	Torsión
$A =$	1,140	1,154	1,070	1,080	0,780	0,950
$C =$	0,830	0,980	0,940	0,770	0	0,30
d/D	B					
0,2	0,7201	0,5461	0,2767	0,4884	0,3689	0,1983
0,4	0,6880	0,5315	0,2691	0,4579	0,3562	0,1895
0,6	0,6340	0,5055	0,2557	0,4107	0,3346	0,1747
0,8	0,5255	0,4451	0,2246	0,3254	0,2885	0,1452
0,9	0,4105	0,3687	0,1855	0,2452	0,2359	0,1137
0,95	0,3052	0,2873	0,1442	0,1783	0,1840	0,0847
0,98	0,1960	0,1914	0,0958	0,1127	0,1215	0,0538

Figura 104

$$\alpha_{kb} = 0,780 + 0,1982 \cdot (\sqrt{45/2}) = 1,720$$

$$\alpha_{kt} = 0,950 + 0,0926 \cdot (\sqrt{45/2} - 0,3) = 1,361$$

$$\frac{d}{D} = \frac{45}{48,0644} = 0,93624$$

$$\alpha_{0k} = 0,4 \cdot \frac{1,361}{1,720} = 0,3166$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{28,536^2 + 3(0,3166 \cdot 3,55)^2} = 28,60 \text{ MPa}$$

Una vez que se tiene el valor de la tensión del ciclo, se debe comparar con la máxima tensión permisible, la cual se obtiene de la siguiente forma.

$$\sigma_{bWk} = \frac{\sigma_{bW} \cdot b_s \cdot b_o}{\beta_k}$$

$$\beta_k = \frac{\alpha_{kb}}{v_d}$$

Como α_k es conocido, solo es necesario calcular v_d , a través de las mismas tablas y ecuaciones que en el caso anterior:

$$v_d = 1 + \sqrt{\rho^* \cdot \sigma_s} = 1 + \sqrt{0,0588 \cdot 1,0429} = 1,2476$$

$$\beta_k = \frac{1,720}{1,2476} = 1,378$$

Siendo:

$$b_s = 0,872$$

$$b_o = 0,95$$

$$\sigma_{bW} = 240 \text{ MPa}$$

Se obtiene:

$$\sigma_{bWk} = \frac{240 \cdot 0,872 \cdot 0,95}{1,378} = 144,27 \text{ MPa}$$

La tensión máxima permitida es mucho mayor que la existente, por lo que la sección soportara las solicitaciones indefinidamente.

$$144,27 \text{ MPa} > 28,60 \text{ MPa}$$

1.3.4 Eje de la corona dentada

Calculo de las reacciones y esfuerzos

El eje de la corona dentada no está únicamente unido a dicho elemento sino que también es solidaria al elemento barra. Si aislamos el sistema eje-corona-barra, se observan las siguientes fuerzas:

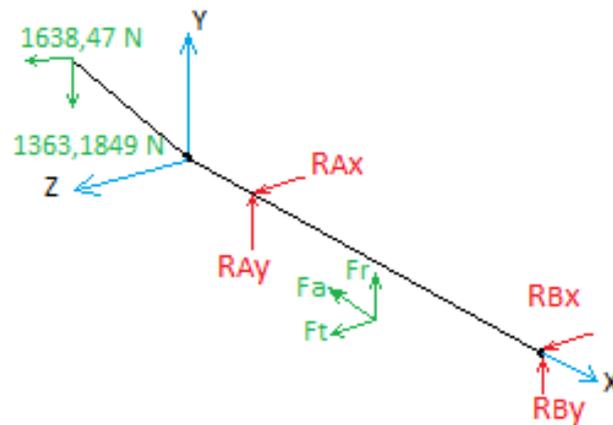
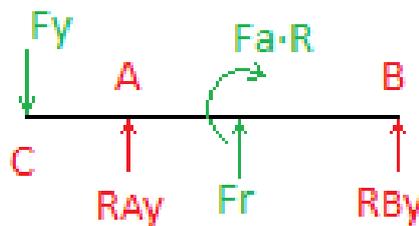


Figura 105

Para analizar el eje, se transfieren todas las fuerzas a dicho elemento. Posteriormente se estudiarán los planos 'YX' y 'ZX' por separado.

Plano YX:



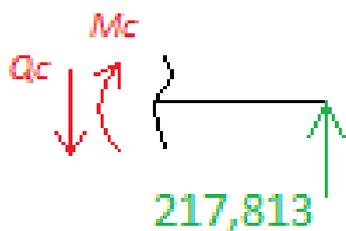
$$\sum F_y = 0$$

$$-F_y + F_R + R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} \cdot AB + F_R \cdot \frac{AB}{2} - F_a \cdot R + F_y \cdot AC = 0$$

$$R_{By} = 217,813 \text{ Nm} \quad ; \quad R_{Ay} = -2569,818 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

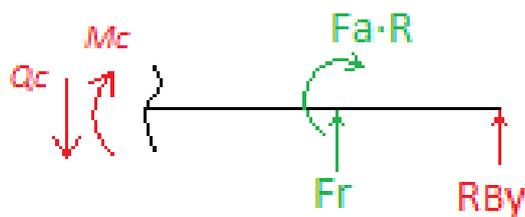
$$-M_c + 217,813 \cdot x = 0$$

$$\sum F_y = 0 ; 217,813 + Q_c = 0$$

$$x = 0 \rightarrow M_c = 0 \text{ Nm}$$

$$x = AB/2 \rightarrow M_c = 13,722 \text{ Nm}$$

$$Q_c = -217,813 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

$$-M_c + F_R \cdot x + R_{By} \cdot (AB/2 + x) - F_a \cdot x = 0$$

$$\sum F_y = 0 ; Q_c + F_R + R_{By} = 0$$

$$x = 0 \rightarrow M_c = -292,082 \text{ Nm}$$

$$x = AB/2 \rightarrow M_c = -44,303 \text{ Nm}$$

$$Q_c = -3933 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

$$M_c + F_y \cdot x = 0$$

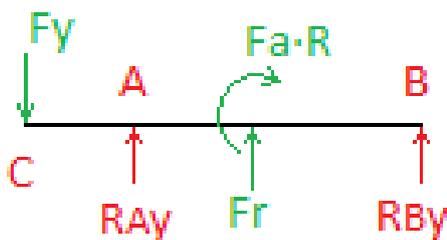
$$\sum F_y = 0 ; -F_y - Q_c = 0$$

$$x = 0 \rightarrow M_c = 0 \text{ Nm}$$

$$x = AC \rightarrow M_c = -44,303 \text{ Nm}$$

$$Q_c = -1363,184 \text{ N}$$

Plano ZX:



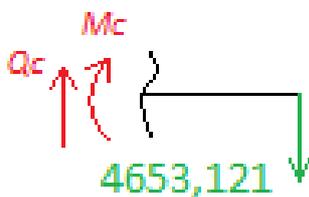
$$\sum F_z = 0$$

$$F_z + F_t + R_{A_z} + R_{B_z} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{B_z} \cdot AB + F_t \cdot \frac{AB}{2} - F_z \cdot AC = 0$$

$$R_{B_z} = -4653,121 \text{ Nm} \quad ; \quad R_{A_z} = -7136,833 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

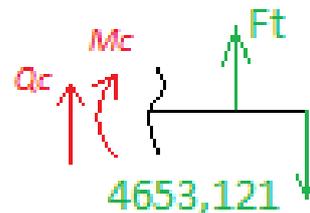
$$M_c + 4653,121 \cdot x = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad ; \quad -4653,121 + Q_c = 0$$

$$x = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = 0 \text{ Nm}$$

$$x = AB/2 \quad \rightarrow \quad M_c = -293,146 \text{ Nm}$$

$$Q_c = 4653,121 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

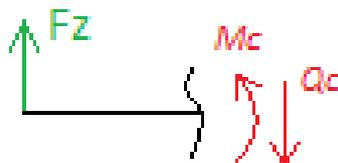
$$-M_c + F_t \cdot x - 4653,121 \cdot (AB/2 + x) = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad ; \quad Q_c + F_t - 4653,121 = 0$$

$$x = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = -293,146 \text{ Nm}$$

$$x = AB/2 \quad \rightarrow \quad M_c = 53,250 \text{ Nm}$$

$$Q_c = -5498,364 \text{ N}$$



$$\sum M_c = 0$$

$$M_c - F_z \cdot x = 0$$

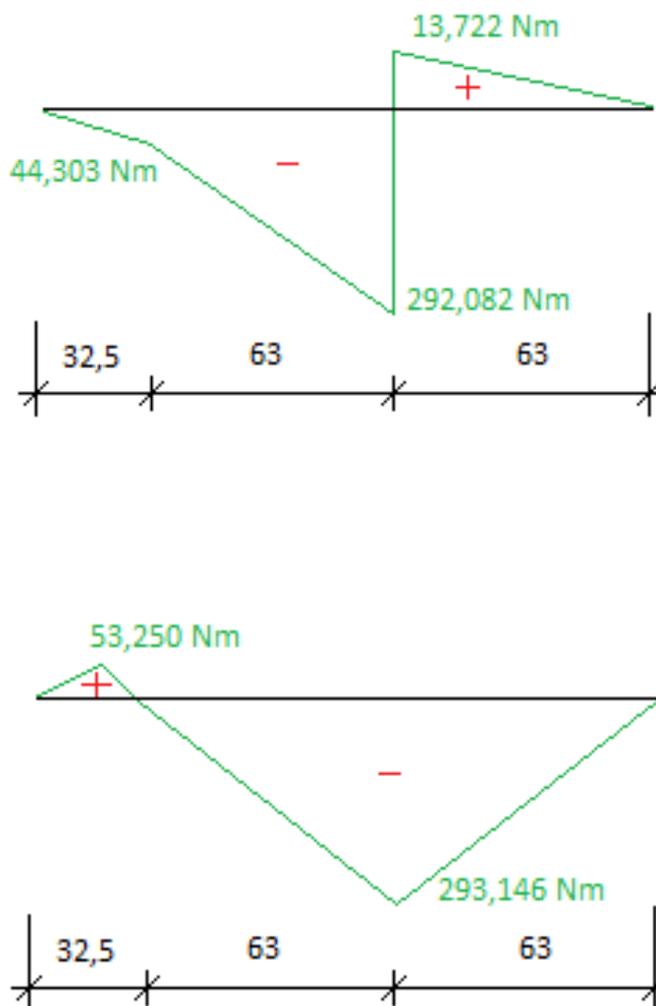
$$\sum F_z = 0 \quad ; \quad F_z - Q_c = 0$$

$$x = 0 \quad \rightarrow \quad M_c = 0 \text{ Nm}$$

$$x = AC \quad \rightarrow \quad M_c = 53,250 \text{ Nm}$$

$$Q_c = -1638,47 \text{ N}$$

Los diagramas de momentos flectores en los planos 'YX' y 'ZX' son respectivamente

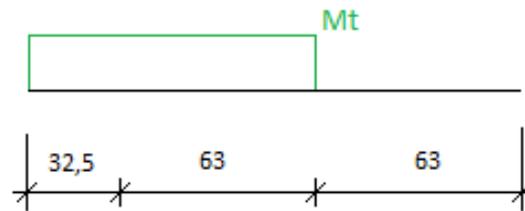


Las secciones que mayor esfuerzo flector sufren son las correspondientes al punto medio del segmento AB seguida de lejos por la sección en A.

No obstante, han de calcularse ambas secciones ya que en ellas existe un detalle, como es en una chaveta en la primera sección nombrada y un escalón en la segunda.

Existe una sollicitación más a tener en cuenta, como es la torsión. Este eje recibe la potencia que le transmite el tornillo sin fin, y a su vez recibe (como se puede apreciar en la primera figura de este subapartado) un par equivalente al par resistente generado por la plataforma, que, en su valor máximo es 942,5 Nm (se entiende ambas sollicitaciones tienen sentidos opuestos). Por lo tanto, se afirma que este eje está sometido a torsión uniforme.

El diagrama de momentos torsores se muestra a continuación:



Teniendo un valor nulo en todo el tramo que une el punto medio de la viga con el punto B y un valor igual al momento en el resto de la viga.

Calculo de tensiones

En primer lugar se estudiara la sección A.

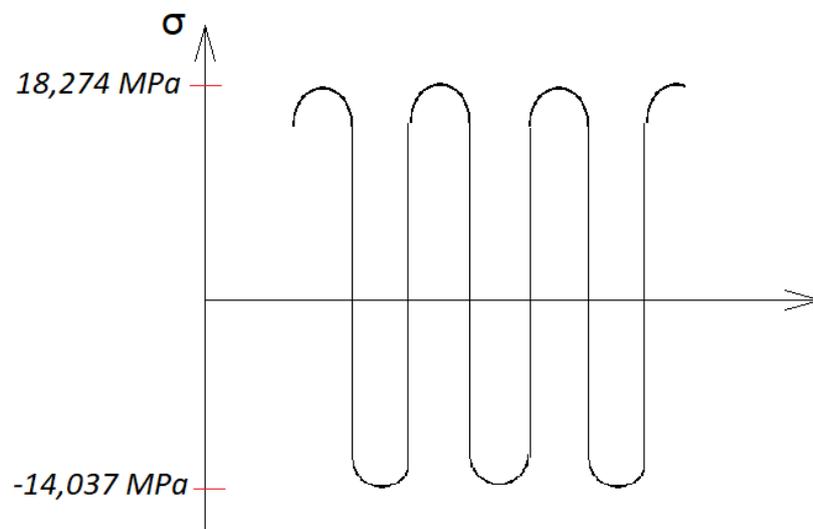
Para calcular la tensión normal, en primer lugar se debe calcular el momento flector total.

$$M_{F_T} = \sqrt{44,303^2 + 53,250^2} = 69,269 \text{ Nm}$$

La tensión normal será:

$$\sigma = \frac{F_a}{A} \pm \frac{M_{f_T}}{W_f} = \frac{2038,7}{\pi \cdot 17,5^2} \pm \frac{69269}{0,1 \cdot 35^3} = 2,118 \pm 16,156$$

El ciclo de tensiones normales será:



La tensión de trabajo oscila entre una tensión superior σ_0 y una tensión inferior σ_u . La tensión media σ_m y la tensión de amplitud σ_a se calculan a continuación.

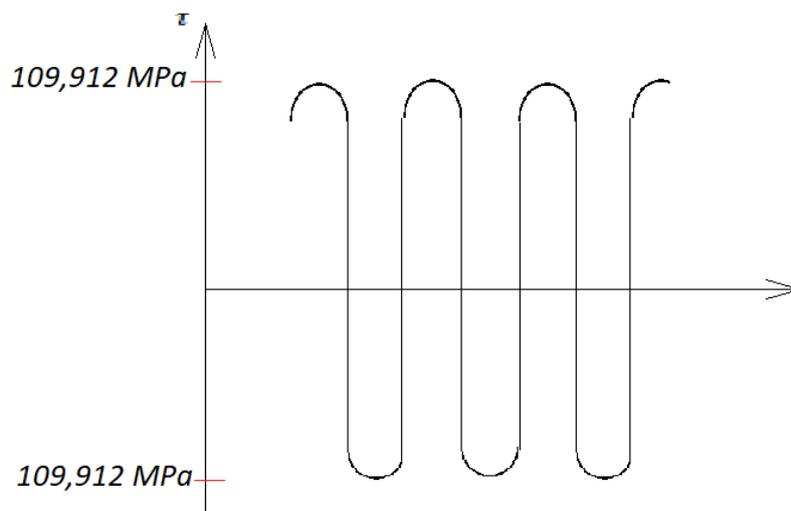
$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_0 + \sigma_u) = 0,5 \cdot (18,274 + 14,037) = 16,156 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_0 - \sigma_u) = 0,5 \cdot (18,274 - 14,037) = 2,1185 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial debida a la torsión será:

$$\tau_t = \frac{M_T}{W_T} = \frac{942,5}{0,2 \cdot d^3} = \frac{942,5 \cdot 1000}{0,2 \cdot 35^3} = 109,912 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial, al igual que la normal, también cambia de dirección, ya que el giro del motor cambia de sentido continuamente. El ciclo de la tensión tangencial será alternativo simétrico:



Se está ante una situación de tensión compuesta, el árbol está sometido a un esfuerzo combinado de flexión y torsión.

Cuando se tiene un estado tensional complejo se debe obtener una tensión de comparación σ_v y trabajar con ella, aplicando las hipótesis de rotura. Según la cuarta hipótesis de rotura:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

En el caso que se tiene, la ecuación será:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

Todas estas ecuaciones son válidas cuando los esfuerzos tienen la misma dependencia del tiempo, es decir, ambos estáticos o alternativos. Para el caso en que no se cumpla esta premisa, la ecuación de resistencia se le debe añadir un factor α_0 cuya función es convertir la componente tangencial en una función temporal normal.

Al tener ambos ciclos la misma dependencia con respecto al tiempo, en teoría, el valor α_0 no computaría en la ecuación, no obstante, según algunos autores como Niemann proponen los siguientes valores:

$$\alpha_0 = 0,7 \rightarrow \text{para aceros de construcción}$$

$$\alpha_0 = 0,63 \rightarrow \text{para aceros bonificados}$$

$$\alpha_0 = 0,77 \rightarrow \text{para aceros cementados}$$

En el caso actual, al tratarse de aceros de construcción, se utilizara $\alpha_0 = 0,7$.

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_{xy})^2}$$

Y en caso de que se quiera determinar la resistencia de una pieza entallada como es este caso, de debe recurrir al coeficiente α_{0k} que tiene un valor:

$$\alpha_{ok} = \alpha_0 \cdot \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} = \alpha_0 \cdot \frac{\alpha_{kt}}{\alpha_{kb}}$$

Los coeficientes α_{kt} y α_{kb} se pueden obtener de forma sencilla a través de una tabla que se mostró anteriormente:

Coeficientes de forma según la ecuación $\alpha_k = A + B(X - C)$ con $X = \sqrt{d/r}$ (determinado según datos de K. Rühl)

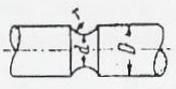
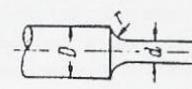
	Árbol con entalla circular			Árbol con escalón		
						
para	Tracción	Flexión	Torsión	Tracción	Flexión	Torsión
$A =$	1,140	1,154	1,070	1,080	0,780	0,950
$C =$	0,830	0,980	0,940	0,770	0	0,30
d/D	B					
0,2	0,7201	0,5461	0,2767	0,4884	0,3689	0,1983
0,4	0,6880	0,5315	0,2691	0,4579	0,3562	0,1895
0,6	0,6340	0,5055	0,2557	0,4107	0,3346	0,1747
0,8	0,5255	0,4451	0,2246	0,3254	0,2885	0,1452
0,9	0,4105	0,3687	0,1855	0,2452	0,2359	0,1137
0,95	0,3052	0,2873	0,1442	0,1783	0,1840	0,0847
0,98	0,1960	0,1914	0,0958	0,1127	0,1215	0,0538

Figura 119

$$\alpha_{kb} = 0,780 + 0,2936 \cdot (\sqrt{35/2}) = 2,008$$

$$\alpha_{kt} = 0,950 + 0,1484 \cdot (\sqrt{35/2} - 0,3) = 1,526$$

$$\frac{d}{D} = \frac{35}{45} = 0,7776$$

$$\alpha_{ok} = 0,7 \cdot \frac{1,526}{2,008} = 0,532$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{18,274^2 + 3(0,532 \cdot 109,912)^2} = 102,91 \text{ MPa}$$

Una vez se tiene el valor del ciclo real, es necesario compararlo con alguna tensión de comparación, para ello se parte del acero St 50.

