

AREA DE INGENIERÍA MECÁNICA
Departamento de ingeniería mecánica
Escuela técnica superior de ingeniería industrial



**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

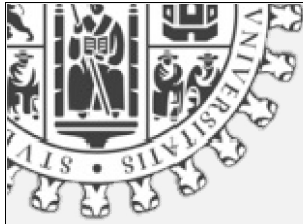
Trabajo fin de grado
Grado en ingeniería mecánica

Análisis y simulación de elementos
mecánicos utilizando herramientas
informáticas:
mecanismo de 6 barras con detenimiento

Autor: José Ignacio Alonso Cabrejas

Tutor/es: Juan Carlos Pérez Cerdán
Miguel Ángel Lorenzo Fernández

Septiembre 2016



Índice

Capítulo I: Introducción

1.1. Presentación.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Introducción.....	2

Capítulo II: Presentación del sistema mecánico

2.1. Definición del mecanismo.....	4
2.2. Análisis de la movilidad del mecanismo.....	12
2.3. Aplicación de la condición de Grashof.....	15
2.4. Centros instantáneos de rotación.....	17

Capítulo III: Análisis teórico del sistema mecánico

3.1. Análisis de posición.....	23
3.1.1. <i>Sub-mecanismo 4R</i>	25
3.1.2. <i>Posición del punto D</i>	31
3.2. Análisis cinemático.....	35
3.2.1. <i>Velocidades</i>	35
3.2.1.1. <i>Velocidades método vectorial</i>	35
3.2.1.2. <i>Velocidades derivando la ecuación de cierre</i>	38
3.2.2. <i>Aceleraciones</i>	41
3.2.2.1. <i>Aceleraciones método vectorial</i>	41
3.2.2.2. <i>Aceleraciones derivando la ecuación de cierre</i>	44

Capítulo IV: Simulación mediante Autodesk Inventor

4.1. Parte CAD.....	50
4.1.1. Diseño de la máquina de corte.....	60
4.1.1.1. Soporte Máquina de Corte.....	61
4.1.1.2. Canal 135mm.....	68
4.1.1.3. Canal 385mm.....	68
4.1.1.4. Mecanismo de corte.....	69
4.1.1.5. Mecanismo de Alimentación por Rodillos.....	134
4.1.1.6. Motor Eléctrico 2.....	141
4.1.1.7. Cristal protección.....	141
4.1.1.8. Rejilla protección soporte.....	141
4.1.1.9. Engranajes Rectos (Design Accelerator).....	142
4.1.1.10. Ensamblaje.....	143
4.2. Parte CAE.....	147
4.2.1. Introducción.....	147
4.2.2. Simulación dinámica.....	148

Capítulo V: Comparación y discusión de resultados del mecanismo de 6 barras con detenimiento

5.1. Análisis cinemático de la manivela.....	156
5.2. Análisis cinemático del acoplador o barra 3.....	158
5.3. Análisis cinemático del balancín.....	163
5.4. Análisis cinemático del punto D.....	167

5.5. Aplicación para el mecanismo de corte.....	175
---	-----

Capítulo VI: Estudio del tiempo de parada

6.1. Presentación.....	181
6.2. Obtención de datos.....	183
6.3. Exposición de los resultados.....	186
6.3.1. Casos 1, 2 y 3.....	187
6.3.2. Casos 4, 5 y 6.....	190
6.4. Aplicación al mecanismo de corte.....	194

Capítulo VII: Análisis dinámico

7.1. Introducción.....	195
7.2. Cálculos dinámicos.....	201
7.2.1. Presentación.....	201
7.2.2. Cálculo de las propiedades físicas con Autodesk Inventor.....	203
7.2.3. Cálculo de las aceleraciones de los centros de gravedad.....	205
7.2.4. Diagramas de cuerpo libre.....	207
7.3. Exposición de los resultados.....	218

Capítulo VIII: Aplicación del mecanismo a una máquina de corte

8.1. Introducción.....	219
8.2. Mecanismo auxiliar.....	221
8.3. Medidas de seguridad de la máquina.....	228
8.4. Simulación del proceso de corte.....	232

Capítulo IX: Conclusiones

Conclusiones.....234

Bibliografía

Bibliografía.....236

Anexos

Anexo I: Diseño del prototipo para estudio previo.

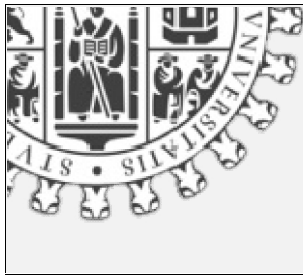
Anexo II: Rodamiento de desplazamiento lineal Bosch Rexroth R060230810.

Anexo III: Gráficas de simulación dinámica y valores de cálculo.

Anexo IV: Gráficas de estudio del tiempo de parada.

Anexo V: Planos de los sólidos.

Anexo VI: Informes generador de componentes Inventor.



Capítulo I: Introducción

1.1. Presentación.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Introducción.....	2

1.1. Presentación

El trabajo de fin de grado, del Grado en Ingeniería Mecánica por la ETSII de Béjar, se titula simulación y análisis de elementos mecánicos utilizando herramientas informáticas. El proyecto lo realiza José Ignacio Alonso Cabrejas con el soporte de los tutores del proyecto, D. Juan Carlos Pérez Cerdán y D. Miguel Ángel Lorenzo Fernández.

1.2. Objetivos

El trabajo de fin de grado tiene varios objetivos:

- El primero es el estudio del mecanismo utilizando herramientas de cálculo y herramientas informáticas, en este caso, Autodesk Inventor 2015, que permite el modelado y la simulación numérica de sistemas mecánicos.
- El segundo es diseñar una aplicación para este mecanismo e integrarla en una máquina con algún uso específico.
- El tercer objetivo consiste en estudiar cómo afecta al tiempo de parada del mecanismo la variación de las longitudes de algunas de sus barras.
- El cuarto consiste en realizar una discusión y evaluación sobre los resultados obtenidos con los cálculos teóricos y con la simulación numérica.

1.3. Introducción

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las microcomputadoras de bajo coste y los paquetes robustos de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. La computadora también puede jugar un papel importante en la recolección de información.

Este software pertenece a dos categorías: una basada en ingeniería y otra no específica para ingeniería. Algunos ejemplos de programas basados en ingeniería para aplicaciones de ingeniería mecánica software que también podría integrarse dentro de un sistema CAD son los programas para el análisis del elemento finito (AEF), para el análisis del esfuerzo y la deflexión, la vibración y la transferencia de calor (por ejemplo, Algor, ANSYS y MSC/NASTRAN); programas para la dinámica de fluidos computacional (CFD) para el análisis del flujo de fluidos y la simulación (por ejemplo, CFD++, FIDAP y Fluent); y programas para la simulación de fuerzas dinámicas y el movimiento en mecanismos (por ejemplo, ADAMS, DADS y Working Model).

Entre los ejemplos de aplicaciones asistidas por computadora no específicas para ingeniería pueden mencionarse los programas para el procesamiento de palabras, las hojas de cálculo (por ejemplo, Excel, Lotus y Quattro-Pro), y solucionadores matemáticos (por ejemplo, Maple, MathCad, MATLAB, Mathematica y TKsolver). [1]

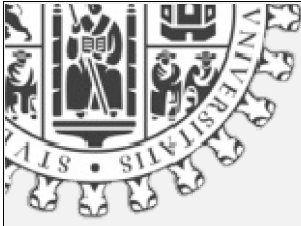
El software para el diseño asistido por computadora (CAD) permite el desarrollo de diseños tridimensionales (3D) a partir de los cuales pueden producirse vistas ortográficas convencionales en dos dimensiones con dimensionamiento automático. Las trayectorias de las herramientas pueden generarse a partir de los modelos 3D y, en algunos casos, las partes pueden crearse directamente desde una base de datos 3D mediante el uso de un método para la creación rápida de prototipos y manufactura (estereolitografía). Otra ventaja de este tipo de base de datos es que permite cálculos

rápidos y exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, pueden obtenerse con facilidad otras propiedades como áreas y distancias entre puntos. [1]

Existe una gran cantidad de software de CAD disponible como Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, Solid Works y ProEngineer, por mencionar algunos.

El término *ingeniería asistida por computadora* (CAE) se aplica generalmente a todas las aplicaciones de ingeniería relacionadas con la computadora. Con esta definición, el CAD puede considerarse como un subconjunto del CAE. Algunos paquetes de computadora realizan análisis de ingeniería específicos y/o tareas de simulación que ayudan al diseñador, pero no se consideran una herramienta para la creación del diseño como lo es el CAD.

El software usado en este trabajo de fin de grado ha sido principalmente Autodesk Inventor que es un paquete de modelado paramétrico de sólidos en 3D y como herramienta de apoyo para el tratamiento de datos Excel.



Capítulo II: Presentación del sistema mecánico

2.1. Definición del mecanismo.....4
 2.2. Análisis de la movilidad del mecanismo.....12
 2.3 Aplicación de la condición de Grashof.....15:
 2.4. Centros instantáneos de rotación..... ..17

2.1. Definición del mecanismo

El mecanismo a estudiar en este trabajo de fin de grado se puede definir como un mecanismo de seis barras, con cinco pares de revolución y dos prismáticos o de translación, tal y como se muestra en la figura 2.1 perteneciente a la colección de I. I. Artobolevski. [2]

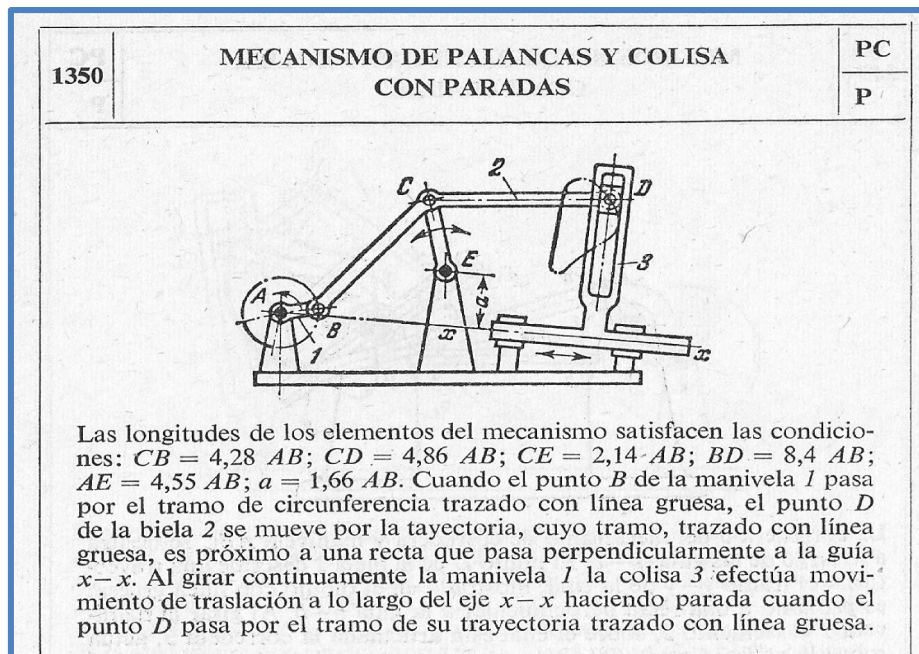


Figura 2.1. Mecanismo del caso de estudio, perteneciente a la colección del I.I. Artobolevski. [2]

Para poder ilustrar correctamente este mecanismo, se parte de la definición del término mecanismo de Reuleaux:

Es una combinación de cuerpos resistentes conectados por medio de articulaciones móviles para formar una cadena cinemática cerrada con un eslabón fijo, y cuyo propósito es transformar el movimiento. [3]

Estos cuerpos resistentes se nombran por el término eslabones. Se definen como sólidos rígidos que al menos poseen un punto de unión o nodo con mínimo otros dos. En función del número de nodos que posean se puede realizar la siguiente clasificación:

- Eslabón binario el que tiene dos nodos.
- Eslabón ternario el que tiene tres nodos.
- Eslabón cuaternario el que tiene cuatro nodos.

Cuando varios eslabones están conectados móvilmente por medio de articulaciones, se dice que constituyen una cadena cinemática. Existen dos tipos de cadenas cinemáticas:[3]

1. Cadena cinemática cerrada: Si cada eslabón de la cadena se conecta por lo menos con otros dos, ésta forma uno o más circuitos cerrados.
 - 1.1 Cadena cinemática cerrada simple: si forma solo un circuito cerrado.
 - 1.2 Cadena cinemática cerrada compuesta: si forma más de un circuito.
2. Cadena cinemática abierta: Si no forma circuitos cerrados.

Para que una cadena cinemática se transforme en un mecanismo uno de sus eslabones debe ser fijo para poder tener un marco de referencia. Lo ideal sería que este eslabón fijo sea estacionario.

La cuestión de si este marco de referencia es verdaderamente estacionario (en el sentido de ser un marco de referencia inercial) no tiene importancia para el estudio de la cinemática, pero sí en la investigación de la dinámica, en donde deben considerarse las fuerzas. En cualquier caso, una vez que se designa el marco de referencia, la cadena cinemática se convierte en un mecanismo y conforme el impulsor se mueve pasando por

varias posiciones denominadas fases, todos los demás eslabones manifiestan movimientos bien definidos con respecto al marco de referencia elegido. [3]

El paso siguiente para poder presentar el mecanismo es numerar los eslabones y definir correctamente el tipo de uniones que conectan cada uno de ellos. Para ello lo primero es explicar cuáles son los tipos de movimientos que se pueden dar en sólidos.

Un cuerpo rígido libre de moverse dentro de un marco de referencia, en el caso general, tendrá movimiento complejo, el cual es una combinación simultánea de rotación y traslación. En el espacio tridimensional, puede haber rotación alrededor de un eje (cualquier eje oblicuo o uno de los tres ejes principales) y también traslación simultánea que se puede resolver en elementos a lo largo de tres ejes. En un plano, o espacio bidimensional, el movimiento complejo se vuelve una combinación de rotación simultánea alrededor de un eje (perpendicular al plano) así como traslación descompuesta en elementos a lo largo de dos ejes en el plano.[4]

Los términos necesarios para analizar y comprender un mecanismo de movimiento plano son los siguientes: [3]

- **Rotación pura:** *El cuerpo posee un punto (centro de rotación) que no tiene movimiento con respecto al marco de referencia “estacionario”. Todos los demás puntos del cuerpo describen arcos alrededor del centro. Una línea de referencia trazada en el cuerpo a través del centro cambia sólo su orientación angular.*
- **Traslación pura:** *Todos los puntos del cuerpo describen trayectorias paralelas (curvilíneas o rectilíneas). Una línea de referencia trazada en el cuerpo cambia su posición lineal pero no su orientación angular.*
- **Movimiento complejo:** *Una combinación simultánea de rotación y traslación. Cualquier línea de referencia trazada en el cuerpo cambiará tanto su posición lineal como su orientación angular. Los puntos en el cuerpo recorrerán trayectorias no paralelas, y habrá, en todo instante, un centro de rotación, el cual cambiará continuamente de ubicación.*

Los componentes de un mecanismo encargados de restringir y transmitir algún movimiento relativo entre eslabones se llaman juntas o pares.

Una junta o par cinemático es una conexión entre dos o más eslabones (en sus nodos), la cual permite algún movimiento entre los eslabones conectados. Existen diferentes clasificaciones para los pares, a la hora de realizar el trabajo interesan las siguientes:

1. Por el tipo de contacto entre los elementos: *de línea, de punto o de superficie*.
2. Por el número de grados de libertad permitidos en la junta.
3. Por el tipo de cierre físico de la junta: *cerrada por fuerza o por forma*.

Reuleaux acuñó el término **par inferior** para describir juntas con contacto superficial (como con un pasador rodeado por un orificio) y el término **par superior** para describir juntas con contacto de punto o de línea.[4]

En este mecanismo, como se verá posteriormente, todos los pares son **pares inferiores**. A la hora de diseñar se prefiere este tipo de pares puesto que son más fáciles de lubricar, ya que son capaces de atrapar el lubricante entre sus superficies envolventes. Esto es especialmente cierto para el par cinemático de pasador de rotación.

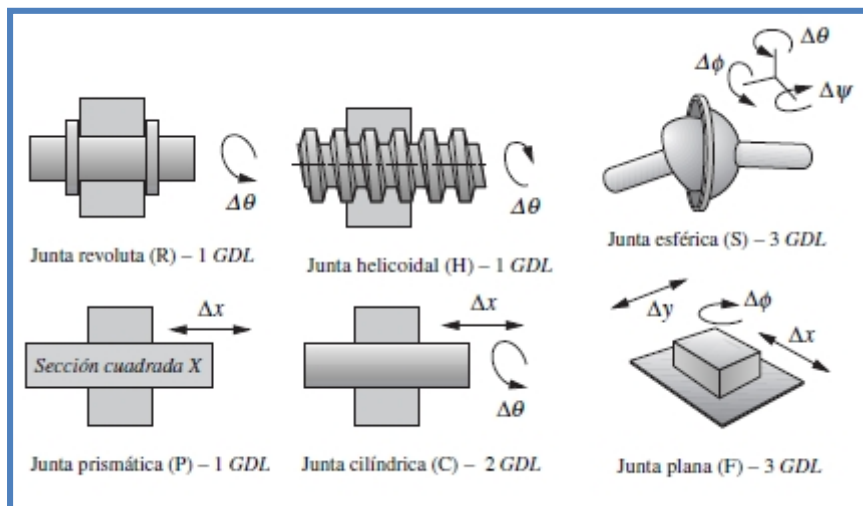


Figura 2.2. Esquema con el tipo de pares inferiores.[6]

Los de revoluta o revolución (R) y los prismáticos (P) son los únicos pares inferiores útiles en un mecanismo plano. Mientras que los de tornillo o helicoidal (H), cilíndrico (C), esférico (S) y los inferiores planos (F) son combinaciones de los pares de revolución y/o prismáticos y se utilizan en los mecanismos espaciales.

Para la segunda clasificación es necesario antes introducir el concepto de grado de libertad. Explicado de una forma sencilla es el número de entradas necesarias para crear una salida predecible en un mecanismo.

Tal y como se muestra en la figura 2.2 los pares tipo R poseen un grado de libertad (GDL) que es un ángulo, los pares tipo P poseen un GDL que es una variación de una magnitud lineal, los tipo H también un GDL que es un ángulo también, los tipo C dos GDL un ángulo y una variación de la magnitud lineal, el tipo S tres GDL tres ángulos, y por último el tipo F que son tres variaciones de una magnitud lineal.

Para la tercera clasificación cabe saber que una junta con *cierre de forma* se mantiene unida o cerrada por su geometría. Un pasador en un orificio o una corredera en una ranura de dos caras son juntas con cierre de forma. En contraste, una junta con *cierre de fuerza*, un pasador en un semicojinete o una corredera sobre una superficie requieren alguna fuerza externa para mantenerlas en contacto o cerradas. Esta fuerza podría ser suministrada por la gravedad, un resorte o cualquier medio externo.[3]

Una vez introducidos los conceptos previos necesarios, se puede trasladar toda esta información al mecanismo de estudio para nombrar las barras, los pares, definir el tipo de los mismos, qué barras enlazan, y los puntos singulares del mecanismo.

Según se muestra en la figura 2.3 se han nombrado las barras y se han clasificado los pares.

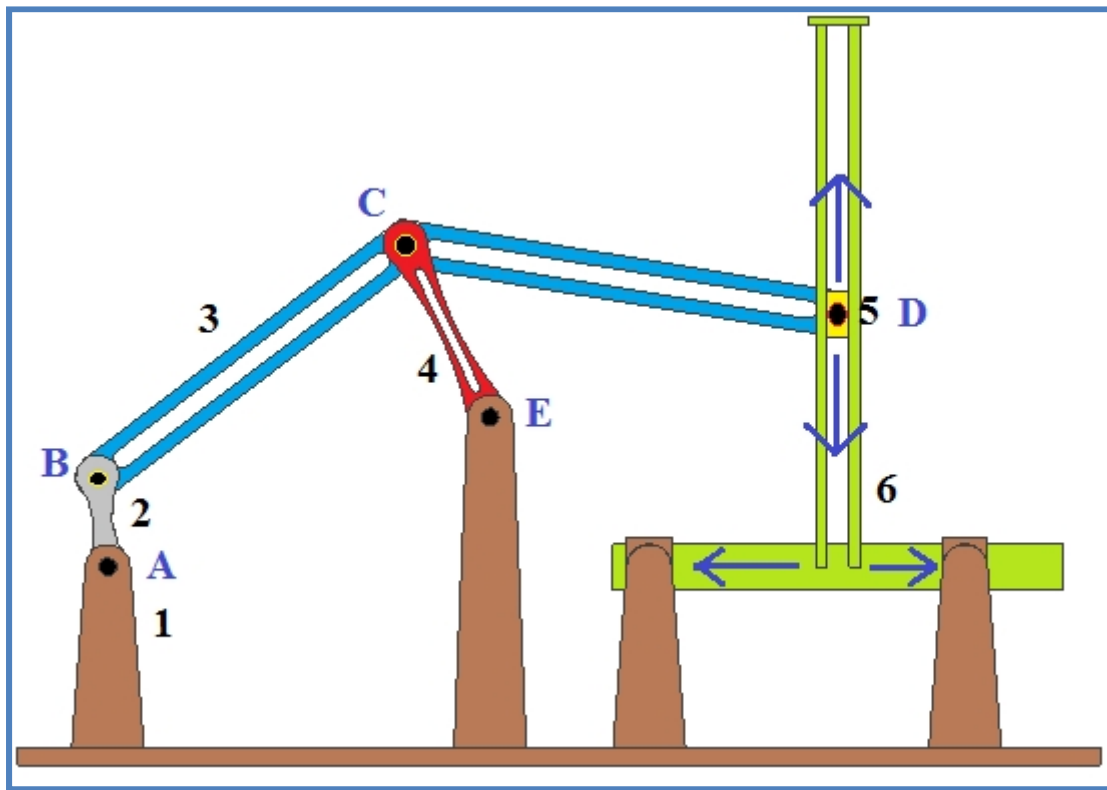


Figura 2.3. Esquema con las barras numeradas, puntos de interés del mecanismo y con todos los pares de rotación indicados con círculos en negro.

Lo primero que se puede observar es el número de sólidos de los que está compuesto el mecanismo que son seis. El primero (en la figura 2.3. de color marrón) es el sólido que va fijo sobre el que se monta el resto del mecanismo, por lo que el eslabón 1 es el bastidor o soporte. El de color gris es la barra 2, el de color azul es la barra 3 que está unida a otras tres barras, por lo que es un eslabón terciario según la teoría anteriormente explicada. La barra 4 es el eslabón de color rojo, la 5 se corresponde con un pistón de color amarillo en la imagen, y la 6 es el sólido de color verde en la imagen.

Una vez definidos el número de barras del sistema mecánico hay que analizar cómo se unen entre sí. Para ello lo primero es definir el tipo de eslabones que componen el sistema mecánico en función del número de uniones. Para este mecanismo todos los eslabones son binarios, menos la barra 3 que es terciario debido a que posee tres nodos de unión.

Clasificando las juntas en función del tipo de cierre no hay ninguna que se mantenga cerrada mediante alguna fuerza externa por lo que se puede decir que son todos cierres de forma.

Clasificando los pares en función del movimiento que permiten, el par que existe en A (que une el eslabón 1 y 2), solo permite la rotación, por lo que es un par del tipo revolución (R), análogamente pasa en B entre las barras 2 y 3, en C entre la barra 3 y la 4, en E entre la 4 y la 1, y en D entre la 3 y la 5, además la 5 actúa como una corredera que recorre una guía vertical perteneciente a la geometría de la barra 6 (como indican las flechas de la figura 2.3), es decir que entre las barras 5 y 6 ocurre un par de traslación, y a su vez la barra 6 es una corredera que recorre de forma horizontal la guía de la barra 1 (como indican las flechas de la figura 2.3).

De este desglose de las barras con los tipos de uniones, se puede observar que el punto más interesante de este sistema mecánico es el D, éste pertenece a tres barras: la 3, la 5 y la 6, puesto que la barra 3 se une con la 5 en D con un par tipo R, y a su vez la 5 se une con la 6 en D mediante un par tipo P. Además intuyendo como se va a mover el mecanismo, se puede observar que la cinemática (posición, velocidad y aceleración) de la barra 6 queda resuelta sabiendo la de la 5, puesto que por restricción del diseño la barra 6 no se puede mover verticalmente.

De esta manera queda demostrado que el mecanismo, tal y como se indicó al principio de este apartado, es un mecanismo con seis barras y cinco pares del tipo revolución y dos del tipo prismático.

Las proporciones de las barras necesarias para representar y estudiar, el sistema mecánico se muestran en la tabla 2.1.

VECTOR	BARRA N°	VALOR
\overline{AE}	1	$4.55 \overline{AB}$
\overline{AB}	2	\overline{AB}
\overline{BC}	3	$4.28 \overline{AB}$
\overline{CD}	3	$4.86 \overline{AB}$
\overline{CE}	4	$2.14 \overline{AB}$
\overline{ED}	-	VARIABLE
\overline{BD}	-	$8.4 \overline{AB}$

Tabla 2.1. Valores de las proporciones de las barras en función del valor de \overline{AB} , incluyendo el vector \overline{BD} necesario para calcular la geometría de la barra 3.

La particularidad de este mecanismo, denominado por su autor el ingeniero ruso Artobolevski, “*mecanismo de palancas y colisa con paradas*”, que en un lenguaje más actual podría significar mecanismo de doble guía con detenimiento o parada. El nombre viene de que cuando la barra impulsora la 2 gira a velocidad constante, la trayectoria que realiza el punto D en un tramo del movimiento es perpendicular al par de traslación que forman las barras 6 y 1, haciendo que la traslación del punto D solo sea vertical y en consecuencia que la barra 6 esté parada.

Para concluir este subapartado evaluando la acción de cada una de las barras en función de cómo se mueven. Cada una se puede definir específicamente de la siguiente forma:

1. La barra 1 no se mueve, por lo que es el soporte o bastidor del mecanismo.
2. La barra 2 es la que introduce el movimiento en el mecanismo, además gira completamente respecto a un eje perpendicular al plano del mecanismo, por el punto A, por lo que es la manivela impulsora.
3. La barra 3 no está unida al bastidor y además realiza un movimiento complejo, por lo que es la biela o acoplador.
4. La barra 4 no llega a realizar una revolución completa, por lo que es un balancín.
5. La barra 5 es el pistón que recibe el movimiento de la 3 y que recorre en vertical la guía que hay en la 6.
6. La barra 6 tiene una geometría compleja. Compuesta por la guía que recorre la 5 y la corredera que recorre la guía de la 1.

2.2. Análisis de la movilidad del mecanismo

La movilidad de un mecanismo se puede definir como el número de parámetros independientes necesarios para caracterizar la configuración geométrica de éste, es decir, los grados de libertad (GDL) del mismo.

Para determinar los grados de libertad global de cualquier mecanismo se debe considerar el número de eslabones, las juntas y las interacciones entre ellos. Los grados de libertad de cualquier mecanismo se pueden pronosticar con una investigación de la **condición de Gruebler**. Esta dice que cualquier eslabón en un plano tiene tres grados de libertad. Por consiguiente, un sistema de L eslabones no conectados en el mismo plano tendrá $3L$ GDL.

Cuando estos eslabones están conectados por una junta completa se eliminan dos GDL y cuando están unidos por una semijunta se elimina solo uno. Tal y como se muestra en la figura 2.4.

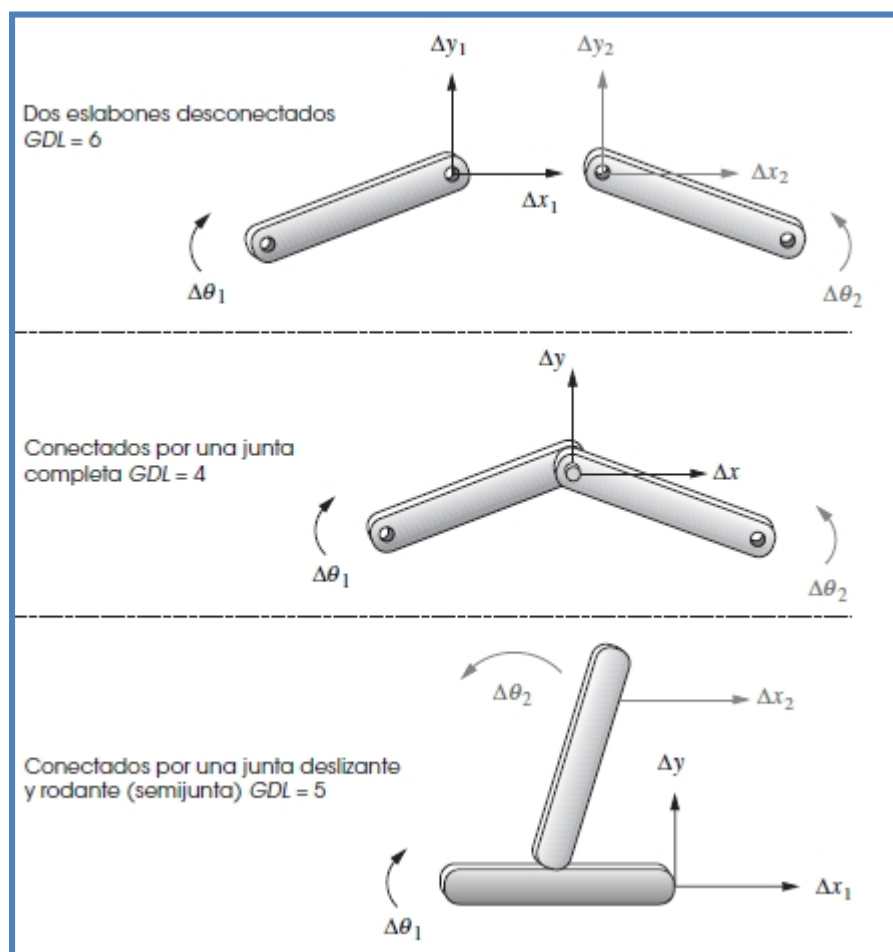


Figura 2.4. Esquema con número de GDL en función del tipo de junta según Gruebler.[4]

Recopilando esta información, se llega a la ecuación de **Gruebler**: [3]

$$M = 3L - 2J - 3G \quad (2.1)$$

donde:

M = grado de libertad o movilidad

L = número de eslabones

J = número de juntas

G = número de eslabones conectados a tierra

En cualquier mecanismo real el efecto neto de tener varios eslabones conectados a tierra será unirlos en uno de mayor orden y más grande. Puesto que solo puede haber un plano de tierra. Por lo tanto, G siempre es uno y la ecuación de **Gruebler** se convierte en: [4]

$$M = 3(L - 1) - 2J \quad (2.2)$$

El valor de J en las ecuaciones 2.1 y 2.2 debe reflejar el de todas las juntas en el mecanismo. Para ello las semijuntas cuentan como 1/2 porque solo eliminan un GDL . De esto radica el hecho de usar la modificación de **Kutzbach** de la ecuación de **Gruebler** en esta forma: [3]

$$m = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2 \quad (2.3)$$

(NOTA: esta fórmula es válida sólo en el caso de que no existan enlaces redundantes, es decir, aquellos que aparecen físicamente en el mecanismo pero que no son necesarios para el movimiento de éste).

m = movilidad.

n = número de barras.

j_1 = número de pares que permiten 1 GDL en el movimiento relativo.

j_2 = número de pares que permiten 2 GDL en el movimiento relativo.

Si el número de GDL es positivo, será un mecanismo, y los eslabones tendrán movimiento relativo. Si es exactamente cero, entonces se tendrá una estructura, lo que significa que ningún movimiento es posible y si es negativo, entonces se tendrá una estructura precargada o hiperestática, lo que significa que no será posible ningún movimiento y que algunos esfuerzos también pueden estar presentes en el momento del ensamblaje.

$$m=3(n-1)-2j_1-j_2=3(6-1)-2\times 7=15-14=1 \quad (2.4)$$

La interpretación de este resultado es que con $m=1$, es un mecanismo llamado desmodrómico o de movilidad determinada, es decir que dado el movimiento de una barra se puede determinar el movimiento de todas las demás).

2.3. Aplicación de la condición de Grashof

La condición de Grashof es una relación muy simple que predice el comportamiento de rotación o rotabilidad de las inversiones de un eslabonamiento de cuatro barras basado solo en las longitudes de los eslabones.[4]

Sea:

S = longitud de la barra más corta

L = longitud de la barra más larga

P, Q = longitudes de las otras barras

$$S + L \leq P + Q \quad (2.5)$$

Si el mecanismo cumple la ecuación 2.4 es de Grashof y por lo menos una barra o eslabón será capaz de realizar una revolución completa sobre el plano de bancada. Este tipo se llama cadena cinemática de **clase I**. Si no se cumple esta expresión será de **clase II** y ninguna barra será capaz de alcanzar una revolución completa sobre el plano de bancada. [3]

En función del resultado de la expresión se dan las siguientes clases con estas inversiones para cada clase: [4]

❖ **Clase I:** $S + L < P + Q$

- Si se fija cualquier eslabón adyacente al más corto se obtiene un mecanismo **manivela-balancín**, donde el eslabón más corto girara por completo y el otro eslabón oscilara pivotado a la bancada.
- Si se fija el eslabón más corto se obtendrá un **doble-manivela**, en la que ambos eslabones pivotados a la bancada realizan revoluciones completas, así como lo hace el acoplador.
- Si se fija el eslabón opuesto al más corto se obtendrá un **doble-balancín de Grashof**, en el que ambos eslabones pivotados a la bancada oscilan y solo el acoplador realiza una revolución completa.

❖ **Clase II:** $S + L > P + Q$

Todas las inversiones serán *balancines triples* en los que ningún eslabón puede girar por completo.

❖ **Clase III:** $S + L = P + Q$

Conocida como caso especial de Grashof y también como cadena cinemática clase III. Todas las inversiones serán *dobles-manivelas* o *manivela-balancín*, pero tendrán “puntos de cambio” dos veces por revolución de la manivela de entrada, cuando todos los eslabones se vuelven colineales.

La ley de Grashof sirve para saber si un mecanismo de 4R puede ser accionado por un motor convencional (movimiento continuo), ya que se necesita que una barra realice revoluciones completas (manivela). Por lo que solo se estudiará el sub-mecanismo formado por las barras 1, 2, 3 y 4.

$$S + L \leq Q + P \quad (2.6)$$

S = longitud de la barra más corta = barra 2.

L = longitud de la barra más larga = barra 1.

P, Q = longitudes de las otras barras = barras 3 y 4.

$$\begin{aligned} 1 + 4.55 &< 2.14 + 4.28 \\ 5.55 &< 6.42 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Así interpretando los resultados y viendo la geometría del mecanismo se puede decir que, según indica la ley de Grashof para estas longitudes de las barras si el soporte (L) es adyacente a la barra más corta (S), como es el caso, el mecanismo es de *Clase I*, en concreto un *manivela-balancín*. Donde la barra 2 es la manivela y la 4 el balancín, unidas entre sí por la biela que es la 3.

2.4. Centros instantáneos de rotación

Un centro instantáneo de rotación se define como *la ubicación instantánea de un par de puntos coincidentes de dos cuerpos rígidos diferentes para los que las velocidades absolutas de los dos puntos son iguales. También expresa la ubicación de un par de puntos coincidentes de dos cuerpos rígidos diferentes para los que la velocidad aparente de uno de los puntos es cero tal y como la percibe un observador situado en el otro cuerpo.* [3]

La fórmula para la combinación de n eslabones, sabiendo que r es número de centros instantáneos de rotación que hay entre dos eslabones, es: [3]

$$C = \frac{n(n-1)(n-2)\cdots(n-r+1)}{r!} \quad (2.8)$$

Como $r=2$:

$$C = \frac{n(n-1)}{r} \quad (2.9)$$

Sustituyendo para un mecanismo de 6 barras, se llega a la conclusión de que tiene 15 **centros de rotación instantáneos o I.**

Para encontrar los centros de rotación instantáneos (CIR), el procedimiento se basa en las siguientes premisas: [4]

- Si el movimiento es una rotación el I se encuentra en el corte del eje de ésta con el plano π .
- Si el movimiento es una traslación, las velocidades de todos los puntos son paralelas, por lo que en el ∞ perpendicular a las mismas se encuentra I.
- Conocidas las direcciones de las velocidades de dos puntos se puede encontrar I en el corte de sus perpendiculares.
- Si los puntos se encuentran en la misma perpendicular a la velocidad, se puede encontrar I mediante el método del triángulo de semejanza obteniendo el vértice.

- **Teorema de los tres centros o regla de Kennedy:** tres cuerpos aleatorios en un movimiento plano tendrán exactamente tres centros instantáneos (entre ellos), y quedarán en la misma línea recta, es decir que $I_{3,1}$, $I_{3,2}$ e $I_{2,1}$ están alineados.

En la figura 2.5 se observa que los centros de rotación del mecanismo 4R, $I_{4,1}$, $I_{3,2}$, $I_{2,1}$ e $I_{4,3}$ se encuentran directamente en cada una de las articulaciones, quedando visibles en la figura plana como los puntos articulados $I_{2,1}=A$, $I_{4,1}=E$, $I_{3,2}=B$ e $I_{4,3}=C$.

- $I_{3,1}$ se encuentra sabiendo que está alineado con $I_{2,1}$ e $I_{3,2}$ y con $I_{4,1}$ e $I_{4,3}$, por lo que está en el corte de ambas rectas, como se puede observar en la figura 2.3.
- Para obtener $I_{4,2}$ se sigue el mismo criterio, se encuentra en el corte de la recta formada por $I_{2,1}$ e $I_{4,1}$ con la recta formada $I_{3,2}$ e $I_{4,3}$.

Estos centros instantáneos de rotación sirven para interpretar el giro de las barras mediante lo que se llama el **teorema de la razón de las velocidades angulares**, que se expresa de la siguiente forma: [4]

$$\frac{|\overrightarrow{\Omega_{2/1}}|}{|\overrightarrow{\Omega_{3/1}}|} = \frac{I_{3,2} \cdot I_{2,1}}{I_{3,2} \cdot I_{3,1}} \quad (2.10)$$

De esta expresión se extrae que si $I_{3,1}$ e $I_{2,1}$ tienen diferentes direcciones, es decir, que si $I_{3,2}$ está entre $I_{3,1}$ e $I_{2,1}$, $\overrightarrow{\Omega_{2/1}}$ y $\overrightarrow{\Omega_{3/1}}$ tienen sentidos distintos, que es lo que ocurre en este caso.

El caso contrario ocurre con $\overrightarrow{\Omega_{4/1}}$ como $I_{4,2}$ no está en medio de $I_{4,1}$ e $I_{2,1}$, estos tienen la misma dirección y sentido, por lo que $\overrightarrow{\Omega_{2/1}}$ y $\overrightarrow{\Omega_{4/1}}$ también los tienen, tal y como se muestra en 2.11.

$$\frac{|\overrightarrow{\Omega_{2/1}}|}{|\overrightarrow{\Omega_{4/1}}|} = \frac{I_{4,2} \cdot I_{2,1}}{I_{4,2} \cdot I_{4,1}} \quad (2.11)$$

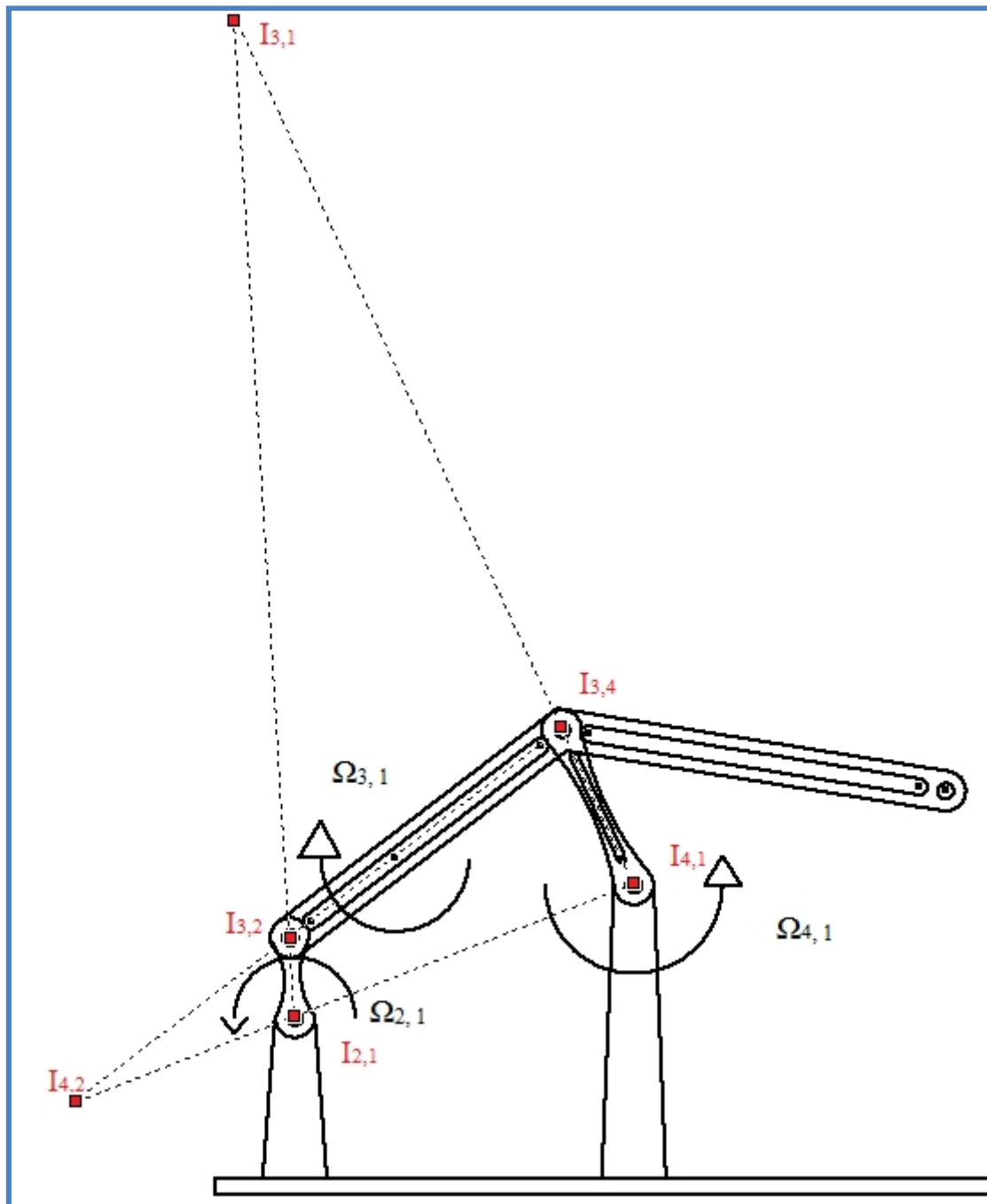


Figura 2.5. Esquema del mecanismo con los CIR, y los sentidos de las velocidades angulares de las barras del sub-mecanismo 4R.

En la figura 2.6 se muestran todos los centros de rotación del mecanismo completo, para una posición aleatoria. Para esta configuración son quince, este dato se conocía desde que se calculó la expresión 2.9 con las seis barras. Los que pertenecen al mecanismo 4R, se encuentran usando el mismo proceso que para la figura anterior, el resto se han encontrado usando el siguiente procedimiento:

- $I_{5,3}$ se encuentra de forma inmediata en el punto D debido a que existe en el mismo una articulación.
- $I_{5,6}$ se encuentra en el ∞ trazando una perpendicular a la velocidad de la barra 5 respecto de la 6, debido a que la 5 se mueve respecto a la 6 por traslación pura en dirección vertical. Por lo que todos los puntos tienen la misma velocidad y en consecuencia el $I_{5,6}$ se hallará en el ∞ perpendicular a la velocidad relativa entre ambos sólidos.
- De la misma forma sucede con $I_{6,1}$, debido a que la barra 6 se mueve respecto a la 1 por traslación pura en dirección horizontal y que todos los puntos tienen la misma velocidad el $I_{6,1}$ se encuentra en el infinito perpendicular a la velocidad relativa entre ambos sólidos.
- Usando la **regla de Kennedy** o **el teorema de los tres centros** que dice que entre tres sólidos existen tres I, encontrando dos conjuntos de tres sólidos en los que aparezca el I buscado se encuentran dos rectas definidas por tres centros instantáneos de rotación, dos conocidos y el que se busca. En consecuencia con los dos que se conocen se pueden trazar las rectas y donde corten ambas se encontrará el I buscado:

- $I_{3,6}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{3,1}, I_{6,1} \\ I_{5,6}, I_{5,3} \end{cases}$.
- $I_{4,6}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{4,1}, I_{6,1} \\ I_{3,6}, I_{3,4} \end{cases}$.
- $I_{4,5}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{5,6}, I_{6,4} \\ I_{3,5}, I_{3,4} \end{cases}$.
- $I_{6,2}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{2,1}, I_{6,1} \\ I_{3,2}, I_{3,6} \end{cases}$.
- $I_{5,1}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{4,1}, I_{4,5} \\ I_{3,1}, I_{3,5} \end{cases}$,

debido a que no se cortan, es decir, que son paralelas, indican que el $I_{5,1}$ se va al infinito, en la dirección que muestran las rectas, que forman $I_{4,1}$ con $I_{4,5}$ e $I_{3,1}$ con $I_{3,5}$.

- $I_{5,2}$ se encuentra en el corte de las rectas que forman $\begin{cases} I_{2,1}, I_{5,1} \\ I_{3,2}, I_{3,5} \end{cases}$.

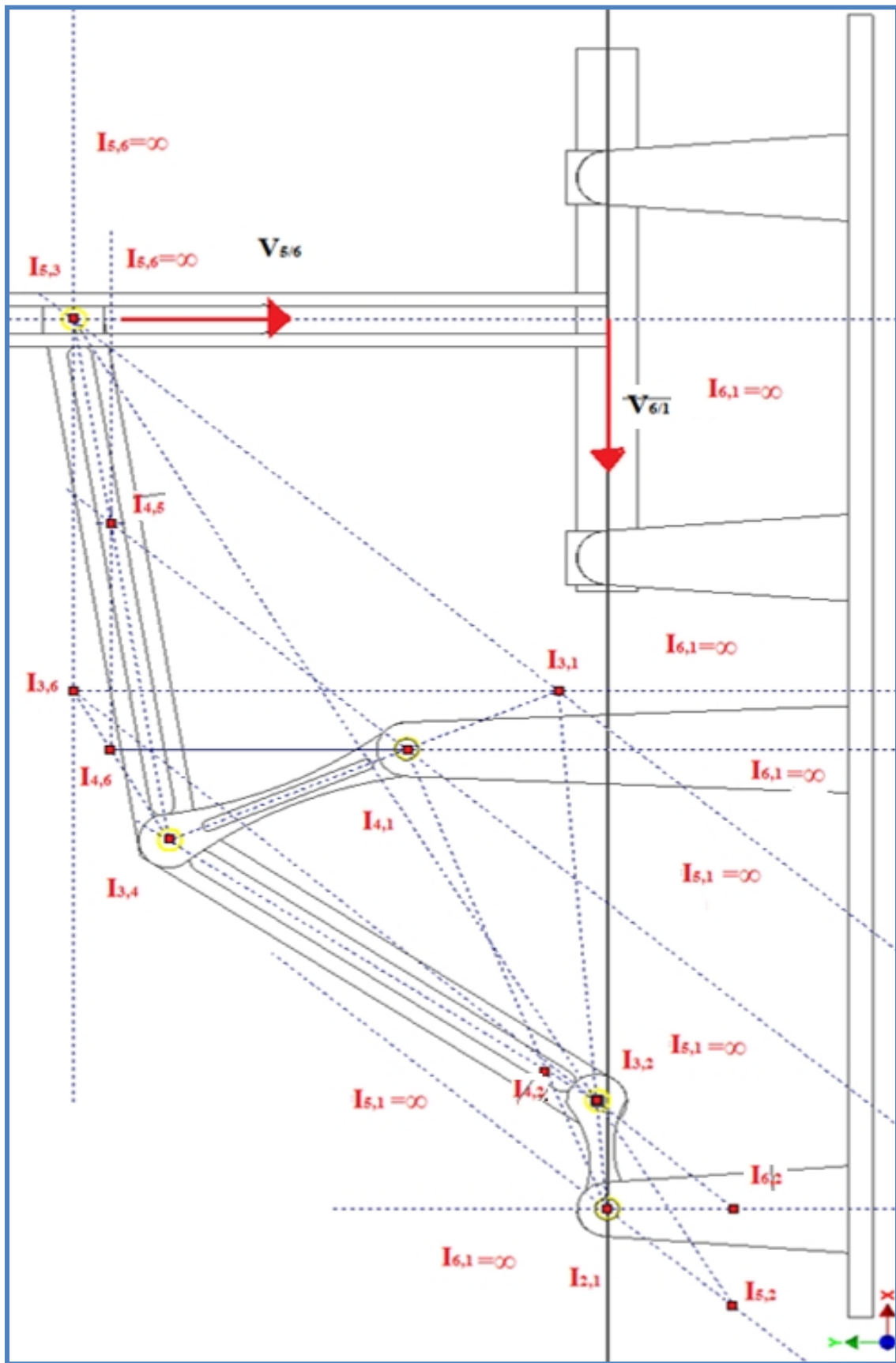
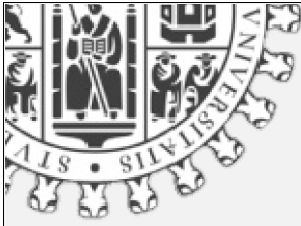


Figura 2.6. Imagen del mecanismo con todos los centros de rotación instantáneos.



Capítulo III: Análisis teórico del sistema mecánico

3.1. Análisis de posición.....	23
3.1.1. Sub-mecanismo 4R.....	25
3.1.2. Posición del punto D	31
3.2. Análisis cinemático	35
3.2.1. Velocidades.....	35
3.2.1.1. Velocidades método vectorial.....	35
3.2.1.2. Velocidades derivando la ecuación de cierre.....	38
3.2.2. Aceleraciones	41
3.2.2.1. Aceleraciones método vectorial.....	41
3.2.2.2. Aceleraciones derivando la ecuación de cierre.....	44
3.2.3. Interpretación de la velocidad y aceleración de las barras 5 y 6.....	47

3.1. Análisis de posición

Notación

Existen muchas maneras de representar vectores. Estos pueden definirse en coordenadas polares, por su magnitud y ángulo, o en coordenadas cartesianas como componentes x e y . A su vez estas formas son fáciles de convertir unas en las otras con las ecuaciones 3.1 y 3.2. Los vectores de posición pueden representarse como cualquiera de estas expresiones: [3]

Vectores unitarios Notación números complejos

$$R \angle \theta = r \cos \theta \hat{i} + r \text{sen} \theta \hat{j} \tag{3.1}$$

$$re^{i\theta} = r \cos \theta + i \cdot r \text{sen} \theta \tag{3.2}$$

La ecuación 3.1 utiliza vectores unitarios para representar las direcciones de los componentes vectoriales x e y en la forma cartesiana.

La ecuación 3.2 utiliza notación de número complejo donde el componente en la dirección X se llama parte real y en la dirección Y parte imaginaria, la cual se basa en la **ecuación de Euler de la trigonometría**, que se muestra en la expresión 3.3.

Este desafortunado término imaginario surge del uso de la notación i para representar la raíz cuadrada de menos uno, la que por supuesto, no puede evaluarse numéricamente. Sin embargo, este número imaginario se utiliza en uno complejo como operador, no como valor.

La figura 3.1 muestra el plano complejo en el cual el eje real representa la componente en la dirección X del vector, y el eje imaginario, la que la tiene en la dirección Y del mismo vector. De manera que cualquier término en un número complejo que no tenga el operador i es una componente x y i indica una componente y. [4]

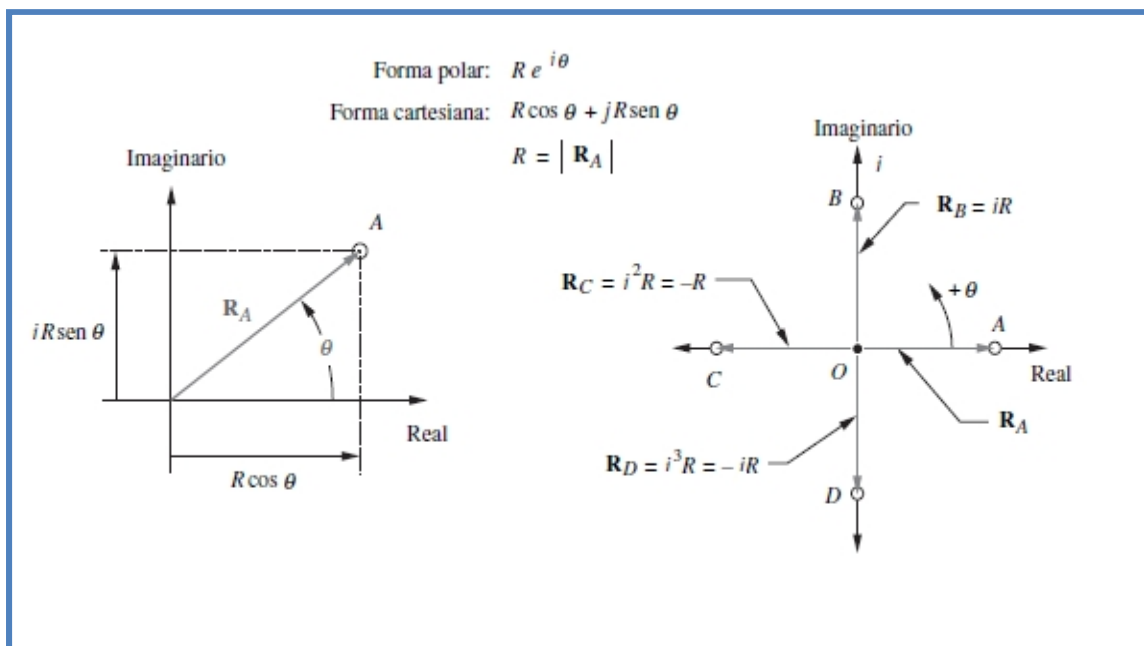


Figura 3.1. Esquema explicativo de la notación. [4]

$$e^{\pm i\theta} = \cos \theta \pm i \cdot \sin \theta \tag{3.3}$$

$$\vec{R} = re^{i\theta} \tag{3.4}$$

Donde:

r = valor del módulo del vector.

θ = ángulo que forma con el eje Real positivo del sistema referencia.

3.1.1. Sub-mecanismo 4R

Vectorialmente el primer sub-mecanismo es el formado por $\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CE} + \overline{AE}$, tal y como se muestra en la figura 3.2, indicando los vectores con su dirección y sentido y los ángulos con su dirección positiva, que son los que definen la ecuación de cierre del mecanismo.

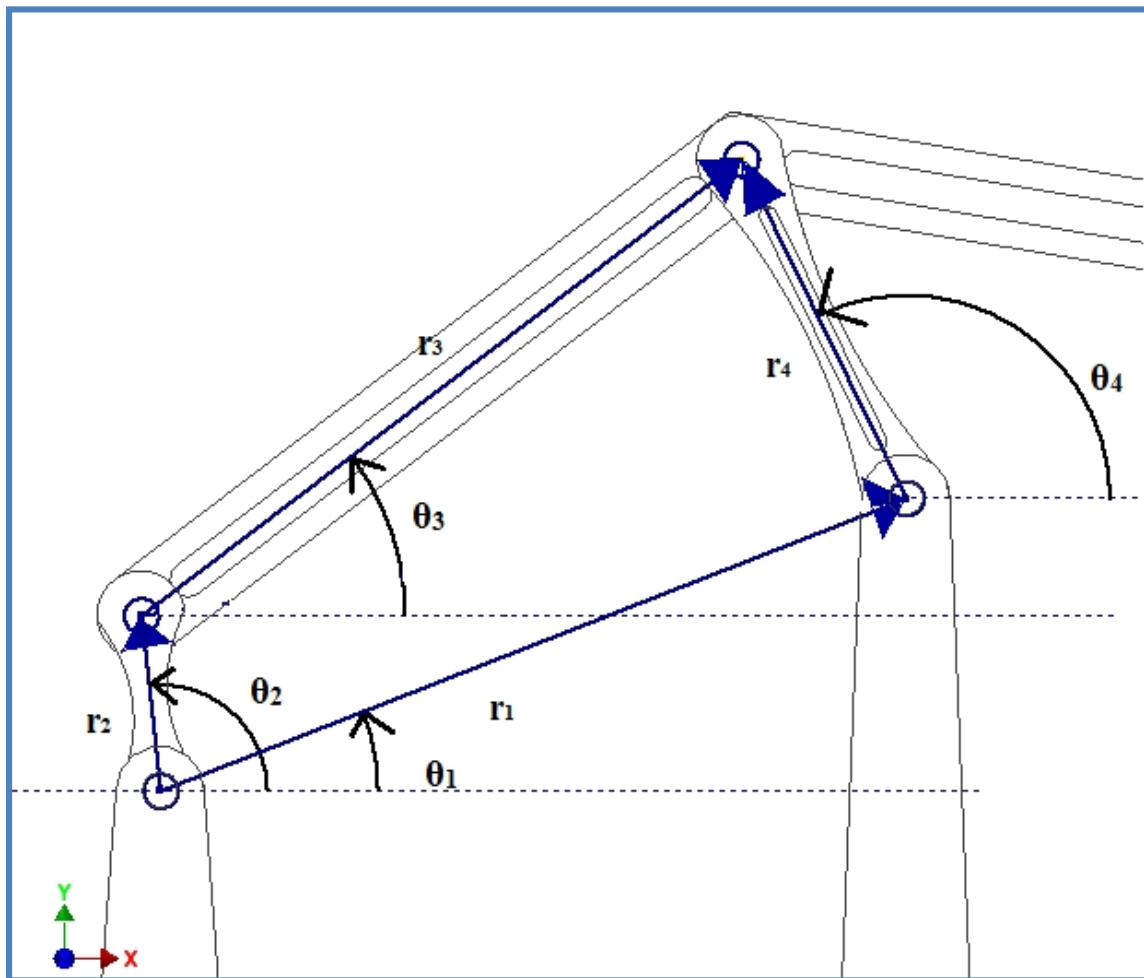


Figura 3.2. Esquema del mecanismo con los vectores y ángulos para realizar el análisis de posición.

La tabla 3.1 identifica las barras, con los vectores y muestra cual son los datos conocidos del sub-mecanismo:

VECTOR	BARRA N°(i)	MODULO (r _i)	ANGULOS (θ _i)
$\vec{R}_1 = \vec{AE}$	1	$r_1 = 4.55 \overline{AB}$	$\theta_1 = \arcsen\left(\frac{1.66}{2.14}\right)$
$\vec{R}_2 = \vec{AB}$	2	$r_2 = \overline{AB}$	Dato de entrada θ_2
$\vec{R}_3 = \vec{BC}$	3	$r_3 = 4.28 \overline{AB}$	Desconocido θ_3
$\vec{R}_4 = \vec{CE}$	4	$r_4 = 2.14 \overline{AB}$	Desconocido θ_4

Tabla 3.1. Parámetros y variables del sub-mecanismo 4R.

La expresión 3.5 indica la ecuación de cierre según los vectores mostrados en la figura 3.2, usando para las barras o eslabones la numeración de la tabla 3.1, tal y como se mostró al comienzo de este capítulo la ecuación se puede expresar según se muestra en 3.6.

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_4 = \vec{R}_2 + \vec{R}_3 \tag{3.5}$$

$$r_1 \cdot e^{i\theta_1} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} = r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} \tag{3.6}$$

Para poder resolver de forma sencilla la expresión hay que subdividir el cuadrilátero en dos. Para ello se usa un vector auxiliar \vec{s} que une los puntos B y E (\vec{BE}), el cual permitirá estudiar el cuadrilátero como dos triángulos, uno formado por los vectores 1, 2 y s, y otro formado por 3, 4 y s, de esta manera se pueden obtener dos ecuaciones de cierre complejas que se pueden resolver mediante un proceso de cálculos sencillos, como se muestra a continuación.

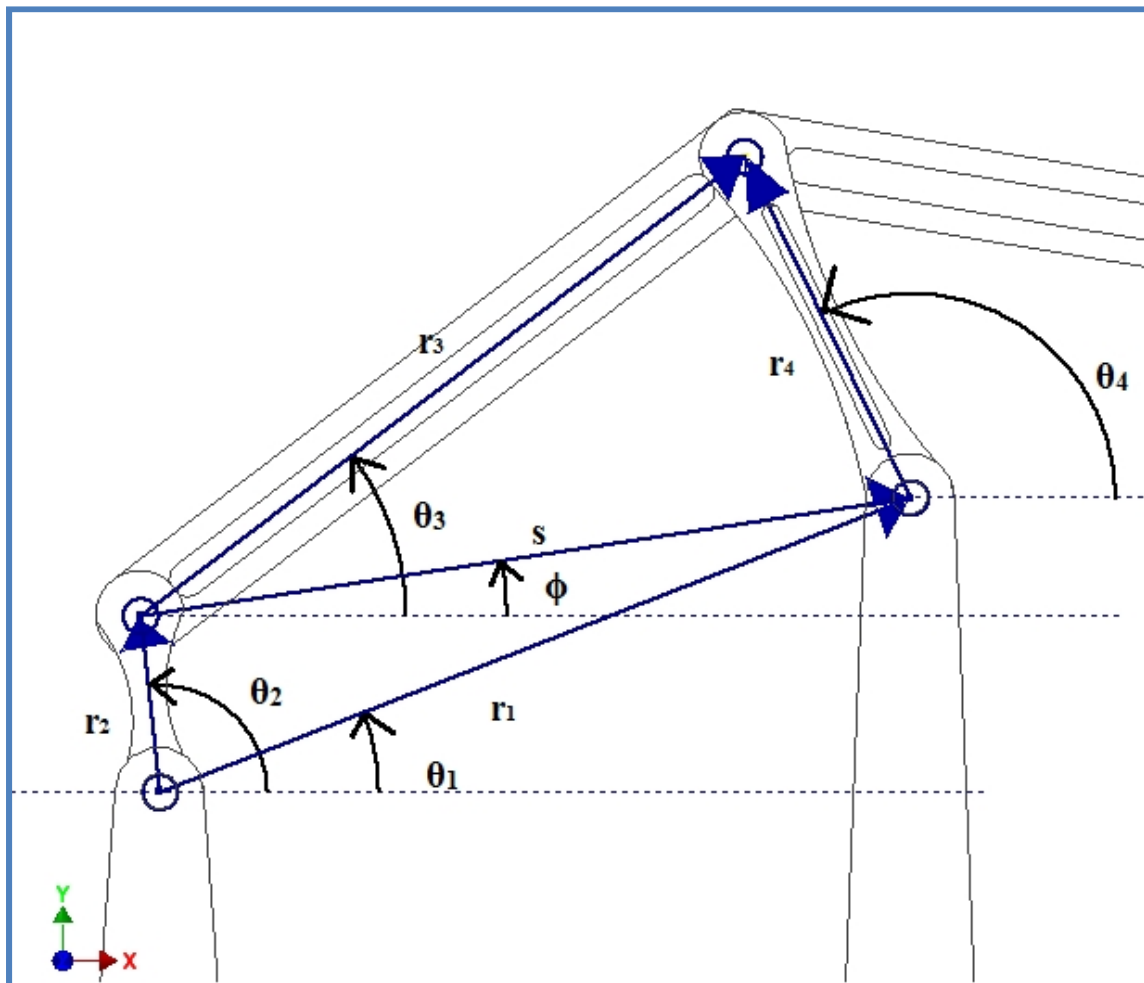


Figura 3.3. Esquema del sub-mecanismo con los vectores y ángulos para realizar el análisis de posición.

El primer caso de estudio es el que expresa a continuación:

$$\vec{R}_2 + \vec{s} = \vec{R}_1 \tag{3.7}$$

La ecuación se puede expresar en forma polar compleja como:

$$r_2 \cdot e^{i\theta_2} + s \cdot e^{i\phi} = r_1 \cdot e^{i\theta_1} \tag{3.8}$$

Donde los valores de r_1 , r_2 y θ_1 son valores conocidos, dejando como incógnitas ϕ y s , valores que se pueden calcular en función de la entrada de la manivela θ_2 que es el parámetro independiente.

Para poder calcular los valores de ϕ y s , hay que despejar en un lado este término y agrupar todos los demás al otro lado, debido a que se quiere que todos sean positivos

para simplificar los cálculos posteriores, al término de r_2 se le suma π a θ_2 , quedando la siguiente expresión:

$$s \cdot e^{i\phi} = r_1 \cdot e^{i\theta_1} + r_2 \cdot e^{i(\theta_2 + \pi)} \quad (3.9)$$

Esta expresión se puede desarrollar y posteriormente se separa en su parte real e imaginaria usando la **ecuación de Euler de la trigonometría (3.3)**, para tener dos ecuaciones que corresponden a las componentes horizontales y verticales de la ecuación compleja bidimensional:

$$s \cdot \cos \phi = r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_2 \cdot \cos(\theta_2 + \pi) \quad (3.10)$$

$$s \cdot \text{sen} \phi = r_1 \cdot \text{sen} \theta_1 + r_2 \cdot \text{sen}(\theta_2 + \pi) \quad (3.11)$$

Se puede identificar que las incógnitas son el módulo (s) y el ángulo (ϕ) de un mismo término en las que sus valores se determinan según procede:

- Se eleva al cuadrado y se suman las dos expresiones eliminando ϕ y obteniendo el valor de s mediante la expresión:

$$s = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_1 - (\theta_2 + \pi))} \quad (3.12)$$

- El ángulo ϕ se obtiene de dividir ambas expresiones y despejar, obteniendo la expresión:

$$\phi = \text{arctg} \left(\frac{r_1 \text{sen} \theta_1 + r_2 \text{sen}(\theta_2 + \pi)}{r_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos(\theta_2 + \pi)} \right) \quad (3.13)$$

El segundo caso de estudio en el que se divide el sub-mecanismo 4R es el que expresa (3.14):

$$\vec{R}_4 + \vec{s} = \vec{R}_3 \quad (3.14)$$

La ecuación se puede expresar en forma polar compleja como:

$$s \cdot e^{i\phi} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} = r_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.15)$$

Donde los valores de r_4 , r_3 , s y ϕ son conocidos, dejando como incógnitas θ_4 y θ_3 . Estos que se pueden calcular en función de los valores conocidos. Para poder calcular los valores de θ_4 y θ_3 hay que despejar en un lado y agrupar todos los términos que llevan θ_4 y θ_3 , debido a que se quiere que todos éstos sean positivos. Para simplificar los cálculos al término de r_4 se le suma π a θ_4 , quedando como resultado la siguiente expresión:

$$s \cdot e^{i\phi} = r_3 \cdot e^{i\theta_3} + r_4 e^{i(\theta_4 + \pi)} \quad (3.16)$$

Se puede identificar que las incógnitas son el ángulo θ_4 y el θ_3 procedentes de dos términos diferentes. Sus valores se determinan según el siguiente procedimiento:

- Se multiplica la expresión (3.16) por $e^{-i\phi}$ en ambos lados de la ecuación quedando:

$$s = r_3 \cdot e^{i(\theta_3 - \phi)} + r_4 e^{i(\theta_4 + \pi - \phi)} \quad (3.17)$$

Esta expresión se puede desarrollar y posteriormente se separa en su parte real e imaginaria usando la **ecuación de Euler para la trigonometría (3.3)**. Para poder operar con ella se obtienen dos ecuaciones que corresponden a las componentes horizontales y verticales de la ecuación compleja bidimensional quedando:

$$r_3 \cdot \cos(\theta_3 - \phi) = s - r_4 \cdot \cos(\theta_4 + \pi - \phi) \quad (3.18)$$

$$r_3 \cdot \text{sen}(\theta_3 - \phi) = -r_4 \cdot \text{sen}(\theta_4 + \pi - \phi) \quad (3.19)$$

- Se suman los cuadrados quedando dos expresiones que en función del parámetro (r_3 o r_4) que se quiera despejar quedan:

$$r_3^2 = r_4^2 + s^2 - 2 \cdot r_4 \cdot s \cdot \cos(\theta_4 + \pi - \phi) \quad (3.20)$$

$$r_4^2 = r_3^2 + s^2 - 2 \cdot r_3 \cdot s \cdot \cos(\theta_3 - \phi) \quad (3.21)$$

- Despejando de las expresiones 3.20 y 3.21 se obtienen otras dos, una para θ_4 y otra para θ_3 . Estas expresiones dan dos posibles soluciones para cada ángulo así que se debe interpretarlas:

$$\theta_4 = \pi + \phi \pm \arccos\left(\frac{s^2 + r_4^2 - r_3^2}{2 \cdot s \cdot r_4}\right) \quad (3.22)$$

$$\theta_3 = \phi \pm \arccos\left(\frac{s^2 + r_3^2 - r_4^2}{2 \cdot s \cdot r_3}\right) \quad (3.23)$$

- Se han evaluado estas expresiones para un valor conocido, y se ha comprobado, que para esta configuración y con estos vectores indicados en la figura 3.3 θ_3 y θ_4 quedan:

$$\theta_4 = \pi + \phi - \arccos\left(\frac{s^2 + r_4^2 - r_3^2}{2 \cdot s \cdot r_4}\right) \quad (3.24)$$

$$\theta_3 = \phi + \arccos\left(\frac{s^2 + r_3^2 - r_4^2}{2 \cdot s \cdot r_3}\right) \quad (3.25)$$

3.1.2. Posición del punto D

Para conocer la posición del punto D no es necesario calcular ningún sub-mecanismo más puesto que el punto D pertenece a la barra 3. Lo único hay que hacer es definir un nuevo vector que se llamará r_3' que se corresponde con el módulo de \overline{CD} y su posición se caracteriza con el ángulo θ_3' . Tal y como se muestra en la figura 3.4.

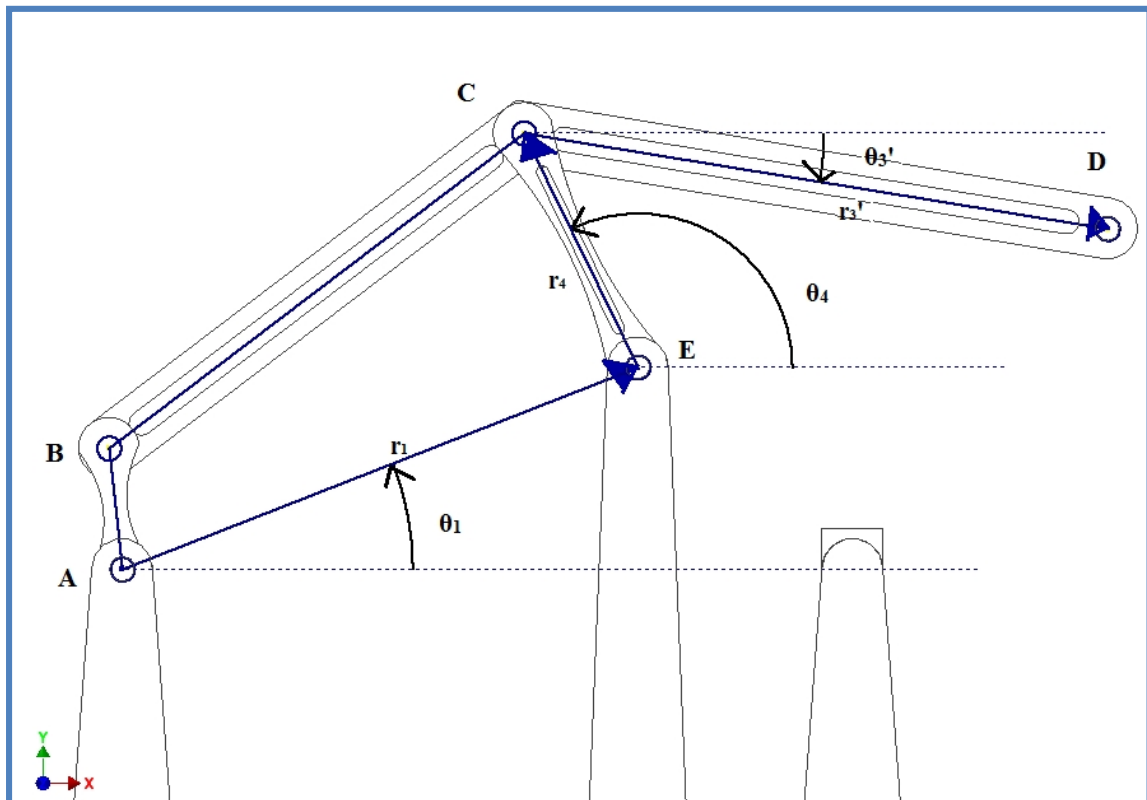


Figura 3.4. Esquema los vectores necesarios para el cálculo de posición del punto D.

$$\overline{AD} = \overline{R}_D = (r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_4 \cdot \cos \theta_4 + r_3' \cdot \cos \theta_3') + i(r_1 \cdot \text{sen} \theta_1 + r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + r_3' \cdot \text{sen} \theta_3') \quad (3.26)$$

Esta expresión se puede desarrollar y posteriormente se separa en su parte real e imaginaria usando la *ecuación de Euler para la trigonometría (3.3)*. Para poder operar con ella se obtienen dos ecuaciones que corresponden a la componente horizontal o X_D y a la vertical o Y_D de la ecuación bidimensional quedando:

$$\overline{X}_D = r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_4 \cdot \cos \theta_4 + r_3' \cdot \cos \theta_3' \quad (3.27)$$

$$\overline{Y}_D = r_1 \cdot \text{sen} \theta_1 + r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + r_3' \cdot \text{sen} \theta_3' \quad (3.28)$$

El ángulo θ_3' está en función de θ_3 y de la geometría de la barra BCD. Para calcularlo se procede como si fuese un problema de posición la propia barra 3. Con la siguiente expresión compleja como ecuación de cierre obtenida de la figura 3.5:

$$8.4e^{i\theta_{BD}} = 4.28e^{i\theta_3} + 4.86e^{i\theta_3'} \quad (3.29)$$

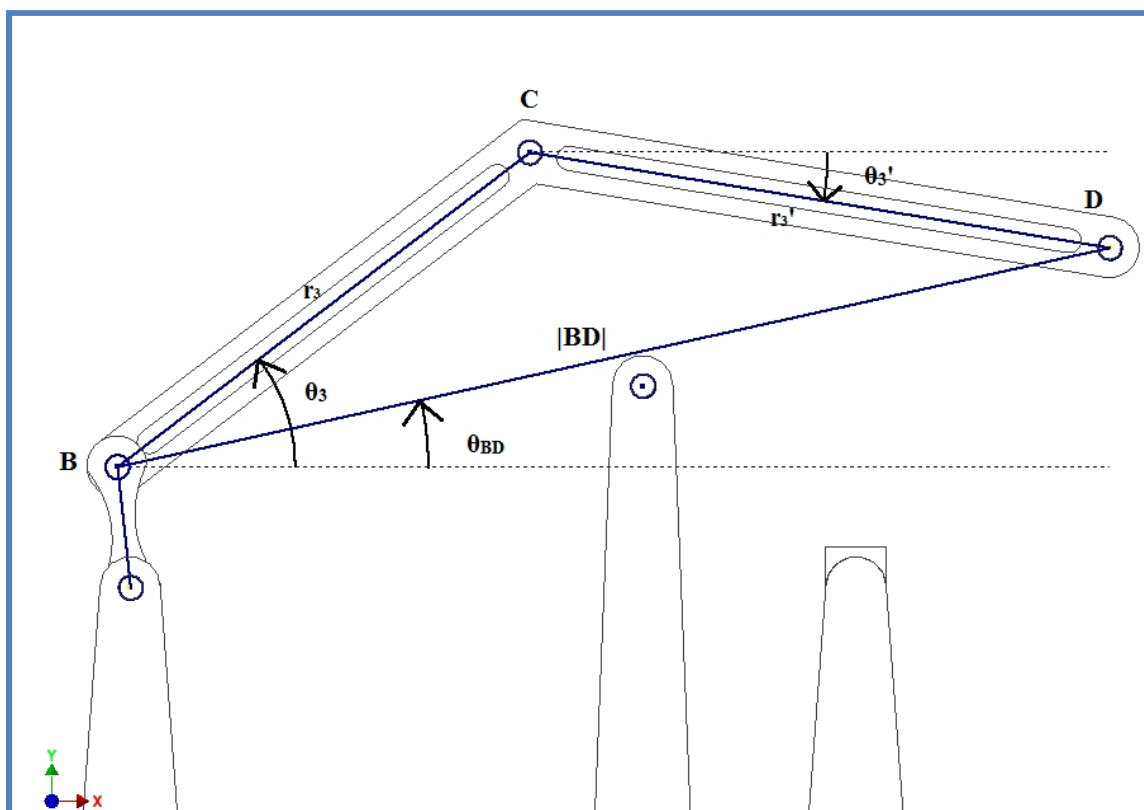


Figura 3.5. Esquema para obtención de la ecuación de cierre para el cálculo de θ_3' .

Como los únicos datos desconocidos son θ_{BD} y θ_3' se pasan los términos que contengan estos valores a un lado y el restante se queda al otro. Al término de θ_3' se le suma π para cambiar el signo negativo por el positivo quedando:

$$8.4e^{i\theta_{BD}} + 4.86e^{i(\theta_3' + \pi)} = 4.28e^{i\theta_3} \quad (3.30)$$

El proceso para despejar estos valores es el mismo que se usó para calcular θ_3 y θ_4 en las expresiones de la f' a la i' del apartado 3.1.1., con la diferencia que aquí solo interesa un valor, el de θ_3' .

Se puede identificar que la incógnita es el ángulo θ_3' . Su valor se determina según se muestra a continuación:

- Se multiplica la expresión (3.30) por $e^{-i\theta_3}$ en ambos lados de la ecuación obteniendo:

$$4.86 \cdot e^{i(\theta_3' + \pi - \theta_3)} + 8.4 \cdot e^{i(\theta_{BD} - \theta_3)} = 4.28 \quad (3.31)$$

- Se desarrolla usando la *ecuación de Euler para la trigonometría*, como las anteriores veces separando parte real e imaginaria:

$$8.4 \cdot \cos(\theta_{BD} - \theta_3) = 4.28 - 4.86 \cdot \cos(\theta_3' + \pi - \theta_3) \quad (3.32)$$

$$8.4 \cdot \text{sen}(\theta_{BD} - \theta_3) = -4.86 \cdot \text{sen}(\theta_3' + \pi - \theta_3) \quad (3.33)$$

- Se suman los cuadrados y se despeja para obtener θ_3' obteniendo:

$$8.4^2 = 4.28^2 + 4.86^2 - 2 \cdot 4.28 \cdot 4.86 \cdot \cos(\theta_3' + \pi - \theta_3) \quad (3.34)$$

- Despejando queda una expresión para θ_3' , ésta da dos posibles soluciones para cada ángulo así que hay que interpretarla:

$$\theta_3' = \pi + \theta_3 \pm \arccos\left(\frac{4.28^2 + 4.86^2 - 8.4^2}{2 \cdot 4.28 \cdot 4.86}\right) \quad (3.35)$$

- Se ha evaluado esta expresión para un valor conocido y se ha comprobado que, para esta configuración y con estos vectores indicados en 3.4 θ_3' queda:

$$\theta_3' = \pi + \theta_3 + \arccos\left(\frac{4.28^2 + 4.86^2 - 8.4^2}{2 \cdot 4.28 \cdot 4.86}\right) \quad (3.36)$$

3.2. Análisis cinemático

3.2.1. Velocidades

3.2.1.1. Velocidades método vectorial

Este análisis del mecanismo parte de la premisa de que este es de movimiento plano, es decir, que las trayectorias de todos los puntos se encuentran en planos paralelos entre sí, en este caso el XY. Este movimiento plano queda completamente caracterizado conociendo el de una sección del sólido contenida en el plano de referencia XY.

Utilizando la definición de sólido rígido, *conjunto de puntos materiales tales que las distancias entre ellos permanecen constantes*, y la definición de campo de velocidades, *conjunto de todas las velocidades de un sólido*, se puede expresar la velocidad de un punto de un sólido conociendo la velocidad de otro punto del mismo, como el resultado de sumar una traslación más una rotación.[4]

Esto es lo que indica el **teorema de Charles**, *el desplazamiento general de un cuerpo rígido es equivalente a la composición de la traslación de un punto cualquiera en el cuerpo y una rotación alrededor de un eje que pasa por ese punto*.[4]

$$\overrightarrow{V}_{p_{2/1}} = \overrightarrow{V}_{A_{2/1}} + \overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times \overrightarrow{AP} \quad (3.37)$$

Siendo:

$\overrightarrow{V}_{p_{2/1}}$ = Velocidad del punto que se quiere conocer, perteneciente al sólido dos.

$\overrightarrow{V}_{A_{2/1}}$ = Velocidad de traslación de un punto cualquiera que se conoce perteneciente al sólido dos.

$\overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times \overrightarrow{AP}$ = Velocidad de rotación alrededor de un eje que pasa por A.

$\overrightarrow{\Omega}_{2/1}$ = Velocidad de rotación del sólido 2 respecto al 1.

\overrightarrow{AP} = vector de A a P.

El dato de entrada para este estudio cinemático es $\overrightarrow{\Omega}_{2/1} = 360^\circ/\text{s}$.

Conociendo este dato y que el punto A pertenece a la barra 1 (soporte) y a la 2, por lo que su velocidad de traslación $\overline{V}_{A_{2/1}} = 0$. Se tienen datos para calcular la velocidad del punto B, como se expresa a continuación:

$$\overline{V}_{B_{2/1}} = \overline{V}_{A_{2/1}} + \overline{\Omega}_{2/1} \times \overline{AB} = -\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen}\theta_2 \cdot \vec{i} + \Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \cos\theta_2 \cdot \vec{j} \quad (3.38)$$

La velocidad del punto B respecto al eslabón 2 es igual que respecto del 3, debido a que ambos están unidos por un par de rotación en el punto B, es decir, que el punto B es $I_{2,3}$.

$$\overline{V}_{B_{2/1}} = \overline{V}_{B_{3/1}} \quad (3.39)$$

Sabiendo la velocidad del punto B respecto al sólido 3, se puede calcular la del C respecto al eslabón 3, como se muestra a continuación:

$$\overline{V}_{C_{3/1}} = \overline{V}_{B_{3/1}} + \overline{\Omega}_{3/1} \times \overline{CB} = -(\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen}\theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen}\theta_3) \vec{i} + (\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \cos\theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \cos\theta_3) \vec{j} \quad (3.40)$$

Por otro lado, tal y como se muestra en la expresión 3.41 conociendo la velocidad del punto E respecto a la barra 4, que como pertenece a la 1 ésta también va ser nula, se puede calcular la del C respecto a la 4 de la siguiente forma:

$$\overline{V}_{C_{4/1}} = \overline{V}_{E_{4/1}} + \overline{\Omega}_{4/1} \times \overline{CE} = -\Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \text{sen}\theta_4 \cdot \vec{i} + \Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \cos\theta_4 \cdot \vec{j} \quad (3.41)$$

Al igual que para el punto B, como el C pertenece al sólido 3 y 4 y está unido mediante un par de rotación por C, la velocidad C será igual respecto de 3 que respecto de 4.

$$\overline{V}_{C_{3/1}} = \overline{V}_{C_{4/1}} \quad (3.42)$$

Utilizando esta igualdad se descomponen las expresiones en sus términos reales e imaginarios, usando la *ecuación de Euler para la trigonometría*, obteniendo así dos ecuaciones que corresponden a las componentes horizontales y verticales de la ecuación bidimensional quedando:

$$-\Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \text{sen}\theta_4 = -\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen}\theta_2 - \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen}\theta_3 \quad (3.43)$$

$$\Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \text{cos}\theta_4 = \Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{cos}\theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{cos}\theta_3 \quad (3.44)$$

Despejando de la expresión (3.43) $\Omega_{4/1}$ queda:

$$\Omega_{4/1} = \frac{\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen}\theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen}\theta_3}{r_4 \cdot \text{sen}\theta_4} \quad (3.45)$$

Introduciendo este valor en la expresión (3.44) y despejando se obtiene:

$$\Omega_{3/1} = \Omega_{2/1} \frac{r_2}{r_3} \left(\frac{\text{cos}\theta_2 \cdot \text{tg}\theta_4 - \text{sen}\theta_2}{\text{sen}\theta_3 - \text{tg}\theta_4 \cdot \text{cos}\theta_3} \right) \quad (3.46)$$

Se introduce el valor de $\Omega_{3/1}$ y se despeja de la expresión (3.45) $\Omega_{4/1}$ y queda:

$$\Omega_{4/1} = \Omega_{2/1} \frac{r_2 \cdot \text{sen}\theta_2}{r_4 \cdot \text{sen}\theta_4} + \Omega_{2/1} \frac{r_2 \cdot \text{sen}\theta_3}{r_4 \cdot \text{sen}\theta_4} \left(\frac{\text{cos}\theta_2 \cdot \text{tg}\theta_4 - \text{sen}\theta_2}{\text{sen}\theta_3 - \text{tg}\theta_4 \cdot \text{cos}\theta_3} \right) \quad (3.47)$$

Para calcular el valor del punto D, basta con conocer la velocidad del C respecto a 3, usando la expresión que se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} \vec{V}_{D_{3/1}} = \vec{V}_{C_{3/1}} + \vec{\Omega}_{3/1} \times \overline{DC} = & \left(-\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen}\theta_2 - \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen}\theta_3 - \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen}\theta_3' \right) \vec{i} \\ & + \left(\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{cos}\theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{cos}\theta_3 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{cos}\theta_3' \right) \vec{j} \end{aligned} \quad (3.48)$$

3.2.1.2. Velocidades derivando la ecuación de cierre

El estudio de la velocidad del sólido se puede realizar por medio de derivar la ecuación de cierre del mecanismo. Este proceso viene formulado por **L.Norton** que define la velocidad como, “la tasa de variación de la posición con respecto al tiempo. Como la posición \vec{R} que corresponde a un vector, por tanto, la velocidad es también una magnitud vectorial”. [4]

La velocidad puede ser angular $\vec{\omega}$ o lineal \vec{V} y viene dada por las ecuaciones: [4]

$$\frac{d\vec{\theta}}{dt} = \vec{\omega} \quad (3.49)$$

$$\frac{d\vec{R}}{dt} = \vec{V} \quad (3.50)$$

A continuación se procede al análisis de velocidades mediante el uso de álgebra compleja, no sin antes recordar que:

$$\vec{R} = r \cdot e^{i\theta} \quad (3.51)$$

Y que su derivada con respecto al tiempo es:

$$\vec{V} = \frac{d\vec{R}}{dt} = \dot{\vec{R}} = \dot{r} \cdot e^{i\theta} + i \cdot \dot{\theta} \cdot r \cdot e^{i\theta} \quad (3.52)$$

Donde \dot{r} y $\dot{\theta}$ denotan la variación de la magnitud lineal y angular con respecto al tiempo, usando la **ecuación de Euler para la trigonometría 3.3**, se obtiene:

$$\vec{V} = \dot{\theta} \cdot \dot{r} \cdot \cos \theta - \dot{\theta} \cdot r \cdot \text{sen} \theta + i \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{r} \cdot \text{sen} \theta + i \cdot \dot{\theta} \cdot r \cdot \cos \theta \quad (3.53)$$

Se parte de la ecuación de cierre del sub-mecanismo 4R:

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_4 = \vec{R}_2 + \vec{R}_3 \quad (3.54)$$

Expresándola en términos polares complejos:

$$r_1 \cdot e^{i\theta_1} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} = r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.55)$$

Se procede a derivar la ecuación de cierre usando la expresión 3.52. Los parámetros r_1 , r_2 , r_3 , r_4 y θ_1 son constantes a lo largo del tiempo por lo que su derivada es nula, obteniendo:

$$i \cdot \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} = i \cdot \dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.56)$$

La ecuación compleja se puede desarrollar usando la expresión de Euler 3.3 en:

$$i \cdot \dot{\theta}_4 \cdot r_4 (\cos \theta_4 + i \cdot \text{sen} \theta_4) = i \cdot \dot{\theta}_2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 + i \cdot \text{sen} \theta_2) + i \cdot \dot{\theta}_3 \cdot r_3 (\cos \theta_3 + i \cdot \text{sen} \theta_3) \quad (3.57)$$

Se opera con los términos que contienen i , sabiendo que i^2 es igual -1 para operar en las expresiones matemáticas, llegando a la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} -\dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + i \cdot \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4 &= -\dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + i \cdot \dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 - \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \\ &+ i \cdot \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 - \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + i \cdot \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4 \end{aligned} \quad (3.58)$$

Se igualan las partes reales e imaginarias y queda:

$$\begin{cases} -\dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 = -\dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 - \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \\ \dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4 = \dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 + \dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 \end{cases} \quad (3.59)$$

Puesto que las derivadas de θ_2 , θ_3 y θ_4 se corresponden con $\Omega_{2/1}$, $\Omega_{3/1}$ y $\Omega_{4/1}$ las expresiones quedarían como:

$$\begin{cases} -\Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 = -\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 - \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \\ \Omega_{4/1} \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4 = \Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 \end{cases} \quad (3.60)$$

En este caso la variable de entrada es $\Omega_{2/1}=360^\circ/\text{s}$, por lo que solo queda despejar de la expresión anterior los valores de $\Omega_{3/1}$ y $\Omega_{4/1}$, los cuales se han obtenido siguiendo el mismo procedimiento que se muestra desde la expresión (3.45) a la (3.47), y que quedan como se muestra en las siguientes expresiones:

$$\Omega_{3/1} = \Omega_{2/1} \frac{r_2}{r_3} \left(\frac{\cos \theta_2 \cdot \text{tg} \theta_4 - \text{sen} \theta_2}{\text{sen} \theta_3 - \text{tg} \theta_4 \cdot \cos \theta_3} \right) \quad (3.61)$$

$$\Omega_{4/1} = \Omega_{2/1} \frac{r_2 \cdot \text{sen}\theta_2}{r_4 \cdot \text{sen}\theta_4} + \Omega_{2/1} \frac{r_2 \cdot \text{sen}\theta_3}{r_4 \cdot \text{sen}\theta_4} \left(\frac{\cos\theta_2 \cdot \text{tg}\theta_4 - \text{sen}\theta_2}{\text{sen}\theta_3 - \text{tg}\theta_4 \cdot \cos\theta_3} \right) \quad (3.62)$$

Se puede comprobar dan el mismo resultado que por el método vectorial. Esto dato cuenta como valor indicativo de la veracidad de los resultados.

3.2.2. Aceleraciones

3.2.2.1. Aceleraciones método vectorial

Utilizando la definición de sólido rígido citada en el epígrafe 3.2.1.1, y la de campo de aceleraciones, como conjunto de todas las aceleraciones de un sólido. Se puede expresar la aceleración de un punto de un sólido conociendo la de otro perteneciente al mismo como el resultado de sumar una traslación más una rotación. [4]

Esto es lo que indica el *teorema de Charles*, citado en 3.2.1.1. [4]

$$\overrightarrow{A}_{p_{2/1}} = \overrightarrow{A}_{A_{2/1}} + \overrightarrow{\alpha}_{2/1} \times \overrightarrow{AP} + \overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times (\overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times \overrightarrow{AP}) \quad (3.63)$$

$\overrightarrow{A}_{p_{2/1}}$ = aceleración del punto que se quiere conocer, perteneciente al sólido dos.

$\overrightarrow{A}_{A_{2/1}}$ = aceleración de traslación de un punto cualquiera que se conoce, perteneciente al sólido dos.

$\overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times (\overrightarrow{\Omega}_{2/1} \times \overrightarrow{AP})$ = aceleración de rotación componente normal alrededor de un eje que pasa por A.

$\overrightarrow{\alpha}_{2/1} \times \overrightarrow{AP}$ = aceleración de rotación componente tangencial alrededor de un eje que pasa por A.

$\overrightarrow{\Omega}_{2/1}$ = velocidad de rotación del sólido 2 respecto al 1.

$\overrightarrow{\alpha}_{2/1}$ = aceleración angular de la barra 2 respecto a la barra 1.

\overrightarrow{AP} = vector de A a P.

El dato de entrada es $\overrightarrow{\Omega}_{2/1} = 360^\circ/\text{s}$ valor constante en el tiempo, por lo que $\overrightarrow{\alpha}_{2/1} = 0^\circ/\text{s}^2$.

Para el caso de un movimiento plano, que es el que se estudia aquí, la ecuación se puede simplificar quedando:

$$\overrightarrow{A_{p2/1}} = \overrightarrow{A_{A2/1}} + \overrightarrow{\alpha_{2/1}} \times \overrightarrow{AP} - \Omega_{2/1}^2 \cdot \overrightarrow{AP} \quad (3.64)$$

Sabiendo $\alpha_{2/1} = 0 \text{ } ^\circ / \text{s}^2$, que $\Omega_{2/1} = 360 \text{ } ^\circ / \text{s}$ y que el punto A pertenece al soporte, por lo que su aceleración es nula. Se tienen todos los datos para poder calcular la aceleración de B, como se muestra a continuación:

$$\overrightarrow{A_{B2/1}} = \overrightarrow{A_{A2/1}} + \overrightarrow{\alpha_{2/1}} \times \overrightarrow{AB} - \Omega_{2/1}^2 \cdot \overrightarrow{AB} = -\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 \vec{i} + \text{sen} \theta_2 \vec{j}) \quad (3.65)$$

Sabiendo que B pertenece a la vez a 2 y a 3 y que estos están unidos por el punto B mediante un par de rotación se puede obtener la siguiente igualdad.

$$\overrightarrow{A_{B2/1}} = \overrightarrow{A_{B3/1}} \quad (3.66)$$

El siguiente paso es calcular la aceleración del punto C respecto al sólido 3 a partir del valor conocido de la aceleración de un punto de 3, que es el B.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_{C3/1}} &= \overrightarrow{A_{B3/1}} + \overrightarrow{\alpha_{3/1}} \times \overrightarrow{BC} - \Omega_{3/1}^2 \cdot \overrightarrow{BC} = -\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 \vec{i} + \text{sen} \theta_2 \vec{j}) \\ &+ \alpha_{3/1} \cdot r_3 (-\text{sen} \theta_3 \vec{i} + \cos \theta_3 \vec{j}) - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \text{sen} \theta_3 \vec{j}) \end{aligned} \quad (3.67)$$

Sabiendo que E pertenece a 4 y a 1, por lo que su aceleración es nula, y que C también pertenece al sólido 4, se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_{C4/1}} &= \overrightarrow{A_{E4/1}} + \overrightarrow{\alpha_{4/1}} \times \overrightarrow{EC} - \Omega_{4/1}^2 \cdot \overrightarrow{EC} = +\overrightarrow{\alpha_{4/1}} \cdot r_4 (-\text{sen} \theta_4 \vec{i} + \cos \theta_4 \vec{j}) \\ &- \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 (\cos \theta_4 \vec{i} + \text{sen} \theta_4 \vec{j}) \end{aligned} \quad (3.68)$$

Sabiendo que C pertenece a la vez a los sólidos 3 y 4, que están unidos por el punto 4 mediante un par de rotación, se puede obtener la siguiente igualdad:

$$\overrightarrow{A_{C3/1}} = \overrightarrow{A_{C4/1}} \quad (3.69)$$

Como no se conocen los valores de $\alpha_{3/1}$ y $\alpha_{4/1}$, que son los que se quieren calcular. Se igualan las partes reales e imaginarias y se obtiene:

$$-\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cos \theta_2 - \alpha_{3/1} \cdot r_3 \operatorname{sen} \theta_3 - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cos \theta_3 = -\alpha_{4/1} \cdot r_4 \operatorname{sen} \theta_4 - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \cos \theta_4 \quad (3.70)$$

$$-\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \operatorname{sen} \theta_2 + \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cos \theta_3 - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \operatorname{sen} \theta_3 = \alpha_{4/1} \cdot r_4 \cos \theta_4 - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \operatorname{sen} \theta_4 \quad (3.71)$$

Despejando de la expresión (3.71) $\alpha_{4/1}$ queda:

$$\alpha_{4/1} = \frac{\Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \operatorname{sen} \theta_4 - \Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \operatorname{sen} \theta_2 + \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cos \theta_3 - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \operatorname{sen} \theta_3}{r_4 \cos \theta_4} \quad (3.72)$$

Introduciendo este valor en la expresión (3.70) y despejando el valor de $\alpha_{3/1}$ se obtiene la siguiente expresión:

$$\alpha_{3/1} = \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 + \operatorname{sen} \theta_2 \cdot \operatorname{tg} \theta_4) + \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 + \operatorname{sen} \theta_3 \cdot \operatorname{tg} \theta_4) - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 (\cos \theta_4 + \operatorname{sen} \theta_4 \cdot \operatorname{tg} \theta_4)}{r_3 (\cos \theta_3 \cdot \operatorname{tg} \theta_4 - \operatorname{sen} \theta_3)} \quad (3.73)$$

Introduciendo este valor en la expresión (3.72) y despejando el valor de $\alpha_{4/1}$ se obtiene la siguiente expresión:

$$\alpha_{4/1} = \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 + \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4}{r_4 \cdot \operatorname{sen} \theta_4} + \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot (\cos \theta_2 + \operatorname{sen} \theta_2) + \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot (\cos \theta_3 + \operatorname{sen} \theta_3) - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \cdot (\cos \theta_4 + \operatorname{sen} \theta_4)}{r_3 \cdot (\cos \theta_3 - \operatorname{sen} \theta_3) \cdot r_4 \cdot \operatorname{sen} \theta_4} \quad (3.74)$$

El siguiente paso es calcular la aceleración del punto D respecto al sólido 3 a partir del valor conocido de la aceleración de un punto de 3, que es el D.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_{D/3}} &= \overrightarrow{A_{C/3}} + \overrightarrow{\alpha_{3/1}} \times \overrightarrow{CD} - \Omega_{3/1}^2 \cdot \overrightarrow{CD} = -\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 \vec{i} + \operatorname{sen} \theta_2 \vec{j}) + \alpha_{3/1} \cdot r_3 (-\operatorname{sen} \theta_3 \vec{i} + \cos \theta_3 \vec{j}) \\ &\quad - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \operatorname{sen} \theta_3 \vec{j}) + \alpha_{3/1} \cdot r_3 (-\operatorname{sen} \theta_3 \vec{i} + \cos \theta_3 \vec{j}) - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \operatorname{sen} \theta_3 \vec{j}) \end{aligned} \quad (3.75)$$

3.2.2.2. Aceleraciones derivando la ecuación de cierre

La aceleración se define como “la tasa de cambio de velocidad con respecto al tiempo”. La velocidad (V, w) es una cantidad vectorial y también la aceleración. Estas pueden ser angulares o lineales. La angular será denotada como α y la lineal como A . [4]

$$\frac{d\vec{w}}{dt} = \vec{\alpha} \quad (3.73)$$

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{A} \quad (3.74)$$

A continuación se procede al análisis de aceleraciones mediante el uso de álgebra compleja, no sin antes recordar que:

$$\vec{R} = r \cdot e^{i\theta} \quad (3.75)$$

Siendo su derivada con respecto al tiempo es:

$$\vec{V} = \frac{d\vec{R}}{dt} = \dot{\vec{R}} = \dot{r} \cdot e^{i\theta} + i \cdot \dot{\theta} \cdot r \cdot e^{i\theta} \quad (3.76)$$

Y que su segunda derivada con respecto al tiempo es la aceleración que se expresa como:

$$\vec{A} = \frac{d^2\vec{R}}{dt^2} = \ddot{\vec{R}} = r \cdot \ddot{\theta} \cdot i \cdot e^{i\theta} - r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot e^{i\theta} + \ddot{r} \cdot e^{i\theta} + \dot{r} \cdot \dot{\theta} \cdot i \cdot e^{i\theta} \quad (3.77)$$

Sabiendo que todas las derivadas de r son nulas para el caso de estudio quedan como una composición de una aceleración tangencial, cuyo término lleva la segunda derivada de θ , y de una aceleración normal cuyo término contiene siempre los elementos que lleven la primera derivada de θ elevada al cuadrado. [4]

$$\vec{A} = r \cdot \ddot{\theta} \cdot i \cdot e^{i\theta} - r \cdot \dot{\theta}^2 \cdot e^{i\theta} \quad (3.78)$$

$$\vec{A} = \vec{A}^T + \vec{A}^N \quad (3.79)$$

Para el cálculo de aceleraciones por el método de la segunda derivada de la ecuación de cierre se parte de la ecuación de la velocidad obtenida anteriormente:

$$i\dot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} = i\dot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} + i\dot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.80)$$

Se vuelve a derivar con respecto al tiempo, sabiendo que todas las derivadas de r son nulas y se obtiene la siguiente expresión:

$$i\ddot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} - r_4 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot e^{i\theta_4} = i\ddot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} - r_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \cdot e^{i\theta_2} + i\ddot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} - r_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.81)$$

Desarrollando la expresión queda:

$$i\ddot{\theta}_4 \cdot r_4 \cdot (\cos \theta_4 + i \operatorname{sen} \theta_4) - r_4 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot (\cos \theta_4 + i \operatorname{sen} \theta_4) = i\ddot{\theta}_2 \cdot r_2 \cdot (\cos \theta_2 + i \operatorname{sen} \theta_2) - r_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \cdot (\cos \theta_2 + i \operatorname{sen} \theta_2) \\ + i\ddot{\theta}_3 \cdot r_3 \cdot (\cos \theta_3 + i \operatorname{sen} \theta_3) - r_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \cdot (\cos \theta_3 + i \operatorname{sen} \theta_3) \quad (3.82)$$

Igualando sus partes real e imaginaria queda:

$$r_4 \cdot \ddot{\theta}_4 \cdot \cos \theta_4 - r_4 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_4 = r_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot \cos \theta_2 - r_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_2 + r_3 \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot \cos \theta_3 - r_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_3 \quad (3.83)$$

$$r_4 \cdot \ddot{\theta}_4 \cdot \operatorname{sen} \theta_4 - r_4 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot \cos \theta_4 = -r_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot \operatorname{sen} \theta_2 - r_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot \operatorname{sen} \theta_3 - r_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \cdot \cos \theta_3 \quad (3.84)$$

Puesto que:

$$\dot{\theta}_2 = \Omega_{2/1}$$

$$\ddot{\theta}_2 = \alpha_{2/1}$$

Siendo igual para el resto de los sólidos. Sustituyendo estos valores las expresiones quedan:

$$r_4 \cdot \alpha_{4/1} \cdot \cos \theta_4 - r_4 \cdot \Omega_{4/1}^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_4 = r_2 \cdot \alpha_{2/1} \cdot \cos \theta_2 - r_2 \cdot \Omega_{2/1}^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_2 + r_3 \cdot \alpha_{3/1} \cdot \cos \theta_3 - r_3 \cdot \Omega_{3/1}^2 \cdot \operatorname{sen} \theta_3 \quad (3.84)$$

$$r_4 \cdot \alpha_{4/1} \cdot \operatorname{sen} \theta_4 - r_4 \cdot \Omega_{4/1}^2 \cdot \cos \theta_4 = r_2 \cdot \alpha_{2/1} \cdot \operatorname{sen} \theta_2 - r_2 \cdot \Omega_{2/1}^2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \cdot \alpha_{3/1} \cdot \operatorname{sen} \theta_3 - r_3 \cdot \Omega_{3/1}^2 \cdot \cos \theta_3 \quad (3.86)$$

Despejando de la expresión 3.61 $\alpha_{4/1}$ queda:

$$\alpha_{4/1} = \frac{\Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \operatorname{sen} \theta_4 - \Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \operatorname{sen} \theta_2 + \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cos \theta_3 - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \operatorname{sen} \theta_3}{r_4 \cos \theta_4} \quad (3.87)$$

Introduciendo este valor en la expresión 3.62 y despejando el valor de $\overline{\alpha_{3/1}}$ se obtiene la siguiente expresión:

$$\alpha_{3/1} = \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 + \operatorname{sen} \theta_2 \cdot \operatorname{tg} \theta_4) + \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 + \operatorname{sen} \theta_3 \cdot \operatorname{tg} \theta_4) - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 (\cos \theta_4 + \operatorname{sen} \theta_4 \cdot \operatorname{tg} \theta_4)}{r_3 (\cos \theta_3 \cdot \operatorname{tg} \theta_4 - \operatorname{sen} \theta_3)} \quad (3.88)$$

Introduciendo este valor en la expresión (3.87) y despejando el valor de $\overline{\alpha_{4/1}}$ se obtiene la siguiente expresión:

$$\alpha_{4/1} = \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 + \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \cdot \cos \theta_4}{r_4 \cdot \operatorname{sen} \theta_4} + \frac{\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot (\cos \theta_2 + \operatorname{sen} \theta_2) + \Omega_{3/1}^2 \cdot (\cos \theta_3 + \operatorname{sen} \theta_3) - \Omega_{4/1}^2 \cdot r_4 \cdot (\cos \theta_4 + \operatorname{sen} \theta_4)}{r_3 \cdot (\cos \theta_3 - \operatorname{sen} \theta_3) \cdot r_4 \cdot \operatorname{sen} \theta_4} \quad (3.89)$$

Como se puede comprobar por ambos métodos se llegan a las mismas expresiones para $\alpha_{3/1}$ y de $\alpha_{4/1}$, lo cual sirve de indicativo para saber que los valores están bien calculados.

3.2.3. Interpretación de la velocidad y aceleración de las barras 5 y 6.

Con los valores de la posición obtenidos en el apartado 3.1.2 es posible caracterizar el movimiento de las barras 5 y 6. Para poder comprender esto hay que reconocer que el punto D existe en tres sólidos: en la barra 3 o acoplador, en la 5 y en la 6.

Debido a la restricción impuesta por el diseño del mecanismo la barra 6 solo puede moverse en horizontal y la 5 solo puede moverse por la 6 en vertical. Estas dos premisas caracterizarán la identificación de los términos que se realizará a continuación:

Antes de esto, sabiendo que D pertenece a la vez a los sólidos 3 y 5, que están unidos por el punto D mediante un par de rotación, se puede obtener la siguiente igualdad:

$$\overline{V}_{D_{3/1}} = \overline{V}_{D_{5/1}} \quad (3.90)$$

Partiendo de estas premisas se pueden identificar los siguientes términos de la expresión 3.91

$$\begin{aligned} \overline{V}_{D_{5/1}} = & \left(-\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 - \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 - \Omega_{3/1} \cdot r_3' \cdot \text{sen} \theta_3' \right) \vec{i} \\ & + \left(\Omega_{2/1} \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 + \Omega_{3/1} \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 + \Omega_{3/1} \cdot r_3' \cdot \cos \theta_3' \right) \vec{j} \end{aligned} \quad (3.91)$$

- En la expresión 3.91 se expresa la velocidad absoluta del punto D del sólido 5 respecto al 1. Es similar a como se expresó en la ecuación 3.20 para $\overline{V}_{D_{3/1}}$. Su dirección es perpendicular al vector \overline{CD} , perteneciente a la barra 3 y su sentido viene determinado por la velocidad de rotación $\Omega_{3/1}$.
- Los términos que aparecen con componente horizontal vectorial o \vec{i} , se corresponden con la velocidad de arrastre del sólido 6 respecto al 1, que se puede escribir como $\overline{V}_{D_{6/1}}$ y su dirección viene dada por el eje de deslizamiento de 6 a 1.
- Los términos que aparecen con componente vertical vectorial o \vec{j} , se corresponden con la velocidad relativa del punto del sólido 5 respecto al 6, o $\overline{V}_{D_{5/6}}$. Su dirección es la del eje de deslizamiento de 5 respecto a 6.

La expresión que se extrae y que se puede observar en la figura 3.5 es:

$$\overrightarrow{V}_{D_{5/1}} = \overrightarrow{V}_{D_{5/6}} + \overrightarrow{V}_{D_{6/1}} \quad (3.92)$$

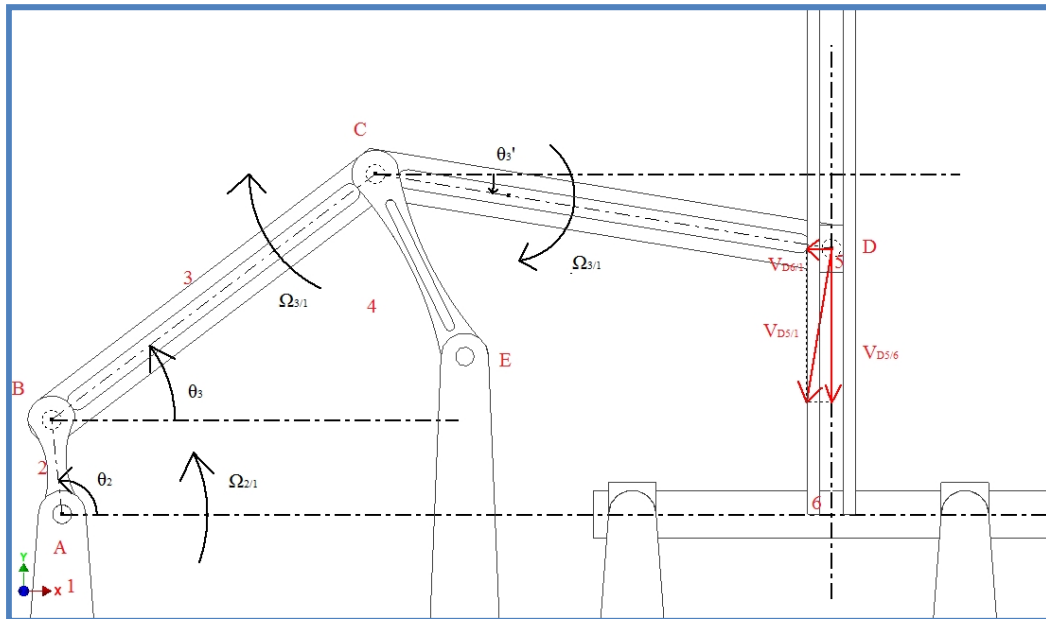


Figura 3.5. Esquema interpretación de velocidades del punto D.

Este proceso se puede aplicar a la aceleración, sabiendo que D pertenece a la vez a los sólidos 3 y 5, que están unidos por el punto D mediante un par de rotación se puede obtener la siguiente igualdad.

$$\overrightarrow{A}_{D_{3/1}} = \overrightarrow{A}_{D_{5/1}} \quad (3.93)$$

Partiendo de esta premisa y la explicada al comienzo de este apartado acerca de las limitaciones en el movimiento derivadas de las impuestas en el diseño, se pueden identificar los términos de la expresión 3.94:

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A}_{D_{5/1}} = & -\Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 (\cos \theta_2 \vec{i} + \text{sen} \theta_2 \vec{j}) + \alpha_{3/1} \cdot r_3 (-\text{sen} \theta_3 \vec{i} + \cos \theta_3 \vec{j}) \\ & -\Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \text{sen} \theta_3 \vec{j}) + \alpha_{3/1} \cdot r_3 (-\text{sen} \theta_3' \vec{i} + \cos \theta_3' \vec{j}) - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 (\cos \theta_3 \vec{i} + \text{sen} \theta_3 \vec{j}) \end{aligned} \quad (3.94)$$

- En la ecuación (3.94) se expresa la aceleración absoluta del punto D del sólido 5 respecto al sólido 1 o $\overrightarrow{A}_{D_{5/1}}$. En sus componentes tangenciales, que son las que llevan términos derivados de aplicar la **ecuación de Euler para trigonometría 3.3**, del tipo $r \cdot \alpha \cdot i \cdot e^{i\theta}$, así como las normales, que son las que llevan términos

derivados de aplicar de la misma forma la ecuación a términos del tipo $-r \cdot \Omega^2 \cdot e^{i\theta}$.

- Los términos que aparecen con componente horizontal vectorial o \vec{i} , se corresponden con la aceleración de arrastre del sólido 6 respecto al sólido 1 $\overrightarrow{A}_{D_{6/1}}$.

$$\overrightarrow{A}_{D_{6/1}} = -\alpha_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \vec{i} - \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3' \vec{i} - \Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2 \vec{i} - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 \vec{i} - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3' \vec{i} \quad (3.95)$$

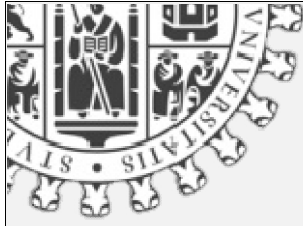
- Los términos que aparecen con componente vertical vectorial o \vec{j} , se corresponden con la aceleración relativa del punto del sólido 5 respecto al 6, o $\overrightarrow{A}_{D_{5/6}}$.

$$\overrightarrow{A}_{D_{5/6}} = \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3 \vec{j} + \alpha_{3/1} \cdot r_3 \cdot \cos \theta_3' \vec{j} - \Omega_{2/1}^2 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 \vec{j} - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \vec{j} - \Omega_{3/1}^2 \cdot r_3 \cdot \text{sen} \theta_3' \vec{j} \quad (3.96)$$

De este desglose se puede observar que no aparece ningún término de Coriolis, aunque se pudiese pensar a priori que fuese a aparecer. Esto es debido a que la barra 5 que es la que se mueve sobre la guía en movimiento no rota solo se desplaza linealmente junto con la barra 6. Las componentes serían del tipo $2 \cdot \omega_{5/1} \times v_{5/6}$ y no existe ninguna.

Pudiéndose extraer la siguiente expresión, que permite relacionar la aceleración del punto D del sólido 3 respecto al 1, con la del sólido 6 respecto al 1 y con la aceleración del sólido 5 respecto al 6, tal y como se muestra a continuación:

$$\overrightarrow{A}_{D_{3/1}} = \overrightarrow{A}_{D_{5/1}} = \overrightarrow{A}_{D_{5/1}}^T + \overrightarrow{A}_{D_{5/1}}^N + \overrightarrow{A}_{D_{5/1}}^{CORIOLIS} = \overrightarrow{A}_{D_{5/6}} + \overrightarrow{A}_{D_{6/1}} \quad (3.97)$$



Capítulo IV: Simulación mediante Autodesk Inventor

4.1. Parte CAD.....	50
4.1.1. Diseño de la máquina de corte.....	60
4.2. Parte CAE.....	147
4.2.1. Introducción.....	147
4.2.2. Simulación dinámica.....	148

4.1. Parte CAD

En el presente capítulo se exponen las pautas y la metodología empleada para diseñar a través de la herramienta informática Autodesk Inventor el mecanismo de seis barras con parada o detenimiento.

El software Autodesk Inventor permite, de una forma intuitiva y fácil, ir creciendo en los diseños partiendo de geometrías sencillas en 2D. Mediante la aplicación de operaciones de modelado se consiguen construir sólidos en 3D. Pudiendo añadir o modificar elementos, de forma simple y rápida, sin tener que volver a repetir los diseños iniciales.

Esta característica es especialmente importante en un diseño grande y detallista en el que ese cuentan con muchos elementos secundarios, como ejes, rodamientos, y motores eléctricos repetidos de forma completa o presentando muy leves modificaciones en su geometría.

Se confirmará que partiendo del diseño aislado de varios elementos bidimensionales de dimensiones conocidas, se puede formar un conjunto tridimensional que permite la variabilidad de todos sus parámetros, actualizando el sólido resultante al instante.

Una vez finalizada la construcción del mecanismo el software permite crear planos de todas y cada una de las piezas en formato (*.*dwg*). Al final del presente trabajo se adjuntan los planos detallados tanto del conjunto como de cada uno de los elementos en el anexo V.

Aprovechando este software se ha diseñado un prototipo muy simple para poder observar el movimiento y poder realizar un estudio previo para optimizar el diseño final y estudiar aplicación se podría diseñar basándose en su geometría para poder diseñar algo más específico que un sistema mecánico que solo muestra su geometría en movimiento sin aplicación ninguna. El proceso de diseño del prototipo se ha incluido en el anexo I.

De este estudio previo al diseño final se saca la conclusión la ventaja del mecanismo es el movimiento guiado de la barra 6 que se observa en la figura 4.1. Este sistema guiado permite una gran precisión para una aplicación de movimiento de avance como:

- Máquina de corte.
- Máquina perforadora o taladradora.
- Sistemas guiados de cierre.
- Aplicación de puntos de soldadura.

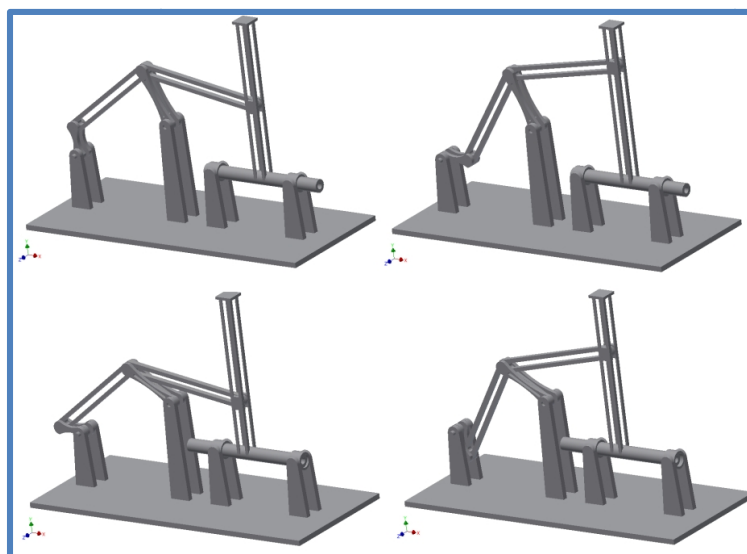
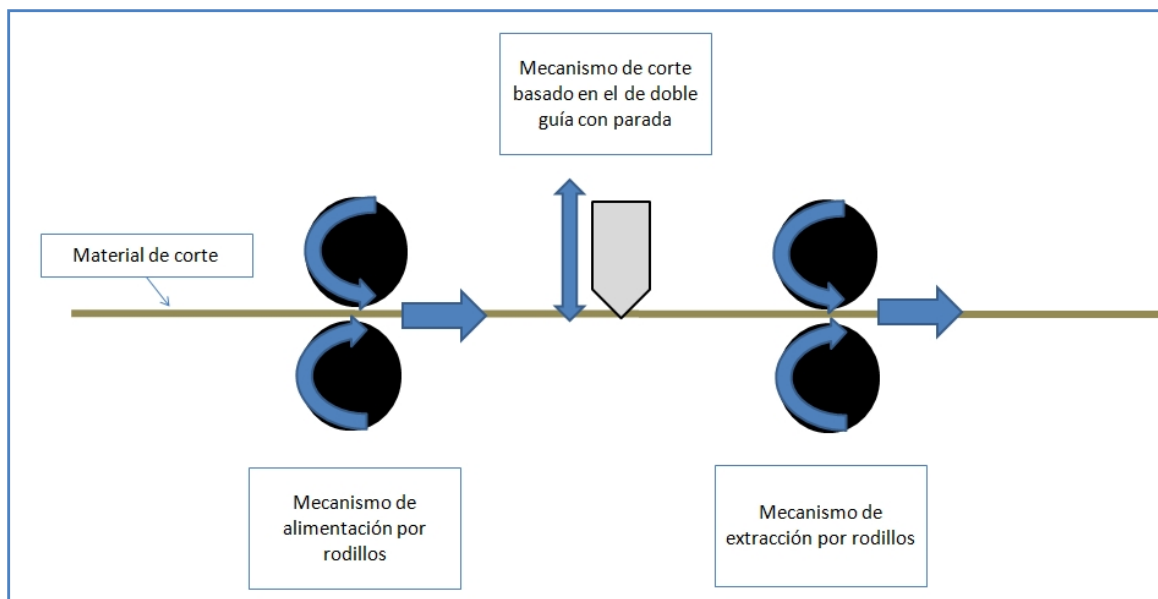


Figura 4.1. Diferentes posiciones del prototipo del mecanismo.

Recopilando esta información se va a proceder a diseñar la aplicación de máquina de corte. Obviamente esta tendrá como finalidad el corte y para completarla y que sea algo más que un mecanismo de corte se va a diseñar un sistema de alimentación y extracción basado en dos sistemas mecánicos iguales de cilindros paralelos con movimiento en sentidos opuestos (una laminadora).

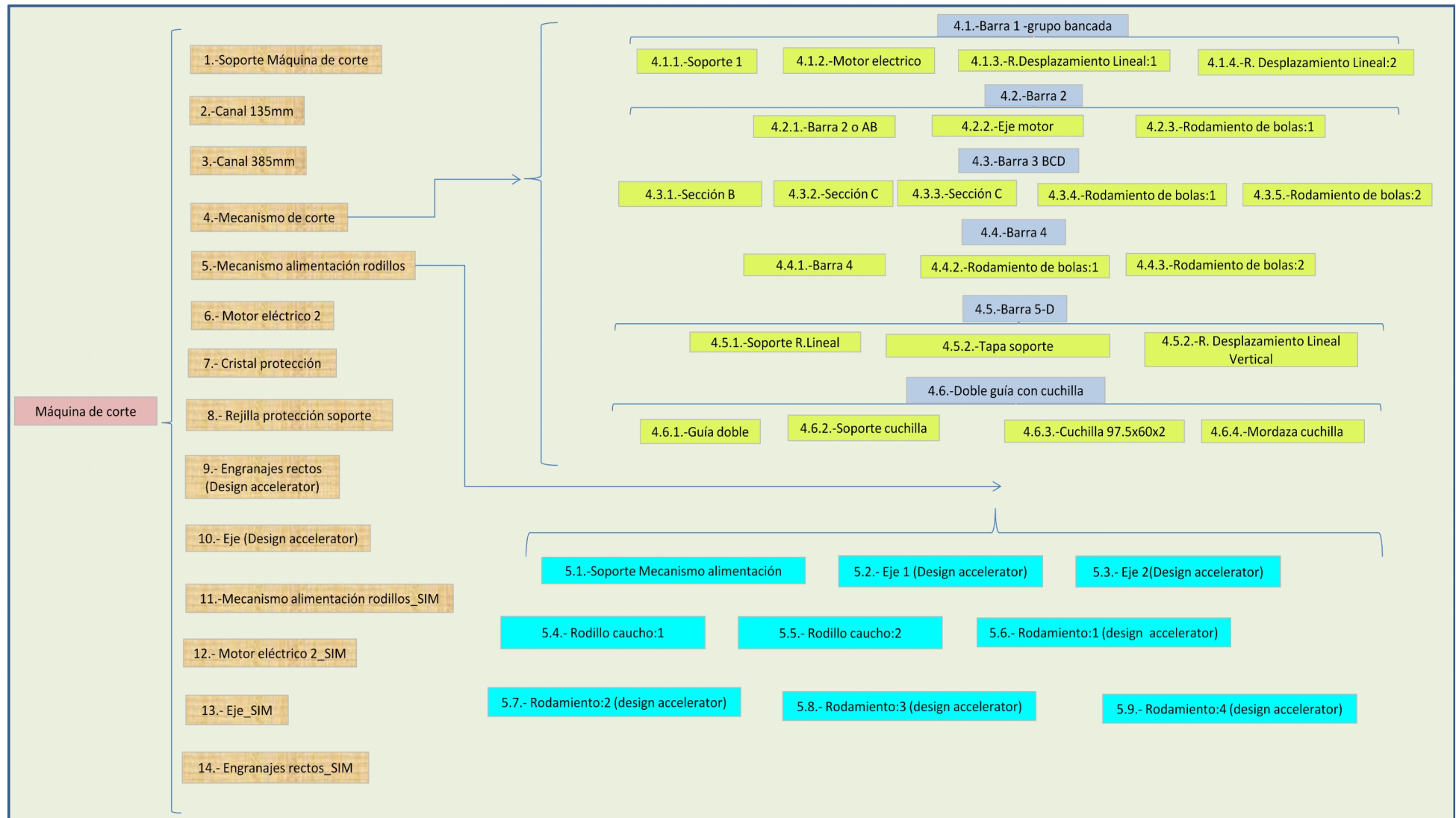
El funcionamiento se estudiará y el porqué de este diseño se estudiará en el capítulo VIII. El funcionamiento de la máquina se muestra en el esquema 4.1.



Esquema 4.1. Diagrama con el esquema de funcionamiento de la máquina que se va a diseñar.

En este capítulo se exponen las pautas para realizar el diseño de la aplicación para una máquina de corte teniendo como elemento principal el mecanismo de 6 barras con detenimiento.

El procedimiento que se usará para explicar el diseño de las piezas será partir de las componentes de la máquina de corte e ir de lo más básico hasta llegar a los sólidos compuestos más complejos. Para que se entienda el ensamblaje final, se explicará el proceso de diseño y el de ensamblaje de forma continua siguiendo el esquema 4.2.



Esquema 4.2. Esquema de componentes de la máquina de corte incluyendo el esquema de los del mecanismo de corte, así como los del de alimentación.

El procedimiento de diseño se basa en la creación de bocetos, normalmente en 2D, para mediante la aplicación de una o varias operaciones de modelado 3D crear una pieza. Con un conjunto de éstas, se creará un ensamblaje, que a su vez puede ser incluido como un componente en otro de mayor orden.

Para acceder a esta opción lo primero es crear un archivo del tipo (*.ipt), el cual se consigue a través de la barra de herramientas, nuevo, y sobre la ventana que se despliega se selecciona **Pieza**.

A través del entorno **Boceto** se puede alcanzar cualquier geometría en 2D que derive o se componga de elementos básicos de dibujo plano: círculos, rectángulos, líneas, elipses..., aparte también permite todo tipo de operaciones simples como copiar, pegar, girar, escalar..., mediante una barra de herramientas en la parte superior del interfaz del programa como muestra la figura 4.2.

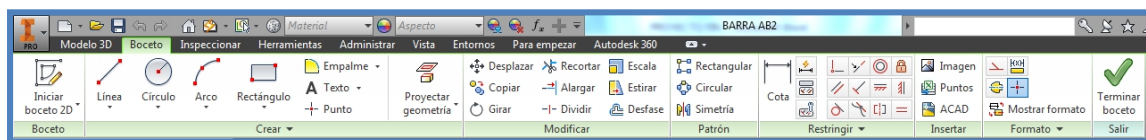


Figura 4.2. Barra herramientas del entorno boceto.

A la hora de diseñar no es necesario introducir el tamaño exacto de los elementos, si no que se da a *posteriori* con el comando **Cota**.

La creación de estos bocetos se completa creando restricciones, mediante el comando **Restringir**, que aplica limitaciones entre diferentes elementos del boceto, como pueden ser: *coincidencia*, *perpendicularidad*, *paralelismo*, *distancia*, *ángulo*, *verticalidad*, *horizontalidad*, etc. Estas restricciones se aplican desde la barra de herramientas del entorno boceto.

Dentro de las operaciones de modelado 3D que ofrece Autodesk Inventor las más utilizadas son: *extrusión*, *revolución*, *barrido*, *agujero*, *rosca*, *empalme*.



Figura 4.3. Barra herramientas del entorno Modelado 3D.

1. La operación **Extrusión** genera un sólido con la forma del boceto elegido. Normalmente, se aplica sobre superficies cerradas a las que se les asigna un espesor deseado, es decir, que proyecta la superficie a lo largo de un eje para alcanzar un volumen.
2. La operación de **Revolución** genera un sólido haciendo rotar un boceto alrededor de un eje. Se debe aplicar sobre un boceto cerrado por su geometría o por el eje de la revolución.
3. El **Barrido**, que ofrece muchas posibilidades, puesto que genera un sólido proyectando un boceto 2D por una trayectoria que puede ser generada por uno 2D o 3D.
4. El **Agujero**, **Rosca** y **Empalme** son usadas como operaciones secundarias para rebajar material, en el caso del **Agujero** y el **Empalme**, y la **Rosca** para modificar una superficie cilíndrica haciendo que resulte sencillo darle la geometría de una rosca normalizada.

Dentro de las operaciones Autodesk Inventor permite diferentes opciones corte, simetría, operaciones asimétricas, la intersección de un sólido ya existente con el que se quiere crear etc.

Para poder posteriormente ensamblar un mecanismo, en ocasiones es necesario realizar una operación de **Simetría** respecto de algún plano de trabajo o de referencia. También se puede aplicar la operación **Patrón** para reproducir cierto número de veces, alguna de modelado 3D.

Para comenzar con el proceso de montaje, lo primero es crear un archivo del tipo ***.iam**, el cual se consigue a través de la barra de herramientas, pinchando **nuevo** y seleccionando la opción **Ensamblaje**.

Lo siguiente que hay que hacer es insertar los componentes del mecanismo, piezas u otros ensamblajes.

Lo ideal es insertar las componentes cerca de su posición final para tenerlas ubicadas. Para ello se selecciona la opción **Insertar** en la barra de herramientas de **Ensamblar**, para acabar seleccionando el archivo en la ventana **insertar componente**. Lo ideal es insertar las componentes cerca de su posición final para tenerlas ubicadas.

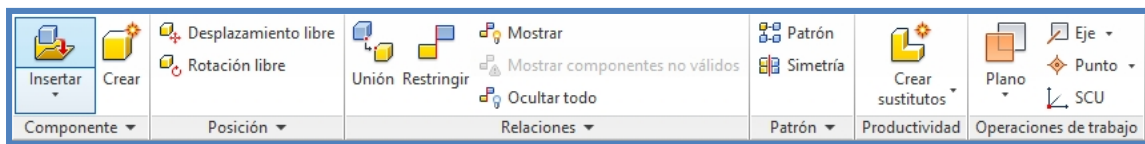


Figura 4.4. Barra herramientas- Ensamblar.

Una vez insertadas todas las piezas se procede a la aplicación de restricciones con el comando **Restringir** de la barra de herramientas **Ensamblar**. Autodesk Inventor ofrece las siguientes opciones de ensamblaje: *insertar*, *coincidencia* y *nivelación*, *tangente*, *ángulo* y *simetría*.

1. La operación **Insertar** es para ejes se usa para conseguir articulaciones, o pares de revolución.
2. La operaciones **Coincidencia** y **Nivelación**, se usan respectivamente para hacer coincidentes dos elementos ya sean planos, caras de operaciones, ejes y aristas, o nivelar dos caras.
3. Las operaciones **Tangente**, **Ángulo** y **Simetría** realizan las operaciones a las que dan nombre sobre planos o ejes y en el caso de la simetría sobre piezas enteras.

Autodesk Inventor está orientado a diseño en ingeniería donde hay infinidad de elementos normalizados, ejes, tornillos, rodamientos, muelles, ranuras, engranajes etc. Por eso dentro de un ensamblaje el software permite diseñar y calcular elementos normalizados archivados en el centro de contenidos.

El módulo Design Accelerator es un componente importante del diseño funcional. Permite realizar cálculos y adoptar decisiones de ingeniería para identificar los componentes normalizados o crear geometría basada en normas. Los comandos de Design Accelerator simplifican el proceso de diseño. Automatizan las selecciones y la

creación de geometría, mejoran la calidad del diseño inicial mediante su validación con respecto a los requisitos del diseño y aumentan la normalización, ya que permiten seleccionar los mismos componentes para las mismas tareas.

Design Accelerator proporciona un grupo de generadores de componentes y asistentes de cálculo con los que es posible crear de forma automática componentes adecuados mecánicamente a través de atributos mecánicos simples o detallados. Por ejemplo, se puede usar el generador de conexiones por perno para insertar de una forma rápida una conexión por perno, ya que el generador facilita la selección de las piezas adecuadas y los agujeros, y ensambla los componentes.

Para insertar componentes usando los generadores y asistentes de cálculo de Design Accelerator, se trabaja en los entornos de ensamblaje o de conjunto soldado. En la barra de herramientas el entorno **Diseño**. Se mostrarán los generadores de componentes y asistentes de cálculo disponibles. Los generadores y los asistentes de cálculo se agrupan según sus áreas funcionales. Por ejemplo, todas las soldaduras están agrupadas.

En la parte de la interfaz de Inventor para ejecutar este tipo de comandos en la parte **Diseño** se especifican las opciones de inserción y se selecciona el tipo de componentes que se desea insertar y en la de **Cálculo** se introducen los valores para el mismo.

Además Autodesk Inventor ofrece múltiples materiales normalizados y genéricos desde su centro de contenidos así como opciones de acabados para sus piezas: colores, patrones, efecto cristal. Además ofrece opciones como texturas, relieves, matizados etc.

La figura 4.5 muestra el proceso para seleccionar una material y un aspecto diferente al de ese material por defecto para el soporte de la máquina de corte. La opción de aspecto se puede aplicar tanto en ensamblajes enteros, piezas y en operaciones pudiendo conseguir varios aspectos diferentes dentro de una pieza. La de material por pieza o ensamblaje.

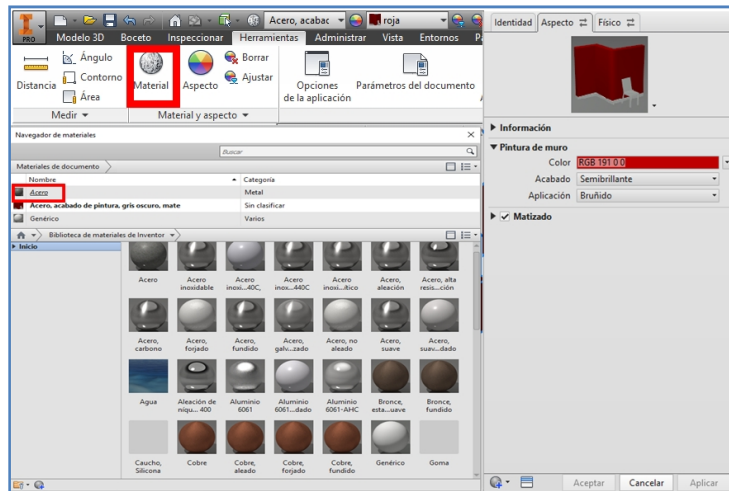


Figura 4.5. Selección de material y aspecto para soporte.

Todos los valores de los materiales y aspectos se muestran en la tabla 4.1.

ELEMENTOS	COMPONENTE	MATERIAL	DENSIDAD	ACABADO
SOPORTE MÁQUINA		Acero	8 g/cm ³	Rojo brillante
	CANAL 135 mm	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	CANAL 385mm	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
GRUPO BANCADA	Soporte 1	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	Motor Eléctrico	Acero	8 g/cm ³	Cian
	Rodamiento D.Lineal	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido, goma y cromo
	Rodamiento D.Lineal	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido, goma y cromo
BARRA 2	Barra 2	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero Pulido
	Eje motor	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
	Rodamiento Bolas	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y cromo
BARRA 3	Sección B	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	Sección C	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero Pulido
	Sección D	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	Rodamiento de bolas	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y

				cromo
	Rodamiento de bolas	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y cromo
BARRA 4	Barra 4	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero Pulido
	Rodamiento de bolas	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y cromo
	Rodamiento de bolas	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y cromo
BARRA 5	Soporte	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero Pulido
	Tapa soporte	Acero	8 g/cm ³	Acero semipulido y cromo
	Rodamiento D.Lineal	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido, goma y cromo
BARRA 6 o Doble guía con cuchilla	Doble guía	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
	Soporte cuchilla	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	Mordaza	Acero	8 g/cm ³	Negro mate
	Cuchilla	Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero pulido
SOPORTE MECANISMO DE ALIMENTACIÓN		Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
RODILLOS CAUCHO		Caucho	0,930 g/cm ³	Goma textura gruesa
RODAMIENTOS (Design Acellerator)		Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
EJES (Design Acellerator)		Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
ENGRANAJES (Design Acellerator)		Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Acero semipulido
CRISTAL PROTECCIÓN		Cristal Templado	2,420 g/cm ³	Claro
REJILLA PROTECCIÓN		Acero Inoxidable	8 g/cm ³	Rejilla

Tabla 4.1. Material por pieza y aspecto por piezas y operaciones.

4.1.1. Diseño de la máquina de corte

A continuación se va a proceder a diseñar la máquina de corte en su conjunto. Para ello se irá explicando pieza a pieza, subensamblaje a subensamblaje, hasta alcanzar la geometría deseada en 3D.

Aparte de alcanzar la geometría deseada, en el diseño ha influido el proceso de montaje que se pueda dar en una posible fabricación, así como el uso al que va estar destinado.

Como se han empleado tantos componentes en el diseño se ha decidido que para poder visualizar bien los bocetos se ha creado un anexo con los planos de la máquina para poder estudiar la geometría más en profundidad.

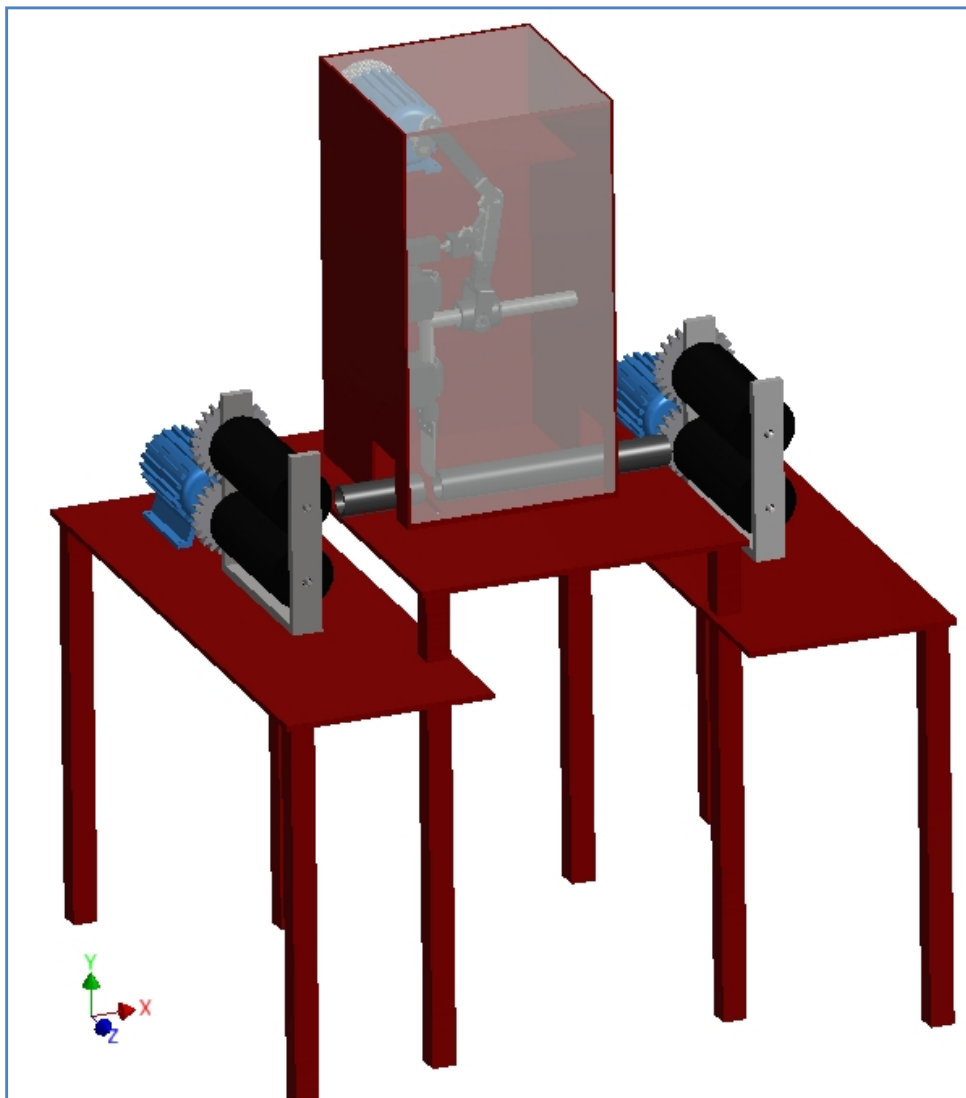


Figura 4.6. Máquina de corte con todos sus elementos visibles.

4.1.1.1 Soporte Máquina de Corte

Para el diseño del soporte de la máquina de corte han sido necesarias:

- 13 extrusiones con sus correspondientes bocetos.
- 5 planos de trabajo.

El primer boceto se sitúa en el plano XZ, sobre él se efectúa una extrusión de 10 mm del tipo añadir material en el sentido -Y.

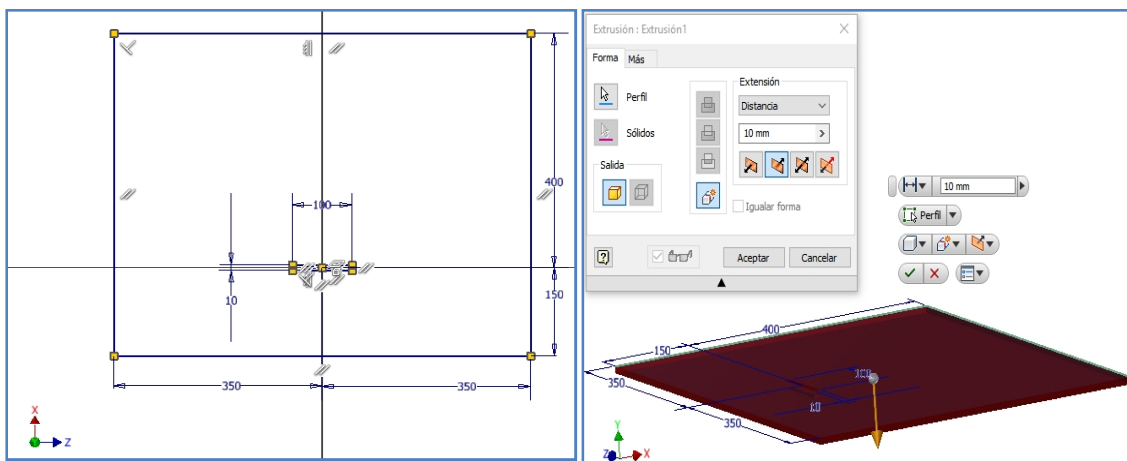


Figura 4.7.A. Boceto 1 para realizar la extrusión 1-Izquierda. Figura 4.7.B. Extrusión 1-Derecha.

El segundo boceto se sitúa en la cara superior del anterior y consiste en un rectángulo dentro de otro de tal forma que quede un espesor de 5 mm. Éste servirá para efectuar una extrusión de 670 mm del tipo añadir material en el sentido Y.

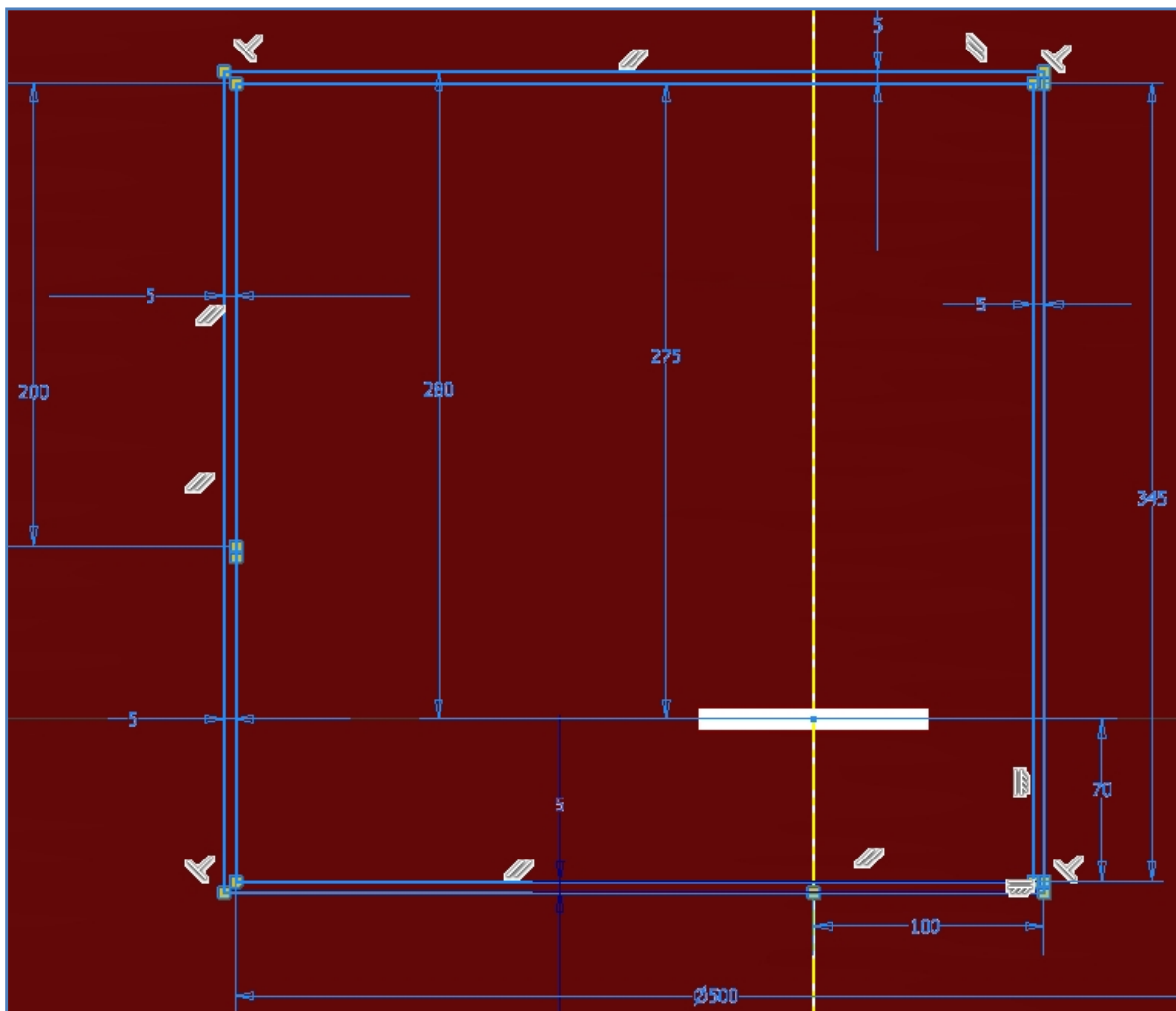


Figura 4.8. Boceto 2 para realizar la operación para crear la parte superior del soporte o extrusión 2.

El tercer boceto es para una extrusión del tipo restar material de la parte frontal de la operación anterior. Éste consiste en un rectángulo que genera un marco de 10 mm en la parte inferior y superior y de 5 mm en los laterales. La operación de extrusión se lleva a cabo hasta la cara trasera de la parte frontal de la operación anterior.

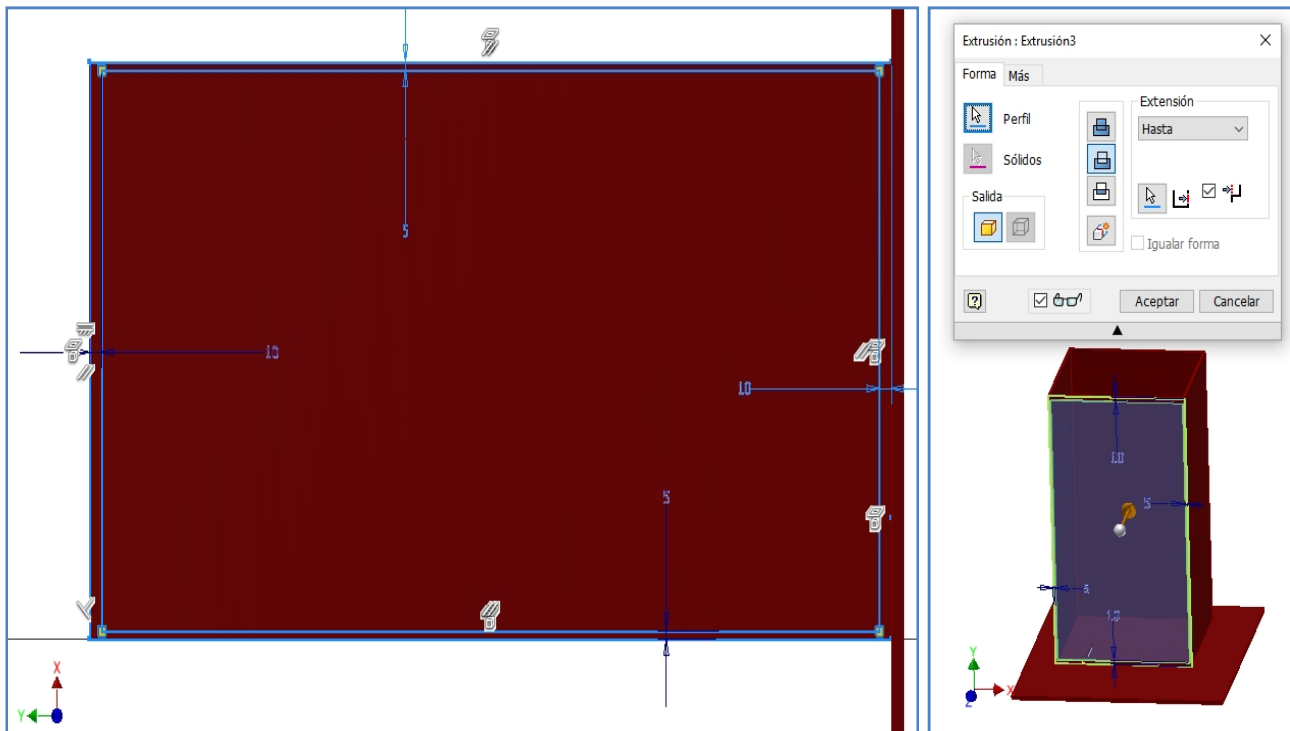


Figura 4.9.A. Boceto 3 para realizar vaciado para marco o extrusión 3- Izquierda. Figura 4.9.B. Extrusión del marco- Derecha.

El cuarto boceto sirve para una operación de corte, que servirá para realizar los huecos en los laterales por los que se introducirá el tubo semirrígido. Es un cuadrado con el centro de uno de sus lados en el origen. La opción elegida para el corte es *todo* y así realiza éste con todas las partes del sólido en esa trayectoria.

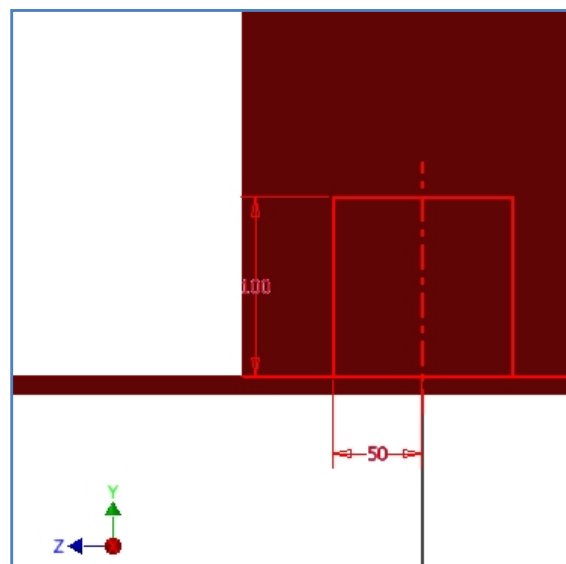


Figura 4.10. Boceto 4 para realizar vaciado para huecos laterales o extrusión 4.

Para la realización de la quinta extrusión se ha necesitado un plano de trabajo paralelo a XZ desfasado 520 mm en sentido Y.

El quinto boceto es un rectángulo que es igual a la proyección de la parte interior de la primera extrusión. Sobre este se realiza una extrusión de 5 mm.

Para la realización de la sexta extrusión es necesario crear un plano de trabajo desfasado del YZ 15 mm en la dirección -X.

El sexto boceto se realiza sobre el plano YZ. A este se le aplica una operación de corte *entre* las superficies del plano de trabajo y la cara lateral del primer boceto en sentido -X.

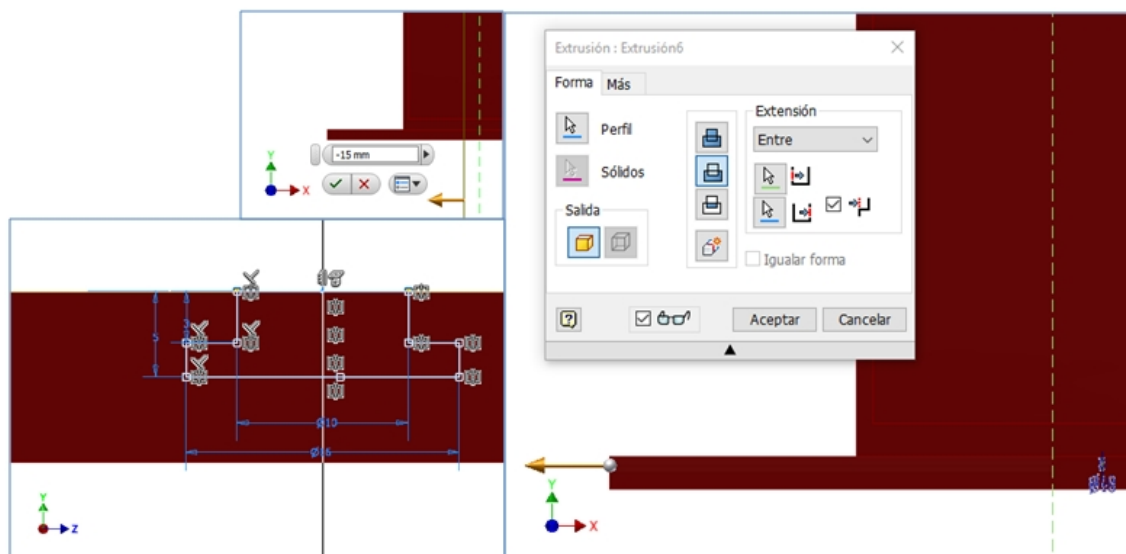


Figura 4.11.A. Boceto 6 para realizar vaciado para ranura o extrusión 6 y plano de trabajo- Izquierda.

Figura 4.11.B. Extrusión de la ranura- Derecha.

La séptima operación de extrusión se realiza sobre el mismo boceto que la sexta. La única diferencia es que se crea un plano de trabajo aplicando simetría del de la anterior operación respecto al XY, y la otra superficie de la operación es la cara lateral de la primera extrusión en la dirección X.

La octava extrusión se basa en un boceto realizado sobre la cara inferior de la primera extrusión en la cual se crearán cuatro cuadrados de lado 40 mm y de espesor 5 mm, colocados a 10 mm de cada esquina en dirección horizontal y vertical. Con este boceto se realizará una extrusión de 800 mm para obtener parte de las patas del soporte.

La siguiente parte a diseñar es la exterior de la superficie horizontal, la cual dará soporte posteriormente al mecanismo de rodillos. Para ello se crea un boceto sobre la cara exterior de una de las patas creadas, paralela al plano YZ. Sobre éste se realizara la extrusión de un boceto basado en un rectángulo simétrico respecto al plano XY. Este tiene unas medidas de 1000 mm en dirección Z por 10 mm en Y, colocado a una distancia mínima de 125 mm. La extrusión generada es asimétrica de 300 mm en dirección $-X$ y 50 mm en dirección X .

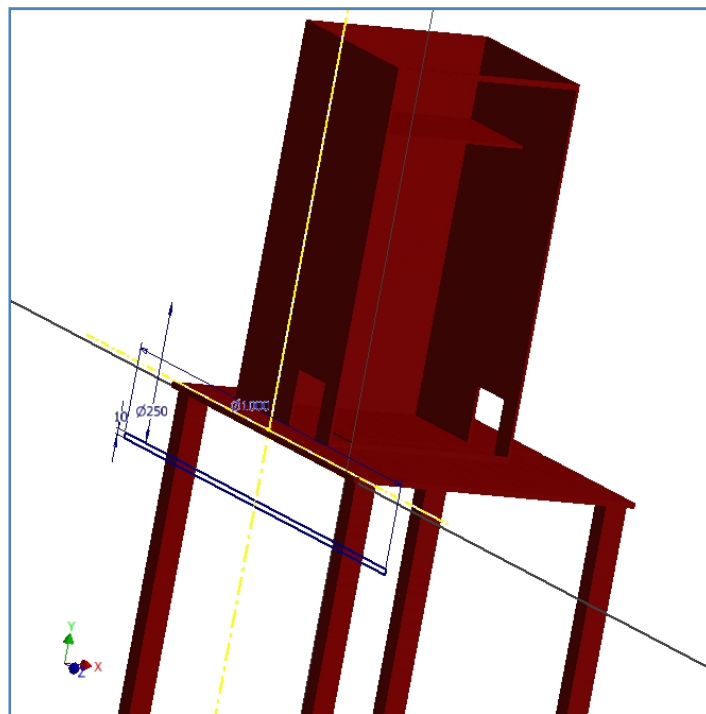


Figura 4.12. Situación del boceto para la octava extrusión.

Al igual que se hizo en la extrusión octava, en la décima se van a generar unas patas a 10 mm de las esquinas situadas más alejadas del origen.

El décimo boceto se realizará sobre la cara inferior paralela al plano XZ de la novena extrusión. Este boceto consistirá en dos cuadrados de 40 mm de lado y 5 mm de espesor alejado 10 mm en vertical y en horizontal de las esquinas más alejadas del origen.

Esta extrusión se hará con extensión *hasta* la cara paralela más alejada de la octava, para que todas las patas midan igual.

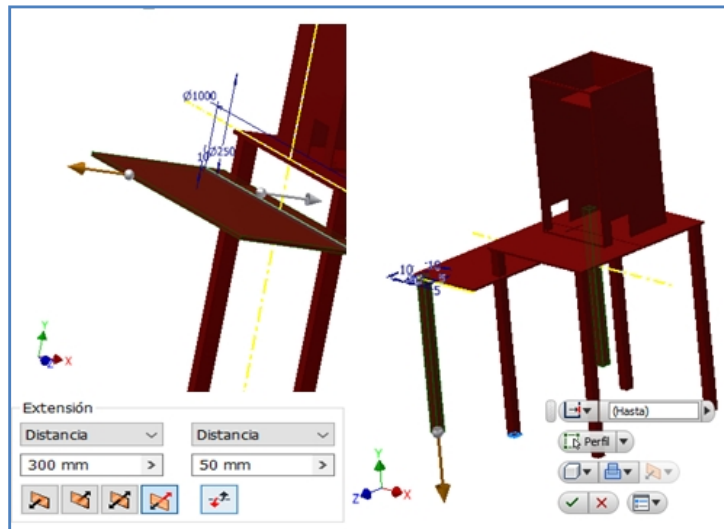


Figura 4.12. Extrusiones 9 y 10. Para crear las patas del soporte y la mesa de anclaje para el mecanismo de rodillos.

El siguiente paso consiste en realizar una simetría de las extrusiones novena y décima respecto a un plano de trabajo que se caracteriza por ser paralelo al YZ y por dividir en dos mitades a la primera extrusión.

Seguidamente, la undécima extrusión comienza creando un boceto sobre el plano XY que consiste en un rectángulo de 2 mm por 7 mm que está posicionado sobre la proyección de la parte superior de la tercera extrusión al crear el marco, tal y como se muestra en la figura 4.14.

Esta consiste en una barra rectangular para apoyar el cristal de protección y darle sujeción.

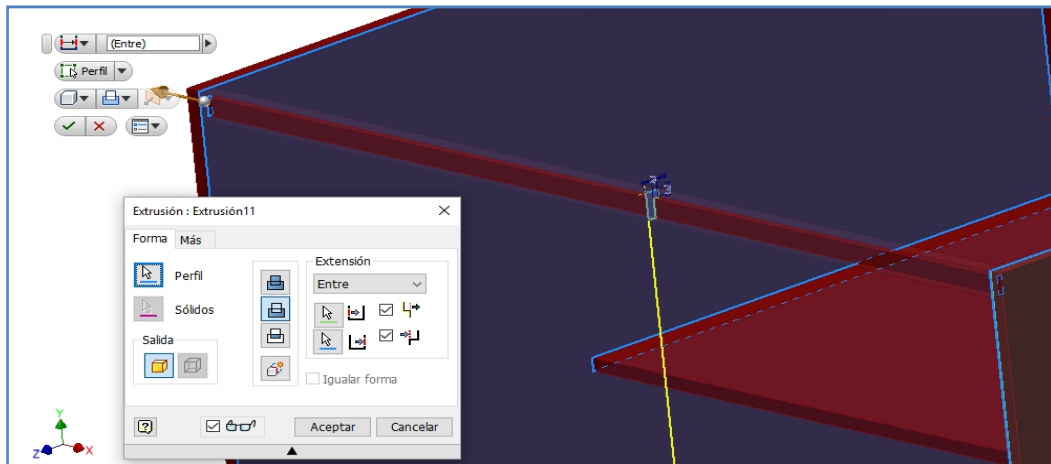


Figura 4.14. Extrusión 11 para la creación de una superficie de apoyo para el cristal de protección.

La última extrusión consiste en un vaciado para poder colocar después una rejilla de ventilación. El boceto se realiza sobre la cara interior paralela al plano XY que queda (la otra se eliminó para hacer el marco) de la segunda extrusión. Consiste en una circunferencia cuyo centro está posicionado sobre el eje Y a una distancia de 595 mm en dirección positiva. La extensión de esta operación es *todo*.

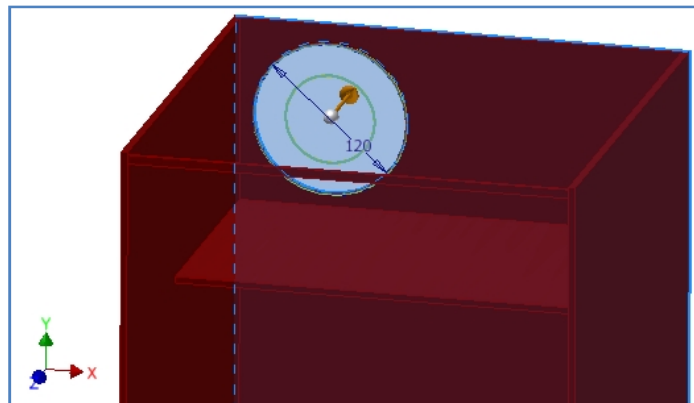


Figura 4.15. Extrusión 12 para la creación de un hueco para una rejilla de ventilación.

4.1.1.2 Canal 135 mm

La siguiente pieza a diseñar según el esquema 4.2 es el canal de 135 mm. La función de esta pieza es guiar el material hacia el mecanismo de corte.

Para la realización de este diseño solo ha sido necesaria:

- 1 extrusión.

Se compone de un tubo de 50 mm de diámetro y 5 mm de espesor y del macho de la ranura creada en la sexta extrusión del soporte de máquina con la que se ensamblará posteriormente.

4.1.1.3 Canal 385 mm

El canal de 385 mm es exactamente igual que el de 135 mm solo cambiando la longitud. Posteriormente se ensamblará con la séptima extrusión del soporte de la máquina.

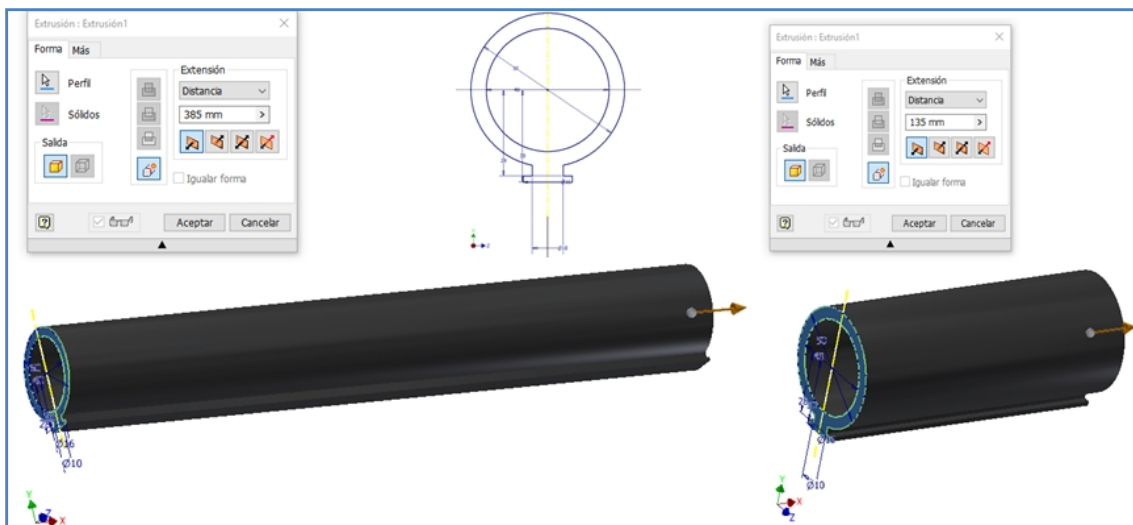


Figura 4.16. Única extrusión necesaria para canal 135 mm y para el de 385 mm, así como el boceto necesario.

4.1.1.4 Mecanismo de corte

El mecanismo de corte es el elemento principal de este diseño así como del trabajo de fin de grado. Alrededor de él se ha diseñado el resto de la máquina. Cumple con la geometría del propuesto I. I. Artoboleveski, así como con la particularidad que posee este mecanismo en su salida. El valor de entrada para el vector AB es 40mm.

La intención a la hora de diseñar este mecanismo es la de favorecer la posible fabricación y su montaje sin grandes dificultades de adaptabilidad a la realidad. Por ello se han incluido elementos como rodamientos de bolas, de desplazamiento lineal y pernos, diseñados para poder aproximarse a la realidad lo más posible.

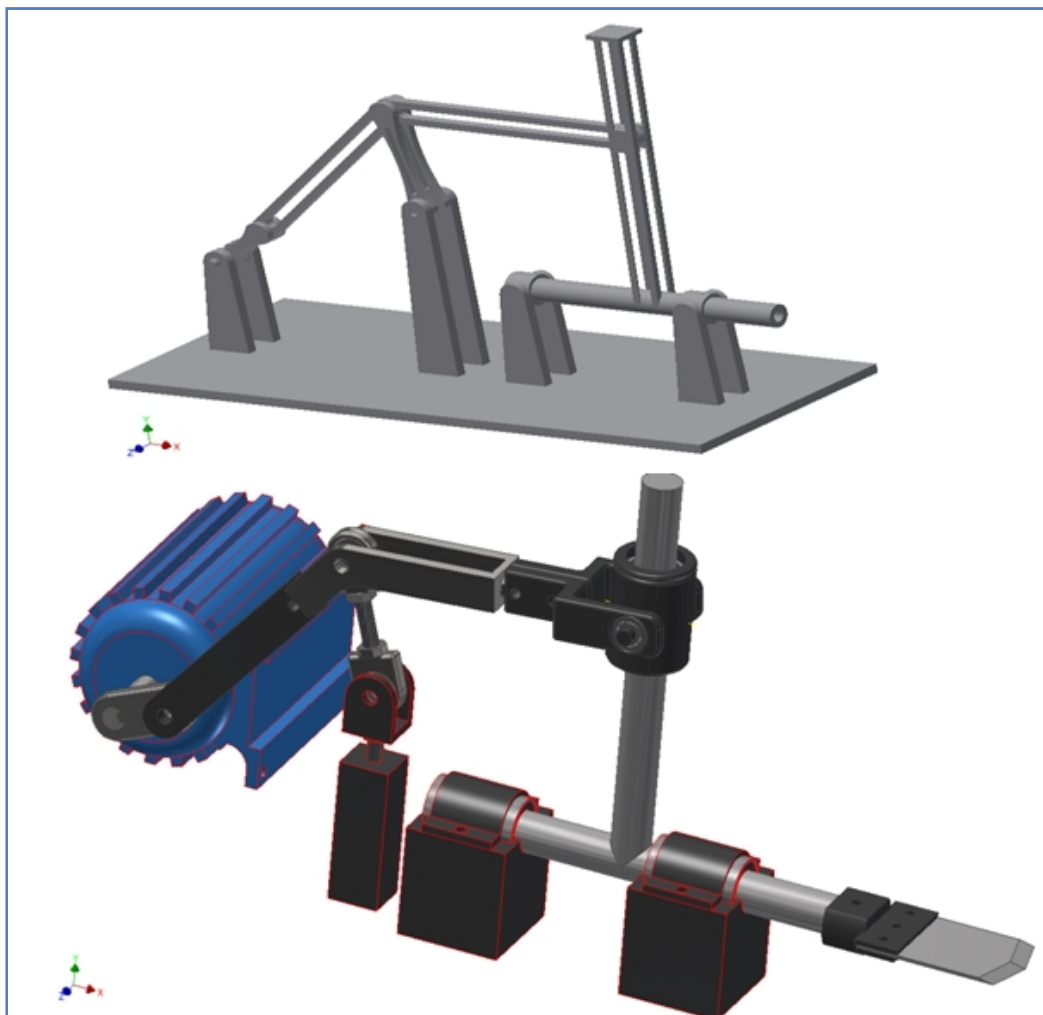


Figura 4.17. Representación del prototipo y mecanismo final de corte ambos basados en el mismo mecanismo de palancas y colisa con paradas de la colección de I. I. Artoboleveski.

4.1.1.4.1 Barra 1-grupo bancada

La barra 1 o grupo bancada es el soporte del mecanismo de corte. Sobre este se montan el resto de barras del mecanismo. Para formar este grupo bancada se necesitan cuatro componentes:

- El soporte 1.
- El motor eléctrico.
- 2 rodamientos de desplazamiento lineal.

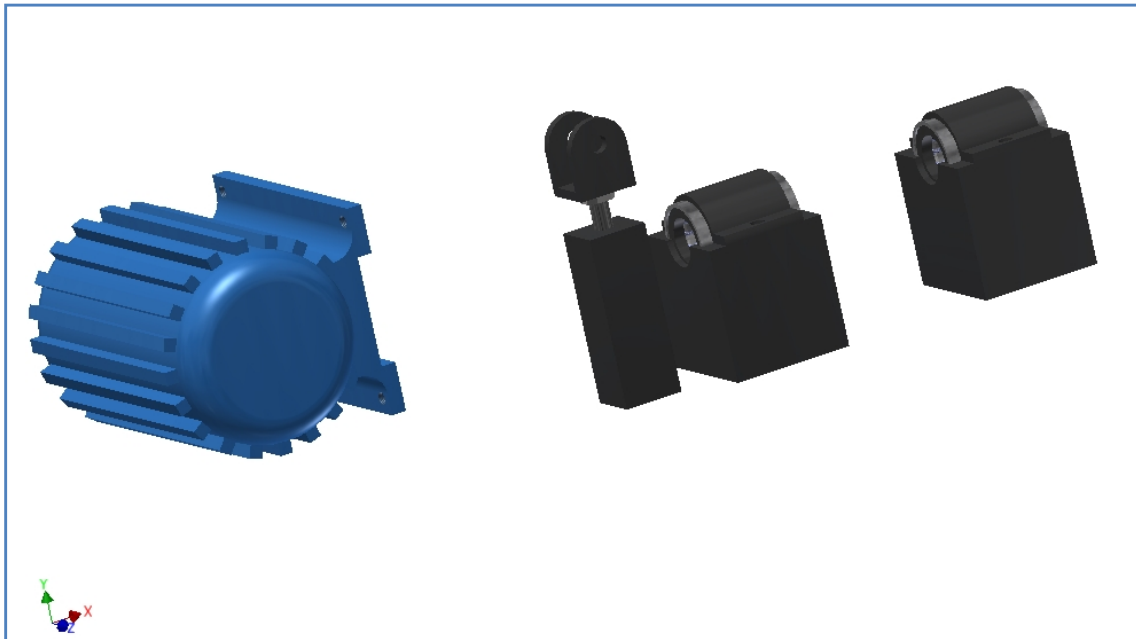


Figura 4.18. Representación del grupo bancada ensamblado con todos sus componentes.

4.1.1.4.1.1 Soporte 1

Para realizar el soporte 1 son necesarias:

- 6 operaciones de extrusión.
- 2 de revolución.
- 2 de agujero.
- 1 de empalme.
- 3 planos de trabajo.

Se comienza por realizar un boceto, con el origen correspondiéndose con el punto A, para caracterizar la posición del C. Las medidas necesarias se sacan del análisis de posición del capítulo III unido al valor de entrada de la barra 2 que es la marca la geometría de toda la pieza, que como se dijo anteriormente, es 40 mm.

A continuación, se realiza un boceto sobre el plano XZ. El cual consistirá en un rectángulo de 32 mm en paralelo al eje X por 30 mm al Z. El centro de este rectángulo se sitúa sobre la proyección del punto creado en el primer boceto.

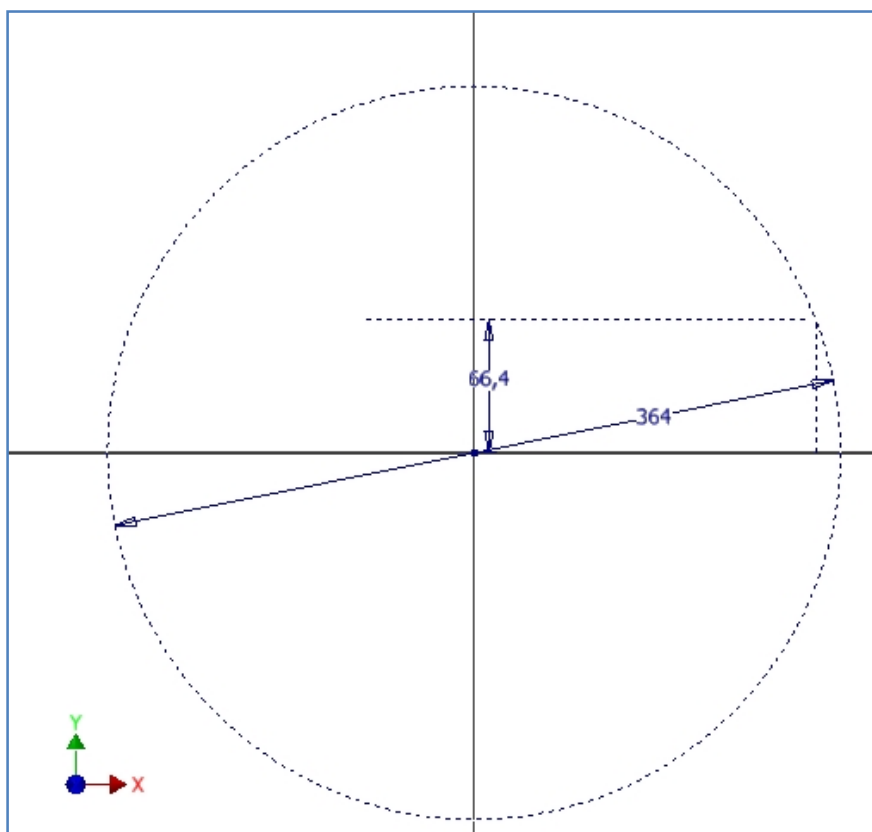


Figura 4.19. Primer boceto, realizado para situar el punto C.

La primera extrusión se realiza sobre el segundo boceto, con una extensión de 20mm en dirección Y y 70 mm en $-Y$. Esta asimetría tiene su explicación haya contactos entre la barra 2 al realizar una revolución y la posible base del soporte se decide dar 70 mm en dirección $-Y$.

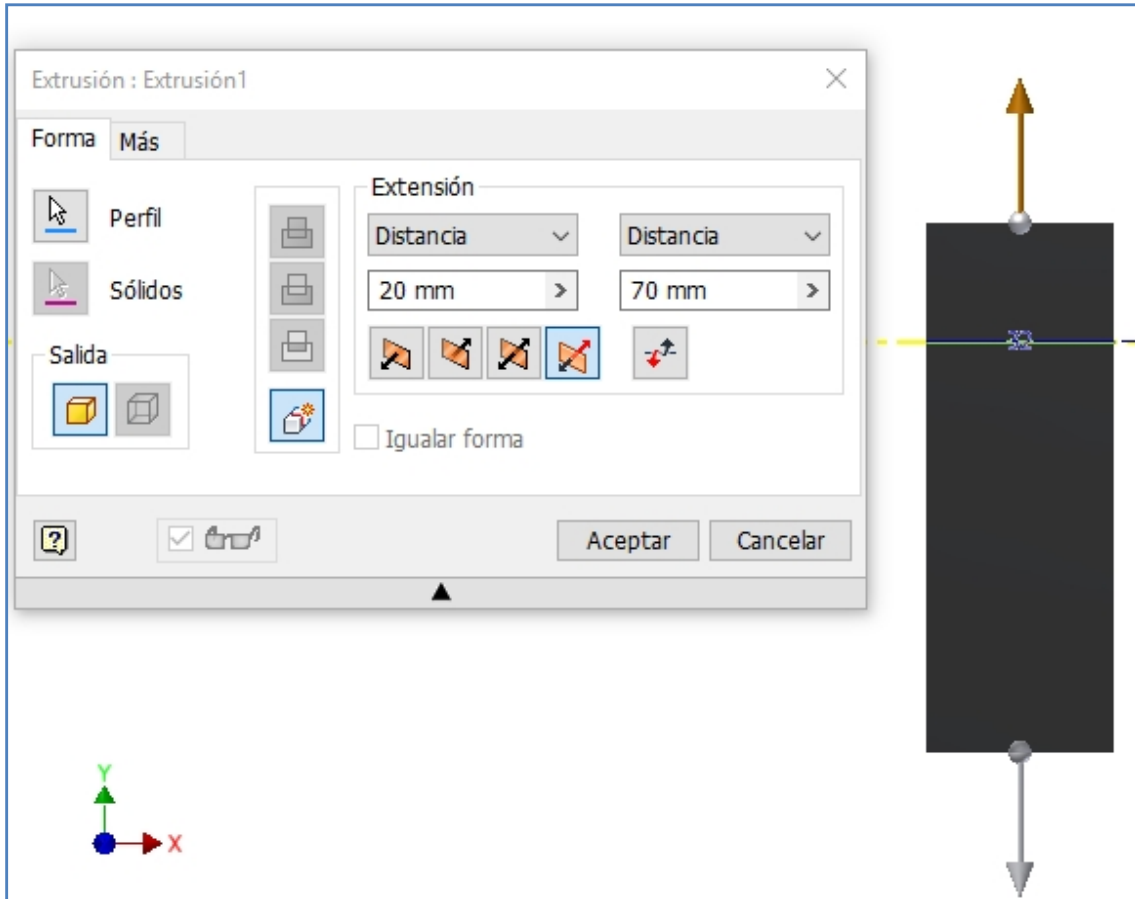


Figura 4.20. Extrusión correspondiente al segundo boceto.

Para la segunda extrusión se necesita un boceto realizado sobre la cara superior de la extrusión anterior que consiste en una circunferencia de centro la proyección del punto C y diámetro 10 mm. La extensión de esta extrusión será de 20 mm en dirección Y.

Para realizar la siguiente operación se necesita un plano de trabajo paralelo al YZ por el punto C, sobre éste a la altura de la cara plana superior de la extrusión anterior se va a realizar un boceto. Este consiste en unir la parte exterior de dos rectángulos de 35 mm por 5 mm y de 15 mm por 5 mm también, formando la geometría de una letra “L”. Este boceto se finaliza aplicando una simetría de esta geometría para que como se muestra como en la figura 4.21.

La extrusión que se va a realizar sobre este boceto tiene una extensión de 32 mm, de forma simétrica.

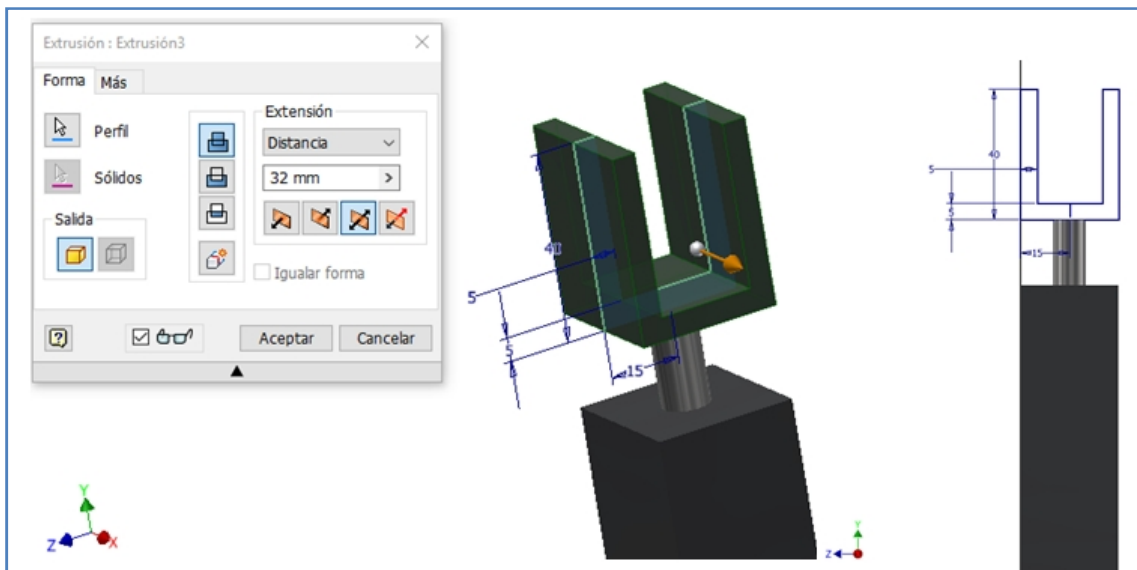


Figura 4.21. Tercera extrusión y el boceto para su realización.

La siguiente operación es un empalme que tiene función estética y de aligeramiento de peso que se va a realizar sobre la tercera extrusión. Consiste una operación de radio 16 mm sobre las aristas superiores de la misma.

La cuarta extrusión se realiza para generar la geometría de una tuerca. Para ello se realiza un boceto sobre la cara más inferior de la tercera extrusión con la forma exterior de una tuerca hexagonal de 9 mm tal y como que se muestra en 4.22.

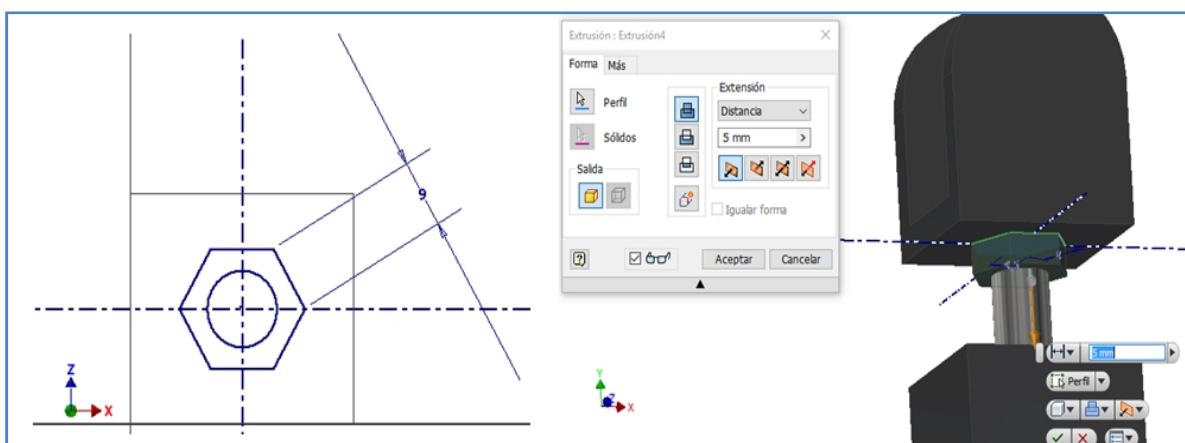


Figura 4.22. Cuarta extrusión y el boceto para su realización, para dar la geometría a la tuerca.

La siguiente operación se realiza para aplicar una rosca para el cilindro creado en la segunda extrusión. La especificación es Mx10 del perfil métrico ANSI, con paso 0.5 y ajuste 6g, tal y como se muestra en la figura 4.23.

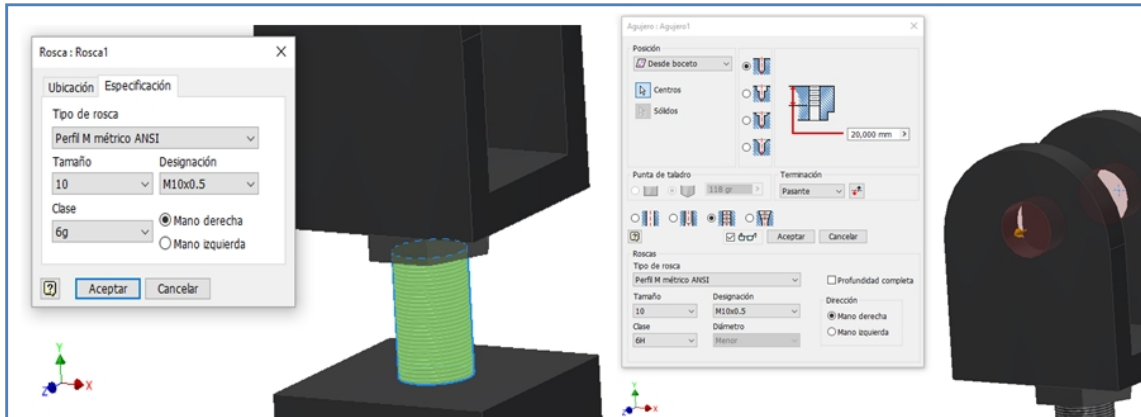


Figura 4.23. Operación de rosca para la extensión visible de la segunda extrusión y agujero para colocar un perno en C.

A continuación se realiza un agujero sobre el soporte en cuyo eje es paralelo al Z y en él está contenido el punto C. El agujero tiene un diámetro de 10 mm y una extensión de *pasante*. La finalidad de este agujero es la de albergar un perno que ejerza de articulación el mecanismo.

Para realizar la quinta extrusión se necesita crear un plano de trabajo para contener el boceto para ésta. El plano se crea mediante un desfase de 55 mm de la cara que se muestra en la figura 4.24.

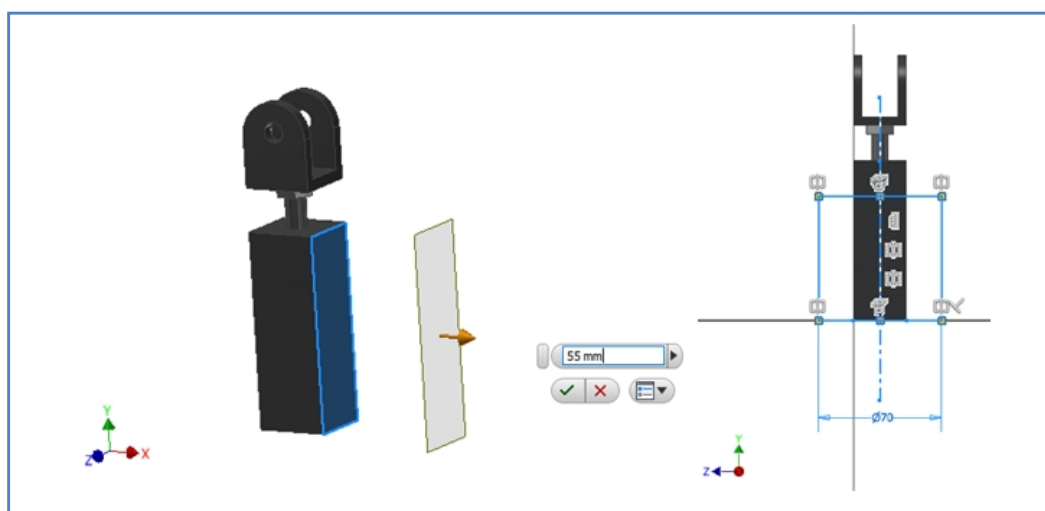


Figura 4.24. Plano de trabajo para el boceto de la quinta extrusión, y boceto para la quinta extrusión.

El boceto para la quinta extrusión consiste en un rectángulo de base 70 mm y cuya altura está delimitada por la proyección del eje Z en su parte superior y en su parte inferior por la proyección de la cara inferior de la primera.

La quinta extrusión tiene una extensión de 65 mm con la opción de simetría activada, con esta operación se creará la base para el soporte o alojamiento de los rodamientos de desplazamiento lineal.

Sobre la cara superior de esta extrusión se va a realizar un boceto para una operación de revolución que restará material para hacer el alojamiento del rodamiento anteriormente citado.

La forma interior que tiene el boceto que se muestra en la figura 4.25 ha sido copiada de la exterior del rodamiento de desplazamiento horizontal que se explicará posteriormente.

La revolución tiene una extensión *hasta* la cara opuesta respecto al eje proyectado que pasa por el medio de la quinta extrusión, tal y como se muestra en la figura 4.25.

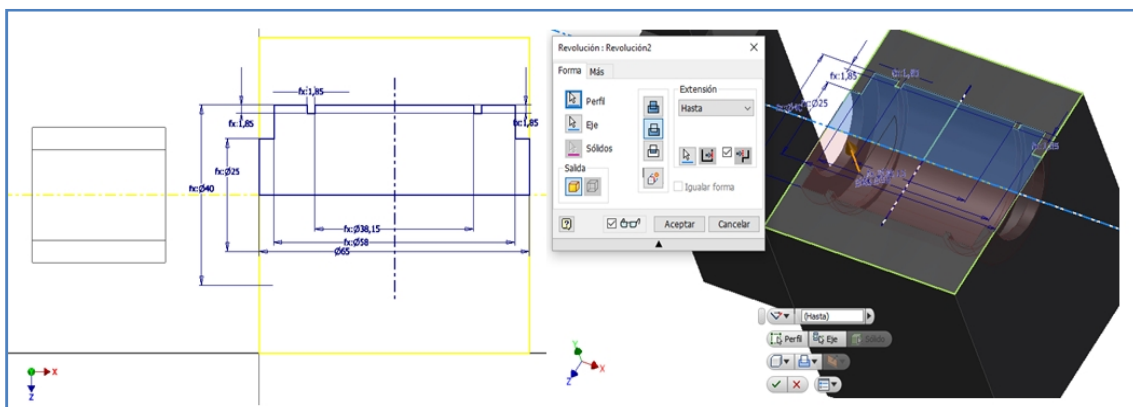


Figura 4.25. Boceto para primera revolución para restar material así como ésta operación.

El siguiente paso consiste en crear un plano y realizar una operación de simetría de las dos últimas operaciones. Éste se consigue con un desfase de 40 mm respecto a la cara paralela al plano YZ más alejada del origen de la quinta extrusión.

A continuación se realiza un boceto sobre la misma cara que se usó para el de la primera revolución para realizar la geometría básica de lo que será la tapa de los rodamientos de desplazamiento lineal.

Se comienza proyectando la parte exterior de la geometría de la revolución anterior. Se continúa creando el siguiente boceto para una revolución de extensión *hasta* la misma cara sobre la que se sitúa este, que añada material por la parte superior del plano XZ.

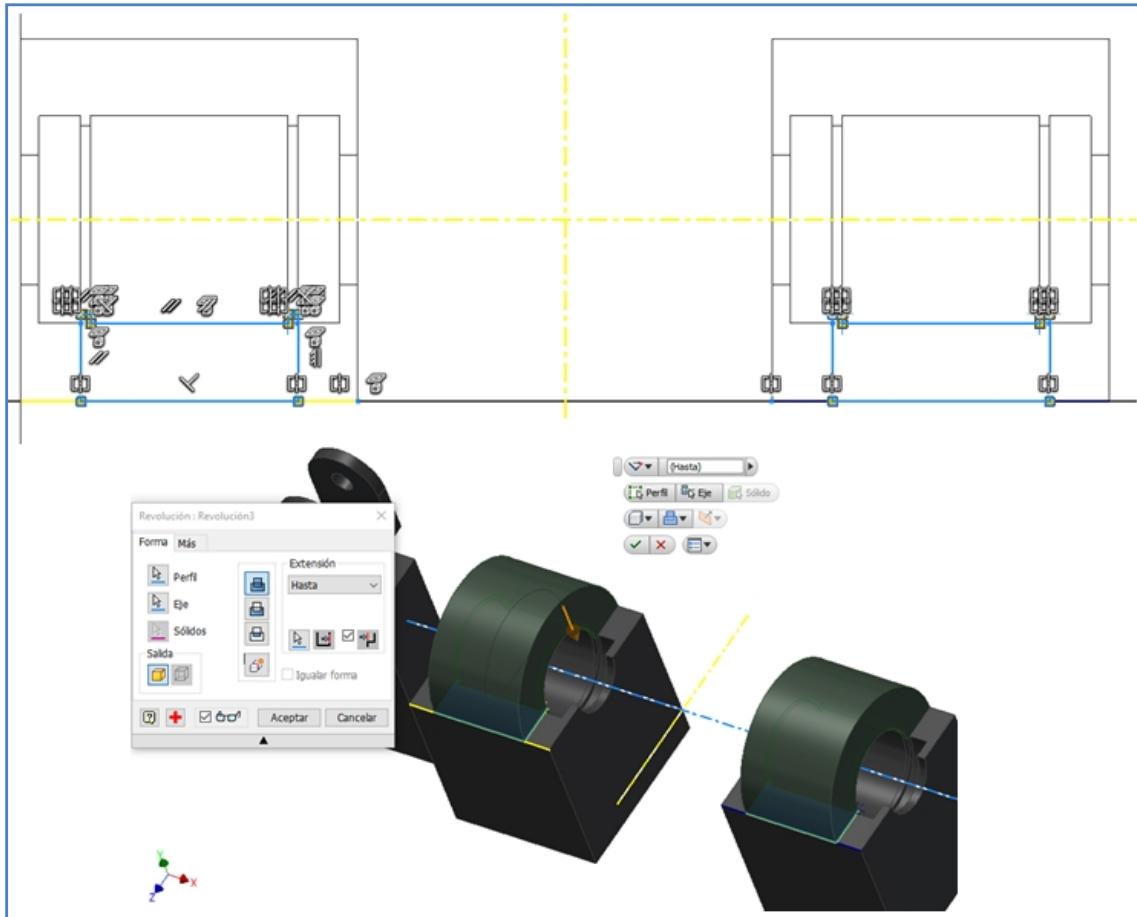


Figura 4.26. Boceto para la segunda revolución y dicha operación, usada para realizar geometría básica de la tapa de los rodamientos.

A continuación se realiza un boceto sobre la cara plana de la segunda revolución paralela al plano YZ más alejada del origen. La geometría del boceto restringe a 5 mm el espesor de la tapa. La extensión de la extrusión en cuestión será *hasta* la cara opuesta de dicha revolución.

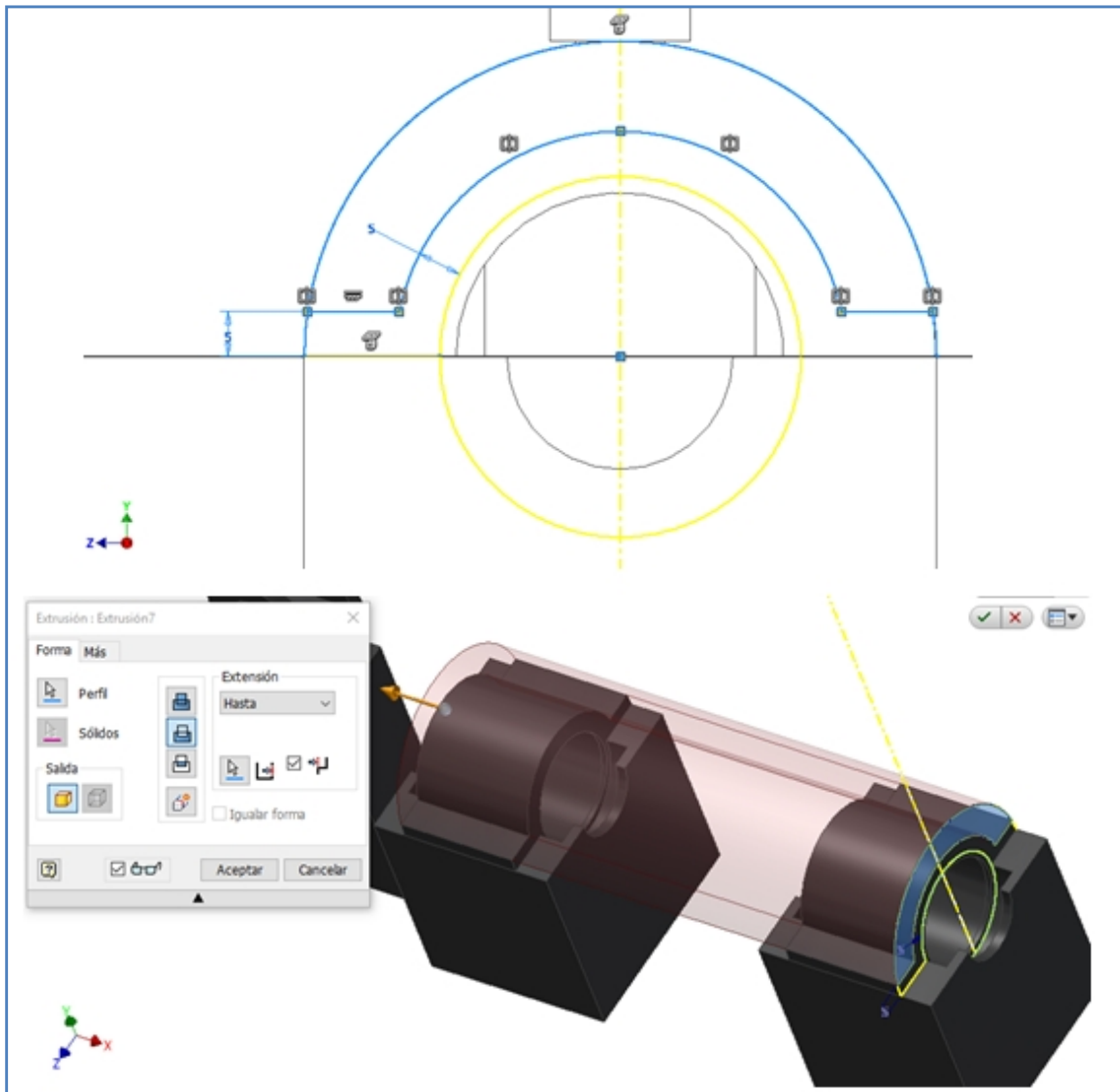


Figura 4.27. Boceto y extrusión para rebajar material de la tapa de los rodamientos.

El soporte finaliza con cuatro agujeros de especificación Mx8 según el perfil métrico ANSI de paso 0.5 y ajuste 6H. Los centros de estos agujeros se colocan sobre el punto medio de cada una de las caras planas paralelas al plano XZ creadas en la última extrusión.

4.1.1.4.1.2 Motor eléctrico

La siguiente pieza necesaria para crear el grupo bancada es el motor eléctrico. Antes de proseguir conviene aclarar que no se ha creado un motor eléctrico funcional sino la carcasa del mismo. Esta cumple los requisitos para intuir la situación de los pernos de anclaje del motor, también como podría enlazarse la barra impulsora o 2 a este.

Para crear esta representación del motor han sido necesarias:

- 5 extrusiones.
- 6 empalmes.
- 1 agujero.

La primera extrusión es la que creará la geometría básica del motor eléctrico. Para ello se comienza realizando un boceto sobre el plano XY. Éste tiene una geometría que parece compleja pero, que se crea de forma sencilla, usando el comando *patrón*. Primero se crea la circunferencia de 100 mm de diámetro, después, se realiza el cuadrado de 7 mm por 7 mm (sin el lado inferior) y se ejecuta el comando *patrón* para que genere 20 formas iguales alrededor de esa circunferencia.

La parte inferior se genera realizando la mitad y aplicando una simetría respecto al eje Y. Su característica principal es la anchura de la base que es 110 mm, quedando un boceto como el que se muestra en la figura 4.28.

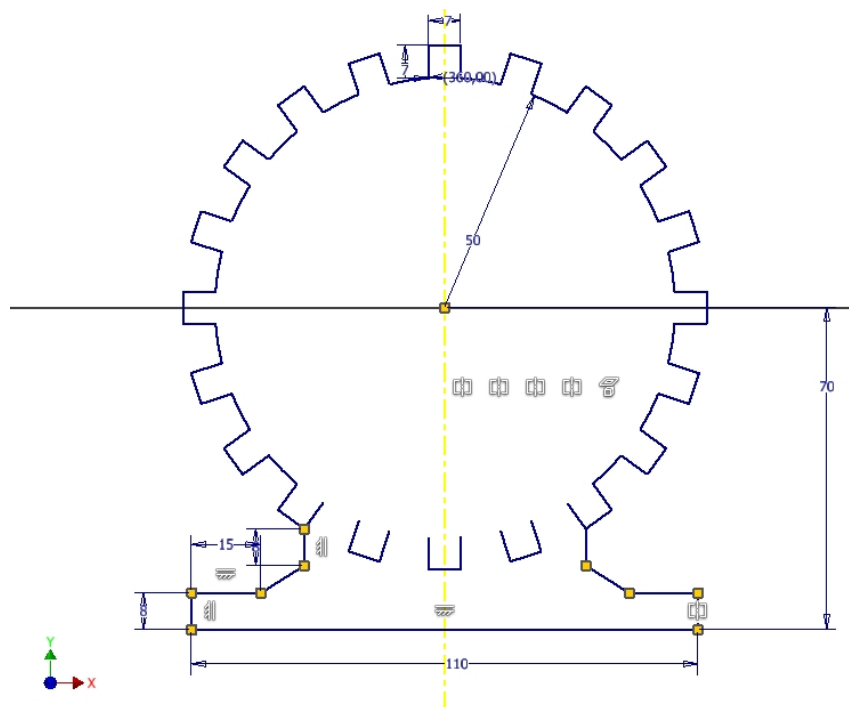


Figura 4.28. Boceto para la geometría principal del motor eléctrico.

La extrusión generada tiene una extensión de 150 mm con la opción simetría.

El siguiente paso consiste en dos operaciones de empalme iguales para el redondeo de los laterales de la parte inferior de la primera extrusión. La operación se lleva a cabo entre tres caras con la opción *envolvente*.

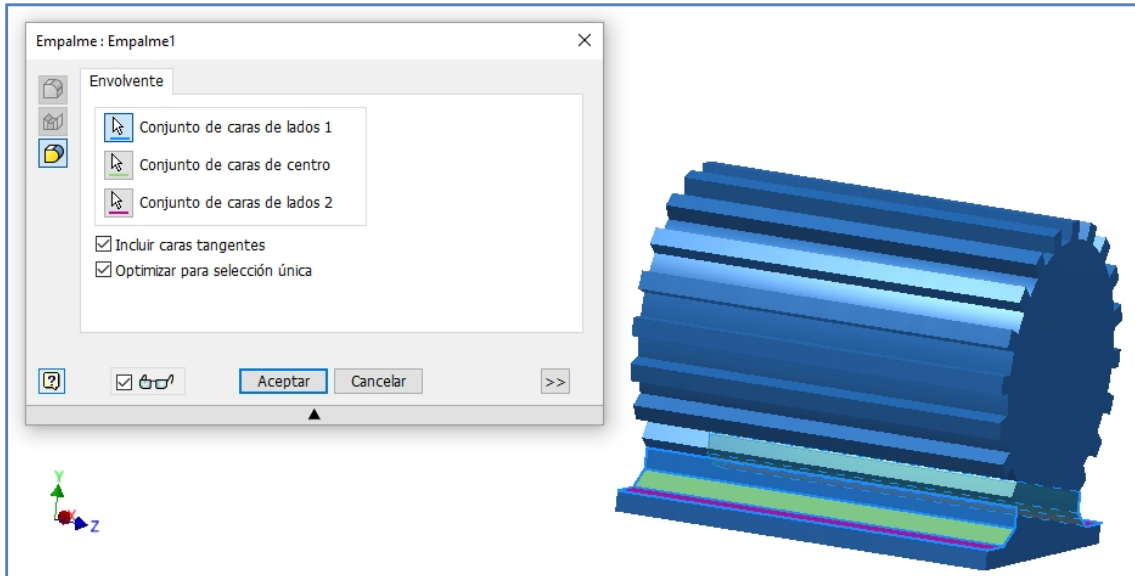


Figura 4.29. Boceto para la geometría principal del motor eléctrico.

La siguiente operación es una extrusión de un boceto que se realiza sobre la cara plana paralela al plano XY (la que está en el lado de Z positivo) generada por la primera extrusión. El boceto consiste en una circunferencia de 100 mm diámetro con centro en la proyección del origen. La extensión de la extrusión es de 15 mm en sentido del eje Z.

Sobre el volumen generado por esta operación se aplica una de empalme en la arista más exterior, con un radio de 15mm.

A continuación se va a realizar una extrusión, la cual tendrá como extensión la opción *todo*, de resta de material sobre la base del motor. El boceto para ésta se coloca sobre el plano XY y consiste en un rectángulo de 58 mm por 8 mm, tal y como se muestra en la figura 4.30.

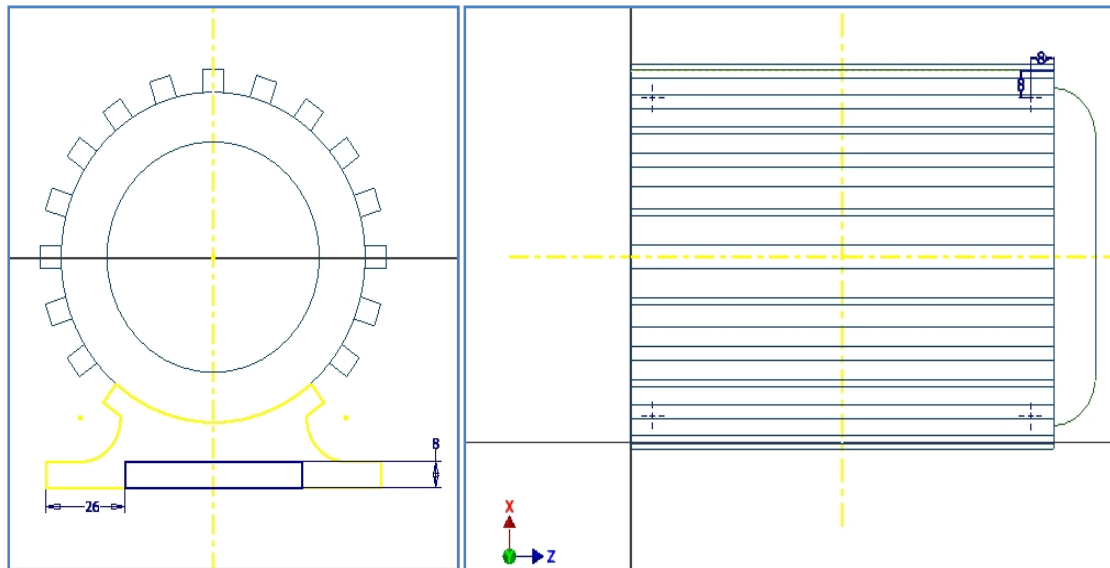


Figura 4.30. Boceto para tercera extrusión y los cuatro agujeros de anclaje del motor.

El boceto muestra la posición de los agujeros necesarios para anclar el motor. Estos serán Mx8 paso 0.5 ajuste 6H según el perfil métrico ANSI.

El siguiente paso es repetir la segunda extrusión y el empalme posterior en la cara opuesta a la que se realizó.

El último boceto se realiza sobre la cara plana generada por estas dos operaciones anteriores. Se comienza por una circunferencia de 25 mm de diámetro y se sigue generando dos líneas paralelas al eje Z y simétricas respecto a él separadas por 8 mm, los extremos de estas líneas los marca la circunferencia de 25 mm y la proyección del empalme generado en la operación anterior. A estas líneas se les aplica el comando *patrón* para generar 10 iguales alrededor de la circunferencia de 25 mm, tal y como se muestra en la figura 4.31.

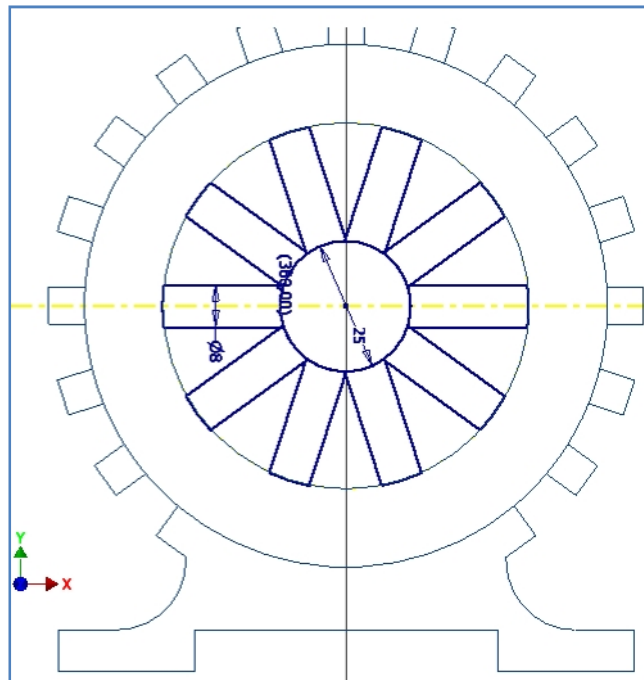


Figura 4.31. Boceto para la última extrusión.

La última operación necesaria para generar el volumen del motor eléctrico es una de empalme de todas las aristas generadas por la extrusión anterior. La característica necesaria para generar esta operación es un radio de 2 mm con el que se obtiene la geometría final que muestra la figura 4.32.

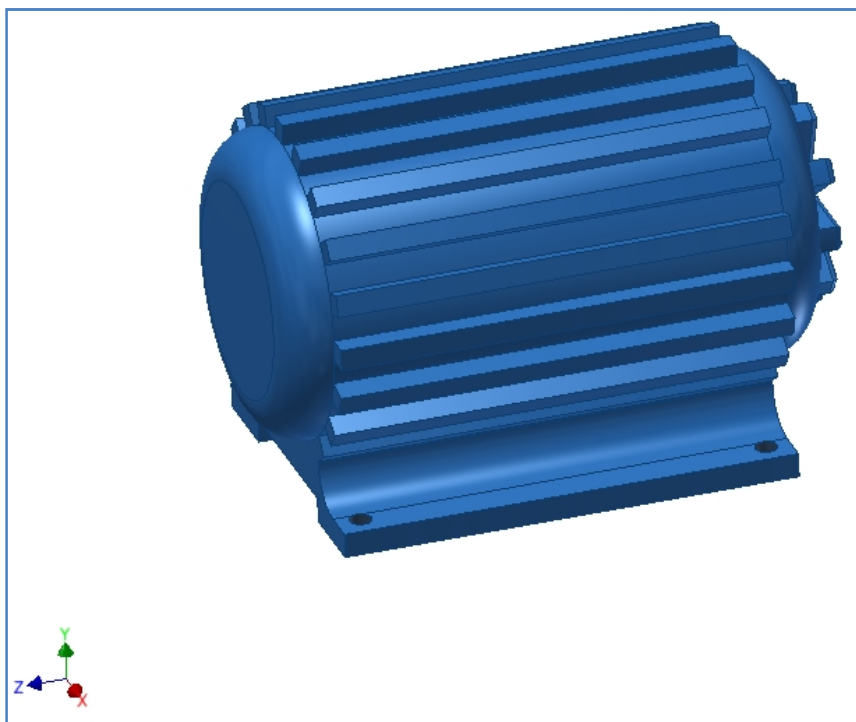


Figura 4.32. Representación final del motor eléctrico.

4.1.1.4.1.3 Rodamiento lineal bancada

Para diseñar una pieza tan específica se ha recurrido a buscar un elemento ya existente y a modelarlo. El modelo y la marca de elemento es: *Rodamiento de bolas lineal Bosch Rexroth R060230810*. Las especificaciones del modelo se encuentran en un anexo junto con un plano del fabricante.

Lógicamente la geometría 3D del elemento real es más compleja que la del modelo. Pero en el diseño del mismo se ha intentado simular el original lo más posible, esto se puede apreciar en la figura 4.33 que muestra ambos.



Figura 4.33. Rodamiento lineal real a la derecha y modelado a la izquierda.

Para realizar este modelado se han necesitado:

- 3 revoluciones.
- 1 extrusión.
- 1 patrón.
- 1 empalme.

Además las cotas de la carcasa se han creado usando una hoja Excel de parámetros con las especificaciones del fabricante que se pueden ver junto con el plano del mismo en la figura 4.34.

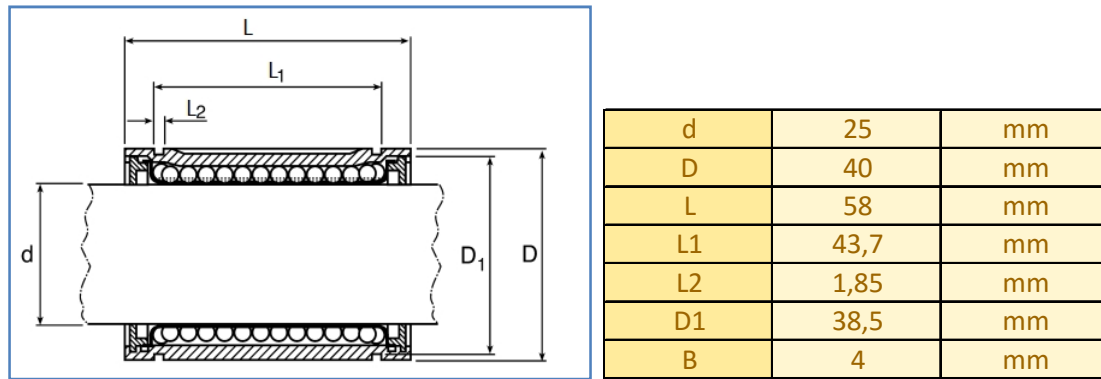


Figura 4.34. Plano del fabricante a la izquierda y tabla con los parámetros para la carcasa a la derecha. Para introducir estos parámetros hay que vincular el archivo con las cotas. Este paso hay que hacerlo una vez por cada pieza. La manera de proceder es utilizar el comando *fx* en la parte superior de la barra de herramientas, a partir del cual despliega una ventana en la que hay que marcar vincular. Una vez vinculado el archivo Excel las cotas se pueden introducir como ecuaciones en función de ese valor.

El modelado comienza creando un boceto sobre el plano XY, que creará la carcasa de metal del rodamiento. Se ha modelado la mitad superior de la carcasa que mostraba el plano del fabricante para poder realizar una revolución tal y como muestra la figura 4.35 el boceto es simétrico respecto al eje Y cosa que facilita la creación del mismo. La operación de revolución tiene una extensión *completa*.

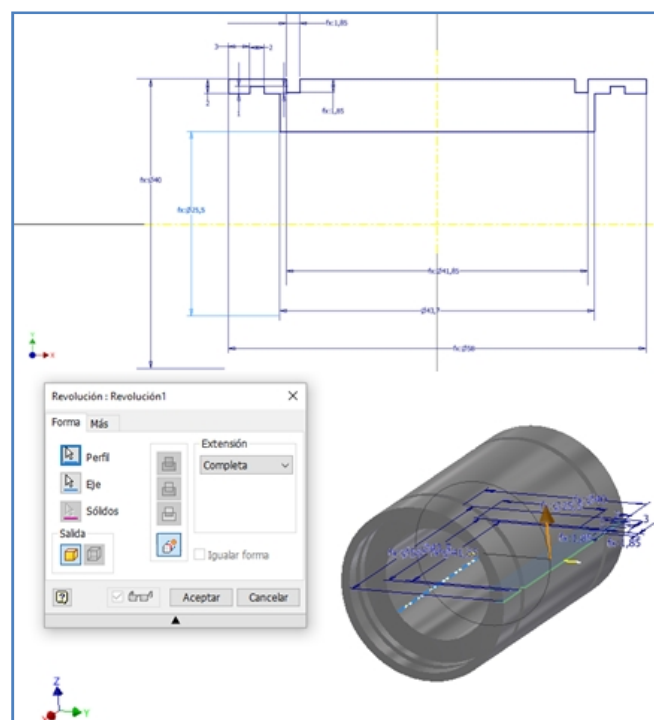


Figura 4.35. Boceto y operación de revolución.

El siguiente paso es crear un boceto de una circunferencia de 4 mm de diámetro con el centro sobre el eje Y a 14.5 mm del origen. Ésta servirá para hacer los canales para las bolas y conseguir que sobresalgan 1 mm de la carcasa, obteniendo así un efecto visual mucho más realista sobre el resultado final.

La extensión de la operación necesaria es *todo* eligiendo la opción simetría.

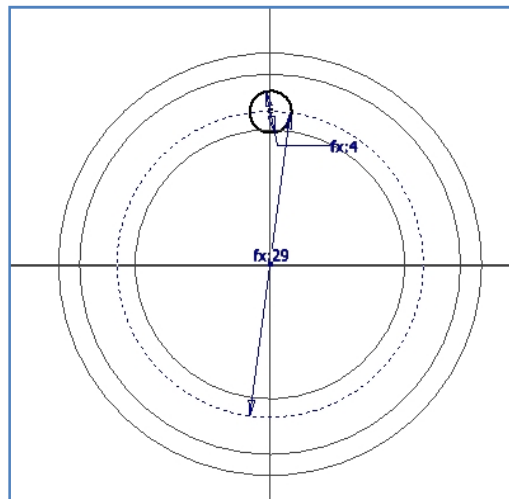


Figura 4.36. Boceto para extrusión de los canales.

La siguiente operación necesita el paso previo de crear un plano de trabajo paralelo al XY a 14.5 mm. Sobre éste se realiza un boceto con el que se generarán diez bolas que tienen 4 mm de diámetro y están separadas entre sí 0.4 mm. Están situadas sobre la proyección del eje X como muestra la figura 4.37.

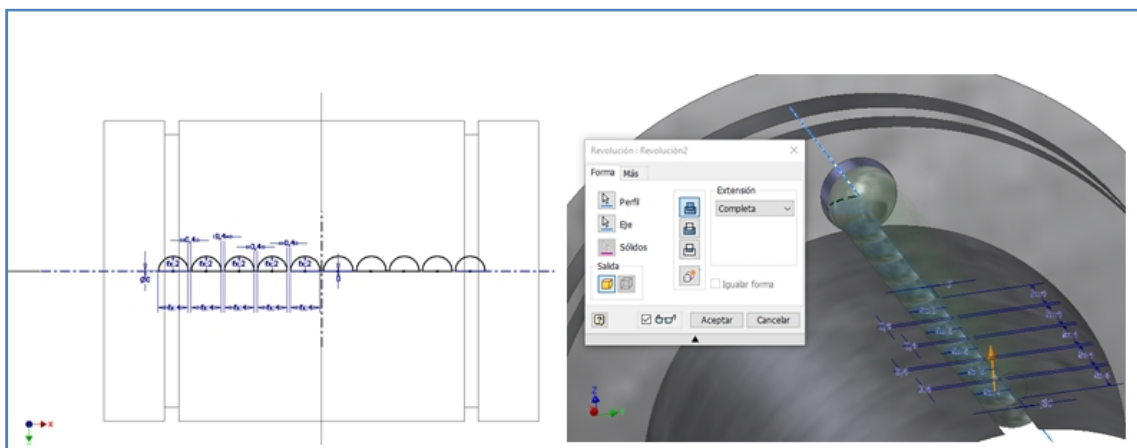


Figura 4.37. Boceto y revolución para crear las diez bolas del canal.

A continuación se reproducen doce veces con el comando *patrón* las últimas dos operaciones sobre el eje X, tal y como muestra la figura 4.38. Sobre las aristas que generan el corte de los canales con las caras planas de la carcasa se realiza una operación de empalme de 2 mm de radio.

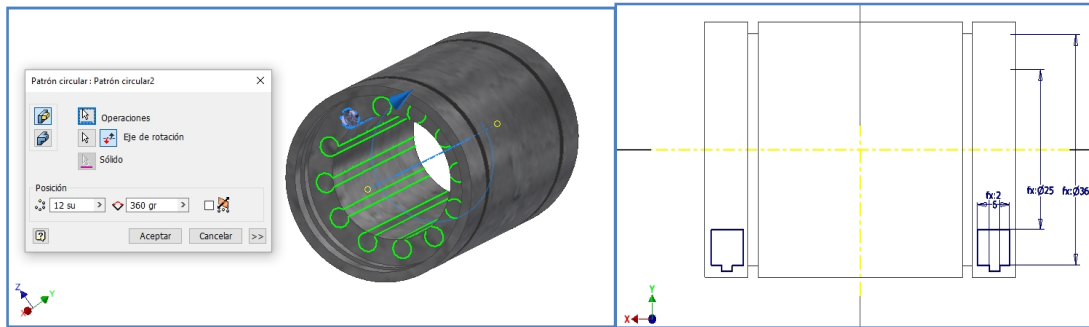


Figura 4.38. Boceto y revolución para crear las diez bolas del canal a la derecha. Boceto para las juntas laterales a la izquierda.

Para finalizar el rodamiento se van a generar las juntas laterales con un boceto situado sobre el plano XY. El cual por la parte exterior tendrá la proyección de la geometría de la carcasa y la interior tiene 12.5 mm hasta el origen. Sobre este boceto se realiza una revolución de extensión completa obteniendo la geometría que se mostró en la figura 4.33.

4.1.1.4.1.4 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 11 del tipo coincidencia.
- 4 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje, siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo, se empieza por restringir el soporte 1. Se consigue creando una restricción de coincidencia entre el origen del ensamblaje y el de la pieza y de nivelación entre los planos XY y los XZ del sistema de referencia de ambos.

Una vez restringido el soporte 1 en el ensamblaje el siguiente paso es restringir el motor eléctrico. Para ello se sigue el siguiente procedimiento:

1. Se comienza con una nivelación desfasada 50 mm en dirección $-Z$ desde el origen del ensamblaje de la cara plana circular que se muestra en roja en la figura, y el plano XY del soporte.
2. La siguiente operación consiste en una operación de coincidencia entre el eje Z del motor y el del origen del ensamblaje.
3. Finalizando el proceso de ensamble del motor con una operación de nivelación de entre el plano YZ del mismo con el XZ del origen del ensamblaje. Esta última operación se realiza para que el motor este colocado en la posición final en la que se ensamblará en la máquina de corte.

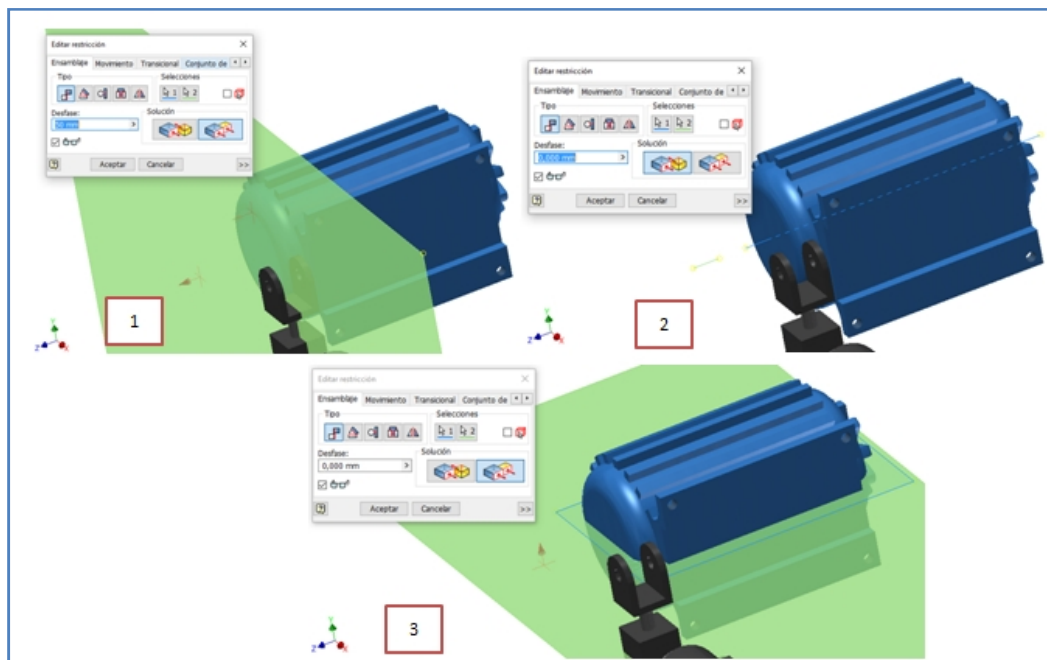


Figura 4.39. Aplicación de restricciones necesarias para el motor eléctrico.

Cada rodamiento se ensambla con tres operaciones de coincidencia:

1. Una entre el eje de la carcasa del rodamiento y el de la carcasa del alojamiento del rodamiento.
2. Otra entre el plano XZ del rodamiento y la cara plana superior del alojamiento del rodamiento.
3. La última entre una de las caras planas exteriores del rodamiento con la correspondiente del alojamiento.

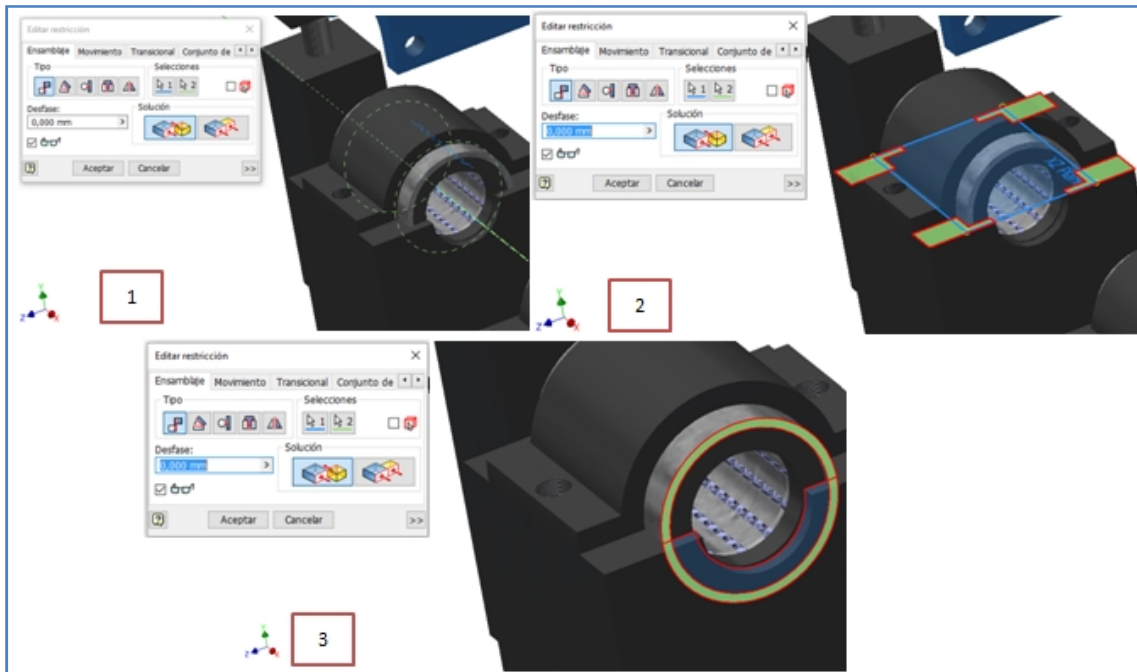


Figura 4.40. Aplicación de restricciones necesarias para un rodamiento lineal.

4.1.1.4.2 Barra 2-AB

El grupo que compone la barra 2 o AB queda definido por los siguientes sólidos:

- Barra 2 o AB.
- Eje.
- Rodamiento de bolas.

Estos dos últimos son elementos secundarios para que el resultado final sea más parecido a la realidad. Este grupo es el que introduce el movimiento en el mecanismo.



Figura 4.41. Grupo Barra 2-AB.

4.1.1.4.2.1 Barra 2 o AB

La barra 2 o AB es la pieza más importante que compone este subensamblaje. Su geometría es muy sencilla y para su modelado solo han sido necesarias:

- 1 extrusión.
- 1 empalme.

Para realizar la única extrusión se necesita un boceto sobre el plano XY que se caracteriza por una distancia entre centros de 40 mm. Sobre estos y de forma simétrica respecto al eje X, se hacen dos semicircunferencias de radio 15 mm hacia la parte exterior, de tal forma que se pueda cerrar la geometría exterior con dos líneas paralelas al eje X de 40 mm.

Para realizar los agujeros de las conexiones se comienza haciendo dos circunferencias una de 22 mm de diámetro para el rodamiento de bolas y otra de 15 mm para el eje del motor eléctrico. A ésta última se la va a realizar una protuberancia en forma de ranura rectangular para poder enlazar con el eje.

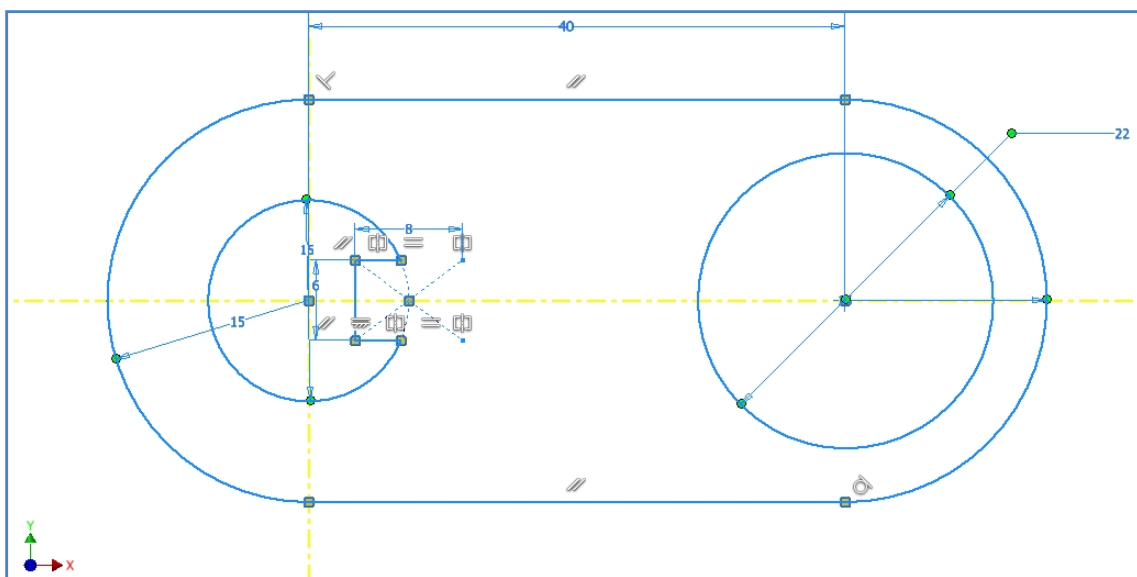


Figura 4.42. Boceto para la única extrusión necesaria para la barra 2 o AB.

La extensión de la extrusión que se realiza sobre este boceto es de 10 mm con la opción de simetría activada.

La operación de empalme que se le ha dado a esta pieza se caracteriza por un radio de 2 mm y porque sólo afecta a todas las aristas exteriores de la misma.

4.1.1.4.2.2 Eje Motor

Para la realización del eje que transmite la potencia del motor sólo se necesitan:

- 2 extrusiones.

Para la primera se realiza un boceto sobre el plano XY que consiste en una circunferencia de diámetro 15 mm. La extensión ésta primera extrusión es de 50 mm en dirección -Z.

La segunda extrusión consiste en un vaciado para la ranura que haga posible ensamblar la barra 2 a este eje. Se caracteriza por un boceto sobre el plano XY sobre el que se realiza una circunferencia de radio 15 mm y la forma de la ranura en la parte superior. La extensión de la operación es de 10 mm tal y como se muestra en la figura 4.43.

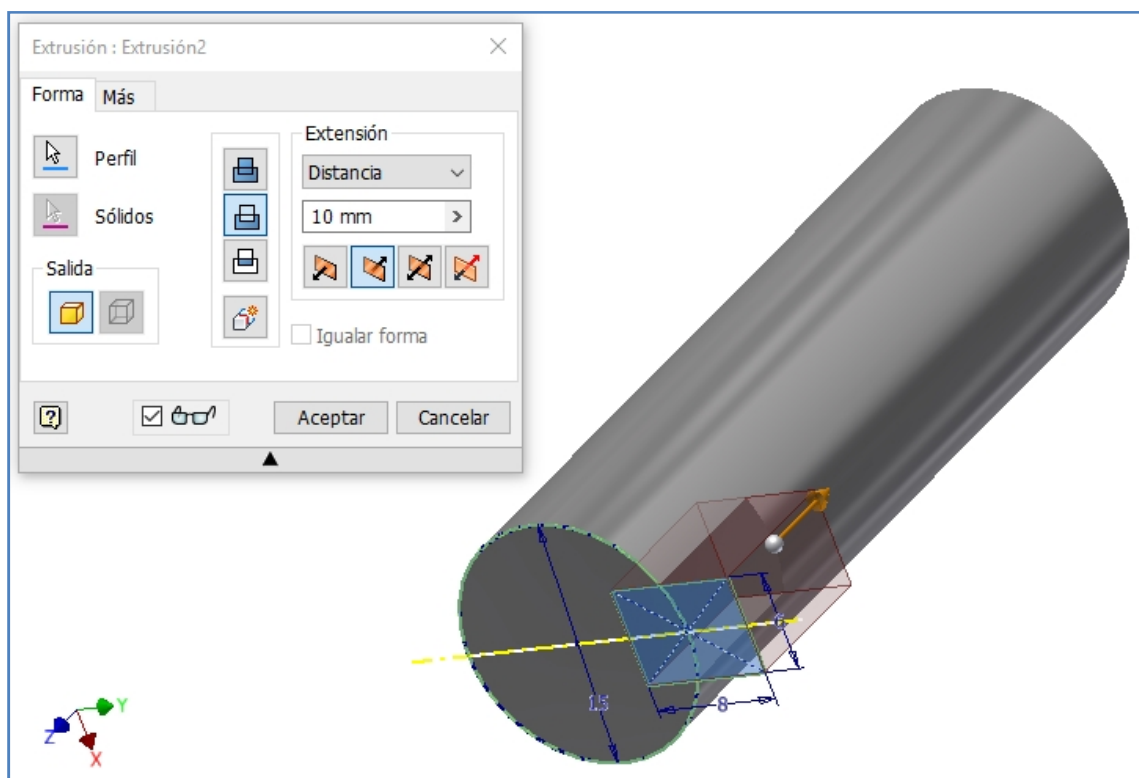


Figura 4.43. Extrusión de la ranura del eje para el motor.