El acero St 50 es equivalente de forma aproximada al S295 el cual tiene un límite elástico de

$$\sigma_s = 295 \text{ MPa}$$

Y una endurance o límite de fatiga aproximado de

$$\sigma_w = 240 \text{ MPa}$$

El coeficiente de tamaño (b_0) se obtiene de una tabla en la que, para un diámetro de 35 mm el coeficiente valdrá 0,895.

El coeficiente de calidad superficial (b_s) se obtiene de una gráfica en la que, para una profundidad de rugosidad R_t de $20\mu\text{m}$ (2 centésimas de mm) y un límite a fatiga de 240 MPa, se tiene un coeficiente de calidad superficial de aproximadamente 0,95.

Factor de tamaño b_0 :	d mm	10	20	40	60	80	100	200	300
	b_0	1,0	0,94	0,88	0,85	0,82	0,80	0,75	0,70

-Fuente :Niemann G. "Elementos de Máquinas I", Edit Urmo SA de Ediciones

Figura 120

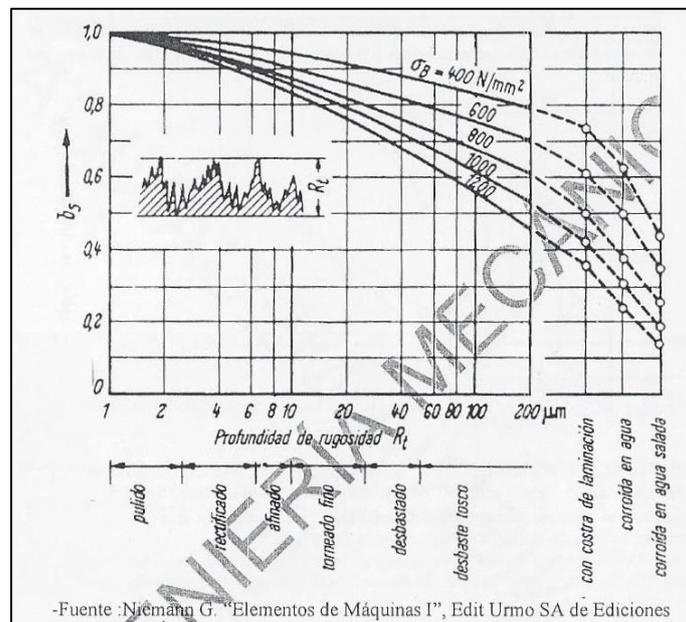


Figura 121

Además de estos dos factores los cuales son muy importantes de cara al análisis de fatiga, existe un tercer parámetro tan importante o más incluso que estos dos anteriores, que es el llamado efecto entalla.

El coeficiente de efecto entalla tiene la siguiente expresión:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{v_d}$$

Como α_k ya es conocido, solo hay que calcular v_d .

$$v_d = 1 + \sqrt{\rho^* \cdot \sigma_s}$$

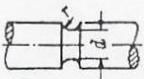
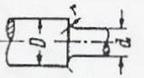
Tipo de carga	Gradiente de tensión relativo s_σ en 1/mm	Forma								
Flexión	$s_\sigma = \frac{2}{d} + \frac{2}{r} (R)$	R = Ranura circular 								
	$s_\sigma = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{r} (A)$									
Tracción, compresión	$s_\sigma = \frac{2}{r} (A, R)$	A = Escalón 								
Torsión	$s_\sigma = \frac{2}{d} + \frac{1}{r} (R)$									
	$s_\sigma = \frac{4}{D+d} + \frac{1}{r} (A)$									
Acero ¹										
$\sigma_b =$	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	N/mm ²
$\rho^* =$	0,054	0,046	0,038	0,032	0,026	0,020	0,015	0,010	0,006	mm

Figura 122

Para un detalle de escalón y con un esfuerzo de flexión, se tiene que:

$$\sigma_s = \frac{4}{d+D} + \frac{2}{r} = \frac{4}{35+45} + \frac{2}{2} = 1,05$$

Además, para el factor ρ^* , extrapolando se obtiene un valor de 0,0588.

Por lo que el factor de apoyo dinámico queda de la forma siguiente:

$$v_d = 1 + \sqrt{0,0588 \cdot 1,05} = 1,2484$$

Y el coeficiente de efecto entalla valdrá:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{v_d} = \frac{2,008}{1,2484} = 1,608$$

Ya se tienen todos los factores que modifican el valor de la resistencia a fatiga. Por lo tanto, la resistencia real de la pieza a estudiar será:

$$\sigma_{bWk} = \frac{240 \cdot 0,895 \cdot 0,95}{1,608} = 126,86 \text{ MPa}$$

Como la tensión de comparación es mayor que la tensión del ciclo actual, se puede concluir que el árbol está bien dimensionado en la sección A.

$$126,86 \text{ MPa} > 102,91 \text{ MPa}$$

A continuación se estudiara la sección en el punto medio del segmento AB.

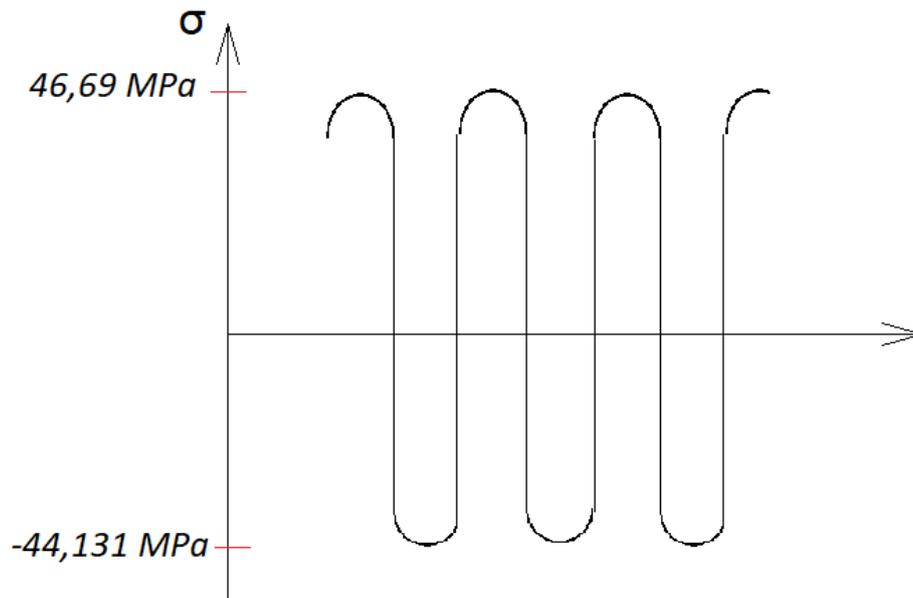
Para calcular la tensión normal, en primer lugar se debe calcular el momento flector total.

$$M_{F_T} = \sqrt{292,082^2 + 293,146^2} = 413,819 \text{ Nm}$$

La tensión normal será:

$$\sigma = \frac{F_a}{A} \pm \frac{M_{f_T}}{W_f} = \frac{2038,7}{\pi \cdot 22,5^2} \pm \frac{413819}{0,1 \cdot 45^3} = 1,281 \pm 45,41$$

El ciclo de tensiones normales será:



La tensión de trabajo oscila entre una tensión superior σ_0 y una tensión inferior σ_u . La tensión media σ_m y la tensión de amplitud σ_a se calculan a continuación.

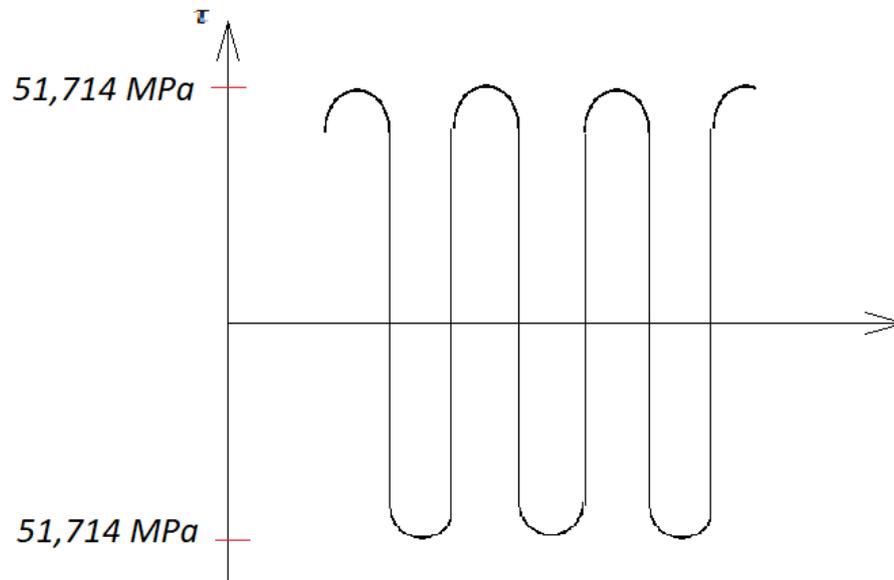
$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_0 + \sigma_u) = 0,5 \cdot (46,69 + 44,131) = 45,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_0 - \sigma_u) = 0,5 \cdot (46,69 - 44,131) = 1,281 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial debida a la torsión será:

$$\tau_t = \frac{M_T}{W_T} = \frac{942,5}{0,2 \cdot d^3} = \frac{942,5 \cdot 1000}{0,2 \cdot 45^3} = 51,714 \text{ MPa}$$

La tensión tangencial, al igual que la normal, también cambia de dirección, ya que el giro del motor cambia de sentido continuamente. El ciclo de la tensión tangencial será alternativo simétrico:



Se está ante una situación de tensión compuesta, el árbol está sometido a un esfuerzo combinado de flexión y torsión.

Cuando se tiene un estado tensional complejo se debe obtener una tensión de comparación σ_v y trabajar con ella, aplicando las hipótesis de rotura. Según la cuarta hipótesis de rotura:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

En el caso que se tiene, la ecuación será:

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

Todas estas ecuaciones son válidas cuando los esfuerzos tienen la misma dependencia del tiempo, es decir, ambos estáticos o alternativos. Para el caso en que no se cumpla esta premisa, la ecuación de resistencia se le debe añadir un factor α_0 cuya función es convertir la componente tangencial en una función temporal normal.

Al tener ambos ciclos la misma dependencia con respecto al tiempo, en teoría, el valor α_0 no computaría en la ecuación, no obstante, según algunos autores como Niemann proponen los siguientes valores:

$\alpha_0 = 0,7 \rightarrow$ para aceros de construcción

$\alpha_0 = 0,63 \rightarrow$ para aceros bonificados

$\alpha_0 = 0,77 \rightarrow$ para aceros cementados

En el caso actual, al tratarse de aceros de construcción, se utilizara $\alpha_0 = 0,7$.

$$\sigma_{vG} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_{xy})^2}$$

Y en caso de que se quiera determinar la resistencia de una pieza entallada como es este caso, de debe recurrir al coeficiente α_{0k} que tiene un valor:

$$\alpha_{0k} = \alpha_0 \cdot \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} = \alpha_0 \cdot \frac{\alpha_{kt}}{\alpha_{kb}}$$

Los coeficientes β_{kt} y β_{kb} para el caso en que el detalle del eje sea una chaveta fresada con bailarina, serán:

$$\alpha_{kb} = 1,7$$

$$\alpha_{kt} = 1,9$$

$$\alpha_{0k} = 0,7 \cdot \frac{1,9}{1,7} = 0,782$$

$$\sigma_{vG} = \sqrt{46,69^2 + 3(0,782 \cdot 51,714)^2} = 84,17 \text{ MPa}$$

La tensión de comparación se obtendrá a través de la siguiente gráfica:

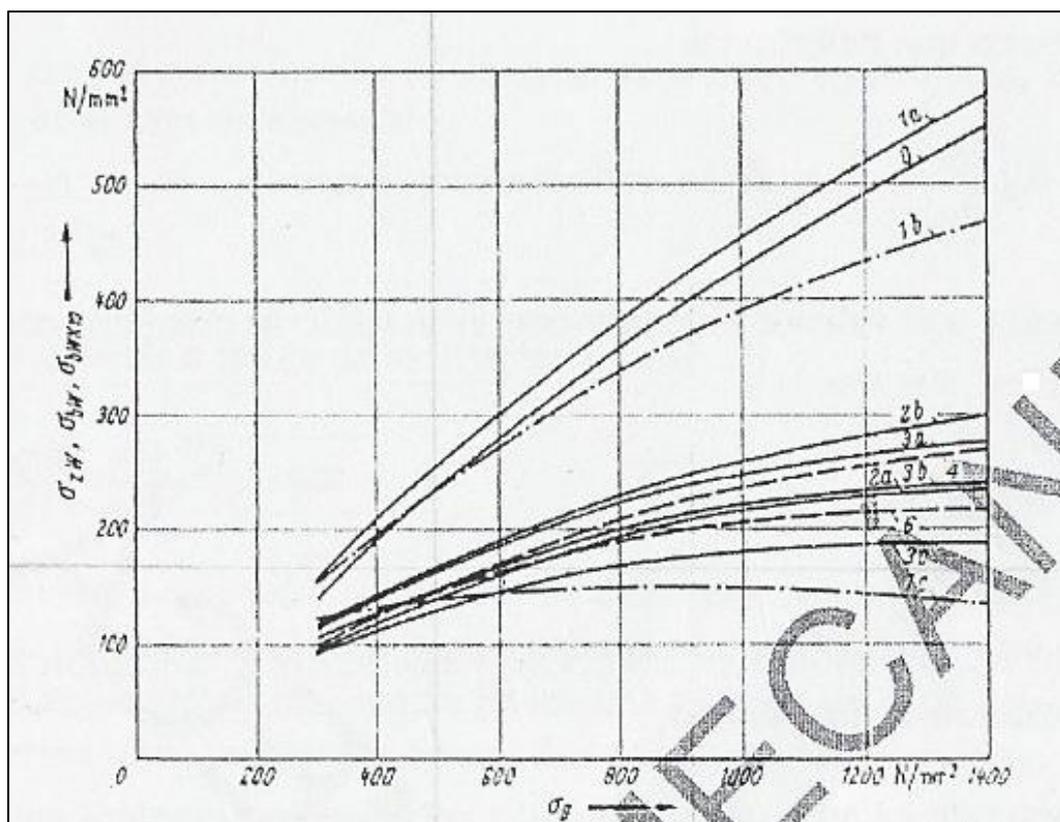


Figura 125: Resistencia a la flexión alternativa de diversos árboles con diversas entallas, de diámetro 10 mm (para acero)

Siendo la curva número cuatro la correspondiente al árbol con chaveta fresada con bailarina. Utilizando el acero St 50, que tiene un límite a fatiga aproximado de 240 MPa, en la gráfica se puede señalar el punto de 90 MPa.

Como esto era para un diámetro de 10 mm y la sección estudiada tiene 45 mm de diámetro, se multiplica por el factor b_0 , que tiene un valor de 0,872.

Factor de tamaño b_0 :	d mm	10	20	40	60	80	100	200	300
b_0		1,0	0,94	0,88	0,85	0,82	0,80	0,75	0,70

-Fuente :Niemann G. "Elementos de Máquinas I", Edit Urmo SA de Ediciones

Figura 126

$$\sigma_{bWk} = 90 \cdot 0,872 = 78,48 \text{ MPa}$$

En el caso de esta sección, se tiene que la tensión actual sobrepasa la máxima tensión permitida, por lo tanto el dimensionado de este eje no es adecuado.

Se decide arreglar la situación fabricando el árbol con un diámetro en la sección central de 55 mm en lugar de 45 mm. Al encontrarse el cálculo anterior en una situación muy límite, se considera que no es necesario calcularlo de nuevo.

DOCUMENTO N° 4

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1 Pliego de condiciones.....	112
1.1 Descripción general.....	112
1.2 Capacidad de trabajo.....	112
1.3 Elementos del sistema.....	112
1.3.1 Motor.....	112
1.3.2 Tornillo sinfín.....	113
1.3.3 Corona helicoidal.....	113
1.3.4 Barra giratoria.....	113
1.3.5 Pivote deslizante.....	114
1.3.6 Plataforma.....	114
1.3.7 Eje de plataformas.....	114
1.3.8 Eje de la corona helicoidal.....	114
1.4 Requisitos de instalación del equipo.....	115
1.4.1 Dimensiones.....	115
1.4.2 Servicios disponibles.....	115
1.5 Medio ambiente y seguridad.....	115
1.6 Aspectos de funcionamiento.....	115
1.7 Revisión y mantenimiento.....	115
1.8 Documentación.....	116
1.9 Condiciones particulares de subcontratación.....	116
1.9.1 Procesos de subcontratación.....	116
1.9.2 Condiciones.....	116
1.9.3 Responsabilidad de suministro.....	116
1.9.4 Inspección.....	117

1.9.5	Identificación.....	117
1.9.6	Penalizaciones.....	117
1.9.7	Condiciones económicas.....	117
1.9.8	Otras condiciones sociales.....	118

1 PLIEGO DE CONDICIONES

El pliego de condiciones es un documento que recoge todo tipo de especificaciones referentes al elemento objeto del proyecto (mecanismo de volteo de piezas), definiendo unívocamente las condiciones de su montaje y funcionamiento así como aspectos económicos y legales.

1.1 DESCRIPCION GENERAL

En el proceso automático de la carga se necesitan piezas posicionadas de una forma en concreto, que posteriormente continuaran el ciclo a través de otros procesos. El objeto del proyecto es el diseño de un mecanismo capaz de proporcionar esas piezas en posición.

Se ha diseñado entonces un sistema de volteo, cuya labor es, como su propio nombre indica ser capaz de dar vuelta a las piezas.

Para conseguir dar la vuelta completa a las piezas, en primer lugar estas deben ser depositadas sobre la plataforma que se encuentra en posición horizontal convexa. La segunda plataforma que inicialmente se encuentra posicionada en el semieje vertical positivo y formando un ángulo de 90 grados con la primera, recorre los 90 ° hasta llegar a hacer contacto con esta última. En ese instante las dos plataformas comienzan un giro conjunto de 180 ° en sentido opuesto al giro anterior (siendo impulsada cada plataforma por un motor). Cuando finaliza este segundo giro, se produce un tercer giro de 90°(en sentido opuesto a este último giro) protagonizado esta vez por la plataforma que al comienzo del ciclo se encontraba en posición horizontal. En ese instante, las piezas están en posición de pasar al siguiente proceso.

1.2 CAPACIDAD DE TRABAJO

El sistema ha de ser capaz de funcionar de forma continuada durante veinticuatro horas al día, y siete días a la semana, deteniéndose únicamente para el mantenimiento del sistema mismo, mantenimiento de otros elementos de la línea de automatización, mantenimiento de la línea de mecanizado donde se integra, y por cambio de referencia de mecanizado.

1.3 ELEMENTOS DEL SISTEMA

El sistema está compuesto por varios elementos:

1.3.1 Motor

El motor es eléctrico, y transmite potencia al eje tornillo sin fin a un par bajo y alto número de revoluciones. El motor será de marca 'Siemens' y se encuentra especificado en el anexo correspondiente.

1.3.2 Tornillo sin fin

Es una de las dos partes del sistema de engrane, recibe potencia directamente del motor y la comunica al engranaje helicoidal.

Este elemento, conjuntamente con la corona helicoidal tienen la peculiaridad de ser un sistema de transmisión de potencia unidireccional (solo transmite potencia desde el tornillo sin fin hacia la corona y nunca al revés), ejerciendo una función autoblocante cuando el par motor introducido por el motor es nulo. Esto no impide el giro del tornillo en una u otra dirección. La rosca del tornillo es a izquierdas.

Ha sido diseñado y calculado a según la normativa ANSI-AGMA 6034 B92 data de Febrero de 1992 (norma americana). En los planos pertinentes se encuentran todos los datos relevantes para su fabricación así como el material, dimensiones...etc.

1.3.3 Corona helicoidal

Es una de las dos partes del sistema de engrane el cual recibe la potencia del tornillo sin fin y a través de la relación de transmisión, obtiene el par necesario para vencer el par resistente impuesto por el peso de la plataforma. Girara en una dirección u otra en función de la dirección de giro del tornillo sin fin, consiguiendo así un giro de las plataformas en una u otra dirección.

Ha sido diseñado y calculado según la normativa ANSI-AGMA 6034 B92. En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.3.4 Barra giratoria

Las barra giratoria está unida solidariamente a la corona helicoidal a través de soldadura de arco eléctrico siguiendo la norma UNE-EN ISO 15614-1:2018 'Especificación y cualificación de los procedimientos de soldeo para los materiales metálicos. Ensayo de procedimiento de soldeo. Parte 1: Soldeo por arco y con gas de aceros y soldeo por arco de níquel y sus aleaciones'. Y por lo tanto girara en la misma dirección que la corona helicoidal.

Este elemento es el portador del pivote que desliza por el carril de la plataforma. La unión con el pivote será un ajuste de apriete realizada a través del sistema de agujero base siguiendo la norma UNE-EN ISO 286-1:2011. Por lo tanto la relación de la barra con el pivote será solidaria.

En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.3.5 Pivote deslizante

Este elemento desliza engrasado por el carril de la plataforma. Dicho engrase se realizara a través de la norma UNE-EN 14865-1:2010+A1:2011 ‘Aplicaciones ferroviarias. Grasas lubricantes para cajas de grasa. Parte 1: Método de ensayo sobre la capacidad de engrase’.

Siempre siendo el diámetro del pivote más pequeño que el espacio de carril para permitir el correcto movimiento. Dicho ajuste también será realizado siguiendo la norma UNE-EN ISO 286-1:2011 ‘Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes’

En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.3.6 Plataforma

Elemento sobre el que residen las piezas durante el giro. Está en contacto directo con el propio eje sobre el que gira a través de dos rodamientos radiales rígidos de bolas. La plataforma tiene un peso considerable por lo que genera un par resistente elevado que será vencido por el par de la fuerza que el pivote aplica sobre la propia plataforma.

Según sea el giro de la corona helicoidal, la plataforma girara en una dirección o en otra.

En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.3.7 Eje de las plataformas

Este elemento no es móvil ya que se encuentra empotrado en sus extremos. Las plataformas giran con respecto a este elemento y le transmiten fuerzas a través de cuatro rodamientos (dos de cada plataforma).

Está calculado siguiendo el Código Técnico de la Edificación (CTE), la Instrucción de Acero Estructural (EAE) aprobada según Real Decreto 751/2011 de 27 de Mayo y UNE-EN 1993-1-9:2013 ‘Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-9: Fatiga’.

En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.3.8 Eje de la corona helicoidal

Este elemento no es móvil, ya que se encuentra empotrado en sus extremos. La corona helicoidal gira con respecto a este elemento y le transmite fuerzas a través de un rodamiento.

Está calculado siguiendo el Código Técnico de la Edificación (CTE), la Instrucción de Acero Estructural (EAE) aprobada según Real Decreto 751/2011 de 27 de Mayo

En los planos pertinentes se encuentran todos los detalles relevantes para su fabricación así como material, dimensiones...etc.

1.4 REQUISITOS DE INSTALACION DEL EQUIPO

1.4.1 Dimensiones

El sistema, una vez montado tiene unas dimensiones totales que se detallan en los planos de conjunto ubicados en el apartado correspondiente. Debiéndose estas de tener en cuenta tanto en el transporte como en el propio emplazamiento del mecanismo en la fábrica.

1.4.2 Servicios disponibles

En la zona de instalación se ha de disponer de alimentación a 480V con 3 fases y 60 ciclos/segundo.

1.5 MEDIO AMBIENTE Y SEGURIDAD

Los niveles de contaminación acústica estarán regulados en concordancia con el Real Decreto 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido. Dicho Real Decreto establece que el valor inferior de exposición en decibelios (db) el cual conlleva una acción de seguridad es de 80 db para niveles constantes y 135 db para valores de pico. Mientras que los valores máximos aceptables (obviamente bajo protección) son de 87 y 140 db respectivamente.

En lo referente a la integridad física de los operarios, se situaran elementos de seguridad cuya ubicación se muestra en los planos correspondientes. En cuanto a las situaciones de mantenimiento, el sistema debe estar desconectado de la red eléctrica para una correcta y segura manipulación.

1.6 ASPECTOS DE FUNCIONAMIENTO

El sistema de engrane del mecanismo funciona por fricción, lo cual conlleva un sistema de refrigeración continua en el contacto entre los elementos. Dicho sistema no es objeto del proyecto. Debiendo ser diseñado y calculado según la norma de cálculo ANSI-AGMA 6034 B92.

1.7 REVISIONES Y MANTENIMIENTO

El sistema de engrane del mecanismo ha sido calculado para un uso mínimo de 25.000 horas. Teniendo en cuenta un uso del mecanismo de veinticuatro horas al día durante los siete días de la semana, el tiempo estimado para la revisión del sistema de engrane será 2,85 años.

Los ejes han sido calculados a vida infinita, por lo que no es necesario su cambio en ningún momento.

Las revisiones y mantenimiento de los rodamientos y tornillería, anillos de sujeción y demás elementos estándares se realizara acorde a la norma UNE 20654-1-6

1.8 DOCUMENTACIÓN

Toda la documentación y los planos se elaborarán en castellano y serán lo suficientemente detallados y completos para satisfacer las necesidades del cliente.

La documentación será entregada en el momento de la instalación del sistema.

1.9 CONDICIONES PARTICULARES DE SUBCONTRATACIÓN

El presente documento, 'condiciones particulares de subcontratación', recoge los requisitos exigibles a los productos individuales, o subconjuntos, fabricados por terceros, por necesidades de producción o características especiales, que se incorporaran al presente proyecto.

1.9.1 Procesos de subcontratación

La subcontratación se realizará por el departamento de compras a empresas, o personas, previamente homologadas por el departamento técnico. Detectada la necesidad de subcontratación, el departamento de compras propondrá al departamento técnico los proveedores candidatos con los que haya negociado. El departamento técnico seleccionará el más adecuado según su criterio o, caso de haber varios, su orden de preferencia. Simultáneamente, este departamento, nombrará un responsable de la subcontratación a efectos de contacto técnico e inspección, en casa del proveedor.

1.9.2 Condiciones

Materiales

Los materiales deberán de cumplir las condiciones especificadas en los planos y otros documentos que componen el proyecto. Sus calidades cumplirán, a su vez, las distintas normas bajo las que están vigentes que tendrán un carácter complementario a este documento. Aquellos materiales que no cumplan con las condiciones exigidas, deberán ser sustituidos por el suministrador sin coste adicional sin que ello suponga un cambio de los plazos de suministro.

1.9.3 Responsabilidad de suministro

El suministro debe de llevarse a cabo por parte del suministrador en el plazo establecido por el departamento de compras tras emitirse el pedido oficialmente. Las posibles modificaciones que puedan surgir, debido a la falta de stock, cambio de diseño e imposibilidad de cumplir con el plazo establecido, se comunicarán, por escrito, de modo inmediato, tan pronto como se conozcan, al

responsable de la subcontratación del departamento técnico, quien evaluará, aceptará o rechazará según su criterio, comunicando su decisión, por escrito, al proveedor y al departamento de compras por si tuviese que modificar los documentos originales o condiciones contractuales.

Las propiedades de los materiales suministrados deberán de estar documentadas de forma que, junto con el albarán, el suministrador entregue un documento que acredite que cumple con las propiedades exigidas en el pedido.

La garantía de los suministros por parte del suministrador irá desde el momento de la emisión del pedido hasta la entrega del último lote.

1.9.4 Inspección

El responsable técnico de la subcontratación podrá visitar las dependencias del subcontratista, previa comunicación y acuerdo de fechas, para proceder a las labores de inspección y, en su caso, aceptación de las piezas, o modificaciones, del suministro. Es responsabilidad del subcontratista facilitar, a este responsable, los medios de metrología, debidamente homologados por compañía acreditada, así como los medios humanos, de elevación, etc., necesarios para el correcto desempeño de su labor inspectora.

1.9.5 Identificación

La identificación del material cumplirá con los requisitos del pedido. Está permitido la estampación y el punzonamiento para el marcado, pero no las entalladuras y cincelados.

El uso de estampadoras y troqueles está permitido en aquella zona cuyo estampado respete una separación superior a 5 mm de cualquier borde o pliegue.

1.9.6 Penalizaciones

El subcontratista deberá responder, frente a la empresa y terceros, de todos aquellos daños y/o perjuicios que puedan producirse por efecto directo de la falta de calidad del material suministrado, siempre que se hubiera hecho un buen uso de él.

El plazo de entrega del suministro será improrrogable excepto en los casos indicados en el apartado 'Responsabilidad del Suministro', cualquier otro motivo será considerado un incumplimiento al que se aplicará las penalizaciones incluidas en el contrato de suministro.

1.9.7 Condiciones económicas

Facturación

Las facturas serán remitidas en papel, debidamente firmadas y selladas, acompañadas de una

copia del, o los, albarán de entrega, debidamente firmado de recepción, de elementos que se incluyen en ella.

En caso de que, previo acuerdo, se opte por el formato digital, las facturas deberán enviarse por el medio previamente acordado con el departamento de administración cumpliendo, el remitente, las siguientes condiciones:

- se respetará el formato español Factura 'e'
- se garantizará la autenticidad del origen (identidad) y la integridad de las facturas mediante la firma electrónica que se genera con los certificados electrónicos admitidos.
- se almacenará las facturas digitalmente tal y como fueron enviadas, incluyendo la factura y la firma electrónica de la misma.

En cualquier caso, se respetarán las normas reflejadas en las órdenes EHA 962/2007 sobre facturación electrónica y Orden PRE 2971/2007 sobre expedición de facturas cuando el destinatario es la Administración General del Estado, emitidas por la Agencia Tributaria y la Secretaría de Estado de Telecomunicaciones y para la Sociedad de la Información.

Forma de pago

Tras la conformidad del responsable asignado, se procederá a su abono, mediante transferencia bancaria, en el plazo máximo de 60 días.

1.9.8 Otras condiciones sociales

Se prohíbe el uso de materias primas o manufacturadas, así como cualquier tipo de producto que incurra en violación de los principios de responsabilidad social para las organizaciones, establecidos en el Pacto Mundial de las Naciones Unidas o prácticas de deslocalización en mano de obra que no tengan los mínimos derechos laborales exigidos por la O.I.T.

DOCUMENTO Nº 5

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1 Presupuesto.....	121
1.1 Coste de materiales y fabricación.....	121
1.1.1 Elementos subcontratados.....	121
1.1.2 Plataformas.....	121
1.1.3 Barras.....	122
1.1.4 Pivotes.....	122
1.1.5 Apoyos de eje.....	123
1.1.6 Eje de plataformas.....	123
1.1.7 Eje de las coronas.....	124
1.1.8 Elementos comerciales.....	124
1.2 Costes laborales.....	125

1 PRESUPUESTO

En este documento se recoge el coste total de la máquina, el cual es la suma de los costes materiales más los costes laborales del proyecto.

1.1 COSTE DE MATERIALES Y FABRICACION

1.1.1 Elementos subcontratados

Denominación	Plano	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Tornillo sinfín	P - 102	2	650	1300
Corona helicoidal	P - 104	2	480	960
Carcasa de caja de engrane	P - 111	2	1250	2500
Tapa de carcasa del tornillo	P - 115	2	350	700
Tapa de carcasa de corona	P - 112	2	280	560
TOTAL				6020

1.1.2 Plataformas

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Lamina de acero F125 150 x 20 mm	Metros	4	12,5	50
Lamina de acero F125 150 x 30 mm	Metros	2	13,5	27
Lamina de acero F125 150 x 40 mm	Metros	2	14,5	29
TOTAL				106

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Oxicorte	horas	4	25.5	102
Soldadura	horas	4	28	112
Mecanizado	horas	1,5	18	27
Medición	horas	1	21	21
TOTAL				262
TOTAL PLATAFORMAS				368

1.1.3 Barras

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Lamina de acero F125 75 x 25 mm	Metros	2	7,5	15
TOTAL				15

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Mecanizado	horas	3,5	18	63
Medición	horas	1	21	21
TOTAL				84
TOTAL BARRAS				99

1.1.4 Pivotes

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Barra de acero F-125 Ø 22	Metros	1	4	4
TOTAL				4

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Mecanizado	horas	1	18	18
Medición	horas	1	21	21
TOTAL				39
TOTAL PIVOTES				43

1.1.5 Apoyos de eje

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Lamina de acero F125 200 x 60 mm	Metros	2	15	30
Lamina de acero F125 700 x 30 mm	Metros	2	16	32
Lamina de acero F125 150 x 20 mm	Metros	2	8	16
TOTAL				78

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Oxicorte	horas	3	25.5	76.5
Soldadura	horas	2,5	28	70
Mecanizado	horas	2,5	18	45
TOTAL				191.5
TOTAL APOYOS DE EJE				269,5

1.1.6 Eje de plataformas

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
--	------------------	----------	-----------------------	-----------

Barra de acero St 50 Ø 45	Metros	1	15	15
			TOTAL	15

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Oxicorte	horas	0,5	25,5	12,75
Mecanizado	horas	2	18	36
Medición	horas	1	21	21
			TOTAL	69,76
			TOTAL EJE DE PLATAFORMAS	84,75

1.1.7 Ejes de las coronas

	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Barra de acero St 50 Ø 60	Metros	1	19	19
			TOTAL	19

Actividad	Unidad de medida	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Oxicorte	horas	0,5	25,5	12,75
Mecanizado	horas	3	18	54
Medición	horas	1	21	21
			TOTAL	87,75
			TOTAL EJES DE LAS CORONAS	106,75

1.1.8 Elementos comerciales

Elemento	Nombre comercial	Cantidad	Precio por unidad (€)	Coste (€)
Tornillo M8X25	ISO 4017 - M8 x 25	26	0,25	6,5
Arandela	ISO 7091 - ST 8 - 100 HV	26	0.5	13
Tornillo M6X20	ISO 4017 - M6 x 20	16	0.35	5,6
Arandela	ISO 7091 - ST 6 - 100 HV	26	0,5	13
Tornillo M10X35	ISO 4017 - M10 x 35	32	0,45	14,4
Arandela	ISO 7091 - ST 10 - 100 HV	32	0,5	16
Rodamiento radial rígido de bolas con sellado en ambos lados	61907-2RZ - SKF	8	45	360
Rodamiento radial rígido de bolas con sellado en ambos lados	W 6204-2RZ - SKF	2	47	94
Rodamiento radial rígido de bolas con sellado en ambos lados	W 6006-2RZ - SKF	2	45	90
			TOTAL	612,5

1.2 COSTES LABORALES

Diseño	3200
Administración y Proyectos	570
Montaje	1150
TOTAL 4920	

	TOTAL PROYECTO 12523,5
--	-------------------------------

ANEXO 1

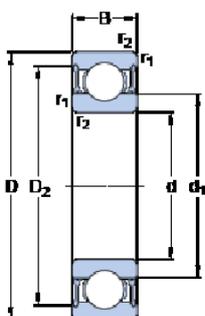
CATÁLOGOS COMERCIALES



61907-2RZ

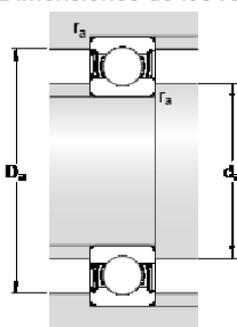
product_table_popular_item[76]

Dimensiones



d	35	mm
D	55	mm
B	10	mm
d ₁	≈ 42.2	mm
D ₂	≈ 52.15	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 38.2	mm
d _a	max. 41.5	mm
D _a	max. 51.8	mm
r _a	max. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	10.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.325	kN
Velocidad de referencia		26000	r/min
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.02	
Factor de cálculo	f ₀	15.7	

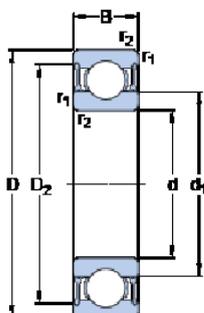
Masa

Rodamiento de masa		0.08	kg
--------------------	--	------	----



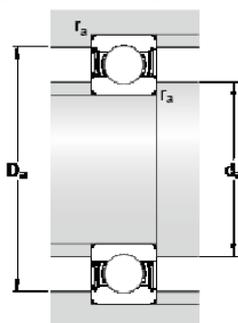
W 6006-2RZ

Dimensiones



d	30	mm
D	55	mm
B	13	mm
d ₁	≈ 38	mm
D ₂	≈ 49.95	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 35	mm
d _a	max. 37.5	mm
D _a	max. 50	mm
r _a	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	11.4	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	8.15	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.355	kN
Velocidad de referencia		28000	r/min
Velocidad límite		14000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	14.7	

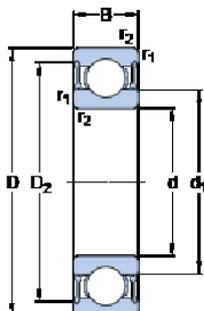
Masa

Rodamiento de masa		0.11	kg
--------------------	--	------	----



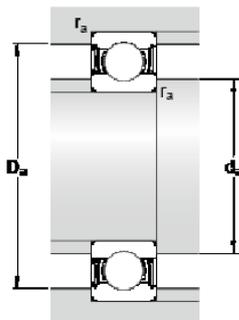
W 6204-2RZ

Dimensiones



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 29.5	mm
D ₂	≈ 40.92	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 25	mm
d _a	max. 29	mm
D _a	max. 42	mm
r _a	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	10.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.28	kN
Velocidad de referencia		34000	r/min
Velocidad límite		17000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.1	

Masa

Rodamiento de masa		0.1	kg
--------------------	--	-----	----

ANEXO 2

INFORMACIÓN

LUBRICACIÓN DE SISTEMAS DE TORNILLO SINFIN-CORONA

ACEITE BASE

Si bien el uso de lubricantes formulados con aceite básico mineral es bastante común en las unidades corona-sinfín, emplear aceites básicos sintéticos generalmente da como resultado una mayor eficiencia del engranaje y menores temperaturas de operación. La siguiente figura ilustra la vida útil del lubricante y las expectativas de intervalos de cambio de aceite para lubricantes a base de polialfaolefinas (PAO), polialquilen glicol (PAG) y aceites minerales en un rango de temperaturas de la caja de engranajes. La regla de la tasa de Arrhenius establece que por cada aumento de 10 °C en la temperatura promedio del aceite, se duplica la velocidad de las reacciones químicas (se recorta a la mitad la vida del lubricante).