4.1.1.4.2.3 Rodamiento de bolas

Para la creación del rodamiento de bolas han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 2 revoluciones.
- 1 patrón.

La primera revolución, la cual tendrá una extensión completa, creará los dos anillos que contienen el canal para las bolas. Del boceto sobre el plano YZ las dimensiones más importantes son el diámetro interior que es 10 mm, el exterior que es 22 mm, el de la bola que es 4 mm y el ancho del rodamiento que es 8 mm.

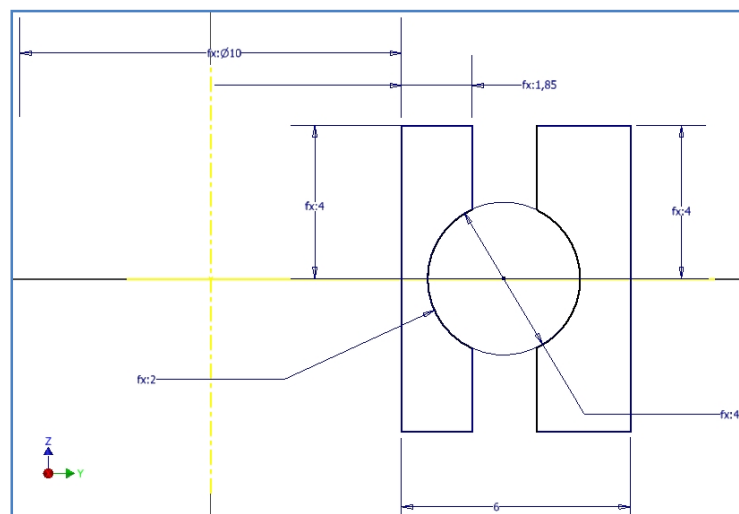


Figura 4.44. Boceto para la primera revolución del rodamiento de bolas.

La segunda revolución se realiza sobre un boceto sobre el plano YZ con una semicircunferencia de radio 2 mm cuyo centro se corresponde con el la circunferencia del primer boceto. Realizando una revolución completa sobre este boceto se obtiene una bola.

El resto de bolas se generan aplicando el comando *patrón* sobre la segunda revolución alrededor del eje X, y eligiendo que genere ocho bolas. Obteniendo el resultado que se muestra en la figura 4.45.

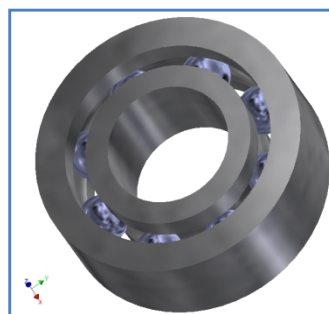


Figura 4.45. Representación final del rodamiento de bolas.

4.1.1.4.2.4 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 6 del tipo coincidencia.
- 2 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje y siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo se comienza por restringir la barra 2 o AB aplicando restricciones de coincidencia entre el origen del ensamblaje y el la pieza y entre los planos XY y los XZ del sistema de referencia de ambos.

El siguiente paso es restringir el eje del motor a la barra 2 o AB. Para ello se aplican:

1. Una restricción de coincidencia entre dos de las caras planas de la ranura del eje y sus homólogas en la de la barra 2 (1 y 2 en la figura 4.46).
2. Una nivelación entre la cara plana del extremo del eje en el que está la ranura con la cara plana de la barra 2 de tal forma que el eje se introduzca en el agujero de la barra (3 en la figura 4.46).



Figura 4.46. Aplicación de restricciones necesarias para unir el eje del motor a la barra AB.

Para ensamblar el rodamiento en la barra 2 se sigue el siguiente procedimiento:

1. Se comienza aplicando una restricción de coincidencia entre el eje del cilindro que genera el agujero y el del rodamiento.
2. Para finalizar se aplica una restricción de nivelación entre la cara plana del rodamiento y la de la barra 2. En este caso ha sido necesario un desfase de -1 mm para que el rodamiento quede en el centro del alojamiento.

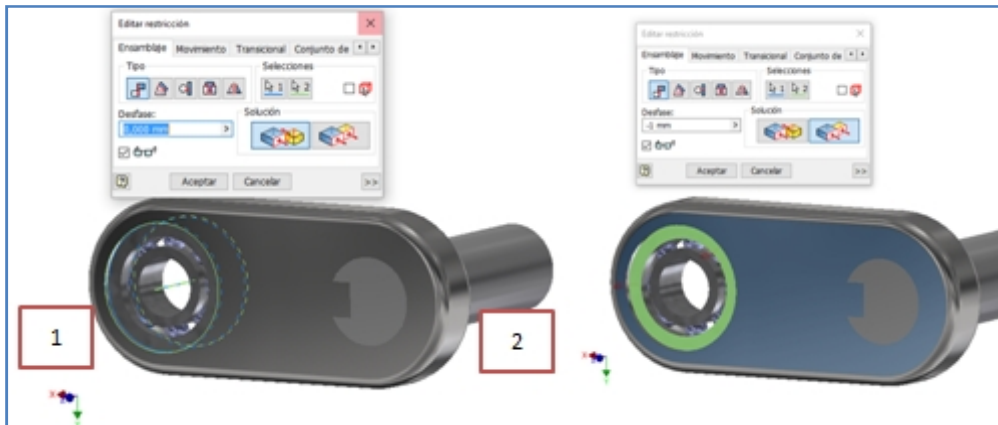


Figura 4.47. Aplicación de restricciones necesarias para unir el rodamiento a la barra A.

4.1.1.4.3 Barra 3-BCD

El grupo que compone la barra 3 o BCD queda definido por los siguientes sólidos:

- Sección B.
- Sección C.
- Sección D.
- 2 Rodamientos de bolas (iguales al del grupo barra 2 o AB por lo que no se vuelve a explicar el diseño).

Al contrario que en la barra 2 se ha decidido realizar la geometría de la 3 dividiéndola en tres secciones la B, la C y la D. Para que se pueda facilitar el montaje el mecanismo en una hipotética fabricación.

Los dos últimos son elementos secundarios para que el resultado final sea más parecido a la realidad.



Figura 4.48. Representación de la barra 3 que une los puntos BCD del mecanismo.

4.1.1.4.3.1 Sección B

La primera pieza que se va a diseñar para este ensamblaje es la sección B contiene la geometría necesaria para que se pueda unir a la barra 2 en B y parte de la geometría que une B y C. Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 4 extrusiones.
- 1 agujero.
- 1 empalme.
- 1 rosca.

El diseño comienza con una extrusión que formará la geometría básica del sólido. Para ello es necesario crear un boceto sobre el plano XZ realizado de tal forma que el agujero del punto B quede en el origen y que al ensamblar la barra 2 pueda rotar sin que haga contacto con esta pieza.

Consecuentemente el sólido básico que compone esta pieza se ha diseñado de forma asimétrica, una parte tiene un ancho de 10 mm para que cuando se ensamble a la barra 2 perezca que se integra en la barra 3. El resto tiene un ancho 20 mm y es simétrico respecto al eje Z las otra dimensión más importante es la longitud total que es 143 mm. Sobre este boceto se realiza una extrusión de 26 mm con la opción simetría activada.

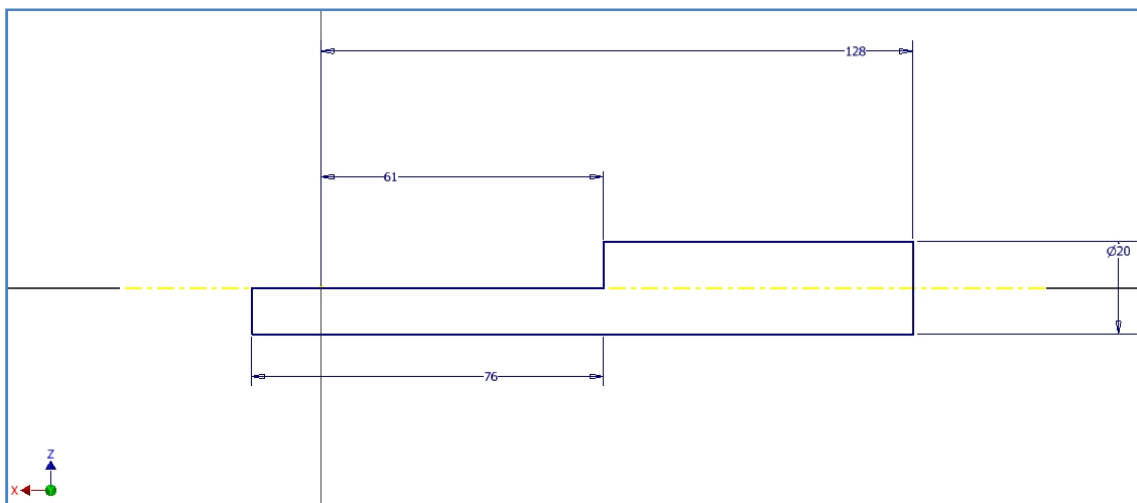


Figura 4.49. Primer boceto para la primera extrusión de la sección B.

A continuación se realiza un boceto sobre el plano XY de una circunferencia de centro en el origen cuyo diámetro es 10 mm. La extrusión que se realiza sobre éste tiene extensión *todo*.

Sobre este agujero se aplica una operación de rosca de especificación Mx10 paso 0.5 y ajuste 6H.

A continuación con una operación de empalme se rebaja material del extremo de la barra más próximo al agujero. Esta operación se caracteriza por un radio de 13 mm.

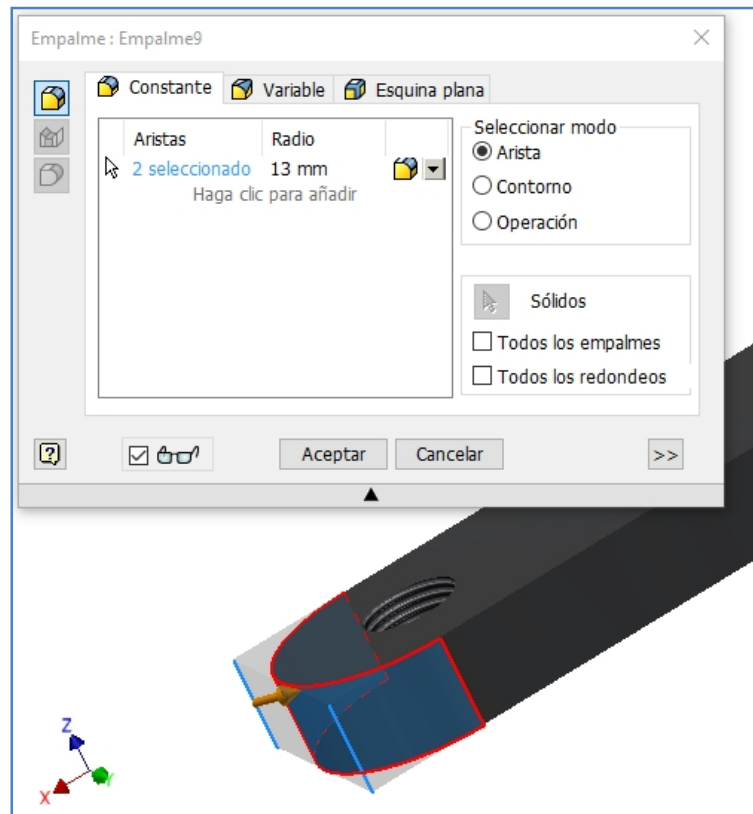


Figura 4.50. Operación de empalme para el redondeo de una extremo de la barra.

La siguiente extrusión tiene como objetivo crear un saliente que quede unido y nivelado con la parte de 20 mm de espesor que se creó en la primera. Para ello se realiza un boceto sobre el plano XY, cuya geometría la marca la proyección de la primera extrusión con el corte de una circunferencia de centro, el mismo que el del agujero de la segunda extrusión y un diámetro de 111 mm.

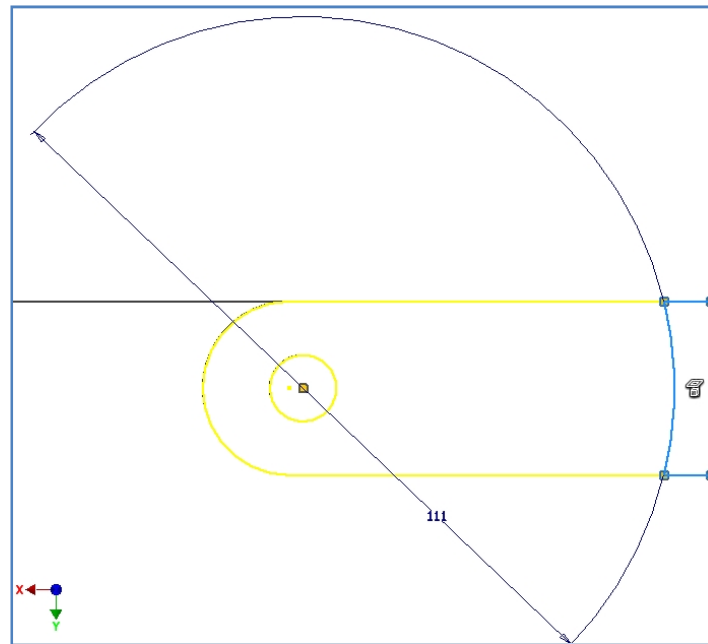


Figura 4.51. Boceto para la tercera extrusión de la sección B.

La última extrusión de esta pieza tiene como objetivo rebajar material de la pieza y crear un alojamiento hexagonal para poder unir la sección B con la C. Para ello se realiza un boceto sobre la cara paralela al plano YZ de lado de 20 mm. El hexágono que compone este boceto tiene el centro sobre el origen y las dimensiones como muestra la figura 4.52. La extensión de esta extrusión tipo corte es de 20 mm, al ser del tipo corte en este caso no permite elegir dirección puesto que en la contraria no hay sólidos a los cortar.

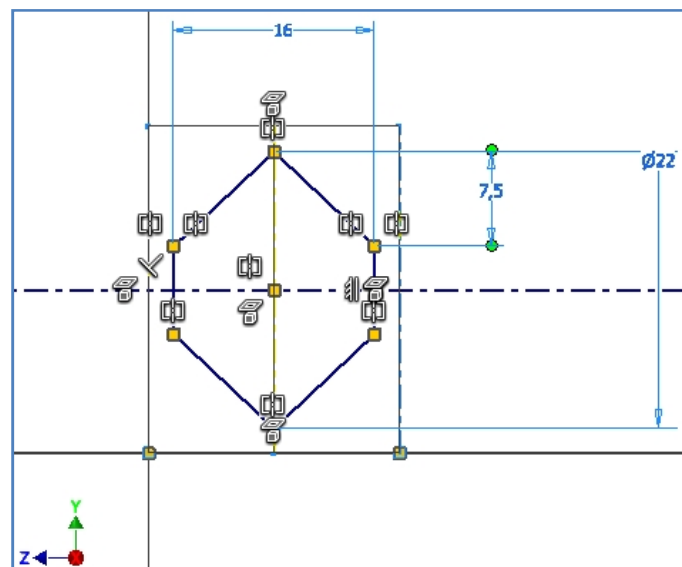


Figura 4.52. Boceto para la cuarta extrusión de la sección B.

El diseño de esta pieza termina realizando un agujero sobre una de las caras paralelas al plano XY con extensión *todo* cuyo centro está situado sobre el eje X a una distancia de 121.2 mm. La especificación de este agujero es Mx8 paso 0.5 y ajuste 6H según el perfil métrico ANSI. Obteniendo la geometría que se muestra en la figura 4.53.

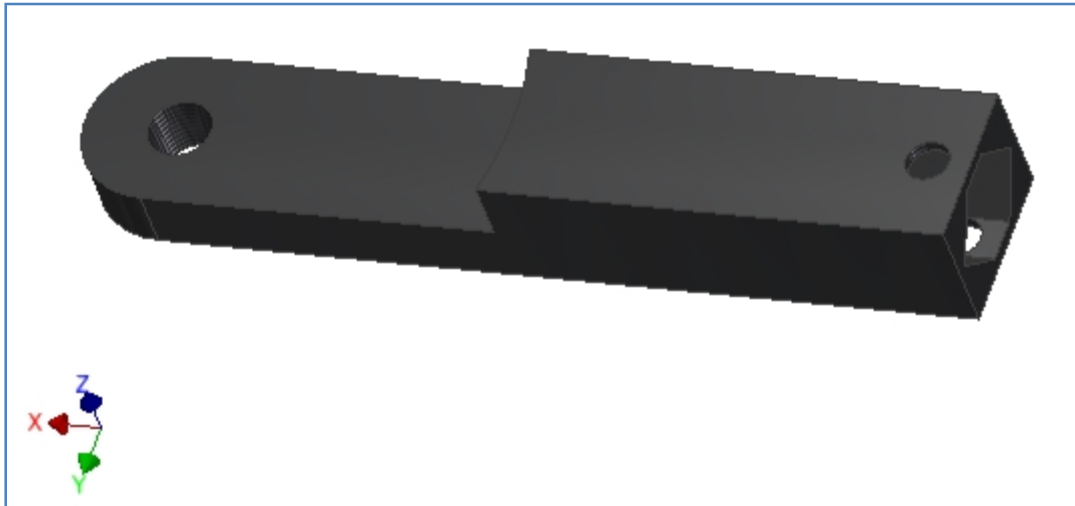


Figura 4.53. Representación final de la sección C.

4.1.1.4.3.2 Sección C

Esta pieza que se va a diseñar es la sección C que contiene la geometría necesaria para unir la sección B y D. Además para que permita el movimiento de la barra 4 o CE, se ha decidido diseñar la sección C de forma que esta se pueda mover por dentro de esta sección. Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 5 extrusiones.
- 3 agujeros.
- 2 planos de trabajo.
- 1 empalme.
- 1 simetría.

Esta sección es la que contiene el ángulo que forman los vectores \overline{BC} con el \overline{CD} . Para poder representar bien esta geometría se ha realizado un boceto sobre el plano XY en el que con centro en el origen se van a representar los vectores \overline{BC} y \overline{CD} , tal y como se muestra en la figura 4.54.

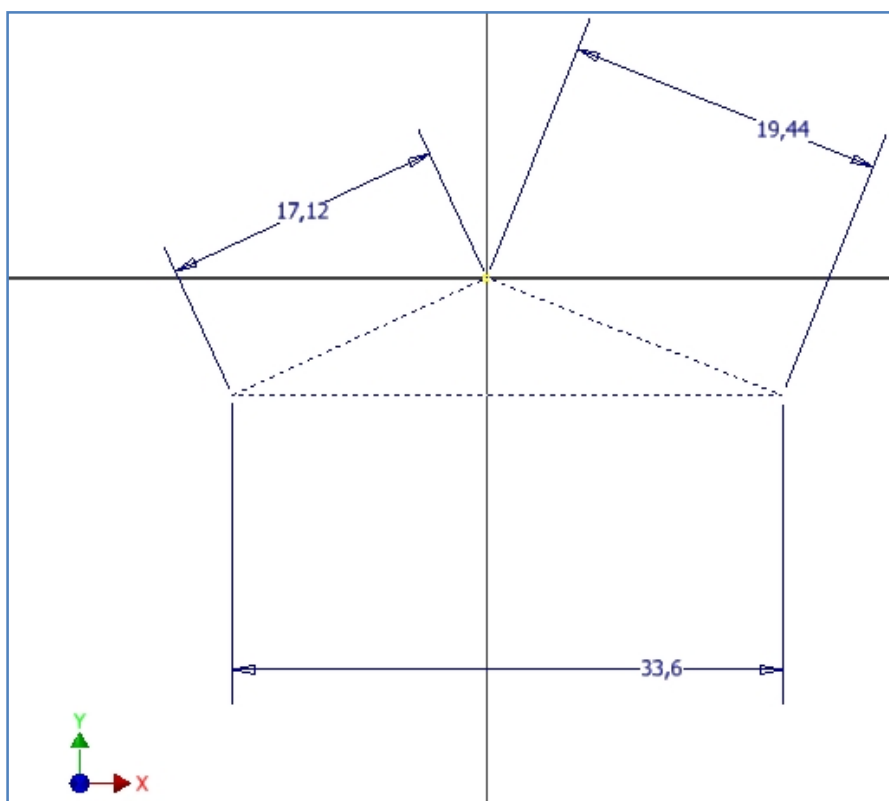


Figura 4.54. Boceto previo para posicionar de los vectores \overline{BC} y \overline{CD} .

Con los lados de este triángulo como uno de los ejes y el eje Z se crean dos planos de trabajo para realizar los bocetos para las extrusiones y que la geometría final se acople a la del vector \overline{BCD} que forma la barra 3, tal y como se muestra en 4.55.

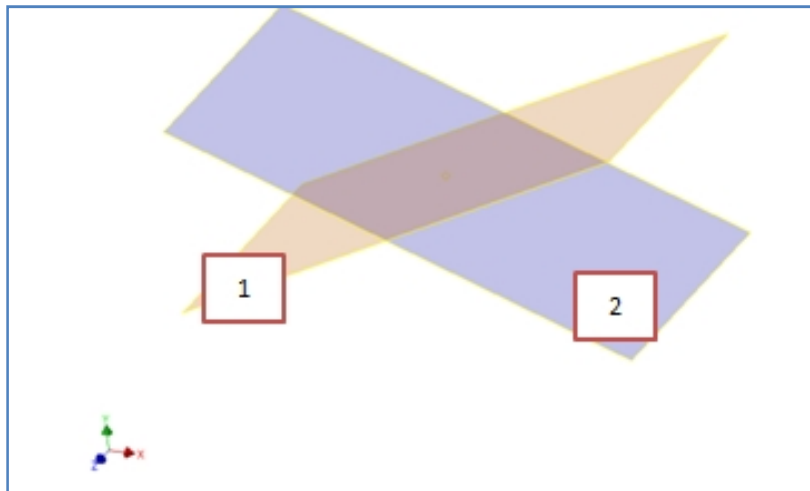


Figura 4.55. Planos de trabajo para la correcta posición de los vectores \overline{BC} y \overline{CD} .

A continuación, sobre el plano de trabajo 1 se realiza un boceto con forma de “Y” de tal manera que la longitud total sea 65 mm y el resto de las dimensiones y la posición según se muestra en la figura 4.56.

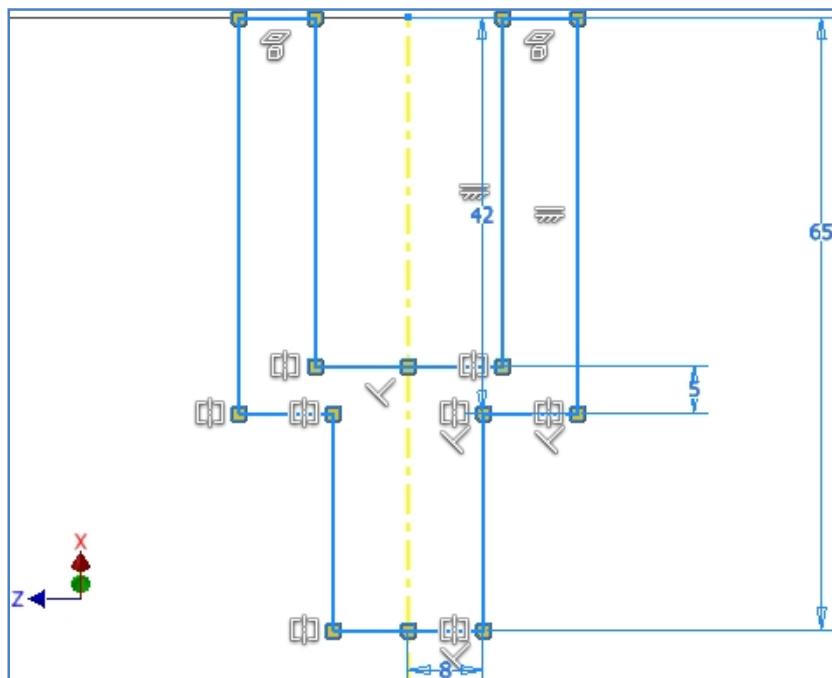


Figura 4.56. Boceto sobre el plano de trabajo 1 para realizar la primera extrusión.

Sobre el plano 2 se realiza un boceto similar al anterior lo único que cambia la longitud total que será 125 mm.

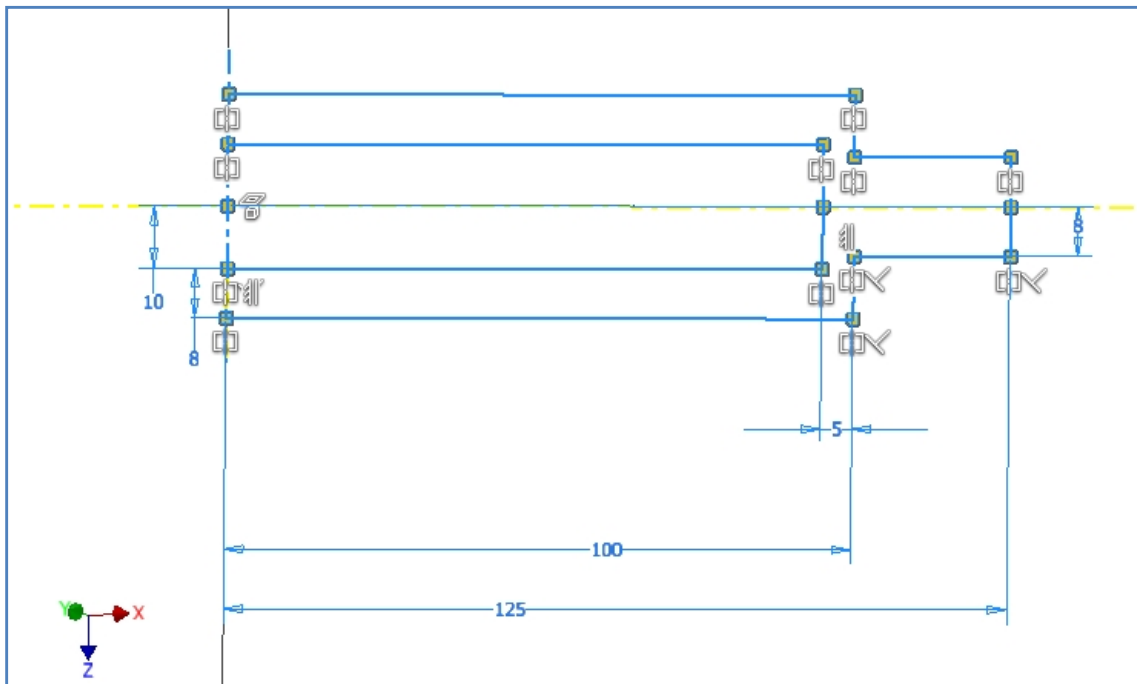


Figura 4.57. Boceto sobre el plano de trabajo 2 para realizar la segunda extrusión.

A continuación, se procede a aplicar dos operaciones de extrusión iguales sobre el primer y el segundo boceto. La extensión de ambas extrusiones es 22 mm con la opción simetría activada.

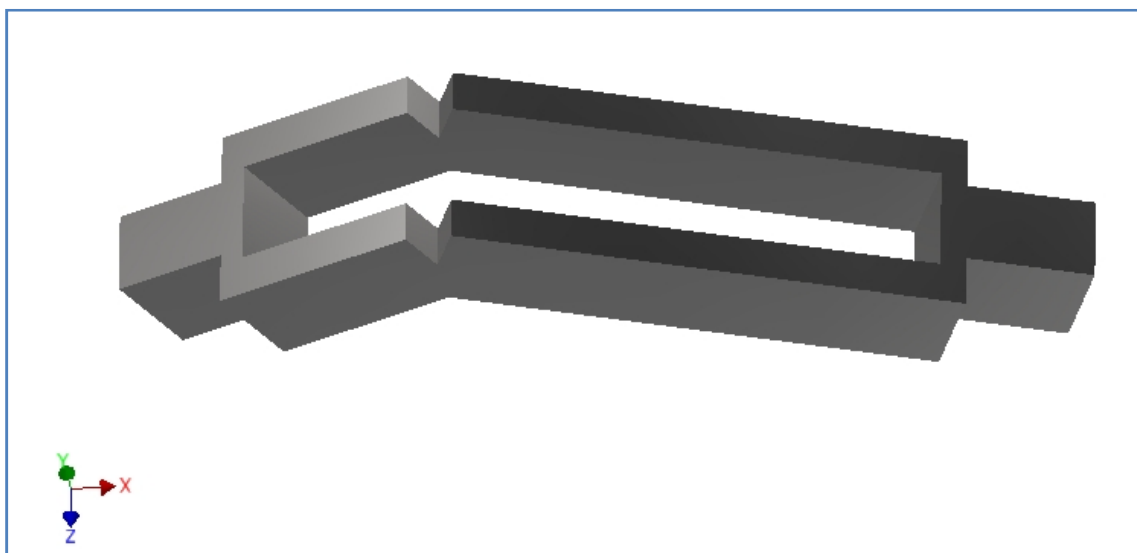


Figura 4.58. Geometría obtenida de aplicar la primera y la segunda extrusión.

El siguiente paso es crear un boceto sobre el plano XY para una extrusión que cerrará completamente el sólido generado por la primera y la segunda. Este boceto se crea proyectando la geometría de las extrusiones anteriores y continuando la línea exterior superior de ambas barras hasta el eje Y. La extensión de esta extrusión será *entre* las caras que se observan en azul en la figura 4.59.

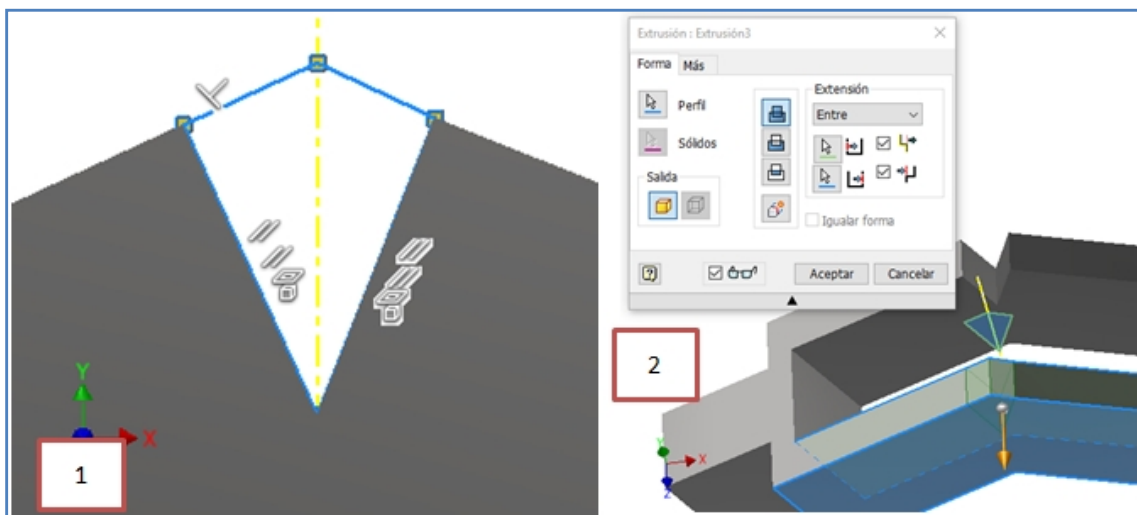


Figura 4.59. Tercera extrusión y boceto correspondiente para la misma.

A continuación para generar la misma geometría al otro lado del plano XY se realiza una operación de simetría de la tercera extrusión respecto a este mismo plano.

Sobre las cuatro aristas de la geometría del sólido que están contenidas en el plano YZ, se aplica una operación de empalme que se caracteriza por una radio de 15 mm.

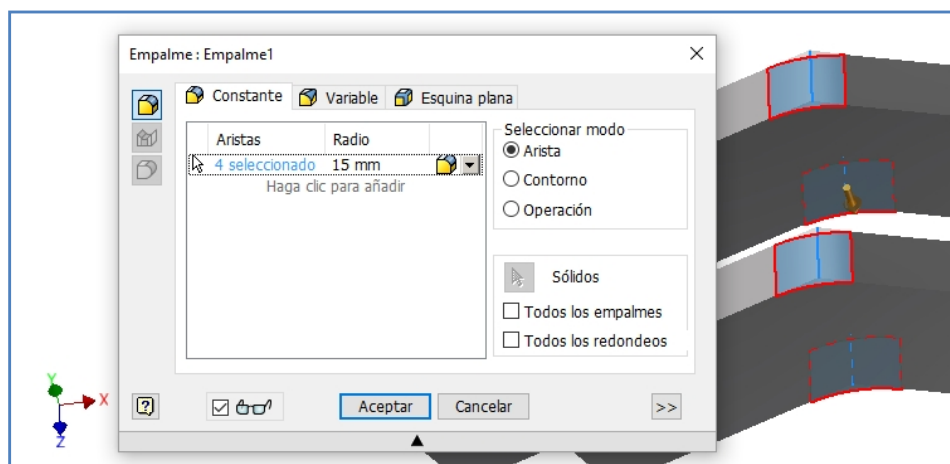


Figura 4.60. Operación de empalme de las cuatro aristas contenidas en el plano YZ.

El siguiente paso es crear el agujero para el perno de articulación del punto C. Para ello se realiza un boceto sobre el plano XY y proyecta el origen. A este boceto se le aplica un agujero de 10 mm de diámetro con extensión *pasante*.

El siguiente paso consiste en crear el “macho” hexagonal para que esta sección se pueda unir con la B y la D. Para ello se realizan dos bocetos uno sobre cada cara plana más alejadas del origen en dirección X y $-X$.

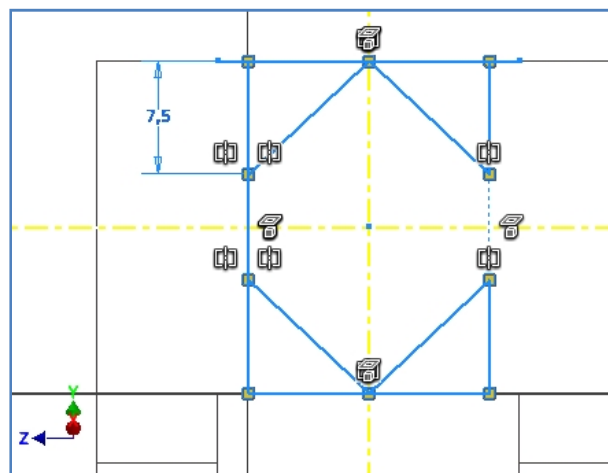


Figura 4.61. Boceto para la creación de los machos para poder conectar la sección C a la B y D.

Sobre estos bocetos se aplican dos extrusiones de corte de material con la extensión *hasta* la cara plana paralela al plano del boceto que en la figura 4.62 se muestra en azul.

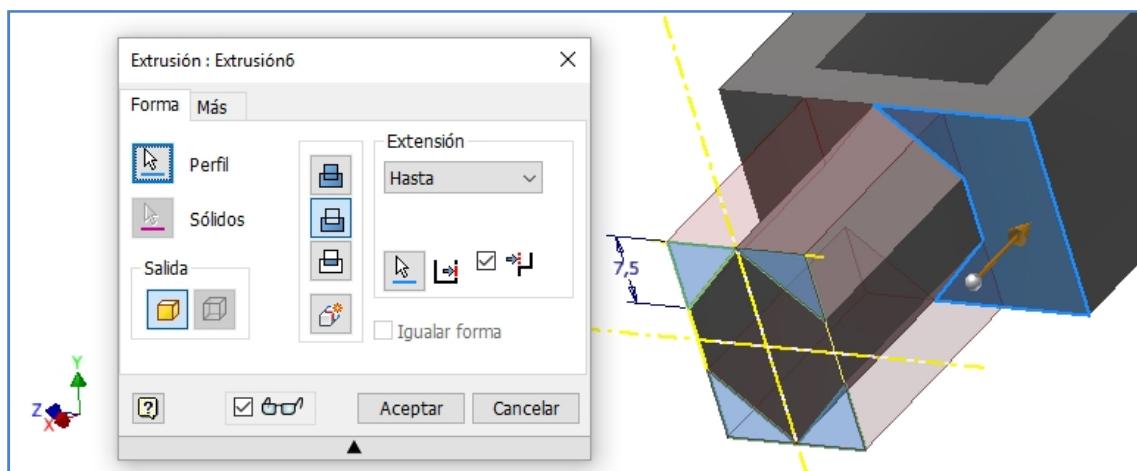


Figura 4.62. Cuarta extrusión, que es similar a la quinta solo que en el otro lado del sólido.

Para poder unir posteriormente estos “machos” hay que realizar dos agujeros pasantes sobre ellos, uno para cada lado. Para conseguirlo se hacen dos bocetos sobre la correspondiente cara plana paralela al plano XY de la últimas dos extrusiones.

El centro de los agujeros se encuentra sobre los planos de trabajo que se crearon al comienzo de esta sección. El del lado corto está a 50 mm del origen y el del lado largo a 110 mm. La especificación de los agujeros es Mx8 paso 0.5 y ajuste 6H según el perfil métrico ANSI. Obteniendo finalmente la geometría que se observa en la figura 4.63.

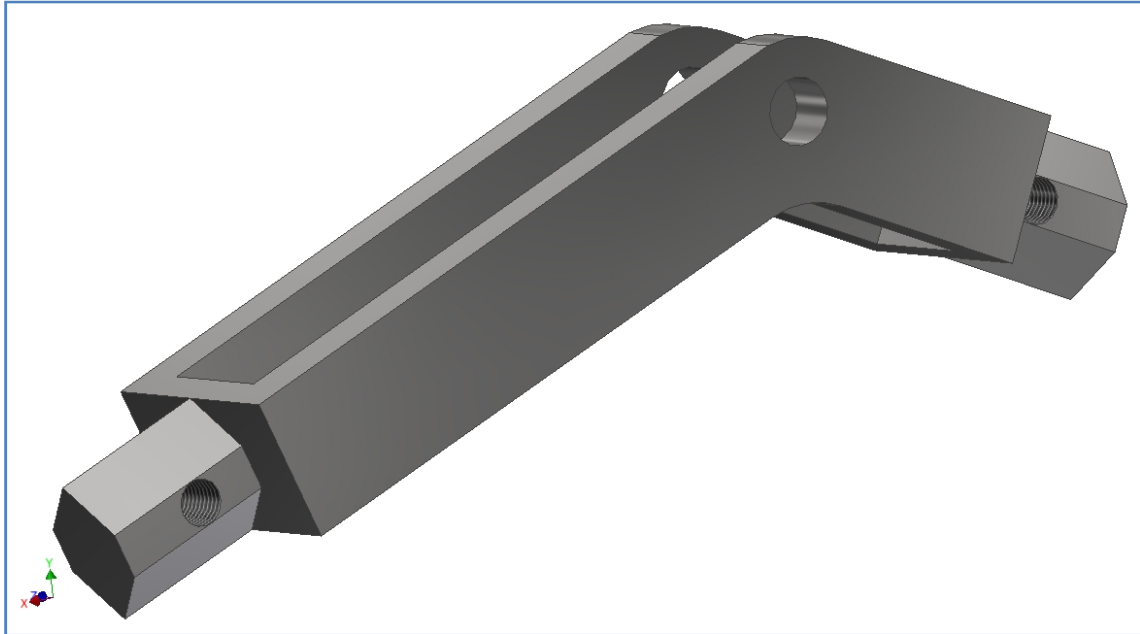


Figura 4.63. Representación de la geometría final de la sección C.

4.1.1.4.3.3 Sección D

Esta pieza que se va a diseñar es la sección D que contiene la geometría necesaria para unir la sección C y a la barra 5. Además para posibilitar un hipotético montaje se ha decidido diseñar esta sección de forma simétrica y que se separe en dos mitades que se puedan unir con pernos. Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 2 extrusiones.
- 2 agujeros.
- 1 empalme.
- 1 simetría.

Se comienza creando un boceto sobre el plano XZ, este se compone de una geometría simple que se coloca toda ella a una lado del eje X para poder realizar una simetría respecto al plano XY posteriormente.

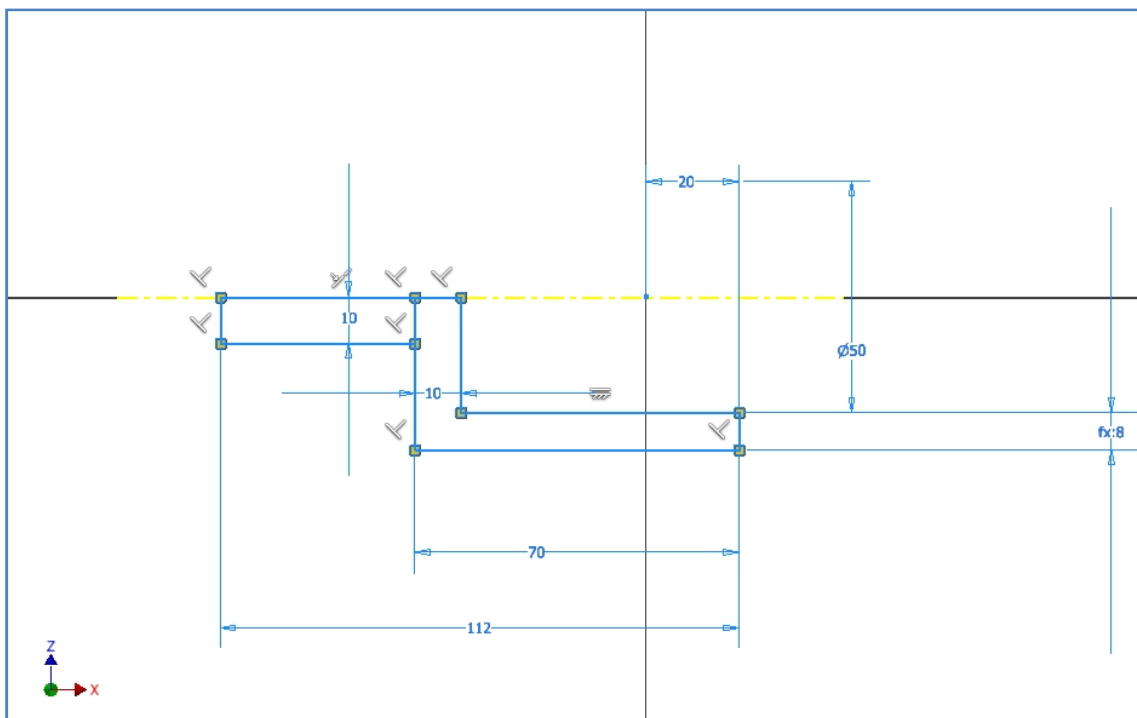


Figura 4.64. Primer boceto de la sección D.

Sobre este boceto se aplica una operación de extrusión de extensión 28 mm con la opción simetría activada.

Sobre las dos aristas paralelas al eje Z situadas más alejadas del origen en dirección X, se aplica una operación de empalme que se caracteriza por una radio de 8 mm. Obteniendo el resultado que se muestra en la figura 4.65.

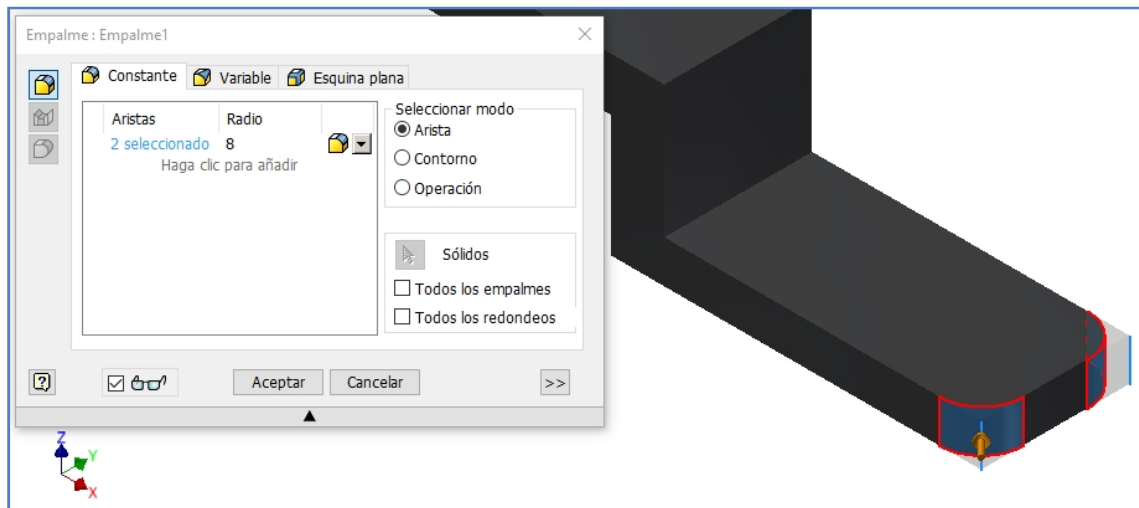


Figura 4.65. Empalme de aristas exteriores.

El siguiente paso es realizar un agujero para el alojamiento del rodamiento de bolas. Para ello se necesita un boceto sobre el plano XY en el cual se proyecta el origen. Sobre este punto se realiza una operación de agujero de 22 mm de diámetro con extensión *pasante*.

A continuación se seleccionan todas las aristas menos a las que se aplicó el empalme anteriormente y se les aplica otro pero esta vez caracterizado por un radio de 2 mm.

Para poder unir esta sección a la C hay que crear una “hembra” hexagonal sobre la pieza final, como se está diseñando media pieza para la simetría posterior el boceto que hay que realizar es medio hexágono en la cara generada por la arista de 10 mm del boceto anterior.

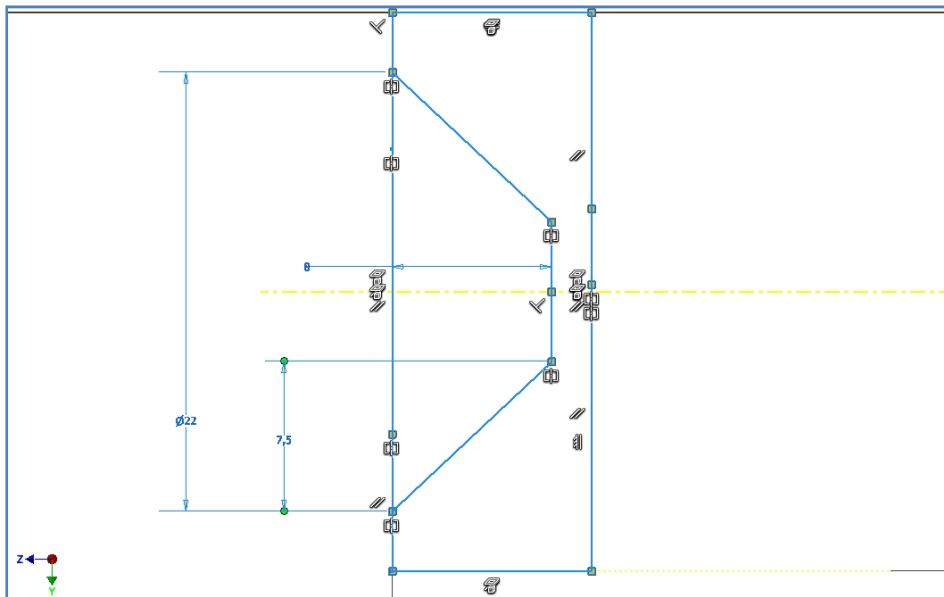


Figura 4.66. Boceto para segunda y última extrusión.

Sobre éste se aplica una extrusión del tipo corte seleccionando la parte del medio hexágono. La extensión de esta operación es de 25 mm en dirección X.

Sobre todas las operaciones anteriores se va a realizar una operación de simetría respecto al plano XY para crear la otra mitad de la pieza.

Para finalizar se crea un boceto sobre el plano XY con dos centros situados sobre el eje X uno a 60 mm del origen y el otro a 84.4 mm. Sobre este boceto se aplica una operación de agujero con extensión *pasante* y con especificación Mx8 paso 0.5 y ajuste 6H según el perfil métrico ANSI. Obteniendo así una geometría final como la que se muestra en la figura 4.67.



Figura 4.67. Representación de la sección D finalizada.

4.1.1.4.3.4 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 7 del tipo coincidencia.
- 4 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje, siguiendo el proceso descrito al inicio de este capítulo, se comienza por restringir la sección C aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y el la pieza y nivelación entre los planos XY y los XZ del sistema de referencia de ambos.

El procedimiento para ensamblar la sección B a la C se realiza aplicando dos restricciones de coincidencia:

1. Se continúa procediendo a restringir la sección B a la C. Para ello se crea una restricción de coincidencia entre el eje del agujero de 8 mm de la sección B y el homólogo del lado corto de la C.
2. Sobre una de las caras planas de la “hembra” hexagonal de la B con la homóloga del “macho” de la C. La figura 4.68 muestra las caras y ejes seleccionados para estas dos restricciones.

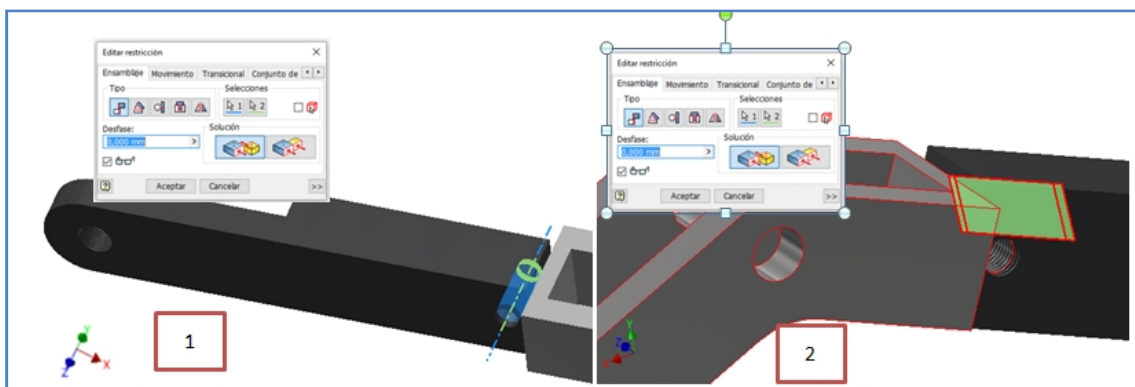


Figura 4.68. Operaciones necesarias para el ensamblaje de la sección B a la C.

La sección D se une a la C de la misma forma que lo hizo la B. Lo único saber que de los dos agujeros de 8 mm de la D, se va unir por el que está más alejado del origen de la misma.

Los dos rodamientos van alojados en los agujeros de 22 mm de diámetro de la sección D. Se ensamblan de la misma forma que se hizo para la barra 2 en el apartado 4.1.1.4.2.4 quitando el desfase de -1 mm puesto que el alojamiento en B tiene 10 mm

(sobraba 1 mm por cada lado del rodamiento) y el de D tiene sólo 8 mm que es lo mismo que tiene el rodamiento. Aplicando todo este procedimiento se obtiene finalmente el ensamblaje que se mostró en la figura 4.48.

4.1.1.4.4 Barra 4-CE

El grupo que compone la barra 4 o CE queda definido por los siguientes sólidos:

- Barra 4 o CE.
- 2 Rodamientos de bolas (iguales al del grupo barra 2 o AB, por lo que no se vuelve a explicar el diseño ni el ensamblaje)

La barra 4, que se puede nombrar en función del movimiento que realiza como balancín del mecanismo de corte, es la que se encarga de unir los puntos CE y guiar el movimiento de la barra 3 o acoplador.

La particularidad del diseño de esta barra es que se ha creado con un eje roscado y tuercas en el eje que contiene el vector \overline{CE} de la misma, para poder modificar su longitud y así la de la geometría del mecanismo de forma sencilla. El diseño de esta barra ha sido pensado para que pueda moverse por el interior de la parte central de la sección C de la barra 3.

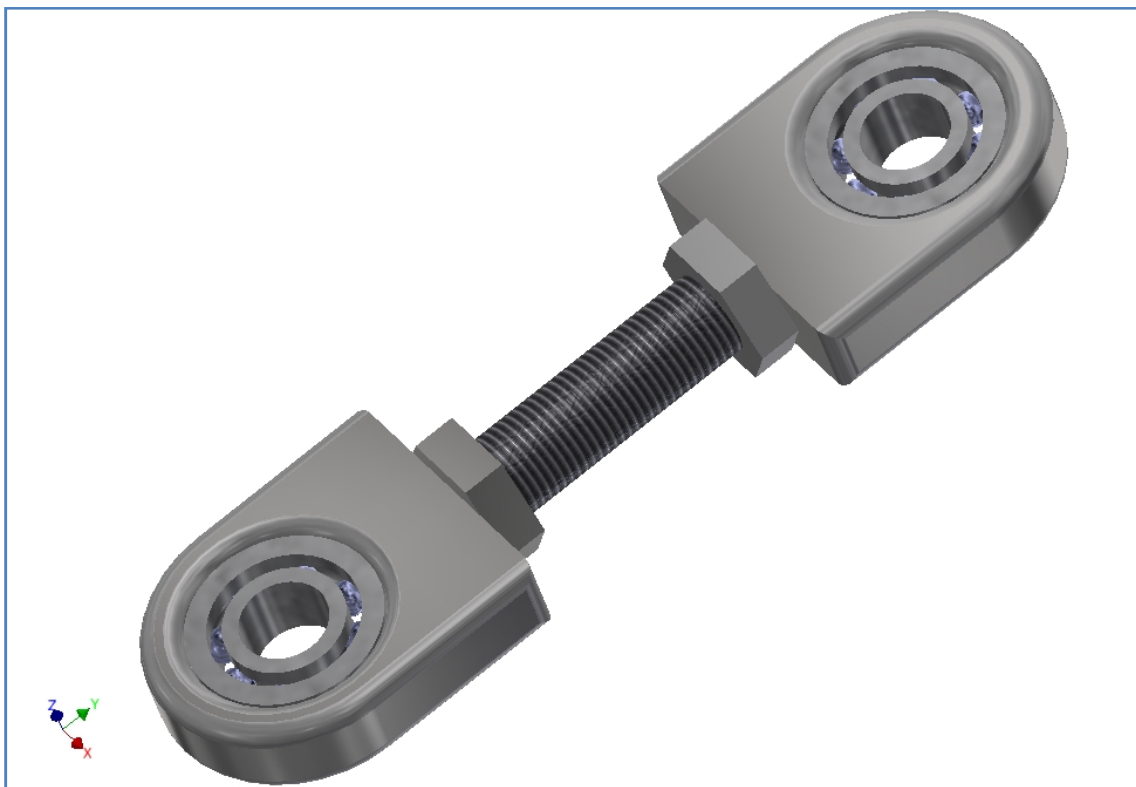


Figura 4.69. Representación del grupo barra 4 o CE.

4.1.1.4.4.1 Barra 4

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 3 extrusiones.
- 1 rosca.
- 1 empalme.
- 1 simetría.
- 1 plano de trabajo.

Se comienza creando un boceto sobre el plano XZ. Este se compone únicamente de una circunferencia de diámetro 10 mm y centro en el origen. Sobre éste se aplica una extrusión de 50 mm con la opción simetría activada.

Al cilindro creado por esta operación se le aplica una de rosca a lo largo de toda la pieza, con especificación Mx10 paso 0.5 y ajuste 6H según el perfil métrico ANSI.

A continuación, se procede a crear una de las tuercas. Para ello se realiza un boceto sobre un plano de trabajo que se debe crear paralelo al XZ desfasado 15 mm en la dirección Y. Proyectando la geometría externa del cilindro se obtiene la interna de la tuerca y con el comando polígono, dentro del entorno boceto, se elige crear un hexágono regular de lado 9 mm, con los vértices situados como se muestra en la figura 4.70.

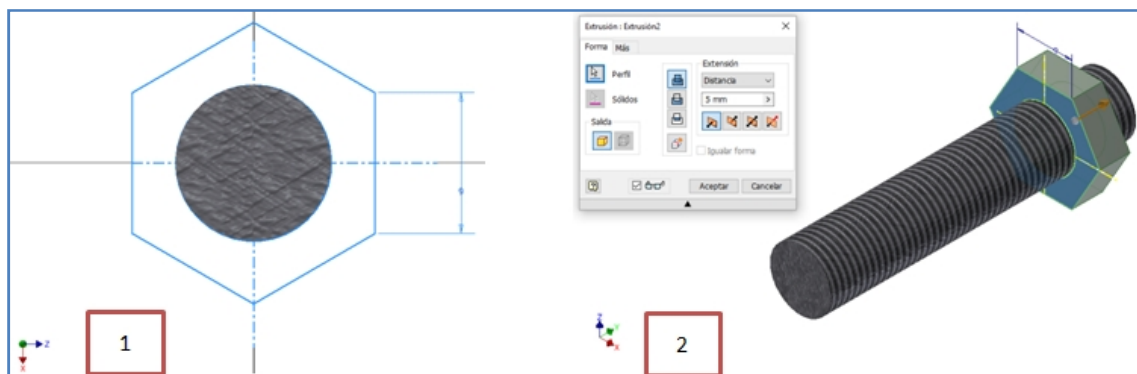


Figura 4.70. Extrusión para la creación de la tuerca y boceto necesario para la misma.

Para crear el resto de la geometría de la barra 4 se realiza un boceto sobre el plano XY. Este debe ser simétrico respecto del eje X que contiene las circunferencias de 22 mm que servirán para alojar dos rodamientos de bolas para las articulaciones C y E, la otra

dimensión principal es la distancia entre centros que se debe corresponder con el valor de r_4 que se ha usado para el cálculo del mecanismo, que es 85.6 mm. Sobre este boceto se aplica una extrusión con la opción simetría activada de 10 mm.

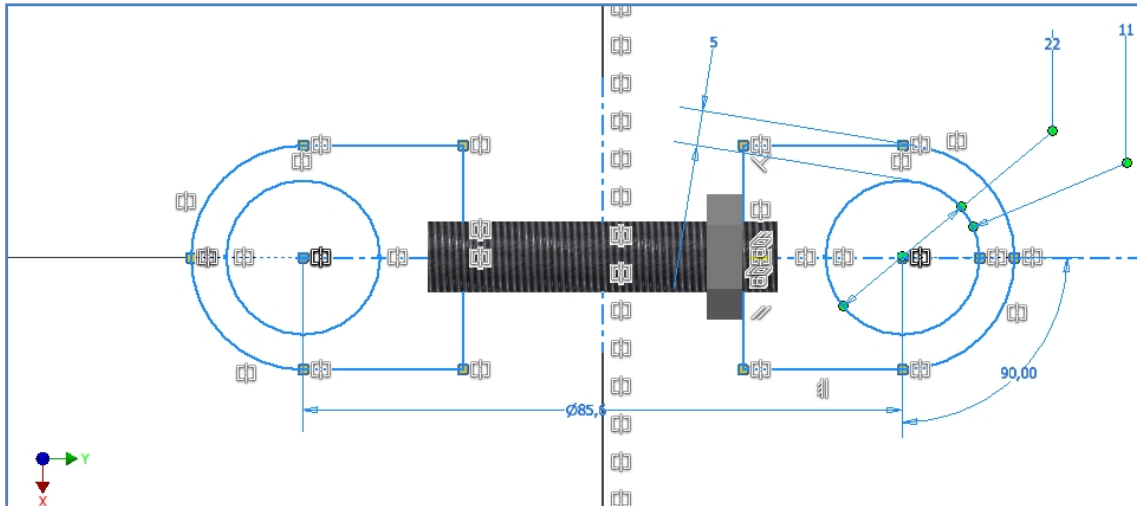


Figura 4.71. Boceto para extrusión de la geometría principal de la barra 4.

Para finalizar esta pieza es necesario aplicar una operación de simetría respecto al plano XZ a la segunda extrusión para generar la tuerca al otro lado y una operación de empalme a todas las aristas generadas en la tercera extrusión menos a las que comparte con las tuercas. Este empalme se caracteriza por un radio de 2 mm. La geometría que se ha obtenido aplicando todas las operaciones es la que muestra la figura 4.72.

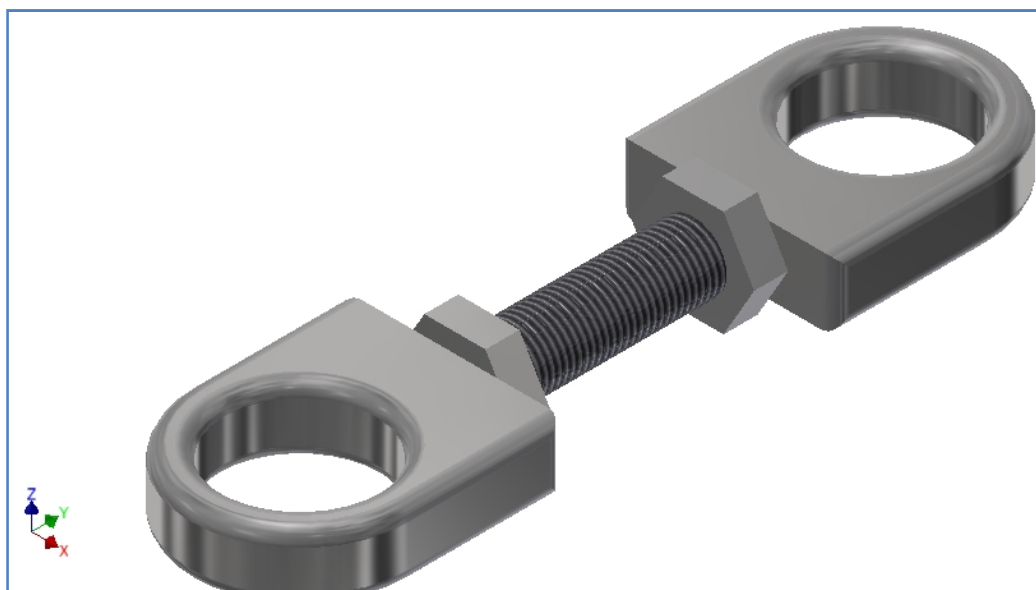


Figura 4.72. Representación final de la barra 4.

4.1.1.4.4.2 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 7 del tipo coincidencia.
- 4 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo, se empieza por restringir la barra 4 aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y el eje de uno de los agujeros de 22 mm y nivelación entre los planos XY del sistema de referencia del ensamblaje y de la pieza.

Los dos rodamientos van alojados en los agujeros de 22 mm de diámetro de la barra 4 que se ensamblan de la misma forma que se hizo para la barra 2 en el apartado 4.1.1.4.2.4. Obteniendo así el siguiente resultado final.

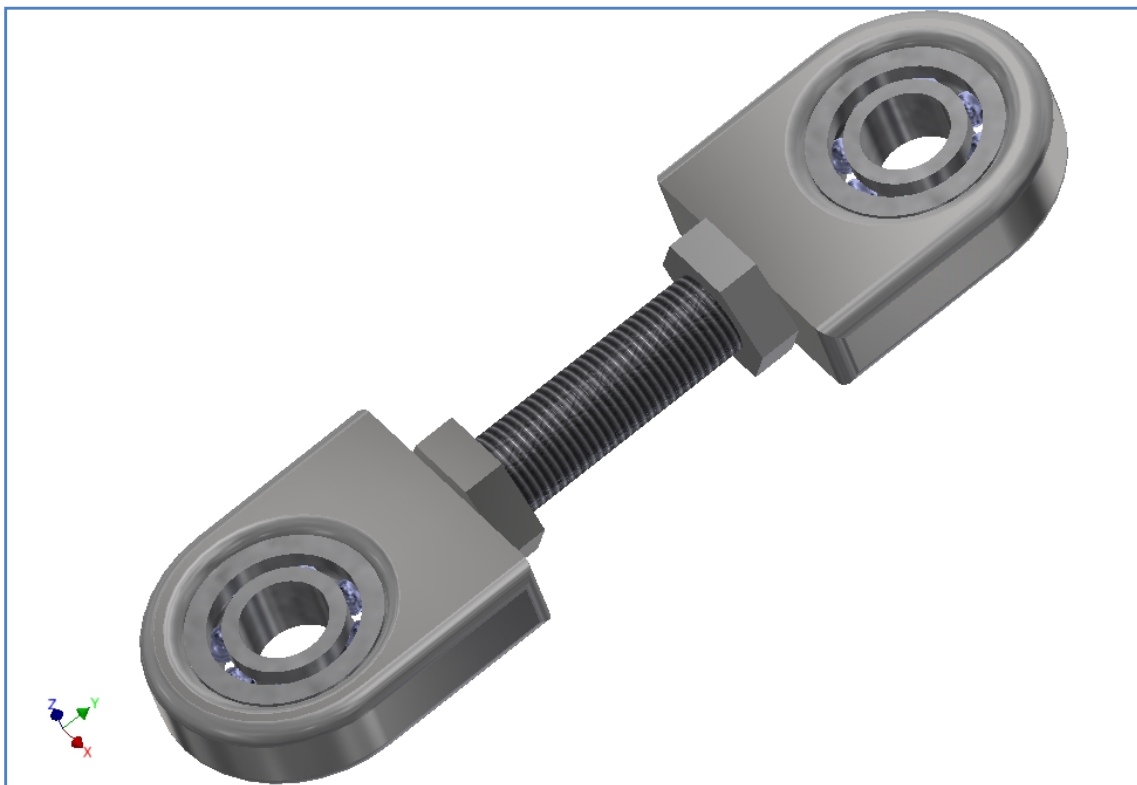


Figura 4.73. Representación del grupo barra 4 o CE completamente ensamblado.

4.1.1.4.5 Barra 5-D

El grupo que compone la barra 5 o D queda definido por los siguientes sólidos:

- Soporte rodamiento lineal.
- Tapa soporte
- Rodamiento lineal vertical.

La característica principal que se extrae del estudio de la barra 5 en el capítulo II y III es que debe permitir la rotación de la 3 respecto a ésta y ser capaz de moverse en dirección vertical respecto a la 6. Para ello en la parte interior de esta barra se debe alojar un rodamiento de desplazamiento lineal que será igual que el que se usó en el apartado 4.1.1.4.1 para el soporte 1 modificando la geometría externa del mismo para poder adaptarlo a un alojamiento vertical. El casquillo se debe diseñar de tal forma que pueda albergar este rodamiento y una articulación para que la barra 3 rote respecto a él.



Figura 4.74. Representación del grupo barra 5 o D.

4.1.1.4.5.1 Soporte rodamiento lineal

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 2 extrusiones.
- 1 revolución.
- 2 roscas.
- 1 empalme.
- 1 simetría.
- 1 plano de trabajo.

Se comienza por el boceto para revolución de la forma básica del soporte que está situado sobre el plano XY. La forma interior que tiene el boceto ha sido copiada de la exterior del rodamiento de desplazamiento lineal que se explicó en el apartado 4.1.1.4.1.3, sin tener en cuenta las ranuras. La diferencia que hay entre un extremo y el otro tiene su explicación en que cuando se haga la revolución del boceto en un lado se genera un tope para que el rodamiento no atravesase el casquillo y en el otro un agujero por el que se puede introducir.

La geometría del boceto se muestra en la figura 4.75. La extensión de la revolución que se va a aplicar sobre éste es *completa*.

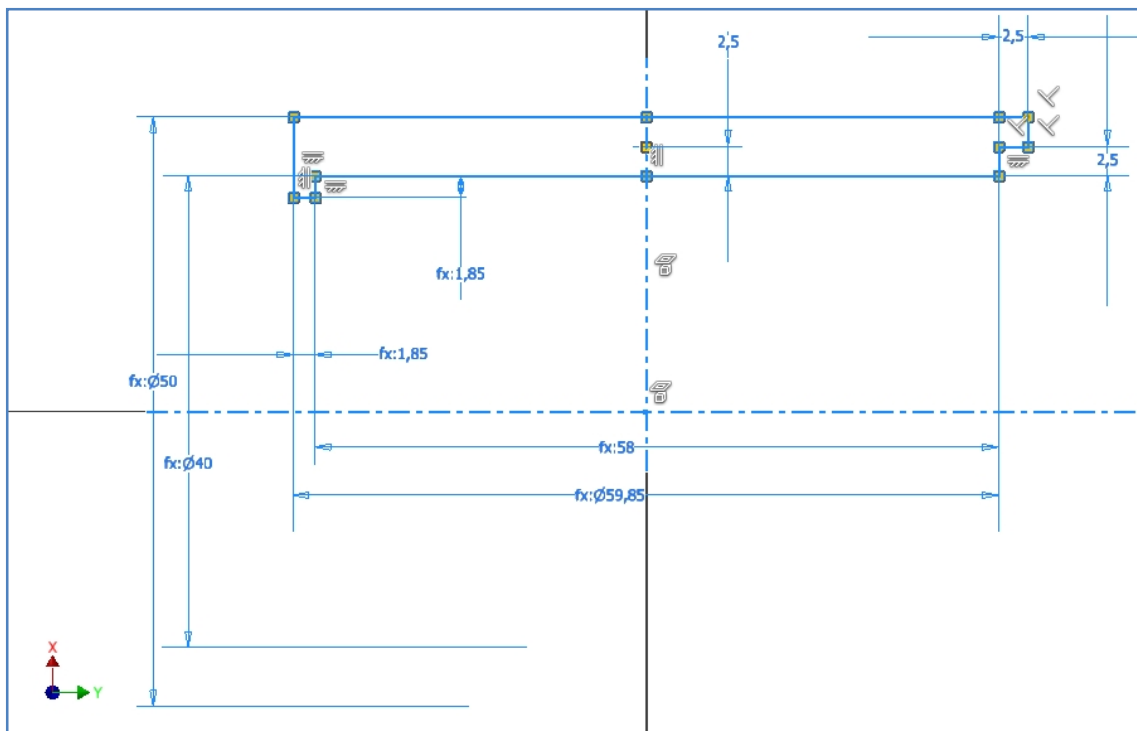


Figura 4.75. Primer boceto para la el soporte rodamiento lineal.

El siguiente paso es crear una extrusión que haga el “macho” de una ranura sobre el interior del cilindro creado en la primera revolución. Para ello se crea un boceto sobre la plana paralela al plano XZ de éste, en concreto de la que está en la dirección Y a 29 mm del origen.

Este boceto se compone de una geometría que, en su parte exterior, es la proyección del cilindro interior, dos lados de 1.85 mm y la base de 3.8 mm tal y como se muestra en la figura 4.76.

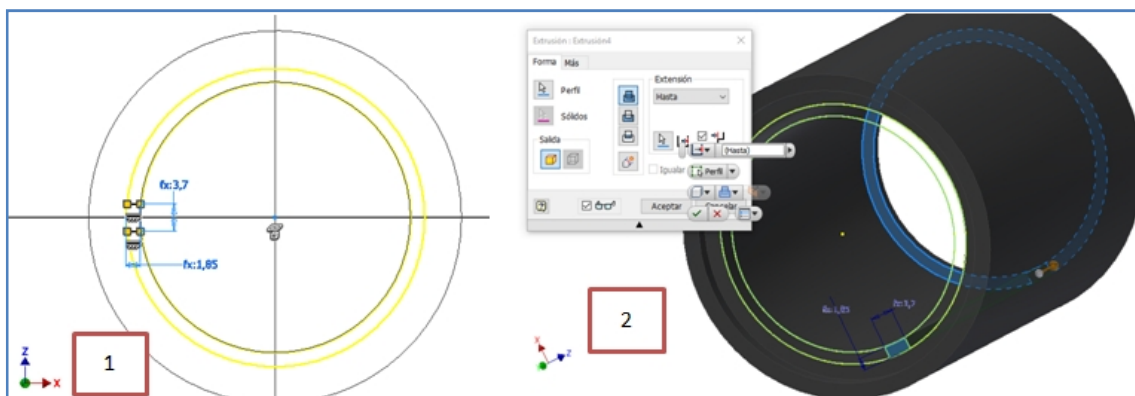


Figura 4.76. Boceto para la ranura y la extrusión de la misma.

La extrusión sobre este boceto se realiza aplicando la extensión *hasta* la cara que se muestra en la figura anterior de color azul, que es la que está a 29 mm en dirección $-Y$.

Sobre la parte cilíndrica que queda por encima de la cara del boceto de la extrusión se va a realizar una operación de rosca de Mx45, paso 1 y ajuste 6H según la especificación de perfil métrico ANSI.

A continuación sobre las dos aristas circulares más alejadas del origen, se va aplicar un empalme caracterizado por un radio de 2 mm.

Para poder realizar la geometría necesaria para que se pueda crear una articulación para unir con la barra 3 es necesario crear un plano auxiliar de trabajo para realizar un boceto. Éste plano debe ser paralelo al XY con un desfase de 45 mm en sentido positivo del eje Z.

Sobre el origen en ese boceto se crea una circunferencia de diámetro 10 mm. Se termina este proceso creando una extrusión del mismo con extensión *hasta* la cara cilíndrica exterior creada con la primera revolución.

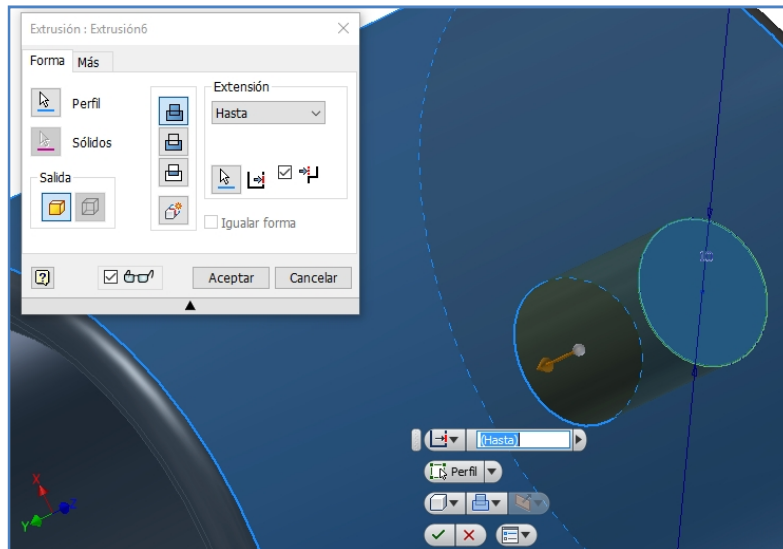


Figura 4.77. Extrusión del eje para la unión de la barra 3 con la 5.

Se continúa aplicando una operación de rosca a la parte cilíndrica que ocupa desde los 10 mm más exteriores de la operación anterior. La especificación de ésta operación M x10 paso 0.5 y ajuste 6H, según el perfil métrico ANSI.

La pieza se finaliza aplicando una operación de simetría de las tres últimas operaciones respecto al plano XY. Obteniendo así la geometría que se muestra en la figura 4.78.

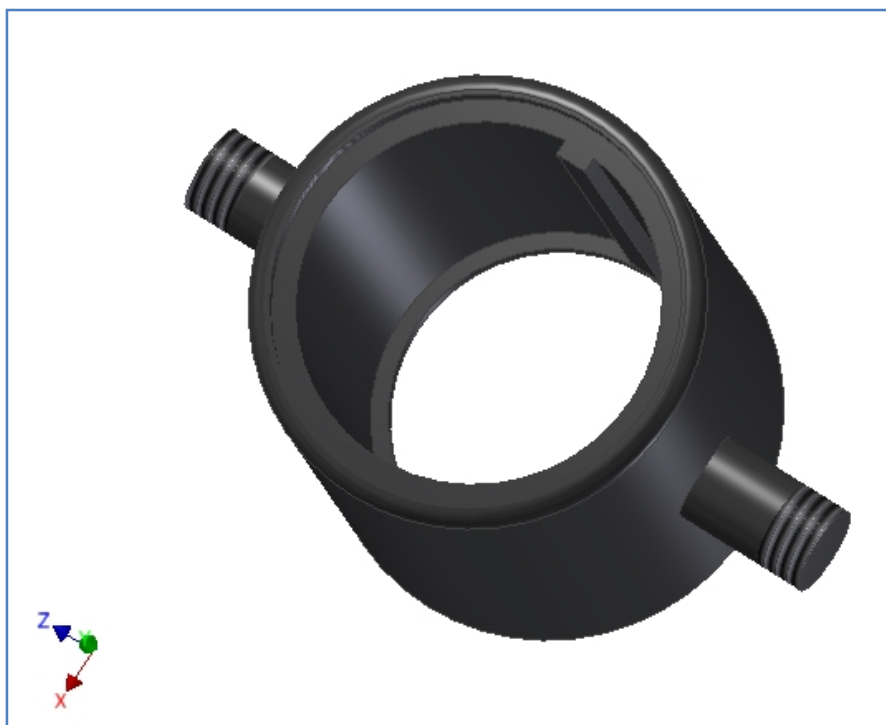


Figura 4.78. Extrusión del eje para la unión de la barra 3 con la 5.

4.1.1.4.5.2 Tapa soporte

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 1 revolución.
- 1 rosca.
- 1 empalme.

Para el diseño de esta pieza se comienza con un boceto sobre el plano XY para hacer una revolución respecto al eje Y de extensión *completa* y crear una tapa que pueda ajustar con agujero roscado Mx45, creado para la pieza anterior. La geometría del boceto son dos rectángulos formando una “L” con las dimensiones y restricciones que se muestran en la figura 4.79.A.

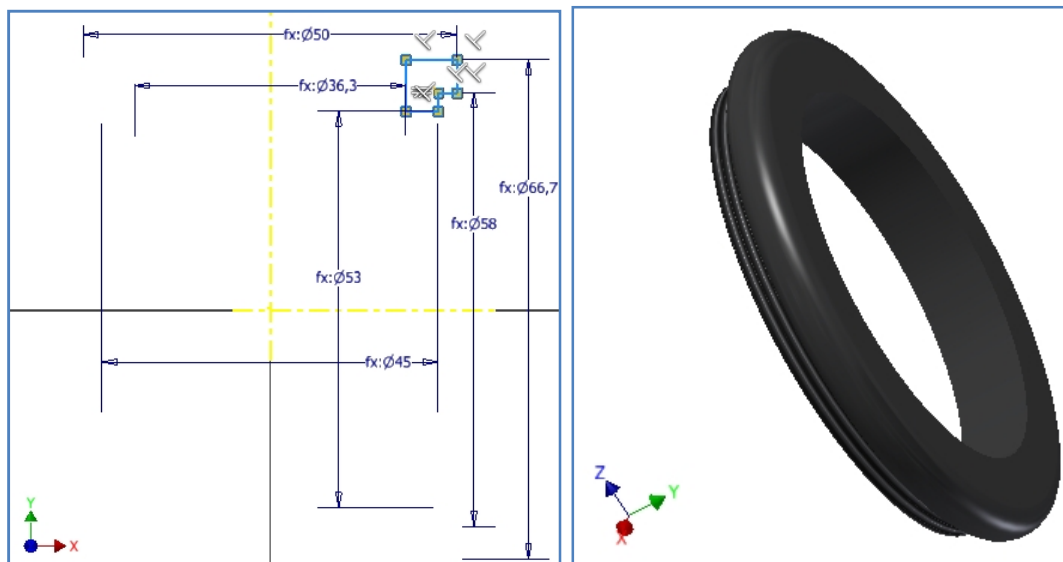


Figura 4.79.A. Único boceto para la tapa del soporte. Figura 4.79.B. Vista final de la tapa del soporte.

Sobre la parte cilíndrica de 45 mm de diámetro se aplica una operación de rosca de especificación Mx45 paso 1 y ajuste 6g. Para finalizar, se aplica un empalme sobre la arisca de 50 mm de diámetro caracterizada por 2 mm de radio obteniendo la geometría que muestra en la figura 4.79.B.

4.1.1.4.5.3 Rodamiento lineal vertical

Para la creación de esta pieza se parte del rodamiento de desplazamiento lineal que se usó para el soporte 1 de grupo bancada. (Puesto que sería absurdo volverlo a diseñar entero cuando son iguales menos en un paso del procedimiento de su creación.)

Para poderlo ensamblar con su soporte a la geometría de este rodamiento, ya creado, hay que añadirle una ranura a lo largo del cilindro exterior. Para ello se crea un boceto en el plano YZ igual que el que se usó para la primera extrusión del soporte del mecanismo. Sobre éste se aplica una extrusión del tipo corte con la opción simetría activada y con extensión *todo*. La figura 4.80 muestra el boceto necesario para esta operación y la 4.81 el resultado final del rodamiento.

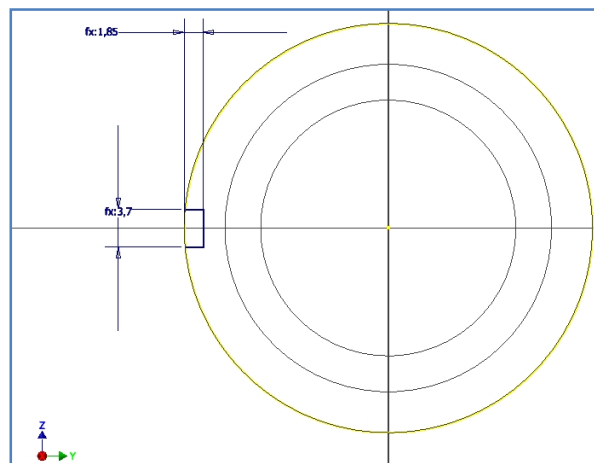


Figura 4.80. Boceto para la creación de la ranura del rodamiento.

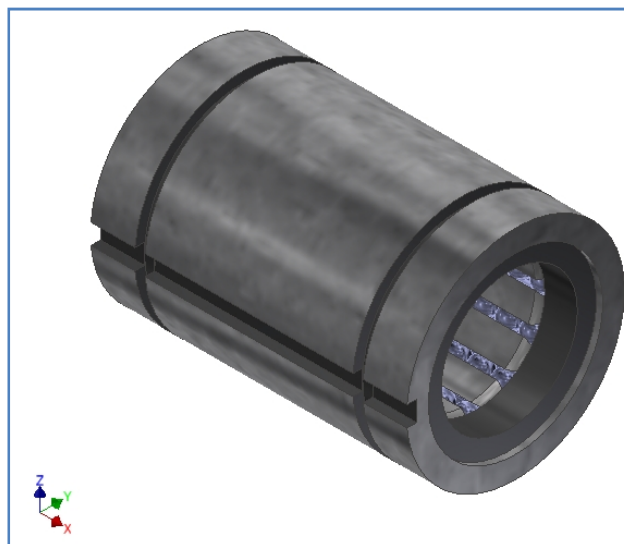


Figura 4.81. Rodamiento de bolas de desplazamiento lineal para la barra 5. Basado en el usado para el soporte.

4.1.1.4.5.4 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 6 del tipo coincidencia.
- 2 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo, se comienza por restringir el soporte del rodamiento. Se consigue aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y los planos XZ del sistema de referencia del ensamblaje y de la pieza, acabando con una nivelación entre los XY.

El rodamiento se restringe al soporte aplicando tres coincidencias:

1. Entre los ejes de cualquiera de los cilindros que forman su geometría, puesto que son todos concéntricos, con el del cilindro interior del soporte.
2. Se continúa haciendo coincidentes una de las caras planas de la ranura del rodamiento con su homóloga del soporte.
3. Se finaliza aplicando otra a la cara inferior del rodamiento con la cara plana del soporte paralela al plano XZ cuyo diámetro interior es 38.6 mm.

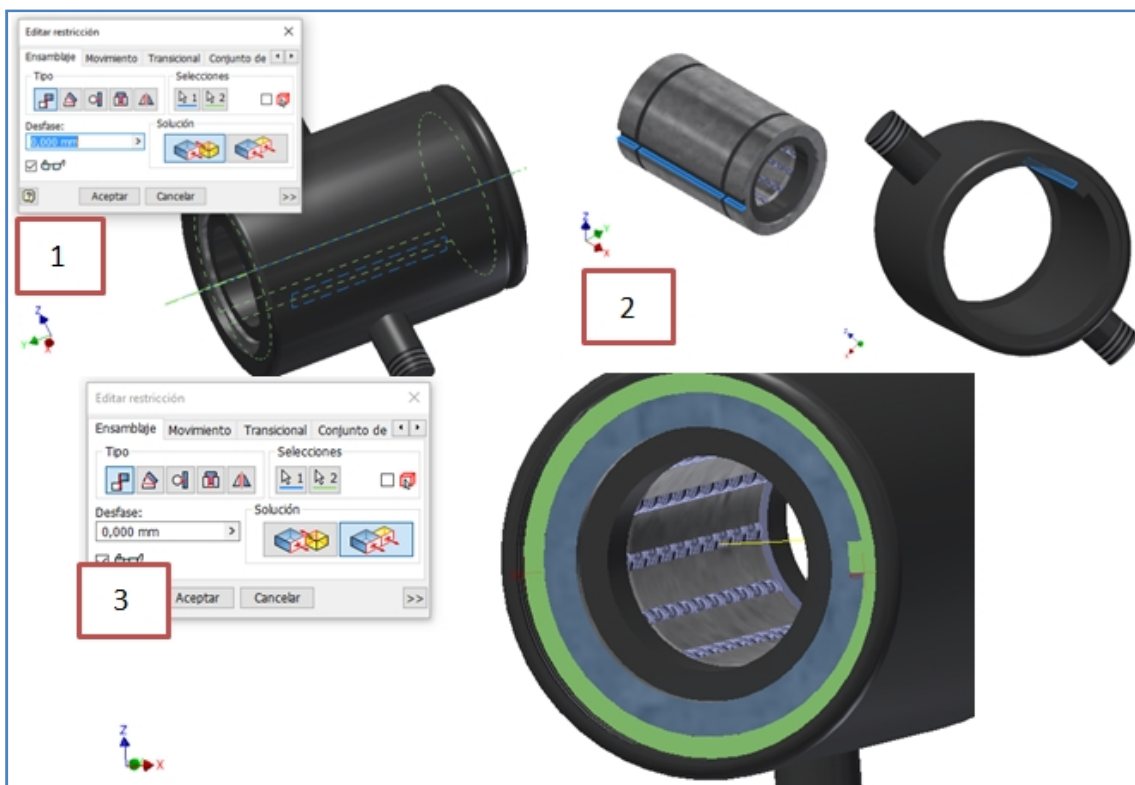


Figura 4.82. Aplicación de restricciones necesarias para ensamblar correctamente el rodamiento su soporte.

El rodamiento se restringe al soporte aplicando tres coincidencias:

1. Aplicando nivelación a la cara de la tercera coincidencia del soporte con el rodamiento, que es la que está en verde en la figura 4.83.
2. Se continúa aplicando coincidencia entre el eje del cilindro que se usó para la primera restricción del rodamiento, con el del cilindro interior de la tapa.

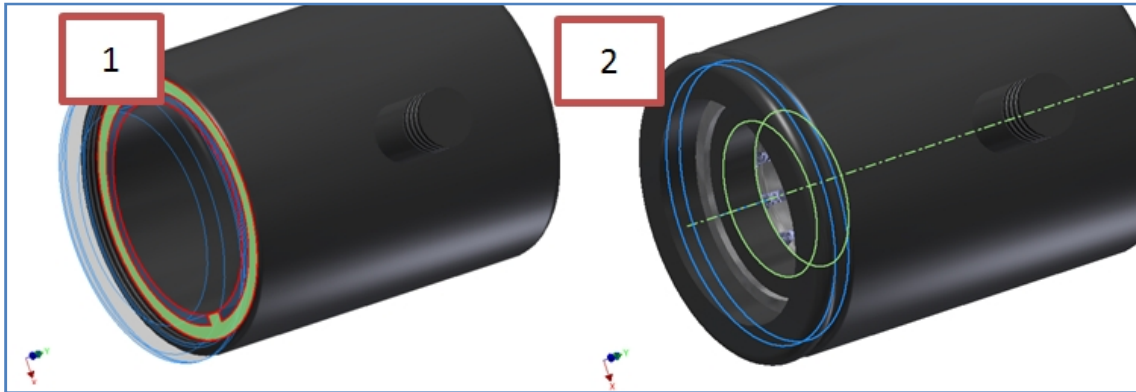


Figura 4.83. Aplicación de restricciones necesarias para ensamblar correctamente la tapa del soporte con este y con el rodamiento.

4.1.1.4.6 Barra 6-Doble guía con cuchilla

El grupo que compone la barra 6 o doble guía con cuchilla queda definido por los siguientes sólidos:

- Guía doble.
- Soporte cuchilla.
- Cuchilla 90x60x2.
- Mordaza para cuchilla.

La característica principal que se extrae de estudio de la barra 6 en el capítulo II y III, es que es la salida del mecanismo, que su único sentido de desplazamiento es horizontal (según la colocación en este subensamblaje) y va ligado al de la barra 5 y debe ensamblar con el rodamiento de desplazamiento lineal de ésta y los del grupo bancada.

Para poder realizar el trabajo del corte se ha diseñado una cuchilla de 180x60x2mm y los elementos necesarios para su montaje.

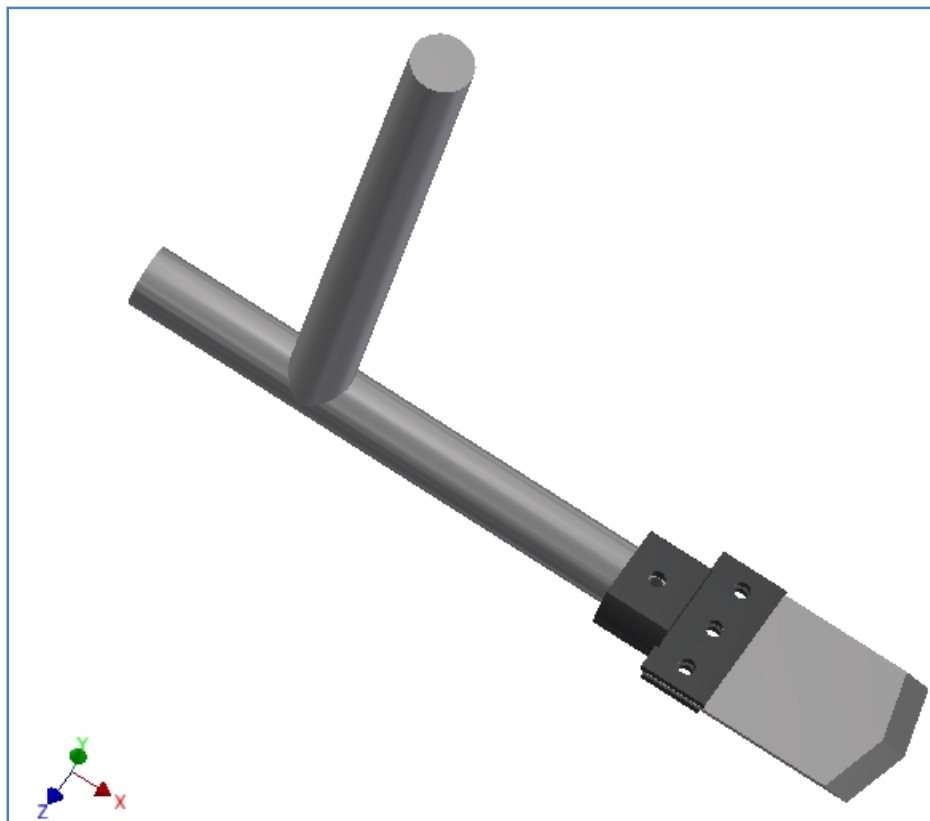


Figura 4.83. Representación de la geometría final de la barra 6 o doble guía con cuchilla.

4.1.1.4.6.1 Doble guía

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 3 extrusiones.
- 1 agujero.

El diseño de ésta pieza se comienza creando un boceto sobre el plano YZ, en cuyo origen se situará una circunferencia de diámetro 25 mm. Este se debe a que es el diámetro interior de los rodamientos de desplazamiento lineal.

A este boceto se le aplica una operación de extrusión con la opción asimétrica activada con una extensión de 160 mm en dirección X y de 75 mm en $-X$.

De la misma forma se crea un boceto sobre el plano XZ y se repite la operación anterior lo único que la extensión de la extrusión 250 mm en dirección Y exclusivamente.

Sobre la cara plana situada a 160 mm del origen, perteneciente a la primera extrusión, se realiza un boceto para restar material y poder crear un anclaje para el soporte de la cuchilla.

Este boceto consiste en unir la geometría de un arco a la de una línea paralela al eje Z, de tal forma que la geometría resultante sea simétrica respecto del Y. La dimensión que marca este proceso es la distancia de la línea al eje X que es 7.5 mm. Este boceto finaliza aplicando una simetría a todo lo creado en el boceto respecto del eje Z. A este se le aplica una operación de extrusión con la opción de corte y de extensión 25 mm.

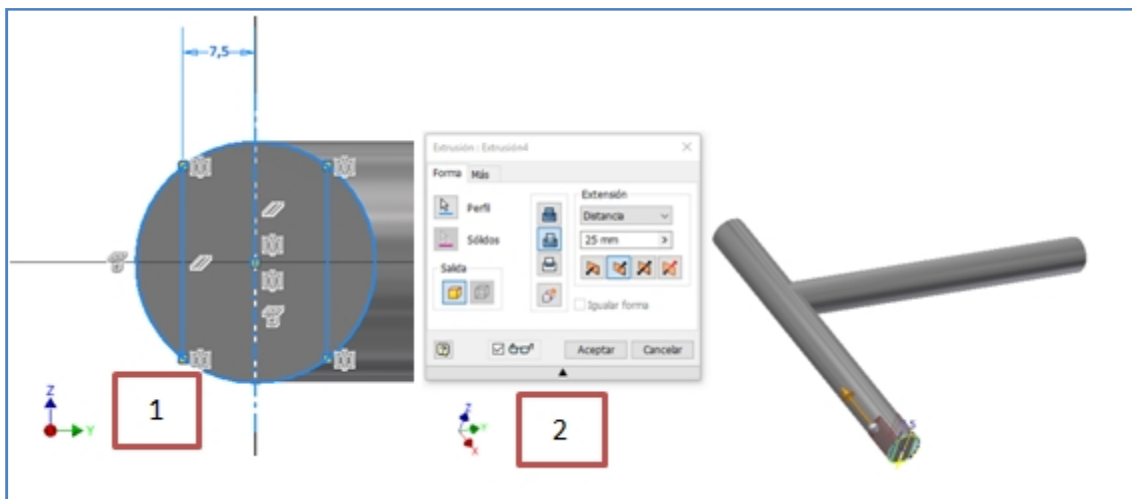


Figura 4.84. Boceto para rebajar material para anclar el soporte de la cuchilla (1) y extrusión que se aplica sobre este (2).

Sobre una de las caras planas, que se crearon en la operación anterior, se realiza un boceto que consiste en un punto restringido al eje X y a una distancia del plano del boceto anterior de 12.5 mm. A este se le aplica una operación de agujero de especificación de Mx8 paso 0.5 y ajuste 6H según el perfil métrico ANSI.

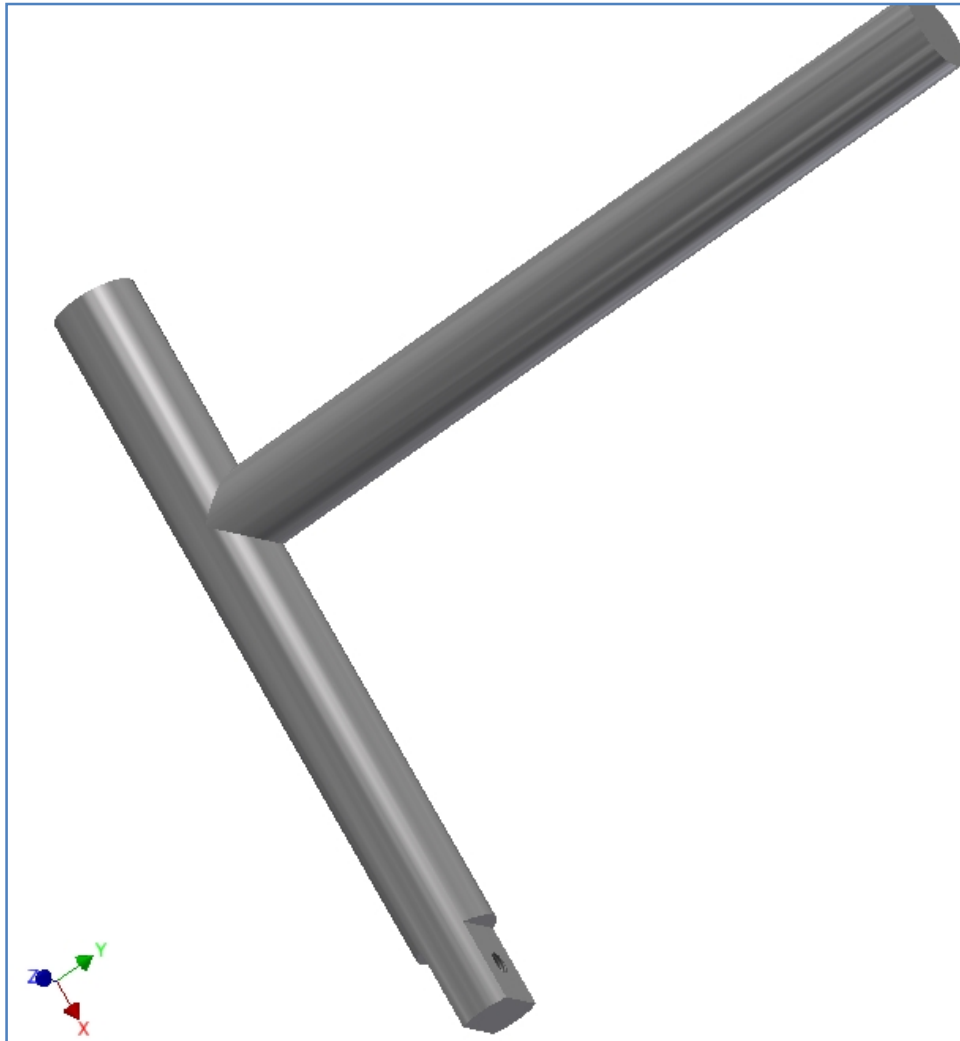


Figura 4.85. Representación final de la doble guía.

4.1.1.4.6.2 Soporte cuchilla

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 4 extrusiones.
- 2 agujero.

El diseño de ésta pieza se comienza creando un boceto sobre el plano YZ, con la misma forma interior, que la proyección exterior de la tercera extrusión de la doble guía, y la exterior situada concéntrica y con 5 mm más de espesor en todas las líneas que lo forman. Sobre éste se aplica una extrusión de 25 mm de extensión en dirección – X.

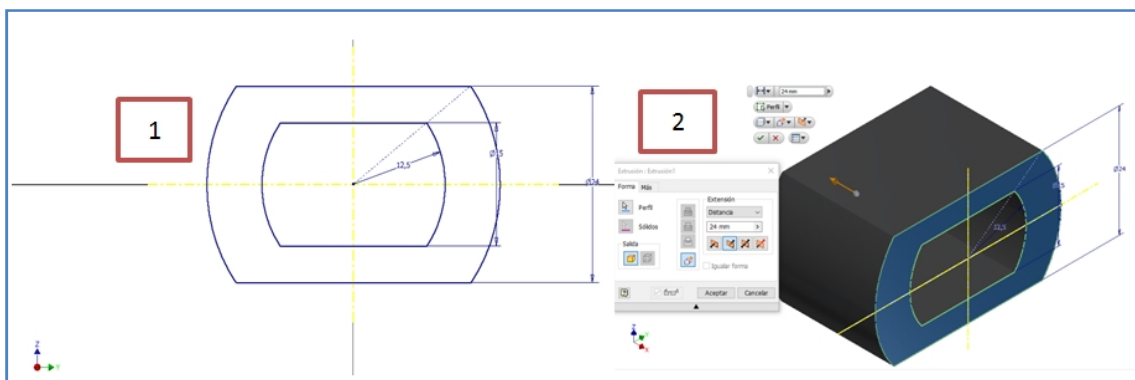


Figura 4.86. Primera extrusión para el soporte de la cuchilla y el boceto necesario para la misma.

Se continúa creando otro boceto sobre el plano YZ que consiste en proyectar la geometría exterior de la extrusión anterior. Sobre este se aplica una extrusión de 5 mm de extensión en dirección X.

La tercera extrusión se creará a partir de un boceto sobre la cara plana situada a 5 mm del origen creada por la anterior operación. Este consiste en un rectángulo simétrico respecto del eje Z de base 60 mm y altura 3 mm con una distancia mínima desde el eje Y de 2 mm en sentido positivo. A este boceto se le aplica una extrusión de 25 mm en dirección X.

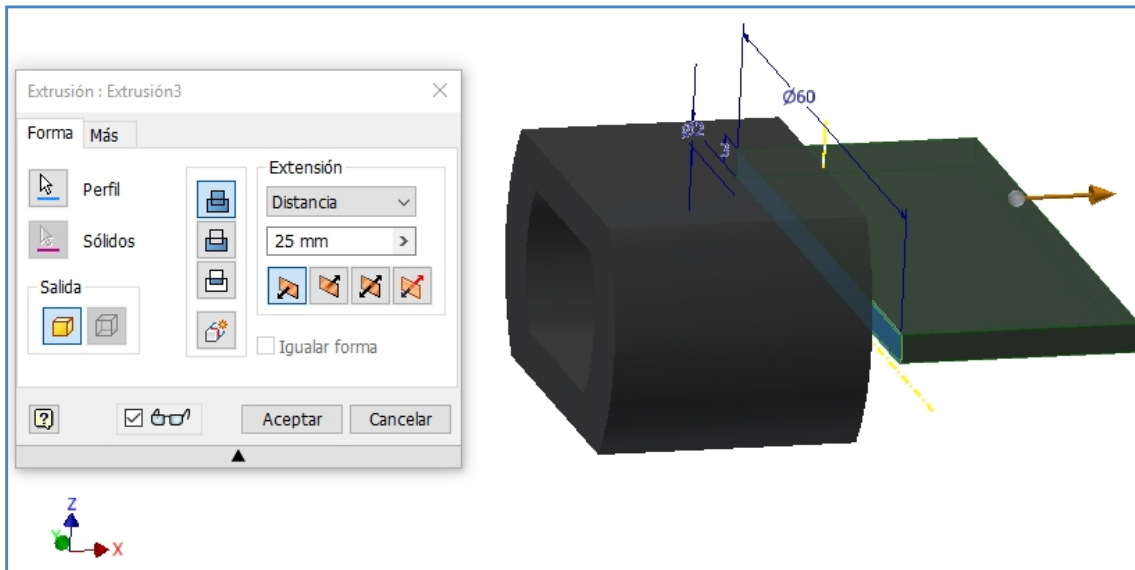


Figura 4.87. Tercera extrusión del soporte de la cuchilla.

Para la cuarta extrusión, que es de tipo corte, se necesita un boceto igual que el anterior con la única diferencia que la distancia mínima se mide en sentido negativo, es decir un boceto que se componga del resulta de hacer una simetría del boceto anterior respecto del eje Y. La extensión de esta extrusión es de 2 mm en dirección $-X$.

Esta pieza se finaliza aplicando una operación de agujero a un boceto para situar los centros. Este se coloca sobre el plano XY y los puntos se sitúan uno sobre el eje X a -12.5 mm, los otros tres en la línea paralela al eje Y que divide en dos mitades a la tercera extrusión, uno sobre el eje X y los otros uno a cada lado de este eje a 20 mm del centro. La especificación de estos agujeros es Mx8 con 0.5 de paso y ajuste 6H y la extensión de esta operación es *pasante*.

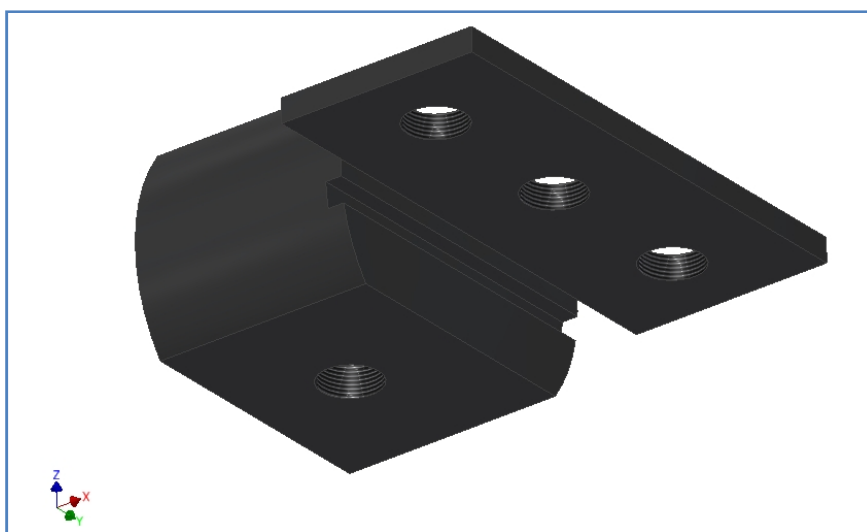


Figura 4.88. Representación del soporte de la cuchilla.

4.1.1.4.6.3 Cuchilla 97.5x60x2 mm

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 1 extrusión.
- 1 agujero.
- 1 barrido.

El diseño de esta pieza se comienza con un boceto sobre el plano XZ este contiene la forma básica de la cuchilla que consiste en una base de 60 mm, los lados de 52.5mm perpendiculares a la base y la punta a 60 mm. Se termina aplicando una extrusión de 2 mm en dirección Y.

Sobre este boceto se han marcado los puntos para la operación posterior de agujero a 12.5 mm de la base, con uno sobre el eje X y los otros uno en cada dirección a 20 mm de este.

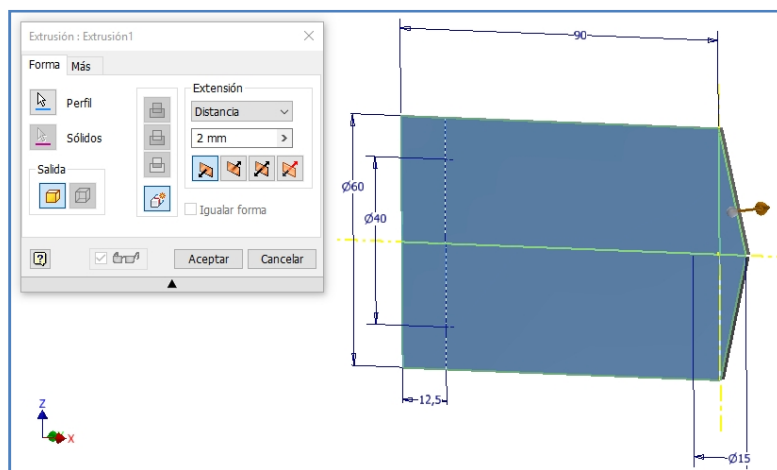


Figura 4.89. Primera extrusión de la cuchilla.

Se continúa con una operación de barrido para la que son necesarios dos bocetos uno 2D sobre una cara lateral de 2 mm con el triángulo que marca el ángulo de la cuchilla y otro con la proyección de las dos aristas que unen los lados con la punta.

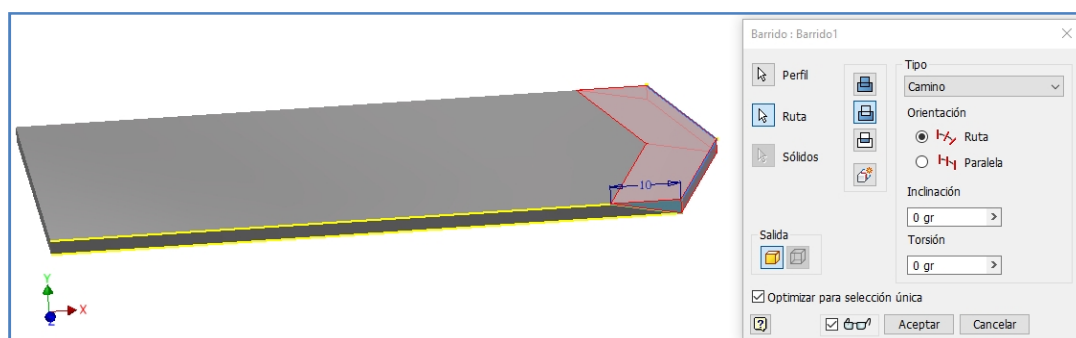


Figura 4.90. Barrido para dar el ángulo de corte a la cuchilla.

4.1.1.4.6.4 Mordaza para cuchilla

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 1 extrusión.
- 1 agujero.

El diseño de esta pieza comienza realizando un boceto sobre el plano XZ que se compone de un rectángulo de 60 mm de base y de 3 mm de altura, con centro en el origen. A éste se le aplica una extrusión con la opción asimétrica de 2 mm en dirección $-X$ y de 25 mm en X .

Esta pieza se finaliza realizando un boceto para situar los tres centros para la operación de agujero de especificación $Mx8$ con paso 0.5 y ajuste 6H, según el perfil métrico ANSI. Estos se colocan a 12.5 mm del origen en dirección X , uno de ellos sobre el eje X y los otros uno a cada lado de este a 20 mm.

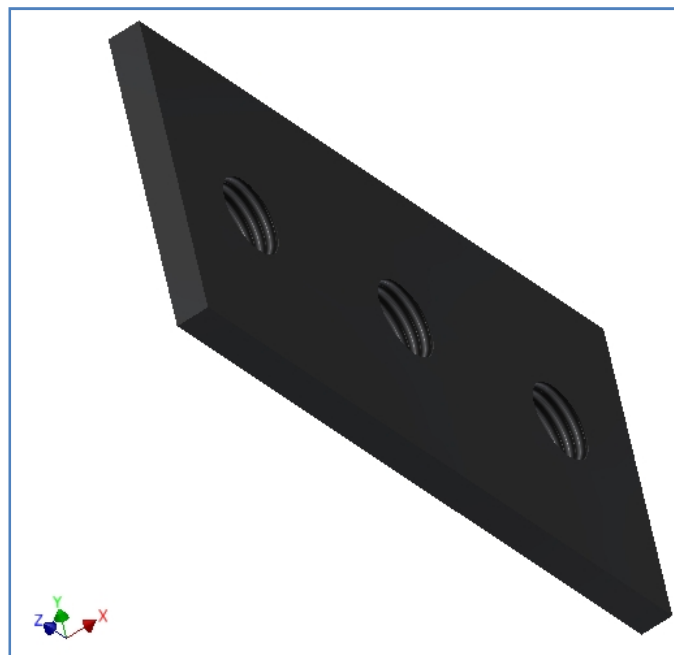


Figura 4.91. Representación de la mordaza de la cuchilla.

4.1.1.4.6.5 Ensamblaje

Para este ensamblaje han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 9 del tipo coincidencia.
- 3 de nivelación.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje se comienza por restringir la doble guía. Se empieza el proceso aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y el de la pieza y nivelación entre los planos XY y los XZ del sistema de referencia de ambos.

El procedimiento para ensamblar el soporte de la cuchilla a la doble guía se realiza aplicando dos restricciones de coincidencia:

1. Se aplica esta restricción entre la cara interior inferior del soporte y su homóloga de la doble guía, que son las caras que se muestran en azul.
2. La siguiente se realiza entre el eje del único agujero de la doble guía y el homólogo a este en el soporte de la cuchilla, que es el que se muestra en azul en la figura 4.92.

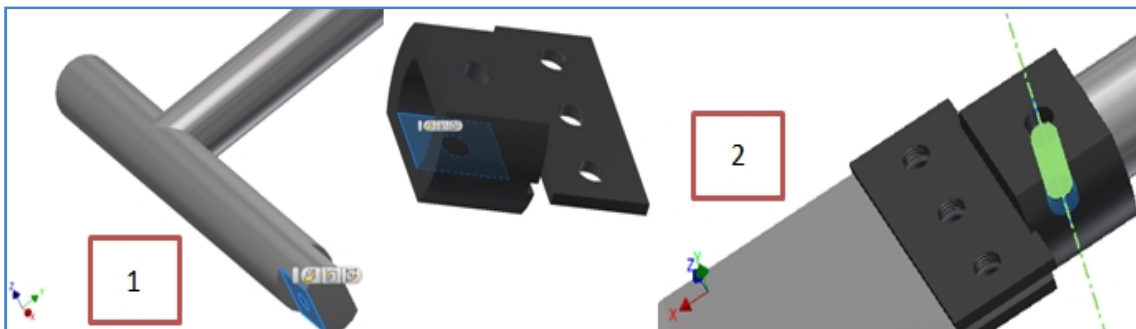


Figura 4.92. Selección de caras para el procedimiento de ensamblaje del soporte de la cuchilla sobre la doble guía.

El procedimiento para ensamblar la cuchilla al conjunto ya montado se realiza aplicando tres restricciones de coincidencia:

1. La primera y la segunda se aplican de la misma forma sobre los ejes de dos de los agujeros de la cuchilla con sus homólogos del soporte, tal y como se muestra en la figura 4.93.
2. La tercera restricción se aplica entre la cara plana con más superficie de la cuchilla y la cara plana interior sobre la que se alojan los tres agujeros del soporte de ésta.

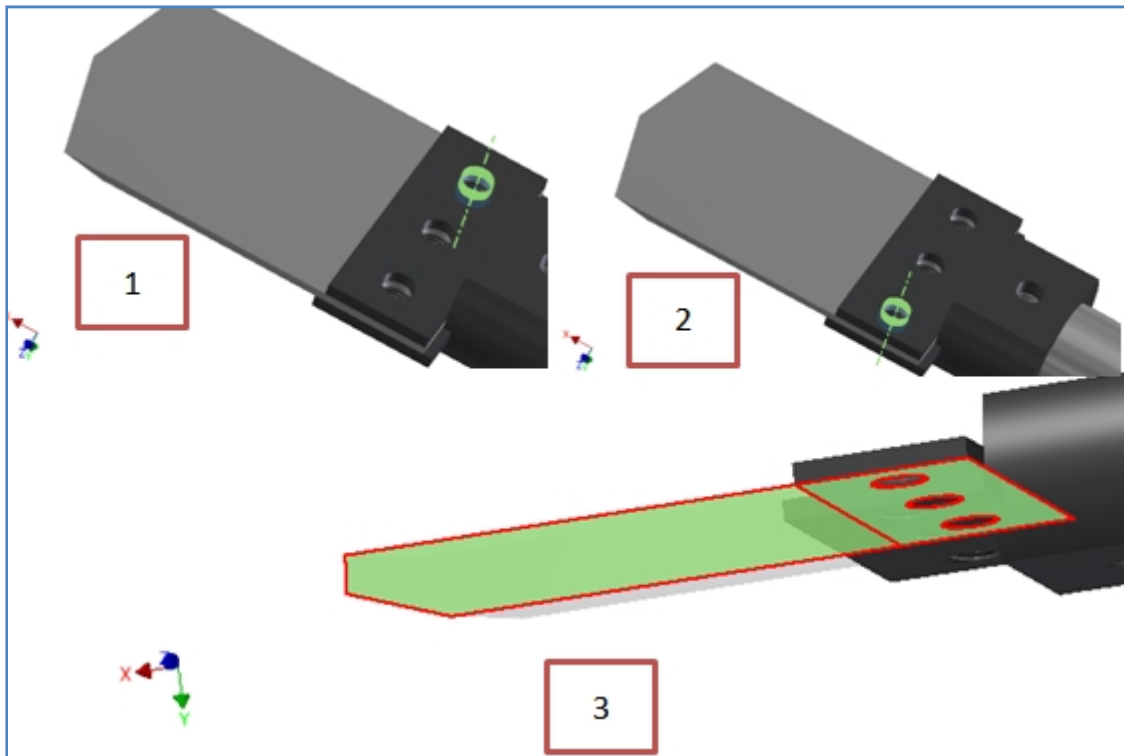


Figura 4.93. Selección de caras para el procedimiento de ensamblaje de la cuchilla sobre el conjunto previamente ensamblado.

El procedimiento para ensamblar la mordaza al conjunto previamente montado, se realiza aplicando tres restricciones de coincidencia de la misma forma que la cuchilla se ensambló en el paso anterior, dos a los ejes y una a las caras de la cuchilla y al de la mordaza. La geometría resultante de todo este procedimiento de ensamblaje se muestra en la figura 4.94.

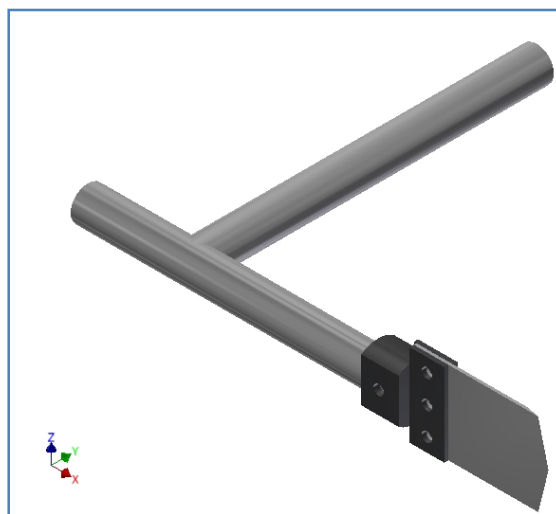


Figura 4.94. Representación del ensamblaje completado de la barra 6.

4.1.1.4.7 Ensamblaje

El mecanismo de corte se finaliza ensamblando los seis conjuntos que forman las barras. Para ello han sido necesarias las siguientes restricciones:

- 7 del tipo coincidencia.
- 4 del insertar.

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo, se comienza por restringir el grupo bancada. Haciendo coincidencia entre el origen del ensamblaje y el de este grupo bancada y entre los ejes X e Y de ambos.

El siguiente paso es montar las barras que van sobre este grupo bancada que son la 2 y la 4. El procedimiento para ensamblar la barra 2 al grupo bancada es el siguiente:

1. Se comienza aplicando una restricción del tipo coincidencia entre la cara circular plana del motor que está situada más cerca del origen y la cara plana circular del eje de la barra 2.
2. Se finaliza aplicando otra restricción igual entre los ejes Z de ambos subensamblajes.

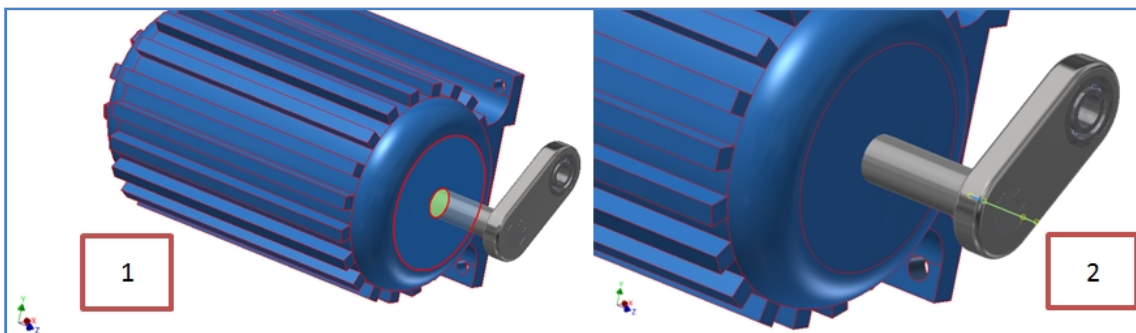


Figura 4.95. Selección de caras y ejes para el procedimiento de ensamblaje de la barra 2 sobre el grupo bancada.

El procedimiento para ensamblar la barra 4 al grupo bancada se realiza en un solo paso que es el siguiente:

1. Se aplica una restricción del tipo insertar entre las aristas circulares de radio 10 mm del grupo bancada y del rodamiento de la barra 4, mostrados en verde y azul respectivamente en la figura 4.95, con un desfase de 6 mm para que la barra 4 quede en el plano medio de esa pieza del soporte.

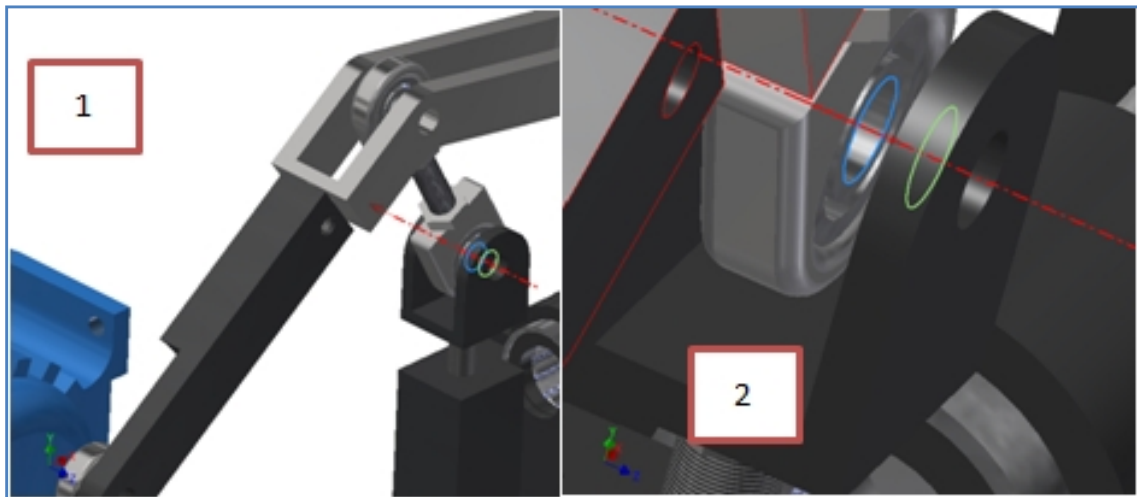


Figura 4.96. Dos vistas diferentes de la selección de aristas para el procedimiento de ensamblaje de la barra 4 sobre el grupo bancada.

A continuación se debe ensamblar la barra 3 a la 2 y 4. El procedimiento para llevar a cabo este montaje es el siguiente:

1. Se aplica una restricción del tipo insertar entre las aristas circulares de radio 10 mm de la barra 3 (perteneciente a la sección C de este subensamblaje), y del rodamiento de la barra 4 del extremo libre, mostrados en verde y azul respectivamente en la figura 4.96, con un desfase de 6 mm para que la barra 4 quede en el plano medio de esa pieza del soporte.
2. Se finaliza aplicando una restricción igual entre la arista circular de 10 mm del agujero de la barra 3 de su sección B y la del alojamiento del rodamiento de la barra 2 para que no haya desfase, tal y como se muestra en la figura 4.96.

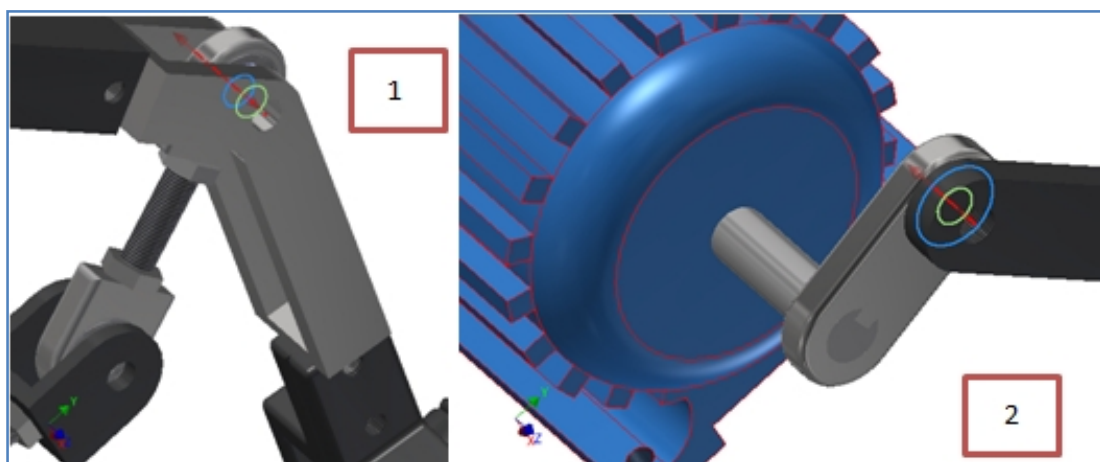


Figura 4.97. Selección de las aristas para el procedimiento de ensamblaje de la barra 3 sobre la 2 y la 4.

Se continúa ensamblando la barra 5 sobre la 3, aplicando una restricción del tipo insertar, entre las aristas circulares de radio 10 mm del rodamiento de la barra 3 y la exterior del cilindro roscado de la 5, mostrados en verde y azul respectivamente en la figura 4.97, con un desfase de 7 mm para que la barra 5 quede en el plano medio de esa pieza de la 3.

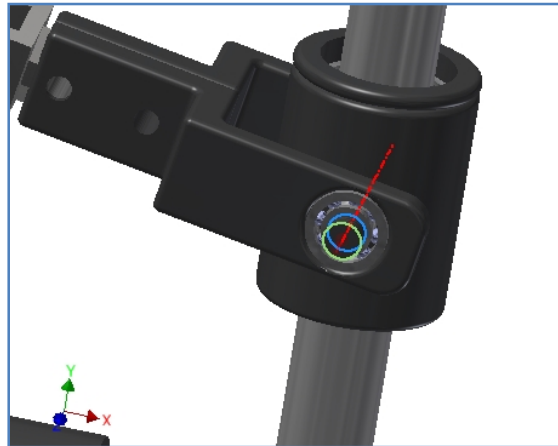


Figura 4.98. Selección de las aristas para el procedimiento de ensamblaje de la barra 5 sobre la 3.

Se finaliza el ensamblaje del mecanismo de corte restringiendo la barra 6 con la 5 y el grupo bancada, siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Se aplica una restricción del tipo coincidencia entre el eje del cilindro de la barra 6 que es perpendicular al plano de la cuchilla y el de uno de los cilindros que forma el rodamiento de desplazamiento lineal de la 5.
2. Se finaliza aplicando otra igual entre el eje X de la barra 6 y el eje de uno de los cilindros que forman la geometría del rodamiento de desplazamiento lineal del soporte.

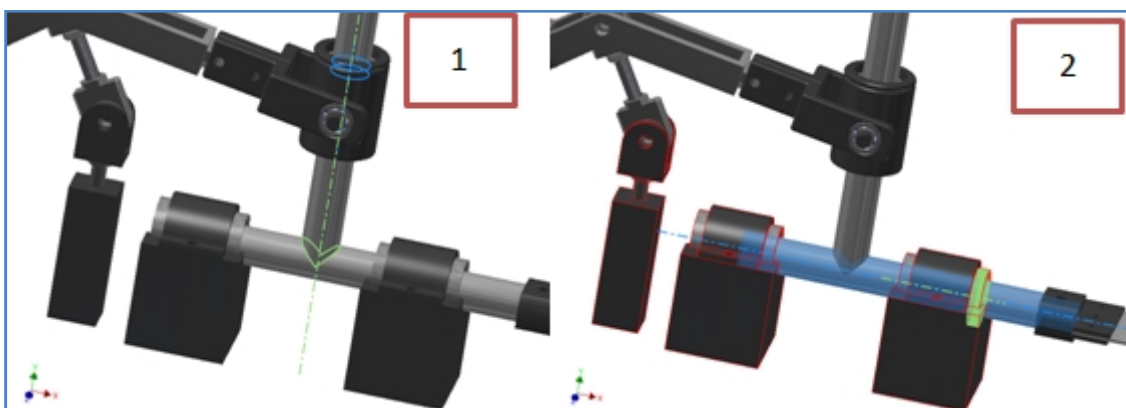


Figura 4.99. Selección de los ejes para el procedimiento de ensamblaje de la barra 6 sobre la 5 y el grupo bancada.

4.1.1.5 Mecanismo de Alimentación por Rodillos

Este diseño forma un sistema mecánico auxiliar que sirve para alimentar de material a la máquina de corte. Su funcionamiento y diseño son sencillos.

Se compone principalmente de un bastidor sobre el que se montan dos ejes transversales sobre los que se montan dos rodillos. Para accionar el movimiento se necesita un par de engranajes:

- Conectado a los dos ejes, para que estos rodillos giren a la misma velocidad en sentidos diferentes.

Autodesk Inventor no permite que un componente que se inserta dentro de un ensamblaje sea a la vez *flexible* y *adaptativo*. Los mecanismos formados por articulaciones y pares de traslación se deben insertar como ensamblaje *adaptativo* para que se mueva correctamente y los que contengan los pares de engrane generados con el módulo Design Accelerator deben insertarse como ensamblaje *flexible*.

Por ello no se puede diseñar todo en un solo ensamblaje e insertarlo entero como el de corte. Se crea el subensamblaje sin engranajes que se crearán en el ensamblaje final de la máquina.

Las piezas necesarias para construir con Autodesk Inventor este mecanismo son:

1. Soporte del mecanismo.
2. 2 Ejes (generados con Design Accelerator).
3. 2 Rodillos de caucho.
4. 4 Rodamientos (generados con Design Accelerator).

4.1.1.5.1 Soporte mecanismo alimentación

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 1 extrusión.
- 2 agujeros.
- 1 simetría.
- 1 plano de trabajo.

El diseño de esta pieza se comienza con un boceto sobre el plano YZ simétrico respecto al eje Y de una geometría con forma de letra “C” formada por líneas rectas de 300 mm en el exterior y 270 en el interior separadas por 15 mm. Sobre éste se aplica una extrusión de 50 mm con la opción simetría activada.

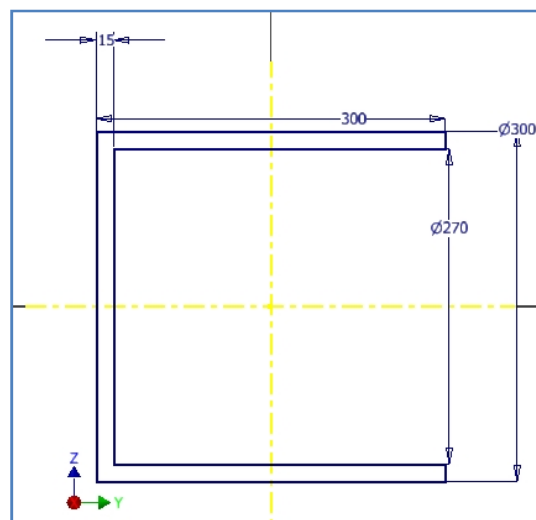


Figura 4.100. Boceto para la primera extrusión del soporte del mecanismo de alimentación.

Se prosigue aplicando dos operaciones de agujero a un boceto compartido por ambas. Éste está caracterizado por dos puntos simétricos respecto al plano XZ separados 125 mm entre sí. El boceto se aplica sobre una de las caras laterales interiores de la extrusión anterior de tal forma que los puntos queden en el centro de la misma.

La primera operación agujero tiene extensión *pasante* y un diámetro 15 mm. La segunda 30 mm de diámetro y 10 mm de extensión. La primera consigue crear los alojamientos para los ejes que se ensamblarán posteriormente y la segunda los de los rodamientos de un lado, los del otro, se consiguen con una operación de simetría respecto al plano XY.

La figura 4.100 muestra la representación de la pieza con todas las operaciones realizadas.

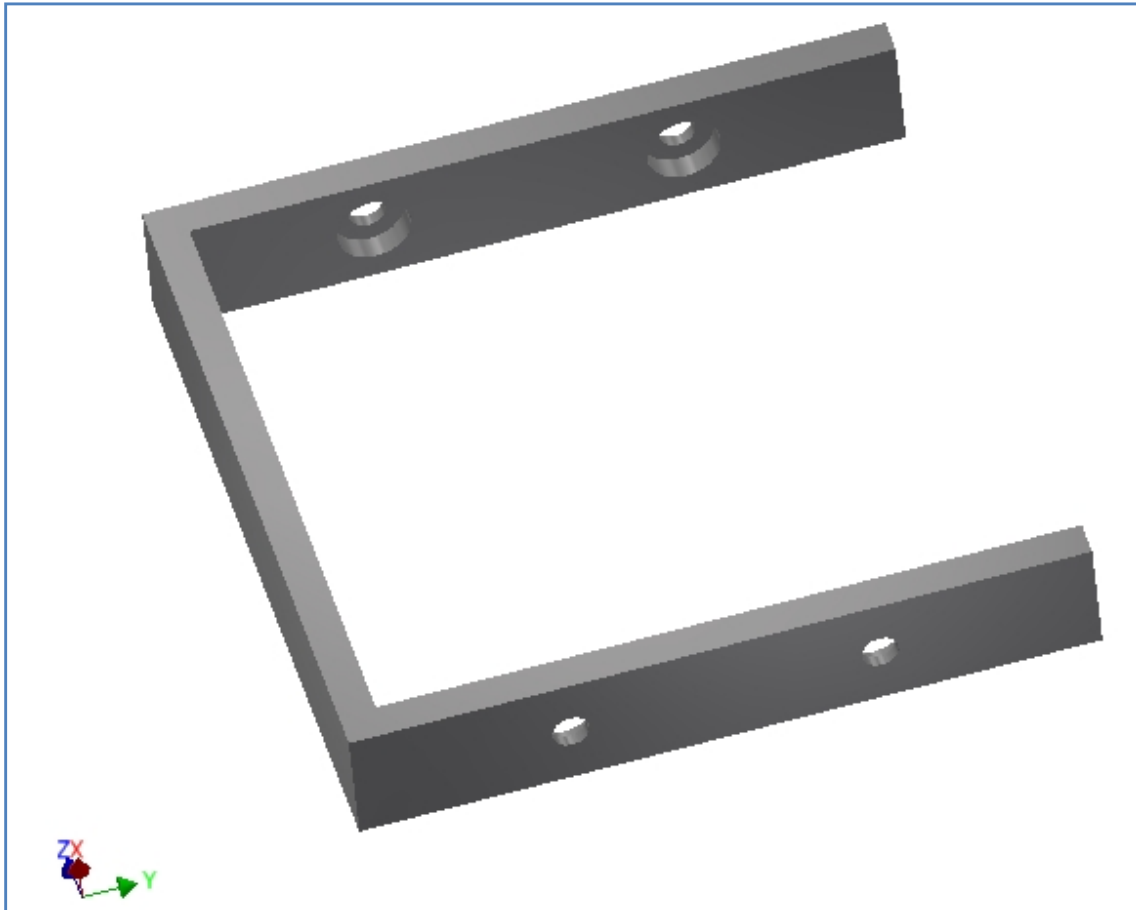


Figura 4.101. Representación del soporte del mecanismo de alimentación.

Para el posterior ensamblaje de los ejes se necesita un plano de trabajo paralelo al YZ desfasado 60 mm de la cara lateral exterior del soporte.

4.1.1.5.2 Rodillo caucho

Para realizar esta pieza sólo ha sido necesaria una extrusión de un boceto en el plano XY compuesto por dos circunferencias concéntricas situadas en el origen del mismo. Una posee un diámetro de 15 mm y la otra de 105 mm.

Sobre éste se realiza una extrusión con la opción simetría activada de 130 mm de extensión, obteniendo la geometría que se muestra en la figura 4.102.

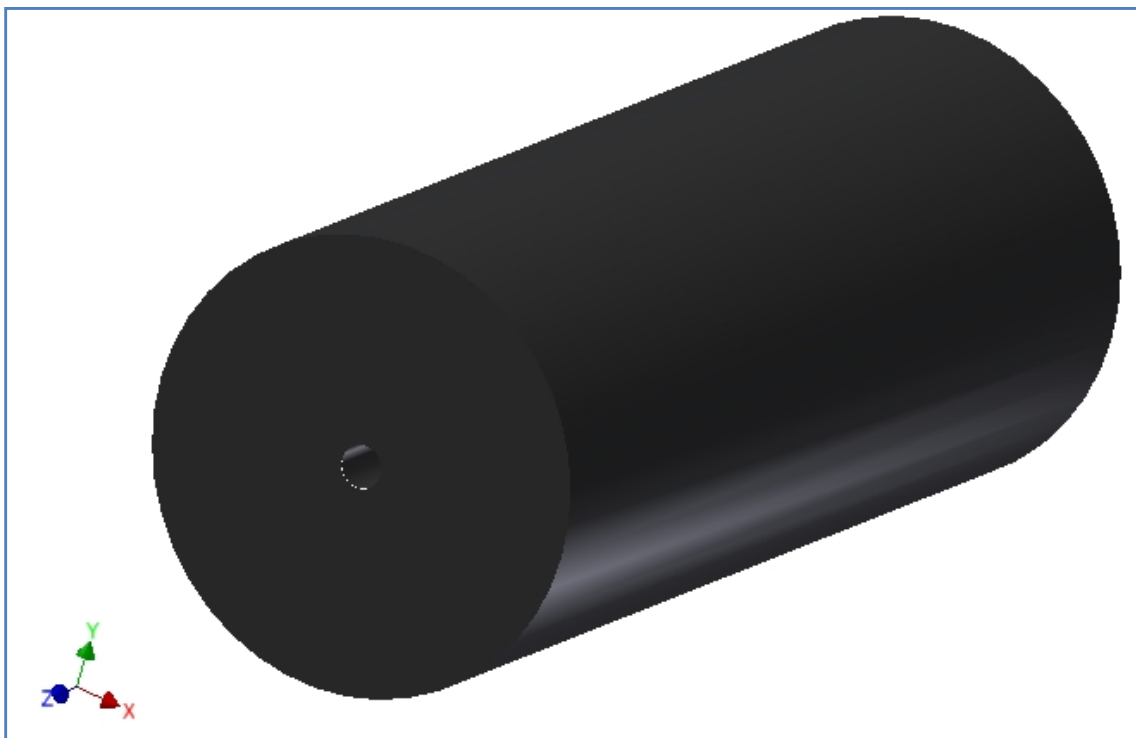


Figura 4.102. Representación del rodillo de caucho.

4.1.1.5.3 Ejes (Design Accelerator)

Mediante el módulo Design Accelerator se han creado dos ejes para los agujeros de 15 mm del soporte iguales de 340 mm. Seleccionando como plano inicial, el de trabajo creado en el soporte, el eje de la extrusión del agujero y configurando las opciones:

- Redondeo de 2 mm en el inicio.
- Cilindro simple 298 mm.
- Ranura recta de 2 mm de ancho 40 mm para ambos.

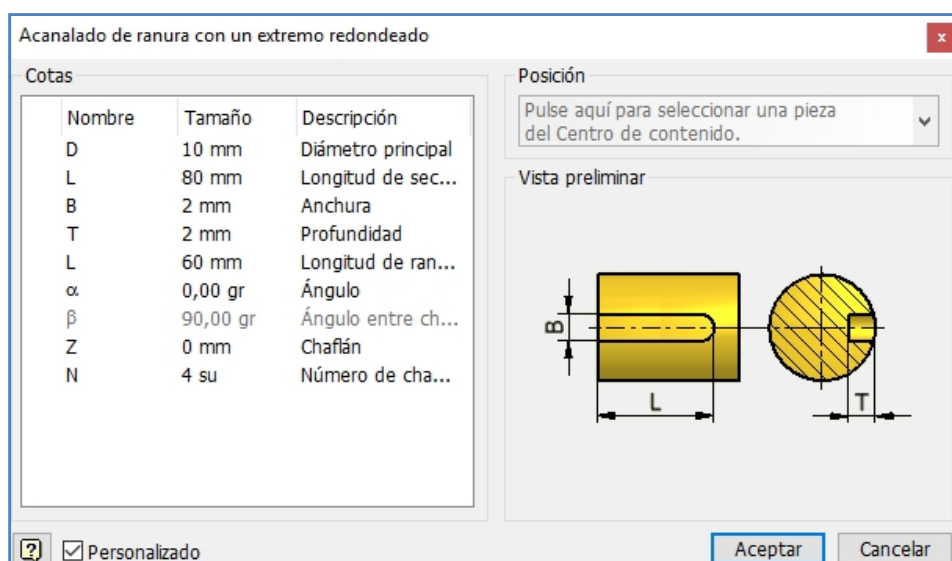


Figura 4.103. Opciones de la ranura del eje 1.

El eje del motor eléctrico 2 también creado con este proceso con el plano inicial en la cara plana circular del motor eléctrico, el origen del eje coincide el centro de dicha cara circular y la dirección del eje es la misma que los anteriores tiene las siguientes especificaciones:

- Cilindro simple 70 mm.
- Ranura recta de 2 mm de ancho 20 mm.

4.1.1.5.4 Rodamiento (Design Accelerator)

Mediante el módulo Design Accelerator se han creado 4 rodamientos de 9 mm de ancho con 30 mm de diámetro exterior y 10 mm de interior, de la serie BS 290 SKF. Para ello se seleccionan la cara cilíndrica del agujero de 30 mm del soporte y el plano inicial, que es la cara interior del soporte del lado del agujero.

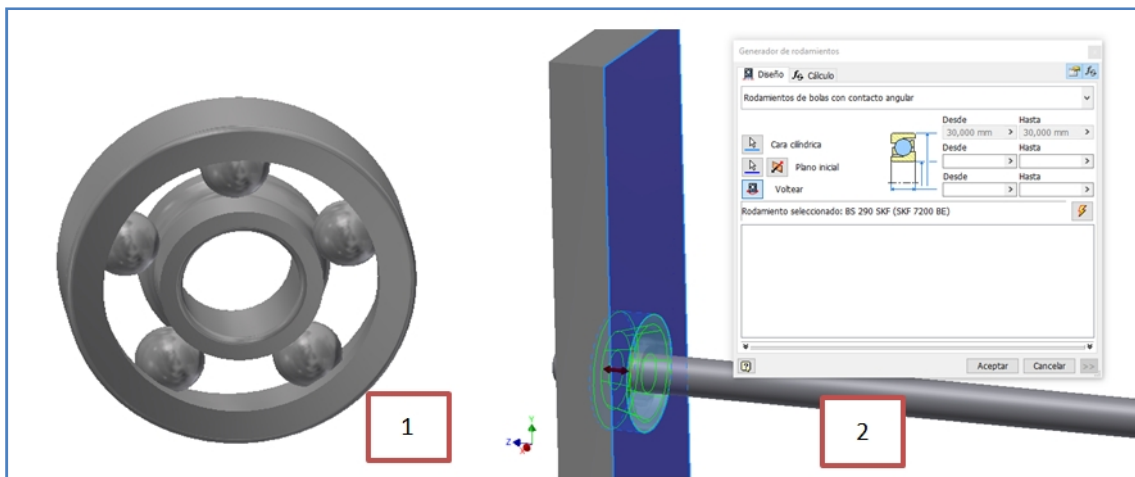


Figura 4.104. Rodamiento BS 290 SKF y opciones para insertarlo.

4.1.1.5.5 Ensamblaje

Después de insertar todas las piezas de este subensamblaje siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo se comienza por restringir el soporte del mecanismo aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y el del soporte y entre los planos XZ e XY de ambos.

Para este ensamblaje los elementos insertados mediante el módulo Design Accelerator ya están ensamblados, puesto que se crean desde el archivo de este ensamblaje y se insertan en el mismo paso de su creación. Los ejes, por defecto, los ensambla como fijos, así que se elimina una restricción de coincidencia de un plano transversal a este con otro también transversal al agujero.

Los únicos elementos que hay que ensamblar son un rodillo en cada eje de la misma forma siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Se aplica una restricción de coincidencia entre los dos ejes transversales del eje y del rodillo.
2. Se restringe el origen del rodillo (que es el centro del mismo) al plano XY del soporte.

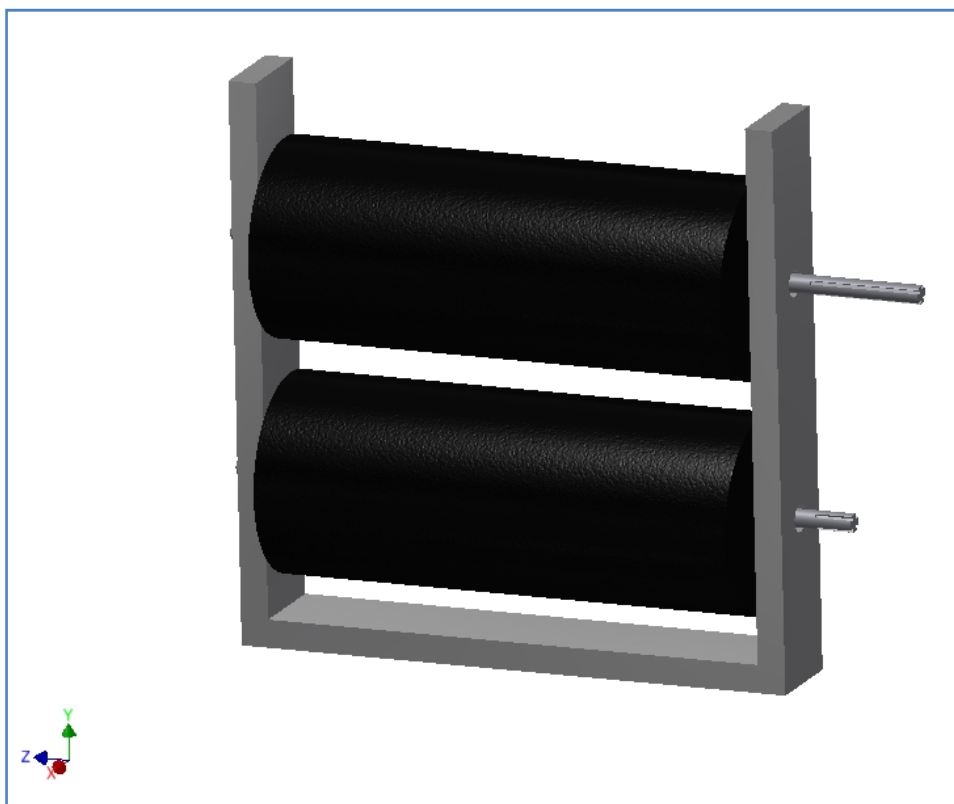


Figura 4.105. Ensamblaje del mecanismo de alimentación de rodillos.

4.1.1.6 Motor Eléctrico 2

Del modelado del primer motor eléctrico se ha creado el que usa para el mecanismo de alimentación. Para ello solo ha sido necesario modificar el boceto para cambiar la distancia del origen a la base de 70 mm a 87.5 mm.

4.1.1.7 Cristal protección

Para realizar esta pieza han sido necesarias las siguientes operaciones:

- 2 del tipo extrusión.

El diseño de esta pieza se comienza con un boceto sobre el plano XZ de un rectángulo de 345 mm de base por 350 mm de altura con la base sobre el eje Z y el centro de la masa en el origen. Sobre este boceto se aplica una extrusión de 3 mm.

Sobre una de las dos caras de 345 mm por 350 mm se crea un boceto caracterizado por un rectángulo de 345 mm de base por 3 mm de altura que ocupa completamente una de las aristas de la extrusión anterior. De forma que aplicando sobre éste otra extrusión de 657 mm quede como se muestra en la figura 4.106.

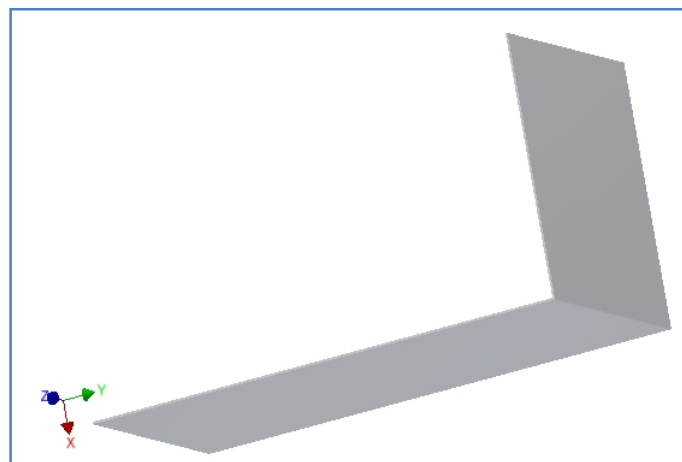


Figura 4.106. Ensamblaje del mecanismo de alimentación de rodillos.

4.1.1.8 Rejilla protección soporte

Para realizar esta pieza sólo ha sido necesaria una operación de extrusión de un boceto sobre el plano XY de una circunferencia de centro el origen y 120 mm de diámetro. La extensión de ésta extrusión será de 5 mm en la dirección positiva del eje Z.



Figura 4.107. Ensamblaje del mecanismo de alimentación de rodillos.

4.1.1.9 Engranajes Rectos (Design Accelerator)

Mediante el módulo Design Accelerator se ha creado e insertado un tren de engranajes que conecta el eje de transmisión de potencia del motor con el de la parte inferior del mecanismo de alimentación para repartir la velocidad entre ambos.

Para crear este tren se necesita un plano de trabajo a 5 mm a la cara plana del lado opuesto al motor del eje de éste. Seleccionan ambos ejes y se configura el generador de componentes del módulo engranajes con las siguientes especificaciones.

La especificación de estos engranajes rectos iguales es la que muestra la figura 4.108.

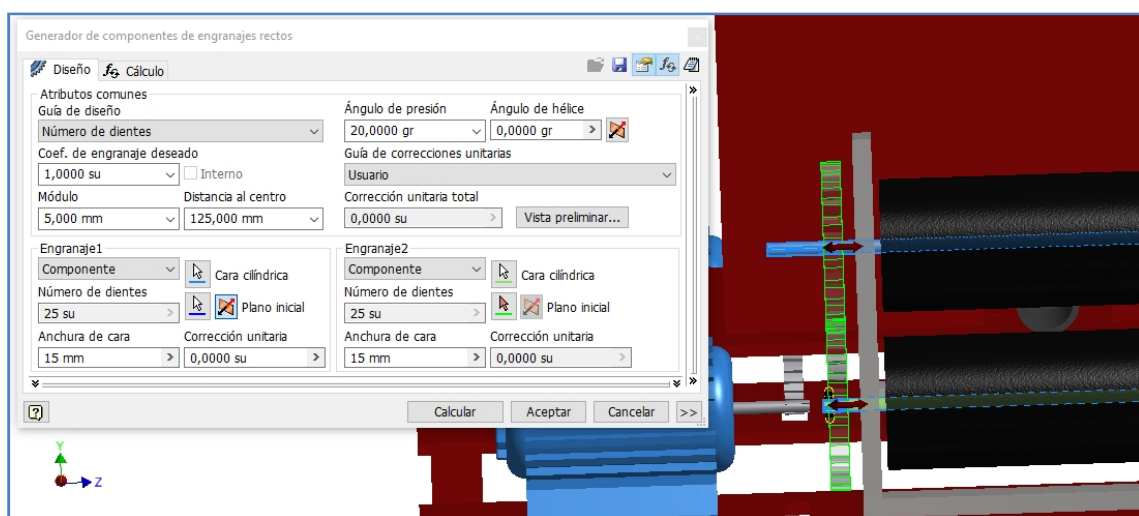


Figura 4.108. Creación e inserción de engranajes con un coeficiente de engrane de 1.

4.1.1.10 Ensamblaje

El proceso de diseño finaliza con el ensamblaje de la máquina de corte con todos los elementos creados anteriormente. Para no resultar redundantes en la explicación de éste los elementos duplicados que se han distribuido de forma simétrica sobre el resultado final del ensamblaje se explican solo una vez.

Después de insertar todas las piezas de este ensamblaje siguiendo el proceso descrito al comienzo de este capítulo, se empieza por restringir el soporte de la máquina aplicando coincidencia entre el origen del ensamblaje y el de este grupo bancada y aplicando entre los planos XZ e YZ de ambos dos restricciones de nivelación.

Se continúa ensamblando los dos canales el de 135 mm y el de 385 mm, el procedimiento para ensamblar ambos es el mismo:

1. Aplicar una restricción de coincidencia entre dos caras planas de la ranura del canal con las homólogas del soporte de la máquina.
2. El proceso finaliza aplicando otra igual entre la cara plana del canal que queda orientada hacia el exterior después de aplicar el punto anterior y la cara del soporte que se muestra en azul en la figura 4.106.

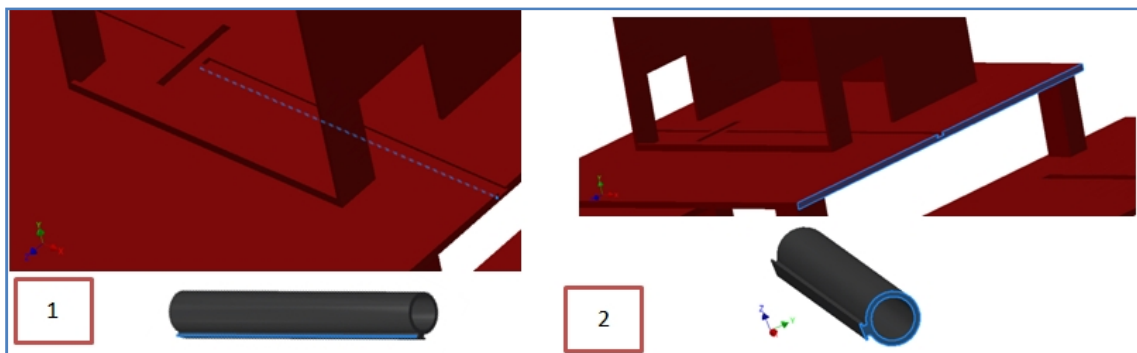


Figura 4.109. Selección de las caras para el procedimiento de ensamblaje del canal de 385 mm al soporte de la máquina.

Después de ensamblar estas dos piezas se continúa por el mecanismo de corte, el procedimiento para llevar a cabo este montaje es el siguiente:

1. Se empieza aplicando una restricción de coincidencia entre la cara plana inferior de la base del motor del mismo con la paralela al plano XZ, situada a 520 mm del origen.
2. Se aplican otras dos de nivelación entre los planos XZ e XY del mecanismo con YZ e XY del ensamblaje respectivamente.

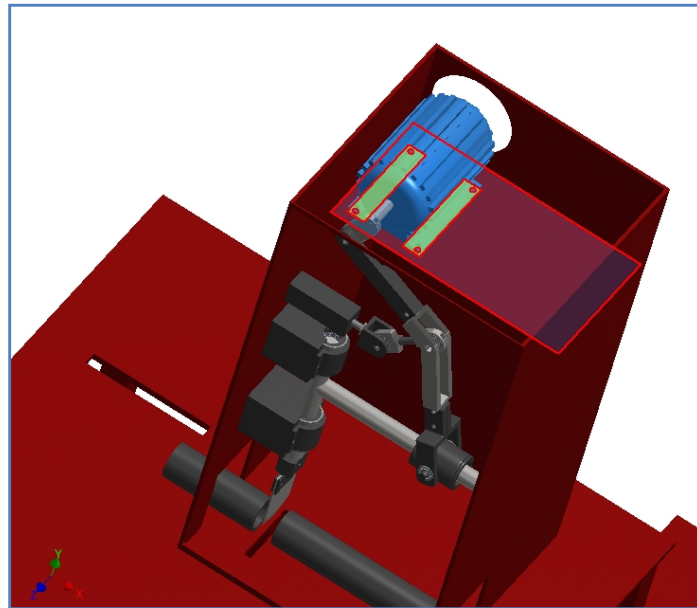


Figura 4.110. Selección de las caras para el primer paso del procedimiento de ensamblaje del mecanismo de corte al soporte de la máquina.

El siguiente proceso de ensamblaje que se va a explicar es el del mecanismo de alimentación de rodillos:

1. Se comienza aplicando coincidencia entre el plano XY del mecanismo y el de el soporte.
2. Se continúa aplicando otra entre los planos YZ del mecanismo y el plano de trabajo creado en el diseño del soporte que se muestra en azul en la figura 4.111.
3. Se finaliza aplicando una restricción de nivelación entre las cara inferior de la base del mecanismo con la cara superior de una de las plataformas horizontales del soporte, tal y como se muestra en la figura 4.108.

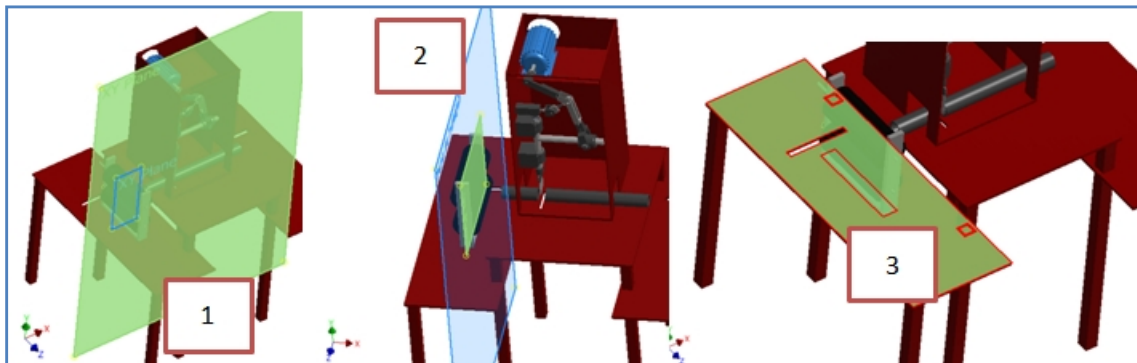


Figura 4.111. Selección de las caras y planos para el procedimiento de ensamblaje del mecanismo de alimentación al soporte de la máquina.

Se continúa ensamblando el motor eléctrico 2 al soporte y al mecanismo de alimentación siguiendo el procedimiento que se muestra a continuación:

1. Se empieza aplicando una restricción de coincidencia entre la cara plana inferior de la base del motor con la misma cara que se usó para el paso 3 del procedimiento anterior.
2. Se continúa aplicando otra entre los ejes del eje inferior del mecanismo con los del cilindro principal que forma la geometría del motor.
3. Se finaliza con otra restricción igual entre la cara circular del motor sobre la que empieza el eje 1, creado con Design Accelerator, y la exterior del soporte del mecanismo de alimentación, que se muestra en la figura 4.112.

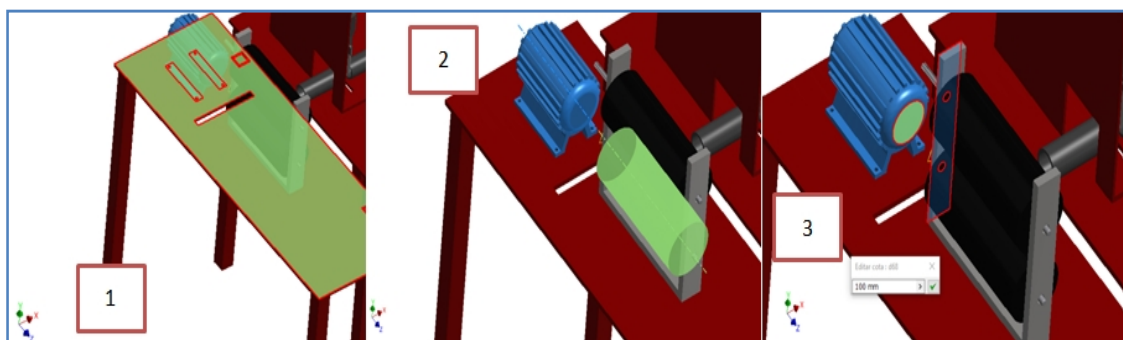


Figura 4.112. Selección de las caras y planos para el procedimiento de ensamblaje del mecanismo de alimentación al soporte de la máquina.

EL siguiente paso en proceso serían crear e insertar tal y como se mostró en 4.1.1.9 los componentes diseñados usando Design Accelerator.

Sobre el mecanismo de alimentación, el motor eléctrico y las componentes de Design Accelerator se aplica una simetría respecto a un plano de trabajo paralelo YZ situado a 125 mm en dirección X. Después se restringen todos los elementos de la misma forma.

Por último se finaliza el ensamblaje montando dos elementos secundarios que cumplen una misión puramente estética para que el mecanismo parezca más real, que es el cristal de protección que se une con el soporte con dos coincidencias y la rejilla de protección con otras dos.

Obteniendo así la geometría que se mostró al principio del capítulo y la que se vuelve a mostrar ahora.

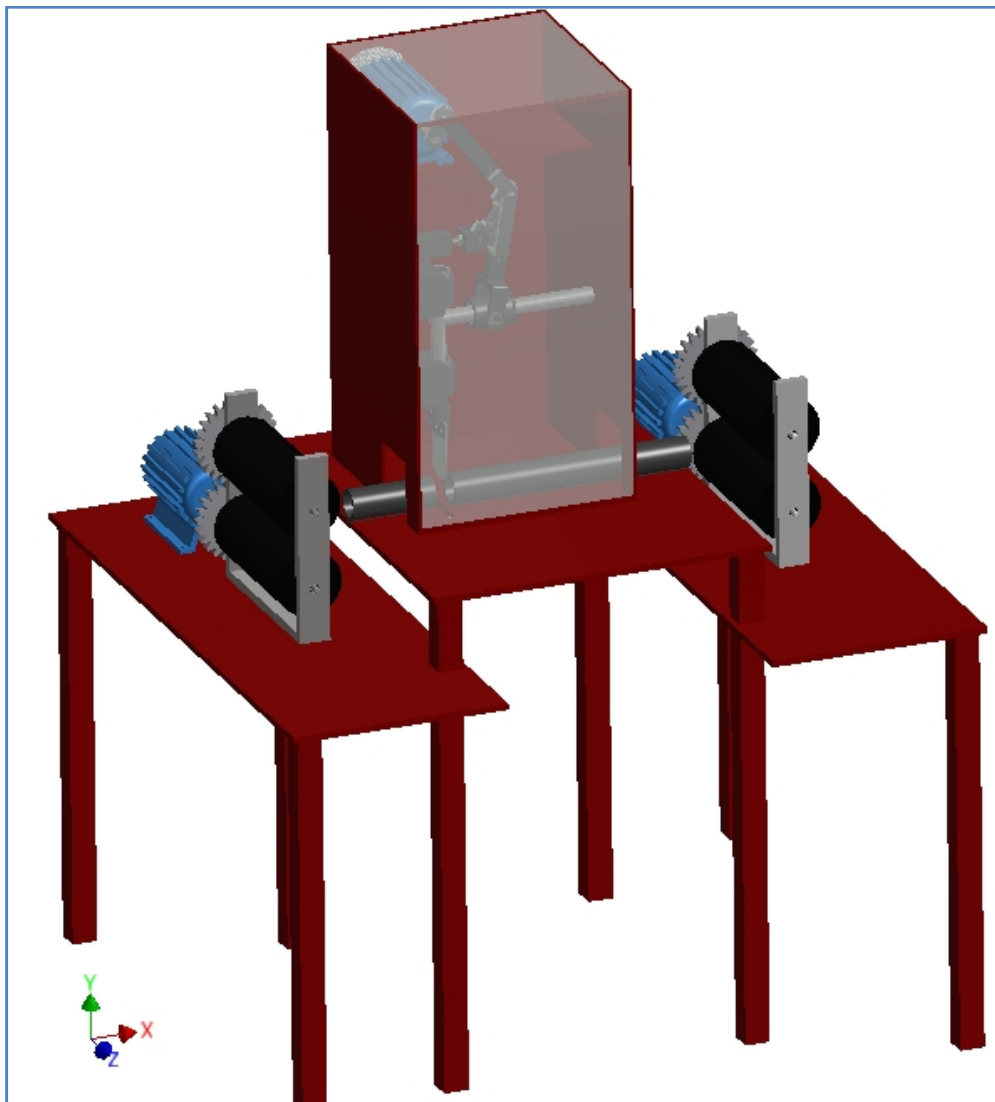


Figura 4.113. Representación final del ensamblaje de la máquina de corte completa.

4.2. Parte CAE

4.2.1. Introducción

Autodesk Inventor brinda la posibilidad de simular un movimiento controlado y ordenado a los sólidos que se han generado y además es capaz de tomar los registros de la variación de los parámetros en función del tiempo, que se quieran analizar, que en este caso serán la posición, velocidad y aceleración de cada uno de los elementos.

Estos valores que se quieren analizar, Autodesk Inventor los muestra de manera gráfica y con valores numéricos de forma individualizada para cada registro. Además a la hora de entender los contenidos, el software muestra en la pantalla los datos de forma intuitiva, simultánea e interactiva mediante animaciones 3D con vectores de posición, velocidad y aceleración, y aunque quede fuera de este trabajo, Autodesk Inventor muestra de forma análoga los datos sobre las fuerzas aplicadas sobre los elementos.

El software permite exportar los datos y gráficas a diferentes plataformas. En este caso se ha elegido una hoja de cálculo de Excel. En el siguiente apartado se mostrará cómo se han obtenido los datos para su discusión en el capítulo V del presente trabajo.

Sobre el ensamblaje del mecanismo de corte que se corresponde con el teórico que se estudia el capítulo II y III. Los datos extraídos de esta simulación servirán para realizar una comparación y estudio de los datos de posición y velocidad del sistema mecánico principal de este trabajo de fin de grado.

Después de estudiar los resultados obtenidos en esta simulación en capítulo V se usarán para poder expresar al máximo el funcionamiento de la máquina en el capítulo VIII.

4.2.2. Simulación dinámica

Para obtener los datos simulados es necesario adentrarse en un nuevo entorno del software, que es el entorno de **Simulación dinámica**. Nada más entrar se nota que hay una gran diferencia respecto a los entornos que tienen que ver con el diseño, esta diferencia está relacionada con los grados de libertad y como se administran.

En el entorno ensamblaje, los componentes sin restricciones y no fijos tienen seis grados de libertad. Tres rotaciones, cada una alrededor de uno de los ejes de referencia (X, Y, Z) y tres desplazamientos uno a lo largo de dichos ejes.

Es decir, los componentes sin restricciones tienen seis grados de libertad y, por lo tanto, pueden desplazarse libremente en la simulación. Al ir añadiendo uniones se van quitando grados de libertad. Por ejemplo, cuando se añadió la barra 2 al soporte fijado se están eliminando cinco grados de libertad, eliminado los tres desplazamientos, y dos de las rotaciones, quedando el movimiento limitado a una rotación sobre el eje que comparten ambas piezas.

El entorno **Simulación dinámica** analiza y aporta las influencias dinámicas a través de varios tipos de cargas y movimientos que aparecen en una cadena cinemática. Se debe partir de un archivo del tipo **Ensamblaje (*.iam)**, se pulsa el comando y dentro de la barra de **Entornos** se selecciona **Simulación dinámica**.

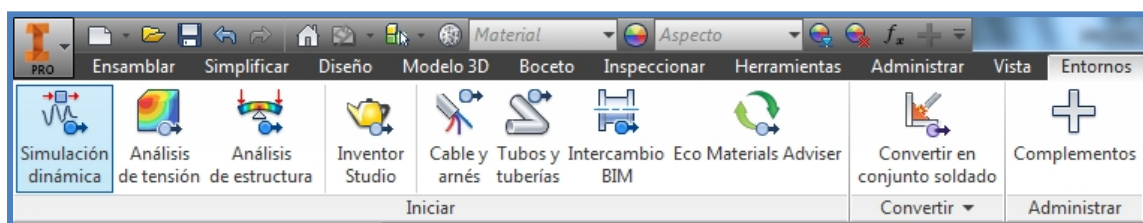


Figura 4.114. Entornos-Simulación dinámica. Barra herramientas entornos.

Una vez activado el entorno de **Simulación dinámica**, se encuentran en el navegador desplegable de la izquierda del interfaz del software, varias carpetas en las que se pueden identificar las siguientes partes:

- **Fijo.-** En ella como es lógico solo se encuentra el soporte, que aparece identificado como referencia fija (el software lo indica en el icono con una chincheta sobre el cubo que indica pieza).
- **Grupos móviles.-** En esta carpeta aparecen los otros cinco eslabones del mecanismo que se mueven respecto del eslabón fijo.
- **Uniones estándar.-** Son las uniones creadas automáticamente cuando se accede al entorno *Simulación dinámica* y están basadas en las restricciones impuestas al ensamblaje. Se puede desactivar la automatización de restricciones y crear de forma manual las restricciones que se deseen.
- **Cargas externas.-** En esta carpeta se incluyen las cargas provocadas o aplicas que se quieran introducir en el sistema, incluyendo el efecto provocado por la aceleración gravitatoria.

4.2.2.1. Simulación dinámica del mecanismo de corte

Para poder obtener los valores de la cinemática y posición del mecanismo del corte, de la misma forma que se hizo en el capítulo II, se ha simulado independientemente de la máquina.

El software permite también accediendo al comando *Estado del mecanismo*, dando información acerca de los grados de libertad del sistema, cuantos elementos componen el sistema y cuántos de ellos poseen movilidad, como se puede observar a continuación.

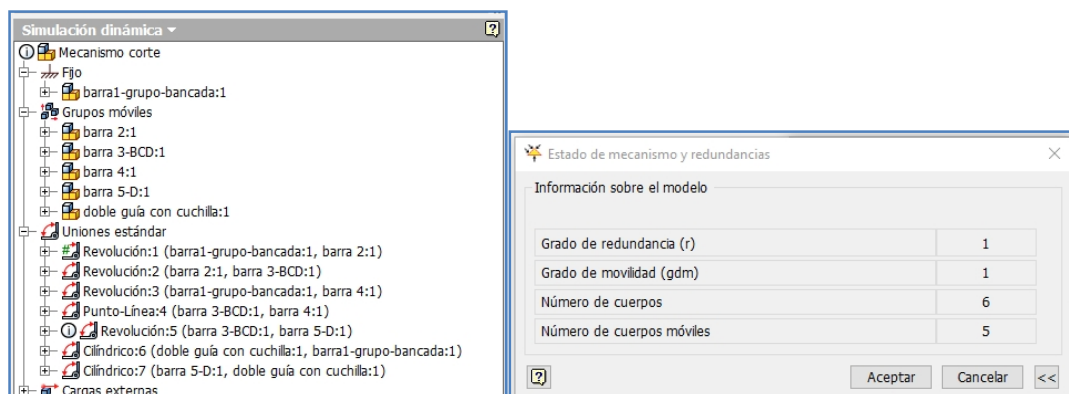


Figura 4.115. Izquierda- Navegador desplegable, con sus carpetas. Derecha-Estado del mecanismo.

Tal y como se demostró en el capítulo II en el sub-apartado 2.2, mediante el criterio de *Kutzbach*, el mecanismo tiene seis eslabones, cinco de ellos móviles, y además, dispone de un solo grado de libertad, por lo que es un mecanismo desmodrómico.

El software también informa del número de cadenas cinemáticas cerradas de las que se compone el mecanismo e informa sobre los componentes que las forman, el tipo de restricción que las une y el grado de movilidad de la cadena cinemática, como se muestra la figura 4.116.a y la figura 4.116.b, se accede a esta información desplegando la ventana emergente *Estado del mecanismo* desde la barra de herramientas del entorno.

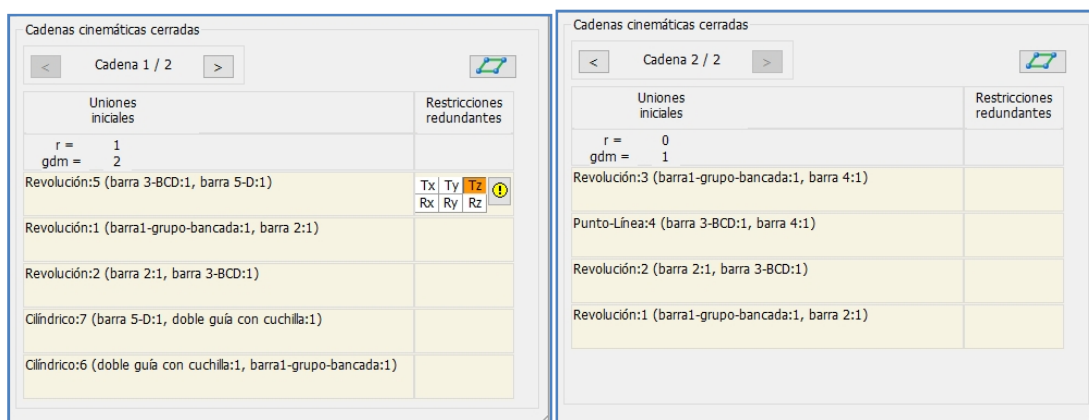


Figura 4.113. (a) Primera cadena cinemática cerrada y (b) Segunda cadena cinemática cerrada.

Como era de esperar el programa descompone el mecanismo en dos cadenas cinemáticas cerradas o sub-mecanismos, al igual que se hizo para su análisis teórico.

Lo primero para empezar la simulación es que el mecanismo comience en la misma posición inicial de la manivela que se ha usado para el cálculo teórico, véase la figura 3.3, después de restringir su posición inicial, se impone el movimiento que se quiere simular que es una velocidad constante en la manivela.

Para ello en el navegador desplegable se selecciona la unión que en este caso es *Revolución: 1 (Barra 1- grupo bancada:1, barra 2:1)* sobre la barra desplegable se elige la opción *Propiedades*. Una vez abierta la ventana emergente se selecciona *Editar*

condiciones iniciales, con la que se elige el punto de partida de la manivela que será $\theta_2=0^\circ$.



Figura 4.117. Revolución: 1 (Barra 1- grupo bancada:1, barra 2:1) Propiedades-Editar condiciones iniciales.

Una vez definida la posición de inicio, hay que seleccionar la opción **Editar movimiento impuesto** y seleccionar los valores del punto de inicio y de final del movimiento. En la figura 4.118a y 4.118b se muestra la selección de la velocidad de la manivela constante de valor $360^\circ/\text{s}$.

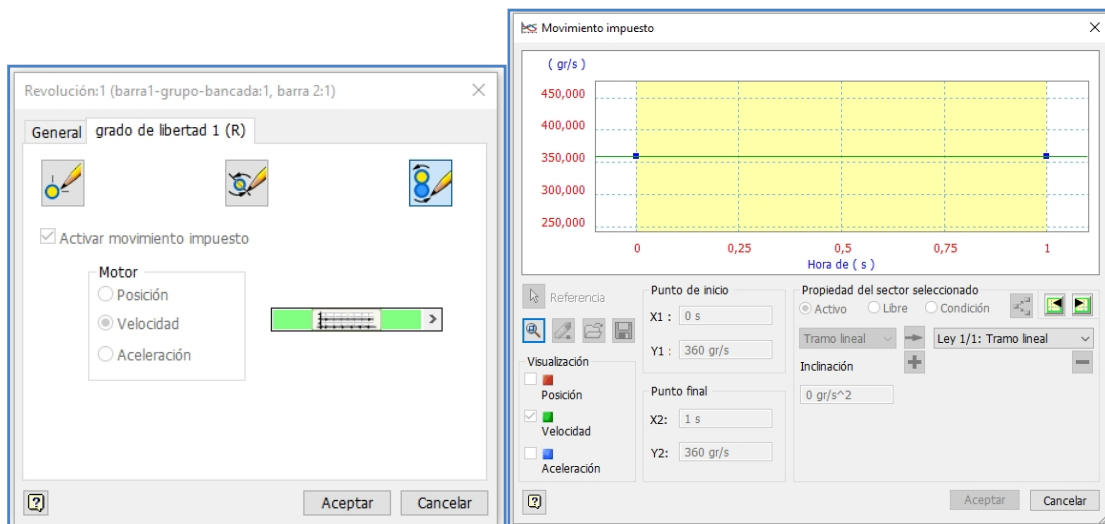


Figura 4.118. (a) Revolución: 1 (Barra 1- grupo bancada:1, barra 2:1)-Propiedades-Editar movimiento impuesto y (b) Imposición de movimiento constante caracterizado por una velocidad de $360^\circ/\text{s}$.

Los diferentes datos introducidos se verán más adelante en el capítulo de discusión y comparación de los datos extraídos de forma teórica y facilitados por el software.

Una vez introducidos los datos deseados, se está en disposición de pulsar el comando **Simulador**, desde la barra de herramientas, desde el cual se desplegará una ventana emergente, en la cual al igual que en un reproductor convencional, pulsando el comando **play**, comienza la simulación. En este caso se ha elegido que recoja datos para 100 valores, durante un segundo, es decir, un valor por cada centésima de segundo.

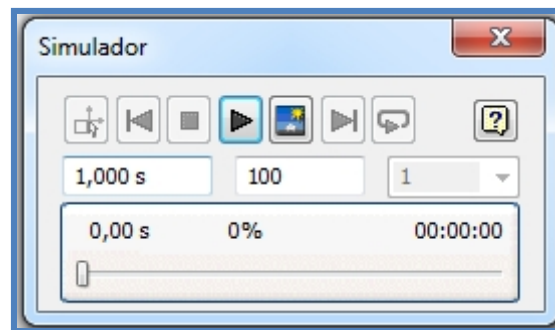


Figura 4.119. Interfaz del simulador.

Para poder acceder a los datos hay que utilizar el comando de la barra de herramientas **Gráfico de salida**, dentro del cual hay que seleccionar que datos se quiere analizar de cada unión.

Para controlar algún valor, que no es perteneciente a una unión, el software da la opción **Trazo**, con la que se puede seleccionar un punto el que se quiera para obtener datos del mismo. Para este trabajo se ha activado el trazo del punto central del pistón, que se corresponde con el punto D del mecanismo, en la ventana emergente que se despliega con la opción trazo y en el cual se han activado las marcas de trayectoria, velocidad y aceleración.

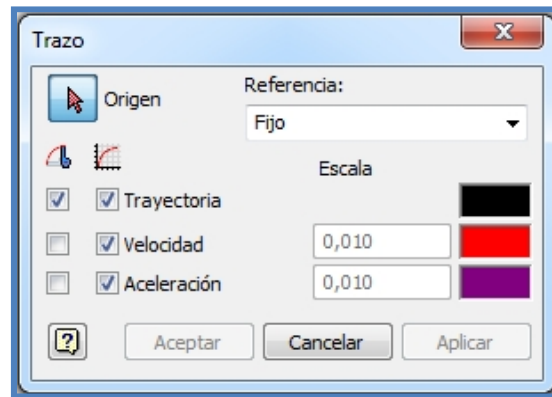


Figura 4.120. Selección de marcas de trayectoria, velocidad y aceleración del trazo.

Para obtener los datos basta con pulsar el símbolo de Excel en la ventana emergente de **Gráfico de salida**. El software da la opción de exportar cada valor a su propia tabla o todos a la misma para este caso se ha usado esta última opción.

Por último el software permite obtener los valores estadísticos que caracterizan cada gráfica, directamente en la ventana emergente **Gráfico de salida**, pulsando con el botón derecho del ratón encima del dato del que se quiere saber y en la barra de herramientas desplegable **propiedades de curva**, que nos muestra una ventana emergente con los datos estadísticos de la misma como se muestra, en la figura 4.121, herramienta que es de gran utilidad a la hora de trabajar sobre las gráficas.

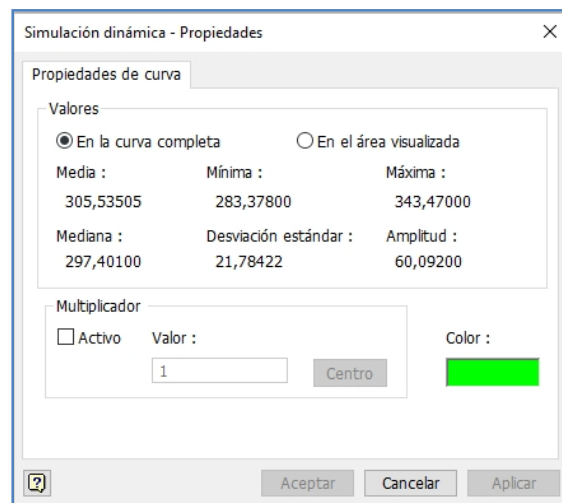
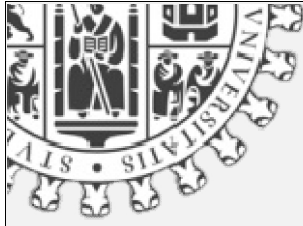


Figura 4.121. Simulación dinámica-gráfico de salida-propiedades curva. Valores estadísticos de las gráficas.



Capítulo V: Comparación y discusión de resultados del mecanismo de 6 barras con detenimiento

5.1. Análisis cinemático de la manivela.....	156
5.2. Análisis cinemático del acoplador o barra 3.....	158
5.3. Análisis cinemático del balancín.....	163
5.4. Análisis cinemático del punto D.....	167
5.5. Aplicación para el mecanismo de corte.....	175

En este capítulo se va a proceder analizar, comparar y discutir las gráficas obtenidas con Excel para los cálculos teóricos del capítulo III y los datos obtenidos mediante Autodesk Inventor para la simulación del mecanismo de corte con las medidas genéricas, obtenidos en el capítulo IV del presente trabajo.

Para ello se exportaron todos los datos del software y se introdujeron todas las expresiones matemáticas derivadas de los cálculos teóricos del análisis de posición y cinemático en Excel, resolviéndolas con los valores que se programaron para la simulación de manivela impulsora o barra 2.

Para representar, se ha elegido introducir las variables en función de la posición del eslabón de entrada, que es la manivela, para poder referenciar las posiciones, velocidades y aceleraciones en función esta. Para el estudio del mecanismo resulta más útil que representar en función del tiempo.

El estudio se realizará primero eslabón por eslabón, para los tres primeros eslabones móviles y posteriormente se estudiarán los valores de la barra 5, que como ya se explicó, en el capítulo III, indican con su componente horizontal el movimiento de arrastre de la barra 6 sobre la barra 5, la cual realiza su movimiento relativo en la barra 6 solo en sentido vertical.

Todas las gráficas que comparan datos analíticos con los del software son las que van de la figura 5.4 a la 5.16, se observará que se corresponden con un error inapreciable.

(NOTA: Para una mejor comprensión y visualización de las gráficas en el anexo III se han introducido todas las gráficas que se muestran en este capítulo a tamaño completo.)

5.1 Análisis cinemático de la manivela

En este apartado lógicamente debido a que los datos de entrada son los datos de la manivela no habrá comparación de ningún tipo.

5.1.1. Posición θ_2

La gráfica que se muestra en la figura 5.1, muestra la variación θ_2 en función del tiempo, se observa que es la de posición de un sólido con movimiento continuo y constante, puesto que empieza en cero y sube con pendiente constante todo el tiempo.

Se observan los valores programados en la simulación velocidad de $360^\circ/\text{s}$, duración de 1 s y la posición inicial son posición de $\theta_2=0$. Sería ilógico que fuese de otra forma pues el dato de entrada es la posición inicial de la manivela.

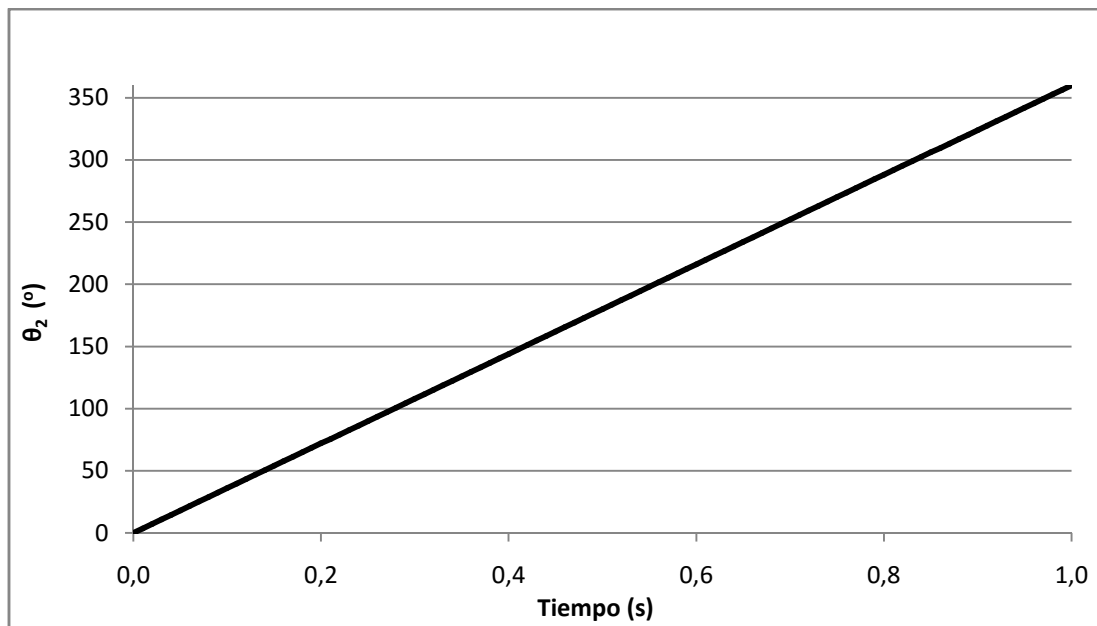


Figura 5.1. Gráfica extraída de Inventor, valores de θ_2 frente al tiempo.

5.1.2. Velocidad $\Omega_{2/1}$

La gráfica que se muestra en la figura 5.2, muestra la variación $\Omega_{2/1}$ en función del valor de la posición de θ_2 , una línea recta sin pendiente de valor constante 360. Dato conocido para lograr una revolución completa de la manivela durante la simulación de un segundo.

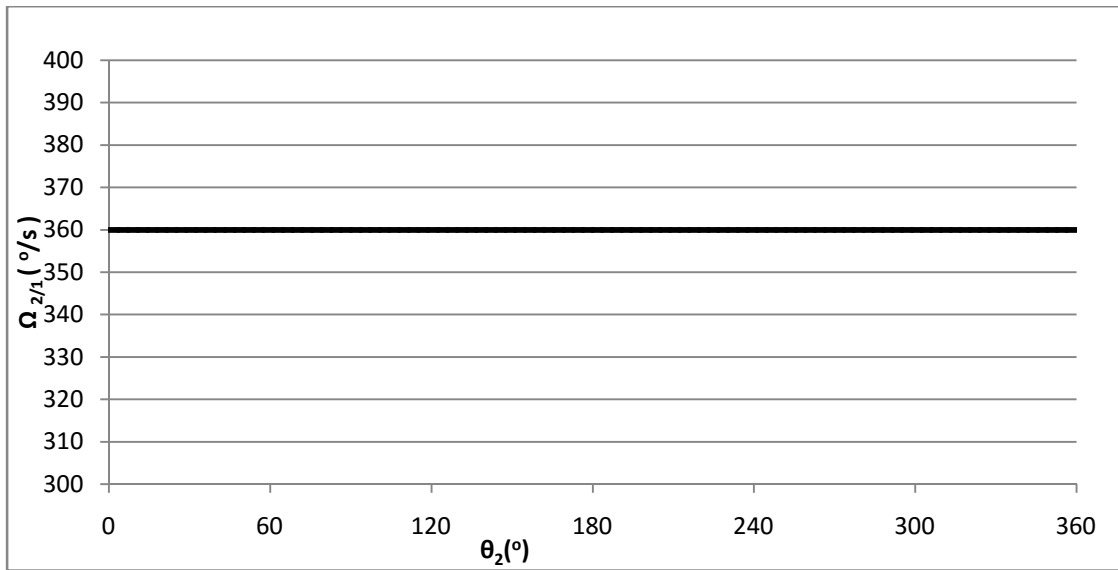


Figura 5.2. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\Omega_{2/1}$ frente a θ_2 .

5.1.3 Aceleración $\alpha_{2/1}$

Lo mismo ocurre para la aceleración. Se sabe de partida que con un movimiento, como es el de entrada introducido en el sistema mecánico caracterizado por una velocidad constante, la aceleración angular de ese mismo eslabón debe ser cero y la gráfica 5.3 lo corrobora.

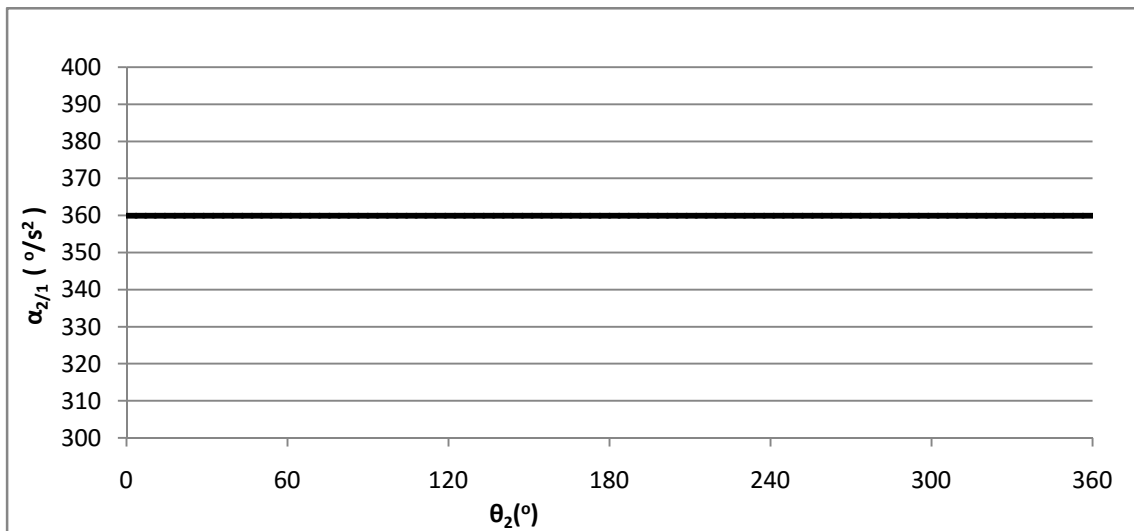


Figura 5.3. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\alpha_{2/1}$ frente a θ_2 .

5.2 Análisis cinemático del acoplador o barra 3

5.2.1.1. Posición θ_3

Además de permitir extraer gráficas, Autodesk Inventor permite identificar mediante el comando *propiedades de curva*, las propiedades más relevantes de las curvas, estos datos son: valor medio, máximo, mínimo, amplitud, mediana y desviación estándar. Tal y como se muestra al final del apartado 4.2.2.

Como estas propiedades no se pueden aplicar a esta gráfica puesto que el valor que daba Inventor de la posición, no era respecto al sistema de referencia 1 si no respecto al sistema de referencia de la manivela que es el sistema de referencia dos, por lo que en Excel se creó una columna donde se llegó a los valores para esta gráfica de la misma forma que en el capítulo II, sólo que con los valores de inventor.

De la gráfica que se muestra en la figura 5.4, se puede decir, que el acoplador no realiza una revolución completa, si no un movimiento complejo de amplitud aproximada de 26° , con un mínimo de 37° y un máximo de 63° , teniendo tres zonas diferentes.

Sabiendo que la primera derivada de la posición es la velocidad y que la primera derivada de una gráfica se identifica con el signo de la pendiente, y sabiendo también que la segunda derivada de la posición es la aceleración y que una gráfica se identifica, con la tendencia de la pendiente, es decir, si crece o decrece, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

1. El primer tramo va desde una posición de la barra 2 de 0° hasta 130° :

Se tiene un primer tramo hasta unos 20° en la que la pendiente decrece, la velocidad es negativa y va decreciendo, debido a una aceleración negativa y un segundo tramo desde 20° hasta 130° , de velocidad negativa con tendencia creciente, debido a una aceleración positiva.

Se observa que en el valor 40° aproximadamente la pendiente es mínima por lo que la velocidad encontrará un mínimo y cambiará el signo de la misma haciendo que la aceleración en ese punto sea nula.

En 130° se llega al mínimo donde la velocidad se anula, empieza la segunda zona de la gráfica.

2. El segundo tramo va desde $\theta_3=130^\circ$ hasta $\theta_3=330^\circ$:

Ésta se divide en dos recorridos uno hasta unos 240° y el otro desde ahí hasta el final. En todo este tramo se observa que la posición es creciente por lo que la velocidad es positiva.

En el primer recorrido se observa como la pendiente es cada vez mayor por lo que la aceleración es positiva y en el segundo se ve que la pendiente decrece por lo que la aceleración es negativa, hasta llegar al máximo para un valor de la manivela de unos 330° , en que la velocidad se anula. Pudiéndose extraer que en 240° la aceleración será nula, debido una pendiente máxima que generará un máximo en la velocidad.

3. El tercer tramo desde desde $\theta_3=330^\circ$ hasta $\theta_3=360^\circ$:

Éste se corresponde con el primero, una velocidad negativa decreciente debido a la pendiente decreciente, por lo que la aceleración es negativa.

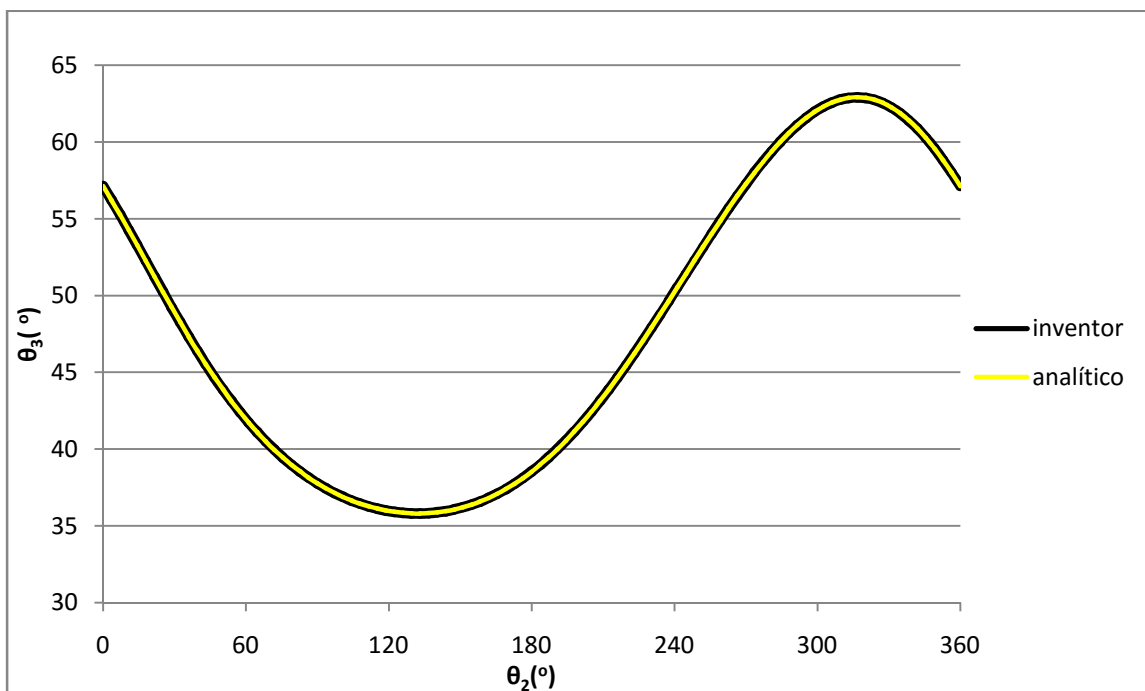


Figura 5.4. Gráfica extraída de Inventor, valores de θ_3 frente a θ_2 .

5.2.1.2. Posición θ'_3

Como se puede observar a primera vista, la posición del acoplador en su otro extremo realiza el mismo movimiento que en el otro, con una amplitud igual a unos 27° .

En el extremo que enlaza con la manivela el ángulo que caracteriza la posición la posición nunca llega a ser negativo, esto es debido a la geometría del propio acoplador, por lo que lo único que cambia es el valor máximo y mínimo. Que pasan a ser 16° y -11° , como se puede observar en la figura 5.5.

Por lo que cabe extraer que, las velocidades y aceleraciones angulares siendo de la misma barra serán iguales.

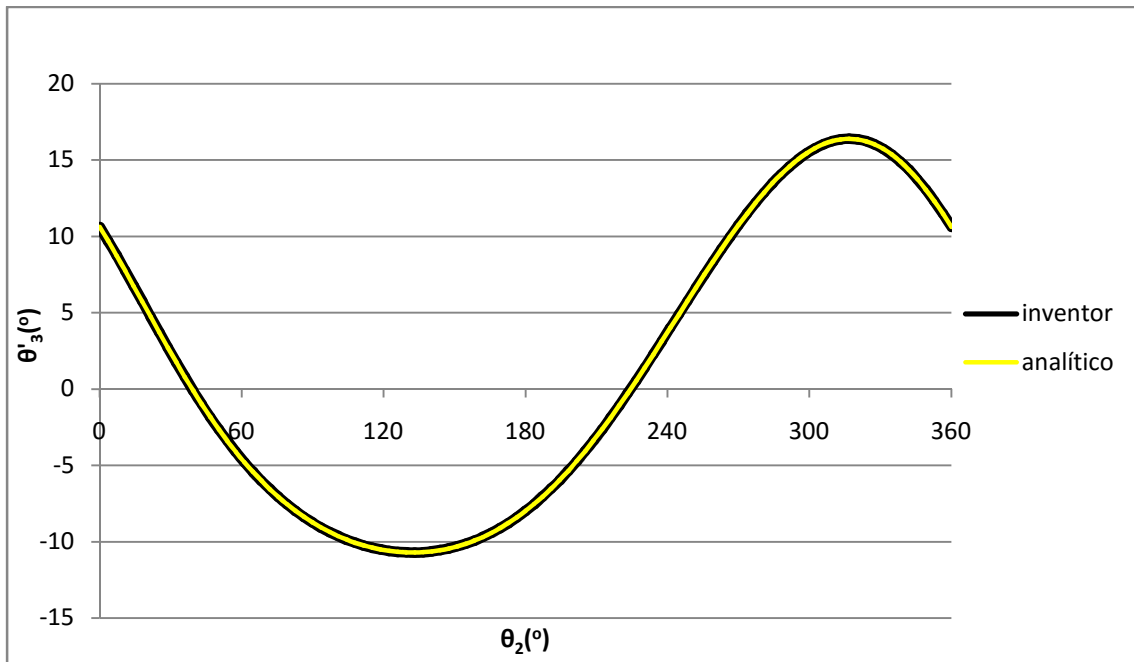


Figura 5.5. Gráfica extraída de Inventor, valores de θ'_3 frente a θ_2 .

5.2.2. Velocidad $\Omega_{3/1}$

En este apartado se va a comprobar las conclusiones extraídas del anterior, que como se dijo y se puede observar en la figura 5.6 son:

1. Para la posición de la manivela de 0° a 20° y 240° a 360° , la velocidad es negativa.
2. Para la posición de 20° a 240° es positiva, que es lo que se dedujo anteriormente.

De esta gráfica si se pueden saber mediante Inventor la amplitud exacta, y el máximo y el mínimo que se alcanzan, que como se dedujo de la gráfica de la velocidad será para una posición de la manivela de 20° y 240° respectivamente.

Valor máximo $87,85 \text{ }^\circ/\text{s}$ para la posición de 240° , valor mínimo $-101,62 \text{ }^\circ/\text{s}$ para la posición de 20° , con una amplitud de movimiento de $189,47 \text{ }^\circ/\text{s}$. De esta gráfica se extraen las siguientes conclusiones:

1. Lógicamente en el máximo y mínimo la pendiente es cero, por lo que la aceleración también.
2. Para una posición de la manivela de 0° a 20° y 240° a 360° , la pendiente es negativa por lo que la aceleración también lo será.
3. De 20° a 240° la pendiente es positiva al igual que la aceleración.

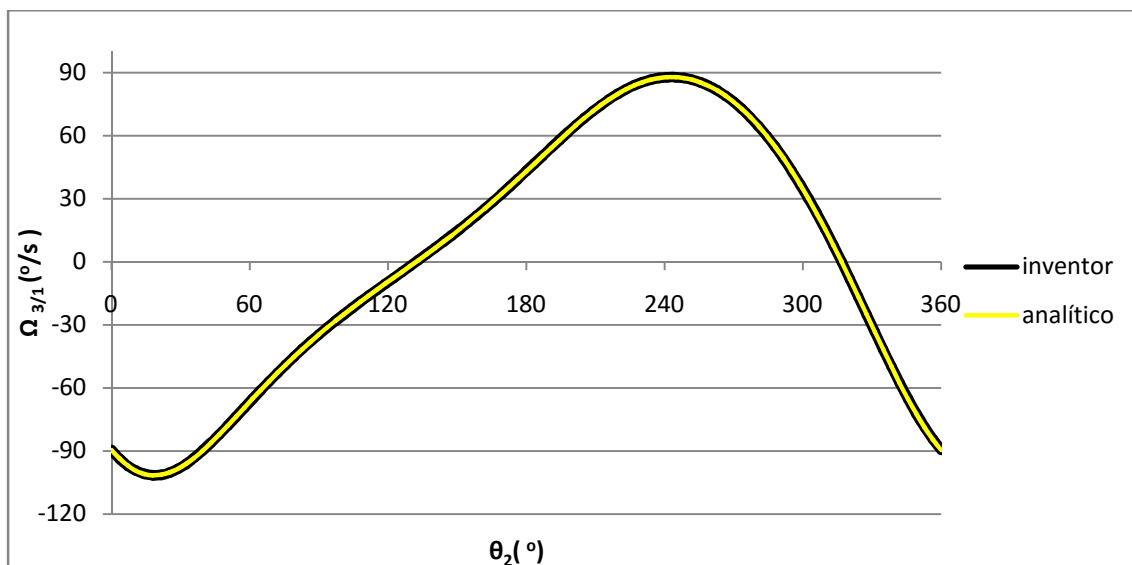


Figura 5.6. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\Omega_{3/1}$ frente a θ_2 .

5.2.3. Aceleración $\alpha_{3/1}$

De la gráfica de la aceleración de esta barra sólo se puede destacar que:

1. Para los tramos de la posición de la manivela que van desde 0° a 20° y 240° a 360° , la aceleración es negativa.
2. Para el tramo de 20° a 240° , la aceleración es positiva y que en 20° y 240° se anula. Lo cual se puede observar rápida y sencillamente en la figura 5.7.

De inventor se extraen los siguientes datos y visualizándolos en la gráfica se obtiene que, el valor máximo es para la posición 55° (aprox.) igual a $427.21^\circ/s^2$, el valor mínimo es para posición 330° (aprox.) igual a $-841.22^\circ/s^2$, y amplitud igual $1268.43^\circ/s^2$.

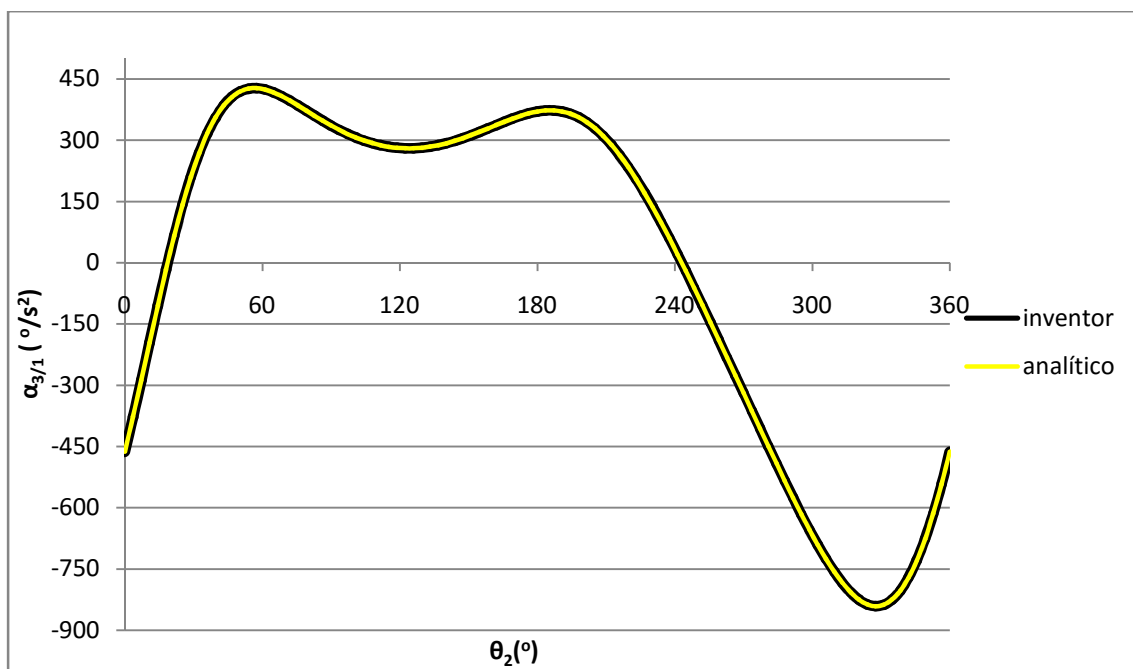


Figura 5.7. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\alpha_{3/1}$ frente a θ_2 .

5.3 Análisis cinemático del balancín

5.3.1. Posición θ_4

Inventor da los siguientes valores característicos de la gráfica, el valor máximo es para la posición 220° (aprox.) igual a 159.625° , el valor mínimo es para posición 50° (aprox.) igual a 103.753° , y amplitud igual a 55.872° .

Al igual que se hizo en el apartado anterior se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. En el tramo que va desde la posición de 0° hasta 50° , se tiene que la pendiente decrece, la velocidad es negativa y va decreciendo, debido a una aceleración negativa.
2. En 50° se llega al mínimo donde la velocidad se anula. Ahí comienza el segundo tramo (50° hasta 220°), en éste la posición es creciente por lo que la velocidad es positiva.

En este tramo se distinguen dos zonas que van una desde 50 hasta unos 130° y el otro desde ahí hasta el final. En la primera se observa como la pendiente es cada vez mayor por lo que la aceleración es positiva y en la segunda se ve que la pendiente decrece por lo que la aceleración es negativa, hasta llegar al máximo para un valor de la manivela de unos 220° , en que la velocidad se anula, pudiéndose extraer que en 130° la aceleración será nula, debido una pendiente máxima que generará un máximo en la velocidad.

3. El tercer tramo va desde 220° a 360° , es igual que el primero la velocidad negativa decreciente debido a la pendiente negativa decreciente también, hasta que se observa que en 340° aprox. la pendiente es mínima por lo que la velocidad encontrará un mínimo y cambiará el signo de la misma haciendo que la aceleración en ese punto sea nula.

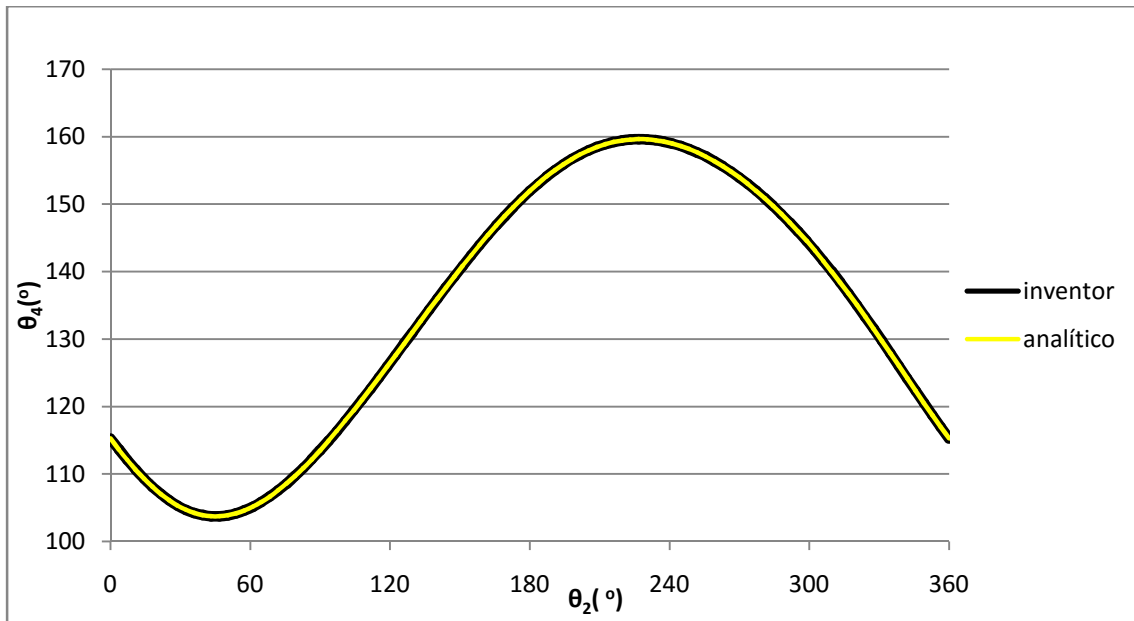


Figura 5.8. Gráfica extraída de Inventor, valores de θ_4 frente a θ_2 .

5.3.2. Velocidad $\Omega_{4/1}$

En este apartado se va a comprobar las conclusiones extraídas del apartado anterior, que como se dijo y se puede observar en la figura 5.9 son:

1. Para la posición de la manivela de 0° a 40° y 220° a 360° , la velocidad es negativa.
2. De 40° a 220° es positiva.

De esta gráfica si se pueden saber mediante Inventor la amplitud exacta, y el máximo y el mínimo, que se alcanzan en 50° y 230° respectivamente.

Valor máximo $168.542 \text{ }^\circ/\text{s}$ para la posición de 130° , valor mínimo $-184.812 \text{ }^\circ/\text{s}$ para la posición de 240° , con una amplitud de movimiento de $353.354^\circ/\text{s}$.

De la pendiente de esta gráfica se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. En el máximo y mínimo la pendiente es cero, por lo que la aceleración también, de 0° a 40° .
2. De 220° a 330° , la pendiente es negativa por lo que la aceleración también lo será.
3. De 40° a 220° y 330° a 360° la pendiente es positiva por lo que la aceleración también lo será.

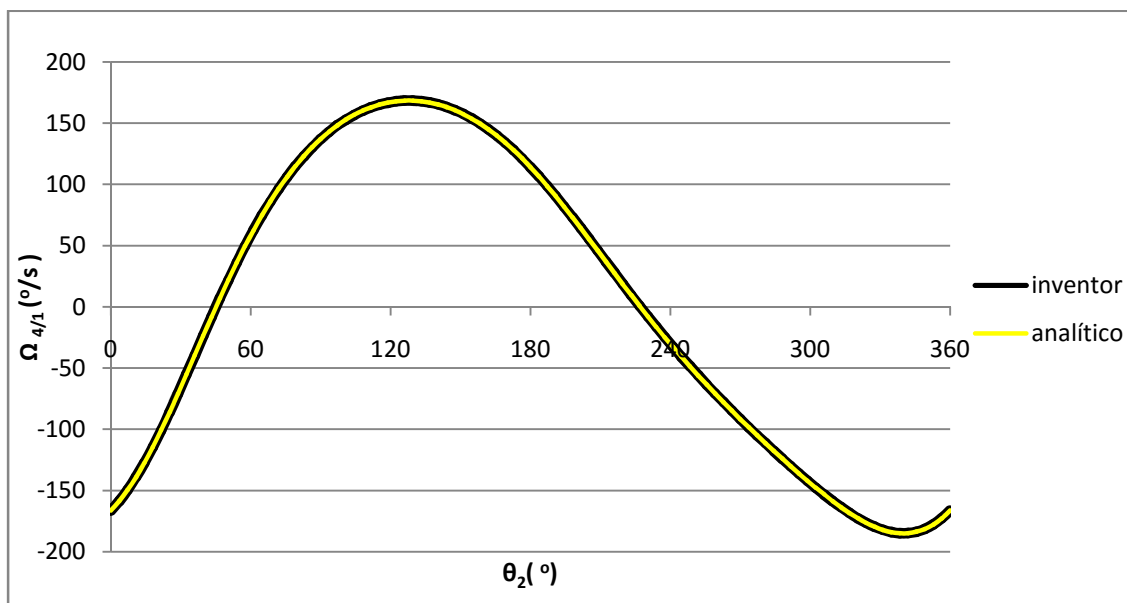


Figura 5.9. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\Omega_{4/1}$ frente a θ_2 .

5.3.3. Aceleración $\alpha_{4/1}$

Para corroborar lo que se intuía de las gráficas de posición y velocidad, se van a extraer unas conclusiones sobre la gráfica, que son que para los tramos de la posición de la manivela que van desde 130° a 330° , la aceleración es negativa, que para los tramos de 0° a 40° y de 330° a 360° , la aceleración es positiva y que en 130° y 230° se anula. Lo cual se puede observar rápida y sencillamente en la figura 5.10.

De inventor se extraen los siguientes datos y visualizándolos en la gráfica se obtiene que, el valor máximo es para la posición 40° (aprox.) igual a $1581.29^\circ/\text{s}^2$, el valor mínimo es para posición 220° (aprox.) igual a $-917.197^\circ/\text{s}^2$, y amplitud igual $2498.787^\circ/\text{s}^2$.

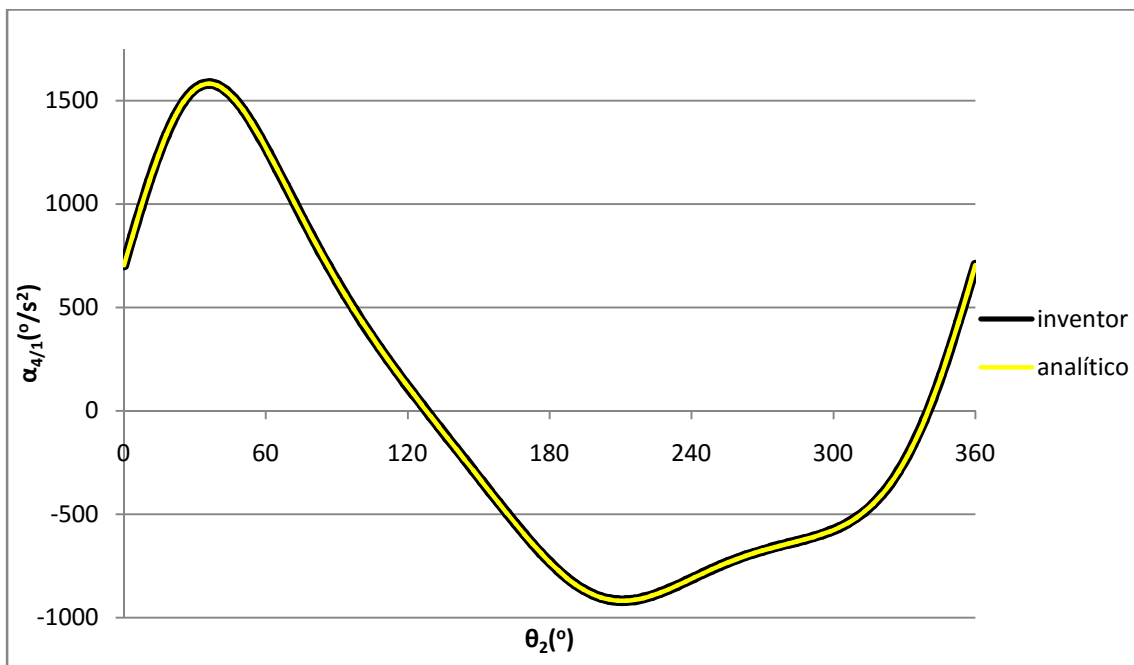


Figura 5.10. Gráfica extraída de Inventor, valores de $\alpha_{4/1}$ frente a θ_2 .

5.4 Análisis cinemático del punto D.

En este apartado se van a estudiar variables que son lineales y no angulares, aunque este dato no cambiará la forma de comentar los valores puesto que matemáticamente hablando, las gráficas no tienen unidades.

5.3.1.1. Posición horizontal X_D

Al igual que se hizo para los demás apartados mediante Inventor se consiguen valores característicos de la gráfica, el valor máximo es para una posición de θ_2 de 43° (aprox.) igual a 343.47 mm, el valor mínimo es para la posición de θ_2 de 255° (aprox.) igual a 283.38 mm, y amplitud igual a 60.09 mm, que se corresponde con el recorrido completo que realiza la cuchilla del mecanismo de corte.

Al igual que en resto de apartados se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. El primer tramo va desde 0° hasta 43° , en éste se tiene que la pendiente decrece siendo positiva, indicando que la velocidad es positiva y va decreciendo, debido a una aceleración negativa.
2. En la posición de la barra 2 de 43° se llega al máximo de la gráfica donde la velocidad se anula.
3. El segundo tramo va desde 43° hasta 255° , en éste la posición es decreciente por lo que la velocidad es negativa.

Éste se divide en tres zonas una desde 43° hasta unos 100° , otra desde ahí hasta 190° y la otra desde 190° el final de este tramo. En la primera se observa como la pendiente es cada vez menor por lo que la aceleración es negativa. En la segunda se ve que la pendiente crece por lo que la aceleración es positiva, y la tercera se corresponde con una pendiente casi nula lo que provoca la parada de la barra 6, hasta llegar al mínimo para un valor de la manivela de unos 255° , en que la velocidad se anula, pudiéndose extraer que en 100° aproximadamente y en el tramo sin velocidad la aceleración será nula, debido una pendiente máxima que generará un máximo en la velocidad y dicha la velocidad nula.

4. El tercer tramo va de 255° a 360° , se corresponde con una velocidad positiva creciente debido a la pendiente positiva. Sobre la posición de 340° se observa

que la pendiente es máxima por lo que la velocidad encontrará un máximo y cambiará el signo de la misma haciendo que la aceleración en ese punto sea nula.

La zona que marca el tiempo de parada va desde 200° hasta 265° .

Esta gráfica será objeto de estudio del capítulo VI, para el sistema mecánico con las medidas iniciales y para alguna longitud modificada como se indicará posteriormente para poder optimizar el tiempo de parada o modificar la amplitud del movimiento de la cuchilla del mecanismo de corte.

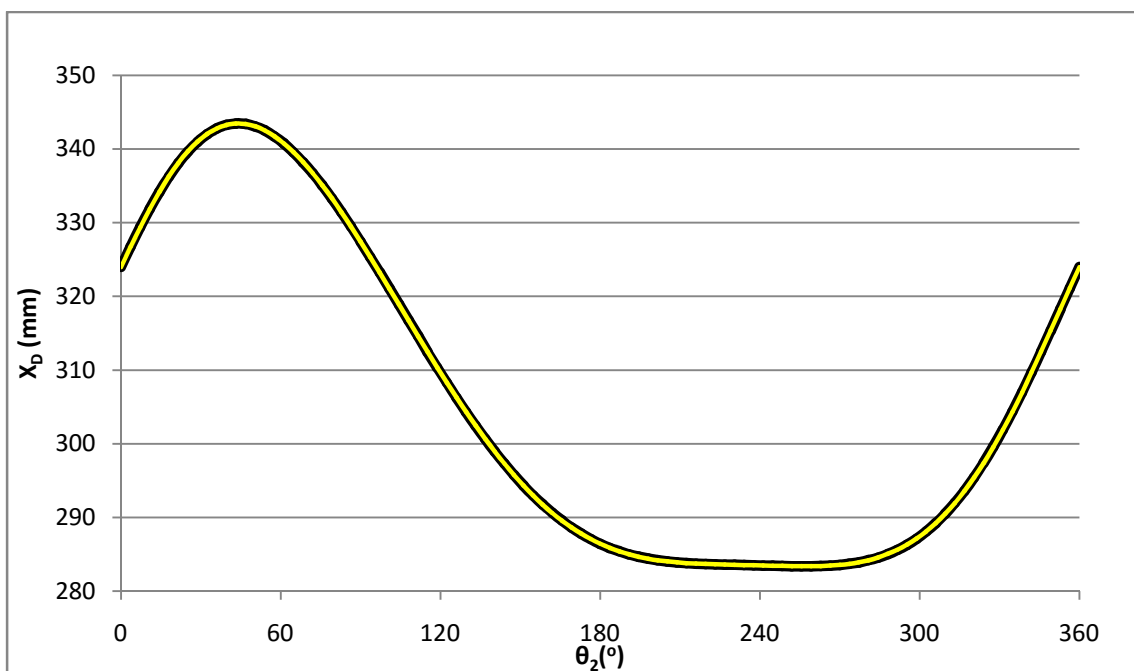


Figura 5.11. Gráfica extraída de Inventor, valores de X_D frente a θ_2 .

5.3.1.2. Posición vertical Y_D

La gráfica 5.12 muestra el recorrido del pistón por el interior de la guía, es decir, representa el movimiento relativo del pistón respecto a la guía.

Mediante Inventor se consiguen valores característicos de la gráfica, el valor máximo es para la posición 50° (aprox.) igual a 185.57 mm, el valor mínimo es para posición 260° (aprox.) igual a 79.63 mm, y amplitud igual a 105.94 mm, que se corresponde con el recorrido completo que realiza la barra 5 respecto a la 6.

De la visualización de la gráfica se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. El primer tramo de la gráfica va desde 0° hasta 180° en él se tiene que la pendiente es negativa, indicando que la velocidad también lo es y va decreciendo hasta la posición de 30° lo cual indica aceleración negativa hasta ahí. Desde 30° va creciendo indicando que la aceleración es positiva, consecuentemente debido a este cambio en 30° la aceleración se anulará.
2. En 180° se llega al mínimo donde la velocidad se anula.
3. El segundo va de 180° hasta 340° , en este la posición es creciente por lo que la velocidad es positiva.
Éste se divide en dos zonas una desde 180° hasta unos 270° y otra desde ahí hasta 340° , en la primera se observa como la pendiente es cada vez mayor por lo que la aceleración es positiva, en la segunda se ve que la pendiente decrece por lo que la aceleración es negativa.
4. El tercer tramo va de 340° a 360° , se caracteriza por una velocidad negativa decreciente debida a la pendiente negativa decreciente. Se observa que en 340° la pendiente es nula por lo que la velocidad también lo será.

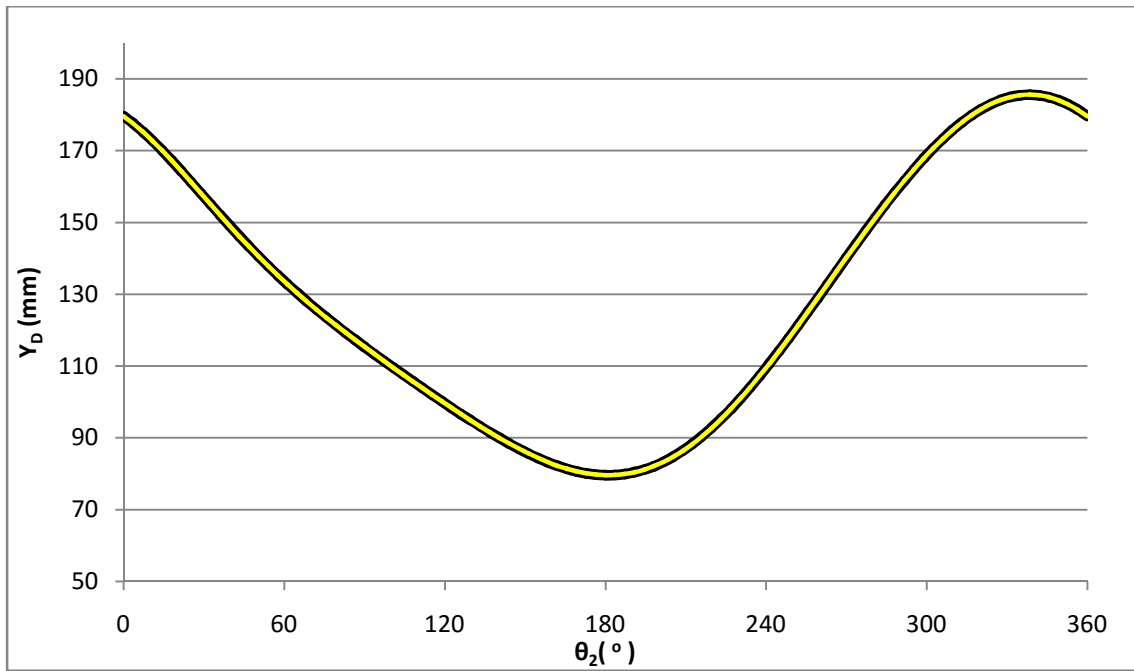


Figura 5.12. Gráfica extraída de Inventor, valores de Y_D frente a θ_2 .

5.3.2.1. Velocidad horizontal V_{xD}

En este apartado se va a comprobar las conclusiones extraídas del apartado anterior, que como se dijo y se puede observar en la figura 5.13 son que:

1. Para la posición de la manivela desde 0° a 40° y 240° a 360° , la velocidad es positiva.
2. De 40° a 240° es esta velocidad es negativa.

De la gráfica mediante Inventor la amplitud exacta, y el máximo y el mínimo, que se alcanzan para una posición de la manivela de 100° y 340° respectivamente.

Valor máximo 289.62 mm/s para la posición de 100° , valor mínimo -216.99 mm/s para la posición de 340° , con una amplitud de movimiento de 506.63 mm/s .

De la pendiente de esta gráfica se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. En el máximo y mínimo la pendiente es cero, por lo que la aceleración también.
2. De 0° a 100° y 340° a 360° , la pendiente es negativa al igual que la aceleración.
3. De 100° a 340° la pendiente es positiva por lo que la aceleración también lo será.

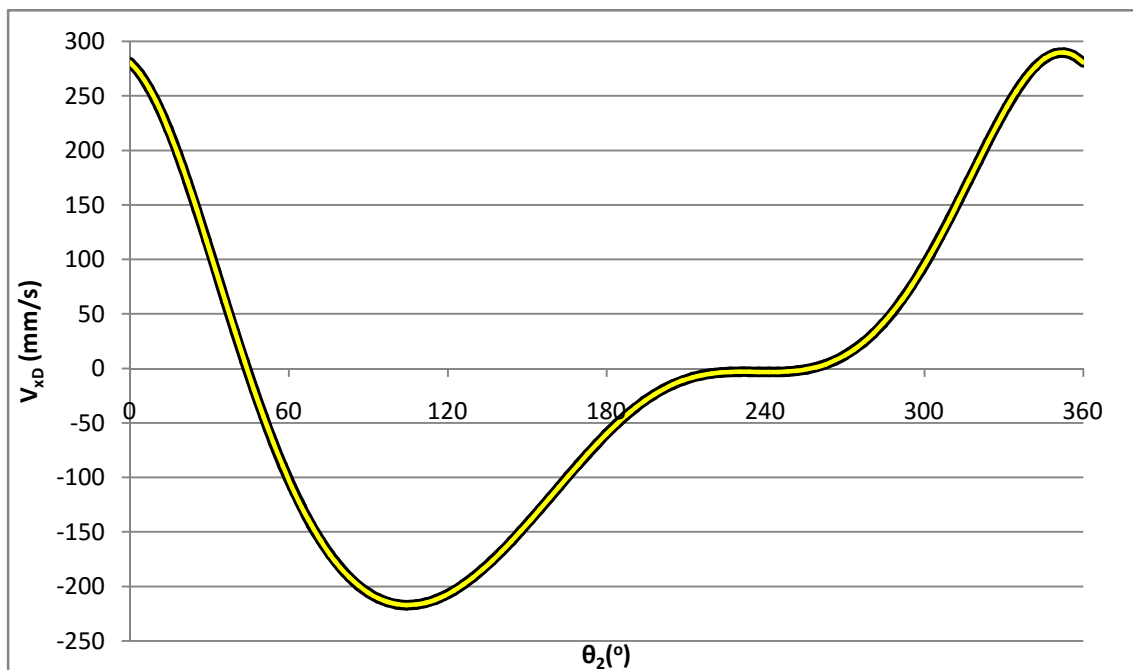


Figura 5.13. Gráfica extraída de Inventor, valores de V_{xD} frente a θ_2 .

5.3.2.2. Velocidad vertical V_{yD}

Al igual que en el apartado anterior se van a comprobar las conclusiones extraídas del apartado anterior, que como se dijo y se puede observar en la figura 5.14 son, para la posición de la manivela de 0° a 180° y 340° a 360° , la velocidad es negativa, y de 180° a 340° es positiva, que es lo que se extrajo anteriormente.

De esta gráfica si se pueden saber mediante Inventor la amplitud exacta, y el máximo y el mínimo, que se alcanzan lógicamente para una posición de la manivela de 30° y 270° respectivamente.

Valor máximo 379.18 mm/s para la posición de 270° , valor mínimo -306.07 mm/s para la posición de 30° , con una amplitud de movimiento de 685.25 mm/s .

De la pendiente de esta gráfica se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. En el máximo y mínimo la pendiente es cero, por lo que la aceleración también, de 0° a 30° y 270° a 360° , la pendiente es negativa al que la aceleración.
2. De 100° a 340° la pendiente es positiva por lo que la aceleración también lo será.

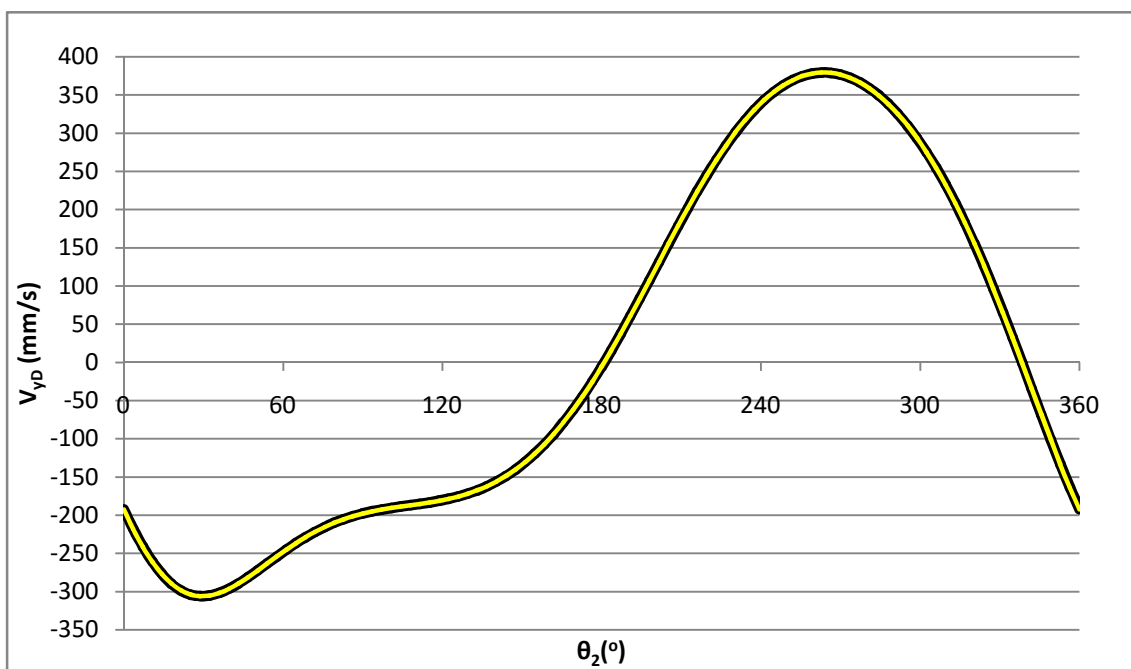


Figura 5.14. Gráfica extraída de Inventor, valores de V_{yD} frente a θ_2 .

5.3.3.1. Aceleración horizontal A_{xD}

Para corroborar lo que se intuía en las gráficas de posición y velocidad, se van a extraer unas conclusiones sobre la gráfica, que son:

1. Para los tramos de la posición de la manivela que van desde 100° a 340° , la aceleración es positiva.
2. Para los tramos de 0° a 100° y de 340° a 360° , la aceleración es negativa.
3. Para una posición de 100° , 240° y 340° se anula. Lo cual se puede observar rápida y sencillamente en la figura 5.15.

De inventor se extraen los siguientes datos y visualizándolos en la gráfica se obtiene que, el valor máximo es para la posición 40° (aprox.) igual a 1770.11 mm/s^2 , el valor mínimo es para posición 310° (aprox.) igual a -2826.97 mm/s^2 , y amplitud igual 4597.08 mm/s^2 .

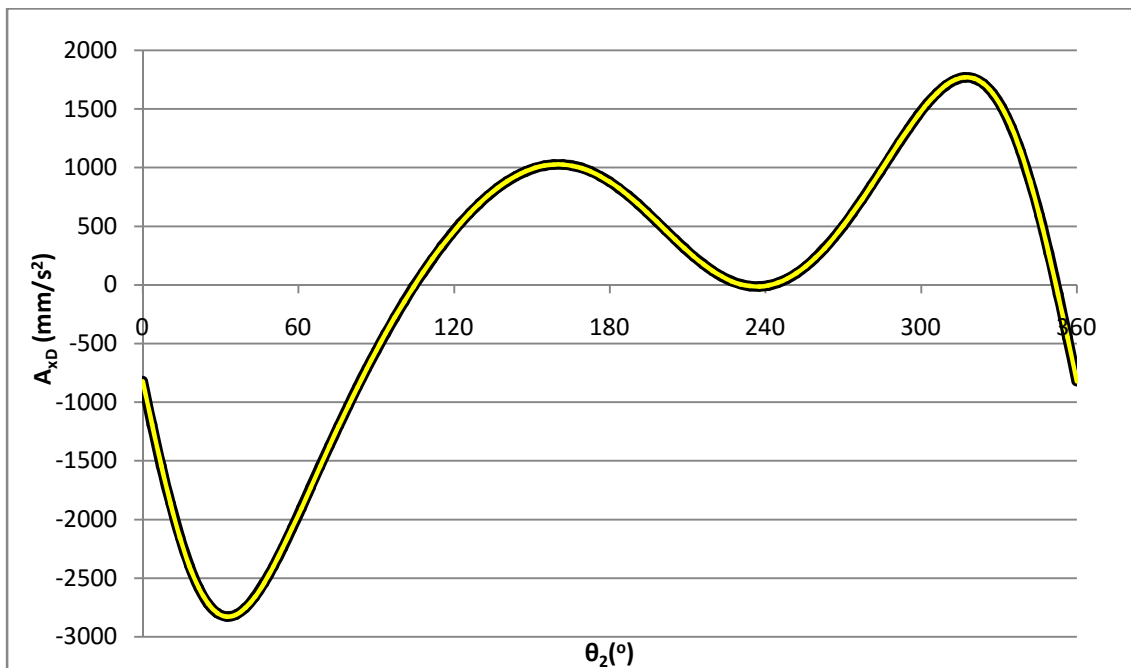


Figura 5.15. Gráfica extraída de Inventor, valores de A_{xD} frente a θ_2 .

5.3.3.2. Aceleración vertical A_{yD}

De la gráfica 5.16 se van a extraer unas conclusiones sobre la gráfica, que son:

1. Para el tramo de la posición de la manivela que va desde 30° a 270° , la aceleración es positiva.
2. Para los tramos de 0° a 30° y de 270° a 360° , la aceleración es negativa.
3. Para la posición 30° y 270° se anula. Lo cual se puede observar rápida y sencillamente en la figura 5.16.

De inventor se extraen los siguientes datos y visualizándolos en la gráfica se obtiene que, el valor máximo es para la posición 55° (aprox.) igual a 2385.90 mm/s^2 , el valor mínimo es para posición 200° (aprox.) igual a -3370.35 mm/s^2 , y amplitud igual 5756.25 mm/s^2 .

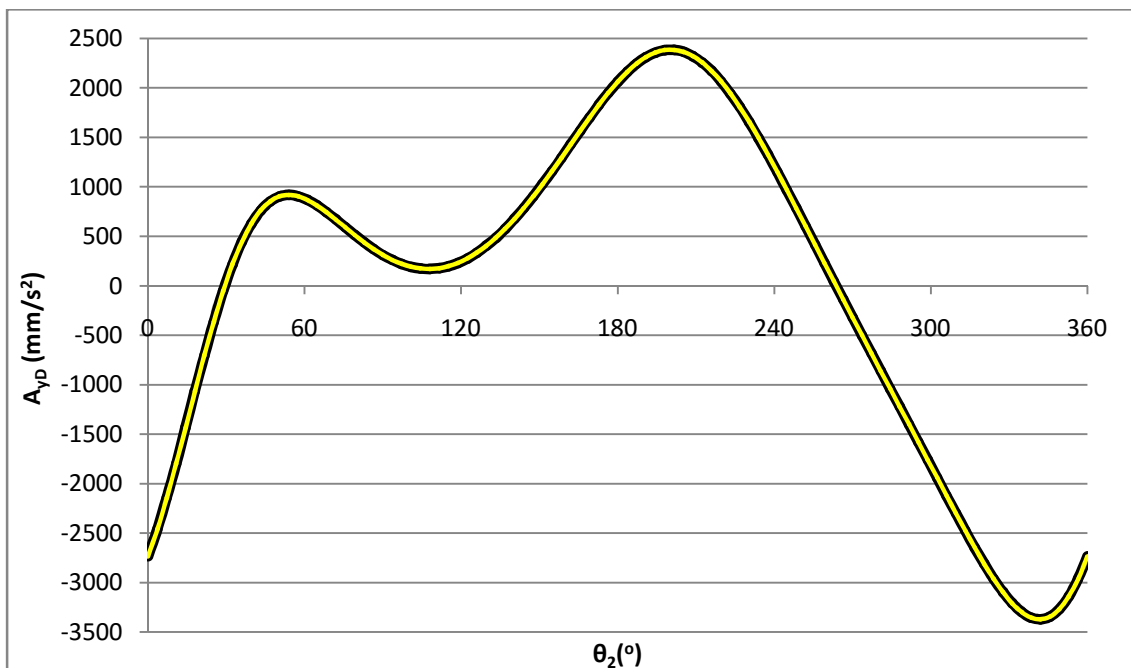


Figura 5.16. Gráfica extraída de Inventor, valores de A_{yD} frente a θ_2 .

5.5. Aplicación para el mecanismo de corte

De la exposición de las gráficas de la posición y cinemática del mecanismo, así como de los puntos característicos interesan para el funcionamiento del mecanismo de corte los componentes relacionados con la barra 6, puesto que en esta se integra la cuchilla que realiza el trabajo de corte.

En muchas aplicaciones, los mecanismos se usan para realizar operaciones repetitivas tales como empujar piezas a lo largo de una línea de montaje, sujetar piezas juntas mientras se sueldan o para doblar cajas de cartón en una máquina de embalaje automatizada. [5]

En estas operaciones repetitivas existe por lo común una parte del ciclo en la que el mecanismo se somete a una carga, llamada carrera de avance o de trabajo, y una parte del ciclo conocida como carrera de retorno en la que el mecanismo no efectúa un trabajo sino que se limita a devolverse para repetir la operación. [5]

En tales situaciones, para mantener los requerimientos de potencia del motor en un mínimo y evitar el desperdicio de tiempo valioso, conviene diseñar el mecanismo de tal manera que el pistón se mueva con mayor rapidez durante la carrera de retorno que en la carrera de trabajo, es decir, usar una fracción mayor del ciclo para ejecutar el trabajo que para el retorno. [5]

Una medida de lo apropiado de un mecanismo desde este punto de vista, conocida con el nombre de razón del tiempo de avance al tiempo de retorno, se define mediante la fórmula:

$$Q = \frac{T.Avançe}{T.Retroceso} = \frac{T.Carrera\ de\ Trabajo}{T.Carrera\ de\ Posicionamiento} \quad (5.1)$$

Aunque el mecanismo de estudio no se trata propiamente de un mecanismo de retorno rápido se va a definir la razón de tiempos de este sustituyendo el tiempo de avance por el de la carrera de trabajo del corte y el de retorno por el de la carrera de posicionamiento.

La diferencia entre un la razón de tiempos de un mecanismo de retorno rápido y el de este trabajo es que en la del primero ambos tiempos suman 1 y en el segundo el número que suman ha de ser menor que 1 debido al tiempo de espera del mecanismo.

Esta razón de tiempos se calcula partiendo de las posiciones límite de la aplicación del mecanismo y los tiempos de estas.

Antes de calcularla es conveniente observar la disposición del mecanismo en la máquina para ver cuáles son la posiciones límite para el corte, que puede que no sean exactamente iguales que las puramente matemáticas calculadas anteriormente.

Mediante inventor se puede medir la distancia que hay en la máquina entre el origen del mecanismo de corte y el punto del canal del mismo corte que indica el inicio. También para adaptar los cálculos anteriores de X_D a la punta de la cuchilla.

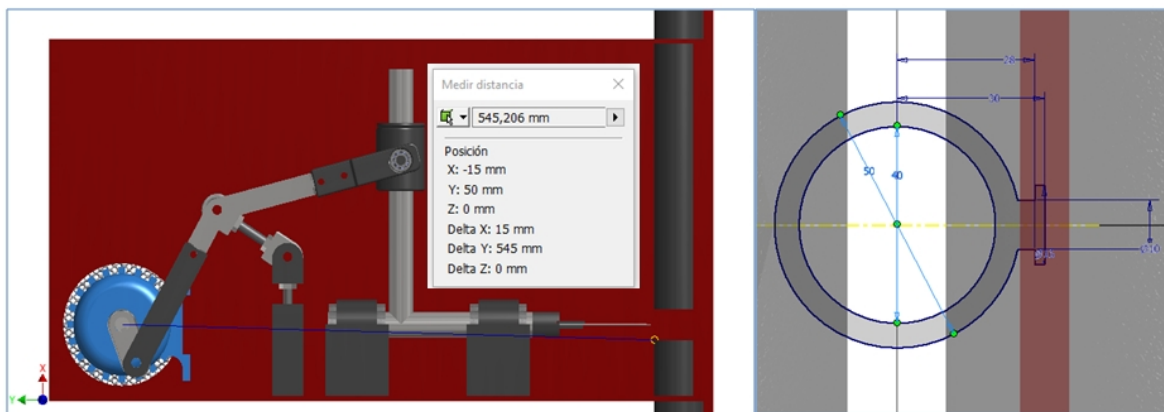


Figura 5.17A. Medir desde origen mecanismo de corte hasta inicio de canal de 135mm. -Derecha. Figura 5.17.B. Boceto del canal para ver el espesor del mismo. -Izquierda.

De la imagen se extrae que la distancia desde el origen del mecanismo hasta el inicio de la zona de corte es 545 mm de delta de Y de la figura 5.18.A más 5 mm del espesor del canal, haciendo un total de 550 mm.

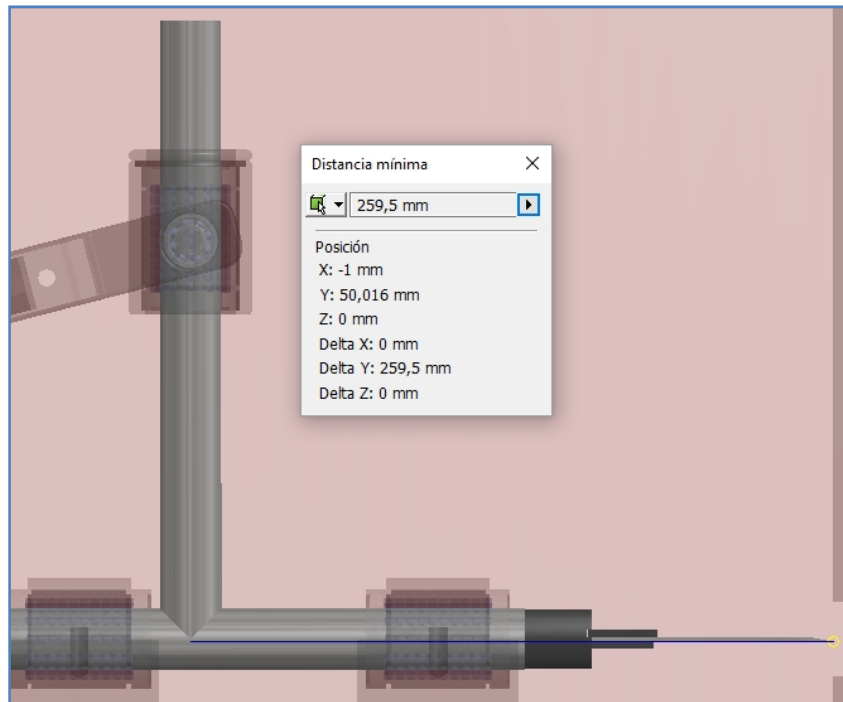


Figura 5.18. Distancia de X_D hasta el extremo de la cuchilla.

En la figura 5.18 se observa la distancia entre el origen de la doble guía con cuchilla, que como se explicó anteriormente se corresponde con X_D , y el extremo de cuchilla siendo igual a 259.5 mm.

Entonces se sabe ya que el inicio del corte es para un valor desde el origen del mecanismo de 550 mm y que los se cálculo anteriormente para X_D es igual para la cuchilla sólo que sumándole 259.5 mm, con estos datos se puede obtener una gráfica en la que se marque el inicio del corte y el de movimiento de retroceso, y con estos intervalos calcular la razón de tiempos de real del mecanismo para la aplicación diseñada.

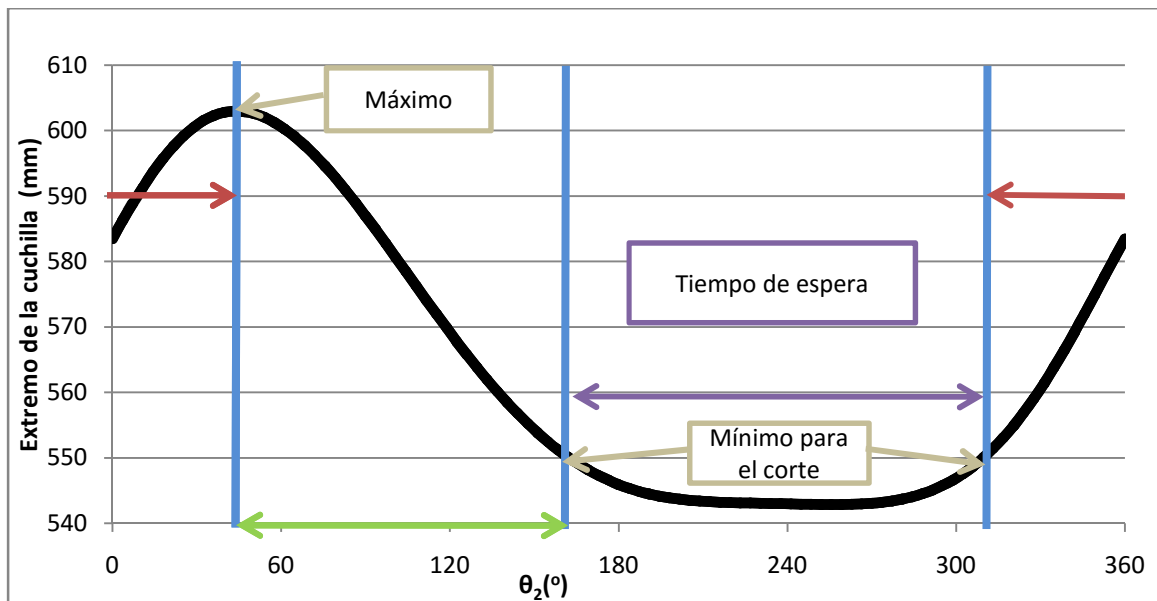


Figura 5.19. Gráfica con los valores de la posición de la cuchilla frente a θ_2 en el sentido de los cálculos de capítulo III.

Los puntos que caracterizan este proceso de corte son:

- El máximo para la posición de la cuchilla de 602.96 mm para una posición de $\theta_2=43.2^{\circ}$, y un valor en el tiempo de la simulación de 0.12 s. Coincide con el valor máximo absoluto.
- El valor mínimo para realizar el corte es 550 mm. Como se puede observar en la gráfica no coincide con el mínimo absoluto de la misma, se da para una posición de $\theta_2=156.2^{\circ}$, con un valor en el tiempo de la simulación de 0.45 s y para un valor de $\theta_2=309.6$, con un valor en el tiempo de la simulación de 0.86 s.

En medio de estos dos puntos de a 550 mm del origen se encuentra el tiempo que a efectos del corte, el mecanismo está parado puesto que no realiza ningún trabajo, que se llamará de aquí en adelante **tiempo de espera**.

Estos datos han sido obtenidos mediante el tratamiento estadístico de datos la hoja de cálculo de Excel.

A partir de ellos se puede calcular la razón de tiempos del mecanismo en con el sentido actual para el movimiento de entrada tal y como se muestra en la expresión 5.2.

- Tiempo de avance: del mínimo al máximo en el sentido actual es de $\theta_2=309.6^{\circ}$ a $\theta_2=43.2^{\circ}$, que es en tiempo 0.26 s.

- Tiempo de retroceso: del máximo al mínimo en el sentido actual es de $\theta_2=43.2^\circ$ a $\theta_2=156.2^\circ$, que es 0.31 s.

$$Q = \frac{0.26s}{0.31s} = 0.8387 \quad (5.2)$$

Según lo explicado no es la mejor configuración para una máquina de corte puesto que tarda más en la carrera de retroceso que en la de avance. Nos interesa que la razón de tiempos sea la inversa de la anterior 1.192. Para ello hay que invertir el sentido del movimiento de entrada.

En la gráfica obtenida mediante Excel que muestra la figura 5.20 se observa el ciclo de funcionamiento del mecanismo con el sentido invertido del movimiento de entrada sobre la que se indica:

- Amplitud de corte: desde 550 mm hasta 602.96 mm así que es 52.96 mm.
- Tiempo de avance: del mínimo al máximo en es de $\theta_2=-198^\circ$ a $\theta_2=-316.8^\circ$, que es en tiempo 0.26 s.
- Tiempo de retroceso: del máximo al mínimo es desde $\theta_2=-316.8^\circ$ a $\theta_2=-50.4^\circ$, que es 0.31 s.
- El tiempo de espera: es desde $\theta_2=-50.4^\circ$ a $\theta_2=-198^\circ$, que es 0.43 s.

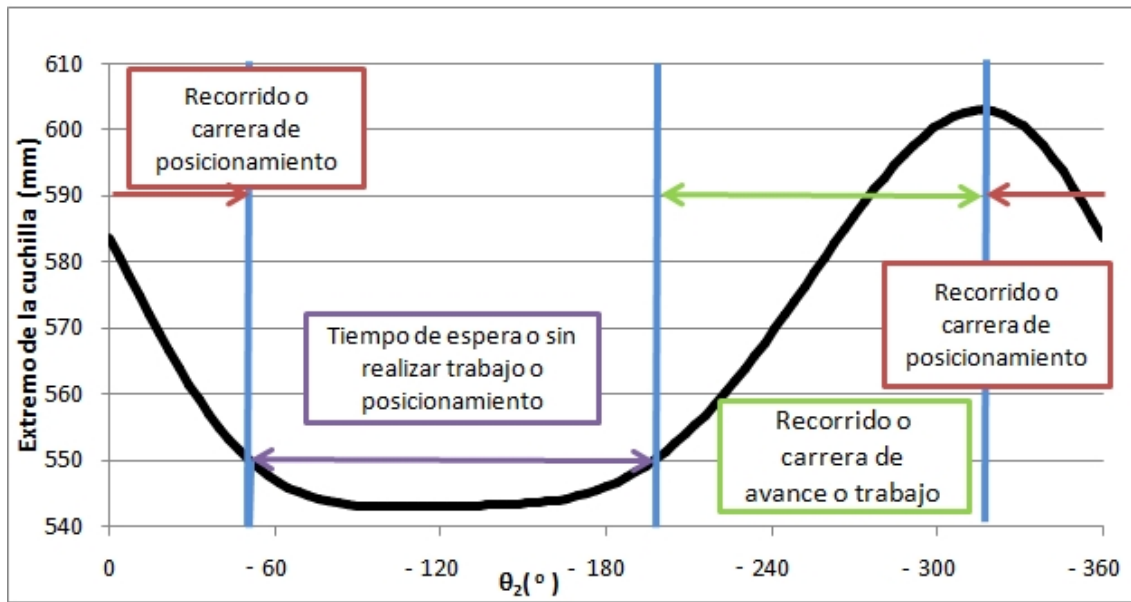
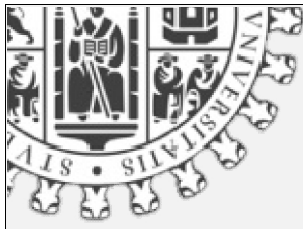


Figura 5.20. Gráfica con los valores de la posición de la cuchilla frente a θ_2 invertido en el sentido frente al que se dio para los cálculos del capítulo III.

Del estudio realizado en este capítulo sea deducido que el sentido ideal para la aplicación del corte es el contrario al que se planteó en el capítulo III de este trabajo. Para adaptar estos mediante Inventor partiendo de la simulación del apartado 4.2.2 se invierte el signo de la velocidad angular de entrada y se extraen los datos para esa simulación. Puesto que se acaba de verificar que son los correctos.



Capítulo VI: Estudio del tiempo de parada

6.1. Presentación.....	181
6.2. Obtención de datos.....	183
6.3. Exposición de los resultados.....	186
6.3.1. <i>Casos 1, 2 y 3</i>	187
6.3.2. <i>Casos 4, 5 y 6</i>	190
6.4. Aplicación al mecanismo de corte.....	194

6.1. Presentación

En el presente capítulo se estudiará, como varía el **tiempo de parada** y la **amplitud** de movimiento de la barra 6, la cual se corresponde con la cuchilla del mecanismo de corte de la cual se estudiará el **tiempo de espera**, en función de la variación de algún parámetro del sistema mecánico inicial con el fin de encontrar las tendencias que caracterizan estos parámetros propios del movimiento del extremo de la cuchilla del mecanismo de corte para que el sistema mecánico se pueda adaptar a las diferentes necesidades que se puedan plantear, obteniendo de ésta forma una ventaja de la geometría de este sistema.

El siguiente paso en este capítulo es encontrar qué parámetro controlar o variar y por qué del estudio teórico realizado en el capítulo III. Se ha deducido que el parámetro más interesante a controlar es la longitud del balancín o barra 4, pero sin variar la distancia que suma la longitud del balancín con la proyección vertical del vector r_1 , que se va a llamar h , es decir, que según aumente en longitud el balancín habrá que disminuir la misma longitud la altura h . Tal y como se indica en la expresión 6.1 y en la figura 6.1.

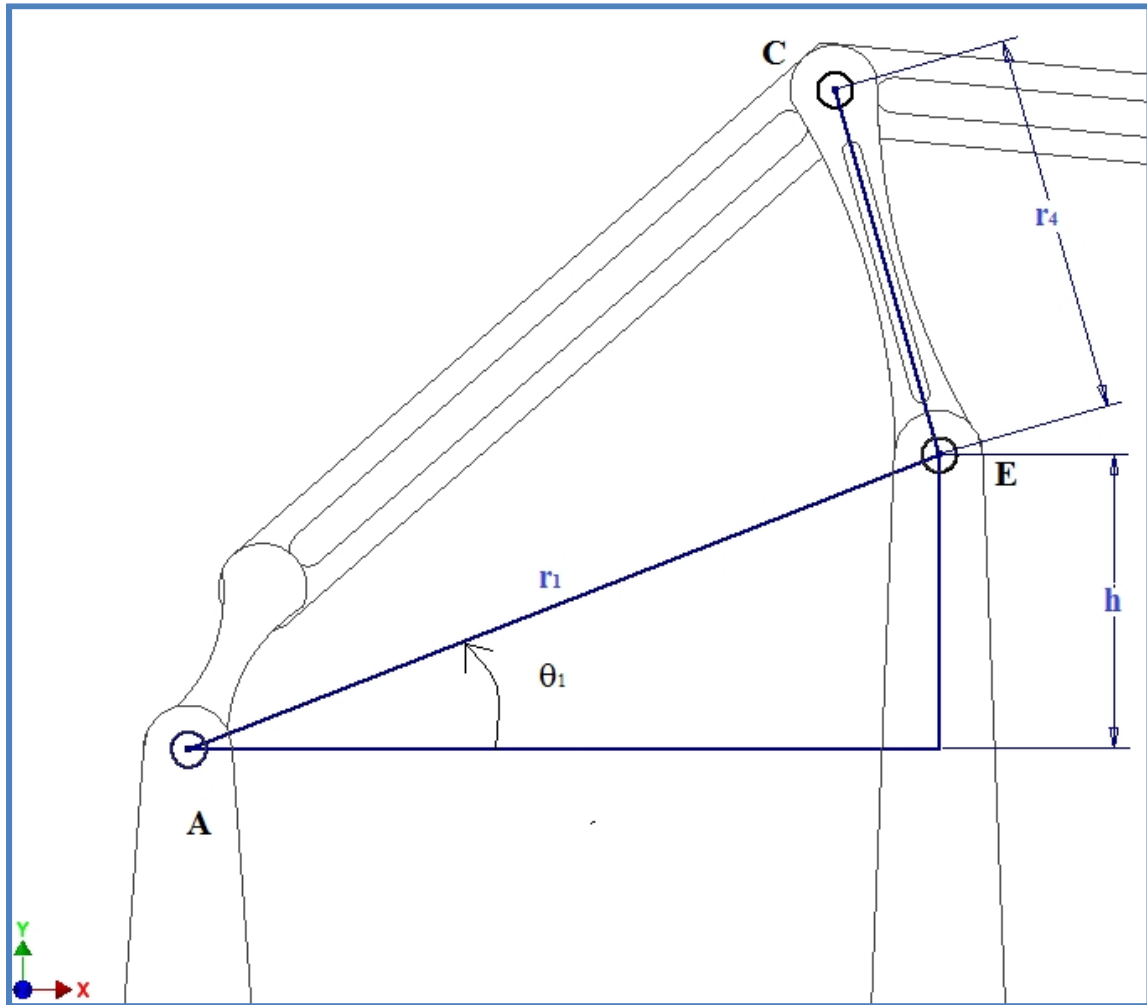


Figura 6.1. Figura explicativa de las medidas que se van a modificar para este capítulo.

$$CE + AE \cdot \text{sen}\theta_1 = r_4 + r_1 \cdot \text{sen}\theta_1 = (2.14 + 1.66) \cdot AB = 3.8 \cdot AB = 152\text{mm} = \text{cte} \quad (6.1)$$

Sea cual sea el tamaño del balancín esta expresión se debe cumplir ajustando el soporte para que se mantenga en 152 mm esta suma, ya que $AB=40$ mm es el valor que se ha utilizado para todo el trabajo.

6.2. Obtención de datos

Para llevar a cabo este estudio, se va a utilizar solo Autodesk Inventor, mediante la edición de las piezas ya ensambladas del mecanismo del problema inicial que se estudió en los demás capítulos, el cual se llamará mecanismo de corte con medidas genérico. Así se llegará a conseguir variaciones de la geometría del mismo cambiando los parámetros fijados en el apartado primero del presente capítulo.

Lo necesario para realizar esta evaluación son las gráficas correspondientes a la posición para la componente horizontal del extremo de la cuchilla (mm) y la velocidad de la componente horizontal de la misma (mm/s). Todas las gráficas se incluyen en el anexo IV.

Tal como y como se hizo en el apartado quinto del anterior capítulo aplicando el sentido deducido como correcto para el movimiento de entrada. Para ello es necesario cambiar el signo de velocidad angular de la barra 2 sobre el grupo bancada.

Aparte de éste cambio la única diferencia en la simulación es que para poder alcanzar unos datos lo más reales posibles se va a obtener un dato por cada milésima de segundo durante una simulación de un segundo. Para ello en el interfaz de *simulador* del entorno simulación dinámica, cuando se esté en *modo de construcción*, se cambia el 100 que viene por defecto en el centro del interfaz por un 1000. Como se muestra a continuación.

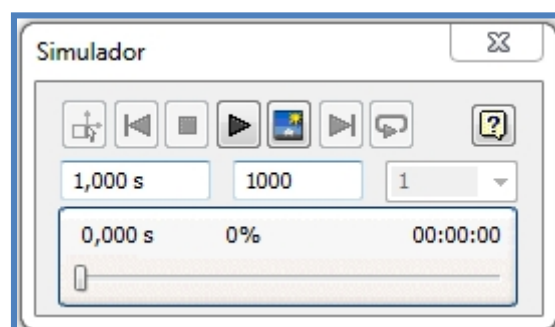


Figura 6.2. Configuración del simulador para obtención de mil datos por segundo.

Como se está modificando el ensamblaje anterior, las restricciones se mantienen, al igual que el movimiento impuesto, el trazo se mantiene, lo único será asegurar para cada

caso, que el valor de inicial de θ_2 se mantenga en cero. Para ello se realiza el mismo proceso explicado en el apartado de simulación dinámica, del capítulo IV.

Después de la obtención de estas gráficas se hallarán las tendencias que generadas en el tiempo **de parada, de espera y en la amplitud** de movimiento del extremo de la cuchilla debidas a estas variaciones.

Para ello lo primero es realizar las modificaciones sobre el mecanismo ya ensamblado, y simulado para sus valores iniciales, que son los que se presentaron en el capítulo II.

La manera de realizar estos cambios es, estando en el entorno *Ensamblar*, haciendo click con el botón derecho encima de la pieza que se quiere modificar se despliega una barra de herramientas, en ella se selecciona *Edición*, y se realizan los cambios pertinentes en los bocetos, para alcanzar las soluciones deseadas, como se hizo en el apartado de realización de bocetos del capítulo IV.

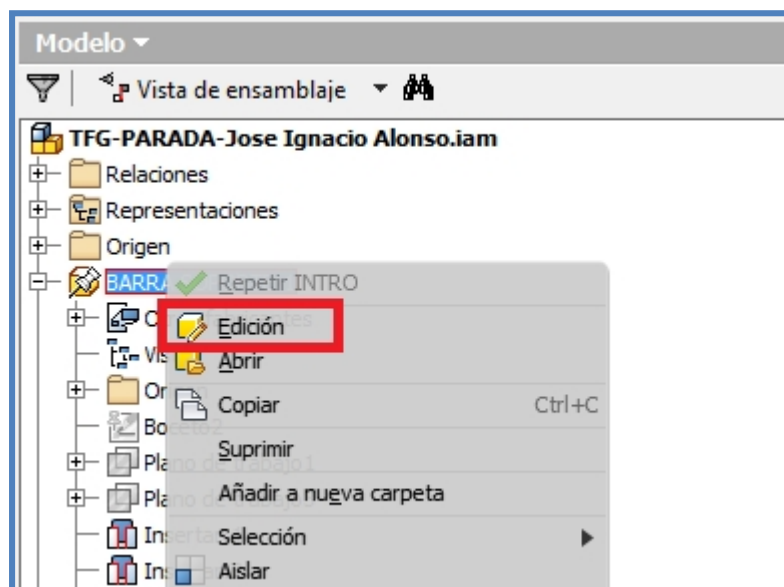


Figura 6.3. Entorno ensamblar, edición de piezas una vez ensambladas.

En este caso y para todo el capítulo sólo se van a modificar dos valores. Estos valores son la longitud del balancín r_4 y la longitud del segundo saliente del soporte que se corresponde con la componente vertical de r_1 o h .

En la siguiente tabla se muestran los casos para los que se van a obtener datos en el mecanismo.

CASOS	Long. Balancín (r4)	Altura Soporte (h)	TOTAL
Genérico	2.14xAB	1.66xAB	3.8xAB
Caso 1	2xAB	1.8xAB	3.8xAB
Caso 2	1.8xAB	2xAB	3.8xAB
Caso 3	1.66xAB	2.14xAB	3.8xAB
Caso 4	2.3xAB	1.5xAB	3.8xAB
Caso 5	2.5xAB	1.3xAB	3.8xAB
Caso 6	2.8xAB	AB	3.8xAB

Tabla 6.1. Valores para realización del estudio.

Para poder representar la posición del extremo de la cuchilla solo es necesario obtener la gráfica del trazo que se introdujo en el sistema en el apartado de simulación dinámica del capítulo IV a la que se sumará 295.5 mm en su componente horizontal y la posición de la barra 2.

6.3. Exposición de los resultados

Para el estudio del tiempo de parada de la barra 6 del sistema mecánico interesa controlar la componente horizontal de la posición de la cuchilla.

Como el fin de este estudio es obtener una tendencia que relacione el tiempo de parada con la variación de los parámetros, la evaluación de estas tendencias se realizará observando y deduciendo de las gráficas que se presentan a continuación.

En ésta evaluación, siguiendo la lógica del apartado del epígrafe 5.5 que es que el mecanismo se considera en **espera** cuando no realice ningún trabajo, ni movimiento necesario para el proceso de corte, es decir, que el extremo de la cuchilla esté por debajo de 550 mm y **parado** cuando la velocidad de esta está entre -2 y 2 mm/s.

Al final de cada apartado se expondrán mediante una tabla los resultados del **tiempo de parada, de espera y de la amplitud**.

Para poder llegar a encontrar las tendencias, se ha decidido estudiar los casos 1, 2 y 3 en bloque por un lado, puesto que son los tres en los que se ha disminuido la longitud del balancín o r_4 , y por otro lado los casos 4, 5 y 6, que son en los que se ha aumentado r_4 , con el fin de obtener unas conclusiones en función de cómo disminuyendo o aumentando r_4 .

6.3.1. Casos 1, 2 y 3.

Como se puede observar en la tabla 6.1, en los casos 1, 2 y 3, se ha ido disminuyendo progresivamente r_4 y aumentando h , en la misma cantidad que fue disminuido r_4 , tal y como se explicó con la expresión 6.1. De tal manera que el caso 1 es el más parecido al original o genérico, y el 3 es el más diferente.

Debido a esta relación entre casos se pueden ir observando que diferencias se presentan y como aumentan estas a medida que se va avanzando en los mismos.

La figura 6.4 muestra las gráficas de la posición de la componente horizontal del extremo de la cuchilla de los casos 1, 2 y 3.

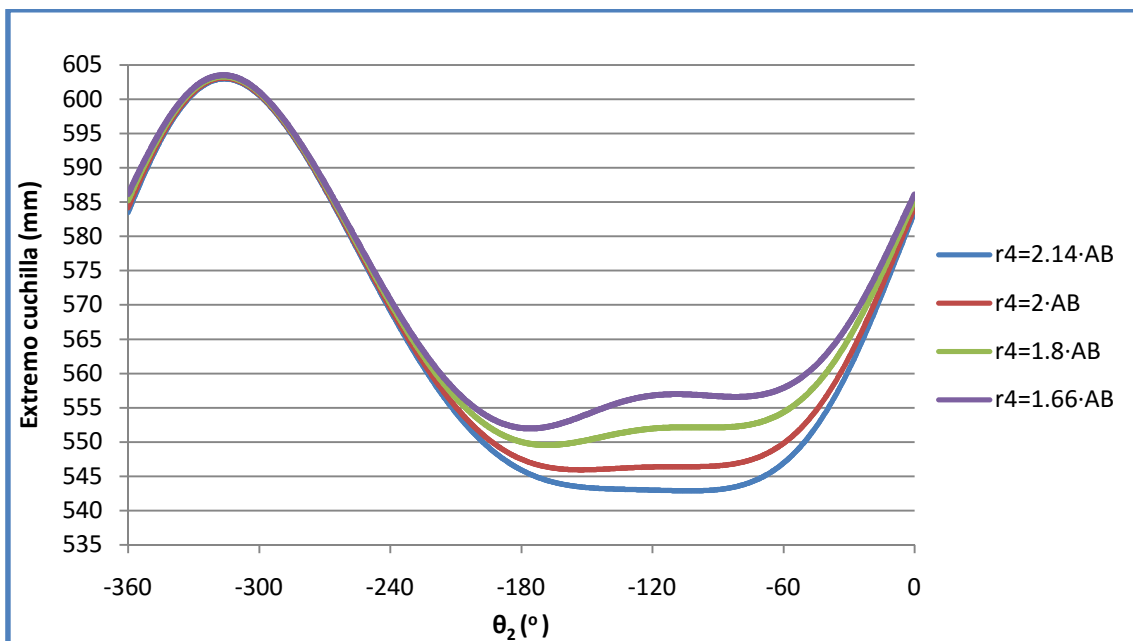


Figura 6.4. Gráfica extraída de Inventor extremo de la cuchilla frente θ_2 . Casos: genérico, 1, 2 y 3.

Observando las curvas en las gráficas se puede deducir que la tendencia que se genera de disminuir la longitud del vector \overline{CE} y aumentar h , es que el tiempo que está por debajo de 550 mm o **de espera** disminuye hasta que para el caso 3 desaparece. Por el contrario en los casos 1 y 2 se obtiene una ampliación del **tiempo de parada** teórico del sistema.

Para corroborar lo observado de cada curva de la gráfica interesa conocer el máximo, el mínimo y el tiempo de parada de cada una de ellas. Mediante Excel se han calculado e introducido los valores en una tabla.

Casos	Máximo(mm)	Mínimo(mm)	Amplitud (mm)	T.Parada(s)	T.Espera(s)
Genérico	602,977	542,876	60,101	0,022	0,408
Caso 1	603,114	545,945	57,169	0,054	0,373
Caso 2	603,339	549,552	53,787	0,054	0,071
Caso 3	603,523	551,978	51,545	0,008	0

Tabla 6.2. Valores para realización del estudio de los casos 1, 2 y 3.

Lógicamente estas variaciones empeoran las condiciones iniciales del mecanismo de corte con su configuración genérica siempre que se use en ésta aplicación puede que para otra la ampliación del tiempo de parada en los casos 1 y 2 sea de utilidad.

La figura 6.5 muestra de forma gráfica el porcentaje de mejora del **tiempo de parada** del mecanismo se aprecia que dicha mejoría es igual para los casos 1 y 2 un 145,45%. Este resultado no adquiere importancia para esta aplicación en concreto porque esta mejoría en los casos 1 y 2 no se traduce en una mejoría del **tiempo de espera** del mecanismo. El caso 3 resulta nefasto para ambos propósitos puesto que empeora ambos tiempos hasta el punto de que casi desaparecen ambos.

Sobre estos datos se van a obtener mediante su tratamiento en una hoja de cálculo una gráfica con el porcentaje de mejora del **tiempo de parada** respecto de la configuración inicial.

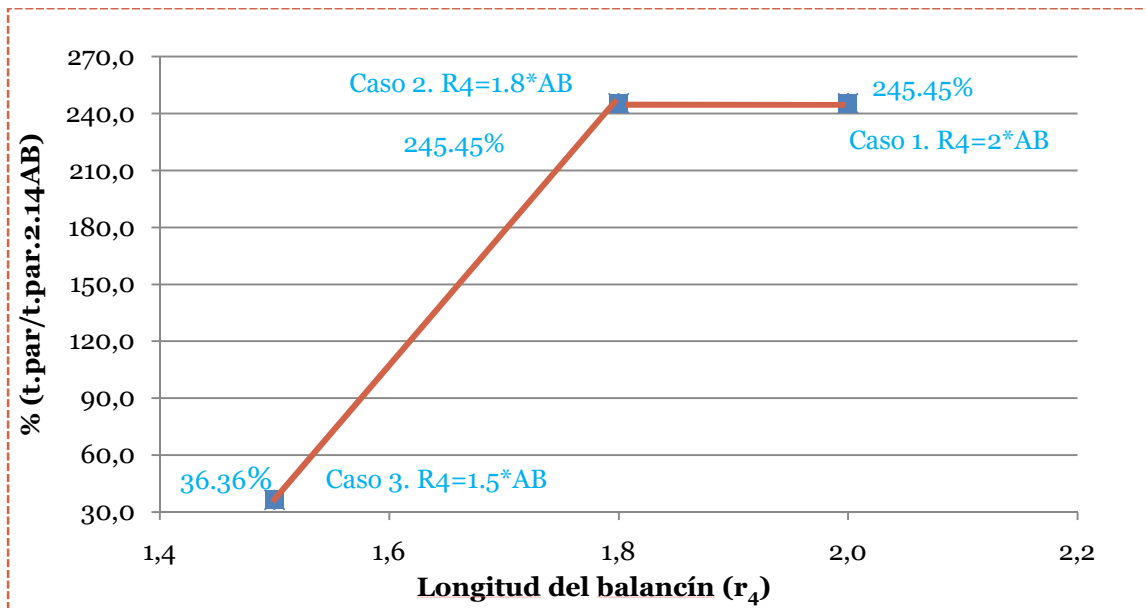


Figura 6.5. Comparativa de la mejora del tiempo de parada de los casos 1, 2 y 3, respecto al genérico u original.

Respecto a **la amplitud** movimiento del extremo de la cuchilla se observa de la gráfica de la figura 6.4 y de la tabla 6.2 que va disminuyendo progresivamente en cada caso. La importancia de este dato para la aplicación del mecanismo es que da la posibilidad de incrementar la zona de corte lo cual genera una ventaja en el sistema.

La gráfica de la velocidad correspondiente a la velocidad de estos casos se muestra en el anexo IV, debido a que para la aplicación del mecanismo no se mejora ninguna propiedad **ni el tiempo de espera ni la amplitud** no se va estudiar cómo ha afectado a la velocidad de la cuchilla.

6.3.2. Casos 4, 5 y 6.

Como se puede observar en la tabla 6.1, en los casos 4, 5 y 6, se ha ido disminuyendo progresivamente h y aumentando r_4 , en la misma cantidad que fue disminuido h , tal y como se explicó con la expresión 6.1. De tal manera que el caso 4 es el más parecido al original o genérico, y el 6 es el más diferente.

Debido a esta relación entre casos se pueden ir observando que diferencias se presentan y como aumentan estas diferencias a medida que se va avanzando en los casos.

La figura 6.6 muestra las gráficas de la posición de la componente horizontal del extremo de la cuchilla de los casos 4, 5 y 6.

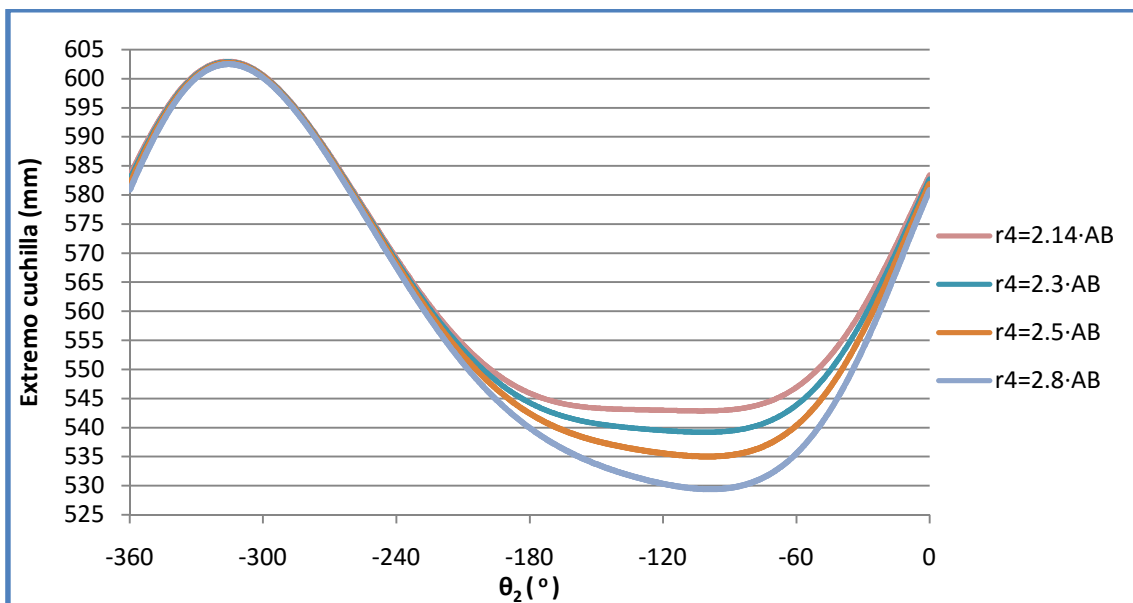


Figura 6.6. Gráfica extraída de Inventor extremo de la cuchilla frente θ_2 . Casos: genérico, 4, 5 y 6.

Observando las curvas en las gráficas se puede deducir que la tendencia que se genera de aumentar la longitud del vector \overline{CE} y disminuir h , es que el **tiempo de espera** aumenta considerablemente y el **de parada** disminuye notablemente puesto que la parte de la curva que es paralela al eje horizontal o tiene pendiente cero de la gráfica disminuye.

Para corroborar lo observado de cada curva de la gráfica interesa conocer el máximo, el mínimo y el tiempo de parada de cada una de ellas. Mediante Excel se han calculado e introducido los valores en una tabla.

Casos	Máximo(mm)	Mínimo(mm)	Amplitud (mm)	T.Parada(s)	T.Espera(s)
Genérico	602,977	542,876	60,101	0,022	0,408
Caso 4	602,838	539,210	62,62	0,012	0,435
Caso 5	602,686	535,038	67,648	0,008	0,458
Caso 6	602,492	529,419	73,073	0,005	0,481

Tabla 6.3. Valores para realización del estudio de los casos 4, 5 y 6.

De los datos visibles en la tabla 6.3 y en la figura 6.6, se observa que existe una mejora del **tiempo de espera** del mecanismo, así como de **la amplitud** del movimiento de la cuchilla.

Sobre estos datos se van a obtener mediante su tratamiento en una hoja de cálculo una gráfica con el porcentaje de mejora del **tiempo de espera** respecto de la configuración inicial.

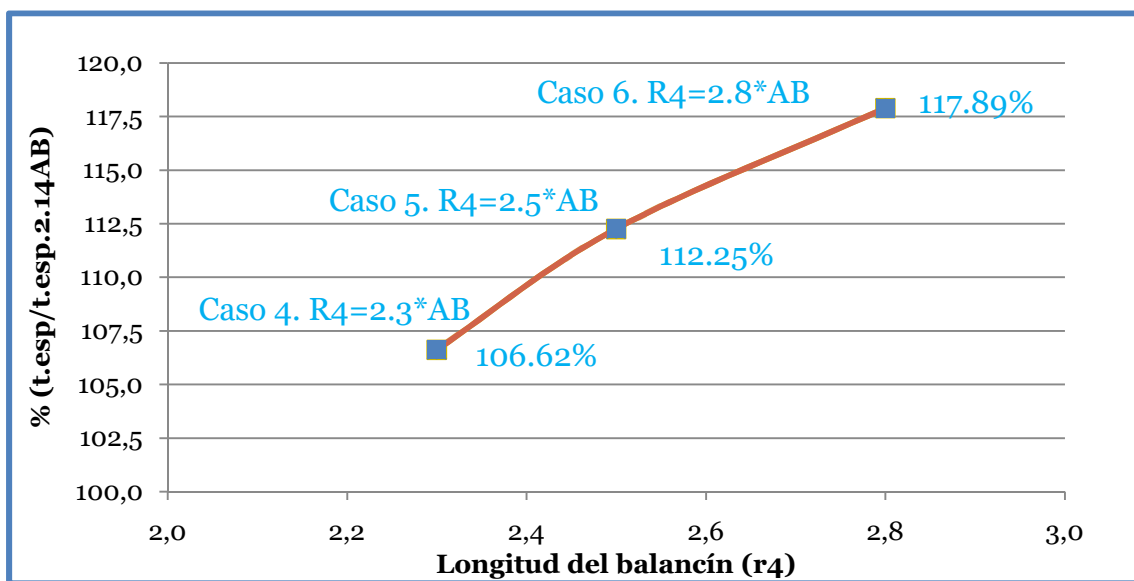


Figura 6.7. Comparativa de la mejora del tiempo de espera de los casos 4, 5 y 6, respecto al genérico u original.

En esta gráfica se observa que se ha llegado a mejorar en un 17.89% el tiempo de parada del original, pudiendo llegar a ser el tiempo en el caso 6 hasta un valor de 0.481 segundos que se corresponde con 48.1% del tiempo de un ciclo de corte.

Respecto a **la amplitud** ha aumentado en cada caso progresivamente hasta lograr incrementarla 12.972 mm. Del **tiempo de parada** teórico del sistema cabe decir que se ve reducido progresivamente hasta casi desaparecer.

Para la aplicación en concreto que se ha desarrollado para el mecanismo es el caso 6 el que proporciona dos claras ventajas respecto al genérico y a los demás casos:

1. Mejora de un 17.89% en el **tiempo de espera**.
2. Mejora de un 21.58% en **la amplitud**.

Para poder conocer la viabilidad en términos de estabilidad del sistema y de las fuerzas dinámicas, es necesario realizar un estudio de la velocidad del caso 6 respecto al original para ver cómo afectará el cambio de la geometría al sistema.

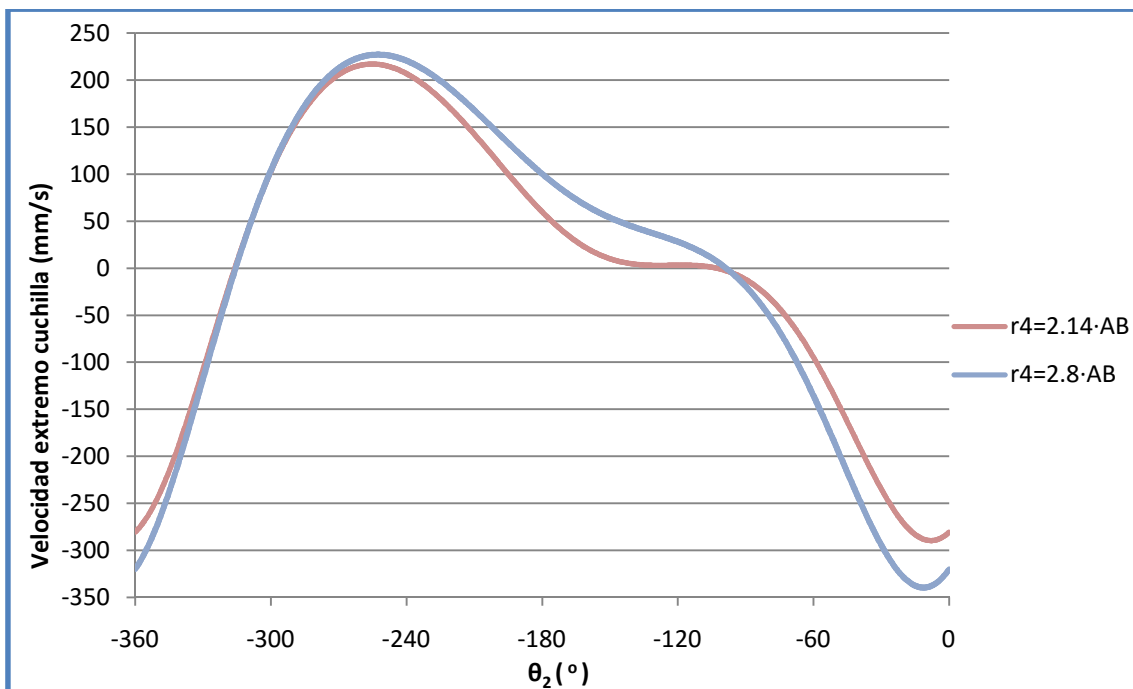


Figura 6.8. Comparativa de la velocidad del caso original respecto al caso 6.

Se observa en la gráfica que el mínimo y máximo absolutos del caso 6 han aumentado respecto al original, también se observa un aumento en la pendientes de la gráfica lo cual implica un aumento en la aceleración que es directamente proporcional a las fuerzas reactivas asociadas a este eslabón. Esto tiene un efecto sobre las componentes del mecanismo las cuales deberán resistir más carga para realizar el mismo trabajo lo que no es deseable.

A parte la velocidad y la aceleración en un sistema mecánico están relacionadas con las vibraciones, la ecuación del equilibrio dinámico permite establecer la ecuación diferencial del movimiento, siendo F la fuerza aplicada directamente al sistema, $-ma$ la fuerza de inercia, $-cv$ la fuerza amortiguadora de tipo viscoso y $-kx$ la fuerza elástica, con las condiciones $m>0$, $c>0$ y $k>0$.

$$F = ma + cv + kx \quad (6.1)$$

Es decir que aunque en términos del **tiempo de espera y la amplitud** del movimiento se ha mejorado con la configuración geométrica propuesta en el caso 6 sin embargo estos cambios han producido que el sistema mecánico este más cargado en sus apoyos y que se aumenten las vibraciones del mismo resultando un sistema más inestable.

6.4. Aplicación al mecanismo de corte

Para poder realizar estos cambios geométricos en una posible fabricación del mecanismo se decidió diseñar la barra 4 o CE y la parte del soporte del mecanismo que se corresponde con h para que puedan ser modificadas mediante unos ejes roscados y unas tuercas que componen su geometría.

Pudiendo de esta forma adaptar el mecanismo a las variaciones geométricas de cualquiera de los seis casos estudiados en este capítulo. En la figura 6.9 se muestra el diseño de barra 4 y de la parte del soporte anteriormente citadas.

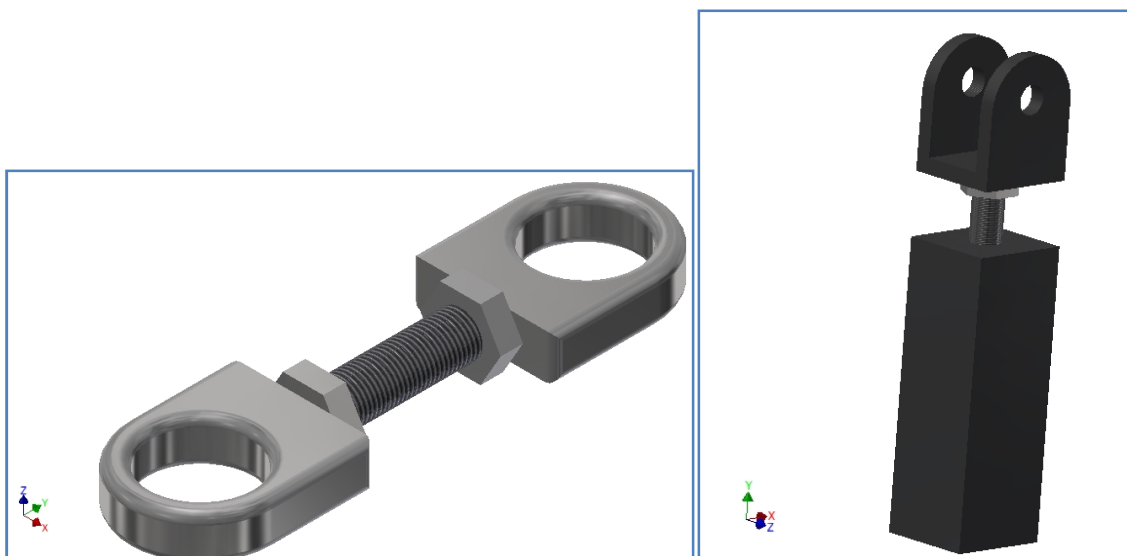
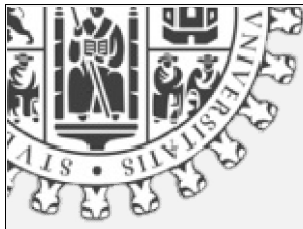


Figura 6.9.A. Diseño final de la barra 4 o CE. – Izquierda. Figura 6.9.B. Diseño final de la parte ajustable del soporte. – Derecha.



Capítulo VII: Análisis dinámico

7.1. Introducción.....	195
7.2. Cálculos dinámicos.....	201
7.2.1. Presentación.....	201
7.2.2. Cálculo de las propiedades físicas con Autodesk Inventor.....	203
7.2.3. Cálculo de las aceleraciones de los centros de gravedad.....	205
7.2.4. Diagramas de cuerpo libre.....	205
7.3. Exposición de los resultados.....	218

7.1. Introducción

En el presente capítulo se estudiará el problema dinámico que plantea el mecanismo. Para ello se utilizará como herramienta de ayuda Autodesk Inventor para obtener datos clave para este proceso que de otra forma resultarían muy laboriosos de calcular.

A continuación se definen algunos de los nuevos términos que se aplican en esta fase del estudio:[3]

- **Fuerza:** las primeras ideas referentes a las fuerzas surgieron en el hombre debido a su deseo de empujar o levantar varios objetos o tirar de ellos. Así pues, la fuerza es la acción de un cuerpo que actúa sobre otro. El concepto intuitivo de fuerza incluye ideas como lugar de aplicación, dirección y magnitud, que se conocen como las características de una fuerza.
- **Materia:** es cualquier material o sustancia; si está totalmente encerrada, se denomina cuerpo.
- **Masa:** Newton definió la masa como la cantidad de materia de un cuerpo según la miden su volumen y densidad. Esto no es una definición muy satisfactoria

porque densidad es la masa de una unidad de volumen. Se puede excusar a Newton conjeturando que tal vez no quiso dar a entender que se trataba de una definición. No obstante, reconoció el hecho de que todos los cuerpos poseen cierta propiedad inherente, que no es lo mismo que el peso. Por consiguiente, una roca lunar posee cierta cantidad constante de sustancia, incluso a pesar de que su peso en la luna sea diferente de su peso en la Tierra. Esta cantidad constante de sustancia, o cantidad de materia, recibe el nombre de masa de la roca.

- **Inercia:** es la propiedad de la masa que hace que se resista a cualquier esfuerzo por cambiar su movimiento.
- **Peso:** es la fuerza de gravedad que actúa sobre una masa. En esta obra siempre se usará el vocablo peso con el significado de fuerza gravitacional.
- **Partícula:** una partícula es un cuerpo cuyas dimensiones son tan pequeñas que se pueden despreciar.
- **Cuerpo rígido:** todos los cuerpos son elásticos o plásticos y se deformarán si reciben la acción de fuerzas. Cuando la deformación de tales cuerpos es pequeña, con frecuencia se supondrá que son rígidos, es decir, incapaces de deformarse, para simplificar el análisis.
- **Cuerpo deformable:** no se puede aplicar la suposición de cuerpo rígido cuando se deben analizar los esfuerzos y deformaciones internos debidos a las fuerzas aplicadas. Por ende, se considera que el cuerpo es capaz de deformarse. Este tipo de análisis se denomina a menudo análisis de los cuerpos elásticos, aplicando la suposición adicional de que el cuerpo se mantiene elástico dentro de la gama de fuerzas aplicadas.

Las tres leyes de Newton, como las expresa en su obra Principia, son: [3]

1. Todo cuerpo persevera en su estado de reposo o de movimiento uniforme en una recta, excepto hasta que es obligado a cambiar ese estado por las fuerzas aplicadas.
2. El cambio de movimiento es proporcional a la fuerza en movimiento aplicada, y se lleva a cabo en la dirección de la recta en la que se aplica dicha fuerza.

3. La reacción siempre es igual y opuesta a la acción; esto equivale a decir que las acciones de dos cuerpos entre sí son siempre iguales y directamente opuestas.

Para los fines de nuestro estudio, conviene volver a expresar estas leyes de la siguiente manera: [3]

1. Si todas las fuerzas que actúan sobre una partícula están balanceadas, dicha partícula se mantendrá en reposo, o bien, continuará moviéndose en una recta con una velocidad uniforme.
2. Si las fuerzas que actúan sobre una partícula no están balanceadas, experimentará una aceleración proporcional a la fuerza resultante y en la dirección de esta última.
3. Cuando dos partículas reaccionan, se produce un par de fuerzas interactuantes, éstas tienen magnitudes iguales y sentidos opuestos, y actúan a lo largo de la recta común a las dos partículas.

En el análisis dinámico a menudo es conveniente crear un modelo simplificado de una parte complicada.

Estos modelos en ocasiones se consideran como un conjunto de masas puntuales conectadas por barras sin masa. Para que un modelo de cuerpo rígido sea dinámicamente equivalente al cuerpo original, deben conjuntarse tres elementos: [4]

1. *La masa del modelo debe ser igual a la del cuerpo original.*
2. *El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original.*
3. *El momento de inercia de masa debe ser igual al del cuerpo original.*

Por otro lado se puede decir que un cuerpo rígido se encuentra en *equilibrio estático* si:

1. *La suma vectorial de todas las fuerzas que actúan sobre él es cero.*
2. *La suma de los momentos de todas las fuerzas que actúan en torno a cualquier eje único es cero.*

Matemáticamente, estas dos proposiciones se expresan como:

$$\sum F = 0 \quad (7.1)$$

$$\sum M = 0 \quad (7.2)$$

Obsérvese cómo estas proposiciones son un resultado de la primera y tercera leyes de Newton, sobreentendiéndose que un cuerpo constituye una colección de partículas.

Muchos problemas tienen fuerzas que actúan en un solo plano, como es el caso de estudio. Cuando esto sucede, conviene trabajar en el plano XY. En tal caso, las ecuaciones (7.1 y 7.2) se pueden simplificar como:

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad (7.3)$$

$$\sum M = 0 \quad (7.4)$$

En donde la dirección Z para el momento M queda implícita en el hecho de que las fuerzas sólo existen en XY. [3]

La segunda ley está expresada en función de la razón de cambio de cantidad de movimiento $\mathbf{M} = m\mathbf{v}$, donde m es masa y \mathbf{v} es velocidad. Se supone que la masa m es constante en este análisis. La razón de cambio de $m\mathbf{v}$ con respecto al tiempo es $m\mathbf{a}$, donde \mathbf{a} es la aceleración del centro de masa.

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (7.5)$$

\mathbf{F} es la resultante de todas las fuerzas ejercidas en el sistema que actúan en el centro de masa.

La segunda ley de Newton se aplica a sistemas en rotación como a aquellos en traslación. La forma rotatoria de la segunda ley de Newton es:

$$\vec{T} = I \cdot \vec{\alpha} \quad (7.6)$$

Donde \mathbf{T} es el par de torsión resultante con respecto al centro de masa, α es la aceleración angular, e I es el momento de inercia de masa con respecto a un eje que pasa por el centro de masa.

Es posible diferenciar entre dos subclases de problemas de dinámica según las cantidades que se conozcan y cuáles se requieran encontrar. El “**problema avanzado de dinámica**” es aquel en el cual se conoce todo sobre las cargas externas (fuerzas y/o pares de torsión) ejercidas en el sistema, y se requiere determinar las aceleraciones, las velocidades y los desplazamientos que resultan de las aplicaciones de dichas fuerzas y pares de torsión. Esta subclase es representativa de los problemas que se analizan en un curso introductorio de dinámica, tal como la determinación de la aceleración de un bloque que se desliza hacia abajo por un plano inclinado, impulsado por la fuerza de gravedad. Dadas \mathbf{F} y m , se resuelve para \mathbf{a} .

La segunda subclase de problema de dinámica, llamado “**problema de dinámica inversa**”, es aquel en el cual se conocen las aceleraciones, velocidades y desplazamientos (deseados) a aplicar en el sistema y deben resolverse para las magnitudes y direcciones de las fuerzas y pares de torsión necesarios para generar los movimientos deseados y lo que resulte de ellos. Este caso de dinámica inversa en ocasiones se conoce como **cinetostática**. Dadas \mathbf{a} y m , resuelva para \mathbf{F} .

Para poder llegar al cálculo de estas fuerzas y estos momentos hay que realizar un análisis de las fuerzas que está basado también en la tercera ley de Newton:

- Cuando varios cuerpos se conectan entre sí para formar un grupo o sistema, las fuerzas de acción y reacción entre dos cualesquiera de los cuerpos que conectan se denominan **fuerzas de restricción**. Éstas obligan o restringen a los cuerpos a comportarse de un modo específico.
- Las fuerzas externas a este sistema de cuerpos se llaman **fuerzas aplicadas**.
- Como se indicó antes, las características de una fuerza son su magnitud, su dirección y su punto de aplicación. La dirección de una fuerza incluye el concepto de recta a lo largo de la cual se dirige la fuerza, así como un sentido. Por ende, una fuerza está dirigida positiva o negativamente a lo largo de una línea de acción.
- **El momento de un par** es otro vector \mathbf{M} dirigido normal al plano del par, el sentido de \mathbf{M} se determina de acuerdo con la regla de la mano derecha para la

rotación. La magnitud del momento es el producto del brazo del par y la magnitud de una de las fuerzas.

7.2. Cálculos dinámicos

7.2.1. Presentación

Lo que se va estudiar en el siguiente capítulo es la resolución del *problema de dinámica inversa* en el que se conoce la velocidad, aceleración y la masa de los sólidos, se va a introducir la fuerza resultante que se aplica en el elemento del sistema que realiza el trabajo que es la cuchilla de la barra 6 y ver cómo afecta al mecanismo en conjunto.

Para proceder con estos cálculos se ha necesitado el apoyo del software debido a que la geometría del diseño es muy compleja y al hecho de que calcular mediante descomposición en sólidos básico sería impreciso y demasiado laborioso.

Los datos de entrada de este problema son los mismos que los del problema del capítulo III cambiando el sentido de avance del movimiento de entrada (en el apartado de aceleraciones del centro de masas se explicará cómo se han obtenidos los datos para el sentido invertido a partir de los del otro).

El punto para el que se quiere obtener el valor de la fuerza es cuando $\theta_2 = -198^\circ$, que según se dedujo del capítulo V es el valor de inicio de la carrera de avance o corte.

La gravedad se aplica en el sentido del eje X positivo puesto que todos los cálculos previos en los que se basan en estos ejes (no se quiere confusiones con las explicaciones) y cuando el mecanismo funcione en la máquina la gravedad tendrá este sentido.

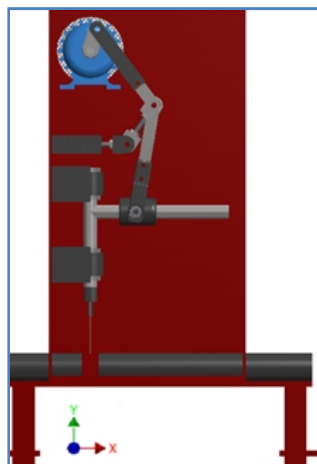


Figura 7.1. Situación del mecanismo en la máquina para explicar sentido de la gravedad.

Para obtener los datos de la posición necesarios para este capítulo se ha realizado una simulación igual que la que se muestra en el apartado de simulación dinámica del capítulo IV con la única diferencia que se ha cambiado la velocidad de la barra 2 por

$$\overrightarrow{\Omega}_{2/1} = -360^\circ / s .$$

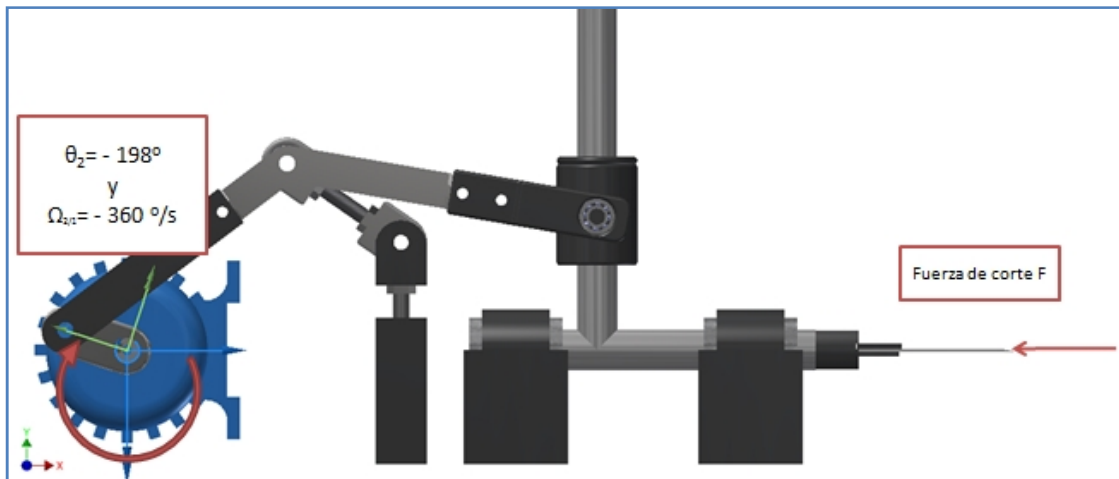


Figura 7.2. Problema a resolver en este capítulo con la posición y la fuerza precisadas señaladas.

A continuación se procede a explicar los pasos para este análisis dinámico:

1. Cálculo de masas y centros de masas. (Mediante Autodesk Inventor)
2. Cálculo de los momentos de inercia y los radios de giro. (Mediante Autodesk Inventor)
3. Cálculo de las aceleraciones de los centros de gravedad. (Basados en los cálculos del capítulo III y las posiciones sacadas de Autodesk Inventor)
4. Diagramas de cuerpo libre.
5. Ecuaciones del movimiento.

Los pasos 1 y 2 se realizan conjuntamente puesto que son extraídos directamente de Inventor. La hipótesis para el cálculo se mantiene para que coincida con la de un movimiento en el plano XY, por lo que no se tendrán en cuenta los momentos sobre los ejes X e Y.

7.2.2. Cálculo de las propiedades físicas con Autodesk Inventor

Mediante Autodesk Inventor, una vez que se ha dado el material tal y como se mostró en el capítulo IV, se pueden extraer las propiedades físicas de cada sólido. Se realiza de esta manera un proceso laborioso de cálculo de forma muy rápida y sencilla.

Desde el entorno simulación dinámica del ensamblaje del mecanismo de corte una vez programada la posición correcta para el problema indicado en la figura 7.3 se procede a seleccionar cada barra, desplegar la barra de herramientas, seleccionar **iProperties** e ir a la pestaña **propiedades físicas**, y acceder a **portapapeles** para exportar en un archivo de texto las propiedades físicas de cada sólido.

El software da la opción de repetir el proceso de obtención de las propiedades en cada uno de los niveles, por ejemplo, para obtener las coordenadas del centro de gravedad de una barra respecto del origen del ensamblaje final, y también respecto al de la propia barra.

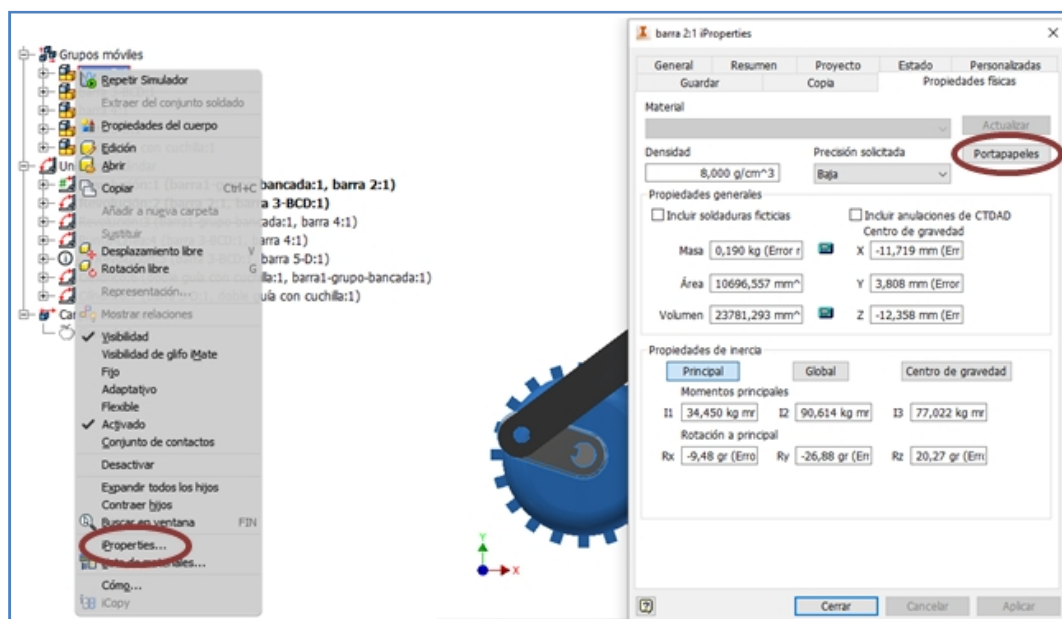


Figura 7.3. Pasos para extraer las propiedades físicas de cada barra mediante Autodesk Inventor.

A continuación la tabla 7.1 muestra el material y las propiedades másicas de cada una de las barras.

Propiedad	BARRA 2	BARRA 3	BARRA 4	BARRA 5	BARRA 6
X_G (mm)	-18,08	138,14	134,22	X_D	329,58
Y_G (mm)	7,02	82,88	90,70	Y_D	58,18
Masa (Kg)	0,121	1,366	0,179	0,724	2,105
I_G (Kg mm ²)	48,707	14976,069	229,129	383,124	23890,934
K_G (mm)	20,06	104,71	35,78	23,00	106,53

Tabla 7.1. Datos obtenidos de Inventor para el análisis dinámico.

7.2.3. Cálculo de las aceleraciones de los centros de gravedad

Para el cálculo de las aceleraciones de los centros de gravedad se ha seguido el mismo procedimiento que se mostró en el capítulo III, lo único que las posiciones que hacen falta para obtener los vectores entre el centro de gravedad y el origen de cada barra se han obtenido mediante Inventor.

Los vectores necesarios para estos cálculos y para los del siguiente apartado se han obtenido de los datos de la tabla 7.1 y el procedimiento del capítulo III.

$$\overline{AG_2} = (r_{G_2}\vec{i} + r_{G_2}\vec{j}) \quad (7.7)$$

$$\overline{BG_2} = (r_2 \cdot \cos \theta_2 \vec{i} + r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 \vec{j}) - (r_{G_2}\vec{i} + r_{G_2}\vec{j}) \quad (7.8)$$

$$\overline{BG_3} = (r_2 \cdot \cos \theta_2 \vec{i} + r_2 \cdot \text{sen} \theta_2 \vec{j}) - (r_{G_3}\vec{i} + r_{G_3}\vec{j}) \quad (7.9)$$

$$\overline{CG_3} = ((r_3 \cdot \cos \theta_3 + r_2 \cdot \cos \theta_2)\vec{i}) + ((r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 + r_2 \cdot \text{sen} \theta_2)\vec{j}) - (r_{G_3}\vec{i} + r_{G_3}\vec{j}) \quad (7.10)$$

$$\overline{DG_3} = ((r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_4 \cdot \cos \theta_4 + r_3' \cdot \cos \theta_3')\vec{i}) + ((r_1 \cdot \text{sen} \theta_1 + r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + r_3' \cdot \text{sen} \theta_3')\vec{j}) - (r_{G_3}\vec{i} + r_{G_3}\vec{j}) \quad (7.12)$$

$$\overline{CG_4} = ((r_3 \cdot \cos \theta_3 + r_2 \cdot \cos \theta_2)\vec{i}) + ((r_3 \cdot \text{sen} \theta_3 + r_2 \cdot \text{sen} \theta_2)\vec{j}) - (r_{G_4}\vec{i} + r_{G_4}\vec{j}) \quad (7.13)$$

$$\overline{EG_4} = (r_{G_4}\vec{i} + r_{G_4}\vec{j}) \quad (7.14)$$

$$\overline{DG_6} = ((r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_4 \cdot \cos \theta_4 + r_3' \cdot \cos \theta_3')\vec{i}) + ((r_1 \cdot \text{sen} \theta_1 + r_4 \cdot \text{sen} \theta_4 + r_3' \cdot \text{sen} \theta_3')\vec{j}) - (r_{G_6}\vec{i} + r_{G_6}\vec{j}) \quad (7.15)$$

$$\overline{FG_6} = ((r_1 \cdot \cos \theta_1 + r_4 \cdot \cos \theta_4 + r_3' \cdot \cos \theta_3' + 259.5 \text{ mm})\vec{i}) - (r_{G_6}\vec{i} + r_{G_6}\vec{j}) \quad (7.16)$$

Sabiendo $\overline{\alpha_{2/1}} = 0^\circ/\text{s}^2$, que $\overline{\Omega_{2/1}} = -360^\circ/\text{s}$ y que el punto A pertenece al soporte, por lo que su aceleración es nula. Se tienen todos los datos para poder calcular la aceleración de B, como se muestra a continuación:

$$\overline{A_{G_{2/1}}} = \overline{A_{A_{2/1}}} + \overline{\alpha_{2/1}} \times \overline{AG_2} - \overline{\Omega_{2/1}}^2 \cdot \overline{AG_2} = -\overline{\Omega_{2/1}}^2 (BG_2\vec{i} + BG_2\vec{j}) \quad (7.17)$$

Se continúa por la barra 3 sabiendo que C es el origen de esta en Inventor y conociendo $\overrightarrow{\alpha_{3/1}}$, $\overrightarrow{\Omega_{3/1}}$ y la posición del centro de masas respecto a origen de la pieza se puede calcular $\overrightarrow{A_{G_{3/1}}}$.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_{G_{3/1}}} = \overrightarrow{A_{B_{3/1}}} + \overrightarrow{\alpha_{3/1}} \times \overrightarrow{BG_3} - \Omega_{3/1}^2 \cdot \overrightarrow{CG_3} = (A_{B_{3/1}} \vec{i} + A_{B_{3/1}} \vec{j}) + \alpha_{3/1} ((-BG_3 \vec{j}) \vec{i} \\ + (BG_3 \vec{i}) \vec{j}) - \Omega_{3/1}^2 (BG_3 \vec{i} + BG_3 \vec{j}) \end{aligned} \quad (7.18)$$

La siguiente es la barra 4 sabiendo que es simétrica, por lo que el centro de masas estará en medio de ella. Conociendo la que la aceleración del punto E es nula puesto que pertenece al soporte sustituyendo el valor de r_4 por $r_4/2$ conociendo $\overrightarrow{\alpha_{4/1}}$ y $\overrightarrow{\Omega_{4/1}}$ se puede calcular $\overrightarrow{A_{G_{4/1}}}$.

$$\overrightarrow{A_{G_{4/1}}} = \overrightarrow{A_{E_{4/1}}} + \overrightarrow{\alpha_{4/1}} \times \overrightarrow{EG_4} - \Omega_{4/1}^2 \cdot \overrightarrow{EG_4} = \alpha_{4/1} ((-EG_4 \vec{j}) \vec{i} + (EG_4 \vec{i}) \vec{j}) - \Omega_{4/1}^2 (EG_4 \vec{i} + EG_4 \vec{j}) \quad (7.19)$$

El centro de masas de la barra 5 coincide con el punto D por lo que sus aceleraciones coinciden.

$$\overrightarrow{A_{D_{5/1}}} = \overrightarrow{A_{G_{5/1}}} \quad (7.20)$$

Por último como la barra 6 sólo se mueve en horizontal su aceleración es igual que esta componente de la aceleración del punto D perteneciente a la barra 5 respecto a la 1.

$$\overrightarrow{A_{G_{6/1}}} = A_{D_{5/1}} \vec{i} \quad (7.21)$$

7.2.4. Diagramas de cuerpo libre

El término " cuerpo", como se usa aquí, puede ser una máquina completa, varias piezas conectadas de una máquina, una sola o una porción de una pieza. Un diagrama de cuerpo libre es un esquema o dibujo del cuerpo, aislado de la máquina, en el que las fuerzas y los momentos se muestran en acción. Por lo común, conviene incluir en el diagrama las magnitudes y direcciones conocidas, así como cualquier otra información pertinente. [3]

El diagrama obtenido de esta manera se clasifica como "libre" porque se ha liberado la parte o porción del cuerpo del resto de los elementos de la máquina y se han reemplazado sus efectos por fuerzas y momentos. [3]

Las ventajas de utilizar diagramas de cuerpo libre se pueden resumir en las siguientes:

1. Facilitan la tarea de trasladar las palabras, pensamientos e ideas a modelos físicos.
2. Contribuyen a que se vean con claridad y comprendan todas las facetas de un problema.
3. Ayudan a ilustrar el planteamiento del problema.
4. Permiten que las relaciones matemáticas sean más fáciles de ver o encontrar.
5. Su aplicación facilita el control del avance y ayuda a establecer suposiciones simplificadoras.
6. Los métodos utilizados en la resolución se pueden conservar para consultas futuras.
7. Son ayudas para la memoria y facilitan la explicación y presentación del trabajo a otros.

Al analizar las fuerzas en las máquinas, casi siempre será necesario separar la máquina en sus componentes individuales y construir diagramas de cuerpo libre en los que se muestren las fuerzas que actúan sobre cada componente. Muchas de estas piezas estarán conectadas entre sí por medio de pares cinemáticos.

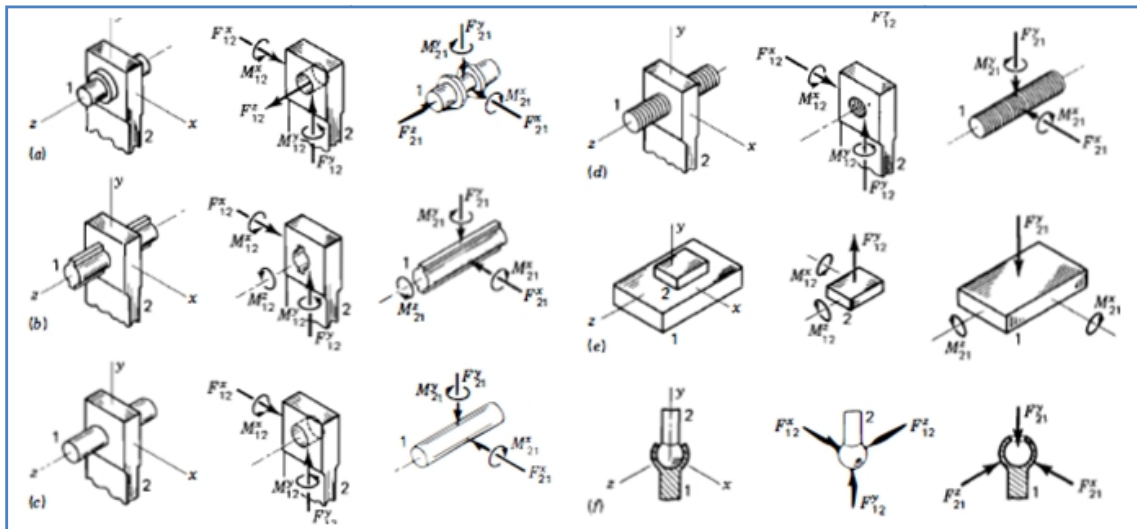


Figura 7.4. Los pares inferiores y sus fuerzas de restricción: a) par de revoluta o rotatorio; b) par prismático c) par cilíndrico d) par de tornillo e) par plano f) par esférico.

Se comienza con el de la barra 2 de acuerdo a la figura 7.4.

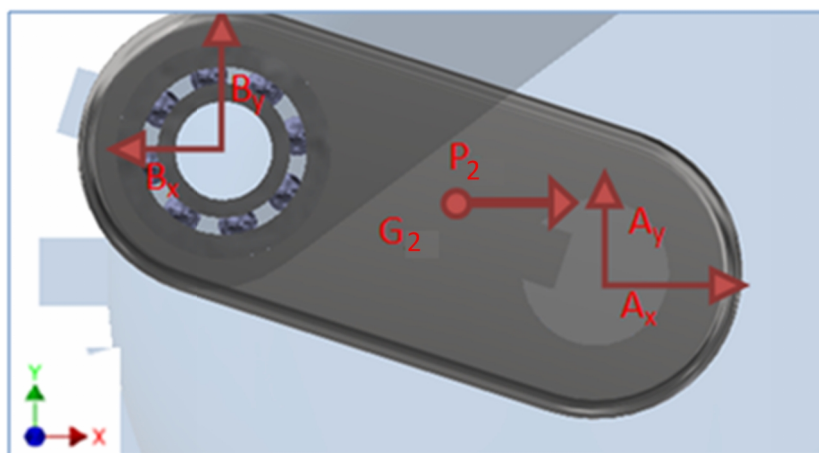


Figura 7.5. Diagrama de cuerpo libre de la barra 2.

Se procede a realizar un sumatorio de fuerza por componentes y un sumatorio de momentos de acuerdo con la teoría anteriormente explicada.

$$\sum F_x = m_2 \cdot a_{G2x} \tag{7.22}$$

$$\sum F_y = m_2 \cdot a_{G2y} \tag{7.23}$$

$$\sum M_{G2} = I_{G2} \cdot \alpha_{2/1} \tag{7.24}$$

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$A_x + P_2 - B_x = m_2 \cdot a_{G2x} \quad [1](7.25)$$

$$A_y + B_y = m_2 \cdot a_{G2y} \quad [2](7.26)$$

$$-B_y \cdot (\overline{BG_2})_x + B_x \cdot (\overline{BG_2})_y + A_x \cdot (\overline{AG_2})_y + A_y \cdot (\overline{AG_2})_x + M_2 = I_{G2} \cdot \alpha_{2/1} = 0 \quad [3](7.27)$$

Se prosigue con la barra 4 cuyo análisis es igual al de la 2 puesto que también está anclado al grupo bancada. La figura 7.6 muestra el diagrama de cuerpo libre de esta barra.

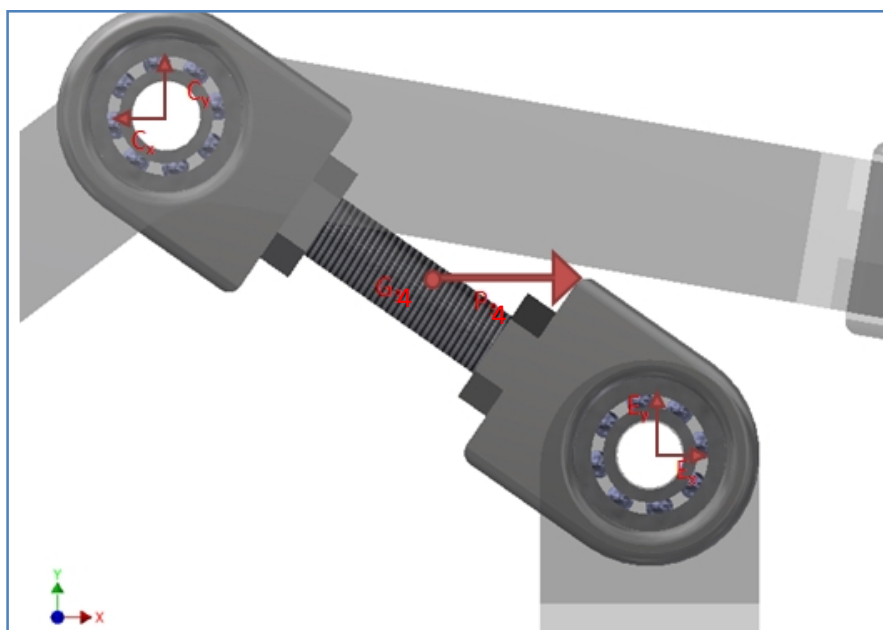


Figura 7.6. Diagrama de cuerpo libre de la barra 4.

Se procede a realizar un sumatorio de fuerza por componentes y un sumatorio de momentos de acuerdo con la teoría anteriormente explicada.

$$\sum F_x = m_4 \cdot a_{G4x} \quad (7.28)$$

$$\sum F_y = m_4 \cdot a_{G4y} \quad (7.29)$$

$$\sum M_{G4} = I_{G4} \cdot \alpha_{4/1} \quad (7.30)$$

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$E_x + P_2 - C_x = m_4 \cdot a_{G4x} \quad [4](7.31)$$

$$C_y + E_y = m_4 \cdot a_{G4y} \quad [5](7.32)$$

$$-C_y \cdot (\overline{CG_4})_x + C_x \cdot (\overline{CG_4})_y + E_x \cdot (\overline{EG_4})_y + E_y \cdot (\overline{EG_4})_x = I_{G4} \cdot \alpha_{4/l} \quad [6](7.33)$$

Se prosigue con la barra 3, la figura 7.6 muestra el diagrama de cuerpo libre de esta barra.

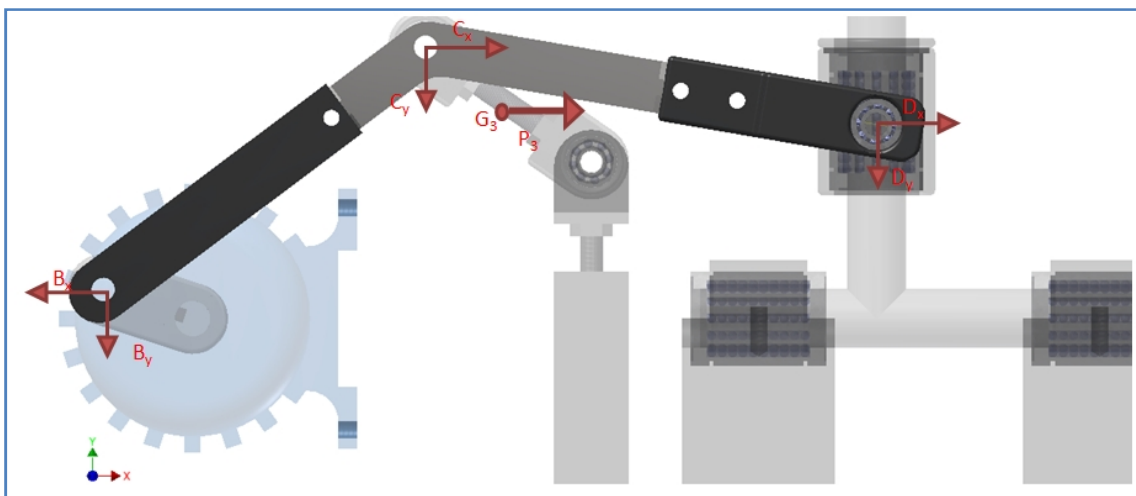


Figura 7.7. Diagrama de cuerpo libre de la barra 3.

Se procede a realizar un sumatorio de fuerza por componentes y un sumatorio de momentos de acuerdo con la teoría anteriormente explicada.

$$\sum F_x = m_3 \cdot a_{G3x} \quad (7.34)$$

$$\sum F_y = m_3 \cdot a_{G3y} \quad (7.35)$$

$$\sum M_{G3} = I_{G3} \cdot \alpha_{3/l} \quad (7.36)$$

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$-B_x + C_x + P_3 + D_x = m_3 \cdot a_{G3x} \quad [7](7.37)$$

$$B_y + C_y + D_y = m_3 \cdot a_{G3y} \quad [8](7.38)$$

$$-B_y \cdot (\overline{BG_3})_x + C_x \cdot (\overline{BG_3})_y + C_x \cdot (\overline{CG_3})_y - C_y \cdot (\overline{CG_3})_x + D_x \cdot (\overline{DG_3})_y + D_y \cdot (\overline{DG_3})_x = I_{G5} \cdot \alpha_{5/1} \quad [9](7.39)$$

Se prosigue con la barra 5, la figura 7.8 muestra el diagrama de cuerpo libre de esta barra. En ésta se incluye una pequeña fuerza generada por un rozamiento.

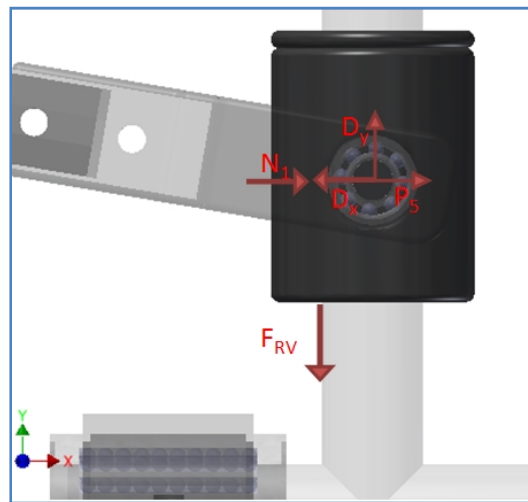


Figura 7.8. Diagrama de cuerpo libre de la barra 5.

Se procede a realizar un sumatorio de fuerza por componentes y no de momentos pues el centro de masas coincide con el punto central de la articulación haciendo o punto D haciendo que no se generen momentos de acuerdo con la teoría anteriormente explicada, salvo el que provocaría la fuerza de rozamiento que se considera despreciable en comparación al resto de fuerzas.

$$\sum F_x = m_5 \cdot a_{G5x} \quad (7.40)$$

$$\sum F_y = m_5 \cdot a_{G5y} \quad (7.41)$$

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$P_5 - D_x + N_1 = m_5 \cdot a_{G5x} \quad [10](7.42)$$

$$D_y - F_{RV} = m_5 \cdot a_{G5y} \quad [11](7.43)$$

La fuerza de rozamiento que se genera del movimiento sobre la barra 6 la marca el fabricante, con el coeficiente de fricción se elige el mayor que da el fabricante para que sea el caso más crítico $\mu=0.004$ y junto con la normal N_1 . La tabla del fabricante con los valores está en el anexo II. Siendo:

$$F_{RV} = \mu_{Rod.Lineal} \cdot N_1 \quad (7.44)$$

Se prosigue con la barra 6, la figura 7.9 muestra el diagrama de cuerpo libre de esta barra.

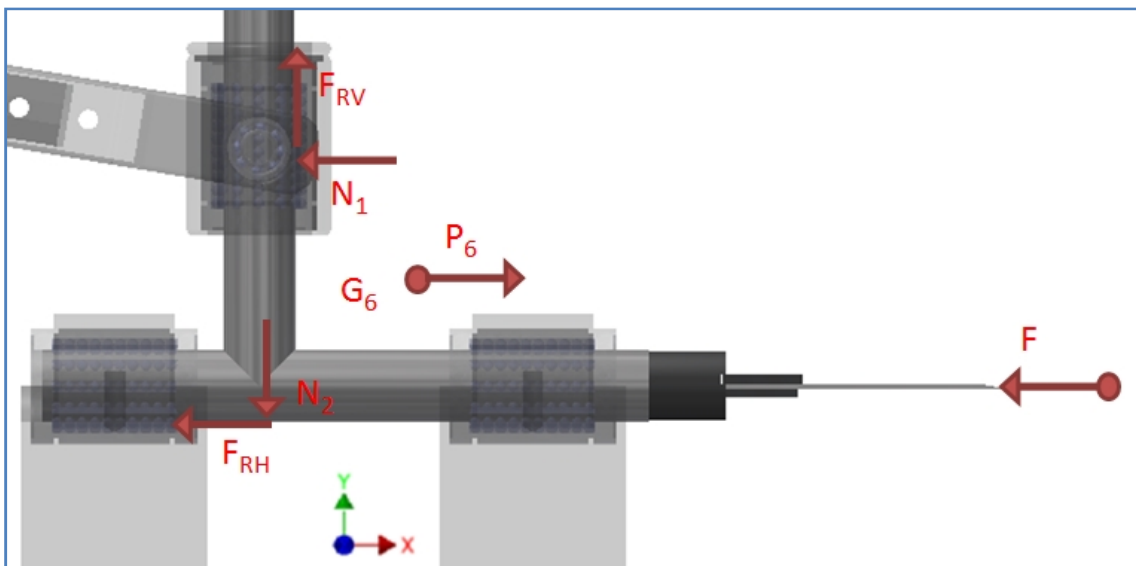


Figura 7.9. Diagrama de cuerpo libre de la barra 6.

Se procede a realizar un sumatorio de fuerza por componentes y un sumatorio de momentos de acuerdo con la teoría anteriormente explicada. Al ser un movimiento de translación no rota y no genera momentos. El coeficiente de rozamiento de los rodamientos de desplazamiento lineal es el mismo que para la barra 5 para la fuerza de rozamiento horizontal es N_2 .

$$\sum F_x = m_6 \cdot a_{G6x} \quad (7.45)$$

$$\sum F_y = m_6 \cdot a_{G6y} \tag{7.46}$$

Sustituyendo y despejando se obtiene:

$$-N_1 + P_6 - F_{RH} - F = m_6 \cdot a_{G6x} \tag{12}(7.47)$$

$$-N_2 + F_{RV} = m_6 \cdot a_{G6y} = 0 \tag{13}(7.48)$$

De este proceso se extraen 13 ecuaciones para resolver 13 incógnitas por lo que el sistema puede resolverse para las fuerzas desconocidas:

- $A_x, A_y, B_x, B_y, C_x, C_y, D_x, D_y, E_x, E_y, M_2, N_1, N_2$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ (\overline{AG_2})_y & (\overline{AG_2})_x & -(\overline{BG_2})_y & (\overline{BG_2})_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(\overline{CG_4})_y & (\overline{CG_4})_x & 0 & 0 & (\overline{EG_4})_y & (\overline{EG_4})_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (\overline{BG_3})_y & -(\overline{BG_3})_x & (\overline{CG_4})_y & (\overline{CG_4})_x & (\overline{DG_5})_y & (\overline{DG_5})_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -0.004 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -0.004 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.004 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ B_x \\ B_y \\ C_x \\ C_y \\ D_x \\ D_y \\ E_x \\ E_y \\ M_2 \\ N_1 \\ N_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_2 \cdot a_{G2x} - P_2 \\ m_2 \cdot a_{G2y} \\ 0 \\ m_4 \cdot a_{G4x} - P_4 \\ m_4 \cdot a_{G4y} \\ I_{G4} \cdot \alpha_{41} \\ m_3 \cdot a_{G3x} - P_3 \\ m_3 \cdot a_{G3y} \\ I_{G3} \cdot \alpha_{31} \\ m_5 \cdot a_{G5x} - P_5 \\ m_5 \cdot a_{G5y} \\ m_6 \cdot a_{G6x} - P_6 - F \\ 0 \end{pmatrix}$$

Para poder continuar resolviendo este sistema falta uno de los datos de entrada que es el valor de la fuerza de corte. Ésta depende del material a cortar principalmente, para llegar a un valor estimado se utiliza el valor de la tensión de rotura, con la superficie del corte.

Esta máquina está destinada al corte de tubos de polímeros y gomas, a continuación se muestra una tabla con los valores de la tensión de rotura por flexión para diversos compuestos.

Polímero	Carga rotura (MPa)	Alarg. (%)	Módulo de elasticidad (GPa)	Densidad (Mg/m ³)	Temp. def. por calor a 455 kPa	Aplicaciones
Poliétileno (PE) Baja densidad Alta densidad	8-21 21-38	50- 800 15- 130	0.1-0.28 0.4-1.20	0.92 0.96	42 85	Embalaje, aislantes eléctricos, artículos del hogar, botellas
Policloruro de vinilo (PVC)	34-62	2-100	2.1-4.10	1.40	-	Tuberías, válvulas, revestimientos de suelos, aislantes eléctricos, revestimientos de automóviles
Polipropileno (PP)	28-41	10- 700	1.1-1.5	0.90	115	Tanques, embalaje, fibras para ropa y sobrenvolturas
Poliestireno (PS)	22-55	1-60	2.6-3.1	1.06	82	Embalaje y espumas aislantes, revestimientos de automóviles, electrodomésticos y utensilios de cocina
Policloruro de vinilideno (PVPS)	24-34	160- 240	0.3-0.55	1.15	60	Embalaje, tuberías, chubasqueros
Poliacrilonitrilo (PAN)	62	3-4	3.5-4.0	1.15	78	Fibras textiles, precursor de fibras de carbono, embalaje de alimentos
Polimetilmetacrilato (PMMA)	41-82	2-5	2.4-3.1	1.22	93	Acrilamiento de vehículos, lentes de contacto, iluminación exterior, señales publicitarias, pantallas de seguridad, gafas protectoras.
Policlorurotrifluoretileno	31-41	80- 250	1.0-2.1	2.15	125	Aislante eléctrico, componente de válvulas, juntas.
Politetrafluoretileno (PTFE)	14-48	100- 400	0.41-0.55	2.17	120	Cierres, juntas, válvulas, anillos de estancamiento, recubrimientos antiadherentes.
Polioximetileno (Acetales) (POM)	65-83	25-75	3.6	1.42	165	Cojinetes, engranajes, bolígrafos, fijación de cañerías, aletas de ventiladores.
Poliamida (PA) (Nylon)	76-83	60- 300	2.8-3.4	1.14	245	Cojinetes, engranajes, fibras, textil, componentes de automóviles y componentes

						eléctricos.
Ftalato de polietileno, poliéster (PET)	55-72	50-300	2.8-4.1	1.36	38	Fibras, películas fotográficas, cintas audio, recipientes para bebidas y comidas precocinadas.
Policarbonato (PC)	62-76	110-130	2.1-2.8	1.2	138	Componentes y herramientas eléctricas domésticas, lentes, material antivandálico.
Celulosa	14-55	5-50	1.4-1.7	1.30	67	Textiles (rayón), embalaje (celofán), adhesivos, recubrimientos, películas fotográficas, gafas de seguridad.
Poliimididas (PI)	76-117	8-10	2.1	1.39	320	Adhesivos, circuitos impresos, fibras para equipos aeroespaciales.
Polieter-etercetona (PEEK)	70	50-150	3.8	1.31	160	Aislamientos eléctricos y recubrimientos para altas temperaturas.
Sulfuro de polifenileno (PPS)	65.5	1-2	3.3	1.3	135	Revestimientos, componentes eléctricos y electrónicos.
Polietersulfona (PES)	84	30-80	2.4	1.37	200	Componentes de electrodomésticos, componentes de microondas.
Poliacritalo	62	50-65	2.2	1.21	180	Señales de tráfico, componentes de microondas.
Polieterimida (PEI)	105	60	2.9	1.27	210	Eléctricas, automoción y componentes de motores a reacción.

Tabla.7.2. Tabla de los valores de las propiedades y aplicaciones de los termoplásticos. [5]

De esta tabla de datos se elige el material que sirve para tuberías que tenga mayor tensión de rotura, que es el policloruro de vinilo (PVC), con una tensión de rotura igual a 62 Mpa máximo.

A continuación la tabla 7.3 muestra los datos de la tensión de rotura de los elastómeros industriales, que componen lo que vulgarmente se conoce como cauchos y gomas.

Polímero	Carga de rotura (MPa)	Alarg. (%)	Densidad (Mg/m ³)	Aplicaciones
Poliisopreno	21	800	0.93	Neumáticos
Polibutadieno	24		0.94	Neumáticos industriales, aislamiento de vibraciones
Polibutileno	28	350	0.92	Tuberías, aislamientos, revestimientos
Neopreno	24	800	1.24	Mangueras, vainas de cables
Butadieno-estireno (BS)	4-21	600-2000	1.0	Neumáticos
Butadieno-acrilonitrilo	5	400	1.0	Juntas, mangueras para derivados del petróleo
Silicona	2.4-7	100-700	1.5	Juntas y cierres

Tabla.7.3. Tabla de los valores de las propiedades y aplicaciones de los elastómeros. [5]

El material elegido para tubería o mangueras es el neopreno o el polibutileno, ambos poseen la misma tensión de rotura, 24 Mpa.

Dado que la tensión de rotura es mayor en el PVC que en los elastómeros previamente citados se calculará la fuerza de corte para el PVC dado que será más restrictiva.

Lo ideal sería obtener la fuerza de corte mediante ensayos en un laboratorio o consultar los ensayos de los proveedores del material, que serán normalizados de rotura por impacto de los cuales se podría extraer la medida de la tenacidad, energía necesaria para rotura además de la deformación que implica el corte todos aspectos muy importantes para dar un corte de calidad tanto en ejecución como en acabado.

Para la aplicación específica también se debería diseñar y hacer otro tipo de ensayo en que se acople la cuchilla a una máquina neumática o hidráulica con control de fuerza de avance y de velocidad y probar a simular el corte que haría la máquina hasta dar con la fuerza correcta por el sistema de prueba y error.

La fuerza de corte de un modo general se puede calcular a través de la ecuación deriva de la definición de tensión, que es una fuerza aplicada a una superficie.

$$\sigma = \frac{F_{\text{corte}}}{A} \quad (7.49)$$

Falta conocer el dato de la superficie, la cual se corresponde con la del extremo de la cuchilla en el momento del inicio del corte que se supone que la punta y tiene una superficie mínima para los cálculos se usa 1 mm^2 .

$$F_{\text{corte}} = \sigma \cdot A = 62 \text{ Mpa} \cdot \frac{(N / \text{mm}^2)}{\text{Mpa}} \cdot 1 \text{ mm}^2 = 62 \text{ N} \quad (7.50)$$

7.3. Exposición de los resultados

Sustituyendo para los valores conocidos de la posición, masas, propiedades físicas y de la fuerza de corte se obtienen los siguientes resultados para el caso del corte de PVC:

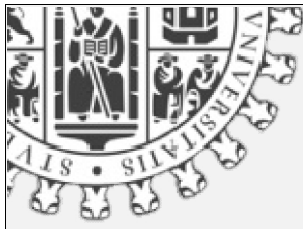
	Kg*mm/s ²	N
Ax	168637,1054	168,6371
Ay	-53568,4919	-53,5685
Bx	169737,7541	169,7378
By	53534,97722	53,53498
Cx	67800,83852	67,80084
Cy	-46105,9169	-46,1059
Dx	86846,55474	86,84655
Dy	-5744,98186	-5,74498
Ex	65966,82417	65,96682
Ey	46188,30815	46,18831
M2 (N·m)	-4127549,34	-4127,55
N1	80487,4745	80,48747
N2	321,949898	0,32195

Tabla 7.4. Resultados del cálculo de la matriz de las ecuaciones de los diagramas de cuerpo libre.

Estas fuerzas reactivas calculadas son relativamente pequeñas, la más grande es la reactiva B_x que es casi igual que A_x correspondiente a las componentes que siguen la dirección del movimiento de la cuchilla.

De estos resultados se puede observar que la barra más crítica en este mecanismo es la 2 puesto que soporta en ambas articulaciones el doble de fuerza en dirección del corte que el resto de los eslabones.

En cuanto las componentes perpendiculares a la dirección del corte, todos los eslabones soportan cargas de un orden similar, menos la barra 5 debido a que recorre una guía mediante un rodamiento en su interior que hace que se ejerza poca resistencia ante el avance por la misma.



Capítulo VIII:

Aplicación del mecanismo a una máquina de corte

8.1. Introducción.....	219
8.2. Mecanismo auxiliar.....	221
8.3. Medidas de seguridad de la máquina.....	228
8.4. Simulación del proceso de corte.....	232

8.1. Introducción

En este capítulo se va a realizar la simulación, explicación y exposición de los resultados de la aplicación del mecanismo a una máquina de corte tal y como se diseñó en el capítulo IV.

Una vez que se ha diseñado el mecanismo de corte y se ha estudiado el mismo, el siguiente paso es integrarlo en alguna maquinaria existente o diseñar alguna que pueda explotar las ventajas del mismo.

El motivo de diseñar el conjunto de la máquina es que se observó que se puede explotar la gran ventaja deducida del estudio realizado en los capítulos V y VI, el hecho de que se puede aprovechar el tiempo de espera del mecanismo de corte para que el material avance en ese tiempo. De tal forma hace que el motor que alimenta al mecanismo funcione de forma constante.

Para poder obtener resultados que sean más claramente visibles y ayudar al entendimiento del proceso que se puede obtener, se creó un mecanismo auxiliar basado en el diseño de una laminadora de rodillos verticales paralelos. El proceso de corte que se quiere simular es el de tubos huecos de compuestos poliméricos de PVC, PP-PE o goma a velocidad constante.

Para ello el material debe avanzar durante el tiempo de espera del mecanismo de corte, que es de 0.408 s para una velocidad de un ciclo por segundo.

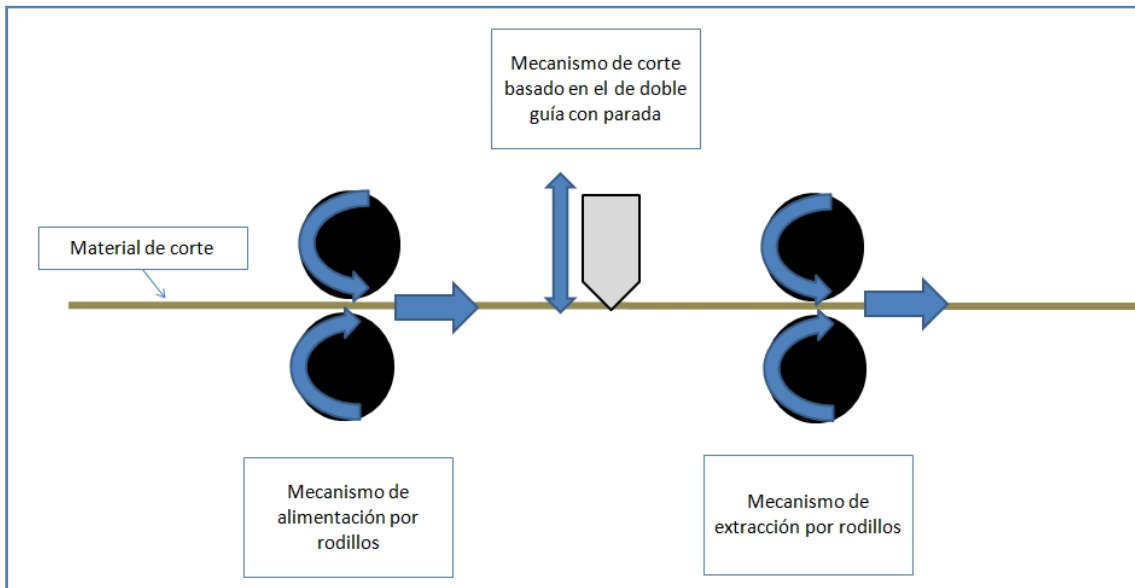


Figura 8.1. Esquema del funcionamiento de la máquina de corte.

Este sería el proceso productivo automatizado que resultaría optimizando el funcionamiento de la máquina con los resultados de los capítulos V y VI. Pero también se debería poder usar la máquina en modo manual e inclusive poder cambiar la mordaza de la cuchilla por un punzón o una remachadora e incluso por un grupo que de un punto de soldadura a un tubo cada cierta medida, puesto que el diseño del mecanismo se ha pensado para ello.

8.2. Mecanismo auxiliar

En el presente apartado se va explicar el funcionamiento del mecanismo auxiliar, el cual consiste en dos rodillos paralelos iguales montados sobre unos ejes que giran en sentidos opuestos, ayudados por unos engranajes que reparten la potencia entre ambos. El apoyo lo proporcionan cuatro rodamientos.

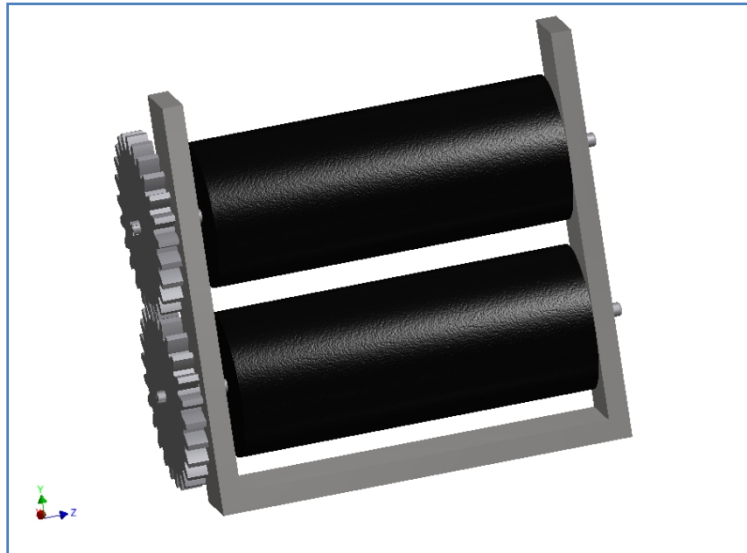


Figura 8.2. Vista del mecanismo de rodillos.

El principio de funcionamiento es que al introducir un tubo de diámetro superior a la distancia mínima entre los rodillos se deforme y, mediante la fricción con los rodillos, avance a velocidad constante y que mediante esa fricción se pueda frenar. Para que los dos rodillos avancen a la vez se necesita que los engranajes sean iguales.

Para que este mecanismo funcione correctamente el material a de ser en cierto grado **elástico** sino no podría deformarse y no se podría realizar el avance o frenado del material.

Debido a que es un elemento auxiliar del trabajo se va a plantear una hipótesis de funcionamiento y se van a diseñar y calcular los elementos mediante el software mostrando los resultados del cálculo obtenido en el anexo VI.

Las hipótesis para el cálculo y simulación son:

1. Una velocidad angular que consiga que el material avance 1 m en un segundo de simulación de la máquina, es decir 1 m en 0.408 s con un par de torsión de 1 Kg m. $V=2451 \text{ mm/s}$
2. Una velocidad angular que consiga que el material avance 3 m en un segundo de simulación de la máquina, es decir 3 m en 0.408 s con un par de torsión de 1 Kg m. $V=7353 \text{ mm/s}$.

Las distancias de partida del diseño del capítulo IV son:

- Distancia entre ejes 125 mm.
- Radio del rodillo 52.5 mm.
- La distancia mínima entre las dos superficies de los rodillos es de 10 mm.
- Longitud de cada rodillo 260 mm.
- Material de diseño del rodillo es caucho, la masa que tiene es de 2.075 Kg.

La expresión 8.1 muestra la fórmula para el cálculo de la velocidad angular necesaria para conseguir una velocidad lineal de 1000mm/s.

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{2451 \text{ mm/s}}{52.5 \text{ mm}} = 46.7 \text{ rev/s} = 2801 \text{ rpm} \quad (8.1)$$

Con el dato de la velocidad y el par del dato de entrada se puede calcular la potencia de entrada necesaria.

$$\begin{aligned} Pot = \omega \cdot T &= 46.7 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \cdot 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \cdot 1 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 293.4 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}}{\text{s}} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 2878.5 \text{ W} \\ &= 2.878 \text{ kW} \cdot 1.34102 \frac{\text{CV}}{\text{kW}} = 3.86 \text{ CV} \end{aligned} \quad (8.2)$$

La expresión 8.3 muestra la fórmula para el cálculo de la velocidad angular necesaria para conseguir una velocidad lineal de 3000mm/s.

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{7353\text{mm/s}}{52.5\text{mm}} = 140.5\text{rev/s} = 8304.4\text{rpm} \quad (8.3)$$

Con el dato de la velocidad y el par del dato de entrada se puede calcular la potencia.

$$\begin{aligned} Pot &= \omega \cdot T = 140.5 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \cdot 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \cdot 1\text{Kg} \cdot \text{m} = 882.79 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}}{\text{s}} \cdot 9.81 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 8860\text{W} \\ &= 8.860\text{kW} \cdot 1.34102 \frac{\text{CV}}{\text{kW}} = 11.61\text{CV} \end{aligned} \quad (8.4)$$

Se puede aprovechar los sistemas de diseño de elementos de máquinas mediante el módulo Design Accelerator con el que se diseñaron en el capítulo IV los engranajes, ejes y rodamientos, para demostrar cómo se podrían calcular éstos con el software.

Se va mostrar el proceso para el cálculo de los engranajes manteniendo fijo el coeficiente de engrane 1 para que ambos sean iguales y con una distancia entre centros de 125 mm.

En la pestaña cálculo se pueden introducir los valores de la potencia y las revoluciones para obtener los resultados de carga de cada engranaje para cada simulación. Además, el software da la opción de calcular el elemento en función de varias normativas.

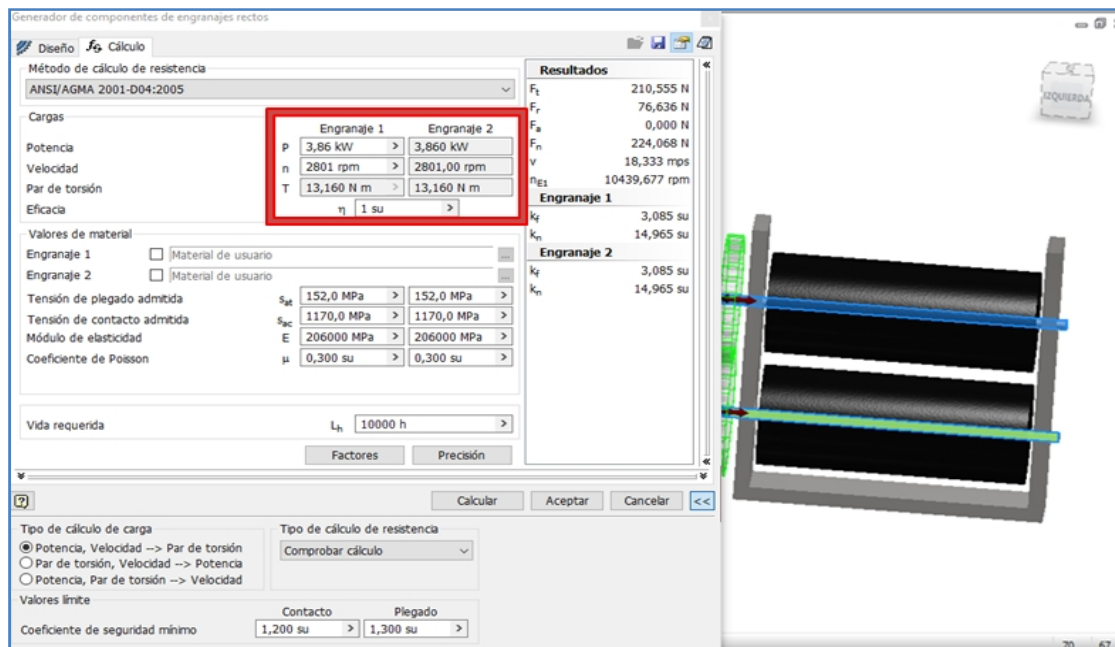


Figura 8.3. Pestaña cálculo módulo Design Accelerator para engranajes con los valores de la primera hipótesis.

Los resultados obtenidos de programar los valores de la potencia y la velocidad para ambas hipótesis en función de la normativa ANSI/AGMA 2001-004:2005 se muestran en el anexo VI.

Lo mismo ocurre con ambos ejes, se pueden introducir los valores de la masa del rodillo y la fuerza del engranaje obtenida anteriormente y obtener mediante el cálculo de Design Accelerator los diagramas de esfuerzos de los ejes así como la comprobación tensiones según el criterio de Tresca-Guest.

Para ello es necesario seleccionar los apoyos de los rodamientos creados en el capítulo IV a partir de Design Accelerator e introducir correctamente las cargas del peso del rodillo y del engranaje.

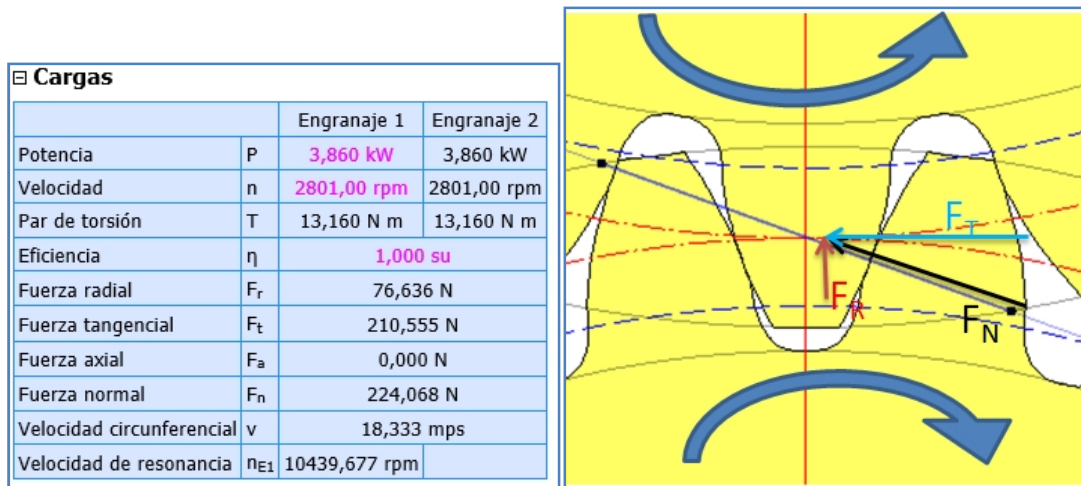


Figura 8.4.A. Resultado de carga de engranajes para primera hipótesis.- Izquierda. Figura 8.4.B. Interpretación del sentido de las fuerzas del eje superior en función del giro del engranaje.- Derecha.

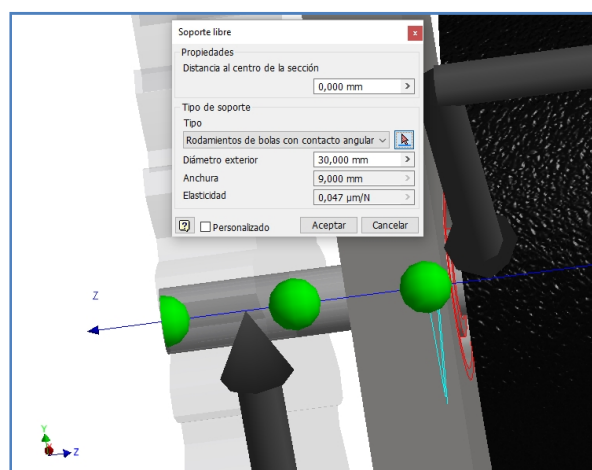


Figura 8.5. Selección del rodamiento que se insertó en el capítulo IV en el soporte del mecanismo de rodillos en rojo.

El siguiente paso es introducir las cargas, tal y como se muestra en la figura 8.6 hay que darlas el sentido adecuado.

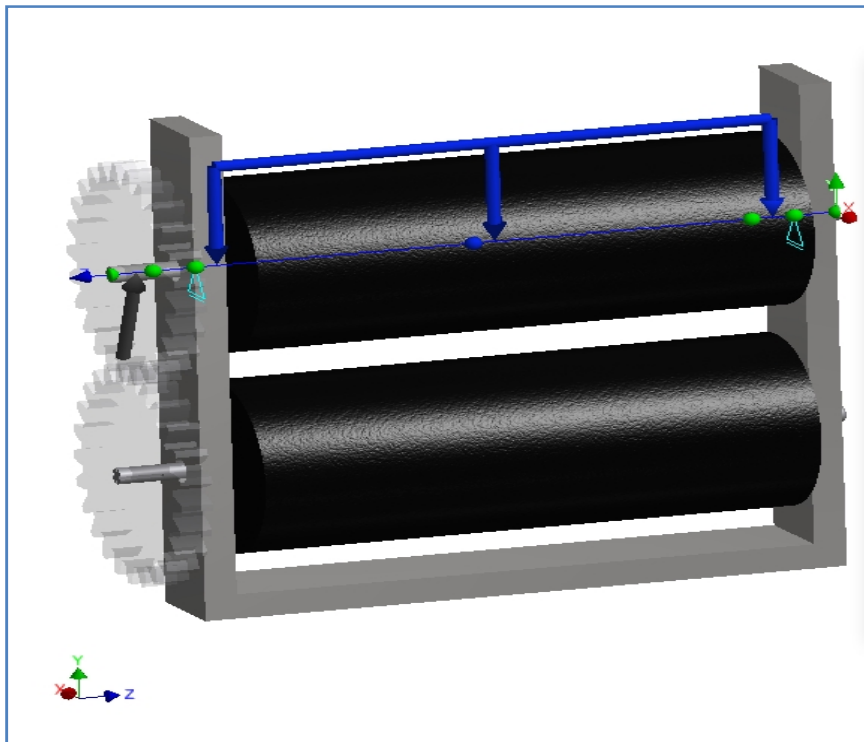


Figura 8.6. Vista del mecanismo en 3D con las cargas en los ejes.

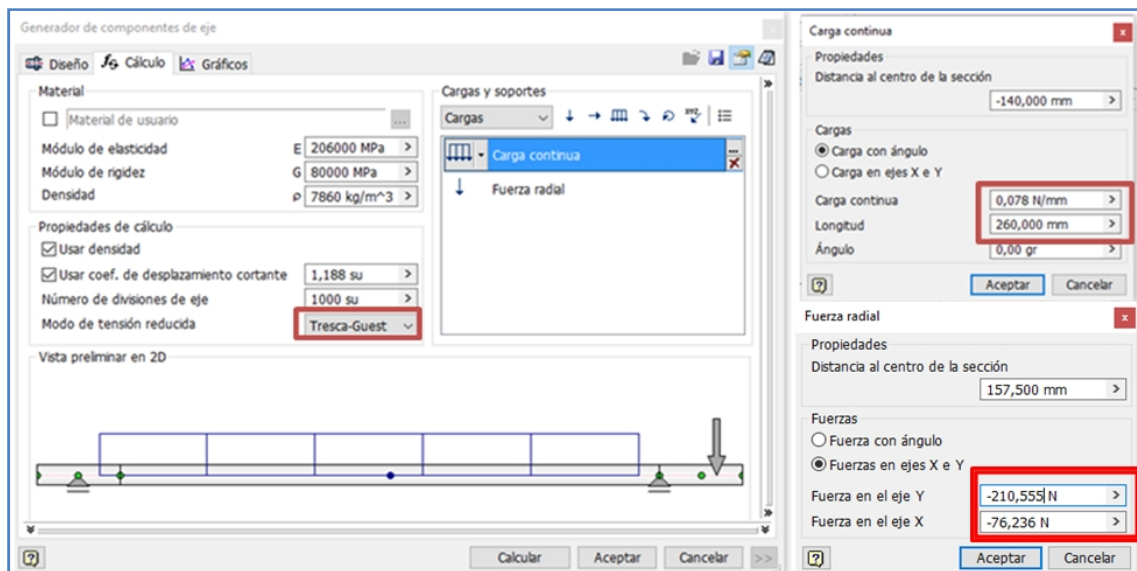


Figura 8.7. Cargas del eje derivadas de los engranajes y del peso del rodillo.

El software se puede usar como punto de partida para ir calculando según se diseña o corroborar unos resultados de un diseño y continuar con un proceso de cálculo dinámico más específico. Puesto que el software calcula para los valores introducidos de la carga los diagramas de esfuerzos y momentos que sirven como base para casi todos los posibles cálculos de estabilidad y fallas.

A continuación la figura 8.9 muestra a modo de ejemplo el diagrama de esfuerzos cortantes del eje superior para la primera hipótesis obtenido directamente del generador de componentes de inventor. El resto de los informes generados para cada eje y cada hipótesis se pueden encontrar en el anexo VI.

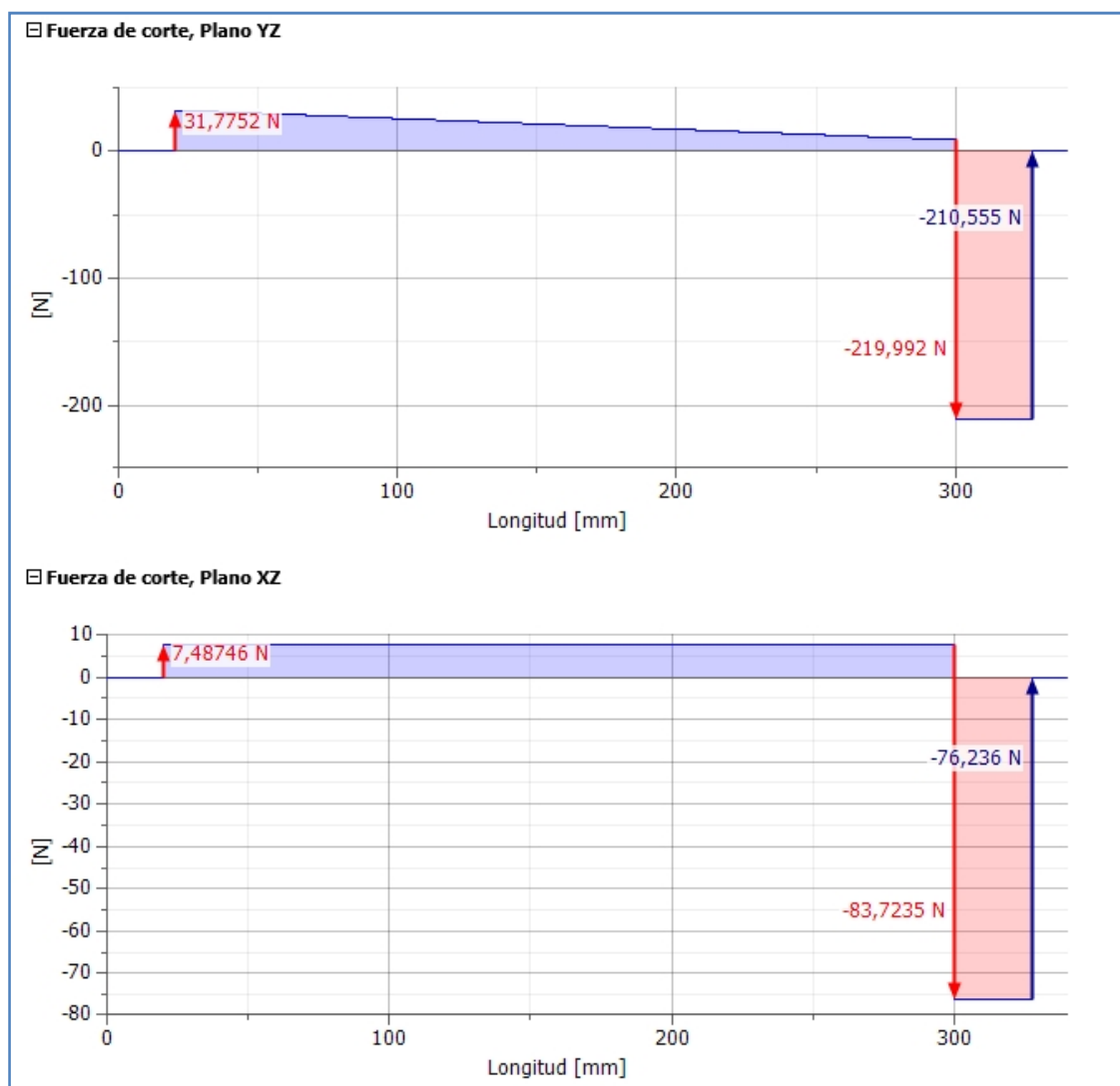


Figura 8.8. Diagramas de esfuerzos cortantes en el plano XY y XZ.

Este proceso terminaría introduciendo el valor de la fuerza radial de los rodamientos de los ejes, lógicamente como éstos son el soporte de los ejes, el valor de la fuerza radial será igual al de la reactiva mayor en valor absoluto.

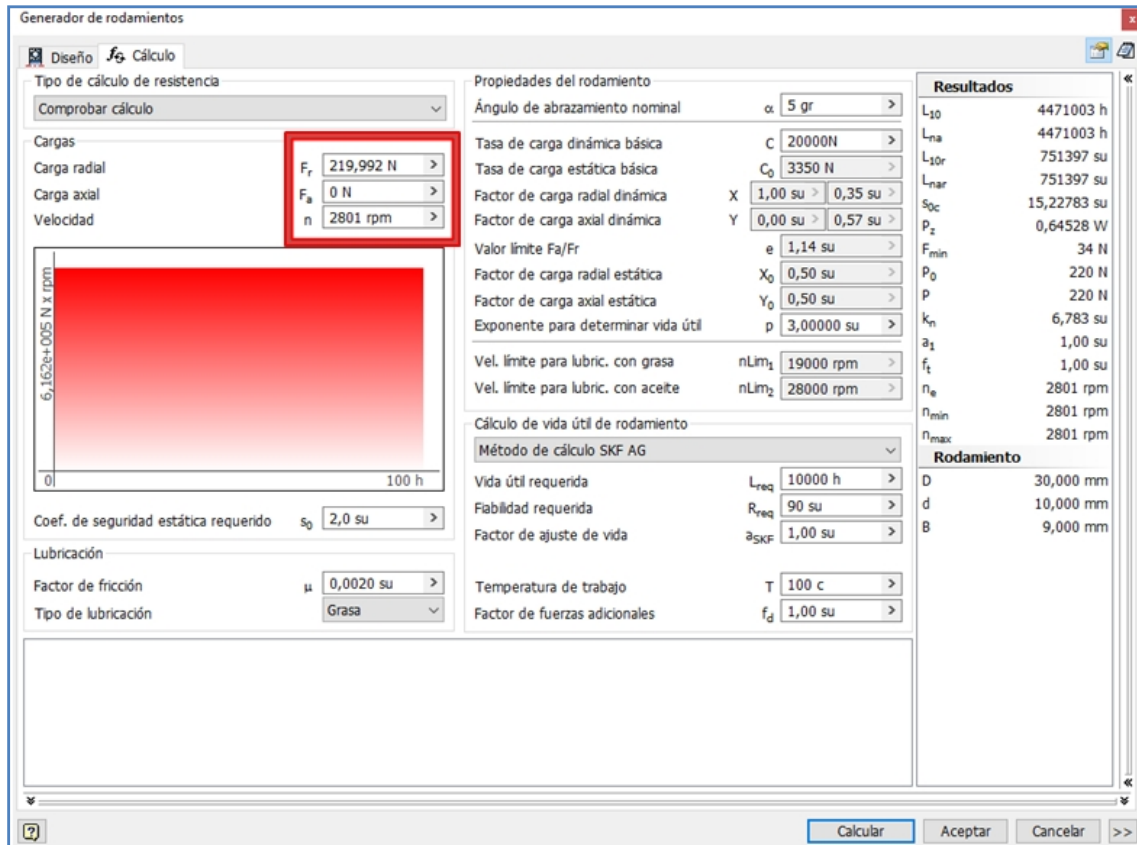


Figura 8.9. Introducción de los datos en el interfaz de cálculo de rodamientos.

8.3. Medidas de seguridad de la máquina

Esta máquina como todas las demás debe cumplir la normativa Europea que garantiza el mercado CE, y para ello adecuarse a una serie de aspectos normalizados.

Además de la obligación moral de evitar dañar a cualquier persona, existen leyes que exigen que las máquinas sean seguras, así como importantes motivos económicos para evitar accidentes. La seguridad debe tenerse en cuenta desde la fase de diseño y estar presente en todas las etapas del ciclo de vida de la máquina: el diseño, la fabricación, la instalación, el ajuste, el funcionamiento, el mantenimiento y su posterior desmontaje y eliminación.

El objetivo principal de la Directiva de Máquinas 2006/42/CE, que entró en vigor el 29 de diciembre de 2009, consiste en obligar a los fabricantes a que garanticen un nivel mínimo de seguridad para las máquinas y los equipos vendidos en la Unión Europea.

Las máquinas deberán cumplir con los requisitos esenciales de salud y seguridad enumerados en el anexo I de la Directiva, con lo que se establece un nivel mínimo común de protección en todo el área económico europeo.

Los fabricantes de máquinas o sus representantes autorizados dentro de la UE deberán asegurarse de que la máquina cumple con las directivas, de que se presente el Expediente técnico si así lo solicitan las autoridades pertinentes, de que la máquina presente el Mercado CE y de que se firme una Declaración de Conformidad antes de introducir la máquina al mercado dentro de la UE.

A modo de consideración hacia estas prácticas, se ha incluido algún elemento de seguridad en el propio diseño y se han pensado otros elementos de seguridad para evitar riesgos.

Para empezar, lo primero es evaluar los riesgos principales. En esta máquina se dan riesgos por corte o amputación, de atrapamiento o aprisionamiento, proyección de sustancias y por electrocución.

Los principales elementos con este tipo de riesgos en esta máquina son el mecanismo de corte en su totalidad, puesto que posee muchas partes móviles, y los cilindros y engranajes del mecanismo auxiliar. En cuanto al riesgo eléctrico está los motores de la máquina.



Figura 8.10. Evaluación de riesgos presentes en la máquina. [7]

La mejor solución para evitar estos riesgos es suprimirlos, como no es posible, la siguiente forma es alejar al trabajador del riesgo. A continuación se enumeran diversas medidas de seguridad que deberían ser implantadas en la máquina si se fabricase y se quisiera adaptar a la normativa actual.

1. Puerta de seguridad que separe al operador del mecanismo de corte para evitar cortes y las proyecciones que pueda ocasionar éste, montada con sensores de enclavamiento capaces de detectar que la puerta está abierta y con una secuencia de rearme de la máquina más allá del cerrado de la misma que obligue a desactivar como mínimo una seta emergencia cada vez que se abra.
2. En cuanto al mecanismo de rodillos, éste deberá contar con un sistema de separación física a forma de jaula o pantalla que impida al operador acercarse a las partes móviles del mismo, con sensores de enclavamiento que impidan el accionamiento de la máquina si esta separación está desactivada o anulada. Al igual que en la pantalla citada anteriormente, ésta debe tener una secuencia de rearme más allá de el cerrado de la misma.

3. En caso de funcionamiento en modo manual se deberá disponer de dos botones de accionamiento que alejen las manos del operador de todos los focos de riesgo.
4. Además para emergencias la máquina debe contar con una seta de parada de emergencia por si falla alguna de las medidas anteriores, o para que ejerza una doble función de emergencia y de rearme de máquina.

Interruptores de enclavamiento para detectar la posición de las protecciones móviles para el interbloqueo del control, normalmente para permitir tareas como la carga/descarga, la limpieza, la configuración, el ajuste, etc.

Se protege a los operarios al detener la máquina cuando el actuador se retira del cabezal del interruptor, cuando se acciona la palanca o el pulsador, cuando la protección se abra o la bisagra de la protección gira 5°, normalmente en máquinas con baja inercia (es decir, con tiempos rápidos de parada). [7]

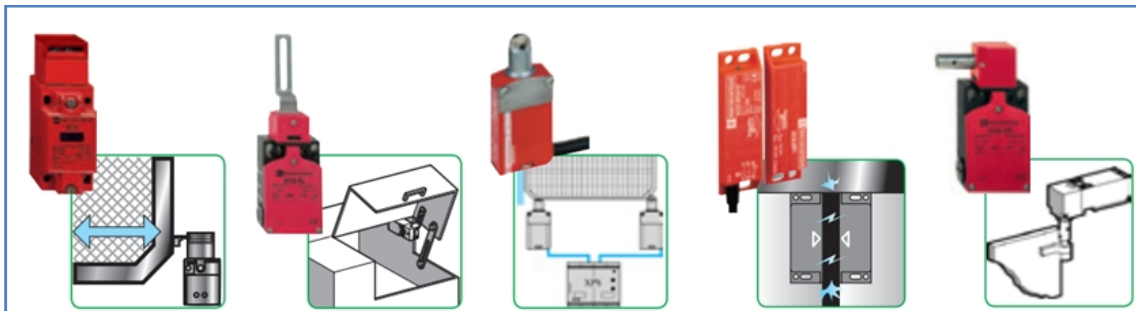


Figura 8.11. Algunos tipos de sensores de enclavamiento. [7]

Este epígrafe muestra sólo algunas de las consideraciones básicas de seguridad que deberían tenerse en cuenta en el diseño de una máquina para su uso y comercialización en la Unión Europea. Frecuentemente el hecho de adecuar un equipo posteriormente de su fase de diseño a la normativa supone elaborar un proyecto que puede llegar a ser más complejo de resolver que el de creación de la propia máquina.

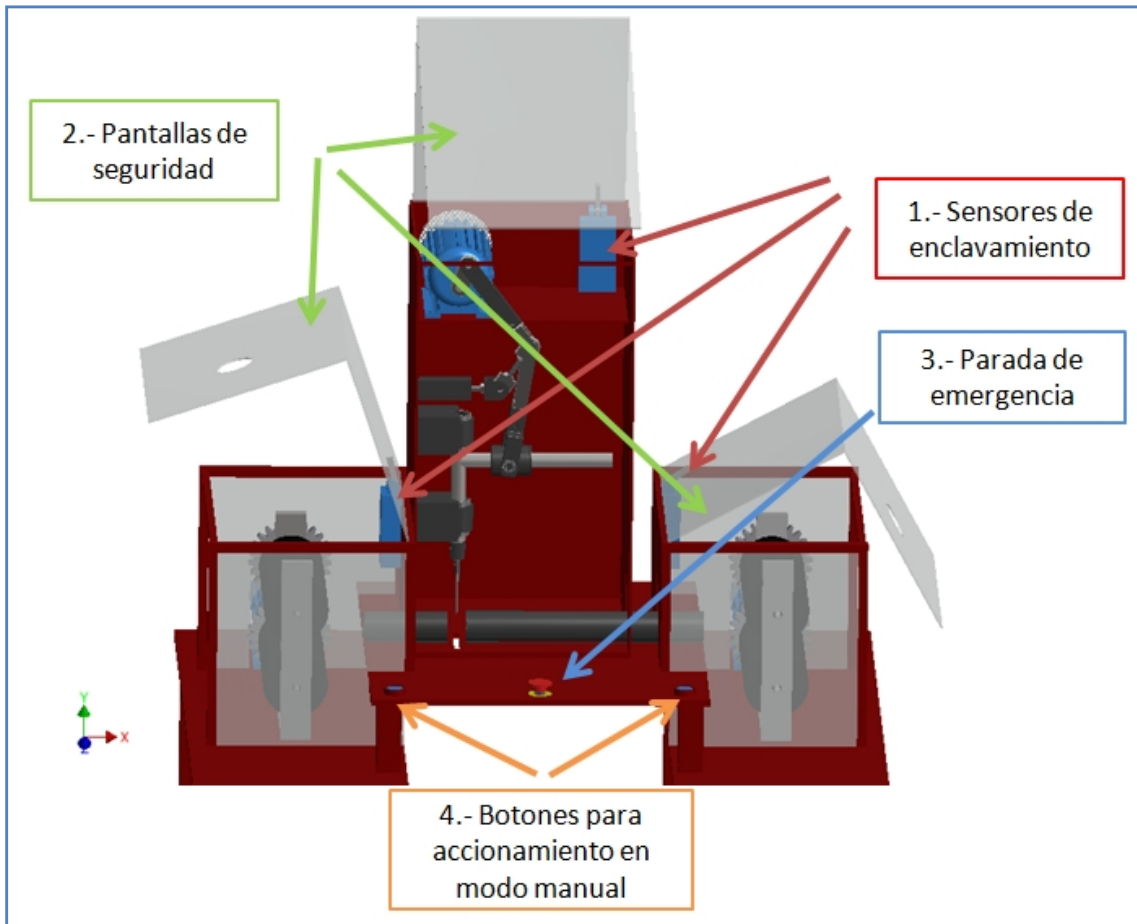


Figura 8.12. Medidas de seguridad incluidas en la máquina.

8.4. Simulación del proceso de corte

Después de ensamblar la máquina correctamente tal y como se mostró en el apartado 4.2.1 del capítulo IV, se puede realizar una simulación para cada una de las hipótesis anteriores.

Pudiendo obtener de esa forma visualizar un proceso de corte cíclico que se puede automatizar, mediante un sistema de control eléctrico que interactúe con las fuentes de alimentación de ambos sistemas.

Explotando las ventajas obtenidas de los capítulos anteriores del sistema mecánico diseñado a partir del mecanismo de seis barras con parada de I.I. Artobolevski.

Se parte de la simulación del capítulo VI solo cambiando la posición inicial de la barra 2 del mecanismo de -198° para que empiece por el tramo del movimiento tiempo de espera.

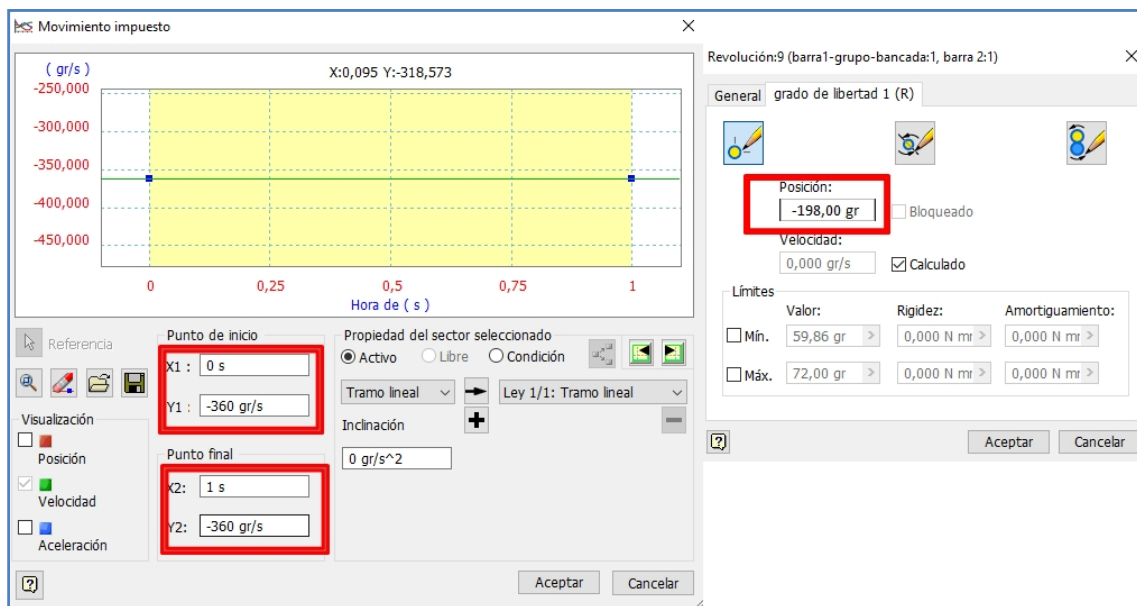


Figura 8.13. Valores introducidos en la simulación del mecanismo de corte para el conjunto de la máquina.

Se finaliza programando la simulación del mecanismo auxiliar para que en el tiempo de espera de 0,408 s avance el material hacia la zona del corte. Para ello hay que programar el avance desde 0,592 s hasta 1 s.

En este caso no es importante la posición inicial debido a que son rodillos y todos los puntos en una rotación son idénticos. La figura 8.14 muestra el valor de la velocidad necesaria para el avance de material a 1 m/s.

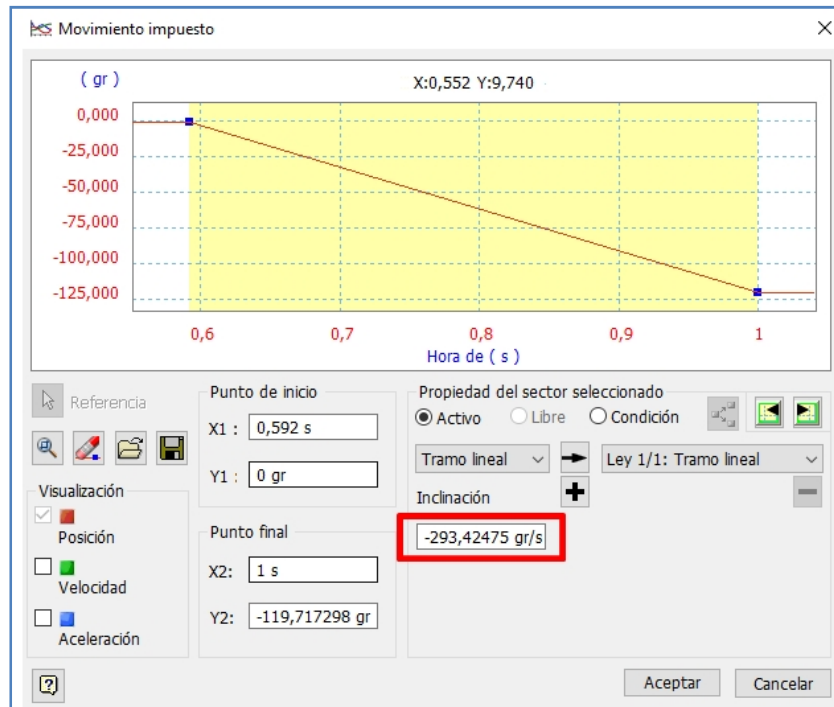
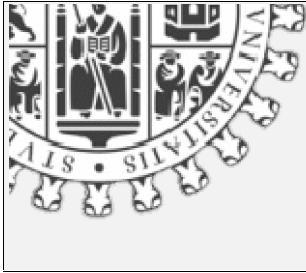


Figura 8.14. Valores introducidos en la simulación del mecanismo auxiliar para el conjunto de la máquina.



Capítulo IX: Conclusiones

En el presente capítulo se finaliza este trabajo de fin de grado, extrayéndose una serie de conclusiones acerca de los resultados obtenidos, la manera en que han sido obtenidos y respecto a la aplicación que puedan tener los mismos.

Lo primero que cabe decir respecto al sistema mecánico estudiado es que la simplicidad de la matemática es su principal virtud, puesto que consigue transformar un problema que debería haber sido resuelto mediante dos sub-mecanismos, a través de uno solo. Este efecto proporciona una gran ventaja a la hora de trabajar, estudiar o modificar dicho sistema en la práctica.

En segundo lugar, el estudio de posición y cinemático evidencia que estamos ante un mecanismo de gran utilidad. Partiendo de lo expuesto en el capítulo VI se plantea la posibilidad de modificar el recorrido de la barra salida así como el tiempo de parada de la misma, pudiéndolo adaptar a las múltiples necesidades que surjan, tales como controlar la apertura y cierre de válvulas, llaves de paso...así como el avance de un elemento de penetración como pueda ser un punzón o un elemento de corte.

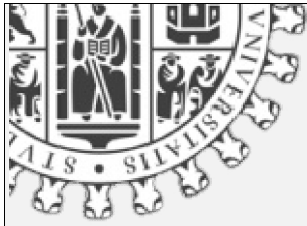
En cuanto al software Autodesk Inventor 2015, cabe destacar la simplicidad y lo intuitivo del interfaz, la posibilidad de trabajar con software de apoyo, tanto para extracción como para introducción de datos, la gran cantidad de elementos de diseño normalizados que posee y la posibilidad de cálculos complejos basados en la ingeniería. Éste permite incluso la posibilidad de realizar cálculos dinámicos de carácter tensional así como el análisis de estructuras que aunque no han sido usadas en este trabajo, son herramientas tremendamente interesantes y útiles.

El hecho de contar con un software que posibilita la creación de prototipos de geometría sencilla para estudios previos y de simulaciones para visualizar movimientos, permite el desarrollo de ideas mediante la visualización y consecuentemente trasladar la geometría

de un mecanismo teórico al diseño de uno más complejo, pudiendo lograr una aplicación específica con elementos normalizados de máquinas.

En este caso se ha creado un mecanismo de corte basado en el diseño de componentes representativos de elementos reales de fabricación de máquinas. Este mecanismo se ha integrado en una máquina que explota los resultados de los capítulos V y VI sobre el tiempo de parada y de espera. Se obtiene así un proceso cíclico de corte en el que el mecanismo que lo ejerce funciona de forma continua y el sistema de alimentación de material solo funciona durante este tiempo de espera.

Para concluir, destacar que es necesario que los ingenieros se adapten al uso de estas nuevas tecnologías en el desarrollo de sus funciones, puesto que permiten trabajar de forma más sencilla, visual, directa y rápida que los métodos convencionales. El hecho de que se puedan obtener resultados para una simulación con un margen ínfimo de error, sin pasar por procesos de fabricación, supone un gran ahorro de tiempo y dinero, lo cual aporta al ingeniero una ventaja que hace unos años era impensable.

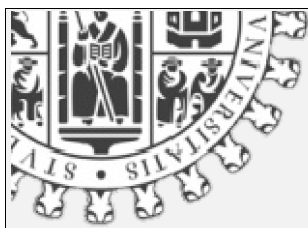


Bibliografía

- [1] Richard G. Budynas. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8ª Edición 2008. Editorial Mc Graw Hill. ISBN-13: 978-0-07-312193-2. Traducido de la octava edición en inglés de la obra SHIGLEYS MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, by Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett.
- [2] I. I. Artobolevski. Mecanismos en la Técnica Moderna. Ed. Mir (Moscú), 1975-80, 5 Vols.
- [3] J. Shigley. Teoría de máquinas y mecanismos. Edición 2001. Editorial Mc Graw Hill. ISBN 968·451·297·X
- [4] Robert L. Norton. Diseño de maquinaria, Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. Cuarta edición 2009. Editorial Mc Graw Hill. ISBN: 978-970-10-6884-7
- [5] http://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_3.html. Consultada el día 21/08/2016 a las 19:41.
- [6] http://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_5.html. Consultada el día 21/08/2016 a las 19:41.
- [7] <http://www.schneiderelectric.es/documents/original-equipment-manufacturers/local/420134F10-manual-seguridad-maquinas.pdf>. Consultada el día 27/08/2016 a las 19:20.

Este trabajo de fin de grado ha sido entregado el 2 de septiembre de 2016 en la Escuela de ingenierías industriales de Béjar por el autor del mismo José Ignacio Alonso Cabrejas.

Firmado:



Anexos

Anexo I: Diseño del prototipo para estudio previo.....1

Anexo II: Rodamiento de desplazamiento lineal Bosch Rexroth
R060230810.....46

Anexo III: Gráficas de simulación dinámica y valores de cálculo...51

Anexo IV: Gráficas de estudio del tiempo de parada.....65

Anexo V: Planos de los sólidos.....85

Anexo VI: Informes generador de componentes Inventor.....86

Anexo I: Diseño del prototipo para estudio previo

Anexo 1.1 Introducción

En este anexo se exponen las pautas y la metodología necesarias para diseñar ensamblar y simular el prototipo del mecanismo que sirvió para realizar un estudio previo del movimiento del mismo para poder desarrollar una aplicación con la misma configuración geométrica que aproveche las ventajas de este.

Anexo 1.2. Parámetros del boceto

Para este estudio se considera la barra 2 con una longitud de $AB=5$ cm.

Para introducir este parámetro hay que vincular el archivo con las cotas, este paso hay que hacerle una vez por cada pieza. La manera de hacerlo es utilizar el comando f_x en la parte superior de la barra de herramientas, a partir del cual despliega una ventana en la que hay que marcar vincular y seleccionar el archivo como se muestra en la figura 4.1:

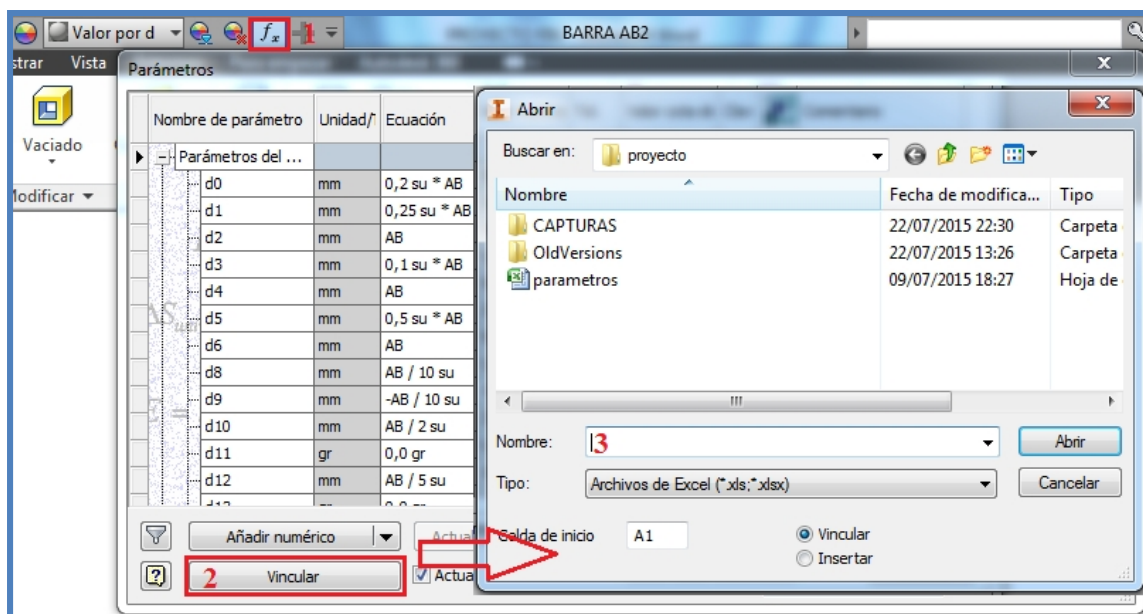


Figura A1.1. Proceso de introducir parámetros para vincular medidas a un archivo Excel.

Una vez vinculado el archivo Excel, las cotas se pueden introducir como ecuaciones en función de ese valor, en este caso el valor de entrada se ha nombrado AB, para ello valdría con hacer doble click sobre la cota e introducir la ecuación en la barra de diálogo que se abre.

Anexo 1.3. Creación de bocetos

La creación de bocetos es el primer paso en el diseño de un sólido en Autodesk Inventor.

Para acceder a esta opción lo primero es crear un archivo del tipo (*.ipt), el cual se consigue a través de la barra de herramientas, nuevo, y sobre la ventana que se despliega se selecciona **Pieza**.

A través del entorno **Boceto** se puede alcanzar cualquier geometría en 2D que derive o se componga de elementos básicos de dibujo plano: círculos, rectángulos, líneas, elipses..., aparte también permite todo tipo de operaciones simples como copiar, pegar, girar, escalar..., mediante una barra de herramientas en la parte superior del interfaz del programa como muestra la figura A1.2.

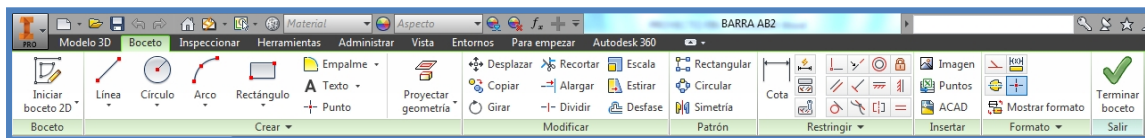


Figura A1.2. Barra herramientas del entorno boceto.

A la hora de diseñar no es necesario introducir el tamaño exacto de los elementos, si no que se da a *posteriori* con el comando **Cota**. Como se ha explicado antes para todas las piezas de este boceto las medidas están en función de longitud de la barra 2 (AB).

La creación de estos bocetos se completa creando restricciones, mediante el comando **Restringir**, que aplica limitaciones entre diferentes elementos del boceto, como pueden ser: *coincidencia*, *perpendicularidad*, *paralelismo*, *distancia*, *ángulo*, *verticalidad*, *horizontalidad*, etc. Estas restricciones se aplican desde la barra herramientas del entorno boceto.

1.3.1. Boceto del soporte

El soporte es el diseño más complejo del mecanismo, se compone de tres partes diferenciadas, un apoyo prismático de base rectangular cuya finalidad es dar estabilidad al mecanismo, como si hubiese que apoyarlo en una superficie horizontal. Unos soportes para los pares de rotación en A y E, véase figura 2.3, cuya finalidad es permitir que las barras que unen puedan girar libremente, y unos soportes para el par de traslación de la barra 6 con al 1 cuya finalidad es haga de guía para que la corredera en deslice a través de ellos.

Para la creación de los bocetos del soporte se empieza por el necesario para la creación de la base de apoyo para el soporte, cuyo boceto está contenido en el plano XY, que es plano sobre el que el mecanismo realiza el movimiento, es decir sobre el que se sitúan los vectores que se usaron en el análisis del capítulo III, véase figura 3.2. Se empieza creando un círculo en el origen para que quede restringido, de medida $0.2AB$ de diámetro.

Ahora para alcanzar la geometría deseada, se crea un círculo de $4.55AB$ de radio con líneas de construcción, después desde el punto A a $1.66AB$ se crea una línea de construcción en dirección horizontal donde corta al círculo de $2(4.55AB)$ de diámetro se crea un círculo con centro en ese punto de corte y de radio $0.2AB$, y se le aplica la restricción de coincidencia con el círculo y con la línea de construcción que se han creado para este proceso.

El siguiente paso es crear un rectángulo de base $12AB$ y altura $0.2AB$, el cual se restringe a una distancia del origen de $2AB$ verticalmente, para que la manivela al realizar su movimiento que va a ser una revolución completa no cree contactos no intencionados, y horizontalmente a una distancia AB en la dirección negativa, quedando completamente restringido el boceto como muestra la figura A1.3.

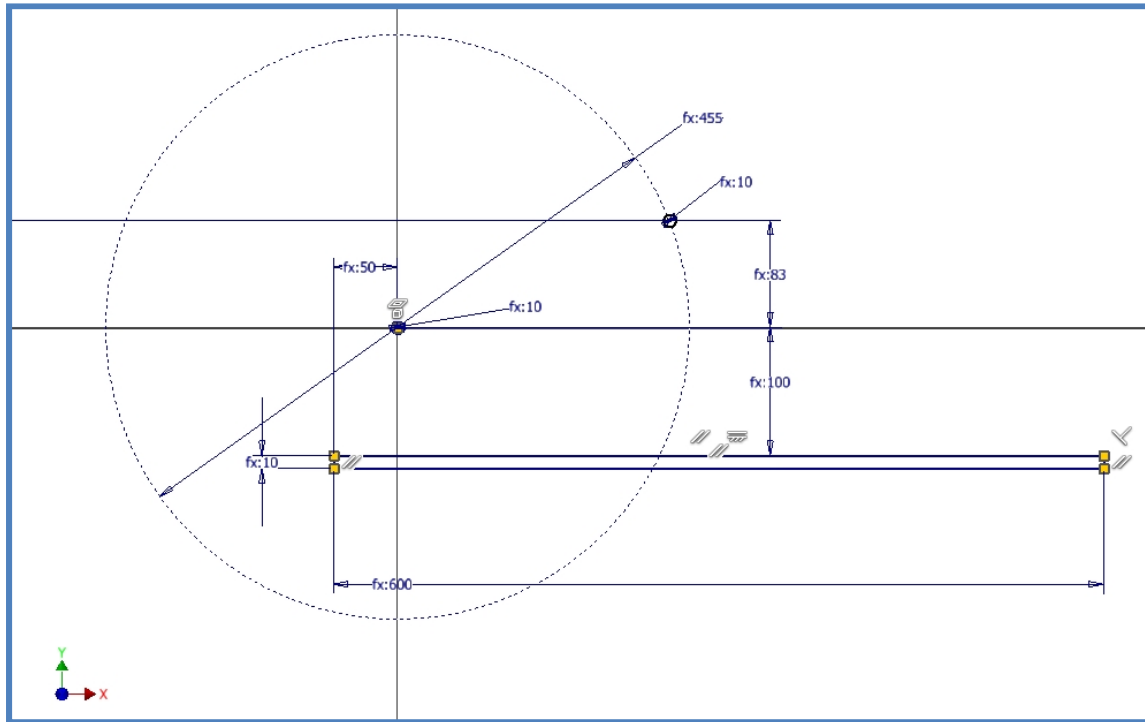


Figura A1.3. Primer boceto del soporte (cotas en mm).

Para el segundo boceto se necesita un paso previo que es la creación de un plano paralelo al plano XY a una distancia de $AB/4$ en la dirección positiva del eje Z, como se muestra en la figura A1.4.

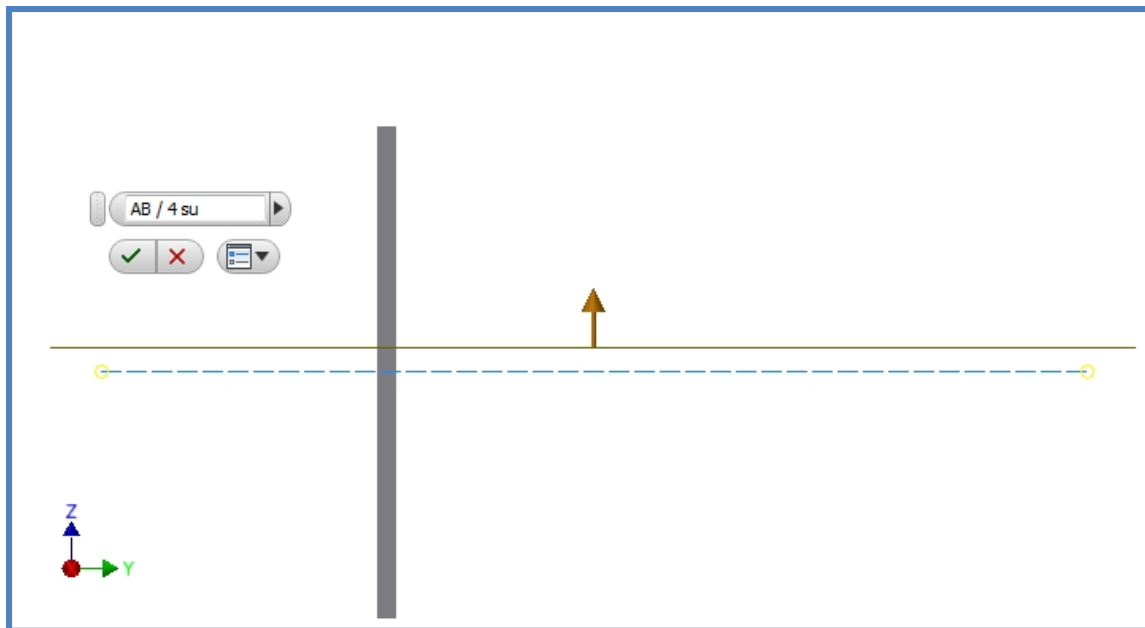


Figura A1.4. Plano de trabajo del boceto 2.

El segundo boceto comienza proyectando la geometría de la base del soporte y los dos círculos de $0.2AB$ de diámetro, seguido de un semicírculo superior de centro el origen de coordenadas de radio $AB/4$.

A continuación desde uno de los extremos del semicírculo se traza una línea vertical inclinada hasta la proyección de la base, después se hace un eje que pase por el origen y que sea vertical. Se continúa realizando una operación de simetría respecto de ese eje y se acota la distancia entre los puntos inferiores de la misma con una distancia $0.8AB$ y entre los puntos inferior y superior de la misma línea una restricción de distancia igual a $2AB$.

El siguiente paso consiste en realizar exactamente la misma operación pero para el otro círculo proyectado con las mismas cotas para el semicírculo y los puntos de la parte inferior, solo cambiando la cota entre los puntos inferior y superior de la línea inclinada que es $3.66AB$.

La siguiente operación es crear un eje vertical a una distancia $3AB$ del origen en el sentido positivo del eje X, a partir del cual se hará una operación de simetría de la geometría creada en el origen, es decir, las líneas simétricas respecto al eje que pasa por el origen y el semicírculo con centro en el mismo.

El boceto continua la creación de otro eje, que no se va a restringir, se hace otra operación de simetría de la geometría que fue anteriormente hecha, se le aplica una restricción de distancia entre los centro de estas simetrías con un valor de $3.5AB$, y se finaliza el boceto.

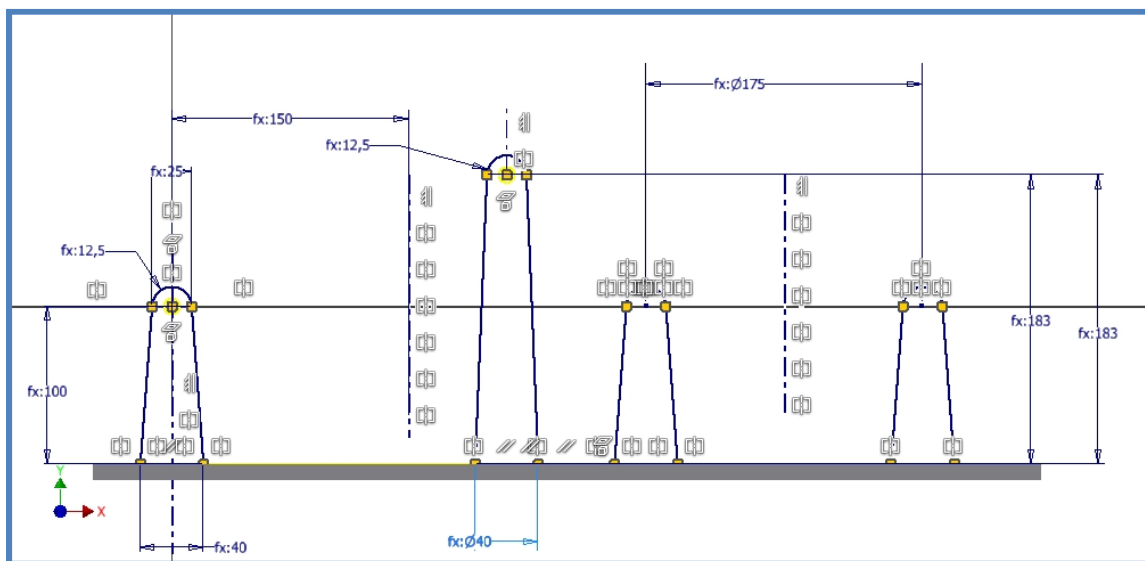


Figura A1.5.Segundo boceto del soporte (cotas en mm).

Para el tercer boceto es necesario la creación un plano de trabajo paralelo al YZ, que se muestra en azul en la figura A1.6 que pasa por el origen a una distancia de $6AB$ en el sentido positivo del eje X como se muestra en la figura A1.6.

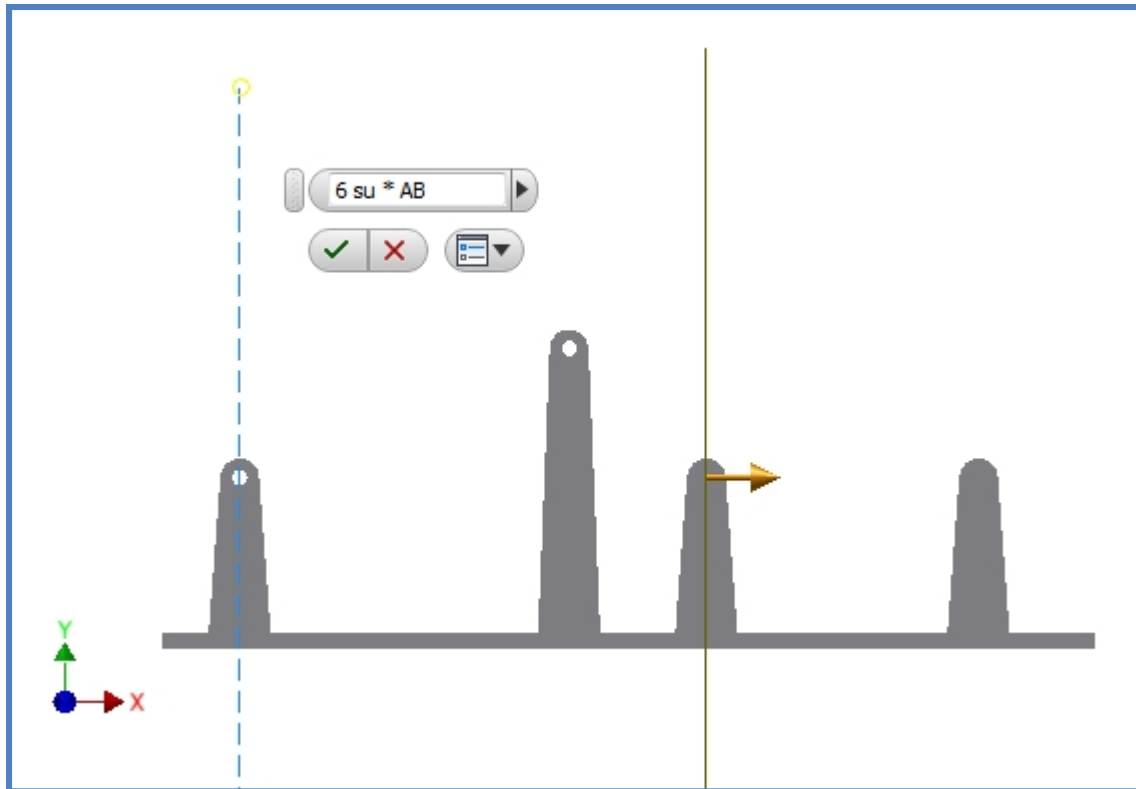


Figura A1.6. Plano de trabajo para el boceto 3.

El tercer boceto es igual que el cuarto, solo cambia el plano de aplicación del mismo, que se encuentra a una distancia de $3.5AB$ del plano de trabajo creado anteriormente en la figura A1.6, se trata de un boceto simple compuesto por dos círculos concéntricos, de medidas $AB/1.5$ y $AB/2$, cuyos centros están en la proyección del origen de coordenadas en el plano de trabajo correspondiente como se muestra en la figura A1.8a y A1.8b.

Con estos pasos se terminan los bocetos necesarios para crear el soporte del mecanismo.

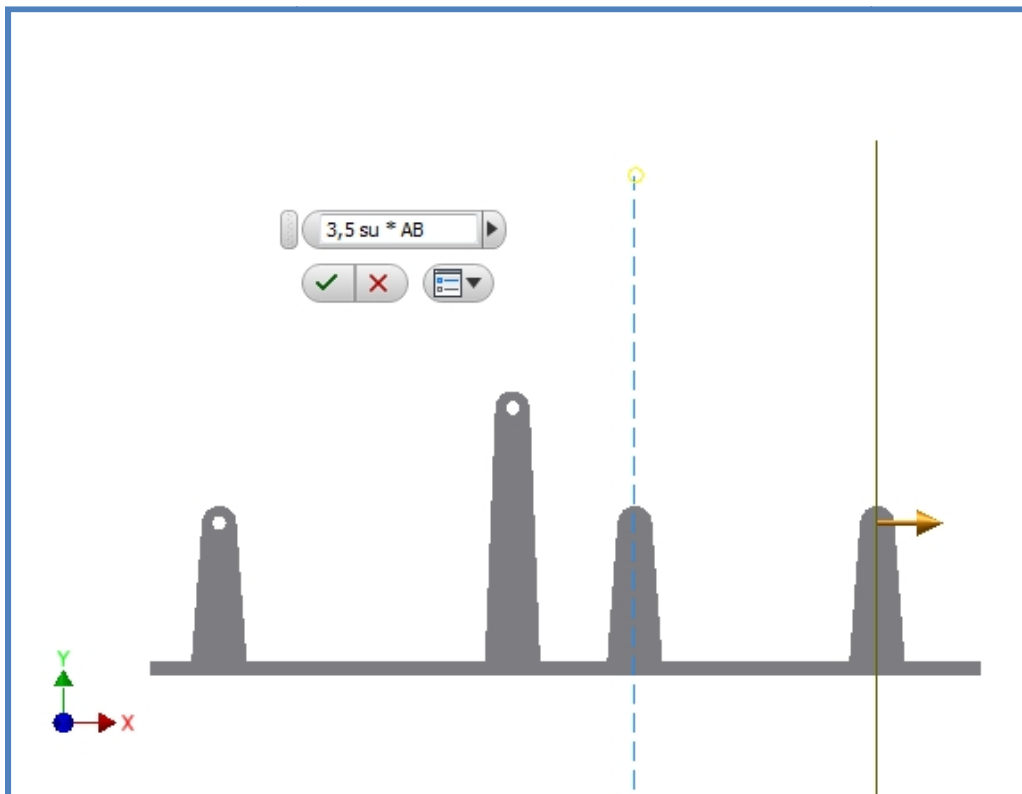


Figura A1.7. Plano de trabajo para el boceto 4.

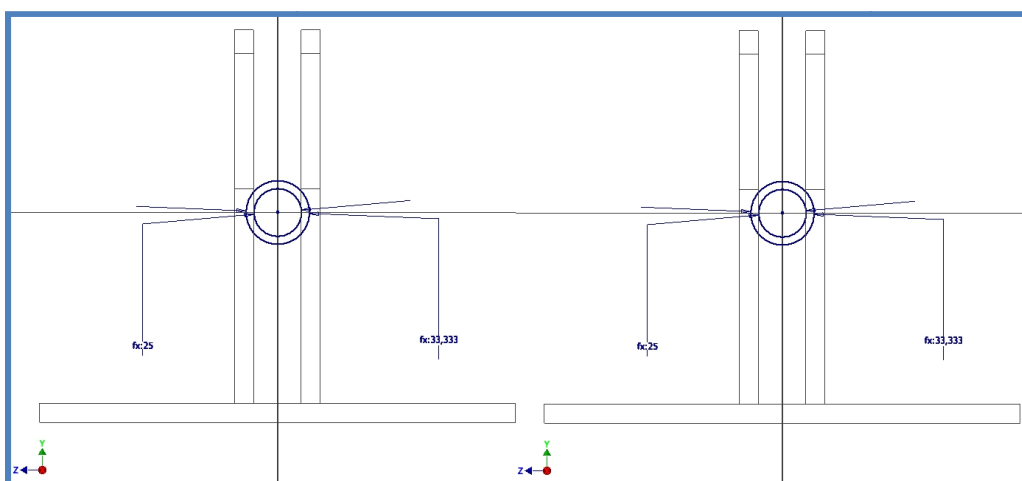


Figura A1.8. (a) Tercer boceto del soporte (cotas en mm) y (b) Cuarto boceto del soporte (cotas en mm).

1.3.2. Boceto de la manivela

La manivela es un sólido simple en diseño puesto que todas las operaciones para crearla se basan en el mismo boceto en el plano XY.

Para la realización del mismo se empieza por la creación de un círculo con centro en el origen y de diámetro $0.2AB$, seguidamente se realiza un semicírculo de tal manera que ocupe el lado izquierdo del espacio, con un diámetro de $0.5AB$, desde el extremo superior del semicírculo se crea un *spline* con cota superior $0.25AB$ al eje X y una cota inferior de $0.1AB$ del eje X, la cota superior se encuentra en los extremos y la inferior en el centro, la distancia entre los extremos del *spline* es lógicamente AB .

El siguiente paso es crear un eje horizontal que pase por el origen respecto del cual se hará una operación de simetría del *spline* creado anteriormente.

Por último, falta crear otro eje vertical a una distancia de $0.5AB$, respecto del cual se realizará una operación de simetría del círculo y semicírculo creados al principio de la realización de este boceto. Tal y como se muestra en la figura A1.9.

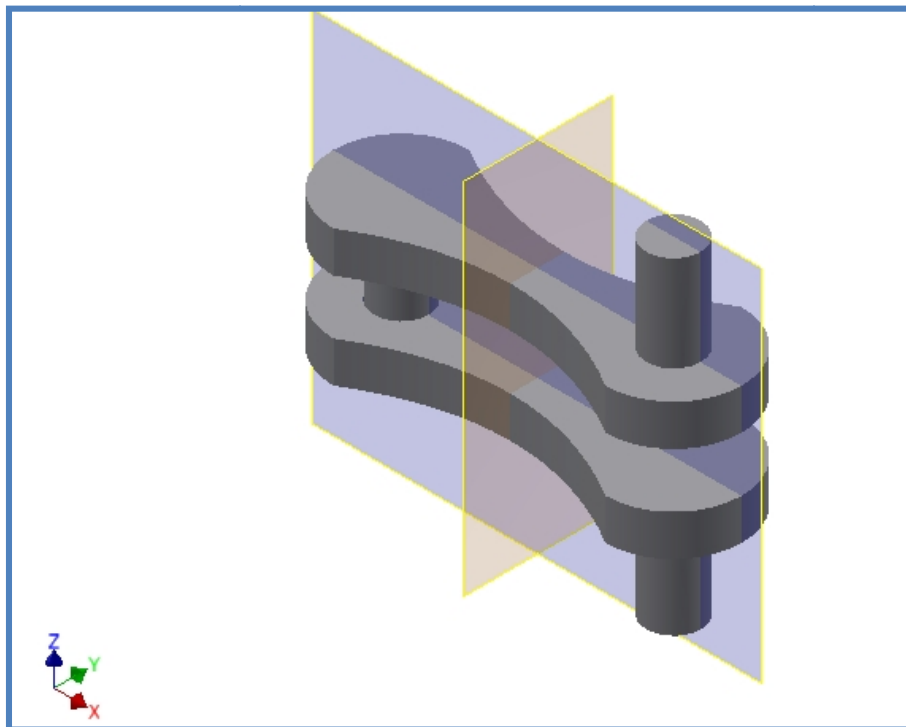


Figura A1.9. Vista en 3D de la manivela para mostrar los planos de simetría del boceto.

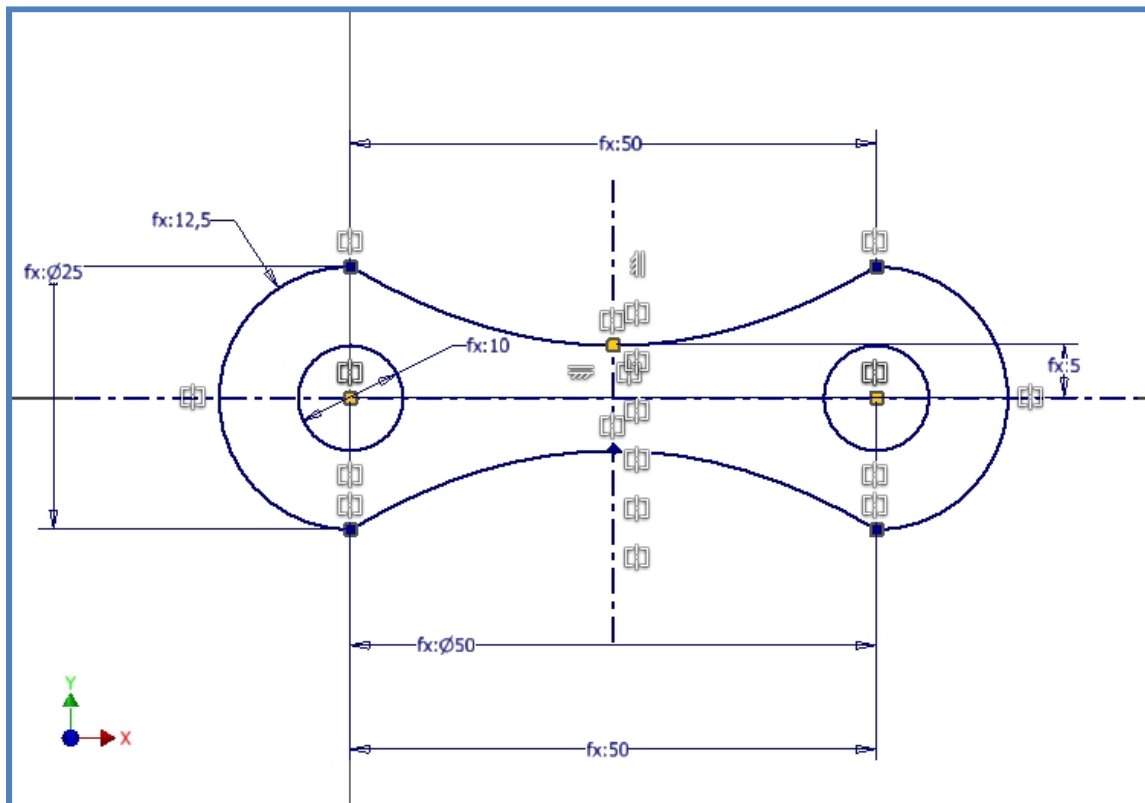


Figura A1.10. Boceto de la manivela (cotas en mm).

1.3.3. Boceto del acoplador

La barra 3, la cual contiene los puntos B, C y D, es geoméricamente compleja debido a que hay que construirla en función solo de las distancias puesto que los ángulos son valores numéricos con muchos decimales y si se construye con ellos no sería exacto por eso se tomó la decisión de crear la geometría a través de longitudes y puntos de corte, usando un triángulo. Tal y como se muestra en la figura A1.11.

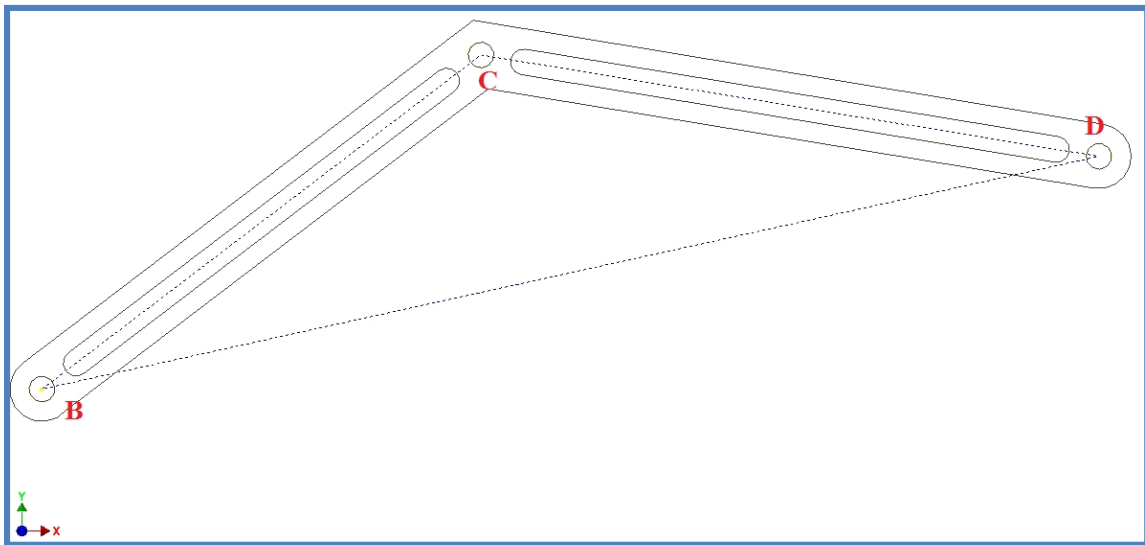


Figura A1.11. Geometría básica para el boceto del acoplador.

Para ello lo primero es crear un triángulo con un vértice en el origen, y un lado en el eje positivo X, utilizando líneas de construcción, después se restringen las distancias que son para el lado horizontal que sale del origen (BD) $8.4AB$, para el otro lado que sale desde el origen es $4.28AB$ (BC) y para el tercer lado $4.86AB$ (CD).

Una vez que se tiene la geometría básica del boceto, se procede a crear la superficie final del boceto, se empieza creando un círculo de $0.2AB$ en cada vértice del triángulo. Se sigue creando dos semicírculos uno en el origen y otro en el vértice izquierdo del triángulo de diámetro $0.25AB$, colocados de tal manera que si se uniesen los puntos extremos del semicírculo la recta que forman fuese perpendicular al lado del triángulo sobre el que encuentran.

El siguiente paso es hacer las líneas que cierran la geometría que salen desde los puntos extremos del semicírculo, paralelas al lado del triángulo por el que avanzan, hasta que se cortan con su homóloga desde el otro lado.

El último paso es crear unas ranuras en cada lado, de radio $AB/10$, con centro sobre las líneas de construcción, y como por cada lado la longitud es diferente para que quede coherente en vez de acotar la longitud de la ranura, se ha optado por acotar los centros de la ranura al vértice más cercano, con una distancia de $AB/3$.

Quedando finalizado el boceto como se observa en la figura A1.12.

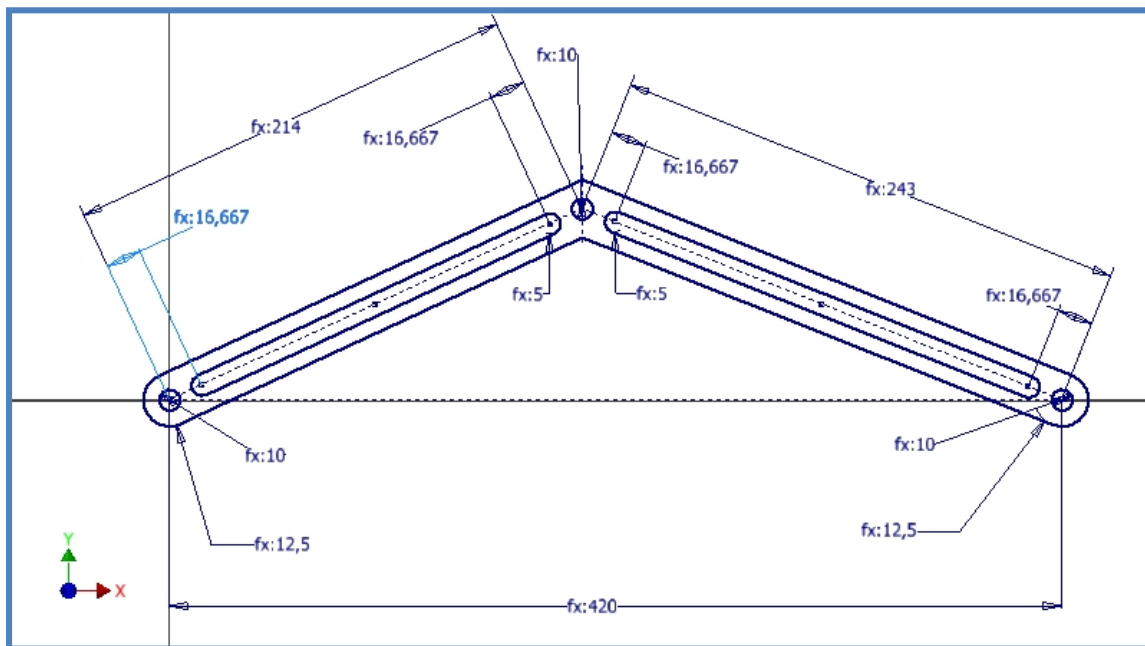


Figura A1.12. Boceto del acoplador (cotas en mm).

1.3.4. Boceto del balancín

El balancín es un sólido simple en diseño, puesto que todas las operaciones para crearlo se basan en dos bocetos en el plano XY, uno para crear el sólido en sí y otro para aligerar el mismo. Para la realización del mismo se empieza por la creación de un círculo con centro en el origen y de diámetro $0.2AB$, seguidamente se realiza un semicírculo de tal manera que ocupe el lado izquierdo del espacio, con un diámetro de $0.5AB$, desde el extremo superior del semicírculo se crea un *spline* con cota superior $0.25AB$ al eje X y una cota inferior de $0.1AB$ del eje X, la cota superior se encuentra en los extremos y la inferior en el centro, la distancia entre los extremos del *spline* es lógicamente $2.14AB$.

El siguiente paso es crear un eje horizontal que pase por el origen respecto del cual se hará una operación de simetría del *spline* creado anteriormente.

Por último, falta crear otro eje vertical a una distancia de $1.07AB$, respecto del cual se realizará una operación de simetría del círculo y semicírculo creados al principio de la realización de este boceto. Tal y como se muestra en la figura A1.14.

Los planos de simetría del boceto se muestran en la figura A1.13.

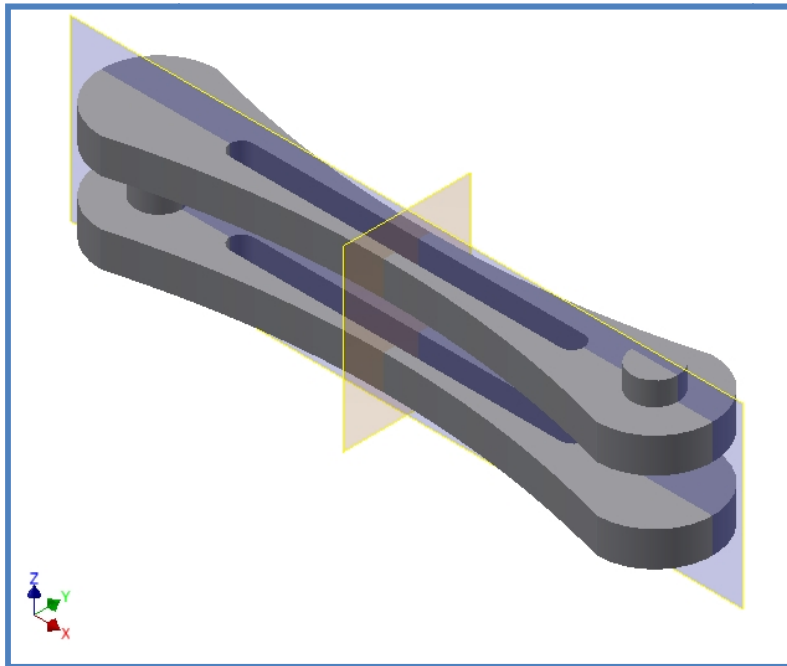


Figura A1.13. Vista en 3D del balancín para mostrar los planos de simetría del boceto.

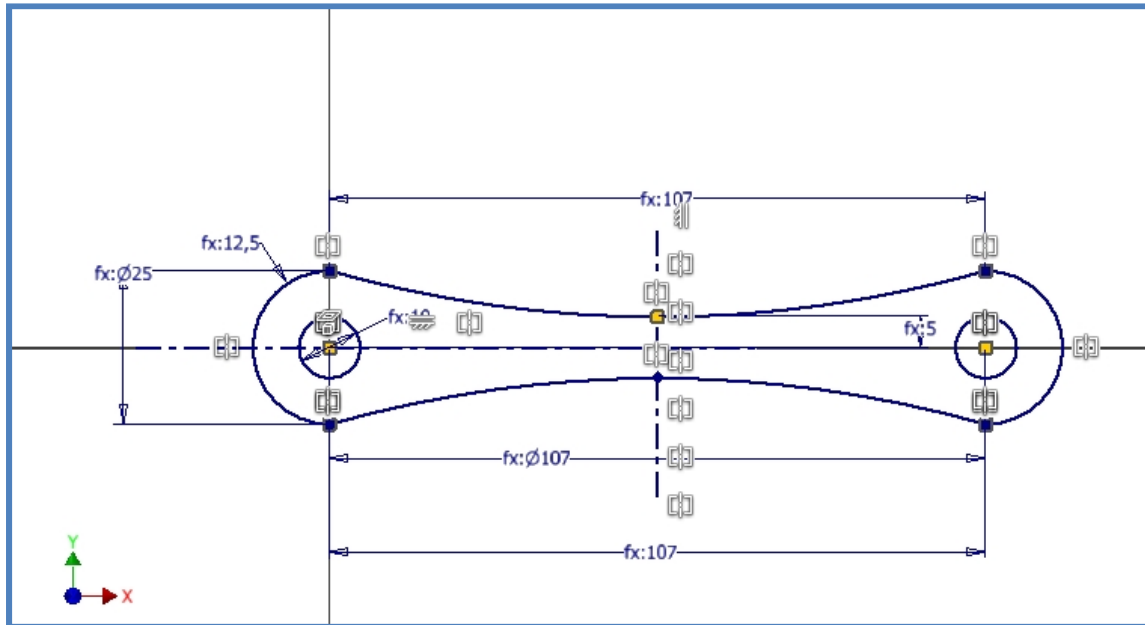
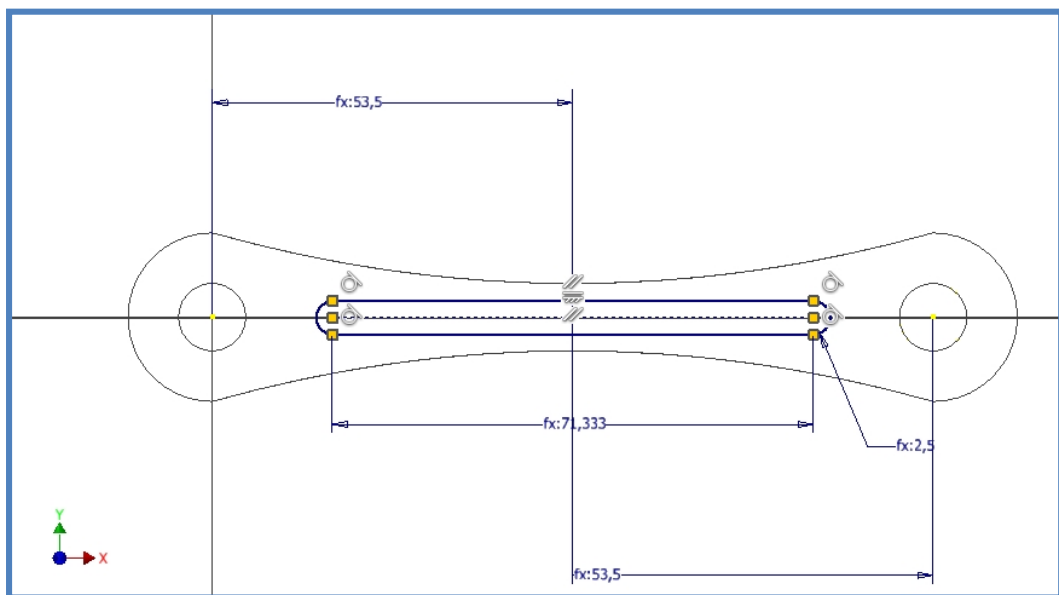


Figura A1.14. Primer boceto del balancín (cotas en mm).

El segundo boceto se realiza también sobre el plano XY, y consiste en una geometría muy sencilla mediante el comando ranura, sabiendo el valor del radio, la longitud de la ranura y la posición del punto medio de la misma, después se restringe la posición del punto medio de la misma a $1.07AB$ del origen, y después de proyectar el centro de la circunferencia del lado izquierdo del primer boceto, se restringe la distancia del punto medio de la ranura a este punto proyectado a $1.07AB$ también, como se muestra en la figura A1.15.



Figura

A1.15. Segundo boceto del balancín (cotas en mm).

1.3.5. Boceto del pistón

Para la realización del pistón o barra 5, se necesitan dos bocetos, uno para la geometría externa del boceto, y un segundo boceto para enlazar el pistón con el acoplador.

El primer boceto se crea en el plano XZ, se empieza en el origen para que quede restringido, y es simétrico respecto del eje Z y respecto al eje X, por lo que con crear un cuadrante y después crear un eje vertical y otro horizontal, que pasen por el origen y hacer simetrías respecto del vertical y luego respecto del horizontal, queda la geometría solventada. Observar en la figura A1.16 los planos de simetría del boceto.

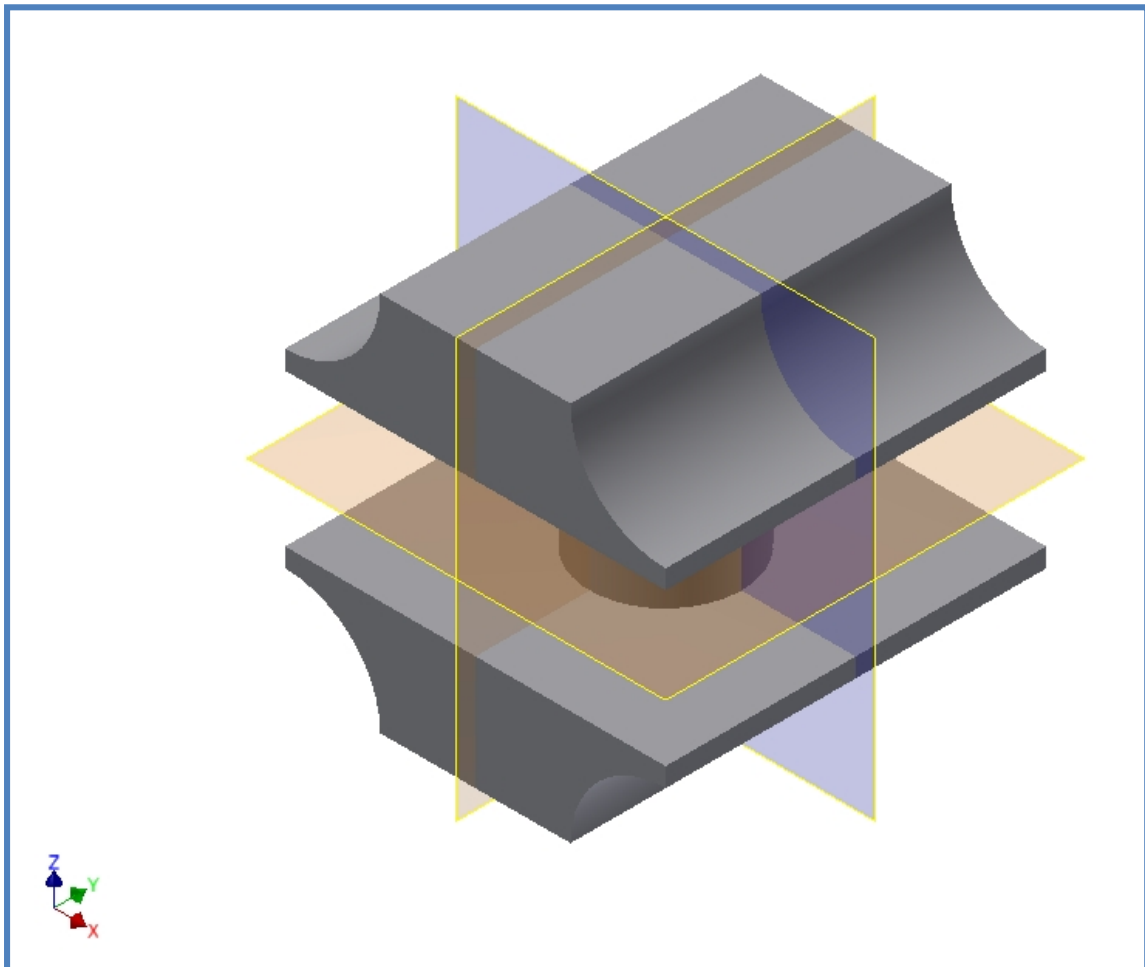


Figura A1.16. Vista en 3D del pistón para mostrar los planos de simetría del boceto.

Para realizar un cuadrante se empieza creando una línea horizontal que comience en el eje vertical a una distancia del eje horizontal de $AB/10$, con una longitud de $AB/4$, después se crea otra línea horizontal que empiece en el mismo eje a una distancia de

AB/2 y de longitud AB/8, desde el extremo de esta línea se crea un arco de 90° de radio AB/8, como se ve en la figura A1., por último se cierra con una línea desde el otro extremo del arco hasta el extremo de la línea de longitud AB/4. Como se muestra en la figura A1.17.

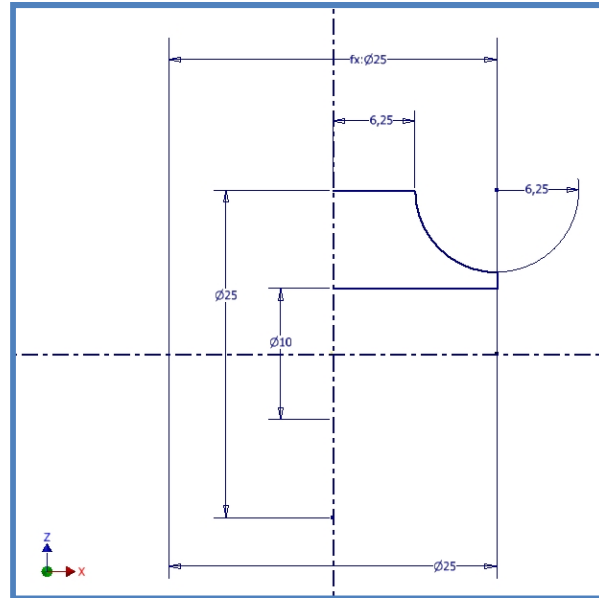


Figura A1.17. Cuadrante creado para posterior simetría.

Haciendo las simetrías citadas anteriormente la geometría resultante que queda es:

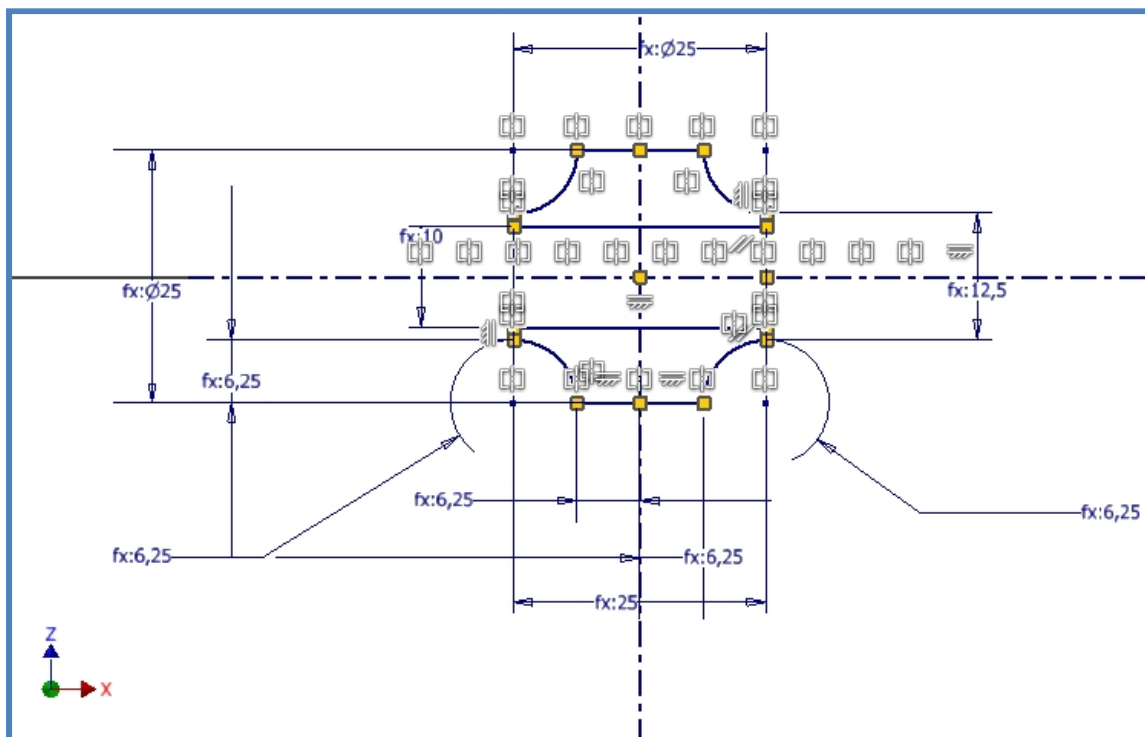


Figura A1.18. Primer boceto del pistón (cotas en mm).

El segundo boceto se realiza sobre el plano XY y consiste en un círculo con centro en el origen, de diámetro $0.2AB$, como muestra la figura A1.19.

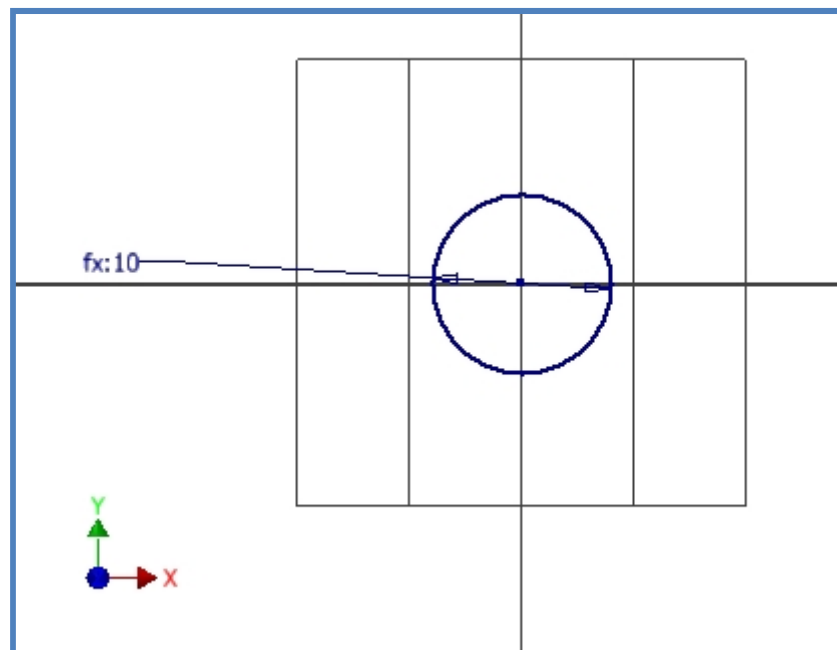


Figura A1.19. Segundo boceto del pistón (cotas en mm).

1.3.6. Boceto de la guía-corredera.

Para la guía-corredera o barra 6 se necesitan tres bocetos, uno para crear la geometría enlazar verticalmente con el pistón, otro para crear la geometría para cerrar físicamente la guía en el extremo superior y otro para crear la geometría para enlazar la corredera horizontal con la guía del soporte o bastidor.

El primero como no podía ser de otra forma es el “*negativo*” del primer boceto del pistón, se empieza creando dos ejes uno vertical y otro horizontal que pasen por el origen, después se crea un arco de 90° con el lado curvo externo mirando hacia los ejes, de $AB/8$ de radio, se cierra el arco con dos líneas una vertical y otra horizontal de $AB/8$ de longitud, y se realizan dos operaciones de simetría una de respecto del eje horizontal y otra incluyendo el elemento generado por la otra simetría respecto al eje vertical. Se acotan las distancias entre los centros de los arcos a $AB/2$, quedando completo y restringido el boceto, como muestra la figura A1.20.

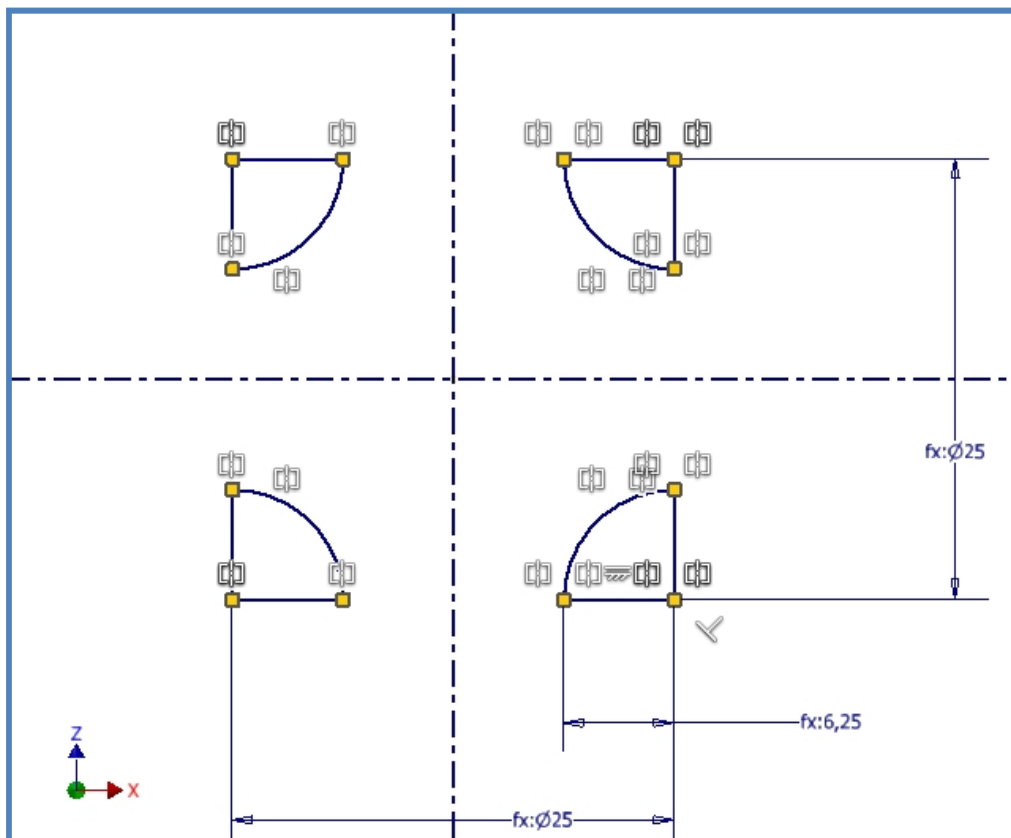


Figura A1.20. Primer boceto de la guía (cotas en mm).

Para el segundo boceto es necesario un paso previo para crear un plano de trabajo sobre el que realizar el boceto, este plano es paralelo al XZ que pasa por el origen, con un desfase de $6AB$ en la dirección del eje Y en sentido positivo, como muestra la figura A1.21.

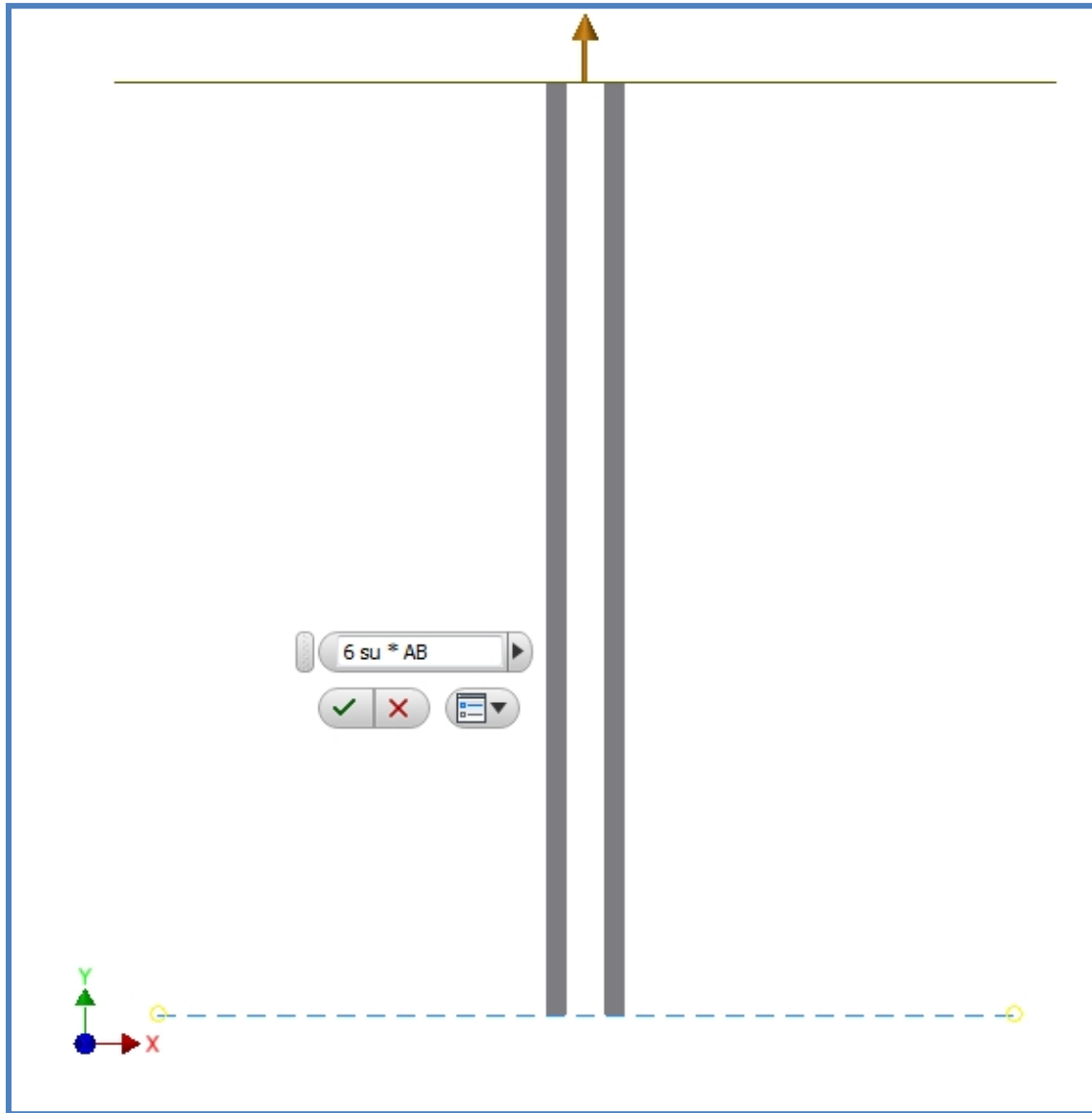


Figura A1.21. Plano de trabajo para el boceto 2 de la guía-corredera.

El segundo boceto es muy sencillo es un cuadrado con su centro en la proyección del origen en el plano y de lado $2AB/3$, para restringirlo se ha usado restricción de distancia desde el centro del cuadrado a las esquinas del mismo, como se observa en la figura A1.22.

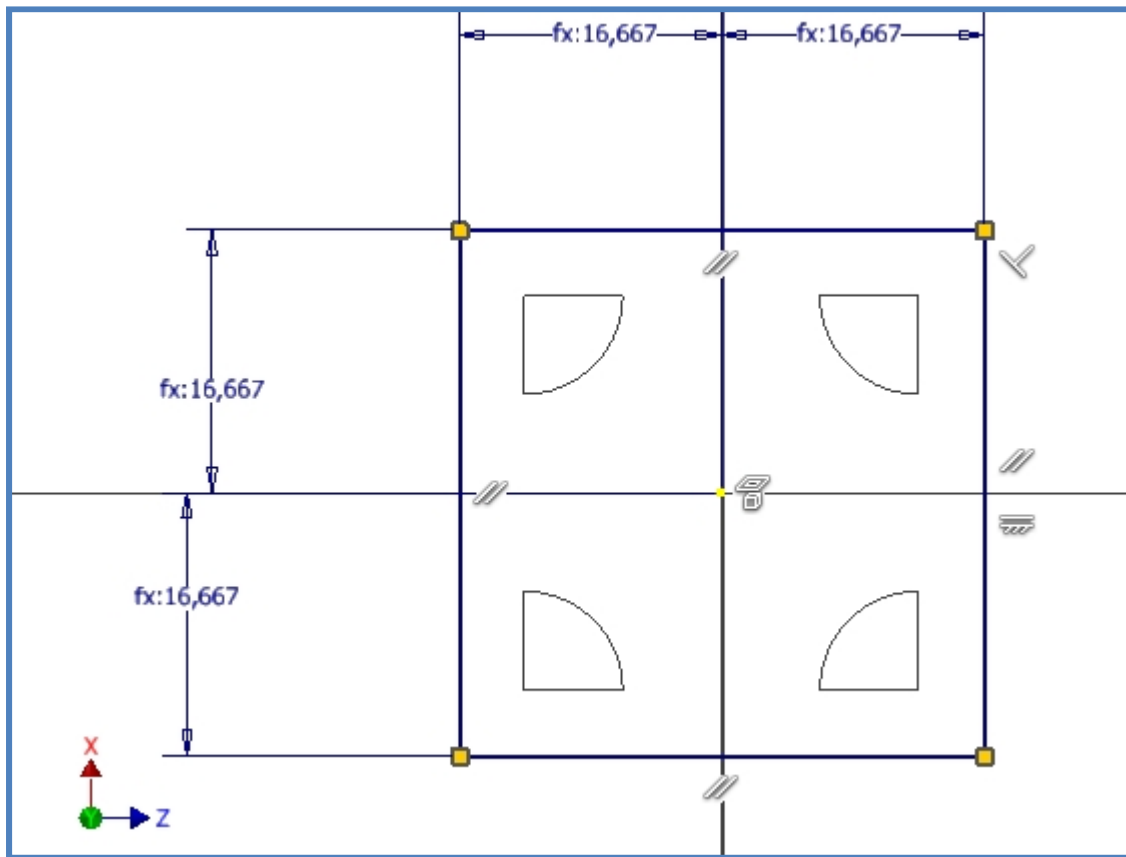


Figura A1.22. Segundo boceto de la guía-corredera (cotas en mm).

El tercer boceto se realiza sobre el plano YZ que pasa por el origen, consiste en un círculo con centro en el origen, para restringir este círculo no se ha dado un valor al radio o diámetro si no que se ha hecho una restricción de coincidencia con la parte más externa de la proyección de parte vertical de la guía, es otra forma de darle el valor de $AB/2$ al diámetro. Como se muestra en la figura A1.23.

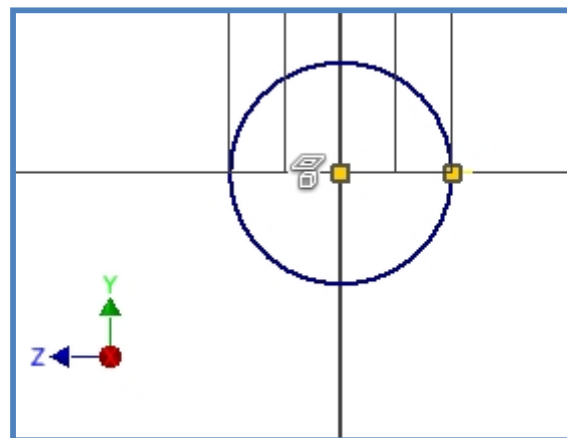


Figura A1.23. Tercer boceto de la guía-corredera.

El cuarto boceto también se realiza sobre el plano YZ que pasa por el origen, también consiste en una circunferencia con centro en el origen y de diámetro $0.25AB$, como se observa a continuación.

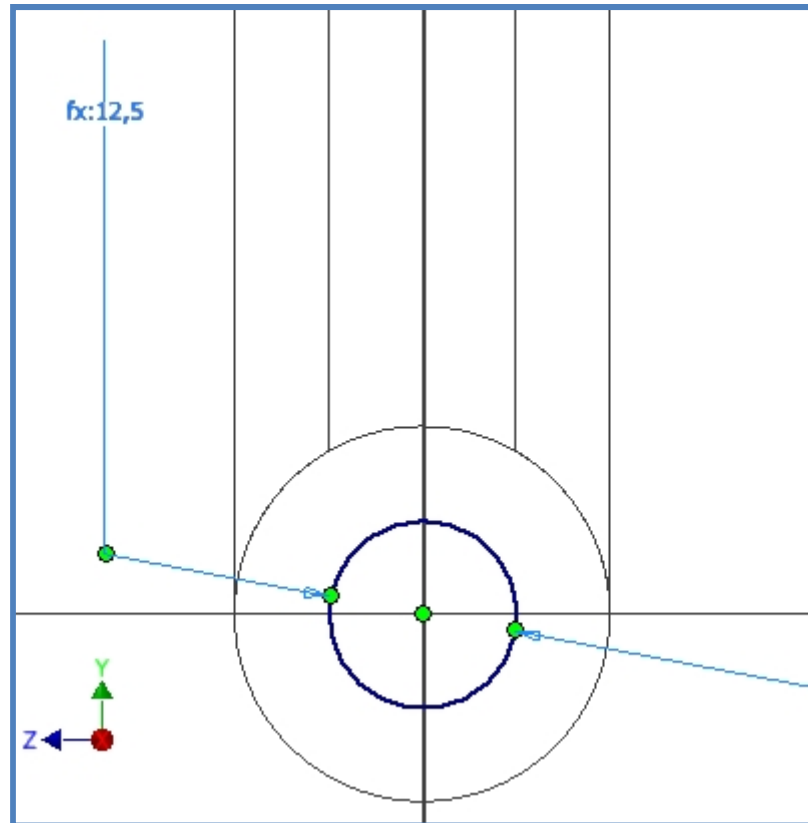


Figura A1.24. Cuarto boceto de la guía (Cotas en mm).

Anexo 1.4. Extrusión y simetrías de sólidos.

La extrusión genera un sólido con la forma del boceto elegido. Normalmente, se aplica sobre superficies cerradas a las se les asigna un espesor deseado, es decir que proyecta la superficie a lo largo de un eje para alcanzar un volumen.

Dentro de las extrusiones Autodesk Inventor permite diferentes opciones, dar espesor hacia un lado o hacia el otro, hacia los dos, en vez generar un volumen quitarlo de un sólido, la intersección de un sólido ya existente con el que se quiere crear etc.

Para poder posteriormente ensamblar un mecanismo, en ocasiones es necesario realizar una operación de simetría respecto de algún plano de trabajo o de referencia, para que se pueda obtener en 3D un mecanismo que realice un movimiento plano en 2D, y sea robusto físicamente.

1.4.1. Extrusión del soporte

Para conseguir el volumen que se desea en el soporte, son necesarias cuatro extrusiones, una para conseguir la base, otra para conseguir los soportes para la manivela, el balancín y la altura para el soporte de la guía horizontal y otra dos para la guía horizontal.

La primera extrusión se realiza en ambas direcciones del eje Z, de manera simétrica, con una profundidad de $5AB$ sobre el rectángulo del primer boceto obteniendo un prisma como el que se observa en la figura A1.25.

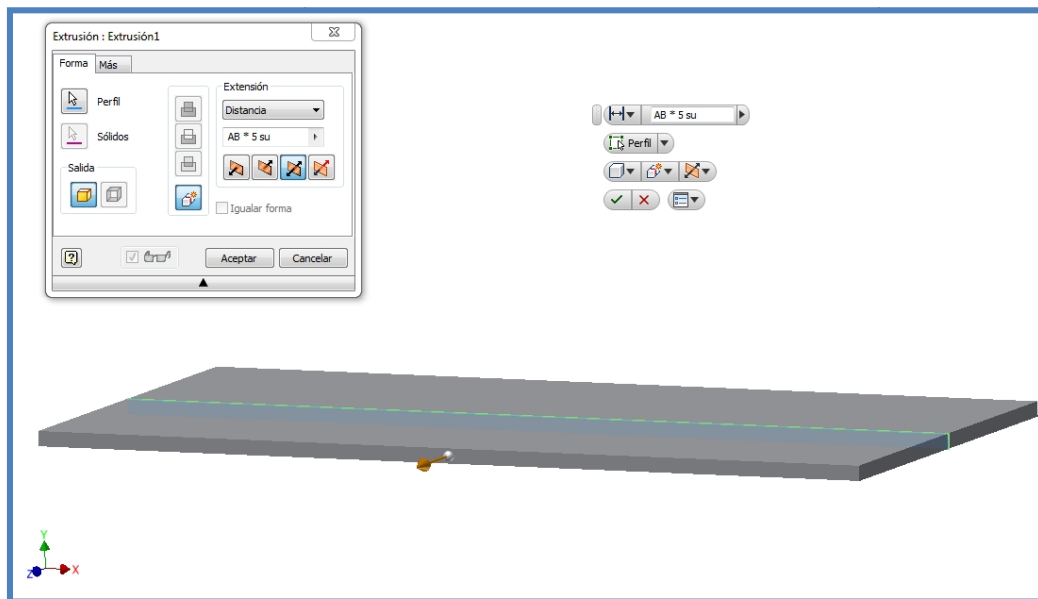


Figura A1.25. Primera extrusión del soporte.

La segunda extrusión se realiza sobre el segundo boceto que estaba realizado sobre un plano de trabajo paralelo al XY que pasa por el origen, se realiza solo en la dirección positiva del eje Z, con una profundidad de $AB/5$ obteniendo la geometría que se ve la figura A1.26.

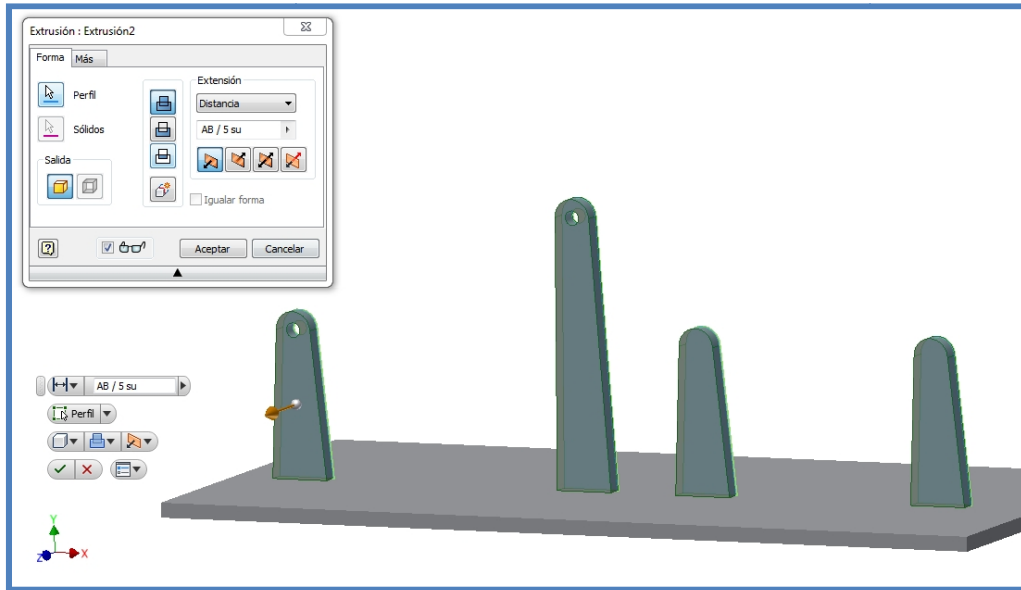


Figura A1.26. Segunda extrusión del soporte.

Antes de realizar la tercera extrusión para que el soporte sea más robusto y que cuando se ensamblen las barras a él el movimiento quede contenido en el plano XY, es decir, cuando $z=0$, es necesario realizar una operación de simetría, de la extrusión 2 del soporte respecto al plano de referencia XY, como se observa en la figura A1.27.

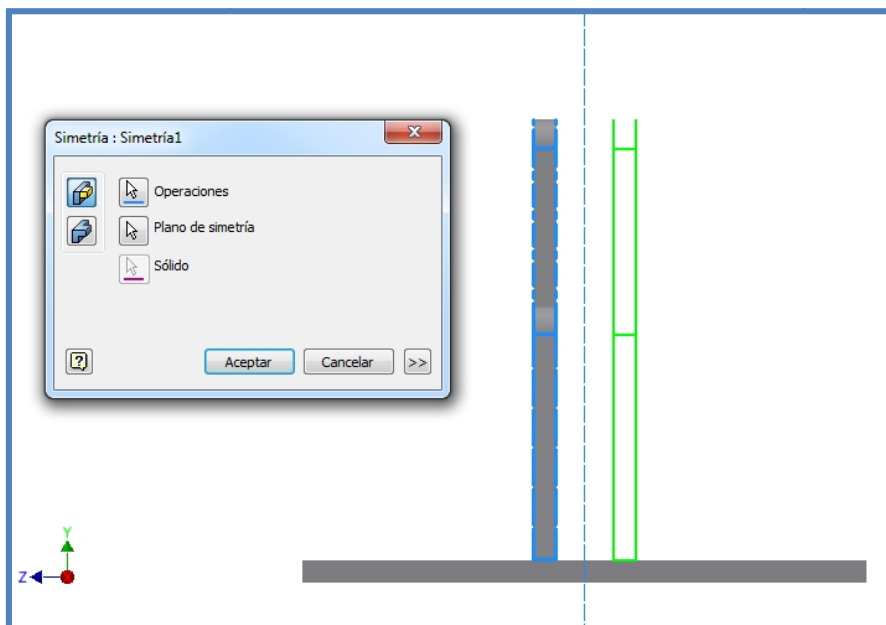


Figura A1.27. Simetría de la segunda extrusión del soporte.

Por último para finalizar el volumen del soporte se realiza una tercera y una cuarta extrusión, sobre el tercer y cuarto boceto del soporte que son idénticos lo único que cambia es la ubicación en la dirección X, estas extrusiones son de profundidad $AB/2$ en ambas direcciones del eje X de forma simétrica, como se observa en la figura A1.28a y A1.28b.

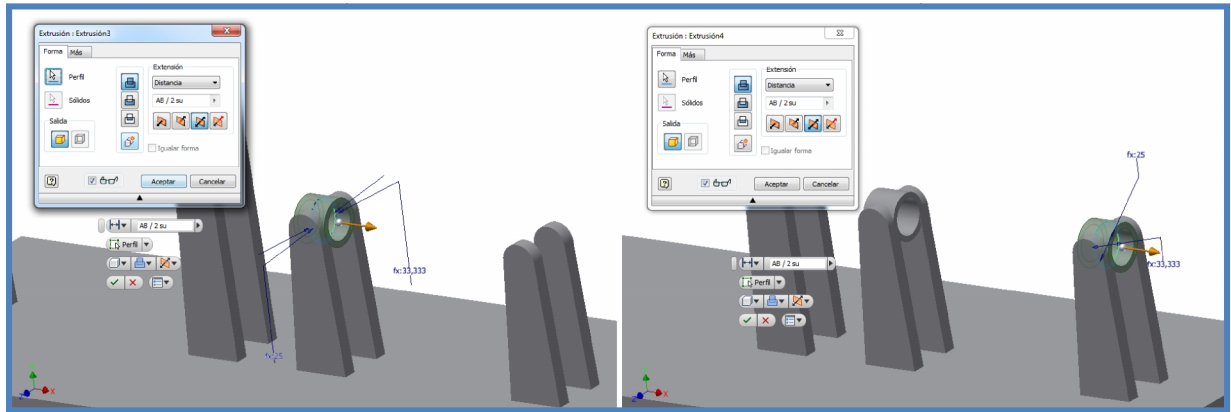


Figura A1.28. (a) Tercera extrusión del soporte y (b) Cuarta extrusión del soporte.

1.4.2. Extrusión de la manivela

Para el volumen de la manivela son necesarias cuatro extrusiones, una para añadir volumen, otra para restar volumen en la parte central de la pieza y otras dos para los pasadores de ambos lados, en el pasador que enlazará con el soporte se necesitará una operación de simetría. Todas las extrusiones se realizan sobre el primer boceto, se ha proyectado la geometría y se generado tantas veces como operaciones se van a realizar a continuación.

La primera extrusión se realiza sobre el primer boceto en ambas direcciones del eje Z de forma simétrica, y con una profundidad de $AB/2$, como se observa a continuación.

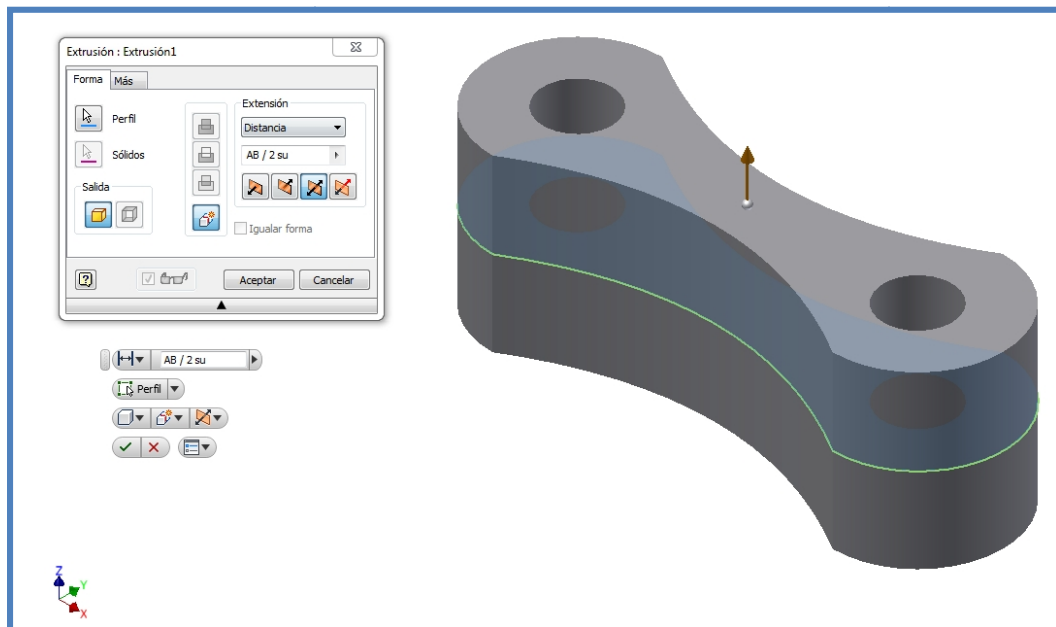


Figura A1.29. Primera extrusión de la manivela.

La segunda extrusión se hace sobre la proyección en el plano XY de referencia, de la geometría generada por la primera extrusión de la manivela como se quiere restar volumen en dos direcciones se selecciona la segunda opción que es corte en vez la común que es unión, la extrusión de corte en ambas direcciones del eje Z de manera simétrica y con una profundidad de $AB/5$, tal y como se muestra en la figura A1.30.

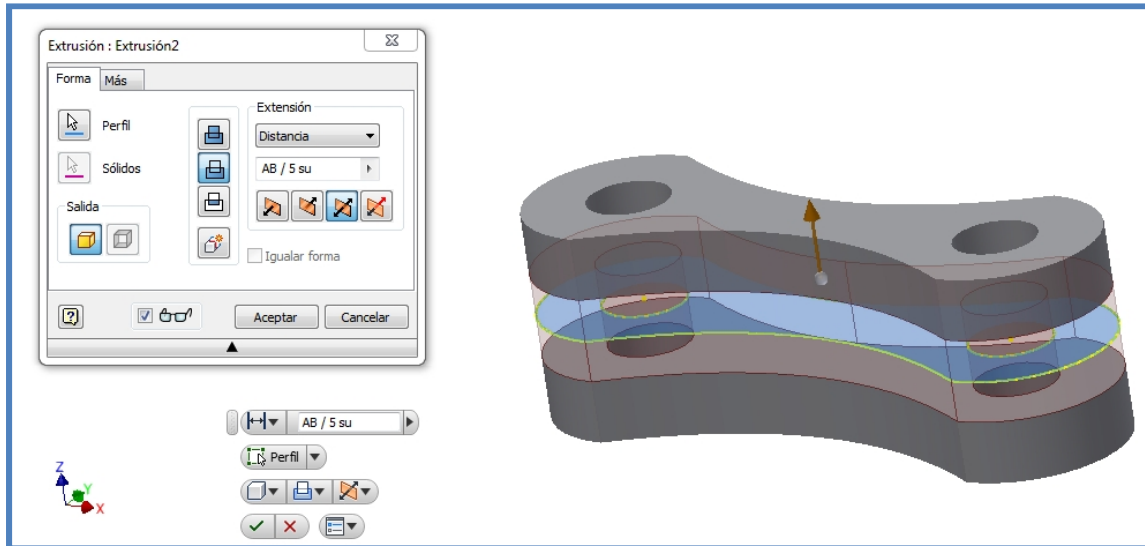


Figura A1.30. Segunda extrusión de la manivela.

La tercera extrusión se realiza sobre la proyección que genera el agujero creado por uno de los círculos del primer boceto sobre la parte de la pieza que queda en el lado positivo del eje Z, esta extrusión será de profundidad $AB/2$ en la dirección del eje Z y en sentido positivo, tal y como se puede observar en la figura A1.31.

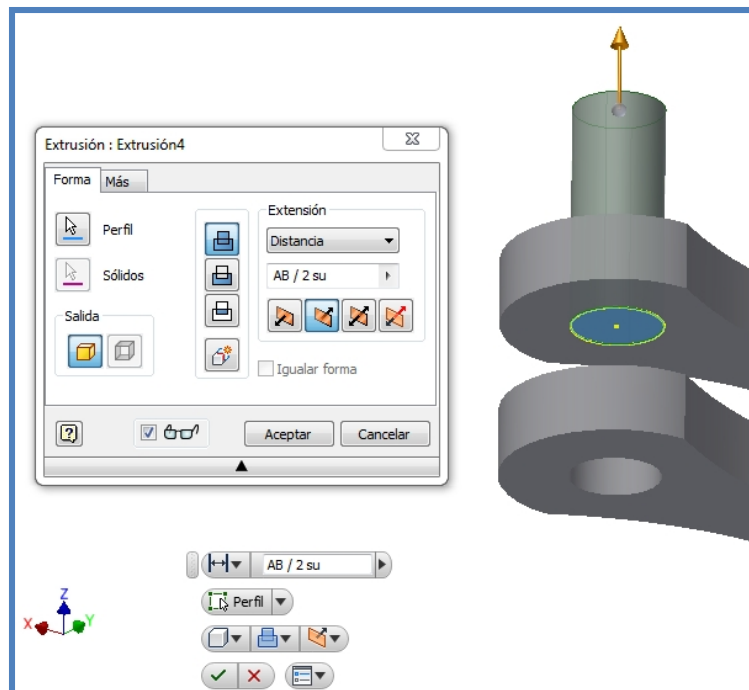


Figura A1.31. Tercera extrusión de la manivela.

Antes de realizar la última extrusión es necesario realizar una operación de simetría, de la extrusión 3 de la manivela respecto al plano de referencia XY, como se observa en la figura A1.32.

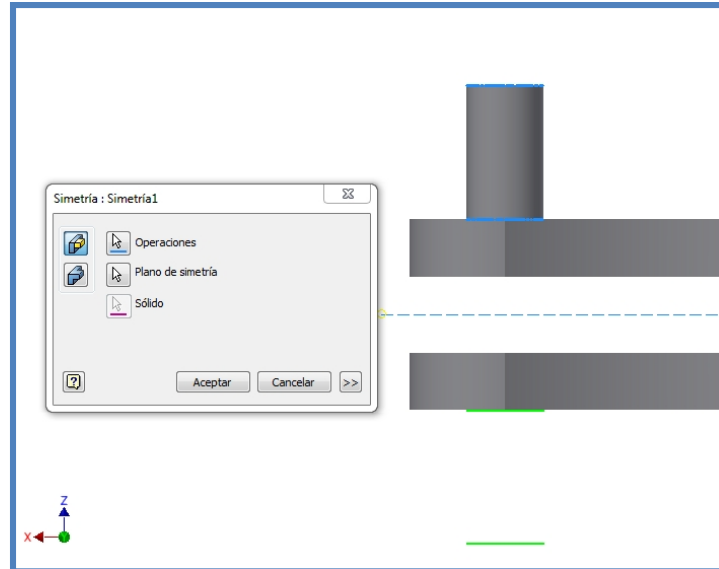


Figura A1.32. Simetría de la tercera extrusión de la manivela.

Por último para acabar el volumen de la manivela es necesario realizar una extrusión del tipo unión de la proyección del otro agujero sobre el plano de referencia XY, esta extrusión será en ambas direcciones del eje Z de forma simétrica, con una profundidad de $AB/2$.

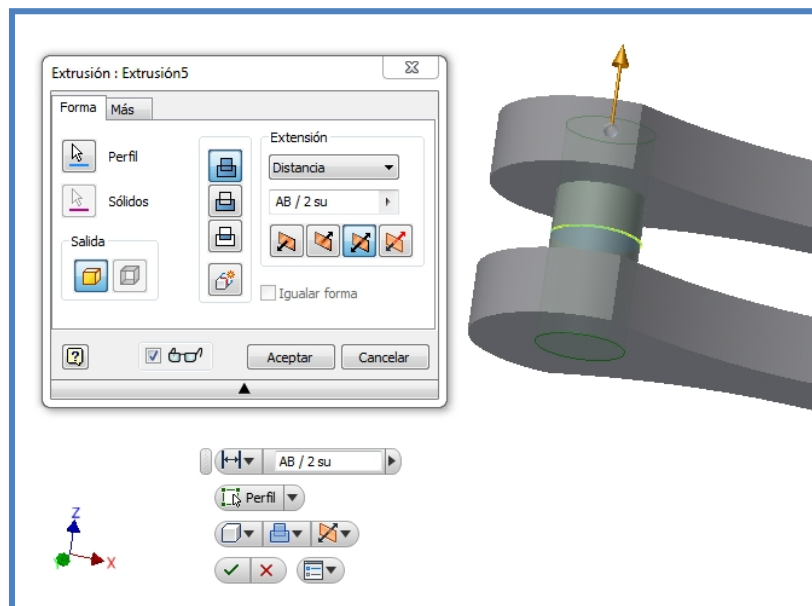


Figura A1.33. Cuarta extrusión de la manivela.

1.4.3. Extrusión del acoplador

El volumen del acoplador se consigue en una sola extrusión de tipo unión, sobre el único boceto del mismo, esta extrusión se va a realizar en ambas direcciones del eje Z, de forma simétrica y con una profundidad de $AB/5$.

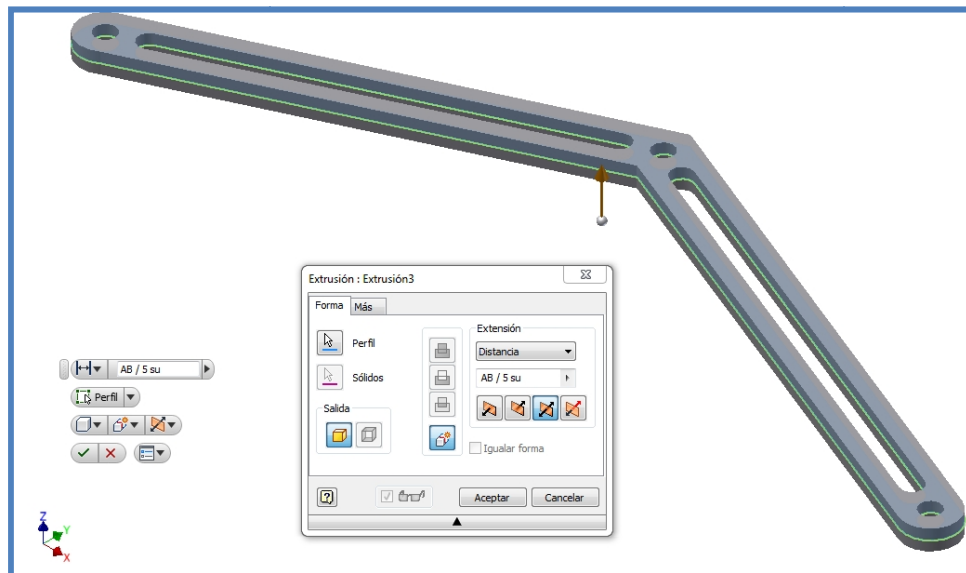


Figura A1.34. Extrusión del acoplador.

1.4.4. Extrusión del balancín

Para el volumen del balancín son necesarias cinco extrusiones, una para el volumen bruto, otra para restar volumen en la parte central de la pieza, otra para la ranura y otras dos para los pasadores de ambos lados. En el pasador que enlazará con el soporte se necesitará una operación de simetría. Todas las extrusiones se realizan sobre el primer boceto, menos la ranura que se aplica sobre el segundo boceto, se ha compartido el primer boceto para la primera, segunda y cuarta extrusión.

La primera extrusión se realiza sobre el primer boceto en ambas direcciones del eje Z de forma simétrica, y con una profundidad de $AB/2$, como se observa a continuación.

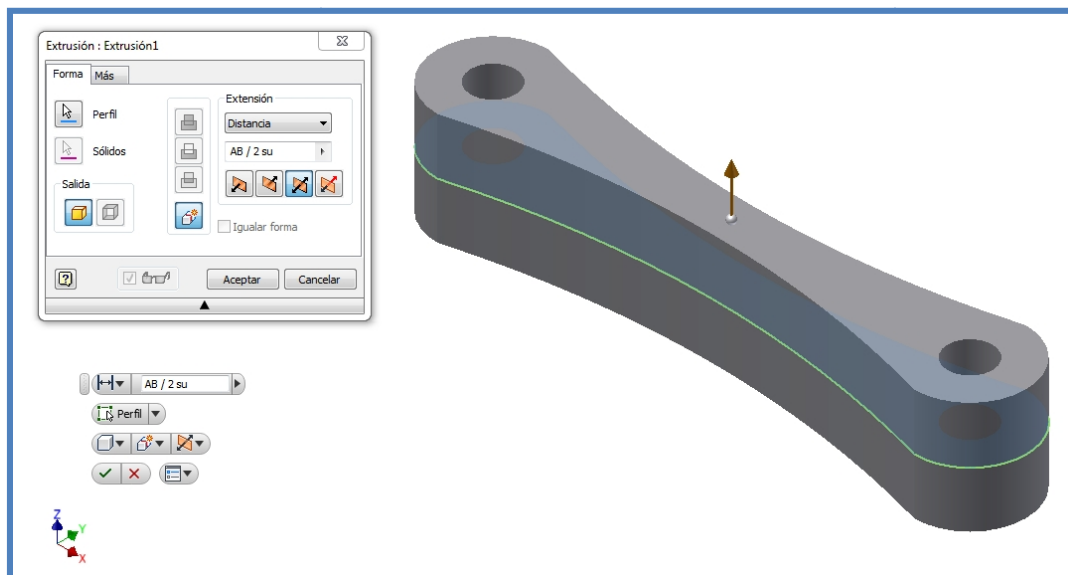


Figura A1.35. Primera extrusión del balancín.

La segunda extrusión se hace sobre el primer boceto del balancín, como se quiere restar volumen en dos direcciones se selecciona la segunda opción que es corte, la extrusión de corte en ambas direcciones del eje Z de manera simétrica y con una profundidad de $AB/5$, tal y como se muestra en la figura 4.36.

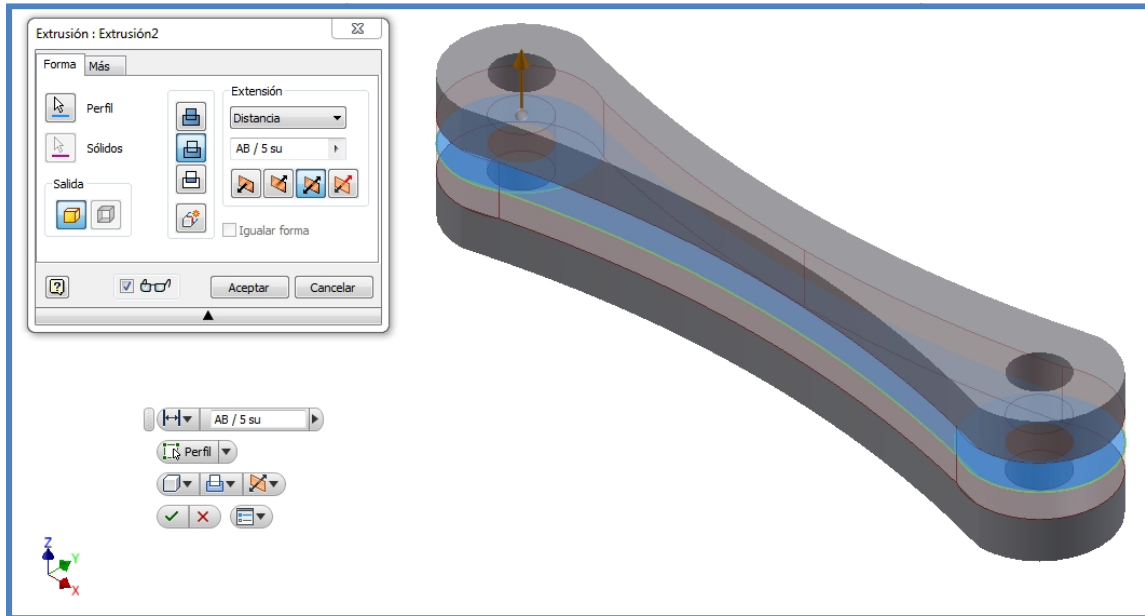


Figura A1.36. Segunda extrusión del balancín.

La tercera extrusión es la ranura se realiza sobre el boceto dos del balancín, lógicamente al ser una ranura la extrusión es del tipo corte, y en vez de dar un valor a la profundidad (*opción distancia*) se ha limitado la extrusión con la opción *entre*, la cual permite crear una extrusión entre dos superficies y aquí se ha realizado entre las caras externas del sólido ya generado por la extrusión 1 y 2 tal y como se muestra en la figura A1.37.

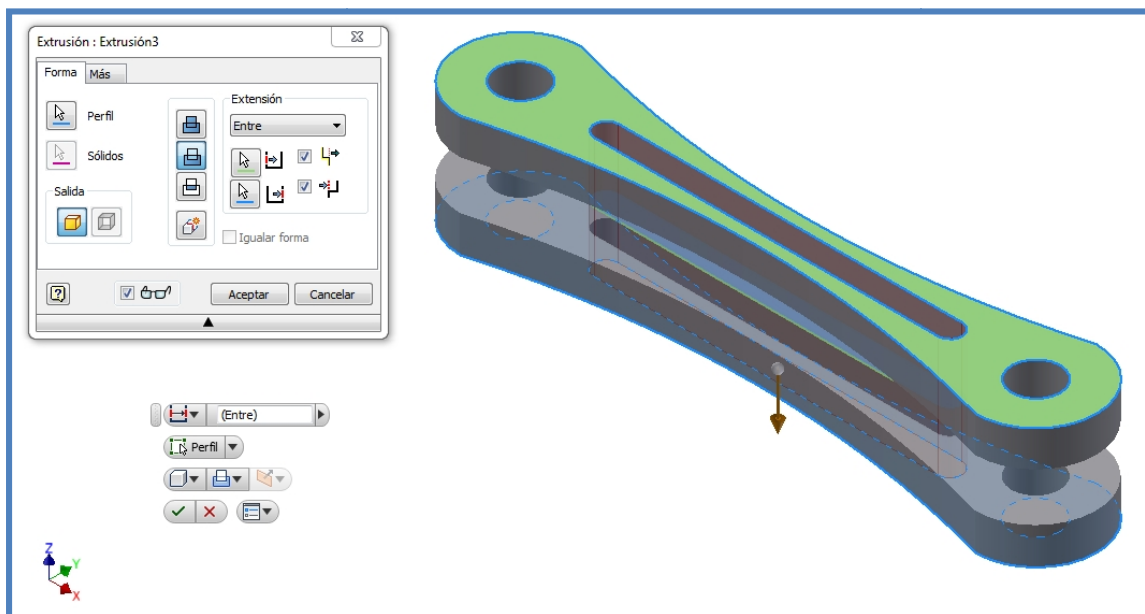


Figura A1.37. Tercera extrusión del balancín.

La siguiente operación se realiza sobre la proyección de un agujero de los generados por la primera extrusión, sobre una de las caras interiores del sólido generado después de la tercera extrusión, es de tipo unión en la dirección negativa del eje Z en este caso y con una profundidad de $AB/2$.

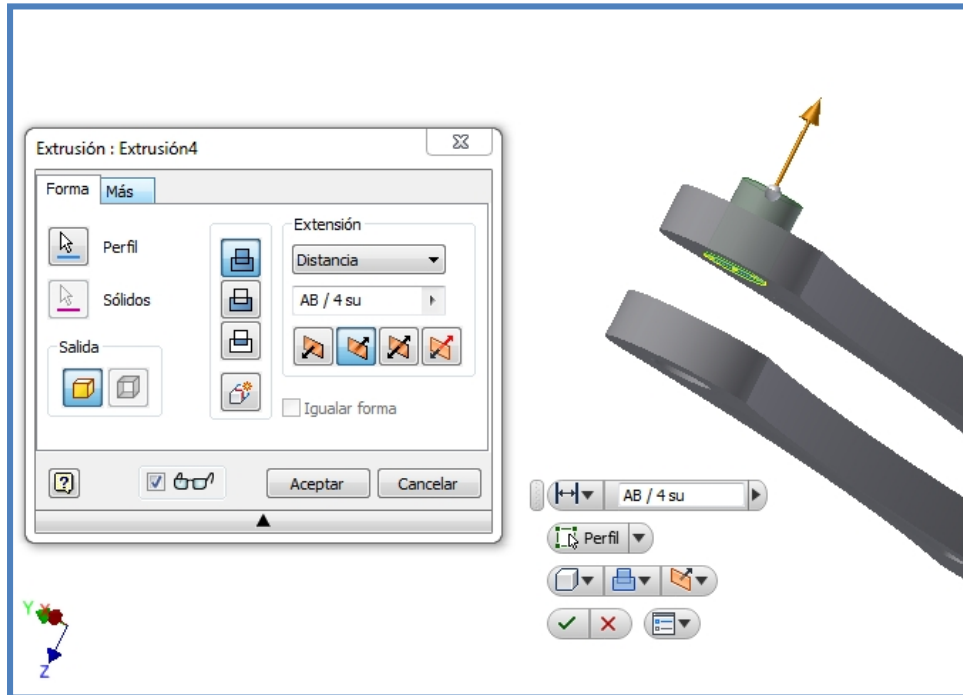


Figura A1.38. Cuarta extrusión del balancín.

A continuación para generar la otra parte del pasador se optado por hacer una simetría de la cuarta extrusión respecto al plano de referencia XY, tal y como se muestra en la figura A1.39.

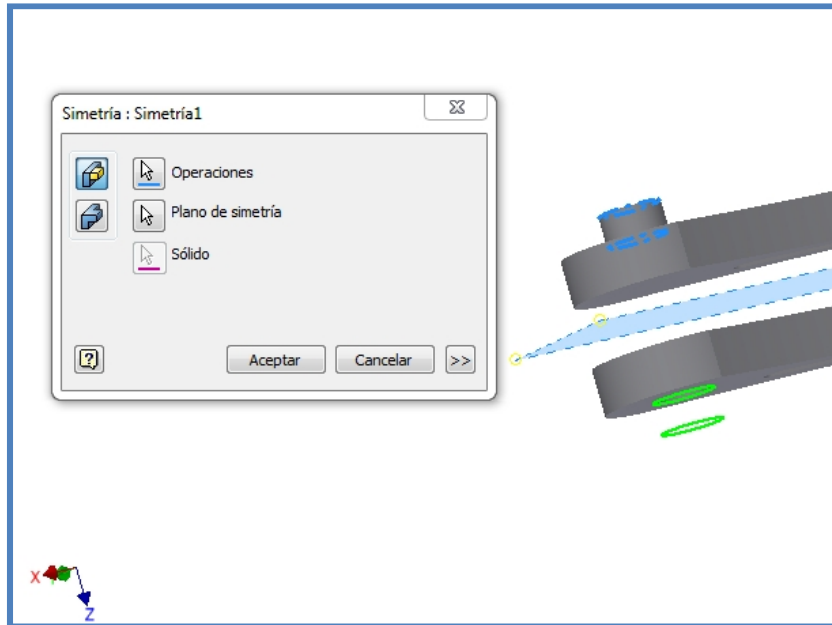


Figura A1.39. Simetría de la tercera extrusión del balancín.

Por último para finalizar este volumen se realiza una extrusión de tipo unión de la proyección del otro agujero, esta vez en el plano de referencia XY, la profundidad de la extrusión queda limitada con la opción *entre*, entre las caras externas de la pieza.

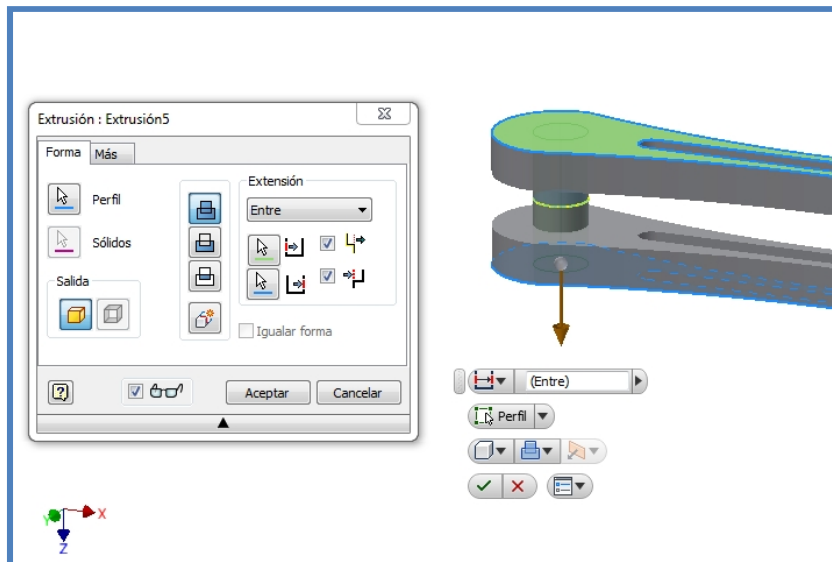


Figura A1.40. Quinta extrusión del balancín.

1.4.5. Extrusión del pistón

El pistón se realiza en dos extrusiones, una para la geometría externa del mismo que es la que posibilitará ensamblar con la guía y otra para el pasador para ensamblar posteriormente el pistón con el acoplador.

La primera extrusión es del tipo unión, se realiza sobre el primer boceto del pistón, en ambas direcciones del eje Y de forma simétrica, con una profundidad de $AB/2$, como se puede observar en la figura A1.41.

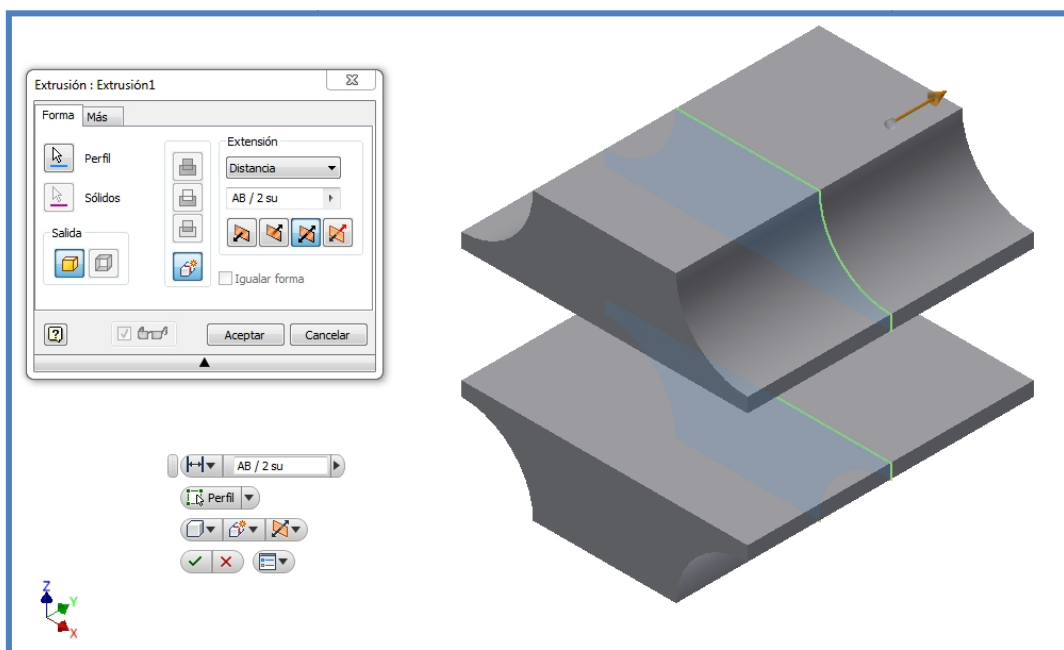


Figura A1.41. Primera extrusión del pistón.

La segunda extrusión, es del tipo unión, se realiza sobre el segundo boceto del pistón, se realiza con la opción *entre*, en la que se han seleccionado las caras internas de la geometría generada por la primera extrusión del mismo, tal y como se muestra a continuación.

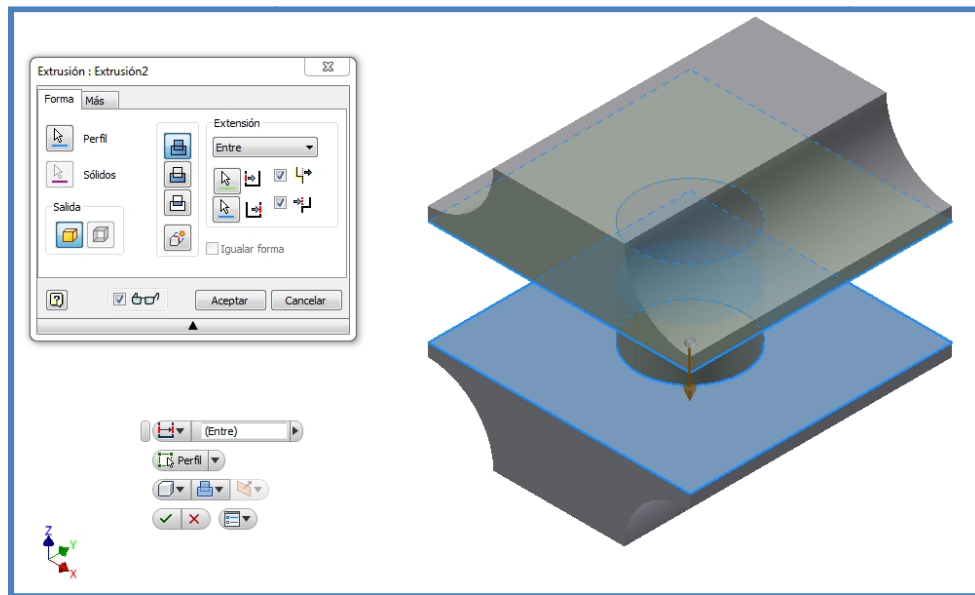


Figura A1.42. Segunda extrusión del pistón.

1.4.6. Extrusión de la guía-corredera

Para realizar el volumen de la guía-corredera son necesarias cuatro extrusiones, una para conseguir la parte vertical de la guía, la segunda para hacer un cierre físico en la parte superior de la misma y la tercera y la cuarta para la parte horizontal de la corredera.

La primera extrusión, que es de tipo unión, se realiza sobre el primer boceto de la guía-corredera en la dirección positiva del eje Y con una profundidad de $6AB$, como se puede observar a continuación.

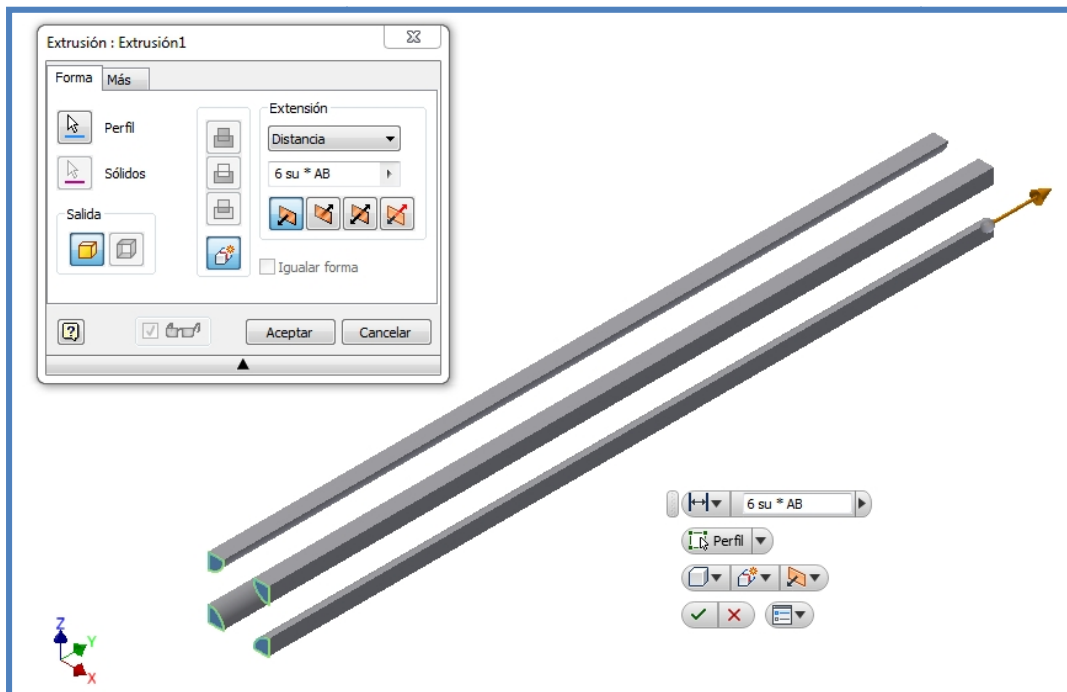


Figura A1.43. Primera extrusión de la guía-corredera.

La segunda extrusión, que es de tipo unión, se realiza sobre el segundo boceto de la guía-corredera en la dirección del eje Y positivo, con una profundidad de $0.1AB$, tal y como se muestra en la figura A1.44.

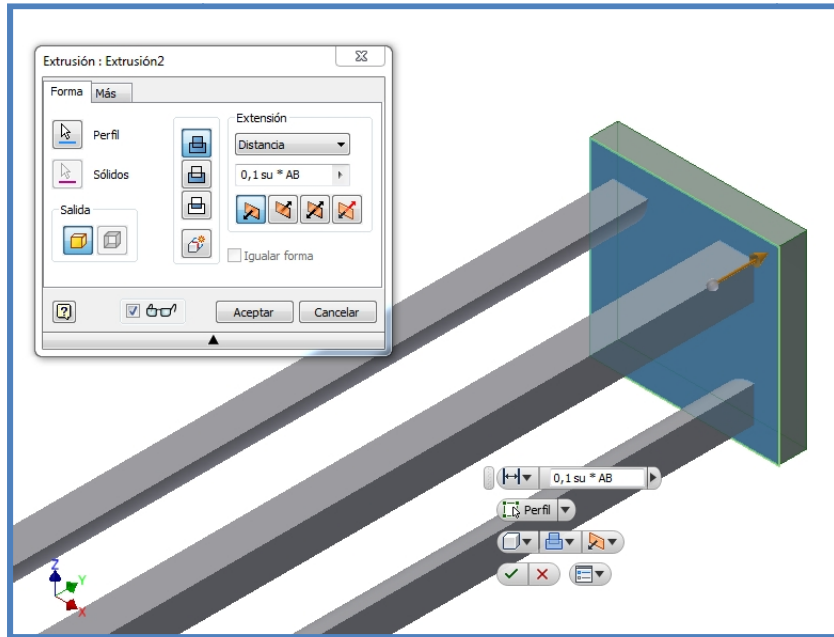


Figura A1.44. Segunda extrusión de la guía-corredera.

La tercera extrusión, es de tipo unión, se realiza sobre el tercer boceto de la guía en ambas direcciones del eje X, con una profundidad de $5AB$.

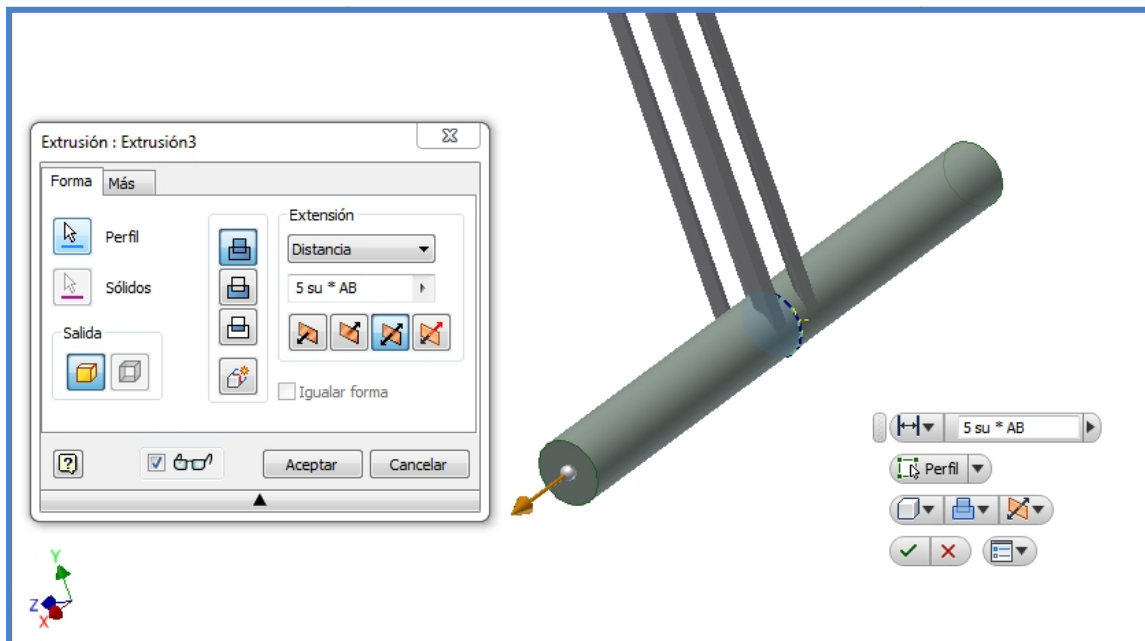


Figura A1.45. Tercera extrusión de la guía-corredera.

La última extrusión, que es de tipo corte, se realiza sobre el tercer boceto de la guía, para esta extrusión se ha aplicado la opción *entre*, para acotar la extrusión entre las caras del cilindro creado por la tercera extrusión, tal y como se observa en la figura A1.46.

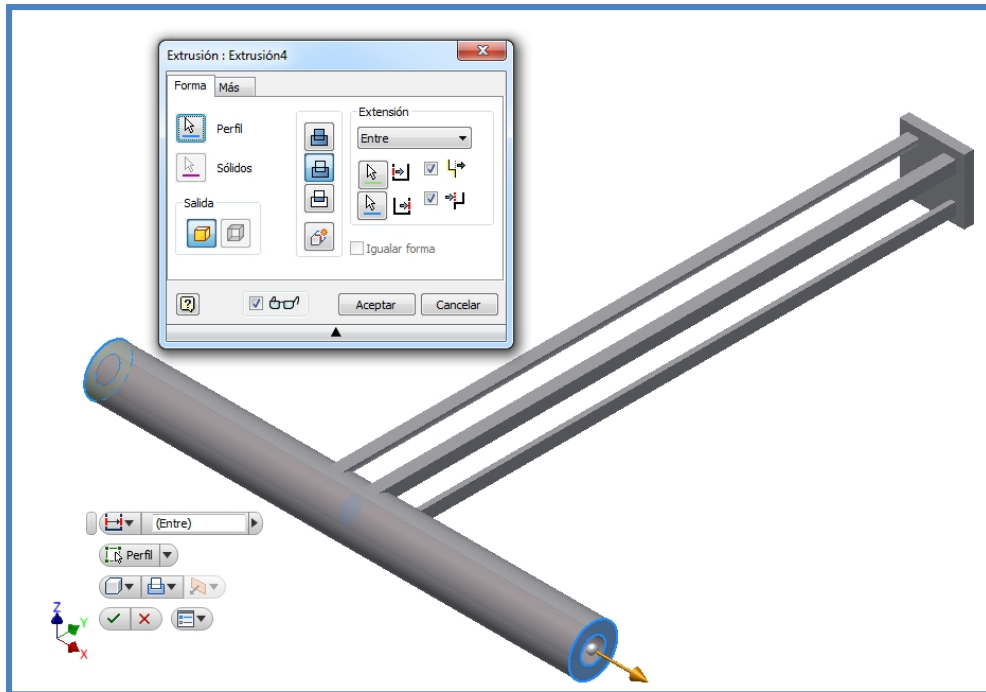


Figura A1.46. Cuarta extrusión de la guía-corredera.

Anexo 1.5 Ensamblaje

La siguiente sección se centrará en conseguir que los elementos diseñados anteriormente trabajen como un mecanismo conjunto, mediante una serie de órdenes que simulan tipos de pares cinemáticos que representan el movimiento de las diferentes piezas.

Para comenzar con este proceso, lo primero es crear un archivo del tipo **Ensamblaje (*.iam)**, para acceder a esta opción lo primero es crear un archivo ensamblaje, el cual se consigue a través de la barra de herramientas, nuevo, y sobre la ventana que se despliega se selecciona **Ensamblaje**.

Lo siguiente que hay que hacer es insertar el soporte, debido a que sobre él se montan todos los elementos del mecanismo.

Tras el soporte se irán insertando el resto de componentes, cerca de su posición final, para tenerlas ubicadas, para ello se selecciona la opción **Insertar** en la barra de herramientas de **Ensamblar**, para acabar seleccionando el archivo en la ventana **insertar componente**.

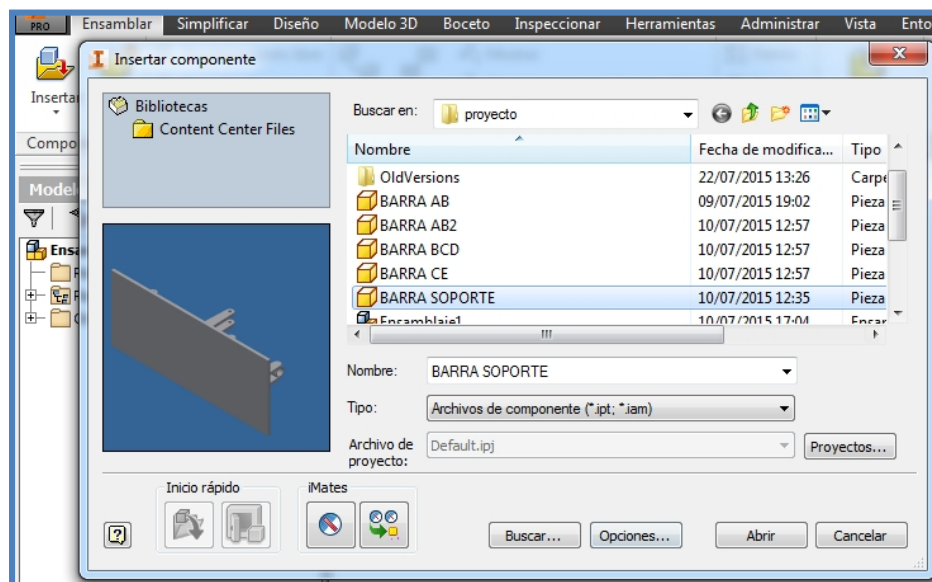


Figura A1.47. Barra herramientas- Ensamblar- insertar. Inserción del soporte.

Una vez insertadas todas las piezas se procede a la aplicación de restricciones con el comando **Restringir** de la barra de herramientas **Ensamblar**.

La primera restricción por la que se comienza es el soporte, que ha sido diseñado para que su centro esté en el punto A del mecanismo, véase la figura 2.3, que es el origen de los cálculos, por eso es importante situar el soporte en el origen de coordenadas del archivo ensamblaje, para ello se le aplica una restricción de **coincidencia** al origen del espacio ensamblaje, con el origen del soporte. Esta restricción hará al soporte fijo.

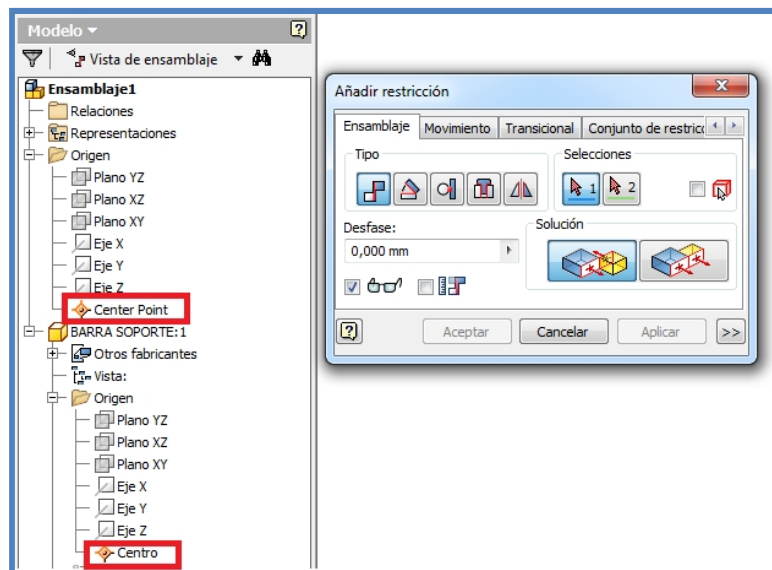


Figura A1.48. Restringir-coincidencia-coincidencia. Selección de puntos para aplicar restricción.

Restricción entre el origen y el soporte.

El siguiente paso es la manivela con el soporte, para ello se usa la opción **insertar opuesta**, y seleccionan los ejes del pasador externo de la manivela y el agujero del soporte.

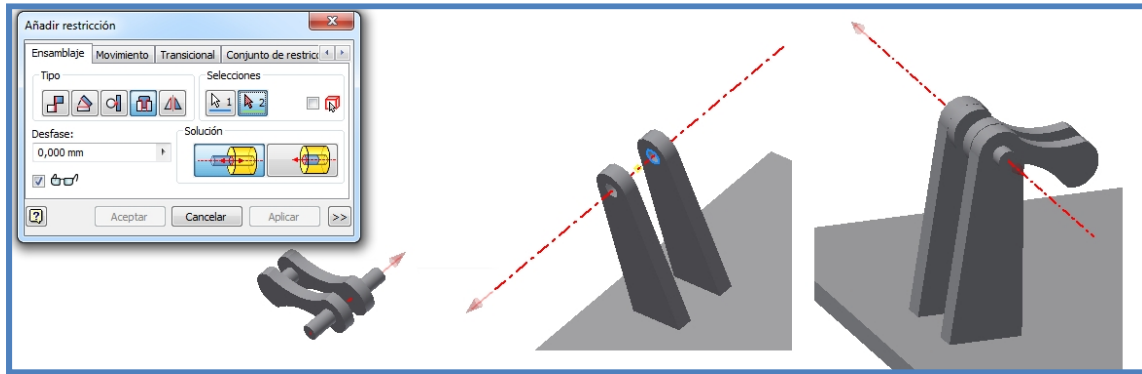


Figura A1.49. Restringir-insertar-insertar opuesta. Selección de ejes para aplicar restricción. Restricción entre manivela y soporte.

Este tipo de restricción obliga a las piezas a permanecer unidas, permitiendo una rotación sobre el eje de unión, a la vez de que obliga a la coincidencia de dos de las caras de los elementos a unir.

Se establece el mismo tipo de restricción entre el pasador interior de la manivela y el origen del acoplador, entre el pasador interno del balancín y el agujero central del acoplador, entre el pasador exterior del balancín y el segundo agujero del soporte y entre el pasador interior del pistón y el tercer agujero del acoplador.

Para conseguir que el pistón recorra la parte vertical de la guía y la parte horizontal, se necesitan dos restricciones iguales del tipo *coincidencia*, entre la superficie interior generada por la extrusión de un arco de 90° y una de las superficies curvas exteriores del pistón y entre el agujero que hay en el plano XZ del soporte y la cara lateral del cilindro de la guía.

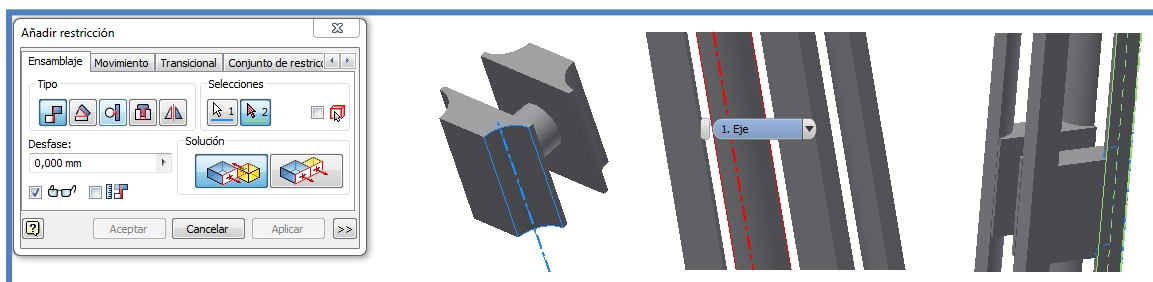


Figura A1.50. Restringir-coincidencia-coincidencia. Selección de ejes para aplicar restricción. Restricción entre pistón y guía-corredera.

Después de unir todos los elementos, tal y como se puede observar en la figura A1.51, se puede verificar que accionando la manivela o cualquier otro eslabón móvil, se logra un movimiento conjunto de todos los eslabones debido a las restricciones impuestas.

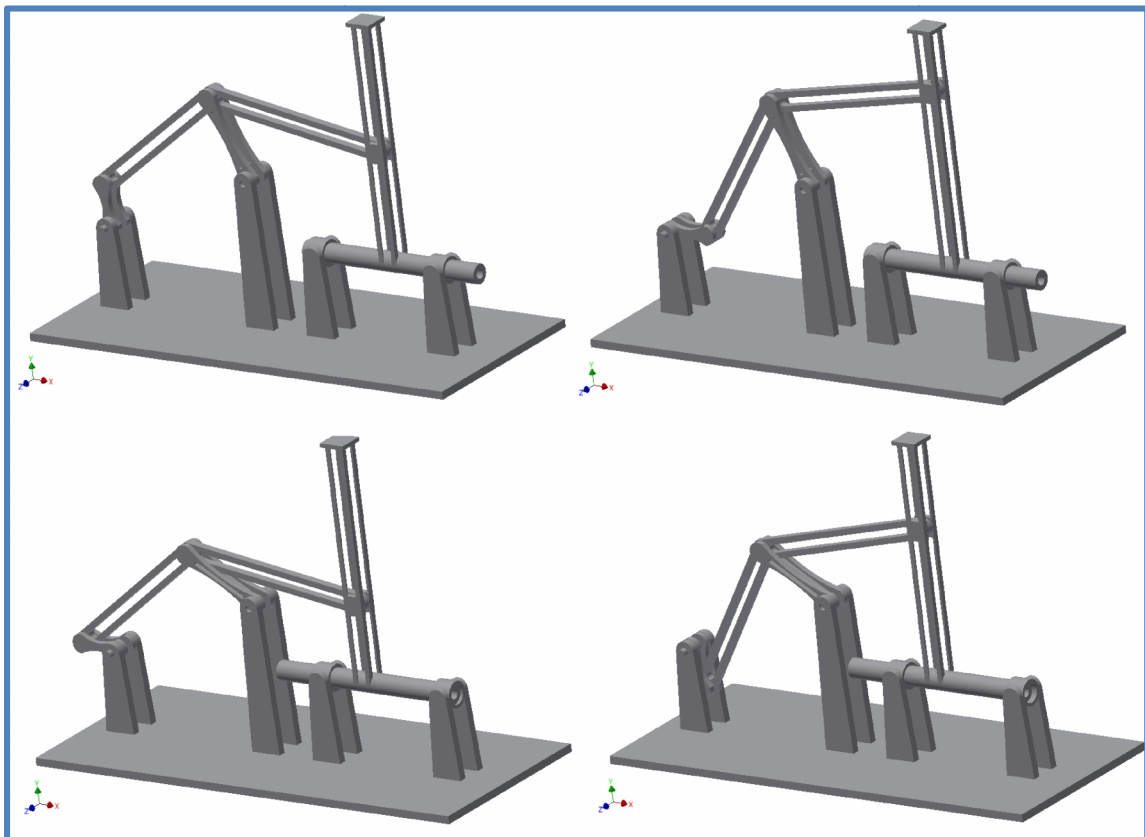


Figura A1.51. Diferentes posiciones del mecanismo completo.

Anexo 1.6. Simulación dinámica

Para obtener los datos simulados es necesario adentrarse en un nuevo entorno del software, que es el entorno de **Simulación dinámica**, nada más entrar se nota que hay una gran diferencia respecto a los entornos que tienen que ver con el diseño, esta diferencia está relacionada con los grados de libertad y como se administran.

En el entorno ensamblaje, los componentes sin restricciones y no fijos, tienen seis grados de libertad. Tres rotaciones, cada una alrededor de uno de los ejes de referencia (X, Y, Z) y tres desplazamientos uno a lo largo de dichos ejes.

Es decir, los componentes sin restricciones tienen seis grados de libertad y por lo tanto pueden desplazarse libremente en la simulación. Al ir añadiendo uniones se van quitando grados de libertad. Por ejemplo cuando se añadió la manivela al soporte fijado se están eliminando cinco grados de libertad, eliminando los tres desplazamientos, y dos de las rotaciones, quedando el movimiento limitado a una rotación sobre el eje que comparten ambas piezas.

El entorno **Simulación dinámica** analiza y aporta las influencias dinámicas a través de varios tipos de cargas y movimientos que aparecen en una cadena cinemática.

Al entorno de simulación dinámica se accede desde la barra de herramientas en su apartado **Entornos**, se debe partir de un archivo del tipo **Ensamblaje (*.iam)**, se pulsa el comando y dentro de la barra de **Entornos** se selecciona **Simulación dinámica**.

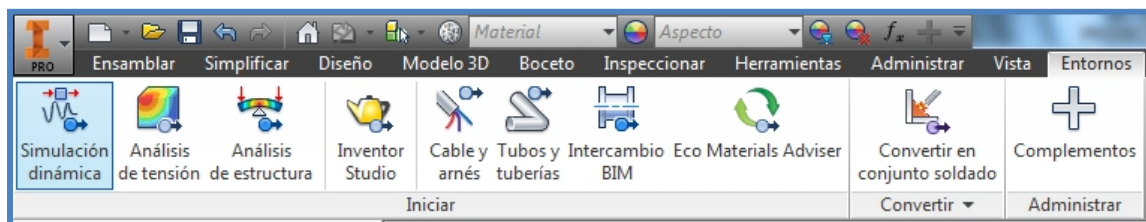


Figura A1.52. Entornos-Simulación dinámica. Barra herramientas entornos.

Una vez activado el entorno de *Simulación dinámica*, se encuentran en el navegador desplegable de la izquierda del interfaz del software, varias carpetas en las que se pueden identificar las siguientes partes:

- **Fijo.-** En ella como es lógico solo se encuentra el soporte, que aparece identificado como referencia fija (el software lo indica en el icono con una chincheta sobre el cubo que indica pieza).
- **Grupos móviles.-** En esta carpeta aparecen los otros cinco eslabones del mecanismo que se mueven respecto del eslabón fijo.
- **Uniones estándar.-** Son las uniones creadas automáticamente cuando se accede al entorno *Simulación dinámica* y están basadas en las restricciones impuestas al ensamblaje. Se puede desactivar la automatización de restricciones y crear de forma manual las restricciones que se deseen.
- **Cargas externas.-** En esta carpeta se incluyen las cargas provocadas o aplicas que se quieran introducir en el sistema, incluyendo el efecto provocado por la aceleración gravitatoria.

El software permite también accediendo al comando *Estado del mecanismo*, dando información acerca de los grados de libertad del sistema, cuantos elementos componen el sistema y cuántos de ellos poseen movilidad, como se puede observar a continuación.

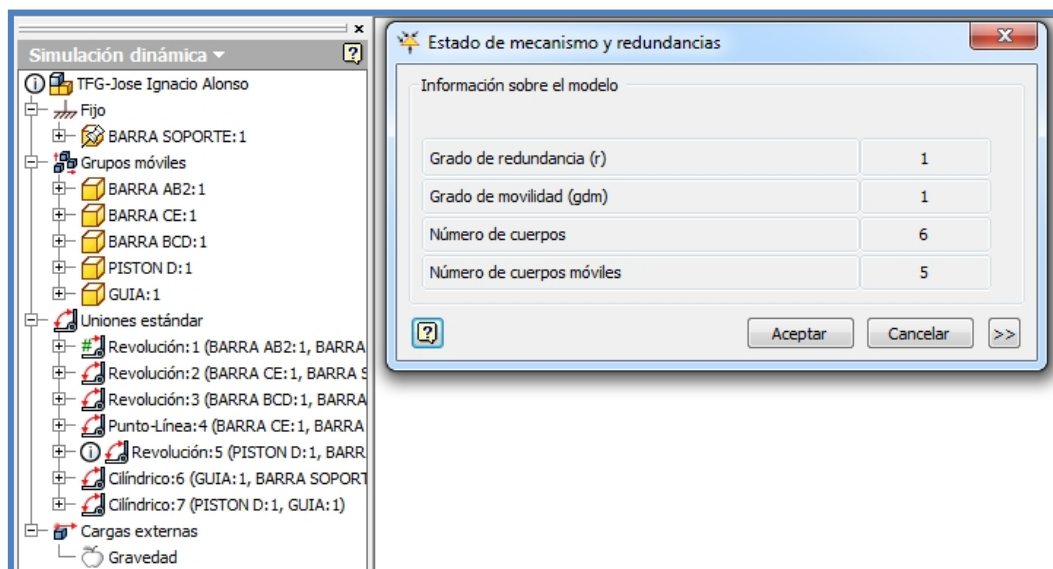


Figura A1.53. Izquierda- Navegador desplegable, con sus carpetas.

Derecha-Estado del mecanismo.

Tal y como se demostró en el capítulo II en el sub-apartado 2.2, mediante el criterio de *Kutzbach*, el mecanismo tiene seis eslabones, cinco de ellos móviles, y además dispone de un solo grado de libertad, por lo que es un mecanismo desmodrómico.

El software también informa del número de cadenas cinemáticas cerradas de las que se compone el mecanismo e informa sobre los componentes que las forman, el tipo de restricción que las une y el grado de movilidad de la cadena cinemática, como se muestra la figura A1.54.a y la figura A1.54.b, se accede a esta información desplegando la ventana emergente *Estado del mecanismo* desde la barra de herramientas del entorno.

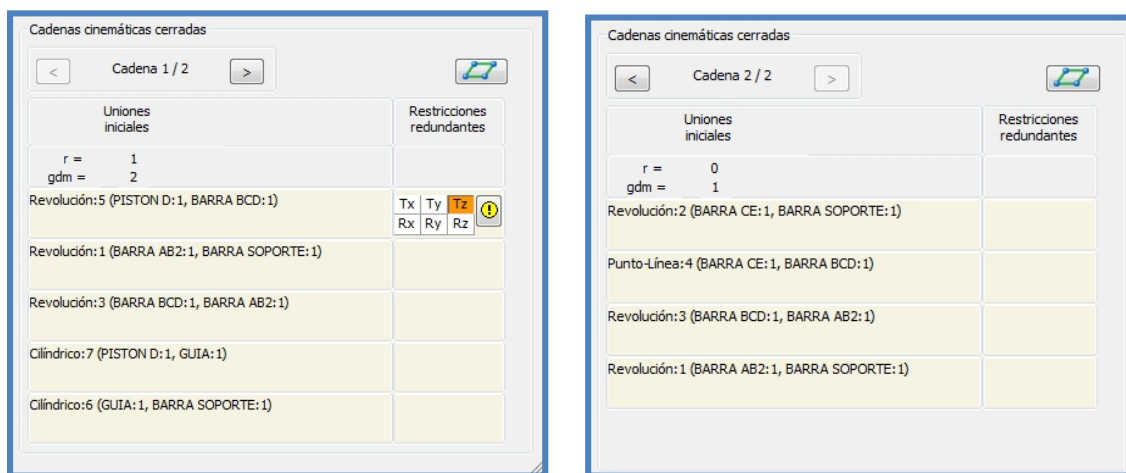


Figura A1.54. (a) Primera cadena cinemática cerrada y (b) Segunda cadena cinemática cerrada.

Como era de esperar el programa descompone el mecanismo en dos cadenas cinemáticas cerradas o sub-mecanismos, al igual que se hizo para su análisis teórico.

Lo primero para empezar la simulación es que el mecanismo comience en la misma posición inicial de la manivela que se ha usado para el cálculo teórico, véase la figura 3.3, después de restringir su posición inicial, se impone el movimiento que se quiere simular que es una velocidad constante en la manivela.

Para ello en el navegador desplegable se selecciona la unión que en este caso es *Revolución: 1 (BARRA AB2:1, BARRA SOPORTE:1)*, sobre la barra desplegable se elige la opción *Propiedades*. Una vez abierta la ventana emergente se selecciona *Editar*

condiciones iniciales, con esta operación se elige el punto de partida de la manivela que será $\theta_2=0^\circ$.

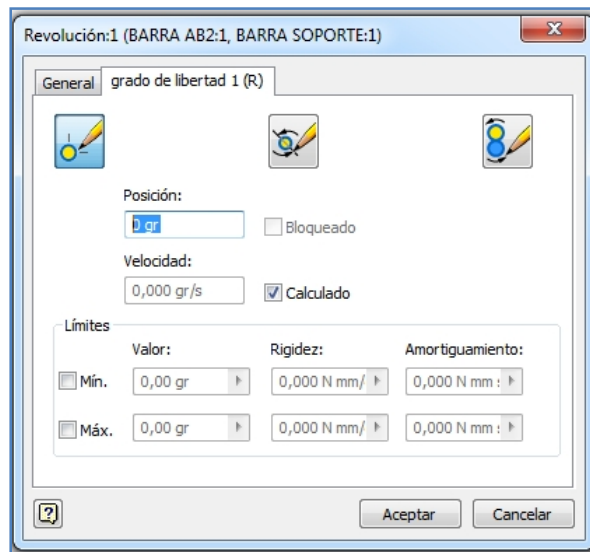


Figura A1.55. Revolución: 1 (BARRA AB2:1, BARRA SOPORTE:1) Propiedades-Editar condiciones iniciales.

Una vez definida la posición de inicio, hay que seleccionar la opción **Editar movimiento impuesto** y seleccionar los valores del punto de inicio y de final del movimiento. En la figura A1.56a y A1.56b se muestra la selección de la velocidad de la manivela constante de valor 360°/s.

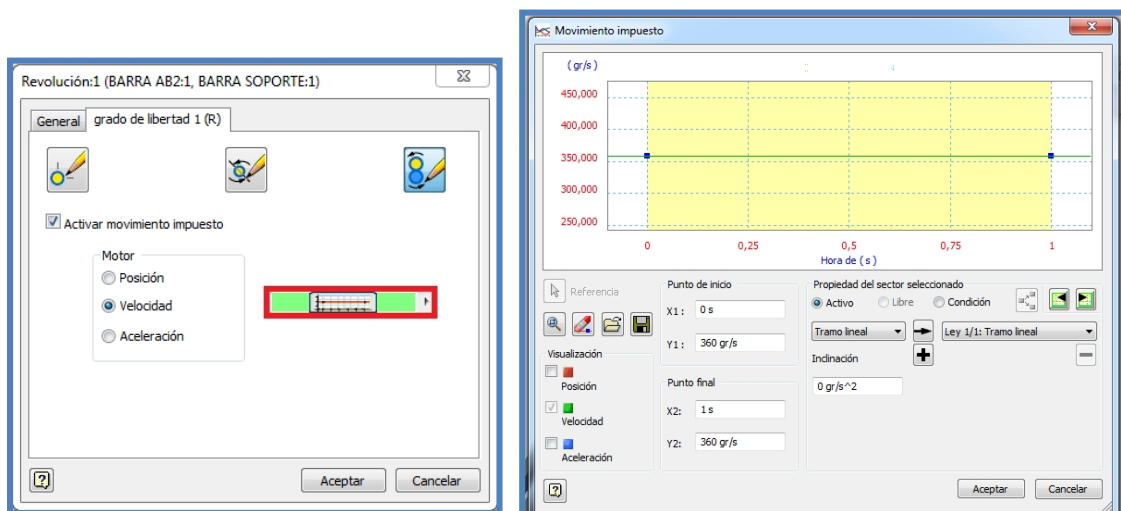


Figura A1.56. (a) Revolución: 1 (BARRA AB2:1, BARRA SOPORTE:1)-Propiedades-Editar movimiento impuesto y (b) Imposición de movimiento constante caracterizado por una velocidad de 360°/s

ANEXO II: Rodamiento de desplazamiento lineal Bosch Rexroth R060230810.

78 Bosch Rexroth AG

Rodamientos lineales | R310ES 3100 (2007.03)

Rodamientos lineales Estándar

**Rodamientos lineales Estándar,
R0600
cerrados, sin retenes
anticorrosivos**

**Rodamientos lineales Estándar,
R0602
cerrados, con retenes
anticorrosivos**

Construcción

- casquillo de acero anticorrosivo templado y rectificado
- jaula guía de acero anticorrosivo
- bolas de acero de rodamientos anticorrosivos
- anillos de sujeción de acero integrados o retenes
- cerrados, para ejes sin soporte

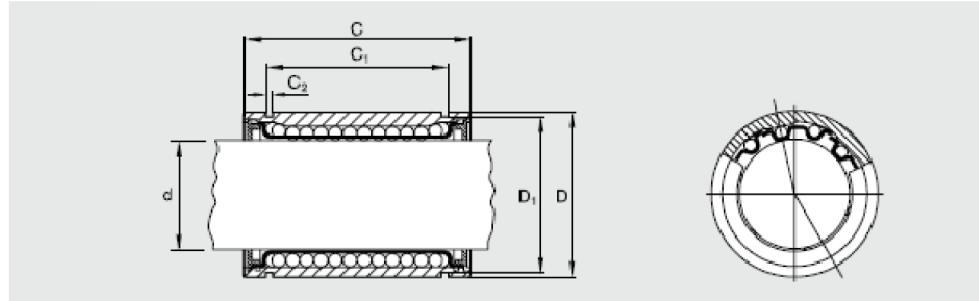


Eje Ø d (mm)	Referencias		Peso (kg)
	sin retenes	con dos retenes	
3	R0600 003 30	—	0,001
4	R0600 004 30	—	0,002
5	R0600 005 30	R0602 005 30	0,011
8	R0600 008 30	R0602 008 30	0,022
10	R0600 010 30	R0602 010 30	0,036
12	R0600 012 30	R0602 012 30	0,045
16	R0600 016 30	R0602 016 30	0,060
20	R0600 020 30	R0602 020 30	0,100
25	R0600 025 30	R0602 025 30	0,235
30	R0600 030 30	R0602 030 30	0,360
40	R0600 040 30	R0602 040 30	0,770

Nota

Los aceros anticorrosivos son aceros según ISO 683-17 / EN 10088.

Medidas



Medidas (mm)						Hileras de bolas	Tolerancia del círculo inscrito (µm)	Juego radial ¹⁾ Eje h6 (µm)	Capacidades de carga (N)			
Ø d	D	C h12	C ₁ H13	C ₂	D ₁				min.	C máx.	min.	C ₂ máx.
3	7	10	-	-	-	4	+8 0	+12 +2	55	65	45	65
4	8	12	-	-	-	4	+8 0	+14 +2	70	80	60	85
5	12	22	14,2	1,1	11,5	4	+11 +1	+16 +4	160	185	180	250
8	16	25	16,2	1,1	15,2	4	+12 +2	+18 +5	210	240	235	330
10	19	29	21,6	1,3	18	4	+8 0	+18 +5	300	350	260	370
12	22	32	22,6	1,3	21	4	+12 +2	+20 +5	400	460	420	600
16	26	36	24,6	1,3	24,9	4	+14 +2	+22 +5	460	530	440	630
20	32	45	31,2	1,6	30,3	5	+14 +2	+23 +6	680	800	860	1250
25	40	55	43,7	1,85	37,5	6	+16 +2	+25 +6	780	930	1620	2100
30	47	65	51,7	1,85	44,5	6	+16 +2	+25 +6	1250	1320	2000	2500
40	62	80	60,3	2,15	59	6	+19 +2	+30 +7	1720	1820	3300	4200

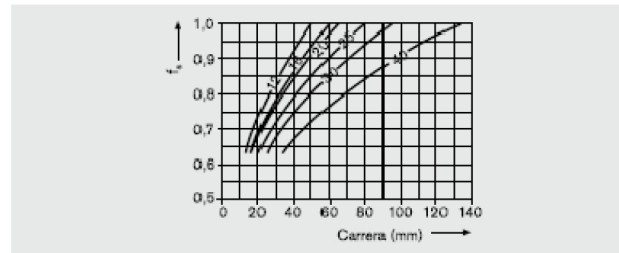
1) Estadísticamente calculado a partir de la tolerancia del círculo inscrito y del eje. Tolerancia del taladro de la carcasa: H6 o H7

El cálculo de la capacidad de carga dinámica se basa en 100.000 m de recorrido. Si se basa en 50.000 m, se deberá multiplicar los valores C según la tabla por 1,26.

Montaje, fijación

Disminución de la capacidad de carga en carrera corta

En carrera corta, la duración de vida de los ejes es más baja que la de los rodamientos lineales Segmentarios. Las capacidades de carga C indicadas en las tablas deben multiplicarse por lo tanto por el factor f_c .



Servicio bajo condiciones especiales

Para casos de aplicación en ambientes constantemente húmedos o mojados, causado por ej. por refrigerantes acuosos, recomendamos el rodamiento lineal anticorrosivo según ISO 683-17 / EN 10088.

Montaje

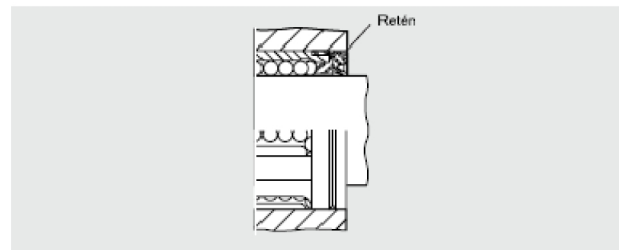
Los rodamientos lineales Segmentarios se montan a presión con un mandril (véase "Instrucciones de montaje").

Para evitar suciedades dentro del rodamiento lineal Segmentario recomendamos montar los mismos de tal forma que una pista cubra la ranura de la carcasa.

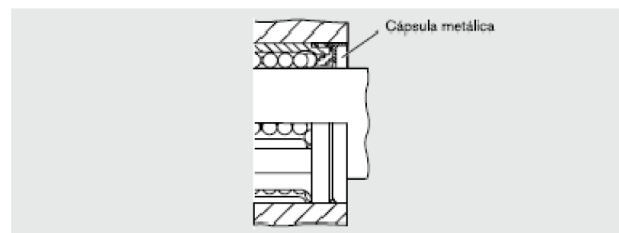


Fijación

Fijación con retén



Fijación con cápsula metálica



Rodamientos lineales Compactos y eLINE

Datos técnicos, montaje

Por favor también tenga en cuenta las bases técnicas generales así como las indicaciones de lubricación y de montaje.

Estanqueidad

La ejecución estanca contiene retenes integrados.
También se pueden suministrar retenes aparte (no se requiere ninguna fijación).

Fricción

Los coeficientes de fricción μ de los rodamientos lineales sin retenes y con lubricación de aceite son 0,001 – 0,004.
Cuanto mayor sea la carga menor es la fricción. Sin embargo, si las cargas son muy pequeñas, las fricciones pueden ser mayores que los valores indicados.
Las fuerzas de fricción de los rodamientos lineales estanqueizados por ambos lados y sin carga radial se muestran en la tabla. Estas dependen de la velocidad y la lubricación.

Eje $\varnothing d$ (mm)	Fuerza de arranque apróx. ¹⁾ (N) ca.	Fuerza de fricción apróx. ¹⁾ (N) ca.
8	0,8	0,4
10	1	0,5
12	1,5	0,8
14	1,8	0,9
16	2	1
20	3	1,5
25	4,5	2
30	6	2,5
40	8	3
50	10	4

1) Con retenes aparte se deberán multiplicar los valores por el factor 1,5.

Velocidad

$v_{\max} = 5 \text{ m/s}$

Aceleración

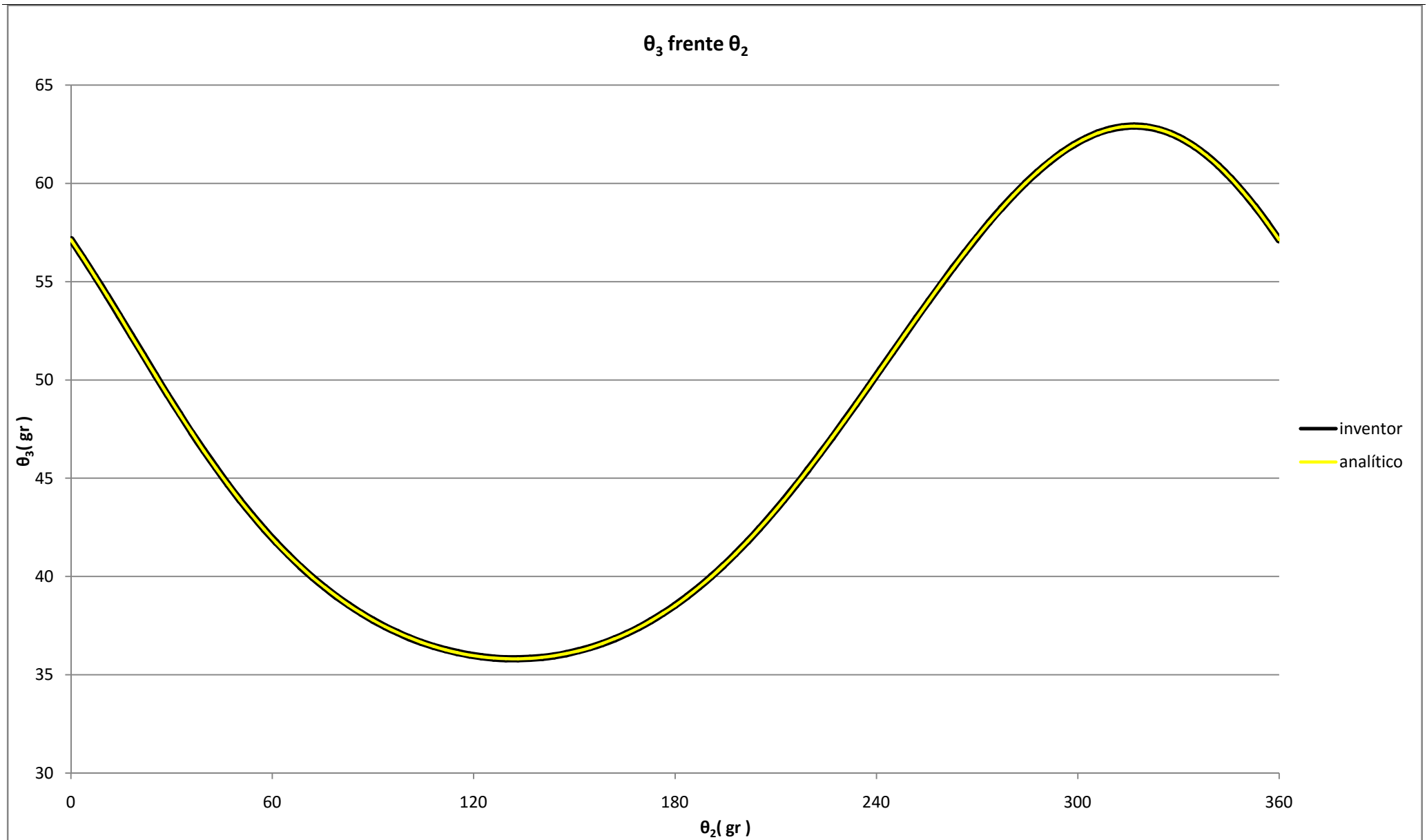
$a_{\max} = 150 \text{ m/s}^2$

Temperatura de servicio

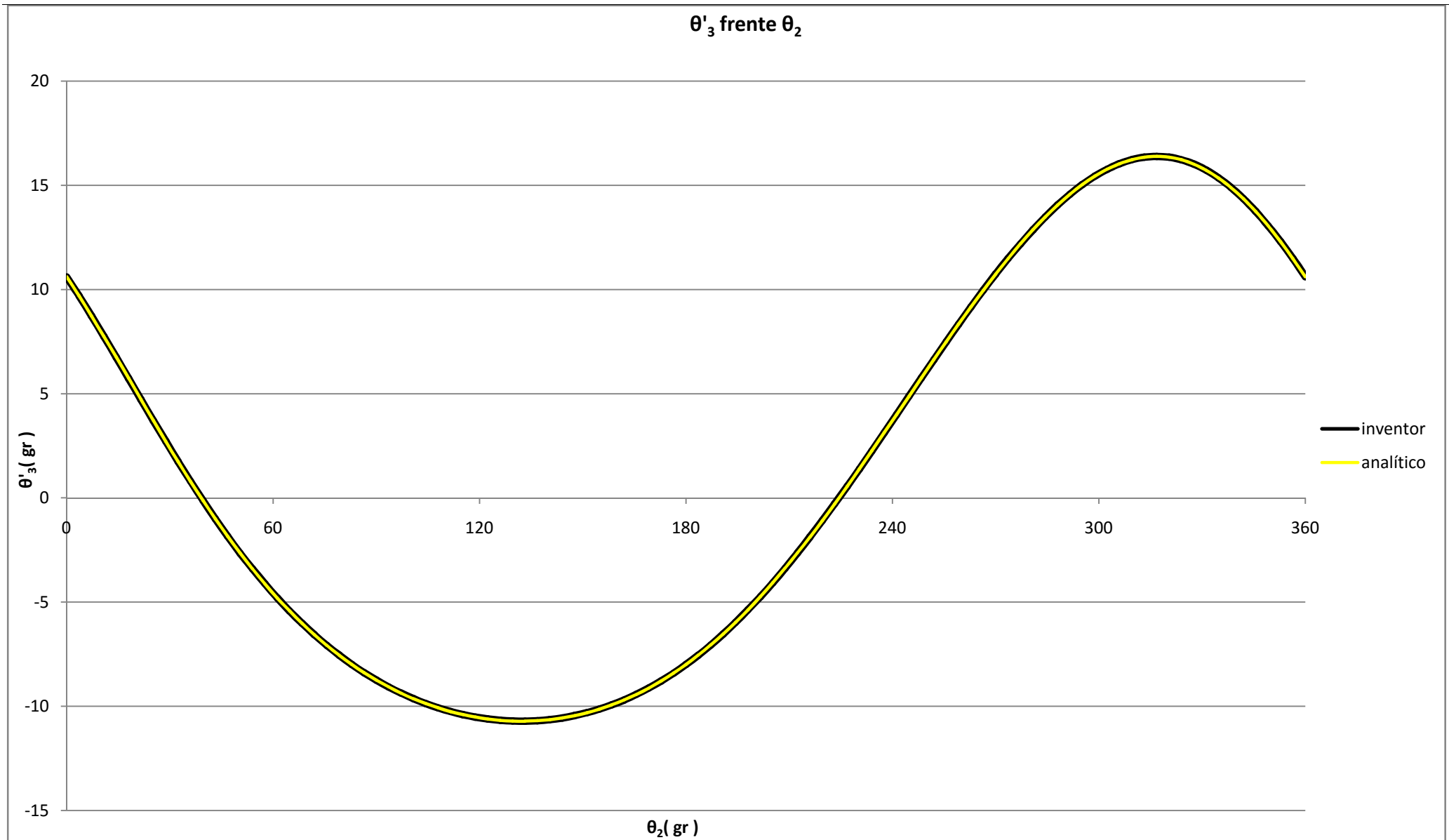
-10 °C hasta 80 °C

ANEXO III: Gráficas de simulación dinámica y valores de cálculo.

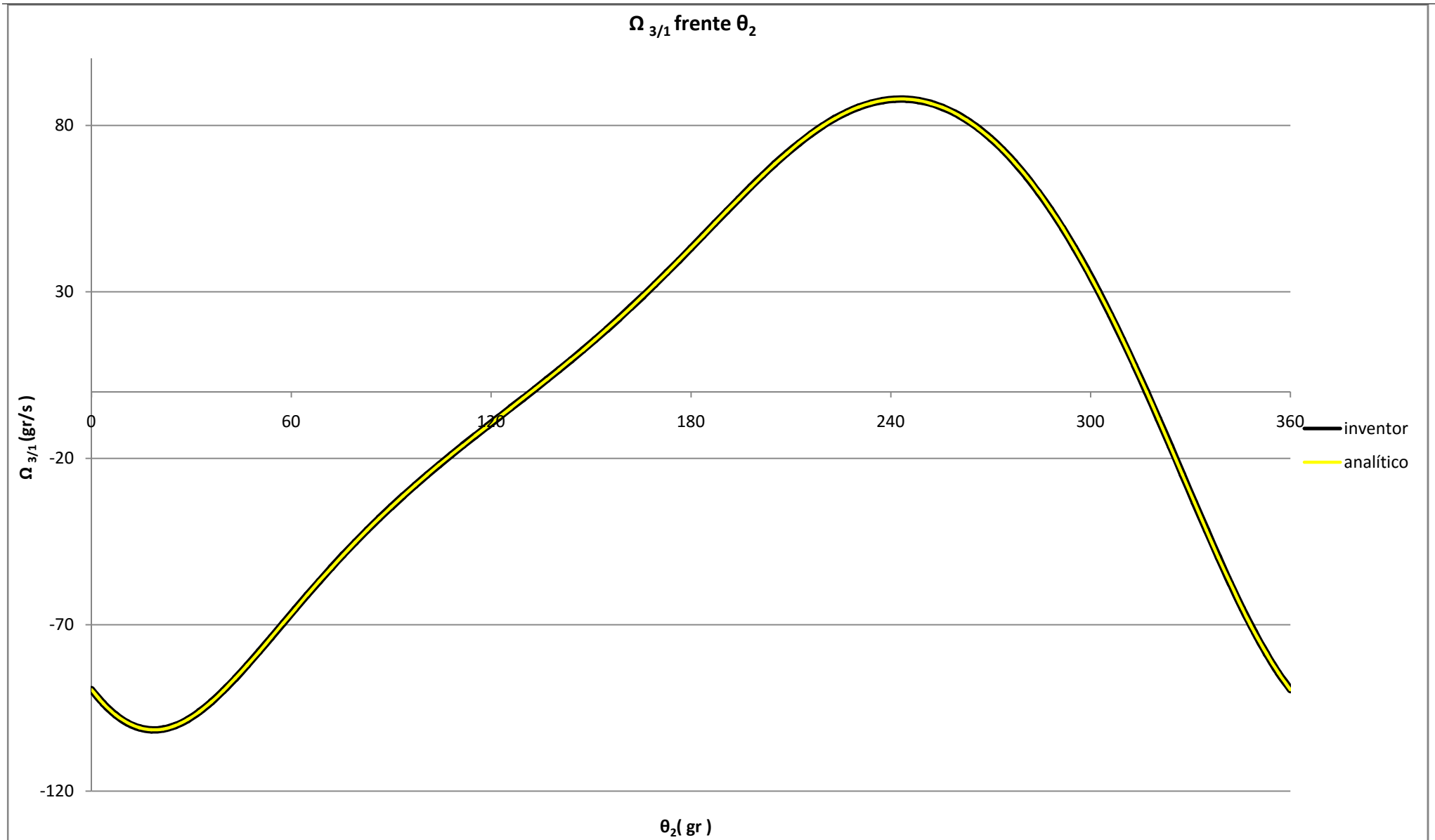
Las gráficas de este anexo se corresponden con las gráficas del capítulo V del trabajo de fin grado, desde la figura 5.4, que se corresponde con la primera gráfica de este anexo hasta la 5.16 que se corresponde con la última.



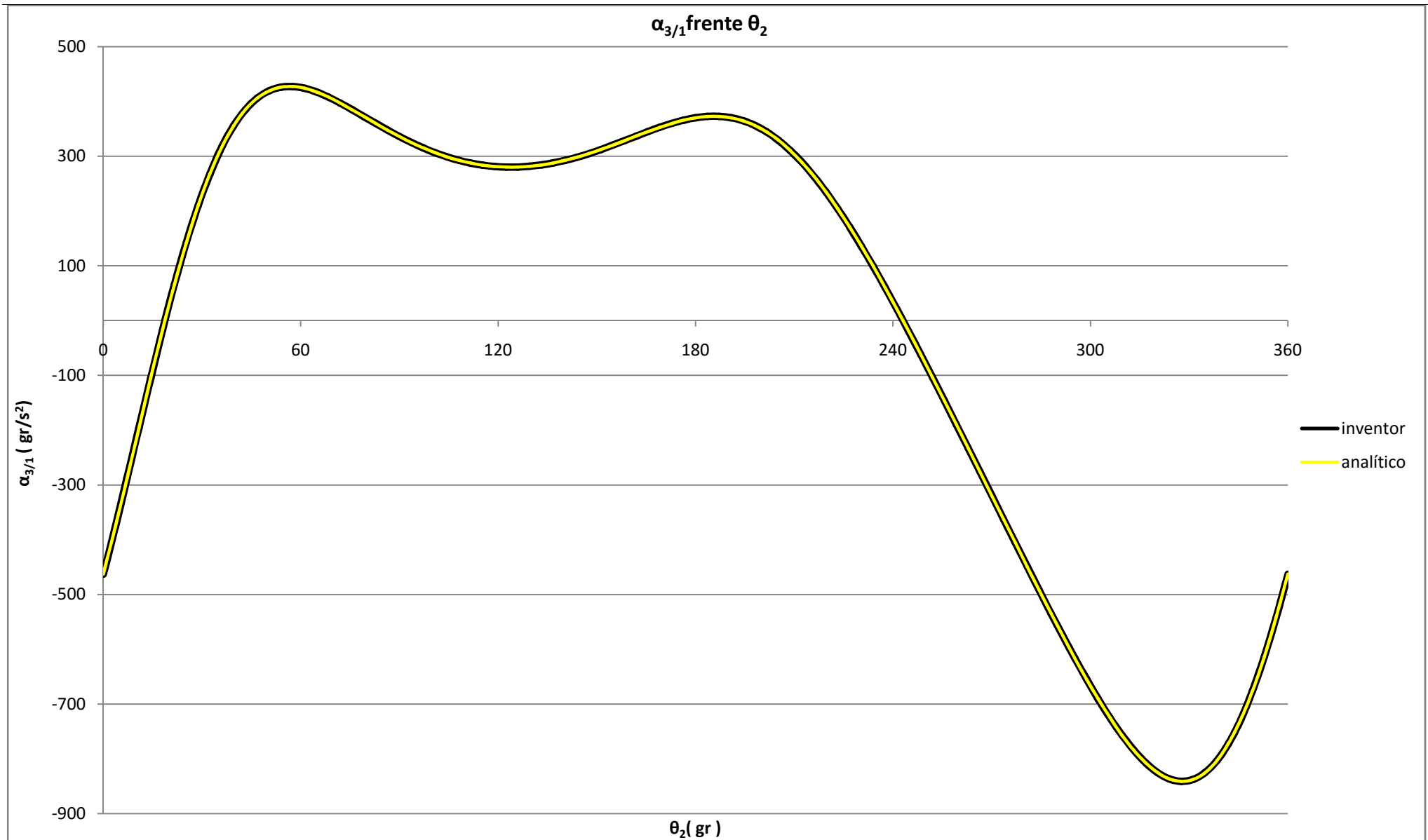
Gráfica correspondiente a la figura 5.4 del trabajo de fin de grado.



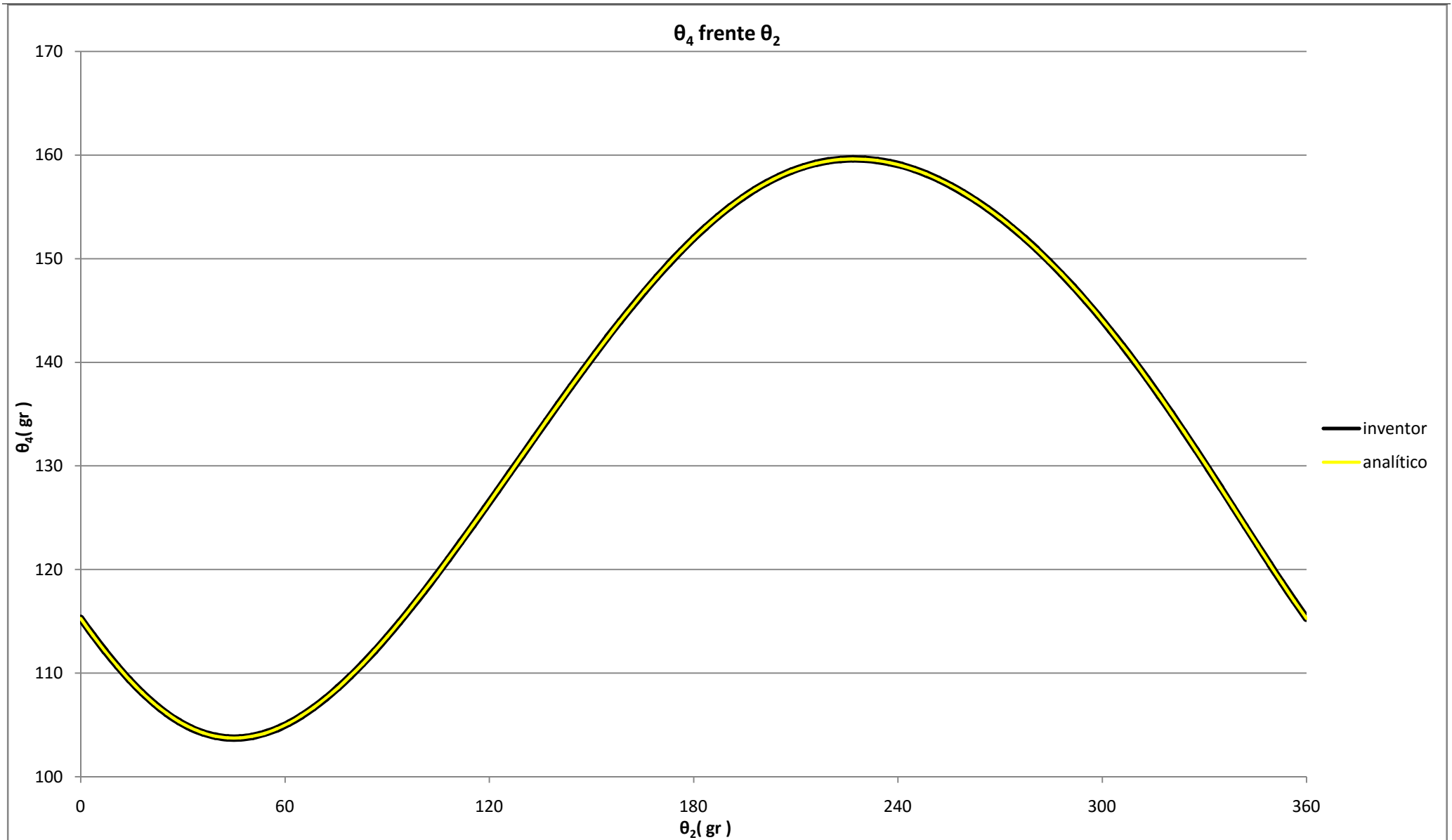
Gráfica correspondiente a la figura 5.5 del trabajo de fin de grado.



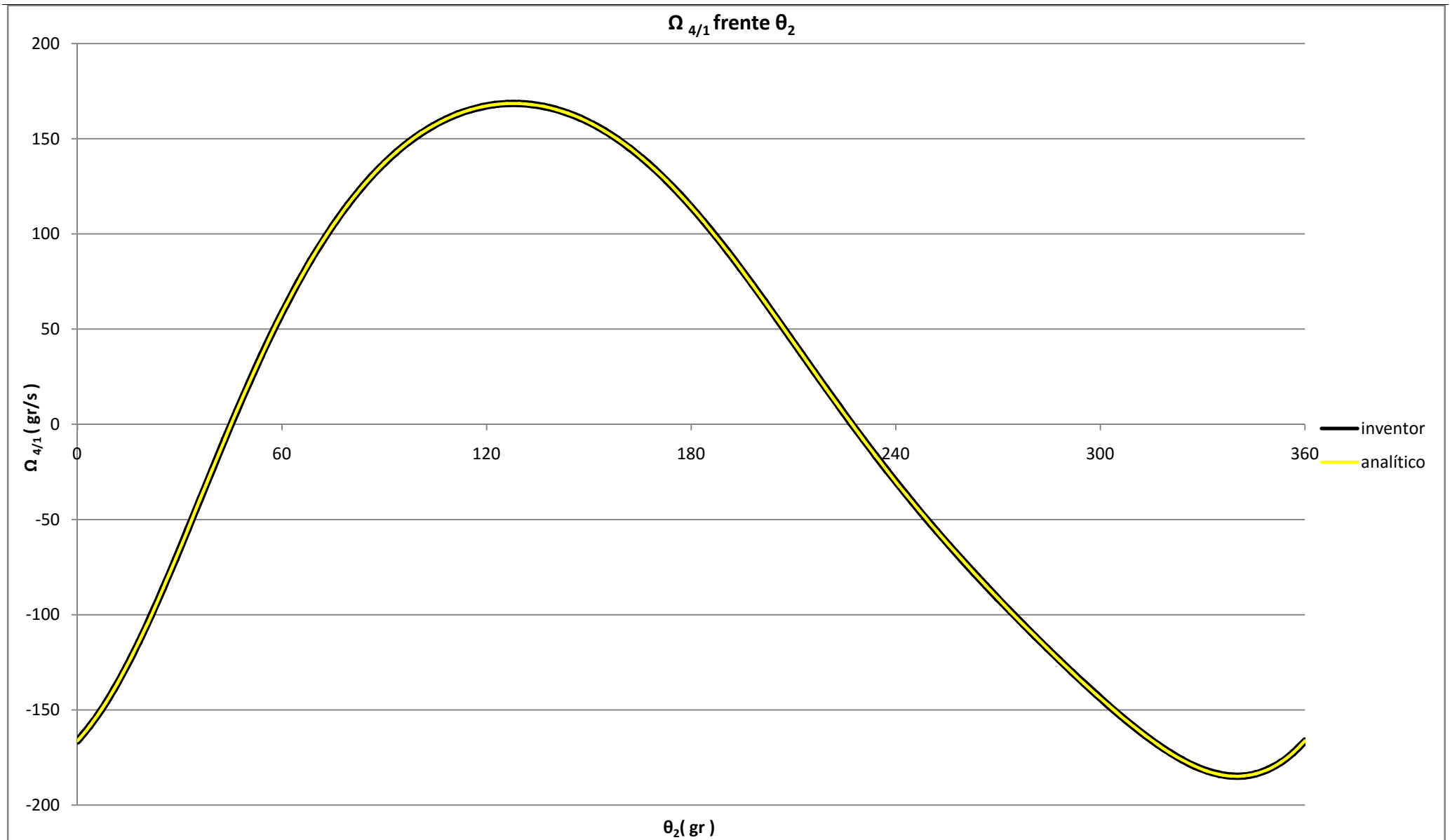
Gráfica correspondiente a la figura 5.6 del trabajo de fin de grado.



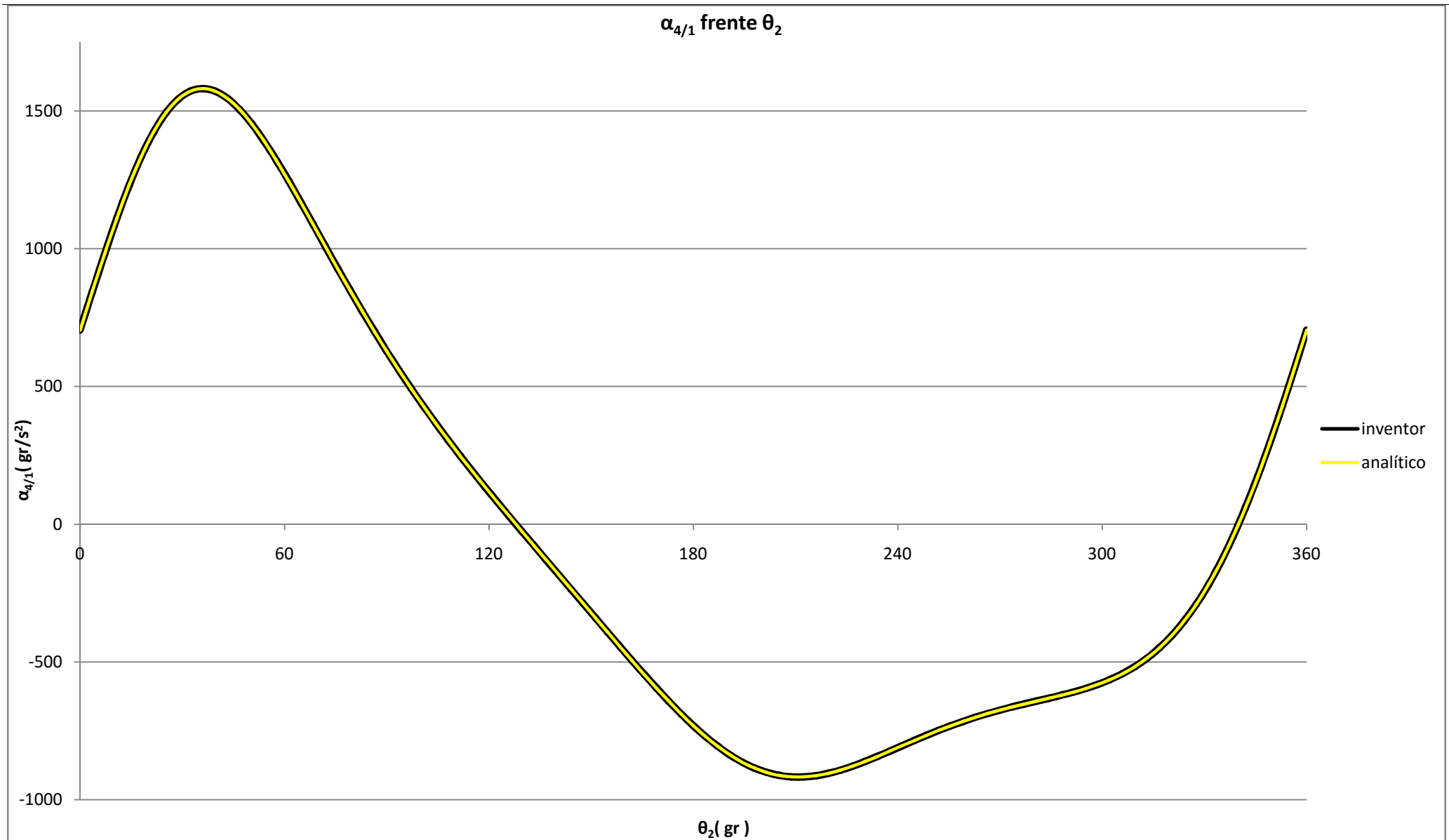
Gráfica correspondiente a la figura 5.7 del trabajo de fin de grado.



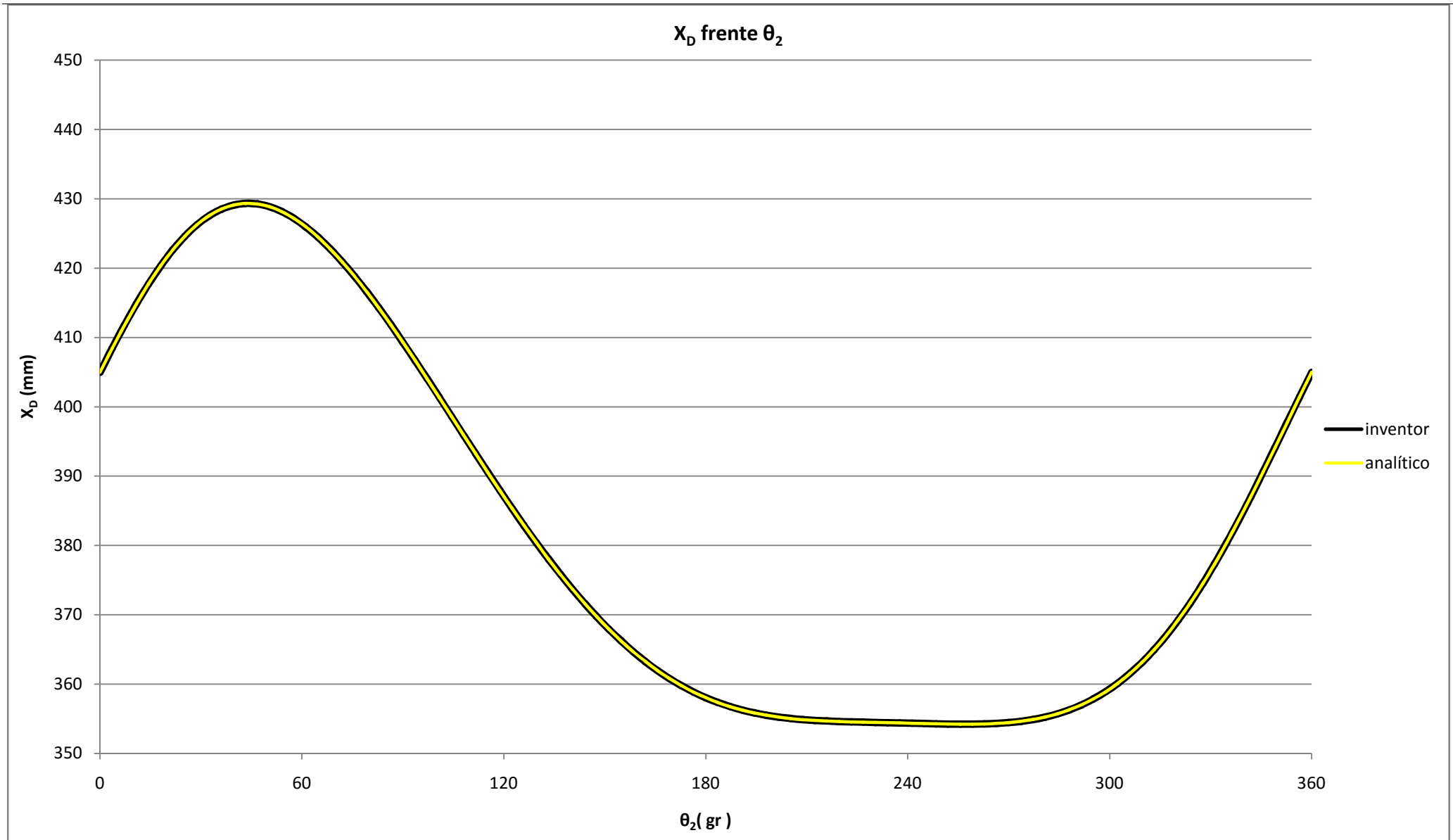
Gráfica correspondiente a la figura 5.8 del trabajo de fin de grado.



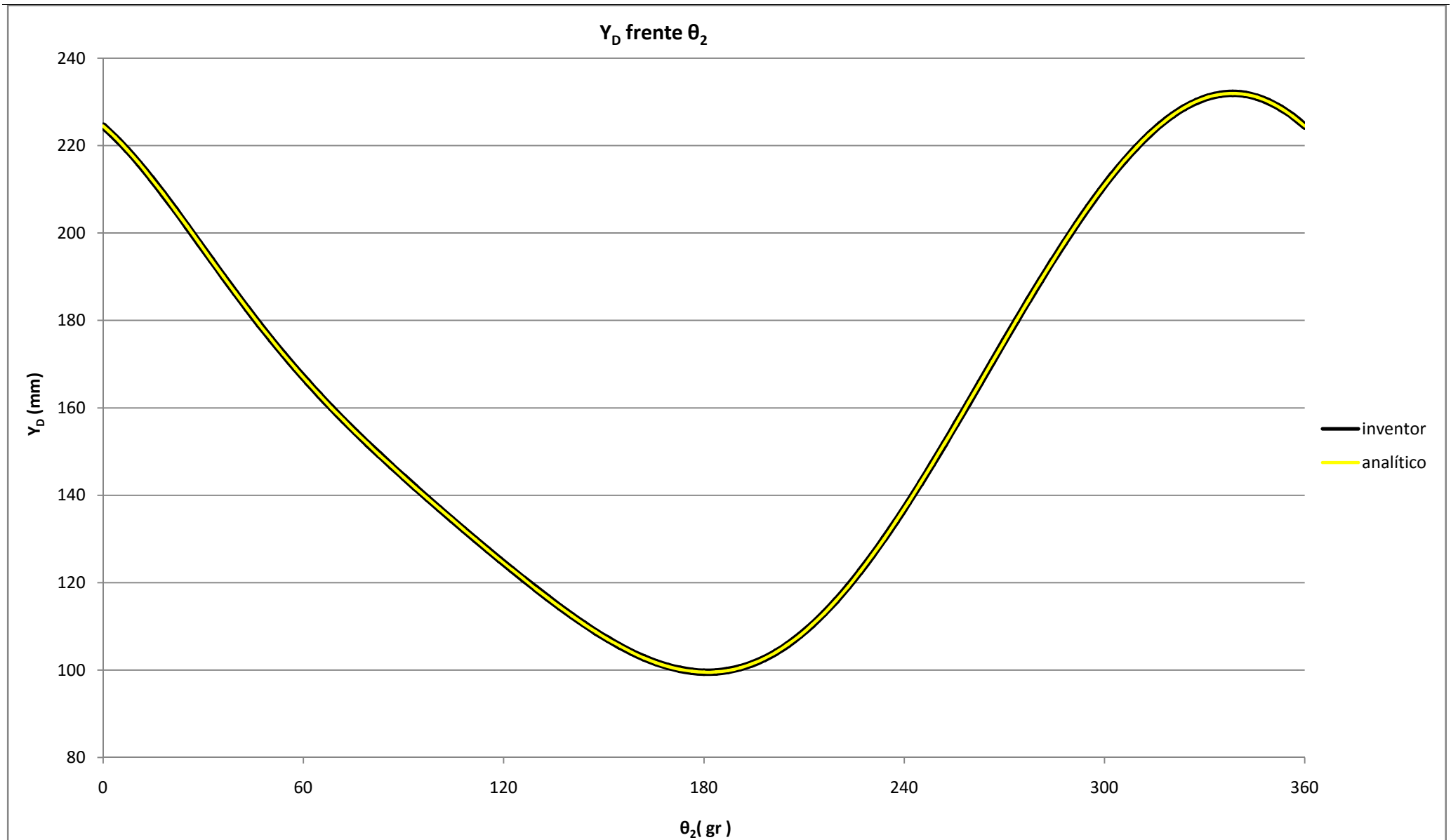
Gráfica correspondiente a la figura 5.9 del trabajo de fin de grado.



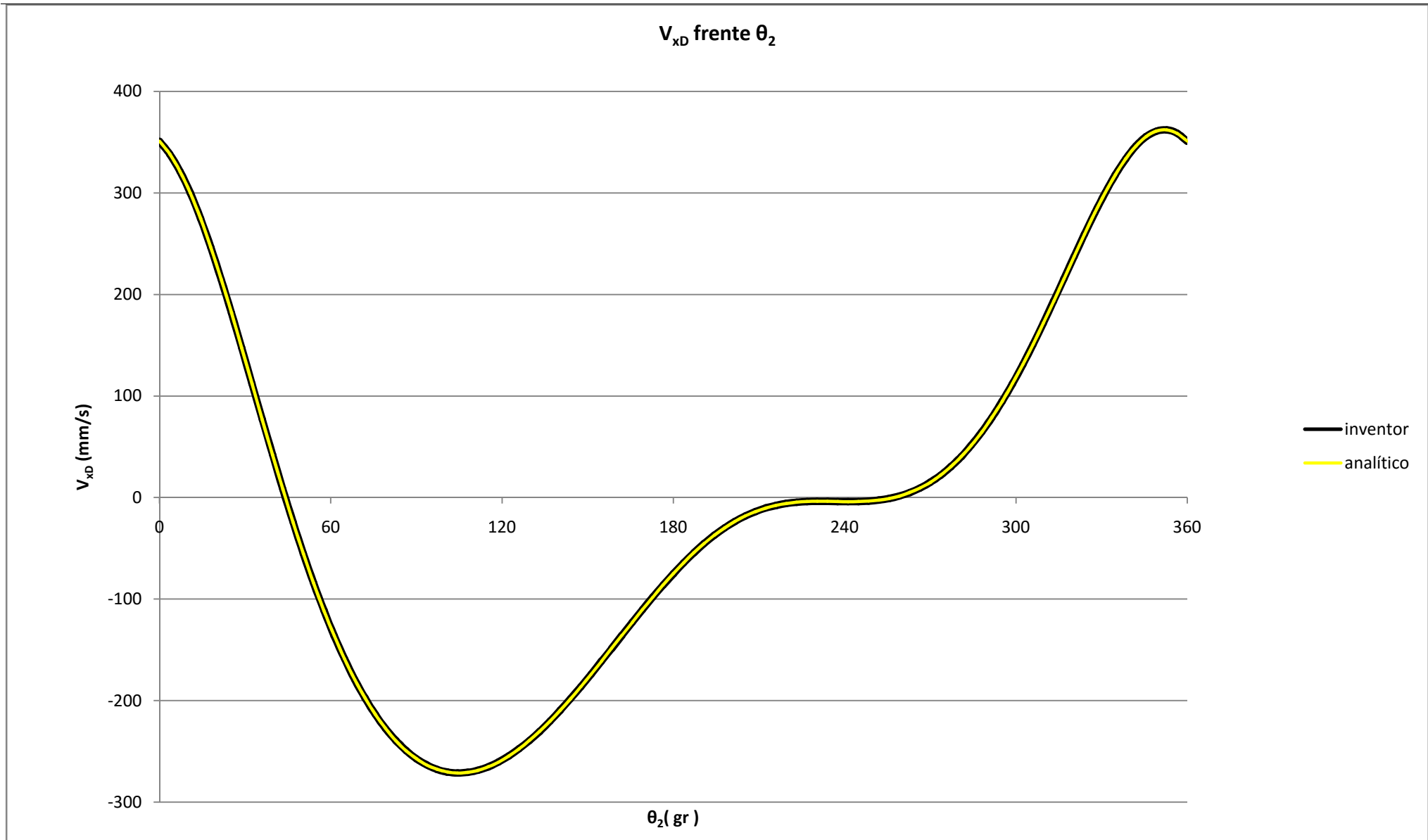
Gráfica correspondiente a la figura 5.10 del trabajo de fin de grado.



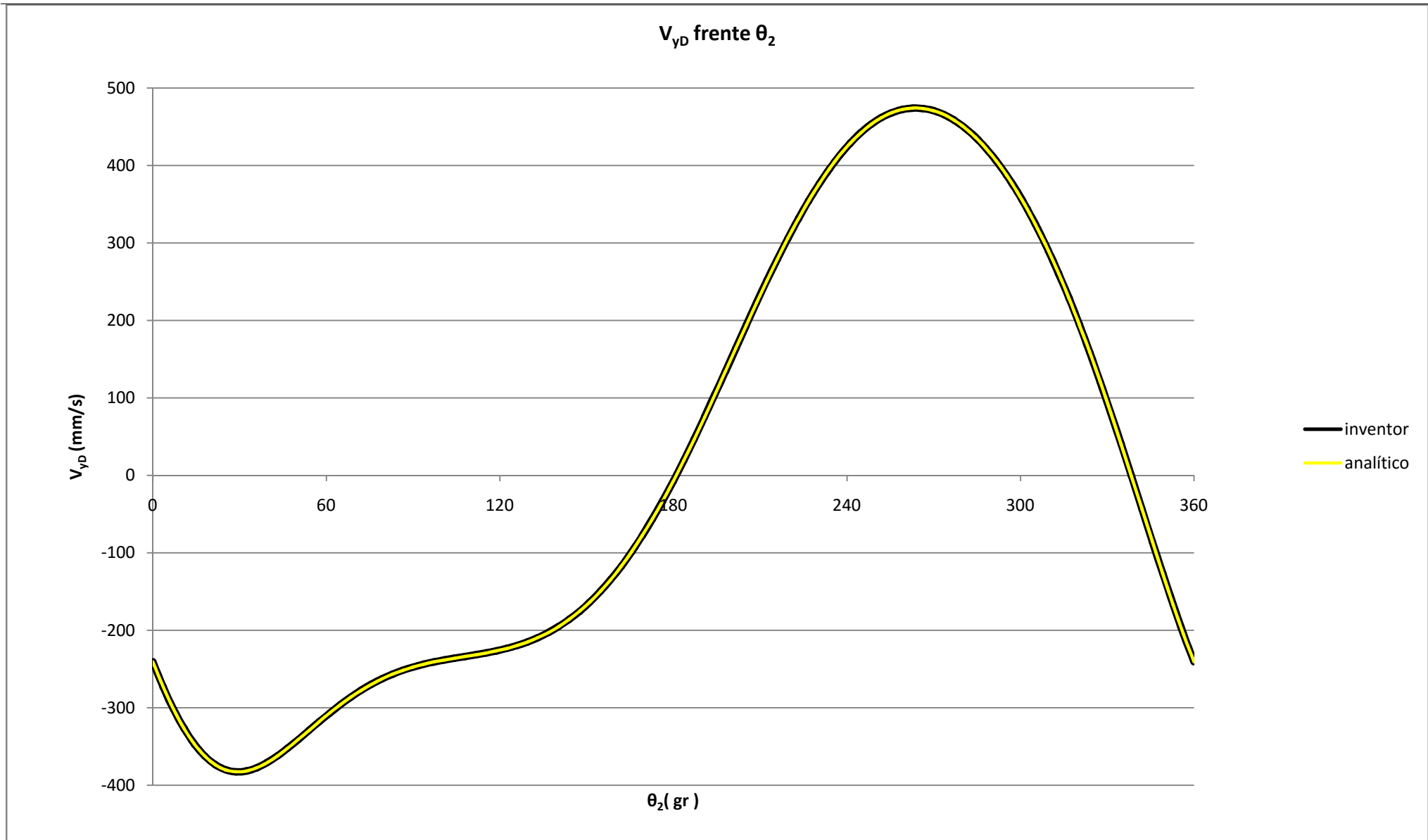
Gráfica correspondiente a la figura 5.11 del trabajo de fin de grado.



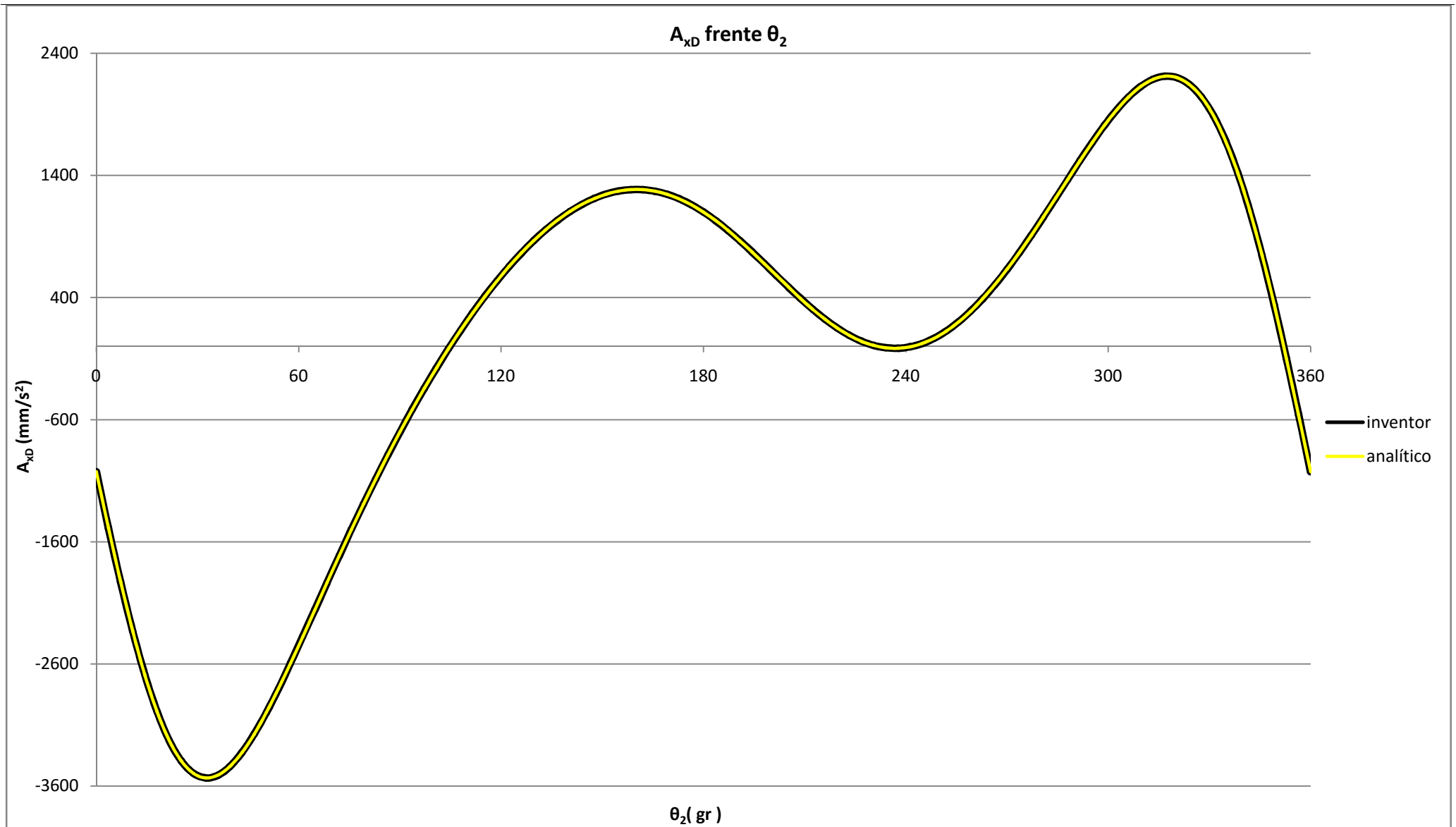
Gráfica correspondiente a la figura 5.12 del trabajo de fin de grado.



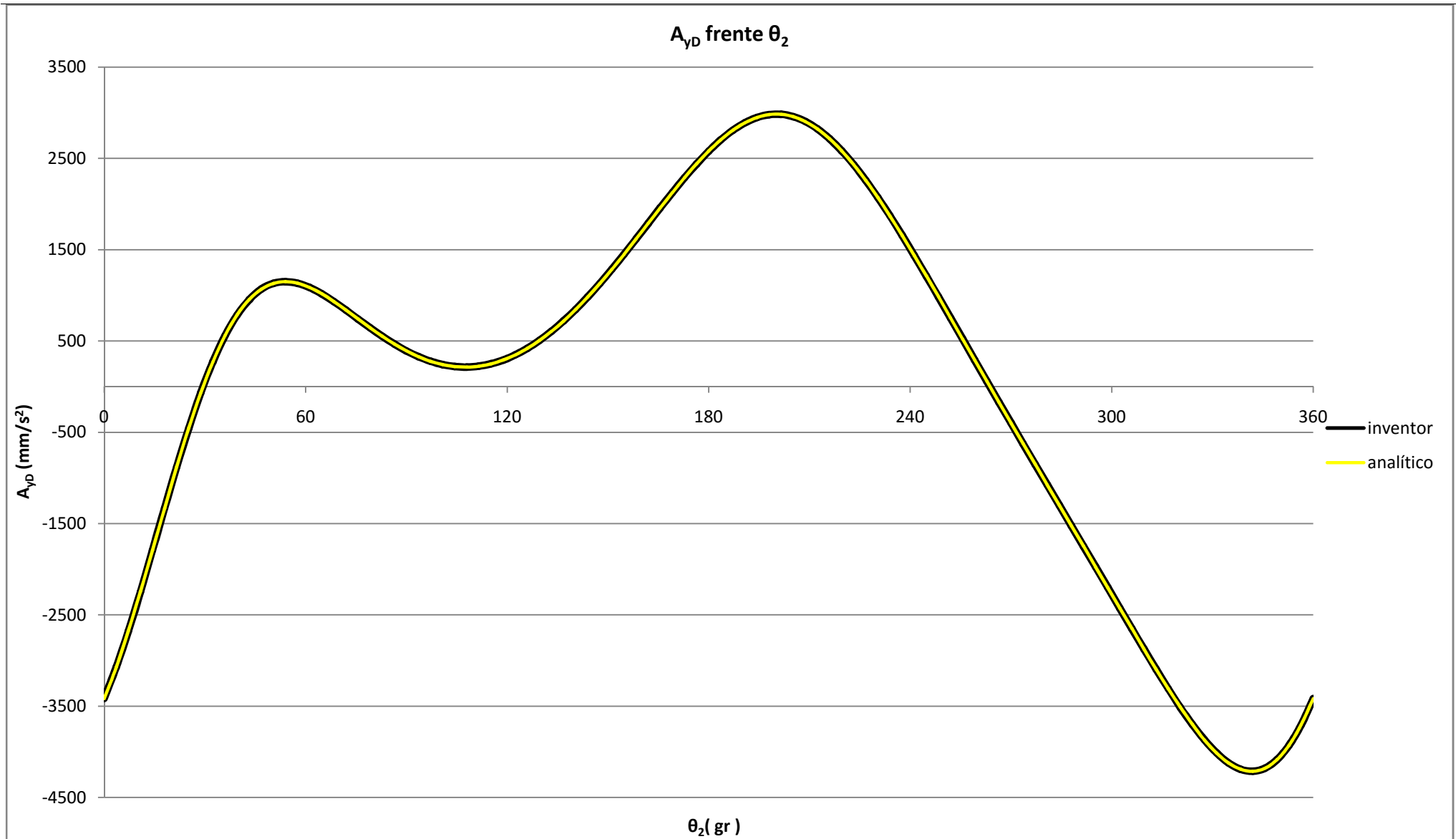
Gráfica correspondiente a la figura 5.13 del trabajo de fin de grado.