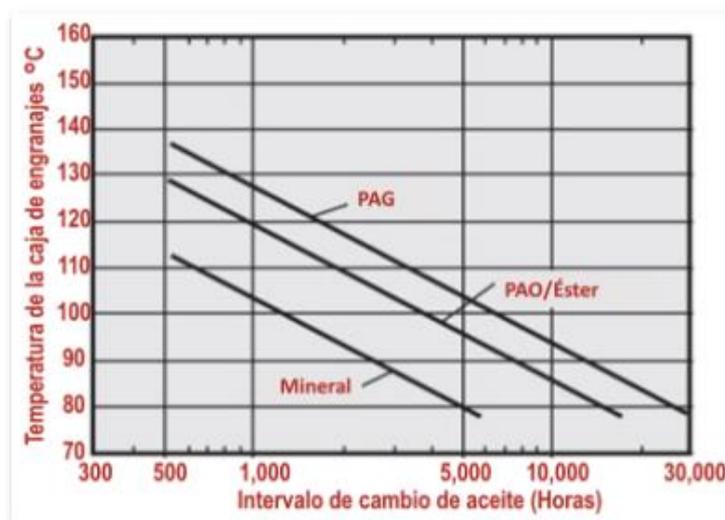


Figura 127: Comparación entre la vida del lubricante e intervalos de cambios de aceite mineral,

PAO y PAG sobre un rango de temperaturas de la caja de engranajes

La eficiencia de transmisión de la energía que entra y que sale del sistema de engranajes puede verse afectada significativamente por el lubricante seleccionado. La siguiente figura especifica la mejora en eficiencia al elegir un aceite sintético sobre un aceite mineral, particularmente con los PAG, que tienen un coeficiente de fricción inherentemente bajo.

Tipos de efectos en transmisiones sinfín	Ventajas de un aceite sintético sobre un aceite mineral
Reducción de pérdidas totales	30% o más
Mejor eficiencia	15% o más
Reducción de la temperatura de operación	20 °C o más

Figura 128: Ventajas de un aceite sintético para engranajes sobre un aceite mineral

También se sabe que los PAG reducen las temperaturas de funcionamiento y las pérdidas totales. En la siguiente figura se pueden ver comparaciones adicionales entre aceites base mineral y PAG.

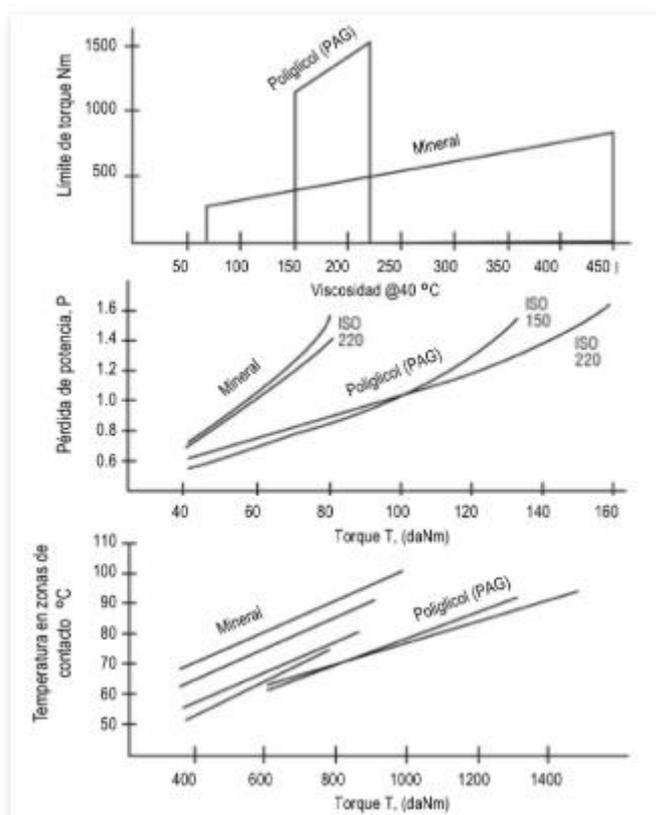


Figura 129: Polialquilén glicol vs. aceite mineral

ADITIVOS

En cuanto a los aditivos, uno de sus trabajos más importantes es formar una barrera protectora entre las superficies en contacto cuando las condiciones exceden la resistencia de la película de aceite fluida. Se debe seleccionar con cuidado el paquete de aditivos para un lubricante de transmisiones corona-sinfín, ya que a menudo se encuentran metales amarillos en las coronas y pueden verse afectados por corrosión a causa del azufre activado dentro del aditivo bajo extrema presión (aditivos EP), particularmente en presencia de calor. Sin embargo, los avances en la creación de aditivos con azufre desactivado han ayudado a reducir o eliminar estos ataques corrosivos.

Las transmisiones sinfín pueden enfrentar un reto único de lubricación a película límite, centrándose más en la reducción de la fricción que en los efectos del desgaste. En esas aplicaciones, puede utilizarse un tipo específico de lubricante base mineral conocido como aceite compuesto. Este lubricante está formulado con hasta 10% de ácidos grasos (aceite natural) o grasas animales no ácidas, junto con inhibidores de herrumbre y oxidación y otros aditivos. Esto da como resultado una mejor lubricidad, menor fricción y menor desgaste por deslizamiento.

Los aceites con aditivos EP aún se usan comúnmente en transmisiones corona-sinfín cuando están formulados para ser compatibles con metales amarillos. Sin embargo, tanto los aceites compuestos como los aceites para engranajes EP tienen una limitante de temperatura de trabajo de aproximadamente 80 °C antes de que las tasas de oxidación aumenten rápidamente, lo que genera productos ácidos que pueden atacar los materiales a base de cobre presentes en la corona.

VISCOSIDAD

Además de la temperatura ambiente y de operación, la viscosidad correcta dependerá de diversas variables de la corona, incluyendo la velocidad en la línea de paso, la distancia entre centros y las revoluciones por minuto. Las siguientes dos figuras proporcionan recomendaciones para la selección del grado de viscosidad ISO en transmisiones sinfín cilíndricas y de doble envolvente, de acuerdo con el estándar de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA, por sus siglas en inglés).

Velocidad en la línea de paso del engrane de salida	Grados de viscosidad ISO		
	Temperatura ambiente °C		
	-40 a -10	-10 a 10	10 a 55
Menos de 2.25 m/s	220	460	680
Más de 2.25 m/s	220	460	460

NOTA: El fabricante debe brindar orientación en transmisiones corona-sinfín que involucren temperaturas fuera de los límites que se muestran arriba o velocidades que superen las 2,400 rpm o una velocidad de deslizamiento de 10m/s. En general, para velocidades más altas, se requiere un sistema de lubricación forzada, además de ajustes en el grado de viscosidad recomendado.
Esta tabla aplica a lubricantes con un índice de viscosidad de 100 o menos. Para lubricantes con un índice de viscosidad mayor a 100, pueden aplicarse rangos de temperatura más amplios. Consulte al proveedor de lubricante.

Figura 130: Guía de selección de grado de viscosidad ISO para engranajes encerrados tipo corona-sinfín no envolvente (cilíndrico)

Distancia entre centros	Velocidad de salida del sinfín (RPM)	Grados de viscosidad ISO			
		Temperatura ambiente °C			
		-40 a -10	-10 a 10	10 a 35	35 a 55
Hasta 305 mm	<300	460	680	1,000	1,500
	300-700	320	460	680	1,000
	>700	220	320	460	680
Más de 305 hasta 610 mm	<300	460	680	1,000	1,500
	300-500	320	460	680	1,000
	>500	220	320	460	680
Más de 610 mm	<300	460	680	1,000	1,500
	300-600	320	460	680	1,000
	>600	220	320	460	680

NOTA: El fabricante debe brindar orientación en transmisiones corona-sinfín que involucren temperaturas fuera de los límites que se muestran arriba o velocidades que superen las 2,400 rpm o una velocidad de deslizamiento de 10m/s. En general, para velocidades más altas, se requiere un sistema de lubricación forzada, además de ajustes en el grado de viscosidad recomendado. Esta tabla aplica a lubricantes con un índice de viscosidad de 100 o menos. Para lubricantes con un índice de viscosidad mayor a 100, pueden aplicarse rangos de temperatura más amplios. Consulte al proveedor de lubricante.

Figura 131: Guía de selección de grados de viscosidad ISO para engranes encerrados tipo corona-sinfín de doble envolvente (globoidales)

Como muestran estas recomendaciones y la tabla de intervalos de cambio de aceite, la temperatura tiene un impacto significativo para una lubricación efectiva. No solo el lubricante y la longevidad de la máquina se ven afectados negativamente por las temperaturas más altas, sino que las unidades de sinfín en particular tienen problemas con los picos de temperatura. Como resultado, si se esperan temperaturas más altas, se deben seleccionar alternativas más efectivas de aceites básicos y aditivos. Los aceites sintéticos como los PAOs y los PAGs funcionan mejor que los aceites minerales debido a su mayor resistencia natural a la degradación térmica. Sin embargo, un aumento de 32 °C por encima de la temperatura ambiente en transmisiones corona-sinfín tipo no envolvente (37 °C para las unidades de sinfín tipo doble envolvente) no se considera excesivo para las condiciones de funcionamiento.

ANEXO 3

OTRAS OPCIONES ESTUDIADAS

Diseño de la mesa oscilante

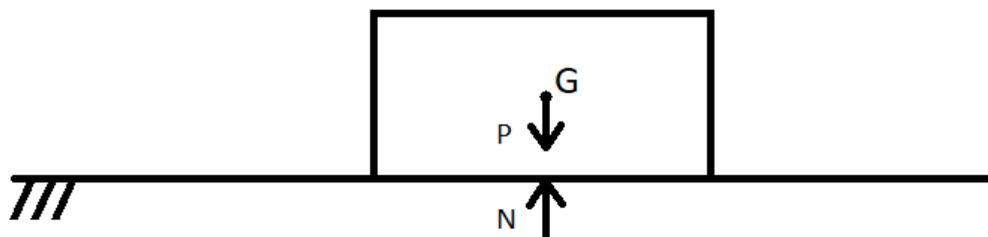
Cuando las piezas son depositadas por el robot, estas pueden tener una posición desfavorable para la intercepción. Con el fin de conseguir posicionarlas de forma favorable se justifica la necesidad del diseño de este elemento, el cual deberá de ser capaz de voltear las piezas.

Se recurre a una representación física sencilla en la cual se modeliza la pieza como un bloque con una forma regular al cual se le otorgan las propiedades dinámicas de la pieza real, es decir, misma masa, mismo c.d.g y mismo tensor de inercia.

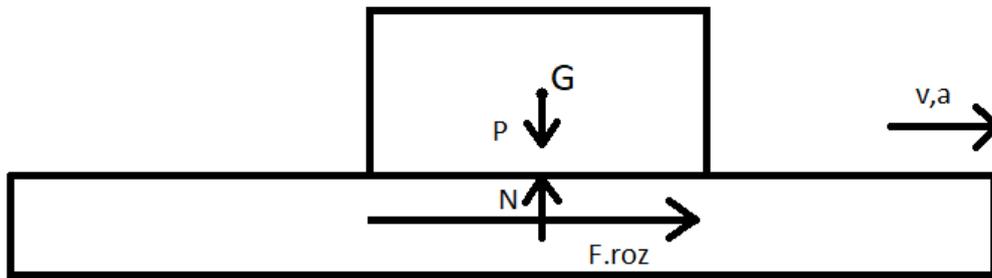
Se representara el movimiento hipotético que se pretende que realice el bloque a través de un modelo matemático y se obtendrán los datos necesarios para reproducir el proceso de forma satisfactoria en la realidad.

El movimiento que se desea que realice el bloque es el de giro con respecto a una esquina inferior al estar en contacto a través de una única cara con una superficie en movimiento rectilíneo acelerado.

En primer lugar, se tiene un bloque en reposo sobre una superficie fija (la cual no tiene movimiento). En este modelo solo aparecen dos fuerzas, que son el peso y la fuerza normal que lo contrarresta.



Si en lugar de encontrarse sobre una superficie fija, el bloque se encuentra sobre una superficie que comienza a acelerar hacia la derecha, aparecerá una fuerza adicional a las anteriormente citadas, la cual es la fuerza de rozamiento.



La fuerza de rozamiento es una fuerza que se opone al movimiento relativo de los cuerpos, y en este problema, será la fuerza que propicia que el bloque adquiera una aceleración.

A través de las ecuaciones de la dinámica del movimiento lineal;

$$\sum F_x = m \cdot a_x$$

$$\sum F_y = m \cdot a_y$$

$$\sum M_p = \sum (M_d)_p$$

se realizara un análisis dinámico del bloque para lo cual se debe aislar dicho elemento.

Previamente se plantea la condición de que el bloque no puede deslizar. Cuando esto ocurre, la fuerza de rozamiento ha de ser igual o inferior que el valor límite que produce el deslizamiento del cuerpo. Dicho valor límite es:

$$F_{roz_{max}} = \mu_e \cdot N$$

Se trabajara por lo tanto con la condición límite, siendo las ecuaciones del análisis las siguientes:

$$\mu_e \cdot N = m \cdot a_{G_x} \quad (\sum F_x)$$

$$N - P = 0 \quad (\sum F_y)$$

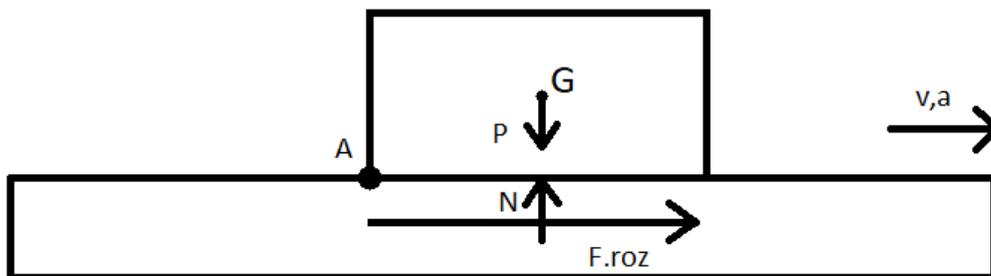
Se obtiene el máximo valor de la aceleración que puede llegar a tener el bloque sin deslizar:

$$N = P = m \cdot g$$

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot g$$

Como se está suponiendo que el bloque no desliza, la velocidad y la aceleración de este serán iguales a los valores de velocidad y aceleración de la plataforma.

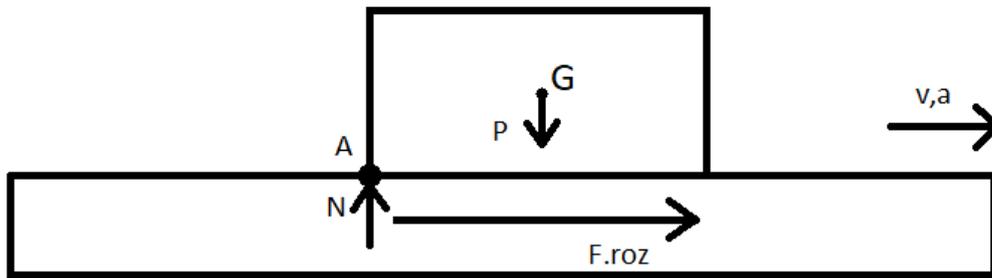
Además, se desea que el bloque gire con respecto a un punto de la superficie móvil (A) a través de un eje perpendicular al plano.



Por lo que se tomara la ecuación de momentos con respecto a dicho punto;

$$P \cdot x_G - N \cdot x_G = m \cdot a_{G_x} \cdot y_G \quad (\Sigma M_A)$$

Dicha ecuación varía ligeramente cuando comienza a producirse el giro con respecto al punto A, ya que la fuerza normal no se encuentra idealizada en el punto medio del bloque sino que pasa a encontrarse aplicada en un único punto, el punto de giro A.



La ecuación de momentos con respecto al punto A será ahora la siguiente:

$$P \cdot x_G = m \cdot a_{G_x} \cdot y_G$$

$$m \cdot g \cdot x_G = m \cdot a_{G_x} \cdot y_G$$

$$a_{G_x} = \frac{x_G \cdot g}{y_G}$$

Se obtiene entonces que la condición para que el bloque gire con respecto a un punto en contacto con la superficie móvil y situado en uno de sus extremos es que:

$$a_{G_x} \geq \frac{x_G \cdot g}{y_G}$$

Puede concluirse por lo tanto que, la situación que ocurrirá (vuelco o deslizamiento) será la que necesite una menor aceleración para que ocurra. Es decir que cuando:

$$\mu_e \cdot g > \frac{x_G \cdot g}{y_G}$$

$$\mu_e > \frac{x_G}{y_G}$$

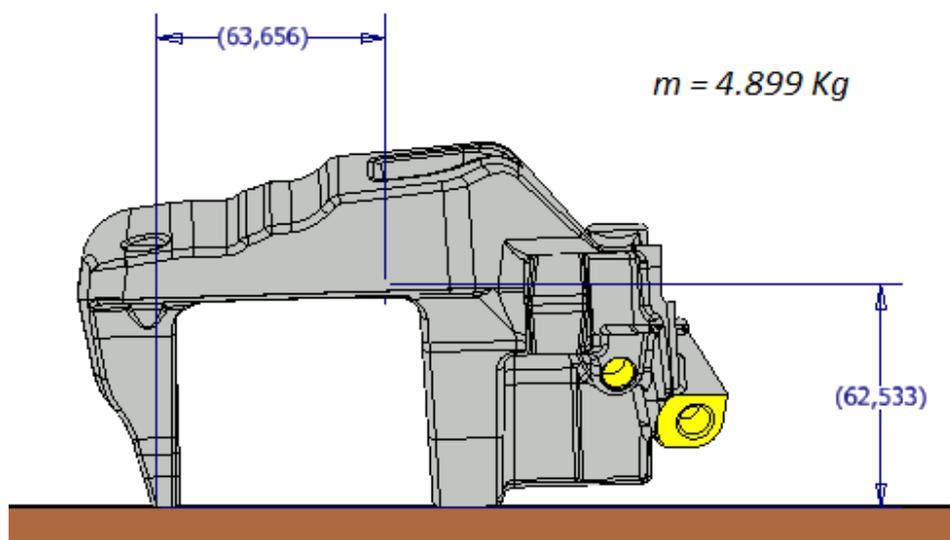
se producirá el vuelco sin deslizamiento previo. Y cuando:

$$\frac{x_G \cdot g}{y_G} > \mu_e \cdot g$$

$$\frac{x_G}{y_G} > \mu_e$$

se producirá el deslizamiento antes que el vuelco.

Como se había establecido anteriormente, el bloque tendrá las propiedades dinámicas de la pinza, que son:



Masa = 4.899 Kg

$x_G = 63,656 \text{ mm}$

$y_G = 62,533 \text{ mm}$

De forma rápida, se puede comprobar que no se producirá el vuelco de la pieza en la situación de no deslizamiento, ya que:

$$\frac{63,656 \text{ mm}}{62,533 \text{ mm}} = 1,0179$$

lo cual es un valor mayor que el máximo valor que puede alcanzar teóricamente el coeficiente de rozamiento μ_e .

Se comprueba a través del cálculo de las aceleraciones, para lo cual se da un valor de 0.5 al coeficiente de rozamiento.

Con estos datos, se obtienen los siguientes resultados:

- Aceleración máxima de la plataforma que aguanta la pieza sin deslizar:

-

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot g$$

$$a_{G_x} = 0.5 \cdot 9.81 = 4.905 \text{ m/s}^2$$

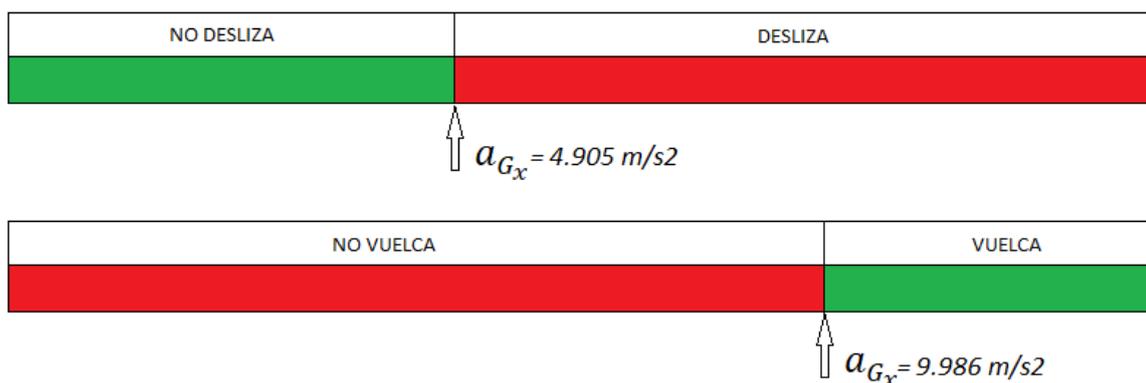
- Aceleración necesaria para que se produzca el vuelco de la pinza sobre el punto A:

-

$$a_{G_x} \geq x_G \cdot g / y_G$$

$$a_{G_x} \geq \frac{63,656 \cdot 9,81}{62,533} = 9,986 \text{ m/s}^2$$

Como se puede apreciar en la siguiente imagen, no existe ningún valor de aceleración que se encuentre a la vez dentro del intervalo de 'no deslizamiento' y de 'vuelco'.



Aun en el caso en que el coeficiente de rozamiento tuviera un valor mayor, llegando incluso en el caso límite a ser igual a la unidad, no sería posible que se diese la situación de no deslizamiento y vuelco de forma simultánea:

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot g$$

$$a_{G_x} = 1 \cdot 9,81$$

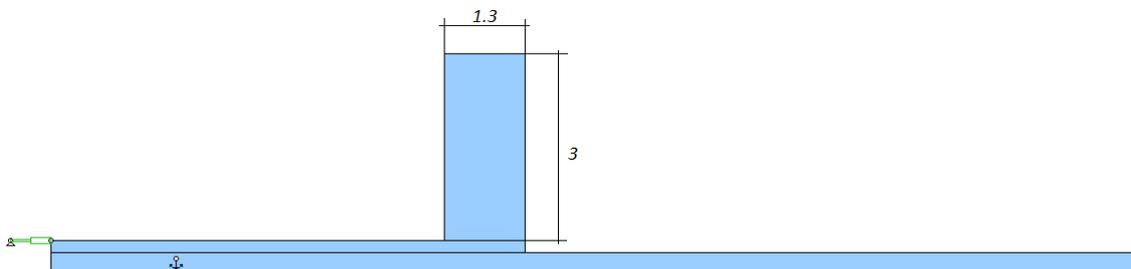
$$a_{G_x} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Esta es la máxima aceleración que podría llegar a adquirir el bloque sin que se produjera el deslizamiento. Mientras que la mínima aceleración para producir el vuelco es de $9,98 \text{ m/s}^2$.

El proceso analítico se comprueba mediante una simulación dinámica en dos dimensiones, llevada a cabo mediante el software Working Model.

Para la simulación, se generan tres cuerpos, que son el elemento fijo, la plataforma móvil y el bloque que simula la pieza real. Al bloque se le darán unas medidas de altura y base diferentes a las del problema con la finalidad de conseguir una comprobación significativa.

La plataforma móvil se encuentra apoyada sobre el elemento fijo, y a través de un actuador se la transmite una aceleración determinada. El bloque se sitúa sobre la plataforma.



Como se obtuvo analíticamente, la aceleración necesaria de la plataforma para que se produzca el deslizamiento del bloque es:

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot g$$

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot 9,81$$

Si el coeficiente de rozamiento estático es $\mu_e = 0.5$, la aceleración será:

$$a_{G_x} = 4,905 \text{ m/s}^2$$

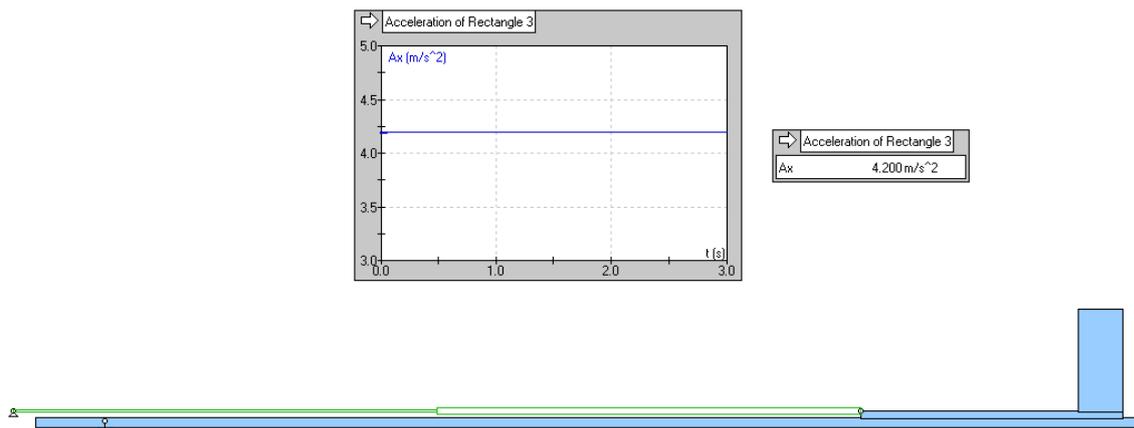
Y la aceleración necesaria para que se produzca el vuelco sin deslizamiento es:

$$a_{G_x} \geq x_G \cdot g / y_G$$

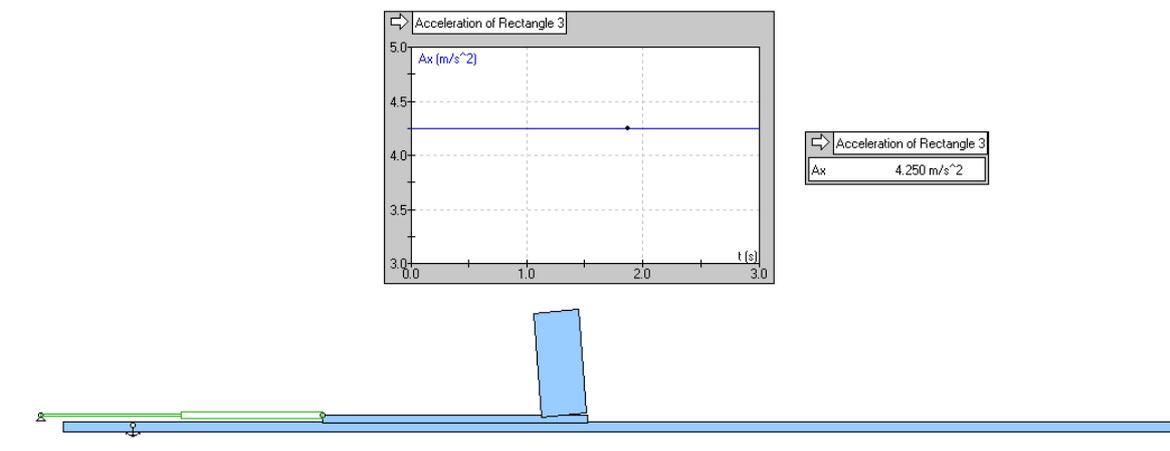
$$a_{G_x} \geq \frac{1,3/2}{3/2} \cdot 9,81 = 4,251 \text{ m/s}^2$$

Se llegara al valor de aceleración de $4,251 \text{ m/s}^2$ antes que al de $4,905 \text{ m/s}^2$ por lo tanto se espera que se produzca el vuelco y no el deslizamiento.

Para una aceleración de la plataforma de $4,2 \text{ m/s}^2$, esta avanza sin que se produzca ni el deslizamiento ni el vuelco del bloque.



Al aumentar la aceleración a $4,25 \text{ m/s}^2$, se produce el vuelco del bloque sin que exista deslizamiento.





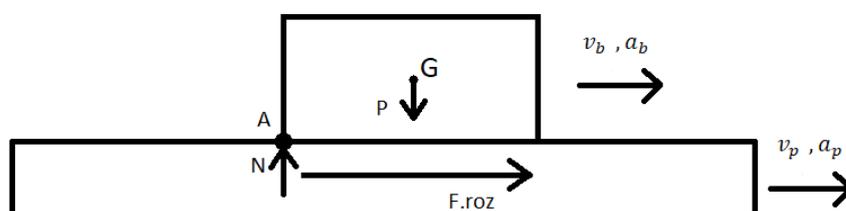
Esto es indicativo de que el resultado obtenido analíticamente es correcto ya que concuerda con lo que sucede en la simulación dinámica.

Queda claro que, para la geometría de la pieza del problema, se alcanzara la situación de deslizamiento antes que la del vuelco. En este caso, la fuerza de rozamiento tendrá el valor:

$$F_{roz} = \mu_d \cdot N$$

Siendo μ_d el coeficiente de fricción dinámico, cuya utilización en el cálculo solo tiene sentido cuando comienza el deslizamiento.

Se realizará el mismo análisis que anteriormente, es decir, el sumatorio de fuerzas en la dirección del movimiento, en su dirección perpendicular y el sumatorio de momentos sobre el punto A, pero esta vez con la condición de deslizamiento. Esto quiere decir que la aceleración de la plataforma y del bloque no será la misma.



$$\mu_d \cdot N = m \cdot a_{G_x} \quad (\Sigma F_X)$$

$$N - P = 0 \quad (\Sigma F_Y)$$

$$P \cdot x_G = m \cdot a_{G_x} \cdot y_G \quad (\Sigma M_A)$$

De donde se obtiene:

$$N = P = m \cdot g$$

$$a_{G_x} = \mu_d \cdot g$$

$$m \cdot g \cdot x_G = m \cdot \mu_d \cdot g \cdot y_G$$

$$\mu_d = \frac{x_G}{y_G}$$

Lo cual indica que, una vez que el bloque desliza, este volcara con respecto a un punto A situado en su extremo inferior cuando:

$$\mu_d \geq \frac{x_G}{y_G}$$

Y si, como se ha visto anteriormente, el bloque desliza antes de volcar ya que:

$$\frac{x_G}{y_G} > \mu_e$$

es imposible que una vez que se produzca el deslizamiento pueda producirse el vuelco, ya que eso implica que μ_d debería de ser mayor que μ_e , lo cual es inviable ya que el valor del coeficiente de rozamiento dinámico se contempla entre 0 y 1 pero no mayor que la unidad en caso alguno (al igual que el coeficiente de rozamiento estático) y siempre de un valor igual o menor al coeficiente de rozamiento estático, pero en ningún caso mayor.

En el caso de la pieza que atañe al problema, el cociente entre las coordenadas x e y del dentro de gravedad de la pieza es:

$$\frac{x_g}{y_g} = \frac{63,656}{62,533} = 1,0179$$

Es un valor adimensional ya que las dos magnitudes que intervienen en el cociente son iguales.

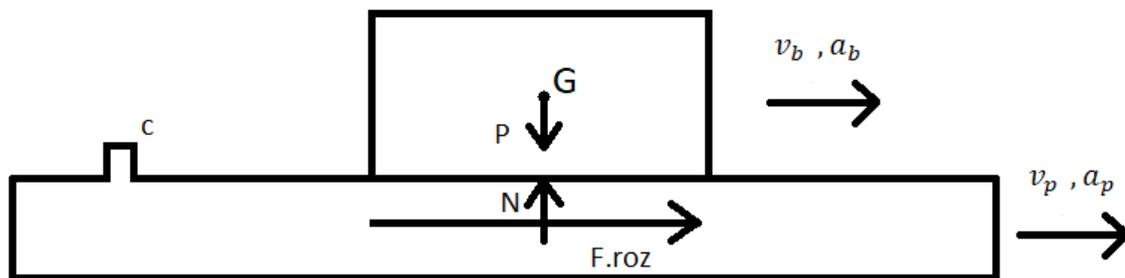
Al analizar el modelo matemático derivado del movimiento hipotético que se ha supuesto para la pieza, se observa que esta no podrá volcar al menos en esta orientación dadas sus condiciones geométricas. Esta matización referente a la orientación se hace porque la pieza puede haber sido

depositada en la mesa oscilante en varias posiciones diferentes. Con que exista una de ellas que sea desfavorable para el vuelco, ya será necesario buscar una hipótesis diferente a la anterior y que permita el vuelco.

Nuevo enfoque:

Se recurre ahora a un movimiento similar al anterior. Es importante que la definición del movimiento que se desea que se produzca sea clara ya que de no ser así, podría llevar a algún error en el modelo matemático obtenido posteriormente, lo que conduciría a resultados sesgados, los cuales no permitirían representar el movimiento requerido adecuadamente.

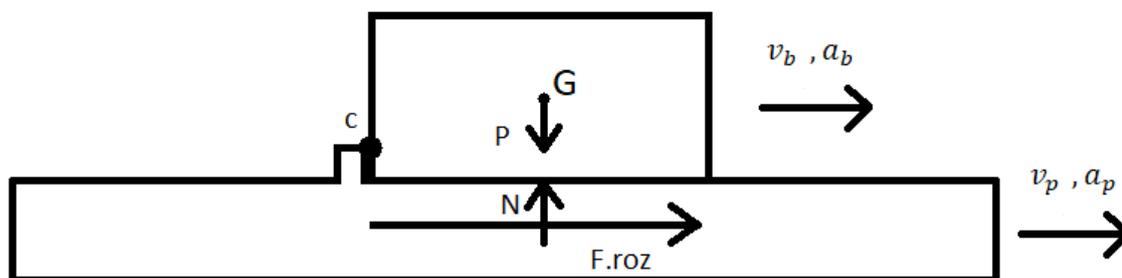
En el nuevo movimiento, el bloque estará deslizando sobre una superficie que se encuentra realizando un movimiento rectilíneo acelerado. Además la superficie no es uniforme sino que esta tiene un pequeño saliente que chocara con el bloque a medida que este deslice sobre la primera. Se pretende conseguir que al deslizar, el bloque golpee con el saliente vertical y se produzca el vuelco, girando así con respecto a un punto C.



Para el deslizamiento del bloque se ha visto anteriormente que existe una condición límite:

$$a_{G_x} = \mu_e \cdot g$$

Si la plataforma tiene la aceleración suficiente, el bloque deslizará sobre ella, adquiriendo una aceleración diferente a la primera y acercándose entonces al saliente vertical.



Al tener ambos cuerpos aceleraciones en la misma dirección y sentido, y siendo mayor la aceleración de la plataforma, puede interpretarse como si el bloque se acercara hacia el saliente vertical con una aceleración igual a la diferencia de aceleraciones entre la plataforma y el bloque, y suponiendo entonces a la plataforma como un elemento fijo.

En el instante en que el bloque llegue al saliente vertical, se producirá un choque en el cual se ejercerá un impulso sobre el bloque durante un periodo de tiempo muy reducido. Dada la descripción de este problema, la mejor forma de analizarlo es a través del método dinámico del impulso y la cantidad de movimiento.

Dicho principio, para un cuerpo rígido se desarrolla combinando las ecuaciones del movimiento dinámico con la cinemática. Las ecuaciones obtenidas permiten una directa solución de problemas que involucran fuerza, velocidad y tiempo.

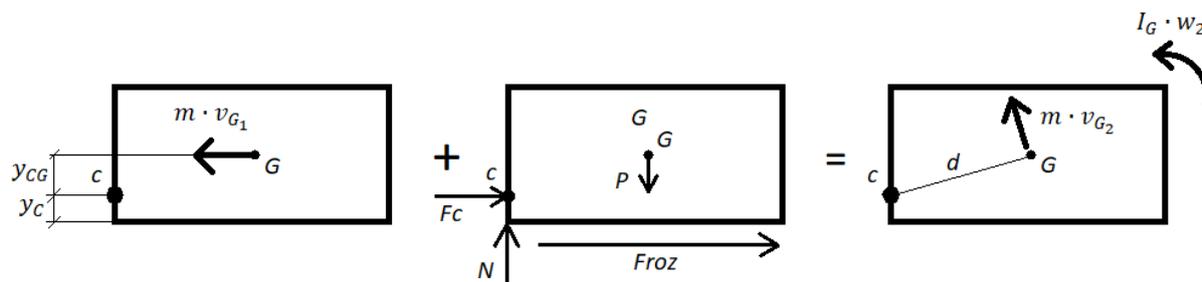
El teorema del impulso angular y la cantidad de movimiento angular dice lo siguiente:

“ La suma de impulsos angulares que actúan sobre un cuerpo durante el intervalo de tiempo de t_1 a t_2 es igual al cambio del momento angular del cuerpo durante dicho intervalo de tiempo “

$$H_{P_1} + \int_{t_1}^{t_2} M_P \cdot dt = H_{P_2}$$

Para analizar el problema se deben diferenciar claramente dos situaciones que se suceden en el tiempo. Dichas situaciones estarán separadas por un intervalo de tiempo ($t_2 - t_1$) y en cada una de ellas el cuerpo aislado (en este caso el bloque) tendrá una cantidad de movimiento angular diferente.

La primera situación será el instante justo anterior al choque, en el cual el bloque no tiene velocidad angular, solamente velocidad lineal y la segunda situación será el instante inmediatamente posterior al choque, cuando el bloque tendrá una velocidad lineal diferente a la anterior y además tendrá velocidad angular.



Todas las fuerzas actuando sobre el cuerpo en el diagrama del cuerpo libre pueden generar un impulso. No obstante, las fuerzas que causan impulsos insignificantes son llamadas fuerzas no impulsivas, específicamente cuando se trata de fuerzas pequeñas que actúan en un periodo de tiempo muy corto. Los impulsos de dichas fuerzas pueden despreciarse en la ecuación. Por el contrario, las fuerzas que, actuando también sobre un pequeño periodo de tiempo, son muy grandes, son denominadas fuerzas impulsivas. Los impulsos de estas, se deben incluir en la ecuación.

- Fuerzas impulsivas: ocurren debidas a una explosión o el choque de un cuerpo contra otro.
- Fuerzas no impulsivas: incluyen el peso de un cuerpo, la fuerza impartida por un muelle ligeramente deformado con una rigidez relativamente pequeña y otras fuerzas que son muy pequeñas comparadas con otras grandes fuerzas impulsivas.

La fuerza F_c es considerada una fuerza impulsiva, ya que es producida durante un choque. Esta es desconocida tanto en dirección como en módulo, por lo que se aplicará el teorema del impulso y la cantidad de movimiento angular con respecto al punto C, eliminando así la fuerza F_c de la ecuación, ya que no genera ningún impulso angular sobre dicho punto.