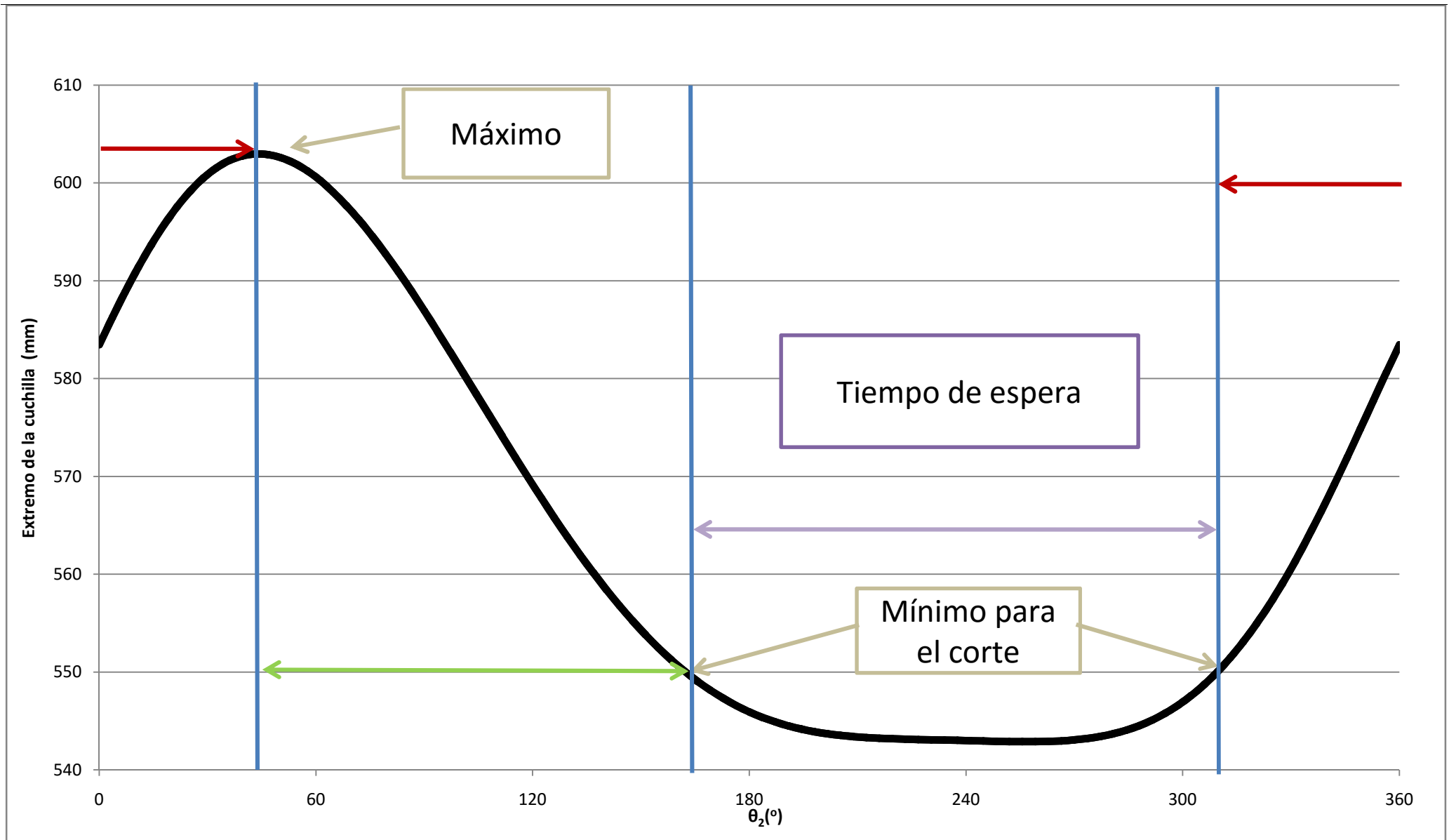
Gráfica correspondiente a la figura 5.14 del trabajo de fin de grado.



Gráfica correspondiente a la figura 5.15 del trabajo de fin de grado.



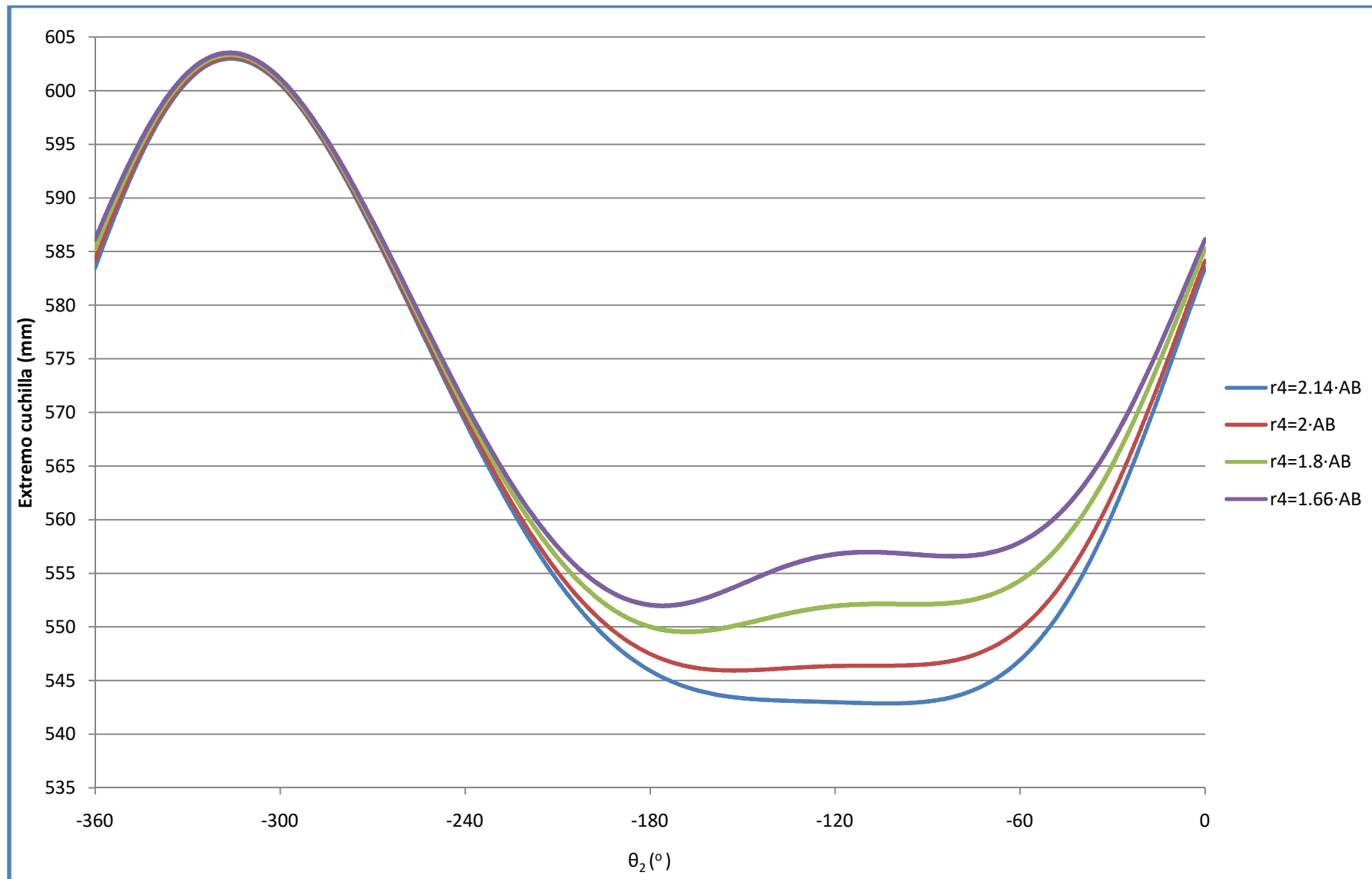
Gráfica correspondiente a la figura 5.16 del trabajo de fin de grado.



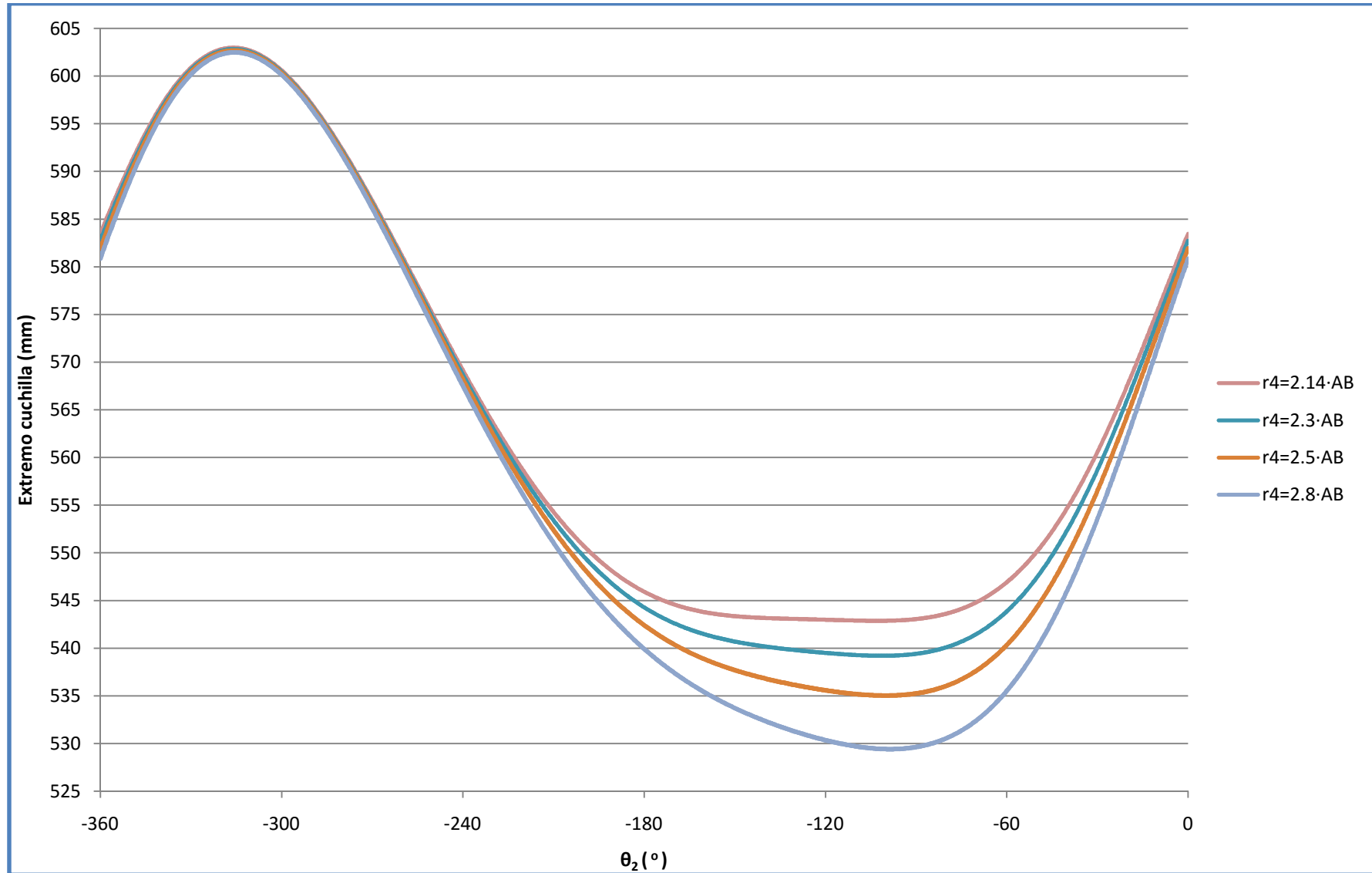
Gráfica con los valores de la posición de la cuchilla frente a θ_2 en el sentido de los cálculos de capítulo III.

ANEXO IV: Gráficas de estudio del tiempo de parada.

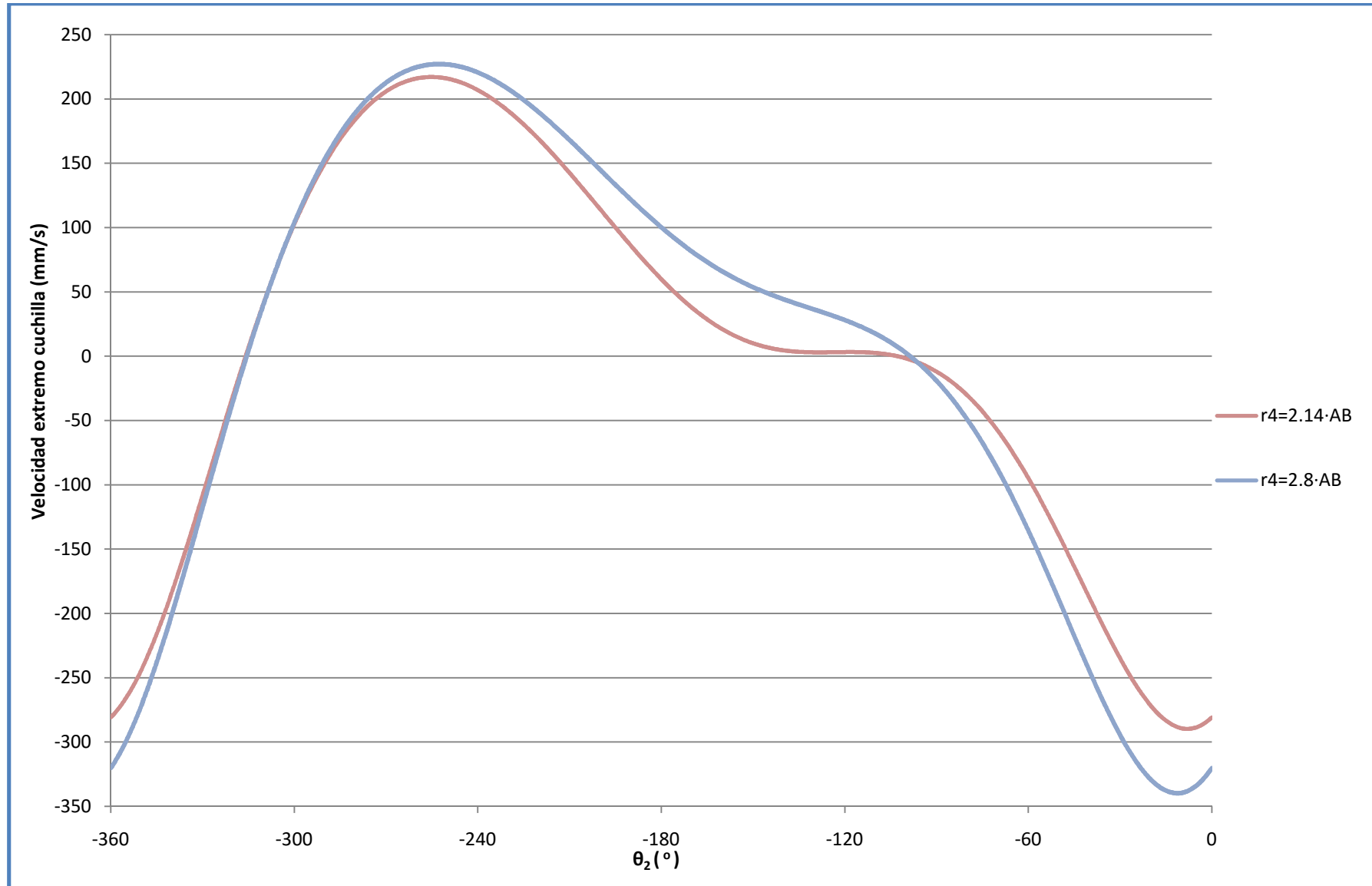
Las gráficas de este anexo se corresponden con las gráficas del capítulo VI del trabajo de fin grado, desde la figura 6.4, que se corresponde con la primera gráfica de este anexo hasta la 6.6 que se corresponde con la última, así como una tabla donde se puede apreciar el tiempo de espera recuadrado en amarillo sobre la posición del extremo de la cuchilla y de parada con fondo en verde en la de la velocidad para cada caso.



Gráfica extraída de Inventor extremo de la cuchilla frente θ_2 . Casos: genérico, 1, 2 y 3. Correspondiente con la gráfica de la figura 6.4.



Gráfica extraída de Inventor extremo de la cuchilla frente θ_2 . Casos: genérico, 4, 5 y 6. Correspondiente con la gráfica de la figura 6.6.



Comparativa de la velocidad del caso original respecto al caso 6. Correspondiente con la gráfica de la figura 6.8.

		Caso generico		Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4		Caso 5		Caso 6	
Hora (s)	$\theta_{z/1}$ (°)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)	Cuchilla (mm)	V_{XD} (mm/s)
0,095	-34,200	557,959	-215,885	559,907	-201,403	562,961	-178,835	565,331	-161,296	555,889	-231,408	553,499	-249,569	550,253	-274,790
0,096	-34,560	557,744	-214,201	559,707	-199,736	562,783	-177,188	565,171	-159,656	555,658	-229,701	553,251	-247,834	549,979	-273,013
0,097	-34,920	557,530	-212,509	559,508	-198,063	562,607	-175,537	565,012	-158,012	555,429	-227,985	553,004	-246,088	549,707	-271,223
0,098	-35,280	557,319	-210,809	559,311	-196,384	562,432	-173,881	564,855	-156,364	555,202	-226,261	552,758	-244,331	549,437	-269,419
0,099	-35,640	557,109	-209,103	559,115	-194,699	562,259	-172,221	564,699	-154,713	554,977	-224,528	552,515	-242,564	549,168	-267,602
0,100	-36,000	556,901	-207,389	558,921	-193,009	562,087	-170,558	564,545	-153,060	554,753	-222,787	552,273	-240,787	548,901	-265,773
0,101	-36,360	556,694	-205,670	558,729	-191,313	561,918	-168,891	564,393	-151,404	554,531	-221,038	552,033	-239,001	548,637	-263,932
0,102	-36,720	556,489	-203,945	558,539	-189,613	561,750	-167,221	564,243	-149,747	554,311	-219,282	551,795	-237,206	548,374	-262,080
0,103	-37,080	556,286	-202,214	558,350	-187,909	561,583	-165,548	564,094	-148,088	554,093	-217,519	551,559	-235,402	548,112	-260,217
0,104	-37,440	556,085	-200,478	558,163	-186,200	561,419	-163,873	563,947	-146,427	553,876	-215,750	551,325	-233,590	547,853	-258,342
0,105	-37,800	555,885	-198,737	557,977	-184,488	561,255	-162,195	563,801	-144,766	553,661	-213,974	551,092	-231,771	547,596	-256,458
0,106	-38,160	555,687	-196,992	557,794	-182,773	561,094	-160,516	563,657	-143,103	553,448	-212,193	550,861	-229,944	547,340	-254,564
0,107	-38,520	555,491	-195,243	557,612	-181,055	560,934	-158,836	563,515	-141,441	553,237	-210,407	550,632	-228,110	547,087	-252,660
0,108	-38,880	555,297	-193,490	557,432	-179,334	560,776	-157,155	563,374	-139,778	553,027	-208,616	550,405	-226,270	546,835	-250,748
0,109	-39,240	555,104	-191,734	557,253	-177,611	560,620	-155,473	563,235	-138,116	552,819	-206,820	550,179	-224,424	546,585	-248,827
0,110	-39,600	554,913	-189,975	557,076	-175,886	560,465	-153,790	563,098	-136,454	552,614	-205,020	549,956	-222,571	546,337	-246,898
0,111	-39,960	554,724	-188,213	556,901	-174,160	560,313	-152,108	562,962	-134,794	552,409	-203,216	549,734	-220,714	546,091	-244,961
0,112	-40,320	554,537	-186,449	556,728	-172,432	560,161	-150,426	562,828	-133,134	552,207	-201,408	549,515	-218,851	545,847	-243,017
0,113	-40,680	554,351	-184,683	556,557	-170,703	560,012	-148,744	562,696	-131,476	552,007	-199,598	549,297	-216,984	545,605	-241,066
0,114	-41,040	554,168	-182,916	556,387	-168,974	559,864	-147,063	562,565	-129,819	551,808	-197,784	549,081	-215,112	545,365	-239,108
0,115	-41,400	553,986	-181,147	556,219	-167,245	559,718	-145,383	562,436	-128,165	551,611	-195,968	548,866	-213,237	545,127	-237,144
0,116	-41,760	553,805	-179,377	556,052	-165,515	559,573	-143,705	562,309	-126,513	551,416	-194,150	548,654	-211,358	544,891	-235,175
0,117	-42,120	553,627	-177,607	555,888	-163,786	559,430	-142,029	562,183	-124,864	551,223	-192,331	548,444	-209,476	544,657	-233,200
0,118	-42,480	553,450	-175,836	555,725	-162,058	559,289	-140,354	562,059	-123,218	551,031	-190,510	548,235	-207,591	544,425	-231,220
0,119	-42,840	553,275	-174,065	555,563	-160,331	559,149	-138,682	561,937	-121,574	550,842	-188,687	548,028	-205,703	544,194	-229,236
0,120	-43,200	553,102	-172,295	555,404	-158,605	559,012	-137,013	561,816	-119,935	550,654	-186,864	547,824	-203,813	543,966	-227,247
0,121	-43,560	552,931	-170,525	555,246	-156,880	558,875	-135,346	561,697	-118,299	550,468	-185,041	547,621	-201,922	543,740	-225,255

Análisis y simulación de elementos mecánicos
utilizando herramientas informáticas



0,122	-43,920	552,761	-168,756	555,090	-155,157	558,741	-133,683	561,579	-116,667	550,284	-183,217	547,420	-200,029	543,516	-223,259
0,123	-44,280	552,593	-166,989	554,936	-153,437	558,608	-132,023	561,464	-115,039	550,102	-181,394	547,221	-198,135	543,293	-221,260
0,124	-44,640	552,427	-165,223	554,783	-151,719	558,477	-130,366	561,349	-113,416	549,921	-179,571	547,024	-196,240	543,073	-219,258
0,125	-45,000	552,263	-163,458	554,632	-150,003	558,347	-128,714	561,237	-111,797	549,742	-177,749	546,828	-194,344	542,855	-217,253
0,126	-45,360	552,100	-161,696	554,483	-148,291	558,219	-127,066	561,126	-110,184	549,566	-175,928	546,635	-192,449	542,639	-215,247
0,127	-45,720	551,939	-159,936	554,336	-146,582	558,093	-125,422	561,016	-108,576	549,391	-174,108	546,443	-190,553	542,424	-213,239
0,128	-46,080	551,780	-158,179	554,190	-144,876	557,969	-123,783	560,909	-106,973	549,217	-172,290	546,254	-188,658	542,212	-211,229
0,129	-46,440	551,623	-156,425	554,046	-143,174	557,846	-122,149	560,802	-105,376	549,046	-170,474	546,066	-186,764	542,002	-209,219
0,130	-46,800	551,467	-154,674	553,904	-141,477	557,724	-120,520	560,698	-103,785	548,876	-168,660	545,880	-184,871	541,794	-207,208
0,131	-47,160	551,314	-152,926	553,763	-139,783	557,605	-118,896	560,595	-102,200	548,709	-166,849	545,696	-182,979	541,588	-205,196
0,132	-47,520	551,161	-151,183	553,624	-138,094	557,486	-117,279	560,494	-100,621	548,543	-165,040	545,514	-181,089	541,383	-203,184
0,133	-47,880	551,011	-149,443	553,487	-136,410	557,370	-115,667	560,394	-99,049	548,379	-163,235	545,334	-179,200	541,181	-201,173
0,134	-48,240	550,863	-147,707	553,351	-134,731	557,255	-114,061	560,295	-97,484	548,216	-161,433	545,156	-177,314	540,981	-199,162
0,135	-48,600	550,716	-145,976	553,218	-133,057	557,142	-112,461	560,199	-95,926	548,056	-159,634	544,980	-175,430	540,783	-197,152
0,136	-48,960	550,571	-144,249	553,085	-131,388	557,030	-110,869	560,104	-94,375	547,897	-157,839	544,805	-173,550	540,587	-195,143
0,137	-49,320	550,427	-142,528	552,955	-129,725	556,920	-109,282	560,010	-92,831	547,740	-156,049	544,632	-171,672	540,393	-193,135
0,138	-49,680	550,286	-140,812	552,826	-128,068	556,812	-107,703	559,918	-91,296	547,585	-154,263	544,462	-169,797	540,200	-191,130
0,139	-50,040	550,146	-139,101	552,699	-126,418	556,705	-106,131	559,827	-89,768	547,431	-152,481	544,293	-167,926	540,010	-189,126
0,140	-50,400	550,007	-137,396	552,573	-124,773	556,599	-104,567	559,738	-88,248	547,280	-150,704	544,126	-166,059	539,822	-187,125
0,141	-50,760	549,871	-135,696	552,449	-123,136	556,496	-103,010	559,651	-86,736	547,130	-148,932	543,961	-164,196	539,636	-185,126
0,142	-51,120	549,736	-134,003	552,327	-121,505	556,393	-101,461	559,565	-85,233	546,982	-147,166	543,797	-162,338	539,452	-183,130
0,143	-51,480	549,603	-132,316	552,206	-119,881	556,293	-99,919	559,480	-83,738	546,836	-145,405	543,636	-160,483	539,270	-181,138
0,144	-51,840	549,471	-130,635	552,087	-118,264	556,194	-98,386	559,397	-82,252	546,691	-143,650	543,477	-158,634	539,090	-179,148
0,145	-52,200	549,342	-128,962	551,970	-116,654	556,096	-96,861	559,316	-80,775	546,548	-141,900	543,319	-156,790	538,912	-177,163
0,146	-52,560	549,213	-127,295	551,854	-115,052	556,000	-95,345	559,236	-79,307	546,407	-140,157	543,163	-154,951	538,735	-175,181
0,147	-52,920	549,087	-125,635	551,739	-113,458	555,905	-93,838	559,157	-77,848	546,268	-138,421	543,009	-153,117	538,561	-173,204
0,148	-53,280	548,962	-123,983	551,627	-111,872	555,812	-92,339	559,080	-76,399	546,131	-136,691	542,857	-151,289	538,389	-171,231
0,149	-53,640	548,839	-122,338	551,516	-110,294	555,721	-90,849	559,004	-74,959	545,995	-134,967	542,706	-149,468	538,219	-169,263
0,150	-54,000	548,717	-120,700	551,406	-108,724	555,630	-89,369	558,930	-73,529	545,861	-133,251	542,558	-147,652	538,050	-167,299

0,151	-54,360	548,598	-119,071	551,298	-107,163	555,542	-87,897	558,857	-72,109	545,728	-131,542	542,411	-145,842	537,884	-165,341
0,152	-54,720	548,479	-117,450	551,192	-105,610	555,455	-86,436	558,786	-70,699	545,598	-129,840	542,266	-144,040	537,720	-163,388
0,153	-55,080	548,363	-115,836	551,087	-104,067	555,369	-84,984	558,716	-69,299	545,469	-128,146	542,123	-142,244	537,557	-161,441
0,154	-55,440	548,248	-114,232	550,984	-102,532	555,285	-83,541	558,647	-67,910	545,341	-126,459	541,982	-140,454	537,397	-159,500
0,155	-55,800	548,134	-112,635	550,882	-101,006	555,202	-82,109	558,580	-66,531	545,216	-124,781	541,842	-138,672	537,238	-157,565
0,156	-56,160	548,022	-111,048	550,782	-99,489	555,120	-80,687	558,514	-65,162	545,092	-123,110	541,704	-136,898	537,082	-155,636
0,157	-56,520	547,912	-109,469	550,683	-97,982	555,040	-79,275	558,450	-63,805	544,969	-121,448	541,568	-135,131	536,927	-153,713
0,158	-56,880	547,803	-107,899	550,586	-96,485	554,962	-77,873	558,387	-62,458	544,849	-119,794	541,434	-133,371	536,774	-151,798
0,159	-57,240	547,696	-106,339	550,490	-94,997	554,885	-76,482	558,325	-61,122	544,730	-118,149	541,301	-131,620	536,624	-149,889
0,160	-57,600	547,591	-104,787	550,396	-93,519	554,809	-75,102	558,264	-59,797	544,612	-116,512	541,171	-129,876	536,475	-147,987
0,161	-57,960	547,487	-103,246	550,303	-92,051	554,734	-73,732	558,205	-58,484	544,497	-114,884	541,042	-128,141	536,328	-146,092
0,162	-58,320	547,384	-101,713	550,212	-90,593	554,661	-72,373	558,147	-57,182	544,383	-113,266	540,914	-126,414	536,182	-144,205
0,163	-58,680	547,283	-100,191	550,122	-89,145	554,590	-71,025	558,091	-55,891	544,270	-111,656	540,789	-124,696	536,039	-142,325
0,164	-59,040	547,184	-98,678	550,033	-87,708	554,519	-69,688	558,036	-54,612	544,159	-110,056	540,665	-122,986	535,898	-140,454
0,165	-59,400	547,086	-97,176	549,946	-86,281	554,450	-68,362	557,982	-53,344	544,050	-108,465	540,543	-121,285	535,758	-138,590
0,166	-59,760	546,990	-95,683	549,861	-84,864	554,383	-67,048	557,929	-52,088	543,942	-106,884	540,422	-119,593	535,621	-136,734
0,167	-60,120	546,895	-94,201	549,777	-83,459	554,316	-65,745	557,878	-50,844	543,836	-105,312	540,304	-117,910	535,485	-134,887
0,168	-60,480	546,801	-92,728	549,694	-82,064	554,251	-64,453	557,827	-49,613	543,732	-103,751	540,187	-116,237	535,351	-133,048
0,169	-60,840	546,709	-91,267	549,612	-80,680	554,187	-63,173	557,778	-48,393	543,629	-102,199	540,071	-114,572	535,219	-131,218
0,170	-61,200	546,619	-89,816	549,532	-79,307	554,125	-61,905	557,731	-47,185	543,527	-100,657	539,957	-112,918	535,088	-129,397
0,171	-61,560	546,530	-88,375	549,454	-77,945	554,064	-60,649	557,684	-45,989	543,428	-99,126	539,845	-111,273	534,960	-127,584
0,172	-61,920	546,442	-86,946	549,377	-76,594	554,004	-59,404	557,639	-44,806	543,329	-97,605	539,735	-109,638	534,833	-125,781
0,173	-62,280	546,356	-85,527	549,301	-75,255	553,945	-58,171	557,594	-43,635	543,232	-96,094	539,626	-108,012	534,708	-123,987
0,174	-62,640	546,271	-84,119	549,226	-73,927	553,887	-56,951	557,551	-42,477	543,137	-94,594	539,519	-106,397	534,585	-122,202
0,175	-63,000	546,187	-82,722	549,153	-72,610	553,831	-55,742	557,509	-41,331	543,043	-93,104	539,413	-104,792	534,464	-120,426
0,176	-63,360	546,105	-81,336	549,081	-71,305	553,776	-54,546	557,469	-40,198	542,951	-91,625	539,309	-103,197	534,344	-118,661
0,177	-63,720	546,025	-79,962	549,010	-70,012	553,722	-53,362	557,429	-39,077	542,860	-90,157	539,207	-101,612	534,227	-116,905
0,178	-64,080	545,945	-78,599	548,941	-68,730	553,669	-52,191	557,390	-37,970	542,770	-88,700	539,106	-100,038	534,111	-115,159
0,179	-64,440	545,867	-77,247	548,873	-67,460	553,617	-51,031	557,353	-36,875	542,682	-87,253	539,007	-98,474	533,996	-113,422

0,180	-64,800	545,791	-75,906	548,806	-66,202	553,567	-49,885	557,317	-35,793	542,596	-85,818	538,909	-96,921	533,884	-111,696
0,181	-65,160	545,716	-74,578	548,740	-64,956	553,518	-48,750	557,281	-34,724	542,511	-84,394	538,813	-95,379	533,773	-109,980
0,182	-65,520	545,642	-73,260	548,676	-63,722	553,469	-47,629	557,247	-33,667	542,427	-82,981	538,718	-93,847	533,664	-108,275
0,183	-65,880	545,569	-71,955	548,613	-62,500	553,422	-46,520	557,214	-32,624	542,345	-81,579	538,625	-92,326	533,556	-106,579
0,184	-66,240	545,498	-70,661	548,551	-61,290	553,376	-45,423	557,182	-31,594	542,264	-80,189	538,534	-90,817	533,451	-104,895
0,185	-66,600	545,428	-69,379	548,490	-60,092	553,331	-44,340	557,151	-30,578	542,184	-78,810	538,444	-89,318	533,347	-103,220
0,186	-66,960	545,359	-68,108	548,431	-58,906	553,288	-43,269	557,121	-29,574	542,106	-77,443	538,355	-87,830	533,244	-101,557
0,187	-67,320	545,292	-66,850	548,372	-57,732	553,245	-42,211	557,092	-28,584	542,030	-76,087	538,268	-86,354	533,144	-99,904
0,188	-67,680	545,225	-65,603	548,315	-56,571	553,203	-41,166	557,064	-27,607	541,954	-74,742	538,182	-84,889	533,044	-98,262
0,189	-68,040	545,160	-64,369	548,259	-55,422	553,163	-40,134	557,037	-26,643	541,880	-73,410	538,098	-83,435	532,947	-96,632
0,190	-68,400	545,097	-63,147	548,204	-54,286	553,123	-39,115	557,010	-25,692	541,807	-72,089	538,016	-81,993	532,851	-95,012
0,191	-68,760	545,034	-61,936	548,151	-53,162	553,084	-38,108	556,985	-24,755	541,736	-70,780	537,934	-80,562	532,757	-93,403
0,192	-69,120	544,973	-60,738	548,098	-52,050	553,047	-37,115	556,961	-23,832	541,666	-69,482	537,854	-79,142	532,664	-91,805
0,193	-69,480	544,913	-59,552	548,047	-50,951	553,010	-36,135	556,937	-22,921	541,597	-68,197	537,776	-77,734	532,573	-90,219
0,194	-69,840	544,854	-58,378	547,996	-49,864	552,974	-35,168	556,915	-22,025	541,529	-66,923	537,699	-76,338	532,484	-88,643
0,195	-70,200	544,796	-57,216	547,947	-48,790	552,940	-34,214	556,893	-21,142	541,463	-65,661	537,623	-74,953	532,396	-87,079
0,196	-70,560	544,739	-56,066	547,899	-47,728	552,906	-33,273	556,873	-20,272	541,398	-64,412	537,549	-73,580	532,310	-85,527
0,197	-70,920	544,684	-54,929	547,851	-46,679	552,873	-32,346	556,853	-19,416	541,334	-63,174	537,476	-72,218	532,225	-83,986
0,198	-71,280	544,629	-53,804	547,805	-45,643	552,841	-31,431	556,834	-18,573	541,272	-61,948	537,405	-70,869	532,142	-82,457
0,199	-71,640	544,576	-52,692	547,760	-44,619	552,810	-30,530	556,816	-17,744	541,210	-60,734	537,334	-69,531	532,060	-80,939
0,200	-72,000	544,524	-51,591	547,716	-43,608	552,780	-29,641	556,798	-16,929	541,150	-59,532	537,265	-68,205	531,980	-79,432
0,201	-72,360	544,473	-50,503	547,673	-42,609	552,751	-28,766	556,782	-16,127	541,091	-58,343	537,198	-66,891	531,901	-77,938
0,202	-72,720	544,423	-49,428	547,631	-41,624	552,723	-27,905	556,766	-15,339	541,034	-57,165	537,132	-65,588	531,824	-76,455
0,203	-73,080	544,374	-48,364	547,590	-40,650	552,695	-27,056	556,751	-14,564	540,977	-56,000	537,067	-64,298	531,748	-74,983
0,204	-73,440	544,326	-47,313	547,550	-39,690	552,669	-26,221	556,737	-13,803	540,922	-54,846	537,003	-63,020	531,674	-73,524
0,205	-73,800	544,279	-46,275	547,510	-38,742	552,643	-25,399	556,724	-13,056	540,867	-53,705	536,941	-61,753	531,601	-72,076
0,206	-74,160	544,234	-45,249	547,472	-37,807	552,618	-24,590	556,711	-12,322	540,814	-52,576	536,880	-60,498	531,530	-70,640
0,207	-74,520	544,189	-44,235	547,435	-36,884	552,594	-23,794	556,699	-11,602	540,762	-51,459	536,820	-59,256	531,460	-69,216
0,208	-74,880	544,145	-43,233	547,398	-35,974	552,570	-23,011	556,688	-10,896	540,711	-50,354	536,761	-58,025	531,392	-67,804

0,209	-75,240	544,103	-42,244	547,363	-35,077	552,548	-22,242	556,677	-10,203	540,661	-49,262	536,704	-56,806	531,324	-66,403
0,210	-75,600	544,061	-41,268	547,328	-34,192	552,526	-21,486	556,667	-9,524	540,613	-48,181	536,647	-55,600	531,259	-65,015
0,211	-75,960	544,020	-40,303	547,294	-33,320	552,505	-20,743	556,658	-8,858	540,565	-47,113	536,592	-54,405	531,194	-63,638
0,212	-76,320	543,980	-39,351	547,261	-32,461	552,484	-20,013	556,650	-8,207	540,518	-46,057	536,539	-53,222	531,131	-62,274
0,213	-76,680	543,941	-38,412	547,229	-31,614	552,465	-19,297	556,642	-7,568	540,473	-45,013	536,486	-52,051	531,070	-60,921
0,214	-77,040	543,903	-37,484	547,198	-30,780	552,446	-18,593	556,634	-6,943	540,428	-43,981	536,435	-50,893	531,010	-59,580
0,215	-77,400	543,866	-36,569	547,168	-29,958	552,427	-17,903	556,628	-6,332	540,385	-42,961	536,384	-49,746	530,951	-58,251
0,216	-77,760	543,830	-35,667	547,138	-29,149	552,410	-17,225	556,622	-5,735	540,342	-41,953	536,335	-48,611	530,893	-56,934
0,217	-78,120	543,795	-34,776	547,110	-28,353	552,393	-16,561	556,616	-5,150	540,301	-40,958	536,287	-47,488	530,837	-55,629
0,218	-78,480	543,761	-33,898	547,082	-27,568	552,377	-15,910	556,611	-4,580	540,261	-39,974	536,240	-46,377	530,782	-54,336
0,219	-78,840	543,727	-33,032	547,054	-26,797	552,361	-15,272	556,607	-4,023	540,221	-39,002	536,194	-45,278	530,728	-53,055
0,220	-79,200	543,695	-32,178	547,028	-26,038	552,346	-14,647	556,603	-3,479	540,183	-38,043	536,150	-44,191	530,676	-51,786
0,221	-79,560	543,663	-31,336	547,002	-25,291	552,332	-14,034	556,600	-2,949	540,145	-37,095	536,106	-43,116	530,625	-50,529
0,222	-79,920	543,632	-30,507	546,977	-24,556	552,318	-13,435	556,597	-2,432	540,108	-36,159	536,063	-42,052	530,575	-49,284
0,223	-80,280	543,602	-29,689	546,953	-23,834	552,305	-12,849	556,595	-1,928	540,073	-35,236	536,022	-41,001	530,526	-48,050
0,224	-80,640	543,572	-28,884	546,930	-23,125	552,292	-12,275	556,594	-1,438	540,038	-34,324	535,981	-39,961	530,479	-46,829
0,225	-81,000	543,544	-28,091	546,907	-22,427	552,280	-11,714	556,592	-0,962	540,004	-33,424	535,942	-38,933	530,432	-45,619
0,226	-81,360	543,516	-27,309	546,885	-21,742	552,269	-11,166	556,592	-0,498	539,971	-32,536	535,903	-37,917	530,387	-44,421
0,227	-81,720	543,489	-26,540	546,863	-21,069	552,258	-10,631	556,591	-0,048	539,939	-31,659	535,866	-36,913	530,344	-43,235
0,228	-82,080	543,463	-25,782	546,843	-20,408	552,248	-10,109	556,592	0,389	539,908	-30,795	535,830	-35,920	530,301	-42,061
0,229	-82,440	543,438	-25,036	546,823	-19,759	552,238	-9,599	556,592	0,813	539,877	-29,942	535,794	-34,939	530,259	-40,898
0,230	-82,800	543,413	-24,302	546,803	-19,122	552,228	-9,102	556,593	1,224	539,848	-29,101	535,760	-33,969	530,219	-39,748
0,231	-83,160	543,389	-23,580	546,784	-18,497	552,220	-8,617	556,595	1,621	539,819	-28,271	535,726	-33,011	530,180	-38,609
0,232	-83,520	543,366	-22,870	546,766	-17,884	552,211	-8,145	556,596	2,006	539,791	-27,453	535,694	-32,065	530,142	-37,481
0,233	-83,880	543,343	-22,171	546,749	-17,283	552,203	-7,685	556,599	2,377	539,764	-26,646	535,662	-31,130	530,105	-36,366
0,234	-84,240	543,322	-21,484	546,732	-16,694	552,196	-7,238	556,601	2,736	539,738	-25,851	535,631	-30,207	530,069	-35,262
0,235	-84,600	543,301	-20,808	546,715	-16,116	552,189	-6,803	556,604	3,081	539,713	-25,068	535,602	-29,295	530,034	-34,169
0,236	-84,960	543,280	-20,144	546,699	-15,551	552,182	-6,380	556,607	3,414	539,688	-24,295	535,573	-28,394	530,001	-33,088
0,237	-85,320	543,260	-19,491	546,684	-14,997	552,176	-5,970	556,611	3,734	539,664	-23,534	535,545	-27,505	529,968	-32,019

0,238	-85,680	543,241	-18,850	546,669	-14,454	552,170	-5,572	556,615	4,041	539,641	-22,785	535,518	-26,627	529,937	-30,961
0,239	-86,040	543,223	-18,220	546,655	-13,923	552,165	-5,186	556,619	4,336	539,618	-22,046	535,492	-25,760	529,906	-29,914
0,240	-86,400	543,205	-17,601	546,642	-13,404	552,160	-4,812	556,623	4,617	539,597	-21,319	535,466	-24,904	529,877	-28,879
0,241	-86,760	543,187	-16,993	546,628	-12,896	552,155	-4,450	556,628	4,886	539,576	-20,603	535,442	-24,060	529,849	-27,855
0,242	-87,120	543,171	-16,397	546,616	-12,399	552,151	-4,100	556,633	5,143	539,555	-19,897	535,418	-23,226	529,821	-26,842
0,243	-87,480	543,155	-15,812	546,604	-11,914	552,147	-3,761	556,638	5,387	539,536	-19,203	535,395	-22,404	529,795	-25,840
0,244	-87,840	543,139	-15,237	546,592	-11,439	552,143	-3,435	556,644	5,618	539,517	-18,520	535,373	-21,592	529,770	-24,850
0,245	-88,200	543,124	-14,674	546,581	-10,976	552,140	-3,120	556,650	5,838	539,499	-17,847	535,352	-20,791	529,745	-23,871
0,246	-88,560	543,110	-14,121	546,570	-10,524	552,137	-2,817	556,656	6,044	539,481	-17,186	535,332	-20,001	529,722	-22,903
0,247	-88,920	543,096	-13,579	546,560	-10,083	552,135	-2,526	556,662	6,239	539,465	-16,534	535,312	-19,222	529,699	-21,945
0,248	-89,280	543,082	-13,048	546,550	-9,653	552,132	-2,246	556,668	6,421	539,448	-15,894	535,293	-18,453	529,678	-20,999
0,249	-89,640	543,070	-12,527	546,540	-9,234	552,130	-1,978	556,675	6,591	539,433	-15,264	535,275	-17,695	529,657	-20,064
0,250	-90,000	543,057	-12,017	546,531	-8,825	552,128	-1,721	556,681	6,750	539,418	-14,645	535,258	-16,948	529,638	-19,139
0,251	-90,360	543,046	-11,518	546,523	-8,427	552,127	-1,475	556,688	6,896	539,403	-14,036	535,241	-16,211	529,619	-18,225
0,252	-90,720	543,034	-11,029	546,514	-8,040	552,125	-1,241	556,695	7,030	539,390	-13,437	535,225	-15,484	529,601	-17,322
0,253	-91,080	543,024	-10,550	546,507	-7,663	552,124	-1,017	556,702	7,152	539,377	-12,848	535,210	-14,768	529,585	-16,430
0,254	-91,440	543,013	-10,082	546,499	-7,297	552,123	-0,805	556,709	7,262	539,364	-12,270	535,196	-14,062	529,569	-15,548
0,255	-91,800	543,003	-9,623	546,492	-6,941	552,123	-0,604	556,717	7,361	539,352	-11,702	535,182	-13,366	529,553	-14,676
0,256	-92,160	542,994	-9,175	546,485	-6,595	552,122	-0,413	556,724	7,448	539,341	-11,144	535,169	-12,680	529,539	-13,815
0,257	-92,520	542,985	-8,736	546,479	-6,259	552,122	-0,234	556,732	7,524	539,330	-10,595	535,157	-12,004	529,526	-12,965
0,258	-92,880	542,977	-8,308	546,473	-5,934	552,122	-0,065	556,739	7,587	539,319	-10,057	535,145	-11,339	529,513	-12,124
0,259	-93,240	542,968	-7,889	546,467	-5,618	552,122	0,093	556,747	7,640	539,310	-9,528	535,134	-10,683	529,502	-11,294
0,260	-93,600	542,961	-7,480	546,462	-5,313	552,122	0,241	556,754	7,681	539,300	-9,009	535,124	-10,036	529,491	-10,474
0,261	-93,960	542,953	-7,081	546,456	-5,017	552,122	0,378	556,762	7,711	539,292	-8,500	535,114	-9,400	529,481	-9,664
0,262	-94,320	542,947	-6,691	546,451	-4,731	552,122	0,505	556,770	7,729	539,283	-8,000	535,105	-8,773	529,471	-8,864
0,263	-94,680	542,940	-6,311	546,447	-4,455	552,123	0,621	556,778	7,737	539,276	-7,510	535,097	-8,156	529,463	-8,074
0,264	-95,040	542,934	-5,940	546,443	-4,188	552,124	0,728	556,785	7,733	539,268	-7,028	535,089	-7,548	529,455	-7,293
0,265	-95,400	542,928	-5,579	546,439	-3,930	552,125	0,824	556,793	7,718	539,262	-6,557	535,081	-6,949	529,448	-6,523
0,266	-95,760	542,923	-5,226	546,435	-3,682	552,125	0,910	556,801	7,693	539,255	-6,094	535,075	-6,360	529,442	-5,762

0,267	-96,120	542,918	-4,883	546,431	-3,443	552,126	0,986	556,808	7,657	539,249	-5,640	535,069	-5,780	529,437	-5,011
0,268	-96,480	542,913	-4,548	546,428	-3,214	552,127	1,053	556,816	7,610	539,244	-5,195	535,063	-5,209	529,432	-4,269
0,269	-96,840	542,909	-4,223	546,425	-2,993	552,128	1,110	556,824	7,552	539,239	-4,760	535,058	-4,647	529,428	-3,536
0,270	-97,200	542,905	-3,906	546,422	-2,781	552,130	1,157	556,831	7,484	539,234	-4,332	535,054	-4,094	529,425	-2,813
0,271	-97,560	542,901	-3,598	546,419	-2,579	552,131	1,194	556,839	7,405	539,230	-3,914	535,050	-3,550	529,423	-2,100
0,272	-97,920	542,897	-3,298	546,417	-2,384	552,132	1,223	556,846	7,316	539,227	-3,504	535,047	-3,015	529,421	-1,395
0,273	-98,280	542,894	-3,007	546,414	-2,199	552,133	1,241	556,853	7,216	539,223	-3,103	535,044	-2,488	529,420	-0,700
0,274	-98,640	542,891	-2,725	546,412	-2,022	552,134	1,251	556,860	7,107	539,220	-2,710	535,042	-1,970	529,419	-0,013
0,275	-99,000	542,889	-2,450	546,410	-1,853	552,136	1,252	556,867	6,987	539,218	-2,325	535,040	-1,460	529,420	0,664
0,276	-99,360	542,886	-2,184	546,409	-1,693	552,137	1,243	556,874	6,858	539,216	-1,949	535,039	-0,959	529,421	1,333
0,277	-99,720	542,884	-1,926	546,407	-1,541	552,138	1,226	556,881	6,718	539,214	-1,580	535,038	-0,465	529,422	1,993
0,278	-100,080	542,883	-1,676	546,405	-1,397	552,139	1,200	556,888	6,569	539,213	-1,220	535,038	0,019	529,425	2,644
0,279	-100,440	542,881	-1,433	546,404	-1,261	552,141	1,165	556,894	6,409	539,211	-0,867	535,038	0,496	529,428	3,287
0,280	-100,800	542,880	-1,199	546,403	-1,133	552,142	1,122	556,901	6,241	539,211	-0,523	535,039	0,965	529,431	3,921
0,281	-101,160	542,879	-0,972	546,402	-1,013	552,143	1,070	556,907	6,062	539,210	-0,186	535,040	1,426	529,436	4,547
0,282	-101,520	542,878	-0,752	546,401	-0,900	552,144	1,010	556,913	5,875	539,210	0,144	535,042	1,879	529,440	5,165
0,283	-101,880	542,877	-0,540	546,400	-0,795	552,145	0,942	556,919	5,678	539,211	0,466	535,044	2,325	529,446	5,774
0,284	-102,240	542,877	-0,336	546,399	-0,697	552,146	0,866	556,924	5,471	539,211	0,781	535,047	2,763	529,452	6,376
0,285	-102,600	542,876	-0,138	546,399	-0,607	552,147	0,782	556,929	5,256	539,212	1,088	535,049	3,193	529,459	6,969
0,286	-102,960	542,876	0,052	546,398	-0,524	552,147	0,689	556,935	5,031	539,214	1,388	535,053	3,616	529,466	7,554
0,287	-103,320	542,877	0,236	546,398	-0,448	552,148	0,589	556,940	4,798	539,215	1,682	535,057	4,032	529,474	8,132
0,288	-103,680	542,877	0,412	546,397	-0,379	552,148	0,482	556,944	4,556	539,217	1,968	535,061	4,441	529,482	8,702
0,289	-104,040	542,877	0,582	546,397	-0,316	552,149	0,367	556,949	4,305	539,219	2,247	535,066	4,842	529,491	9,264
0,290	-104,400	542,878	0,745	546,397	-0,261	552,149	0,244	556,953	4,045	539,221	2,520	535,071	5,237	529,501	9,819
0,291	-104,760	542,879	0,902	546,396	-0,212	552,149	0,115	556,957	3,778	539,224	2,786	535,076	5,624	529,511	10,366
0,292	-105,120	542,880	1,052	546,396	-0,169	552,149	-0,022	556,960	3,501	539,227	3,046	535,082	6,005	529,521	10,906
0,293	-105,480	542,881	1,196	546,396	-0,133	552,149	-0,166	556,964	3,217	539,230	3,299	535,088	6,380	529,533	11,439
0,294	-105,840	542,882	1,334	546,396	-0,103	552,149	-0,317	556,967	2,924	539,234	3,546	535,095	6,747	529,544	11,964
0,295	-106,200	542,884	1,466	546,396	-0,079	552,149	-0,474	556,970	2,623	539,237	3,787	535,102	7,109	529,557	12,483

0,296	-106,560	542,885	1,592	546,396	-0,061	552,148	-0,639	556,972	2,314	539,241	4,022	535,109	7,463	529,569	12,994
0,297	-106,920	542,887	1,712	546,396	-0,050	552,147	-0,809	556,974	1,998	539,245	4,251	535,116	7,812	529,583	13,499
0,298	-107,280	542,889	1,826	546,396	-0,043	552,147	-0,986	556,976	1,673	539,250	4,474	535,124	8,155	529,596	13,997
0,299	-107,640	542,891	1,935	546,396	-0,043	552,145	-1,170	556,978	1,342	539,254	4,691	535,133	8,491	529,611	14,489
0,300	-108,000	542,892	2,038	546,396	-0,048	552,144	-1,359	556,979	1,002	539,259	4,903	535,141	8,822	529,625	14,973
0,301	-108,360	542,895	2,136	546,396	-0,058	552,143	-1,554	556,980	0,656	539,264	5,109	535,150	9,147	529,641	15,452
0,302	-108,720	542,897	2,229	546,395	-0,073	552,141	-1,756	556,980	0,302	539,269	5,310	535,160	9,466	529,656	15,924
0,303	-109,080	542,899	2,317	546,395	-0,094	552,139	-1,962	556,980	-0,059	539,275	5,506	535,169	9,779	529,672	16,390
0,304	-109,440	542,901	2,400	546,395	-0,119	552,137	-2,175	556,980	-0,427	539,280	5,697	535,179	10,087	529,689	16,849
0,305	-109,800	542,904	2,478	546,395	-0,150	552,135	-2,393	556,979	-0,801	539,286	5,882	535,190	10,390	529,706	17,303
0,306	-110,160	542,906	2,551	546,395	-0,185	552,132	-2,616	556,978	-1,183	539,292	6,063	535,200	10,688	529,724	17,751
0,307	-110,520	542,909	2,619	546,395	-0,225	552,130	-2,845	556,977	-1,571	539,298	6,239	535,211	10,980	529,742	18,193
0,308	-110,880	542,912	2,683	546,395	-0,269	552,127	-3,078	556,975	-1,965	539,304	6,410	535,222	11,267	529,760	18,629
0,309	-111,240	542,914	2,743	546,394	-0,317	552,124	-3,316	556,973	-2,366	539,311	6,576	535,233	11,549	529,779	19,059
0,310	-111,600	542,917	2,799	546,394	-0,370	552,120	-3,559	556,970	-2,773	539,318	6,739	535,245	11,827	529,798	19,484
0,311	-111,960	542,920	2,850	546,393	-0,427	552,116	-3,807	556,967	-3,186	539,324	6,896	535,257	12,100	529,818	19,904
0,312	-112,320	542,923	2,898	546,393	-0,487	552,112	-4,059	556,964	-3,605	539,331	7,050	535,269	12,368	529,838	20,318
0,313	-112,680	542,926	2,941	546,392	-0,552	552,108	-4,315	556,960	-4,030	539,339	7,200	535,282	12,631	529,858	20,727
0,314	-113,040	542,929	2,981	546,392	-0,620	552,104	-4,576	556,956	-4,460	539,346	7,345	535,295	12,891	529,879	21,131
0,315	-113,400	542,932	3,017	546,391	-0,692	552,099	-4,840	556,951	-4,896	539,353	7,487	535,308	13,146	529,901	21,530
0,316	-113,760	542,935	3,050	546,391	-0,767	552,094	-5,109	556,946	-5,337	539,361	7,625	535,321	13,397	529,922	21,924
0,317	-114,120	542,938	3,080	546,390	-0,845	552,089	-5,381	556,941	-5,784	539,369	7,760	535,334	13,643	529,945	22,314
0,318	-114,480	542,941	3,106	546,389	-0,926	552,083	-5,657	556,935	-6,235	539,376	7,891	535,348	13,886	529,967	22,698
0,319	-114,840	542,944	3,129	546,388	-1,011	552,078	-5,936	556,928	-6,692	539,384	8,018	535,362	14,125	529,990	23,078
0,320	-115,200	542,947	3,149	546,387	-1,098	552,072	-6,218	556,921	-7,153	539,392	8,142	535,376	14,361	530,013	23,454
0,321	-115,560	542,950	3,167	546,386	-1,188	552,065	-6,504	556,914	-7,619	539,401	8,264	535,391	14,593	530,037	23,825
0,322	-115,920	542,953	3,181	546,384	-1,281	552,059	-6,792	556,906	-8,090	539,409	8,382	535,406	14,821	530,061	24,192
0,323	-116,280	542,957	3,193	546,383	-1,376	552,052	-7,083	556,898	-8,564	539,417	8,497	535,421	15,046	530,085	24,555
0,324	-116,640	542,960	3,203	546,382	-1,473	552,044	-7,377	556,889	-9,043	539,426	8,610	535,436	15,267	530,110	24,913

0,325	-117,000	542,963	3,210	546,380	-1,572	552,037	-7,674	556,880	-9,526	539,435	8,720	535,451	15,486	530,135	25,268
0,326	-117,360	542,966	3,215	546,379	-1,674	552,029	-7,973	556,870	-10,013	539,443	8,827	535,467	15,701	530,161	25,619
0,327	-117,720	542,969	3,218	546,377	-1,777	552,021	-8,273	556,860	-10,504	539,452	8,932	535,482	15,914	530,186	25,966
0,328	-118,080	542,973	3,220	546,375	-1,882	552,012	-8,576	556,849	-10,998	539,461	9,034	535,499	16,124	530,212	26,309
0,329	-118,440	542,976	3,219	546,373	-1,989	552,004	-8,881	556,838	-11,495	539,470	9,135	535,515	16,330	530,239	26,649
0,330	-118,800	542,979	3,216	546,371	-2,097	551,995	-9,188	556,826	-11,996	539,479	9,233	535,531	16,535	530,266	26,985
0,331	-119,160	542,982	3,212	546,369	-2,207	551,985	-9,496	556,814	-12,500	539,489	9,330	535,548	16,737	530,293	27,318
0,332	-119,520	542,986	3,207	546,367	-2,317	551,976	-9,805	556,801	-13,007	539,498	9,424	535,565	16,936	530,320	27,648
0,333	-119,880	542,989	3,200	546,364	-2,429	551,966	-10,116	556,788	-13,516	539,508	9,517	535,582	17,133	530,348	27,975
0,334	-120,240	542,992	3,192	546,362	-2,542	551,955	-10,428	556,774	-14,028	539,517	9,608	535,599	17,329	530,376	28,298
0,335	-120,600	542,995	3,183	546,359	-2,655	551,945	-10,740	556,760	-14,542	539,527	9,698	535,616	17,522	530,405	28,619
0,336	-120,960	542,998	3,173	546,356	-2,769	551,934	-11,054	556,745	-15,059	539,537	9,787	535,634	17,713	530,434	28,937
0,337	-121,320	543,001	3,163	546,354	-2,884	551,923	-11,368	556,729	-15,577	539,546	9,874	535,652	17,902	530,463	29,252
0,338	-121,680	543,005	3,151	546,351	-2,999	551,911	-11,682	556,714	-16,098	539,556	9,960	535,670	18,089	530,492	29,564
0,339	-122,040	543,008	3,139	546,348	-3,114	551,899	-11,997	556,697	-16,620	539,566	10,045	535,688	18,275	530,522	29,874
0,340	-122,400	543,011	3,127	546,344	-3,229	551,887	-12,311	556,680	-17,143	539,576	10,129	535,706	18,460	530,552	30,182
0,341	-122,760	543,014	3,114	546,341	-3,345	551,875	-12,626	556,663	-17,668	539,587	10,213	535,725	18,643	530,582	30,487
0,342	-123,120	543,017	3,102	546,338	-3,460	551,862	-12,940	556,645	-18,194	539,597	10,296	535,744	18,824	530,613	30,790
0,343	-123,480	543,020	3,089	546,334	-3,574	551,849	-13,254	556,627	-18,721	539,607	10,378	535,763	19,005	530,644	31,090
0,344	-123,840	543,023	3,076	546,331	-3,689	551,835	-13,567	556,608	-19,248	539,618	10,460	535,782	19,184	530,675	31,389
0,345	-124,200	543,026	3,064	546,327	-3,802	551,822	-13,879	556,588	-19,776	539,628	10,541	535,801	19,363	530,707	31,686
0,346	-124,560	543,029	3,051	546,323	-3,915	551,808	-14,191	556,568	-20,305	539,639	10,623	535,820	19,541	530,738	31,981
0,347	-124,920	543,032	3,040	546,319	-4,027	551,793	-14,501	556,547	-20,833	539,649	10,704	535,840	19,717	530,770	32,274
0,348	-125,280	543,036	3,029	546,315	-4,138	551,779	-14,810	556,526	-21,362	539,660	10,785	535,860	19,894	530,803	32,566
0,349	-125,640	543,039	3,018	546,311	-4,247	551,764	-15,118	556,505	-21,890	539,671	10,867	535,880	20,069	530,836	32,856
0,350	-126,000	543,042	3,009	546,306	-4,356	551,749	-15,424	556,483	-22,418	539,682	10,948	535,900	20,245	530,869	33,145
0,351	-126,360	543,045	3,000	546,302	-4,463	551,733	-15,728	556,460	-22,945	539,693	11,031	535,920	20,420	530,902	33,432
0,352	-126,720	543,048	2,992	546,298	-4,568	551,717	-16,031	556,437	-23,471	539,704	11,113	535,941	20,594	530,935	33,718
0,353	-127,080	543,051	2,986	546,293	-4,672	551,701	-16,331	556,413	-23,996	539,715	11,196	535,961	20,769	530,969	34,003

0,354	-127,440	543,054	2,981	546,288	-4,774	551,684	-16,628	556,389	-24,520	539,726	11,280	535,982	20,943	531,004	34,287
0,355	-127,800	543,057	2,977	546,283	-4,874	551,668	-16,924	556,364	-25,042	539,738	11,365	536,003	21,118	531,038	34,570
0,356	-128,160	543,059	2,976	546,278	-4,971	551,651	-17,216	556,339	-25,562	539,749	11,451	536,025	21,293	531,073	34,852
0,357	-128,520	543,062	2,975	546,273	-5,067	551,633	-17,506	556,313	-26,081	539,760	11,537	536,046	21,468	531,108	35,133
0,358	-128,880	543,065	2,977	546,268	-5,160	551,616	-17,793	556,286	-26,597	539,772	11,625	536,067	21,643	531,143	35,414
0,359	-129,240	543,068	2,980	546,263	-5,251	551,598	-18,077	556,260	-27,111	539,784	11,714	536,089	21,819	531,178	35,694
0,360	-129,600	543,071	2,986	546,258	-5,338	551,579	-18,357	556,232	-27,622	539,796	11,805	536,111	21,996	531,214	35,973
0,361	-129,960	543,074	2,993	546,252	-5,424	551,561	-18,634	556,204	-28,131	539,807	11,897	536,133	22,173	531,250	36,252
0,362	-130,320	543,077	3,003	546,247	-5,506	551,542	-18,907	556,176	-28,636	539,819	11,991	536,155	22,351	531,287	36,531
0,363	-130,680	543,080	3,016	546,241	-5,585	551,523	-19,176	556,147	-29,138	539,831	12,086	536,178	22,530	531,323	36,810
0,364	-131,040	543,083	3,030	546,236	-5,661	551,504	-19,441	556,118	-29,636	539,843	12,183	536,201	22,710	531,360	37,088
0,365	-131,400	543,086	3,048	546,230	-5,733	551,484	-19,702	556,088	-30,130	539,856	12,282	536,223	22,891	531,398	37,367
0,366	-131,760	543,090	3,068	546,224	-5,803	551,464	-19,958	556,057	-30,621	539,868	12,383	536,246	23,073	531,435	37,645
0,367	-132,120	543,093	3,091	546,219	-5,868	551,444	-20,210	556,027	-31,107	539,880	12,486	536,269	23,256	531,473	37,924
0,368	-132,480	543,096	3,117	546,213	-5,930	551,424	-20,457	555,995	-31,589	539,893	12,591	536,293	23,441	531,511	38,203
0,369	-132,840	543,099	3,147	546,207	-5,988	551,403	-20,700	555,963	-32,065	539,906	12,699	536,316	23,627	531,549	38,482
0,370	-133,200	543,102	3,179	546,201	-6,042	551,383	-20,937	555,931	-32,537	539,918	12,809	536,340	23,815	531,588	38,762
0,371	-133,560	543,105	3,215	546,195	-6,092	551,362	-21,169	555,898	-33,004	539,931	12,922	536,364	24,004	531,627	39,042
0,372	-133,920	543,108	3,254	546,188	-6,138	551,340	-21,396	555,865	-33,465	539,944	13,037	536,388	24,195	531,666	39,322
0,373	-134,280	543,112	3,296	546,182	-6,180	551,319	-21,617	555,831	-33,920	539,957	13,155	536,412	24,388	531,706	39,604
0,374	-134,640	543,115	3,342	546,176	-6,217	551,297	-21,832	555,797	-34,369	539,971	13,275	536,437	24,583	531,745	39,886
0,375	-135,000	543,118	3,392	546,170	-6,249	551,275	-22,041	555,763	-34,812	539,984	13,399	536,462	24,780	531,785	40,169
0,376	-135,360	543,122	3,446	546,164	-6,277	551,253	-22,244	555,728	-35,248	539,997	13,525	536,486	24,979	531,826	40,452
0,377	-135,720	543,125	3,504	546,157	-6,300	551,231	-22,441	555,692	-35,678	540,011	13,655	536,512	25,180	531,866	40,737
0,378	-136,080	543,129	3,566	546,151	-6,318	551,208	-22,632	555,656	-36,100	540,025	13,788	536,537	25,383	531,907	41,023
0,379	-136,440	543,132	3,632	546,145	-6,331	551,185	-22,816	555,620	-36,516	540,039	13,924	536,562	25,589	531,948	41,310
0,380	-136,800	543,136	3,702	546,138	-6,339	551,162	-22,993	555,583	-36,923	540,053	14,064	536,588	25,797	531,990	41,599
0,381	-137,160	543,140	3,777	546,132	-6,342	551,139	-23,164	555,546	-37,323	540,067	14,207	536,614	26,008	532,031	41,888
0,382	-137,520	543,144	3,856	546,126	-6,339	551,116	-23,327	555,509	-37,715	540,081	14,354	536,640	26,221	532,074	42,179

0,383	-137,880	543,148	3,939	546,119	-6,330	551,093	-23,483	555,471	-38,098	540,095	14,504	536,666	26,437	532,116	42,472
0,384	-138,240	543,152	4,028	546,113	-6,316	551,069	-23,632	555,432	-38,473	540,110	14,658	536,693	26,656	532,158	42,766
0,385	-138,600	543,156	4,121	546,107	-6,297	551,045	-23,773	555,394	-38,839	540,125	14,816	536,720	26,878	532,201	43,061
0,386	-138,960	543,160	4,219	546,100	-6,271	551,022	-23,907	555,355	-39,196	540,140	14,977	536,747	27,102	532,245	43,359
0,387	-139,320	543,164	4,322	546,094	-6,240	550,998	-24,033	555,315	-39,543	540,155	15,143	536,774	27,330	532,288	43,658
0,388	-139,680	543,168	4,429	546,088	-6,202	550,974	-24,151	555,276	-39,881	540,170	15,313	536,801	27,560	532,332	43,959
0,389	-140,040	543,173	4,542	546,082	-6,159	550,949	-24,260	555,236	-40,209	540,185	15,487	536,829	27,794	532,376	44,262
0,390	-140,400	543,177	4,661	546,076	-6,109	550,925	-24,362	555,195	-40,527	540,201	15,665	536,857	28,031	532,420	44,567
0,391	-140,760	543,182	4,784	546,070	-6,052	550,901	-24,455	555,155	-40,834	540,217	15,848	536,885	28,271	532,465	44,874
0,392	-141,120	543,187	4,913	546,064	-5,990	550,876	-24,539	555,114	-41,131	540,233	16,035	536,913	28,515	532,510	45,183
0,393	-141,480	543,192	5,047	546,058	-5,920	550,852	-24,615	555,072	-41,416	540,249	16,226	536,942	28,762	532,556	45,494
0,394	-141,840	543,197	5,187	546,052	-5,845	550,827	-24,682	555,031	-41,691	540,265	16,422	536,971	29,013	532,601	45,807
0,395	-142,200	543,202	5,333	546,046	-5,762	550,802	-24,740	554,989	-41,954	540,282	16,623	537,000	29,267	532,647	46,123
0,396	-142,560	543,208	5,484	546,040	-5,672	550,777	-24,788	554,947	-42,206	540,298	16,828	537,029	29,525	532,693	46,442
0,397	-142,920	543,213	5,642	546,035	-5,576	550,753	-24,828	554,905	-42,446	540,315	17,038	537,059	29,787	532,740	46,762
0,398	-143,280	543,219	5,805	546,029	-5,472	550,728	-24,858	554,862	-42,673	540,332	17,253	537,089	30,053	532,787	47,086
0,399	-143,640	543,225	5,974	546,024	-5,362	550,703	-24,879	554,819	-42,889	540,350	17,473	537,119	30,322	532,834	47,412
0,400	-144,000	543,231	6,149	546,018	-5,244	550,678	-24,890	554,776	-43,091	540,367	17,698	537,150	30,596	532,882	47,740
0,401	-144,360	543,237	6,330	546,013	-5,119	550,653	-24,891	554,733	-43,281	540,385	17,928	537,180	30,873	532,930	48,072
0,402	-144,720	543,244	6,517	546,008	-4,986	550,628	-24,882	554,690	-43,458	540,403	18,163	537,211	31,155	532,978	48,406
0,403	-145,080	543,250	6,711	546,003	-4,847	550,603	-24,864	554,646	-43,621	540,421	18,404	537,243	31,440	533,026	48,743
0,404	-145,440	543,257	6,911	545,998	-4,699	550,578	-24,835	554,602	-43,771	540,440	18,649	537,274	31,730	533,075	49,082
0,405	-145,800	543,264	7,117	545,994	-4,544	550,554	-24,796	554,559	-43,907	540,459	18,900	537,306	32,024	533,125	49,425
0,406	-146,160	543,271	7,330	545,989	-4,381	550,529	-24,747	554,515	-44,030	540,478	19,157	537,338	32,322	533,174	49,771
0,407	-146,520	543,279	7,549	545,985	-4,211	550,504	-24,687	554,471	-44,138	540,497	19,418	537,371	32,625	533,224	50,120
0,408	-146,880	543,286	7,775	545,981	-4,033	550,480	-24,617	554,426	-44,232	540,517	19,686	537,404	32,932	533,275	50,472
0,409	-147,240	543,294	8,008	545,977	-3,846	550,455	-24,536	554,382	-44,311	540,536	19,958	537,437	33,244	533,325	50,827
0,410	-147,600	543,302	8,247	545,973	-3,652	550,430	-24,445	554,338	-44,376	540,557	20,237	537,470	33,560	533,376	51,186
0,411	-147,960	543,311	8,494	545,970	-3,450	550,406	-24,342	554,293	-44,426	540,577	20,521	537,504	33,881	533,428	51,548

0,412	-148,320	543,319	8,747	545,966	-3,240	550,382	-24,229	554,249	-44,461	540,598	20,811	537,538	34,206	533,479	51,913
0,413	-148,680	543,328	9,007	545,963	-3,021	550,358	-24,105	554,204	-44,480	540,619	21,107	537,572	34,536	533,531	52,281
0,414	-149,040	543,337	9,273	545,960	-2,795	550,334	-23,969	554,160	-44,484	540,640	21,408	537,607	34,871	533,584	52,653
0,415	-149,400	543,347	9,547	545,958	-2,560	550,310	-23,823	554,115	-44,473	540,661	21,716	537,642	35,211	533,637	53,028
0,416	-149,760	543,357	9,828	545,955	-2,316	550,286	-23,665	554,071	-44,445	540,683	22,029	537,677	35,556	533,690	53,407
0,417	-150,120	543,367	10,116	545,953	-2,065	550,262	-23,496	554,027	-44,402	540,705	22,349	537,713	35,905	533,744	53,790
0,418	-150,480	543,377	10,411	545,951	-1,804	550,239	-23,315	553,982	-44,343	540,728	22,674	537,749	36,259	533,797	54,176
0,419	-150,840	543,387	10,714	545,949	-1,536	550,216	-23,123	553,938	-44,268	540,751	23,006	537,786	36,618	533,852	54,566
0,420	-151,200	543,398	11,023	545,948	-1,259	550,193	-22,920	553,894	-44,177	540,774	23,343	537,822	36,983	533,907	54,959
0,421	-151,560	543,409	11,340	545,947	-0,973	550,170	-22,705	553,850	-44,069	540,797	23,687	537,860	37,352	533,962	55,357
0,422	-151,920	543,421	11,665	545,946	-0,679	550,147	-22,478	553,806	-43,945	540,821	24,037	537,897	37,727	534,017	55,758
0,423	-152,280	543,433	11,996	545,945	-0,375	550,125	-22,240	553,762	-43,805	540,846	24,393	537,935	38,106	534,073	56,163
0,424	-152,640	543,445	12,335	545,945	-0,064	550,103	-21,990	553,718	-43,647	540,870	24,756	537,973	38,491	534,130	56,572
0,425	-153,000	543,457	12,682	545,945	0,257	550,081	-21,728	553,674	-43,473	540,895	25,124	538,012	38,881	534,186	56,984
0,426	-153,360	543,470	13,036	545,946	0,586	550,059	-21,454	553,631	-43,282	540,920	25,500	538,051	39,276	534,244	57,401
0,427	-153,720	543,484	13,397	545,947	0,924	550,038	-21,168	553,588	-43,075	540,946	25,881	538,091	39,676	534,301	57,822
0,428	-154,080	543,497	13,766	545,948	1,271	550,017	-20,871	553,545	-42,850	540,972	26,269	538,130	40,082	534,359	58,246
0,429	-154,440	543,511	14,142	545,949	1,627	549,996	-20,561	553,502	-42,609	540,999	26,663	538,171	40,493	534,418	58,675
0,430	-154,800	543,525	14,527	545,951	1,992	549,976	-20,240	553,460	-42,350	541,025	27,064	538,211	40,910	534,477	59,108
0,431	-155,160	543,540	14,918	545,953	2,365	549,956	-19,906	553,417	-42,074	541,053	27,471	538,253	41,332	534,536	59,545
0,432	-155,520	543,555	15,318	545,956	2,748	549,936	-19,561	553,376	-41,782	541,080	27,885	538,294	41,759	534,596	59,986
0,433	-155,880	543,571	15,725	545,959	3,139	549,917	-19,203	553,334	-41,472	541,108	28,306	538,336	42,191	534,656	60,431
0,434	-156,240	543,587	16,139	545,962	3,540	549,898	-18,834	553,293	-41,145	541,137	28,732	538,379	42,630	534,717	60,881
0,435	-156,600	543,603	16,562	545,966	3,949	549,879	-18,452	553,252	-40,801	541,166	29,166	538,421	43,073	534,778	61,334
0,436	-156,960	543,620	16,992	545,970	4,368	549,861	-18,059	553,211	-40,440	541,195	29,606	538,465	43,522	534,839	61,792
0,437	-157,320	543,637	17,430	545,974	4,795	549,843	-17,653	553,171	-40,062	541,225	30,053	538,508	43,977	534,901	62,254
0,438	-157,680	543,655	17,875	545,979	5,232	549,826	-17,235	553,131	-39,667	541,255	30,506	538,553	44,437	534,964	62,721
0,439	-158,040	543,673	18,328	545,985	5,678	549,809	-16,806	553,091	-39,255	541,286	30,966	538,597	44,903	535,027	63,192
0,440	-158,400	543,691	18,789	545,991	6,132	549,792	-16,364	553,052	-38,826	541,317	31,432	538,642	45,375	535,090	63,667

0,441	-158,760	543,710	19,258	545,997	6,596	549,776	-15,910	553,014	-38,381	541,349	31,906	538,688	45,852	535,154	64,146
0,442	-159,120	543,730	19,735	546,004	7,068	549,760	-15,444	552,976	-37,918	541,381	32,385	538,734	46,334	535,218	64,630
0,443	-159,480	543,750	20,219	546,011	7,550	549,745	-14,967	552,938	-37,439	541,414	32,872	538,781	46,822	535,283	65,118
0,444	-159,840	543,770	20,711	546,019	8,041	549,730	-14,477	552,901	-36,942	541,447	33,365	538,828	47,316	535,349	65,611
0,445	-160,200	543,791	21,211	546,027	8,540	549,716	-13,975	552,864	-36,430	541,481	33,865	538,875	47,816	535,415	66,108
0,446	-160,560	543,813	21,718	546,036	9,049	549,702	-13,462	552,828	-35,901	541,515	34,372	538,923	48,321	535,481	66,610
0,447	-160,920	543,835	22,234	546,045	9,567	549,689	-12,936	552,792	-35,355	541,549	34,885	538,972	48,832	535,548	67,116
0,448	-161,280	543,857	22,757	546,055	10,094	549,676	-12,399	552,757	-34,793	541,584	35,405	539,021	49,348	535,615	67,626
0,449	-161,640	543,880	23,288	546,066	10,629	549,664	-11,850	552,723	-34,215	541,620	35,932	539,071	49,870	535,683	68,141
0,450	-162,000	543,904	23,826	546,077	11,174	549,653	-11,289	552,689	-33,620	541,656	36,465	539,121	50,398	535,751	68,660
0,451	-162,360	543,928	24,373	546,088	11,727	549,642	-10,717	552,655	-33,010	541,693	37,005	539,172	50,931	535,820	69,184
0,452	-162,720	543,953	24,927	546,100	12,290	549,631	-10,133	552,623	-32,384	541,730	37,552	539,223	51,470	535,890	69,713
0,453	-163,080	543,978	25,488	546,113	12,861	549,621	-9,537	552,591	-31,742	541,768	38,105	539,274	52,015	535,960	70,246
0,454	-163,440	544,004	26,058	546,126	13,441	549,612	-8,930	552,559	-31,084	541,807	38,665	539,327	52,566	536,030	70,783
0,455	-163,800	544,030	26,635	546,139	14,030	549,604	-8,311	552,529	-30,411	541,845	39,232	539,380	53,122	536,101	71,325
0,456	-164,160	544,057	27,219	546,154	14,628	549,596	-7,681	552,498	-29,723	541,885	39,805	539,433	53,683	536,173	71,872
0,457	-164,520	544,084	27,812	546,169	15,234	549,588	-7,040	552,469	-29,020	541,925	40,385	539,487	54,251	536,245	72,423
0,458	-164,880	544,112	28,411	546,184	15,850	549,582	-6,387	552,440	-28,302	541,966	40,972	539,542	54,824	536,318	72,978
0,459	-165,240	544,141	29,019	546,200	16,474	549,575	-5,723	552,413	-27,568	542,007	41,565	539,597	55,403	536,391	73,538
0,460	-165,600	544,170	29,634	546,217	17,106	549,570	-5,048	552,385	-26,821	542,049	42,165	539,652	55,987	536,465	74,103
0,461	-165,960	544,200	30,256	546,235	17,747	549,565	-4,362	552,359	-26,058	542,091	42,771	539,709	56,577	536,539	74,672
0,462	-166,320	544,231	30,886	546,253	18,397	549,561	-3,665	552,333	-25,282	542,134	43,384	539,765	57,172	536,614	75,245
0,463	-166,680	544,262	31,524	546,271	19,055	549,558	-2,957	552,308	-24,491	542,178	44,003	539,823	57,773	536,690	75,823
0,464	-167,040	544,294	32,168	546,291	19,722	549,555	-2,239	552,284	-23,686	542,222	44,629	539,881	58,380	536,766	76,406
0,465	-167,400	544,327	32,821	546,311	20,397	549,554	-1,509	552,261	-22,868	542,267	45,261	539,940	58,992	536,843	76,993
0,466	-167,760	544,360	33,480	546,332	21,081	549,552	-0,769	552,238	-22,036	542,313	45,900	539,999	59,610	536,920	77,585
0,467	-168,120	544,393	34,147	546,353	21,772	549,552	-0,019	552,217	-21,191	542,359	46,545	540,059	60,233	536,998	78,181
0,468	-168,480	544,428	34,821	546,375	22,473	549,552	0,742	552,196	-20,332	542,406	47,197	540,119	60,862	537,076	78,781
0,469	-168,840	544,463	35,503	546,398	23,181	549,553	1,513	552,176	-19,461	542,454	47,855	540,181	61,496	537,155	79,386

0,470	-169,200	544,499	36,191	546,422	23,897	549,555	2,295	552,157	-18,576	542,502	48,519	540,242	62,136	537,235	79,995
0,471	-169,560	544,535	36,887	546,446	24,622	549,558	3,086	552,139	-17,680	542,551	49,189	540,305	62,781	537,315	80,609
0,472	-169,920	544,573	37,589	546,471	25,354	549,562	3,888	552,122	-16,770	542,600	49,866	540,368	63,432	537,396	81,227
0,473	-170,280	544,611	38,299	546,497	26,095	549,566	4,699	552,106	-15,849	542,650	50,549	540,432	64,088	537,478	81,850
0,474	-170,640	544,649	39,016	546,523	26,843	549,571	5,521	552,090	-14,915	542,701	51,238	540,496	64,749	537,560	82,477
0,475	-171,000	544,689	39,740	546,550	27,600	549,577	6,352	552,076	-13,970	542,753	51,933	540,561	65,416	537,643	83,108
0,476	-171,360	544,729	40,470	546,578	28,364	549,584	7,192	552,062	-13,014	542,805	52,634	540,627	66,088	537,726	83,744
0,477	-171,720	544,770	41,208	546,607	29,135	549,591	8,042	552,050	-12,045	542,858	53,342	540,693	66,765	537,810	84,384
0,478	-172,080	544,811	41,952	546,636	29,915	549,600	8,902	552,038	-11,066	542,912	54,055	540,761	67,447	537,895	85,028
0,479	-172,440	544,854	42,703	546,667	30,702	549,609	9,770	552,028	-10,076	542,966	54,774	540,828	68,135	537,980	85,677
0,480	-172,800	544,897	43,461	546,698	31,496	549,619	10,648	552,018	-9,075	543,021	55,499	540,897	68,827	538,066	86,330
0,481	-173,160	544,940	44,225	546,730	32,298	549,630	11,535	552,009	-8,064	543,077	56,231	540,966	69,525	538,153	86,987
0,482	-173,520	544,985	44,996	546,762	33,107	549,642	12,430	552,002	-7,042	543,134	56,968	541,036	70,228	538,240	87,648
0,483	-173,880	545,030	45,773	546,796	33,924	549,655	13,334	551,995	-6,010	543,191	57,710	541,106	70,936	538,328	88,314
0,484	-174,240	545,077	46,557	546,830	34,748	549,669	14,247	551,990	-4,969	543,249	58,459	541,178	71,649	538,417	88,983
0,485	-174,600	545,124	47,347	546,865	35,578	549,684	15,169	551,985	-3,917	543,308	59,213	541,250	72,367	538,506	89,657
0,486	-174,960	545,171	48,143	546,901	36,416	549,699	16,099	551,982	-2,857	543,368	59,973	541,323	73,090	538,596	90,335
0,487	-175,320	545,220	48,946	546,938	37,261	549,716	17,037	551,980	-1,787	543,428	60,738	541,396	73,818	538,687	91,017
0,488	-175,680	545,269	49,755	546,976	38,113	549,734	17,983	551,978	-0,708	543,489	61,509	541,470	74,551	538,778	91,702
0,489	-176,040	545,319	50,570	547,015	38,971	549,752	18,937	551,978	0,380	543,551	62,285	541,545	75,288	538,870	92,392
0,490	-176,400	545,370	51,391	547,054	39,836	549,771	19,899	551,979	1,477	543,614	63,067	541,621	76,030	538,963	93,086
0,491	-176,760	545,422	52,218	547,094	40,708	549,792	20,869	551,981	2,582	543,677	63,854	541,697	76,777	539,057	93,784
0,492	-177,120	545,475	53,051	547,135	41,586	549,813	21,846	551,984	3,695	543,741	64,646	541,774	77,529	539,151	94,486
0,493	-177,480	545,528	53,889	547,177	42,470	549,835	22,831	551,989	4,816	543,807	65,444	541,852	78,285	539,246	95,191
0,494	-177,840	545,583	54,734	547,220	43,361	549,859	23,823	551,994	5,945	543,872	66,247	541,931	79,046	539,341	95,901
0,495	-178,200	545,638	55,584	547,264	44,259	549,883	24,822	552,001	7,082	543,939	67,055	542,010	79,811	539,437	96,614
0,496	-178,560	545,694	56,439	547,309	45,162	549,908	25,829	552,008	8,226	544,007	67,868	542,090	80,581	539,534	97,331
0,497	-178,920	545,751	57,300	547,354	46,071	549,935	26,842	552,017	9,377	544,075	68,686	542,171	81,355	539,632	98,051
0,498	-179,280	545,808	58,167	547,401	46,987	549,962	27,862	552,027	10,535	544,144	69,508	542,253	82,134	539,730	98,776

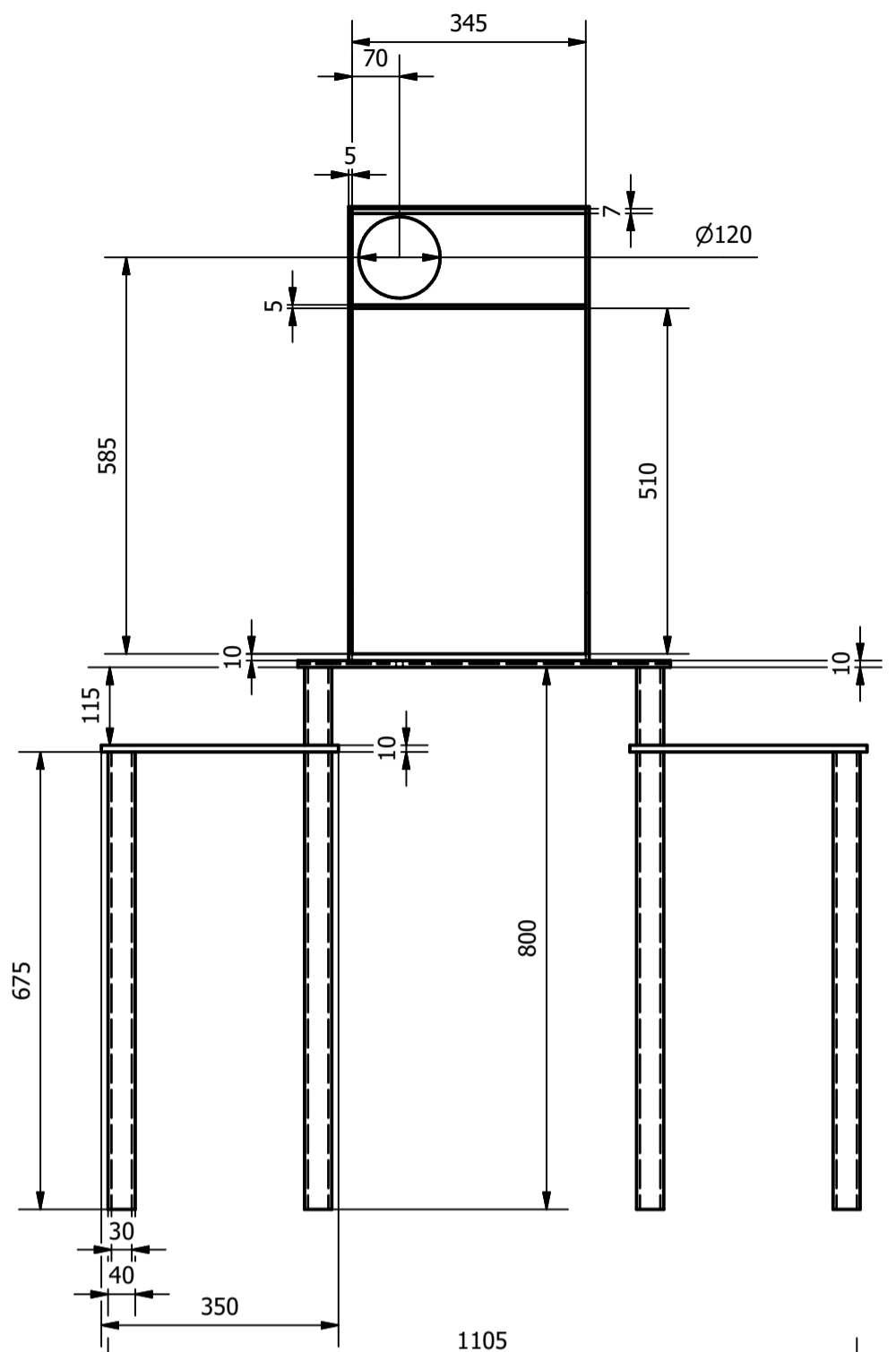
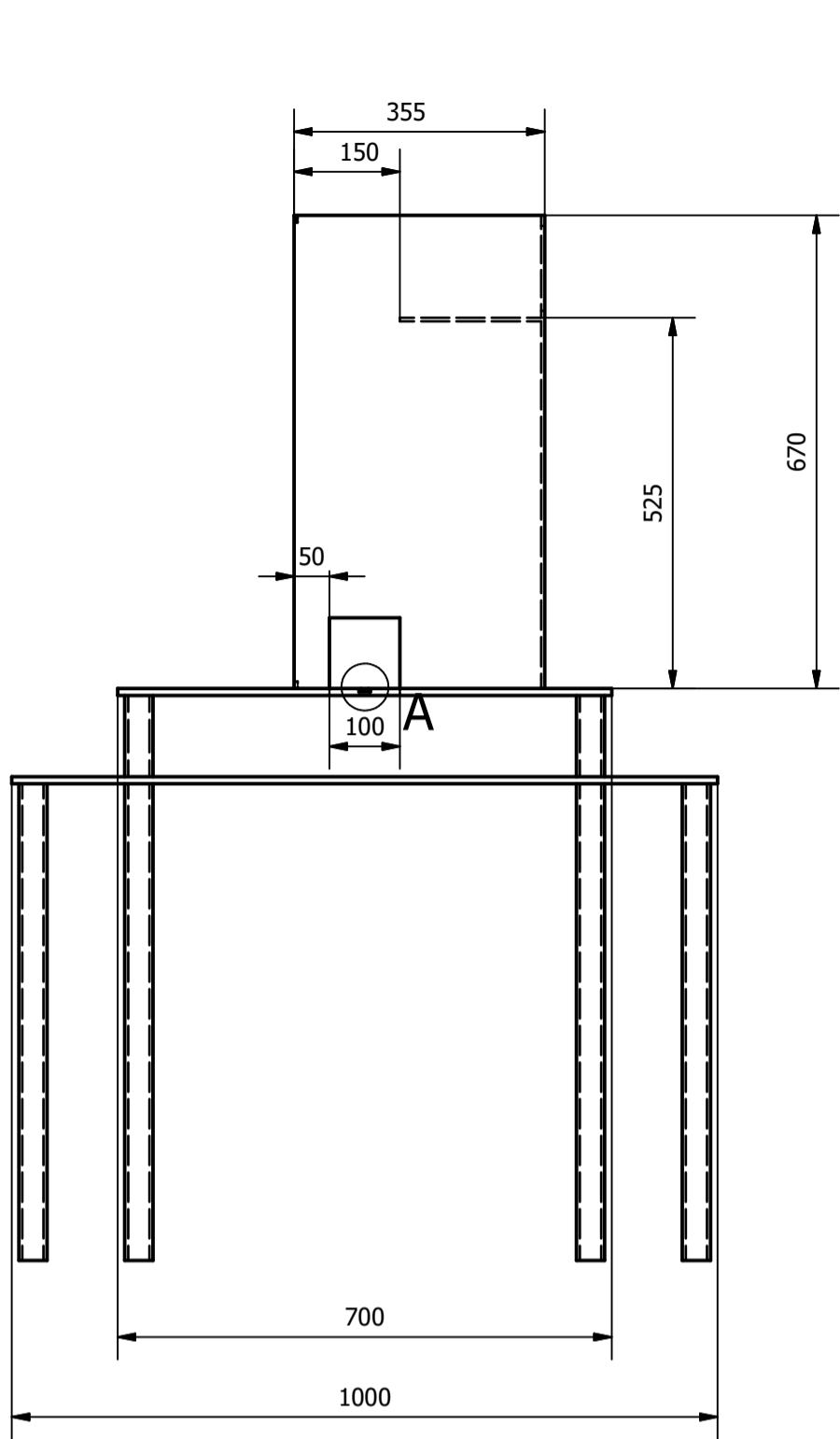
0,499	-179,640	545,867	59,039	547,448	47,908	549,991	28,889	552,038	11,700	544,214	70,336	542,336	82,917	539,830	99,504
0,500	-180,000	545,926	59,916	547,497	48,835	550,020	29,922	552,050	12,872	544,285	71,169	542,419	83,704	539,929	100,235
0,501	-180,360	545,987	60,799	547,546	49,768	550,050	30,962	552,064	14,050	544,356	72,006	542,503	84,495	540,030	100,970
0,502	-180,720	546,048	61,686	547,596	50,706	550,082	32,007	552,078	15,234	544,429	72,848	542,588	85,290	540,131	101,709
0,503	-181,080	546,110	62,579	547,648	51,650	550,114	33,059	552,094	16,424	544,502	73,694	542,674	86,090	540,233	102,451
0,504	-181,440	546,173	63,477	547,700	52,599	550,148	34,117	552,111	17,621	544,576	74,545	542,760	86,894	540,336	103,196
0,505	-181,800	546,237	64,379	547,753	53,553	550,183	35,181	552,130	18,822	544,651	75,401	542,848	87,701	540,440	103,945
0,506	-182,160	546,302	65,286	547,807	54,513	550,218	36,250	552,149	20,030	544,727	76,260	542,936	88,513	540,544	104,697
0,507	-182,520	546,368	66,198	547,862	55,477	550,255	37,325	552,170	21,242	544,803	77,125	543,025	89,328	540,649	105,453
0,508	-182,880	546,434	67,115	547,918	56,447	550,293	38,406	552,191	22,460	544,881	77,993	543,114	90,147	540,755	106,211
0,509	-183,240	546,502	68,036	547,975	57,422	550,332	39,492	552,215	23,683	544,959	78,865	543,205	90,970	540,862	106,973
0,510	-183,600	546,570	68,962	548,033	58,401	550,372	40,582	552,239	24,910	545,039	79,742	543,296	91,796	540,969	107,738
0,511	-183,960	546,640	69,892	548,091	59,385	550,413	41,678	552,264	26,142	545,119	80,622	543,388	92,626	541,077	108,506
0,512	-184,320	546,710	70,826	548,151	60,374	550,455	42,779	552,291	27,378	545,200	81,507	543,481	93,460	541,186	109,277
0,513	-184,680	546,782	71,764	548,212	61,367	550,499	43,884	552,319	28,619	545,282	82,395	543,575	94,297	541,296	110,051
0,514	-185,040	546,854	72,707	548,274	62,364	550,543	44,994	552,348	29,863	545,365	83,288	543,670	95,138	541,406	110,827
0,515	-185,400	546,927	73,653	548,337	63,366	550,589	46,109	552,379	31,112	545,449	84,183	543,766	95,981	541,517	111,607
0,516	-185,760	547,001	74,604	548,401	64,372	550,635	47,228	552,411	32,364	545,533	85,083	543,862	96,829	541,629	112,390
0,517	-186,120	547,076	75,558	548,466	65,382	550,683	48,351	552,444	33,620	545,619	85,986	543,959	97,679	541,742	113,175
0,518	-186,480	547,152	76,516	548,532	66,395	550,732	49,478	552,478	34,879	545,705	86,892	544,057	98,532	541,856	113,963
0,519	-186,840	547,229	77,477	548,598	67,413	550,782	50,609	552,513	36,141	545,792	87,802	544,156	99,389	541,970	114,753
0,520	-187,200	547,307	78,443	548,666	68,434	550,833	51,743	552,550	37,407	545,881	88,715	544,256	100,248	542,085	115,546
0,521	-187,560	547,386	79,411	548,735	69,459	550,886	52,882	552,588	38,675	545,970	89,632	544,357	101,111	542,201	116,342
0,522	-187,920	547,466	80,383	548,805	70,488	550,939	54,023	552,627	39,946	546,060	90,551	544,458	101,976	542,318	117,140
0,523	-188,280	547,547	81,358	548,876	71,520	550,994	55,169	552,668	41,220	546,151	91,474	544,561	102,844	542,435	117,940
0,524	-188,640	547,629	82,337	548,948	72,555	551,049	56,317	552,710	42,496	546,243	92,399	544,664	103,715	542,554	118,743
0,525	-189,000	547,712	83,318	549,021	73,594	551,106	57,469	552,753	43,774	546,336	93,327	544,768	104,588	542,673	119,548
0,526	-189,360	547,795	84,302	549,096	74,635	551,164	58,623	552,797	45,055	546,430	94,259	544,873	105,464	542,793	120,356
0,527	-189,720	547,880	85,290	549,171	75,680	551,223	59,780	552,843	46,337	546,524	95,192	544,979	106,342	542,914	121,165

0,528	-190,080	547,966	86,280	549,247	76,727	551,284	60,940	552,890	47,621	546,620	96,129	545,086	107,223	543,035	121,977
0,529	-190,440	548,053	87,272	549,324	77,777	551,345	62,103	552,938	48,907	546,717	97,068	545,194	108,106	543,158	122,790
0,530	-190,800	548,140	88,268	549,402	78,830	551,408	63,268	552,988	50,194	546,814	98,009	545,302	108,992	543,281	123,606
0,531	-191,160	548,229	89,266	549,482	79,885	551,472	64,435	553,039	51,483	546,913	98,953	545,412	109,879	543,405	124,423
0,532	-191,520	548,319	90,266	549,562	80,943	551,537	65,605	553,091	52,773	547,012	99,899	545,522	110,769	543,530	125,242
0,533	-191,880	548,410	91,268	549,644	82,003	551,603	66,777	553,144	54,064	547,112	100,848	545,633	111,661	543,655	126,063
0,534	-192,240	548,502	92,273	549,726	83,065	551,670	67,950	553,199	55,357	547,214	101,798	545,745	112,554	543,782	126,886
0,535	-192,600	548,594	93,280	549,810	84,130	551,739	69,125	553,255	56,650	547,316	102,751	545,858	113,450	543,909	127,710
0,536	-192,960	548,688	94,289	549,895	85,196	551,809	70,302	553,312	57,943	547,419	103,705	545,972	114,347	544,037	128,536
0,537	-193,320	548,783	95,300	549,980	86,264	551,880	71,481	553,371	59,237	547,523	104,661	546,087	115,246	544,166	129,364
0,538	-193,680	548,879	96,312	550,067	87,334	551,952	72,661	553,431	60,532	547,629	105,619	546,203	116,147	544,296	130,192
0,539	-194,040	548,976	97,326	550,155	88,406	552,025	73,842	553,492	61,827	547,735	106,579	546,319	117,049	544,427	131,022
0,540	-194,400	549,073	98,342	550,244	89,480	552,099	75,024	553,554	63,122	547,842	107,540	546,437	117,953	544,558	131,854
0,541	-194,760	549,172	99,360	550,334	90,554	552,175	76,208	553,618	64,417	547,950	108,503	546,555	118,858	544,690	132,687
0,542	-195,120	549,272	100,378	550,425	91,630	552,252	77,392	553,683	65,712	548,059	109,467	546,674	119,764	544,823	133,520
0,543	-195,480	549,373	101,398	550,517	92,708	552,330	78,577	553,750	67,007	548,169	110,433	546,795	120,672	544,957	134,355
0,544	-195,840	549,475	102,420	550,610	93,786	552,409	79,763	553,817	68,301	548,280	111,399	546,916	121,581	545,092	135,191
0,545	-196,200	549,578	103,442	550,705	94,866	552,489	80,949	553,886	69,595	548,391	112,367	547,038	122,491	545,228	136,028
0,546	-196,560	549,682	104,465	550,800	95,946	552,571	82,136	553,956	70,889	548,504	113,336	547,161	123,401	545,364	136,866
0,547	-196,920	549,787	105,490	550,897	97,027	552,654	83,323	554,028	72,181	548,618	114,305	547,285	124,313	545,501	137,704
0,548	-197,280	549,893	106,515	550,994	98,109	552,737	84,510	554,101	73,473	548,733	115,276	547,409	125,226	545,640	138,543
0,549	-197,640	550,000	107,541	551,093	99,192	552,823	85,698	554,175	74,764	548,849	116,247	547,535	126,139	545,779	139,383
0,550	-198,000	550,108	108,567	551,193	100,274	552,909	86,885	554,250	76,054	548,965	117,219	547,662	127,053	545,918	140,223
0,551	-198,360	550,217	109,594	551,293	101,358	552,996	88,072	554,327	77,342	549,083	118,192	547,789	127,967	546,059	141,064
0,552	-198,720	550,327	110,622	551,395	102,441	553,085	89,259	554,405	78,630	549,202	119,165	547,918	128,882	546,201	141,906
0,553	-199,080	550,438	111,649	551,498	103,525	553,175	90,445	554,484	79,916	549,321	120,138	548,047	129,798	546,343	142,747
0,554	-199,440	550,550	112,677	551,602	104,609	553,266	91,631	554,565	81,200	549,442	121,112	548,177	130,714	546,486	143,589
0,555	-199,800	550,664	113,705	551,707	105,693	553,358	92,816	554,647	82,483	549,564	122,086	548,308	131,629	546,630	144,431
0,556	-200,160	550,778	114,733	551,814	106,776	553,452	94,001	554,730	83,764	549,686	123,060	548,440	132,546	546,775	145,274

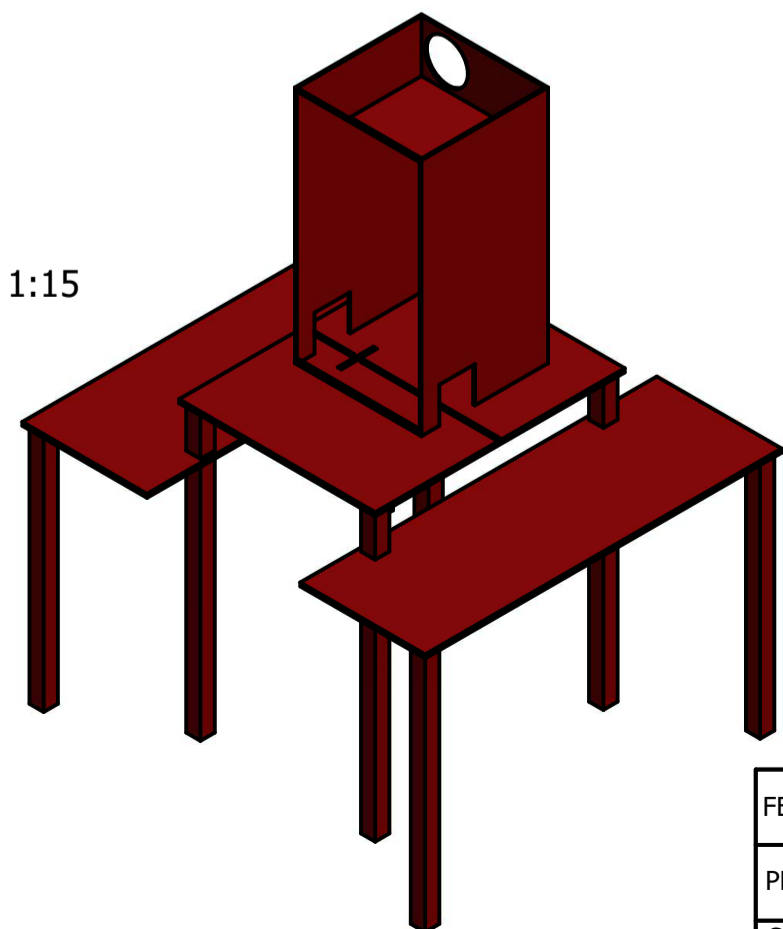
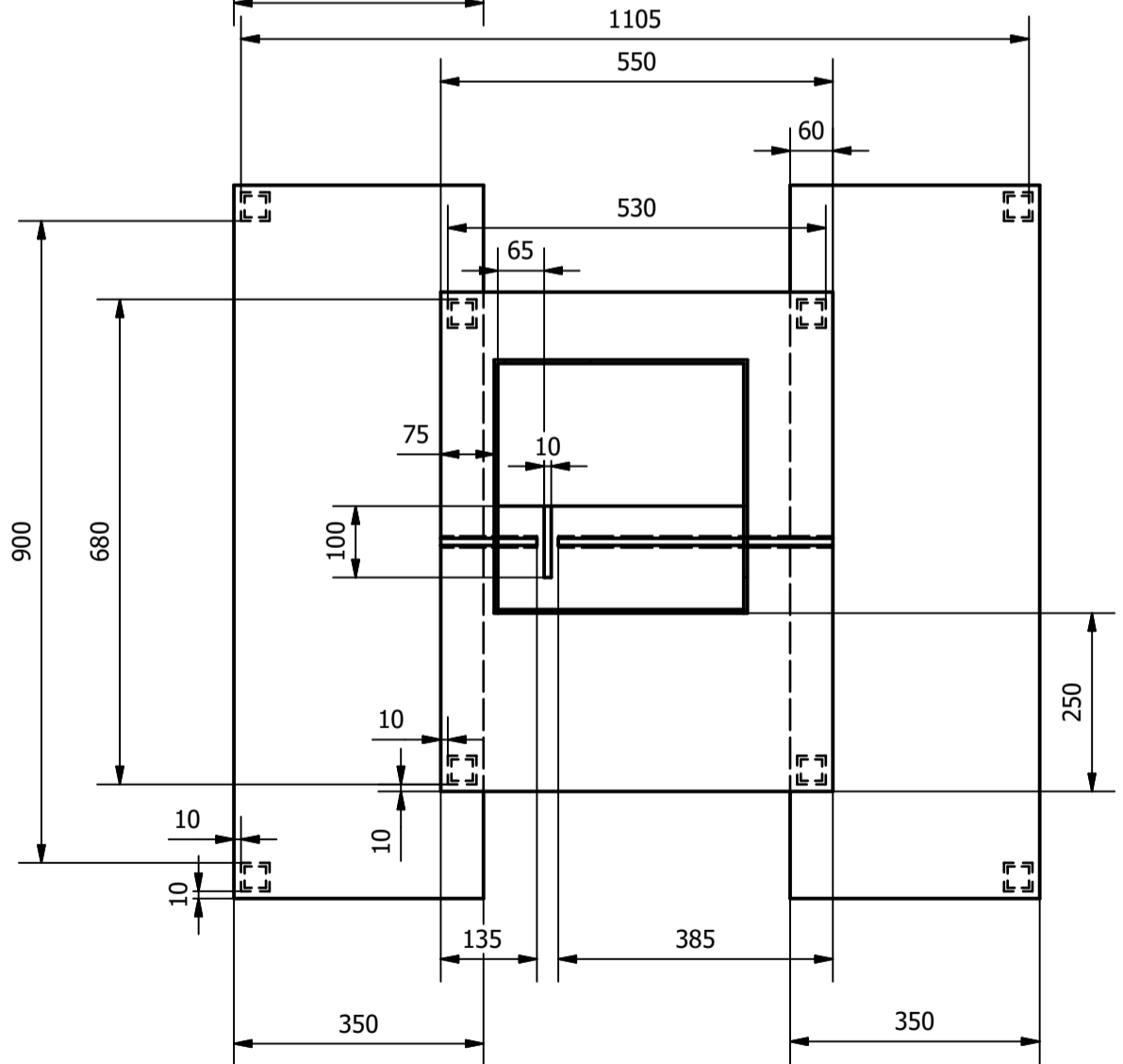
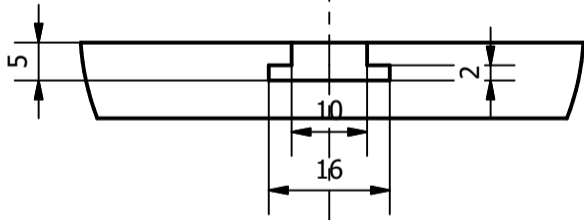
0,557	-200,520	550,893	115,761	551,921	107,860	553,546	95,184	554,814	85,043	549,810	124,034	548,573	133,462	546,921	146,116
0,558	-200,880	551,009	116,789	552,029	108,943	553,642	96,367	554,900	86,320	549,934	125,008	548,707	134,378	547,067	146,958
0,559	-201,240	551,127	117,817	552,139	110,025	553,739	97,548	554,987	87,595	550,060	125,982	548,842	135,294	547,215	147,800
0,560	-201,600	551,245	118,844	552,249	111,107	553,837	98,729	555,075	88,868	550,186	126,955	548,978	136,210	547,363	148,642
0,561	-201,960	551,364	119,870	552,361	112,188	553,936	99,908	555,165	90,139	550,314	127,928	549,115	137,125	547,512	149,484
0,562	-202,320	551,485	120,896	552,474	113,269	554,037	101,085	555,255	91,407	550,442	128,901	549,252	138,040	547,662	150,325
0,563	-202,680	551,606	121,922	552,588	114,348	554,139	102,262	555,347	92,672	550,572	129,873	549,391	138,955	547,812	151,166
0,564	-203,040	551,728	122,946	552,703	115,427	554,241	103,436	555,441	93,936	550,702	130,845	549,530	139,869	547,964	152,007
0,565	-203,400	551,852	123,970	552,819	116,504	554,345	104,609	555,535	95,196	550,833	131,816	549,671	140,782	548,116	152,846
0,566	-203,760	551,976	124,993	552,936	117,580	554,451	105,780	555,631	96,454	550,966	132,786	549,812	141,695	548,270	153,686
0,567	-204,120	552,102	126,015	553,054	118,655	554,557	106,948	555,728	97,708	551,099	133,755	549,954	142,607	548,424	154,524
0,568	-204,480	552,228	127,035	553,173	119,729	554,664	108,115	555,827	98,960	551,233	134,723	550,097	143,518	548,579	155,362
0,569	-204,840	552,356	128,054	553,293	120,801	554,773	109,280	555,926	100,208	551,368	135,690	550,241	144,428	548,735	156,198
0,570	-205,200	552,485	129,072	553,414	121,871	554,883	110,442	556,027	101,454	551,504	136,656	550,386	145,337	548,891	157,034
0,571	-205,560	552,614	130,089	553,537	122,940	554,994	111,602	556,129	102,696	551,642	137,620	550,532	146,245	549,049	157,869
0,572	-205,920	552,745	131,104	553,660	124,007	555,106	112,760	556,232	103,935	551,780	138,583	550,678	147,152	549,207	158,702
0,573	-206,280	552,876	132,117	553,785	125,072	555,220	113,915	556,337	105,170	551,919	139,545	550,826	148,057	549,366	159,535
0,574	-206,640	553,009	133,128	553,910	126,135	555,334	115,067	556,443	106,401	552,059	140,505	550,974	148,961	549,526	160,366
0,575	-207,000	553,143	134,138	554,037	127,195	555,450	116,217	556,550	107,629	552,200	141,463	551,124	149,864	549,687	161,196
0,576	-207,360	553,277	135,145	554,165	128,254	555,566	117,363	556,658	108,853	552,342	142,420	551,274	150,764	549,848	162,024
0,577	-207,720	553,413	136,151	554,294	129,310	555,684	118,507	556,767	110,074	552,485	143,375	551,425	151,663	550,011	162,850

ANEXO V: Planos de los sólidos.

A continuación se muestran unos planos obtenidos directamente mediante Autodesk Inventor, de los sólidos generados para el capítulo IV de este trabajo de fin de grado.

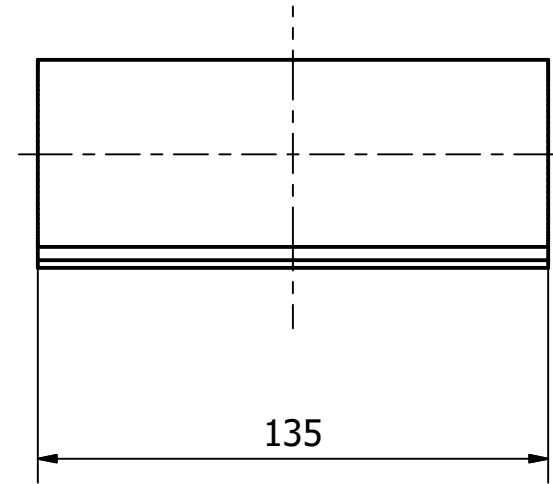
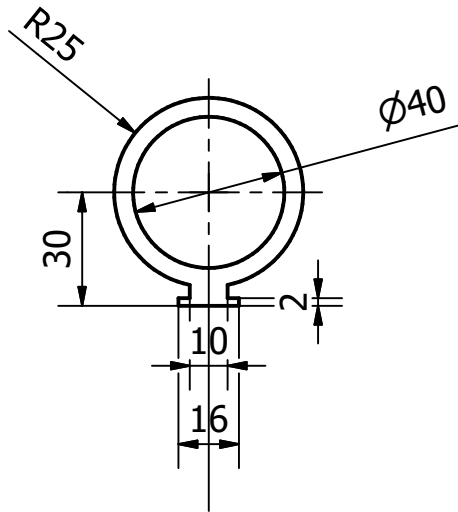


A (1:1)



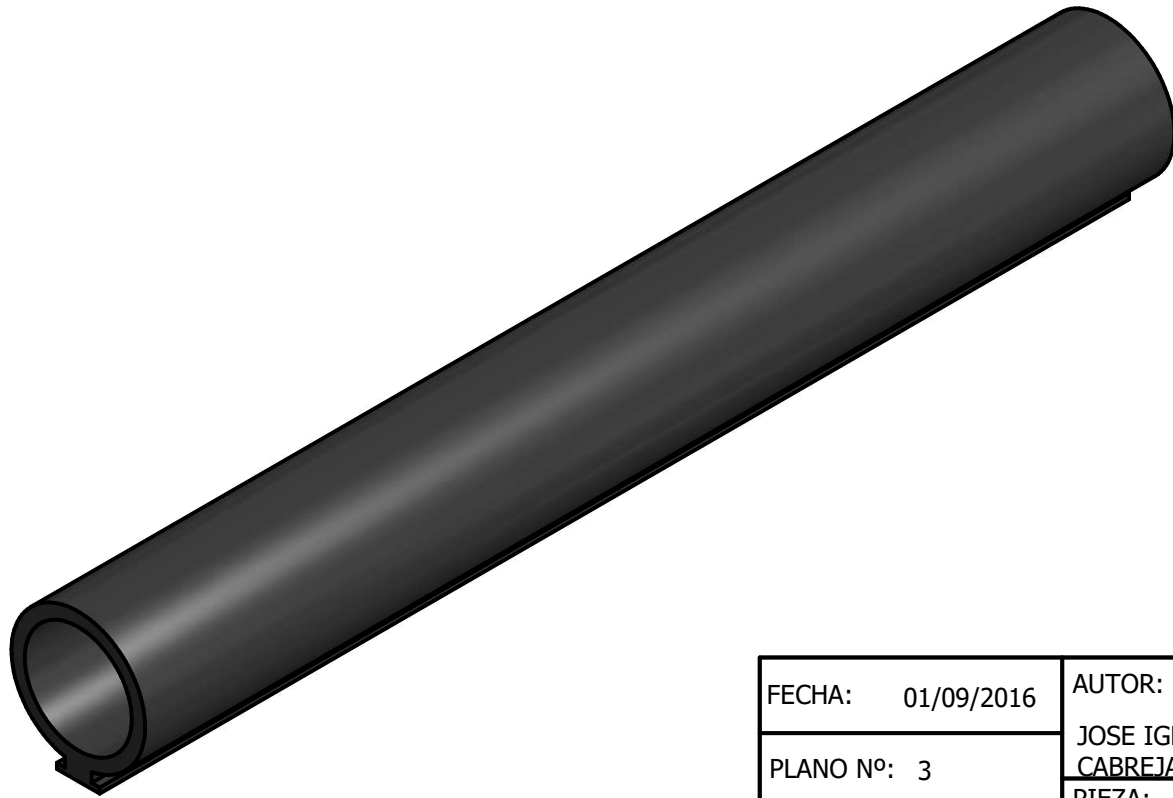