Las fuerzas F_{roz} , N y P pueden calificarse como fuerzas no impulsivas, ya que se consideran mucho más pequeñas que F_c .

Dicho esto, los impulsos angulares con respecto al punto C que actúan sobre el bloque entre los dos instantes de tiempo equivalentes a las situaciones 1 y 2 son nulos, por lo que existe una conservación del momento angular.

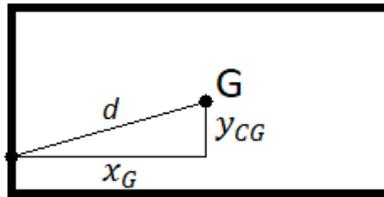
$$H_{C_1} = H_{C_2}$$

$$m \cdot v_{G_1} \cdot y_{CG} = m \cdot v_{G_2} \cdot d + I_G \cdot w_2$$

Al ser C el CIR en el instante 2, la velocidad angular se puede representar como:

$$w_2 = v_{G_2} \cdot d$$

Y siendo d:



$$d = \sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2}$$

Queda la fórmula de la forma:

$$m \cdot v_{G_1} \cdot y_{CG} = m \cdot v_{G_2} \cdot \sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + I_G \cdot \frac{v_{G_2}}{\sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2}}$$

Y sacando factor común a v_{G_2} :

$$m \cdot v_{G_1} \cdot y_{CG} = v_{G_2} \left(m \cdot \sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + \frac{I_G}{\sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2}} \right)$$

$$v_{G_1} = \left[\frac{\left(m \cdot \sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + \frac{I_G}{\sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2}} \right)}{m \cdot y_{CG}} \right] \cdot v_{G_2}$$

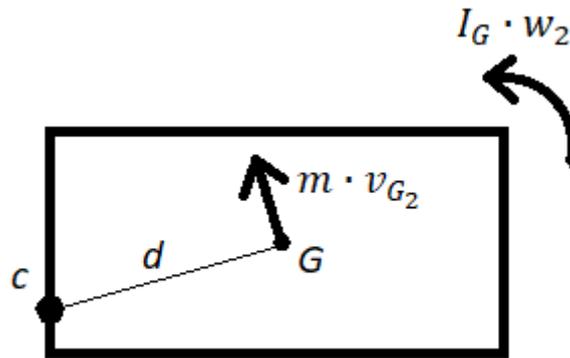
Obteniendo así la relación entre v_{G_1} y v_{G_2} que son las velocidades de los centros de gravedad en el primer y segundo instante.

Como se desconocen las dos velocidades, se completará la solución con una segunda ecuación que se obtendrá de la conservación de energía entre dos posiciones. Una de ellas será el instante 2 en el que se tiene v_{G_2} y otra (la posición siguiente) será aquella que asegura el vuelco completo del bloque, es decir, aquella en que la energía cinética del bloque es cero ya que toda la energía de este se ha convertido en energía potencial gravitatoria.

La referencia para la energía potencial gravitatoria será la coordenada 'y' del centro de gravedad del bloque, y_G .

Posición 2:

En esta posición, toda la energía del bloque es energía cinética, tanto lineal como de rotación. No hay energía potencial gravitatoria.



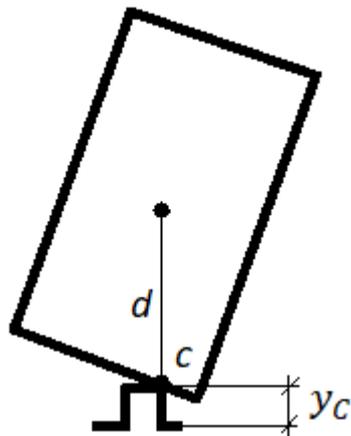
$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{G_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_G \cdot w_2^2$$

$$V_2 = 0$$

$$E_1 = T_2 + V_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{G_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_G \cdot w_2^2$$

Posición 3:

En esta posición el bloque no tiene energía cinética ya que llega a detenerse ($v_{G_3} = 0$), sin embargo posee energía potencial gravitatoria con respecto a la posición inicial del centro de gravedad.



La coordenada 'y' de la localización del centro de gravedad en esta posición 3 será:

$$y_C + d = \sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + y_C$$

Y la variación con respecto a la coordenada 'y' de la localización del centro de gravedad de la posición 2 es:

$$\sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + y_C - y_G$$

La ecuación de la conservación de energía entre ambas posiciones es:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_{G_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_G \cdot \omega_2^2 + 0 = 0 + 0 + m \cdot g \cdot (\sqrt{x_G^2 + y_{CG}^2} + y_C - y_G)$$

Una vez que se tienen las dos ecuaciones, se procede a la resolución del sistema, para lo cual es necesario conocer los valores de los datos a introducir, que serán:

$$m = 4,899 \text{ Kg}$$

$$x_G = 63,656 \text{ mm}$$

$$y_G = 62,535 \text{ mm}$$

$$y_{CG} = y_G - y_C = 62,535 - y_C$$

$$I_G = 13550,172 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2$$

Con todo lo anterior, queda el siguiente sistema de dos ecuaciones con tres incógnitas:

$$v_{G_1} = \left[\frac{\left(4,899 \cdot \sqrt{63,656^2 + (62,535 - y_C)^2} + \frac{13550,172}{\sqrt{63,656^2 + (62,535 - y_C)^2}} \right)}{4,899 \cdot (62,535 - y_C)} \right] \cdot v_{G_2}$$

$$\begin{aligned} \frac{4,899}{2} \cdot v_{G_2}^2 + \frac{13550,172}{2} \cdot \left(\frac{v_{G_2}}{\sqrt{63,656^2 + (62,535 - y_C)^2}} \right)^2 \\ = 48059,19 \cdot \left(\sqrt{63,656^2 + (62,535 - y_C)^2} + y_C - 62,535 \right) \end{aligned}$$

Dando un valor a alguna de las tres incógnitas, se puede obtener el valor de las otras dos. Se dará un valor de 15 mm a la altura y_C , que es el saliente vertical, y se obtendrá así la velocidad que debe de tener el bloque al llegar a dicho saliente para que se produzca el vuelco.

$$y_C = 15 \text{ mm}$$

$$v_{G_2} = 659,7912 \text{ mm/s} = 0,659 \text{ m/s}$$

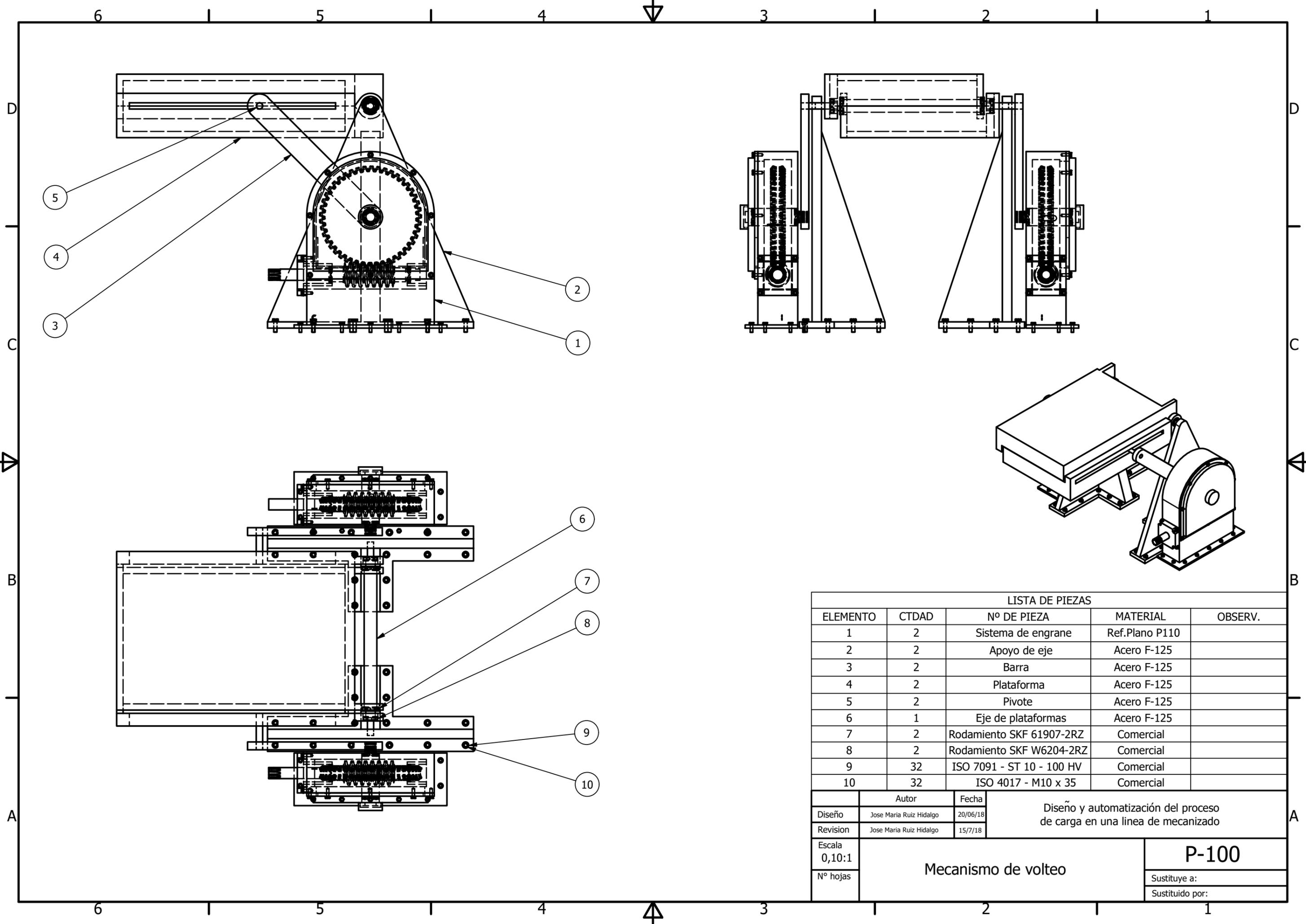
$$v_{G_1} = 1,5859 \text{ m/s}$$

Con la finalidad de cotejar la información obtenida como resultado, se realizara una simulación en el entorno de simulación dinámica del software Autodesk Inventor Professional, no obstante, esto no aporta datos coherentes y sencillamente interpretables ya que en la realidad, muchos factores entran en juego para la obtención del resultado adecuado.

Se decide por tanto parar el análisis en este punto.

ANEXO 4

PLANOS



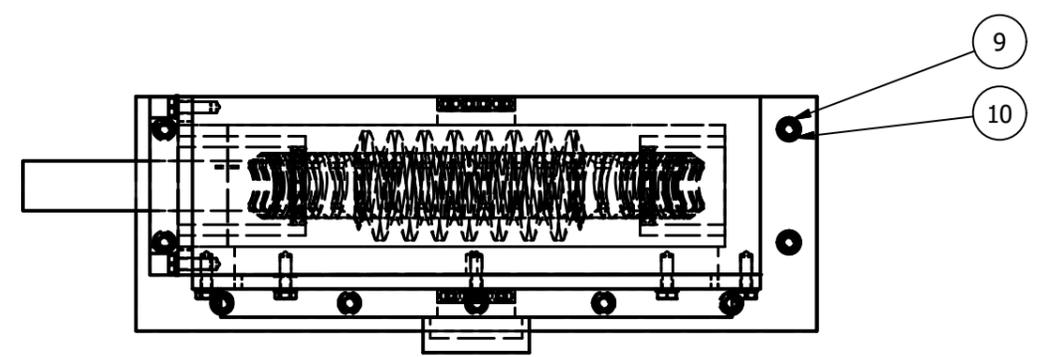
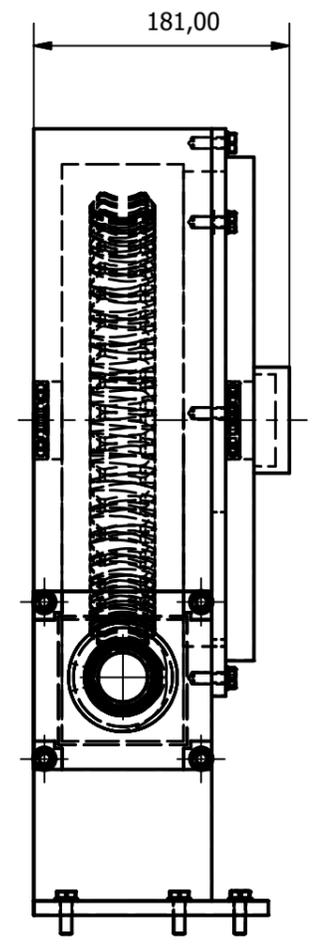
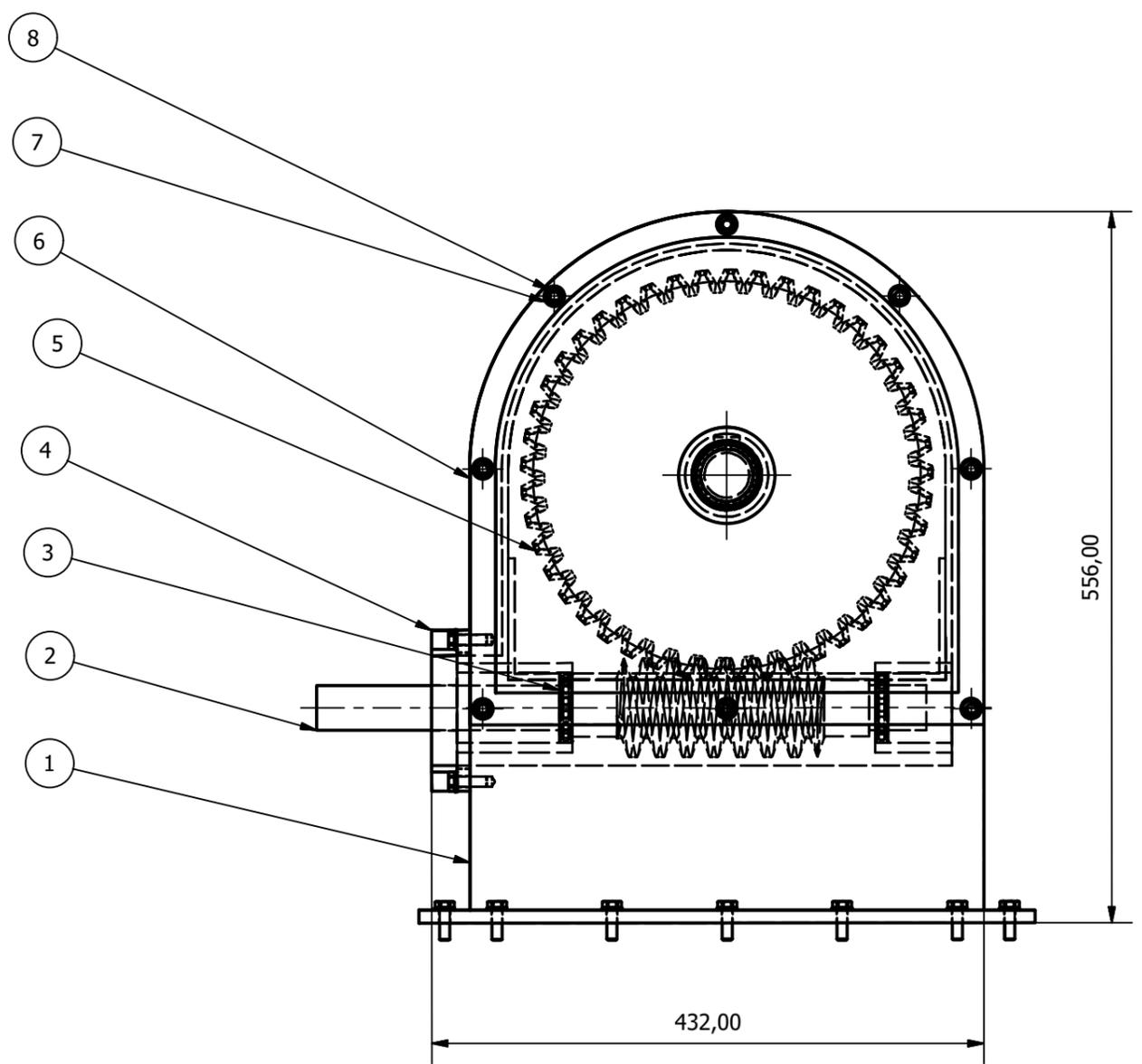
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL	OBSERV.
1	2	Sistema de engrane	Ref.Plano P110	
2	2	Apoyo de eje	Acero F-125	
3	2	Barra	Acero F-125	
4	2	Plataforma	Acero F-125	
5	2	Pivote	Acero F-125	
6	1	Eje de plataformas	Acero F-125	
7	2	Rodamiento SKF 61907-2RZ	Comercial	
8	2	Rodamiento SKF W6204-2RZ	Comercial	
9	32	ISO 7091 - ST 10 - 100 HV	Comercial	
10	32	ISO 4017 - M10 x 35	Comercial	

	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revision	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala 0,10:1	Mecanismo de volteo		P-100
Nº hojas			Sustituye a:
			Sustituido por:

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

D
C
B
A

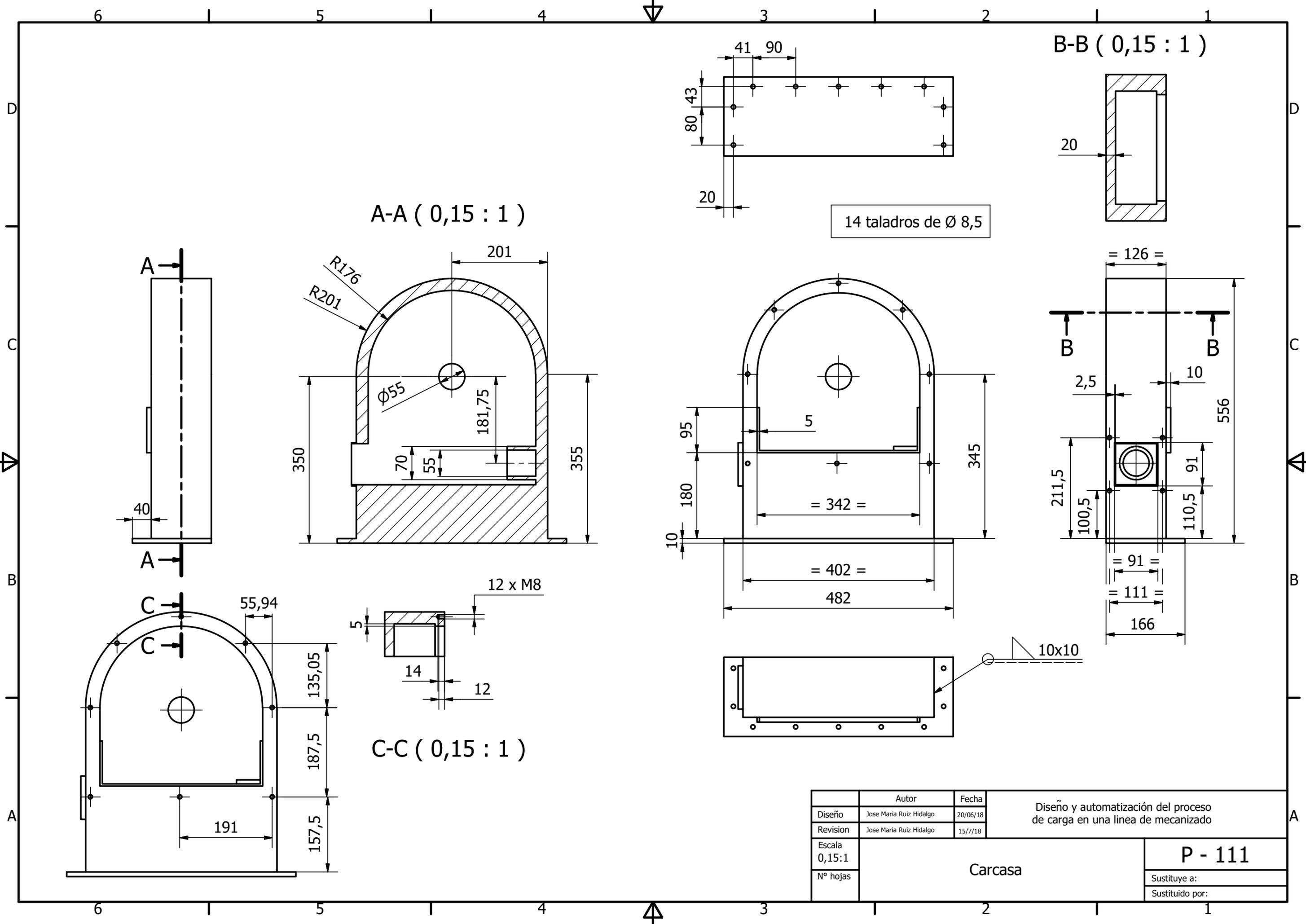


6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

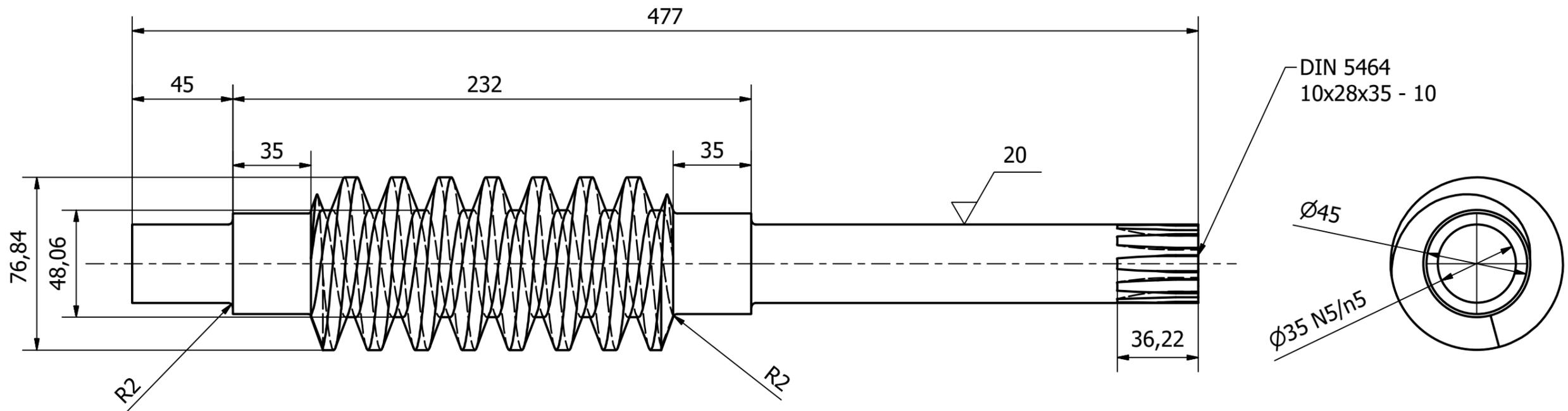
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	OBSERV.
1	1	Carcasa	Hierro	Fundición
2	1	Tornillo helicoidal	Acero St 50	
3	4	Rodamiento SKF 61907-2RZ	Comercial	
4	1	Tapa del tornillo	Toolox33	Fundición
5	1	Corona helicoidal	Bronce C95400	
6	1	Tapa de la corona	Toolox33	Fundición
7	8	ISO 7091 - ST 6 - 100 HV	Comercial	
8	8	ISO 4017 - M6 x 20	Comercial	
9	13	ISO 4017 - M8 x 25	Comercial	
10	13	ISO 7091 - ST 8 - 100 HV	Comercial	

	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revision	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala	0,2:1		P - 110
Nº hojas	Sistema de engrane		
			Sustituye a:
			Sustituido por:

D
C
B
A

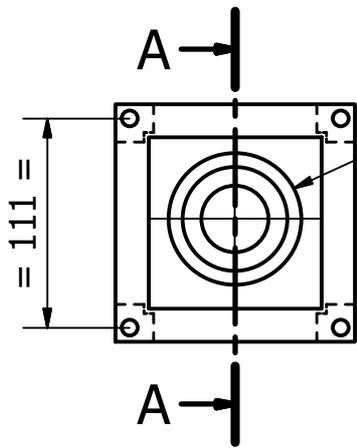


	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala	0,15:1		Carcasa
Nº hojas			
			P - 111
			Sustituye a:
			Sustituido por:

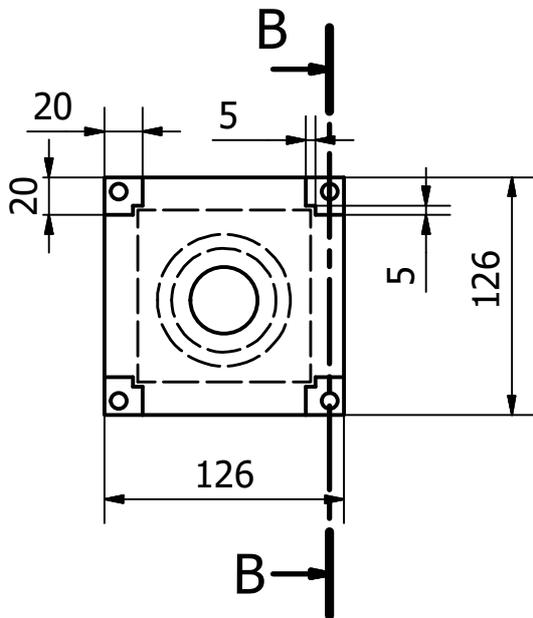
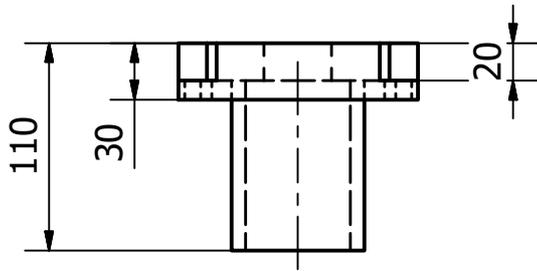
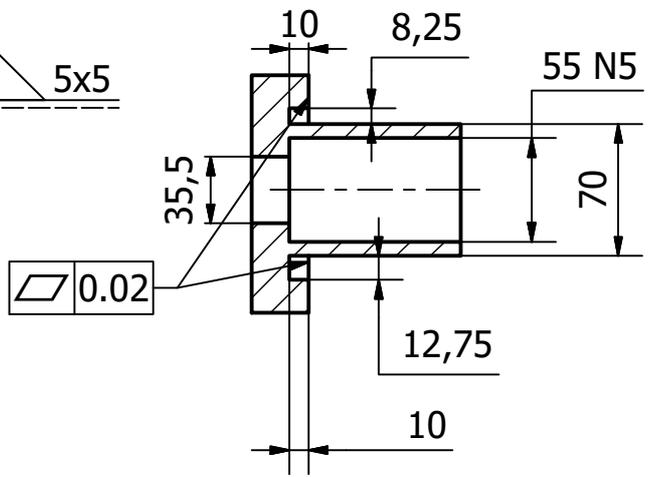


Addendum = 6,6705
 Dedendum = 7,7178
 Diametro efectivo = 63,5

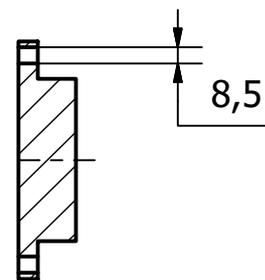
	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala	1:2		P -112
Nº hojas	Tornillo helicoidal		
			Sustituye a:
			Sustituido por:



A-A (1 : 4)



B-B (1 : 4)



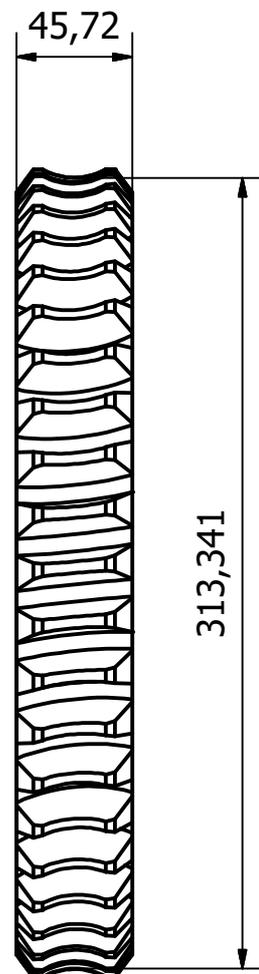
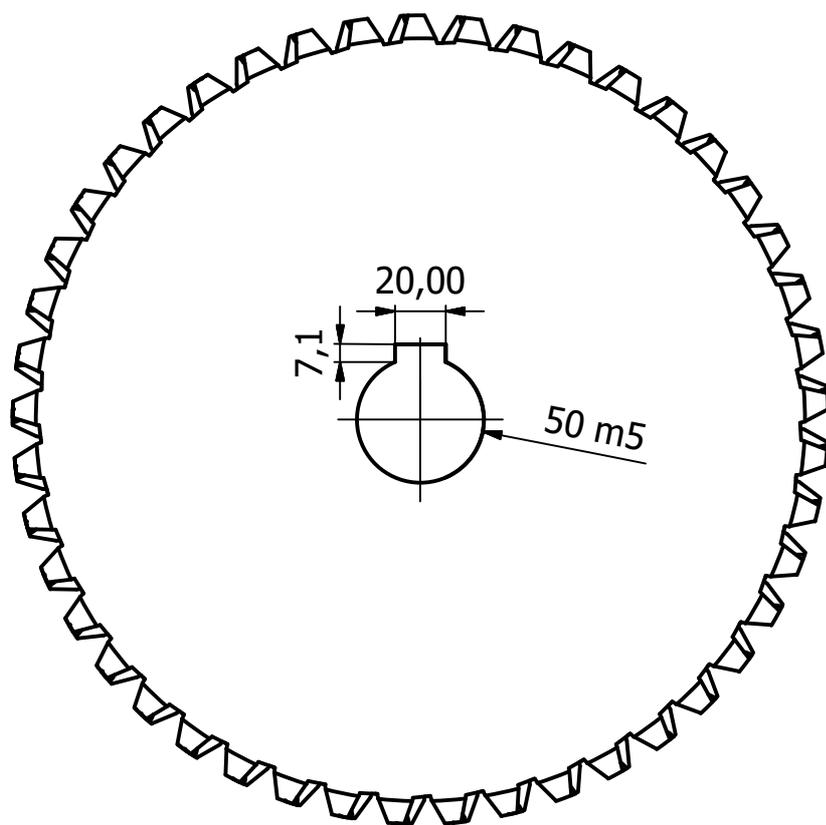
	Autor	Fecha
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18
Escala	1:4	
Nº hojas	Tapa del tornilo	

Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado

P - 113

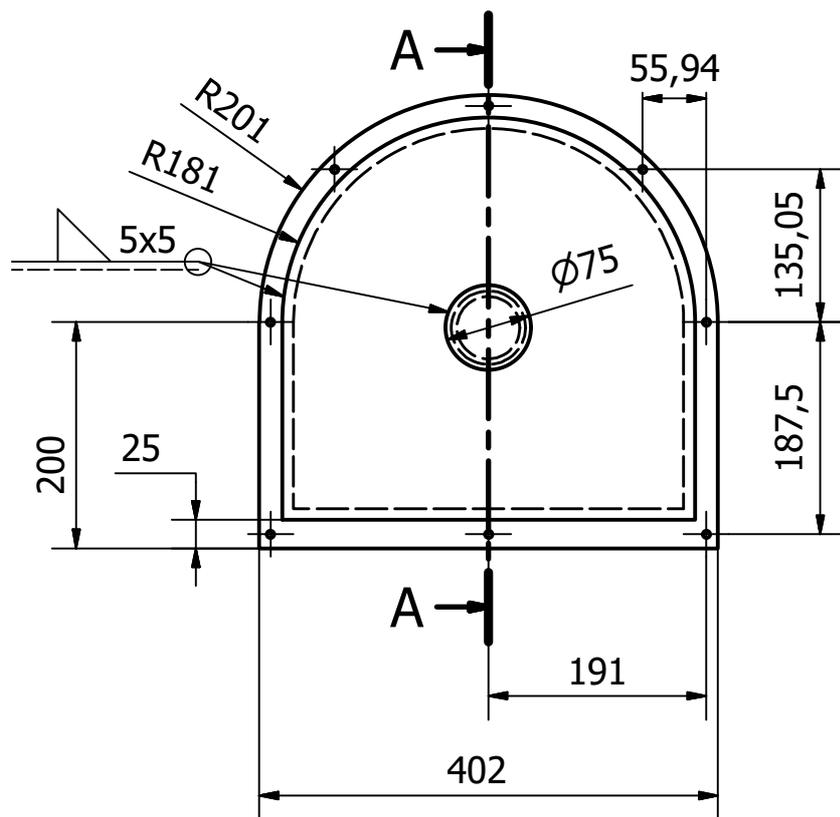
Sustituye a:

Sustituido por:

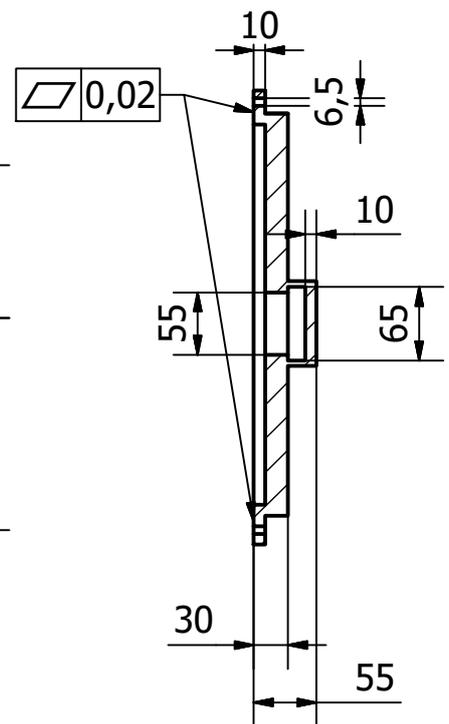


Diametro en la garganta = 313,341
 Diametro inferior = 284,564
 Diametro efectivo = 300

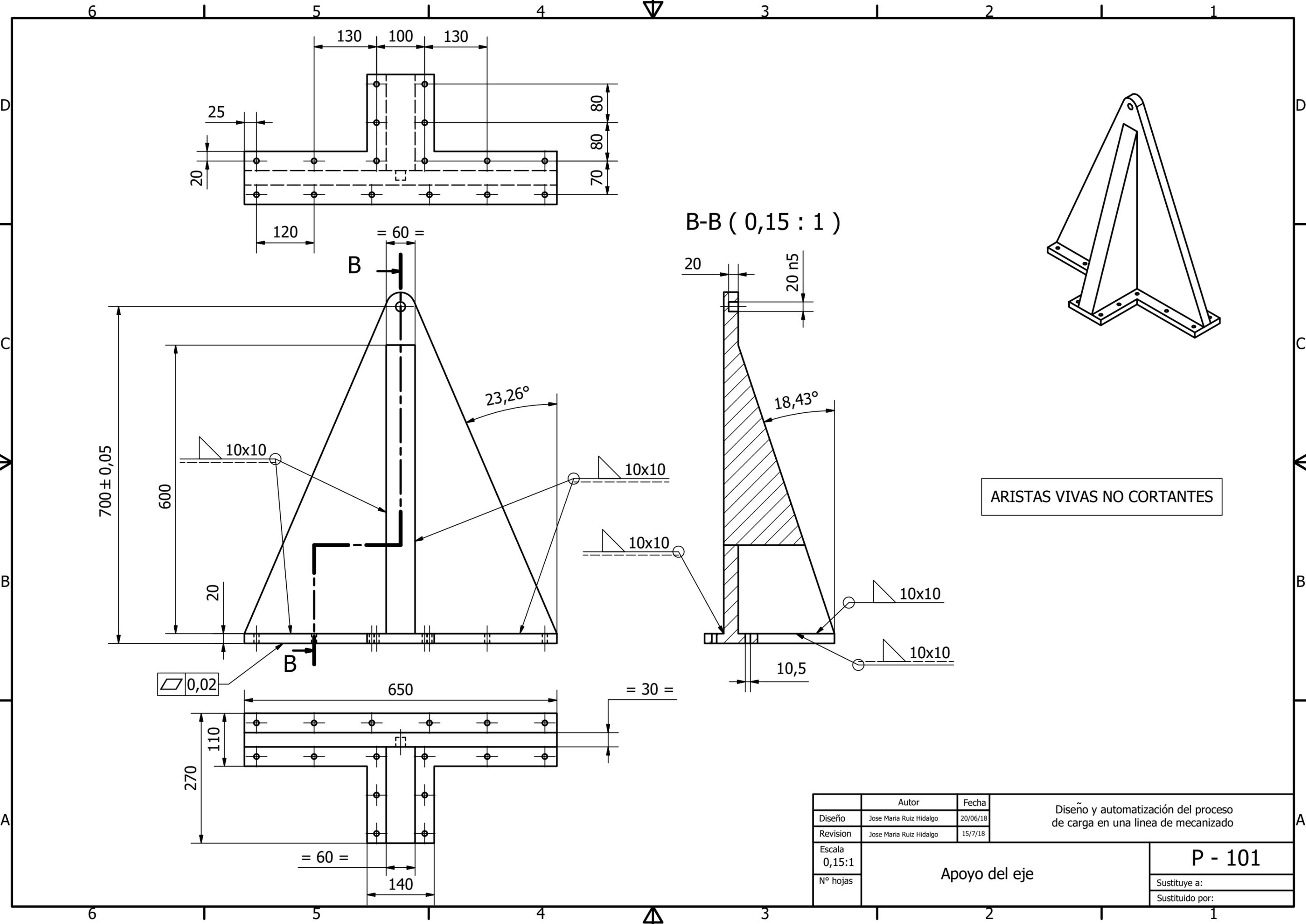
	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala 1:3	Corona helicoidal		P - 114
Nº hojas			Sustituye a:
			Sustituido por:



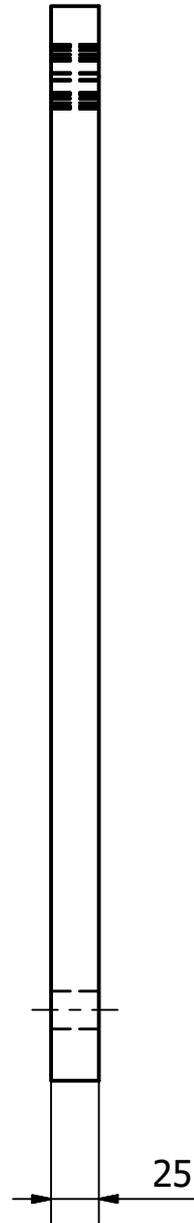
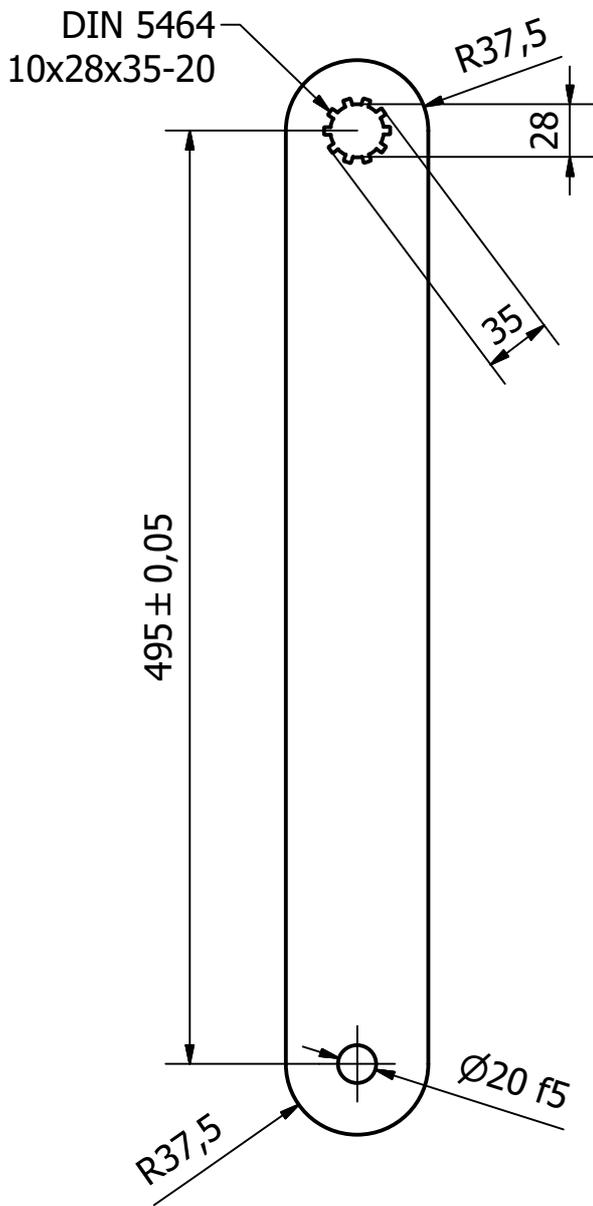
A-A (0,15 : 1)



	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/2018	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/2018	
Escala 0,15:1	Tapa de la corona		P - 115
Nº hojas			Sustituye a:
			Sustituido por:



	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala	0,15:1		P - 101
Nº hojas	Apoyo del eje		
			Sustituye a:
			Sustituido por:



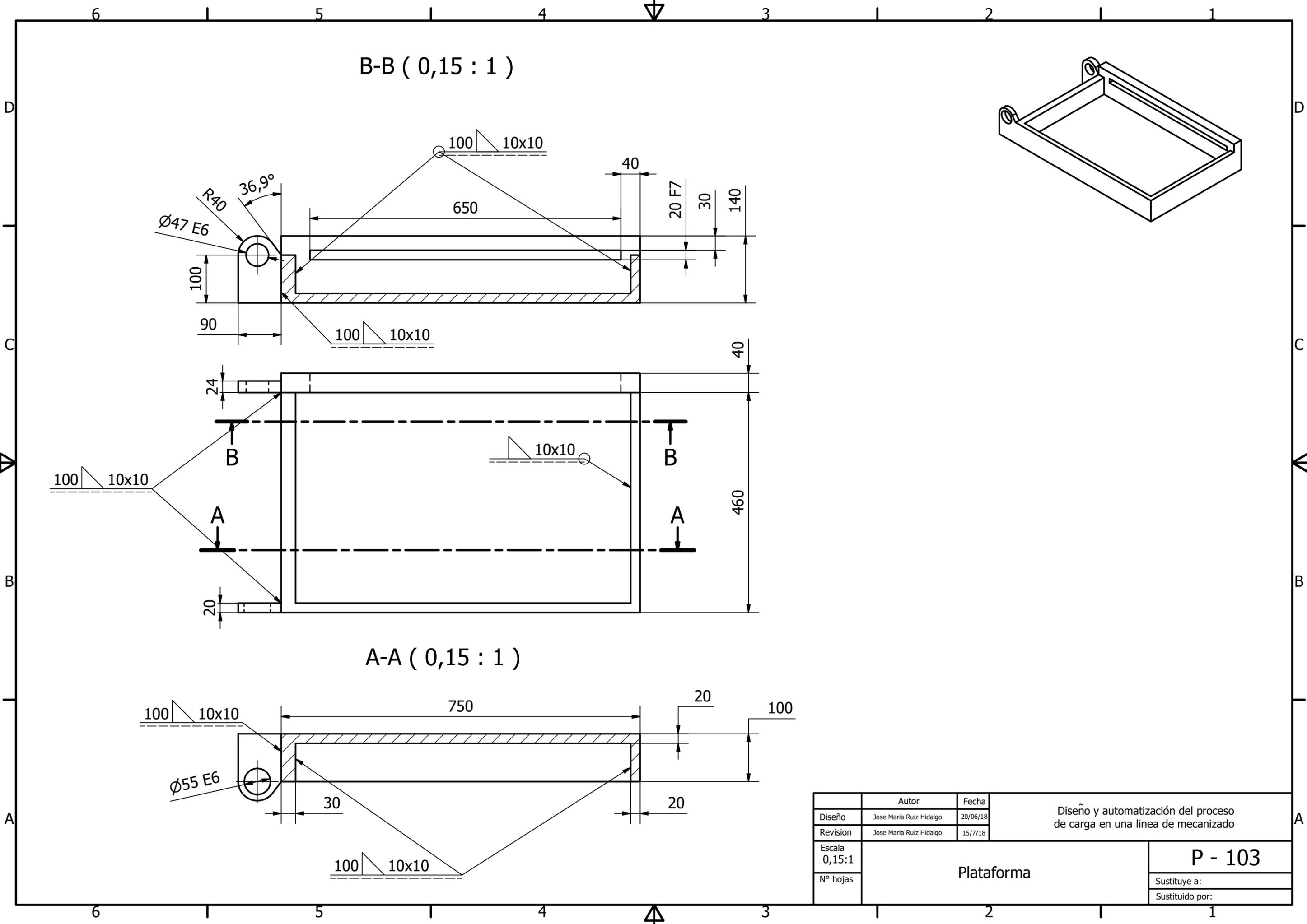
	Autor	Fecha
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18
Escala	0,25:1	
Nº hojas	Barra	

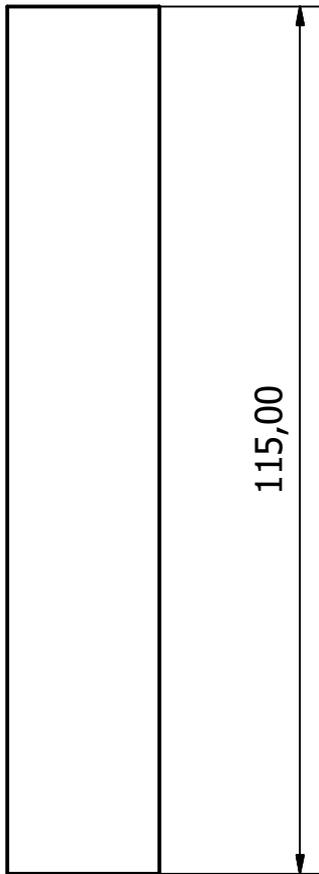
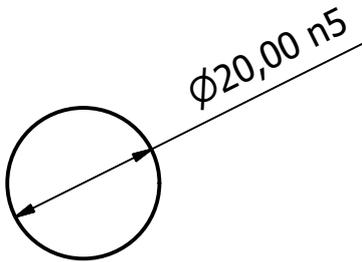
Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado

P - 102

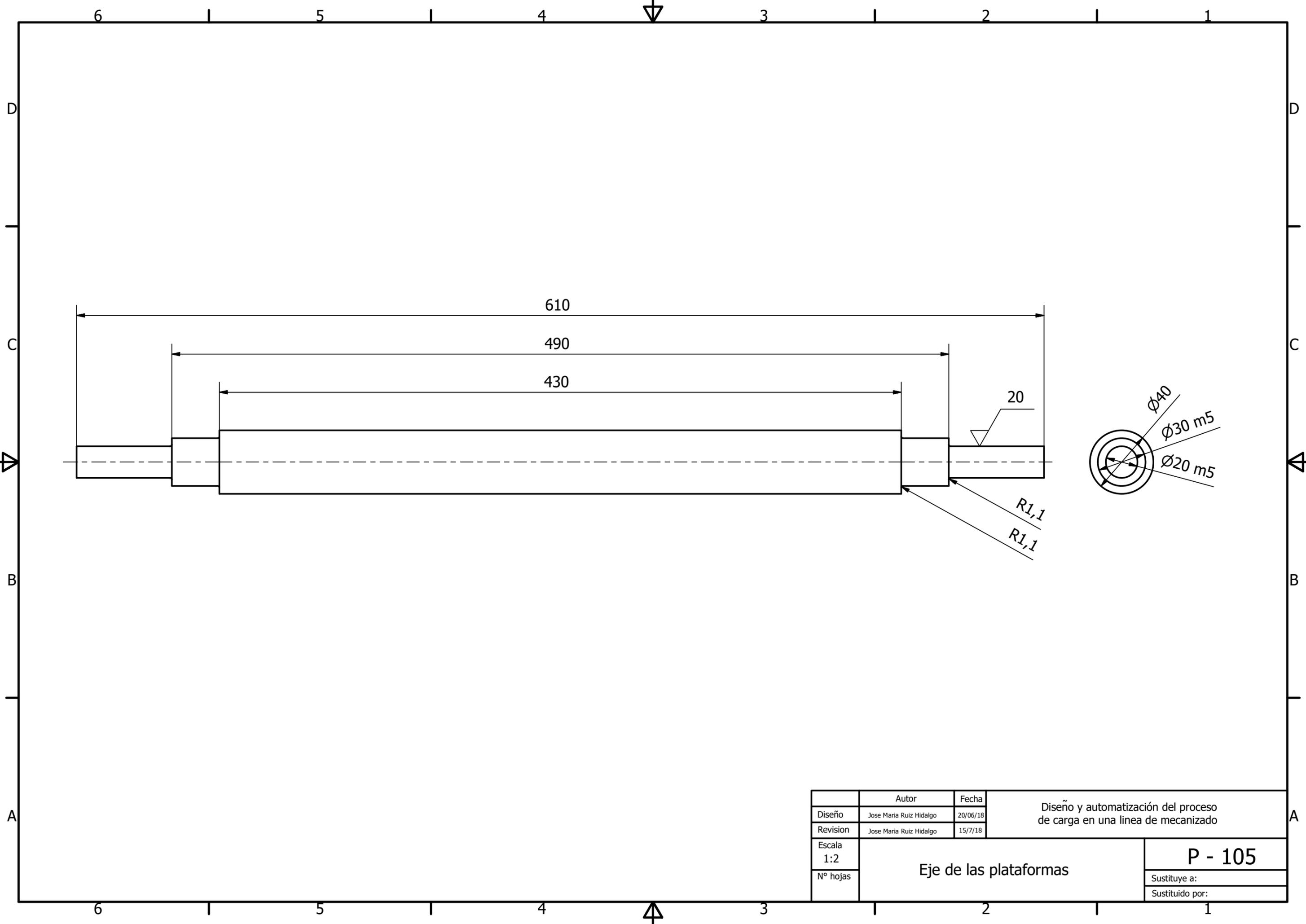
Sustituye a:

Sustituido por:

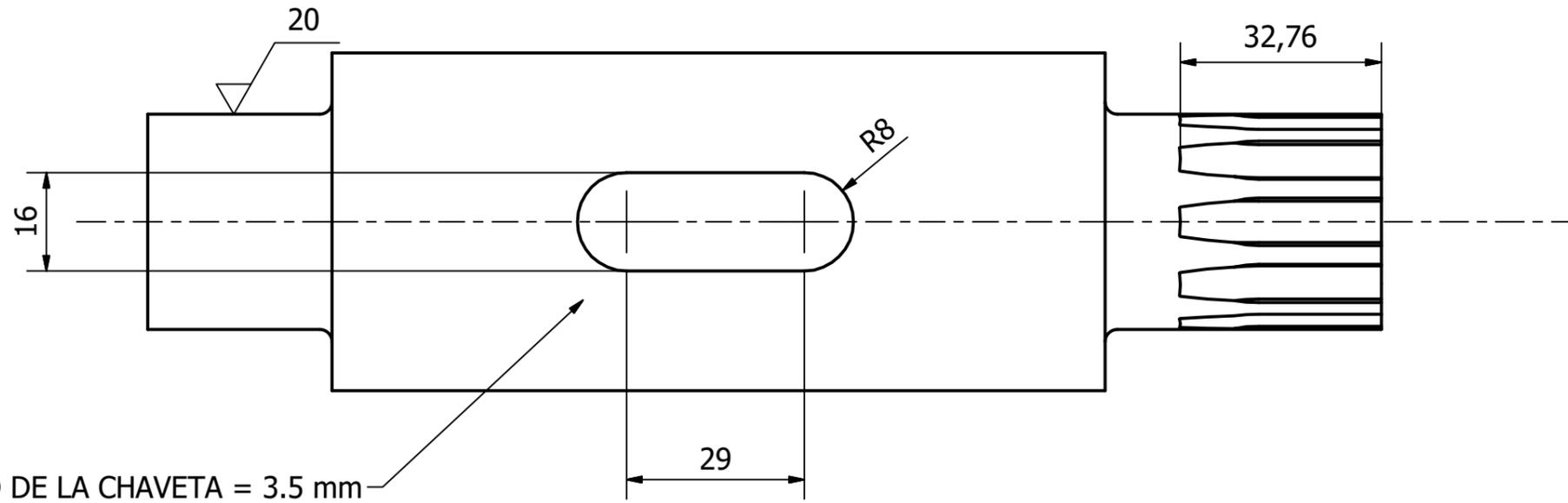
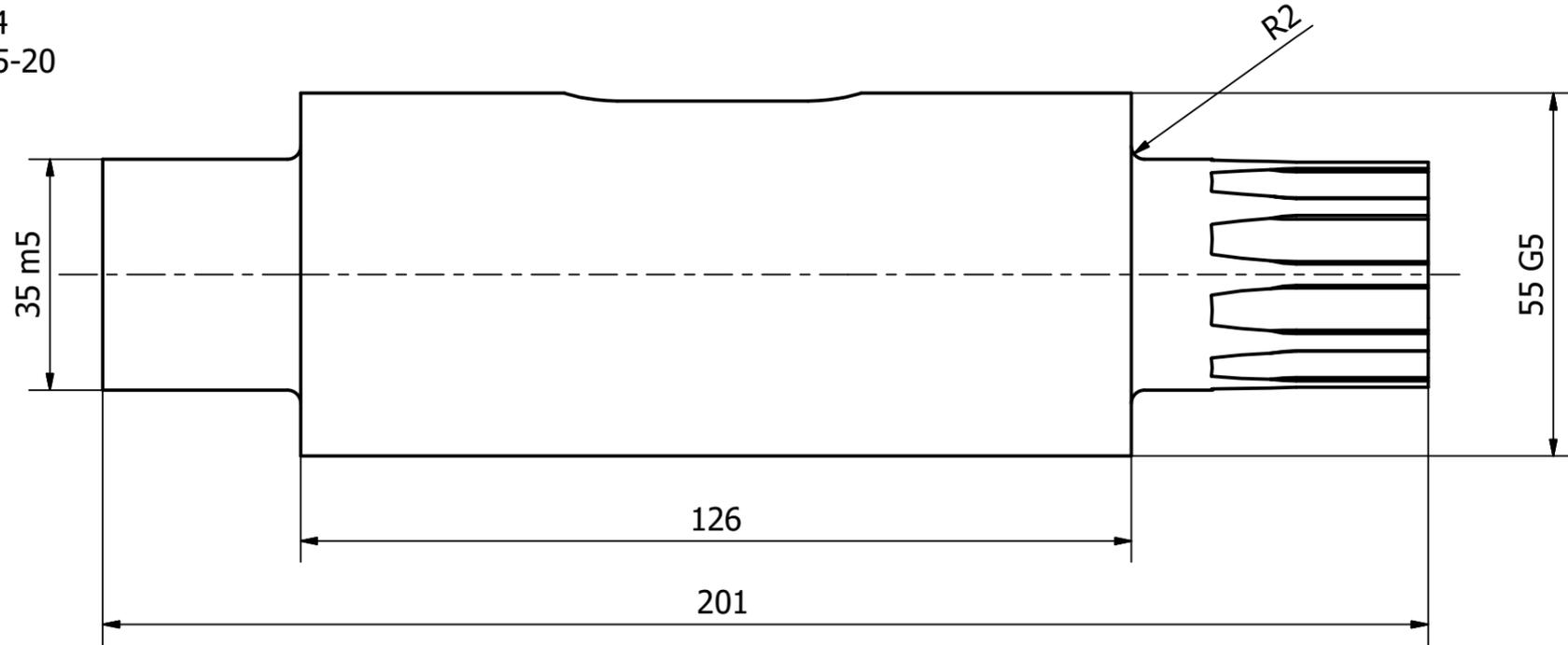
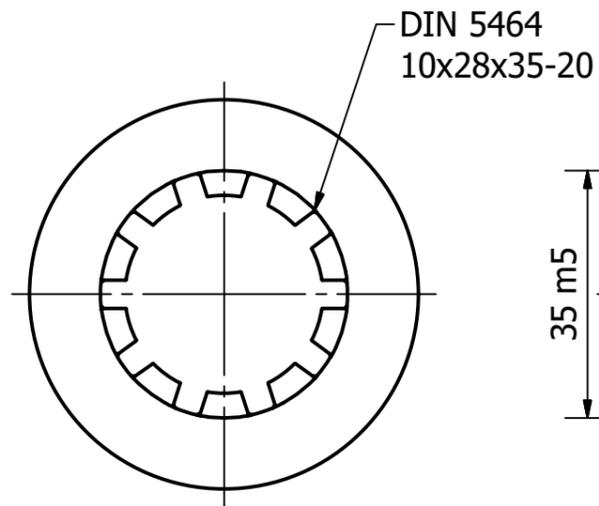




	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala 1:1	Pivote		P - 104
Nº hojas			Sustituye a:
			Sustituido por:



	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revision	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/7/18	
Escala 1:2	Eje de las plataformas		P - 105
Nº hojas			
			Sustituido por:



PROFUNDIDAD DE LA CHAVETA = 3.5 mm

	Autor	Fecha	Diseño y automatización del proceso de carga en una línea de mecanizado
Diseño	Jose Maria Ruiz Hidalgo	20/06/18	
Revisión	Jose Maria Ruiz Hidalgo	15/07/18	
Escala 1:1	Eje de la rueda dentada		P-106
Nº hojas			
			Sustituye a:
			Sustituido por: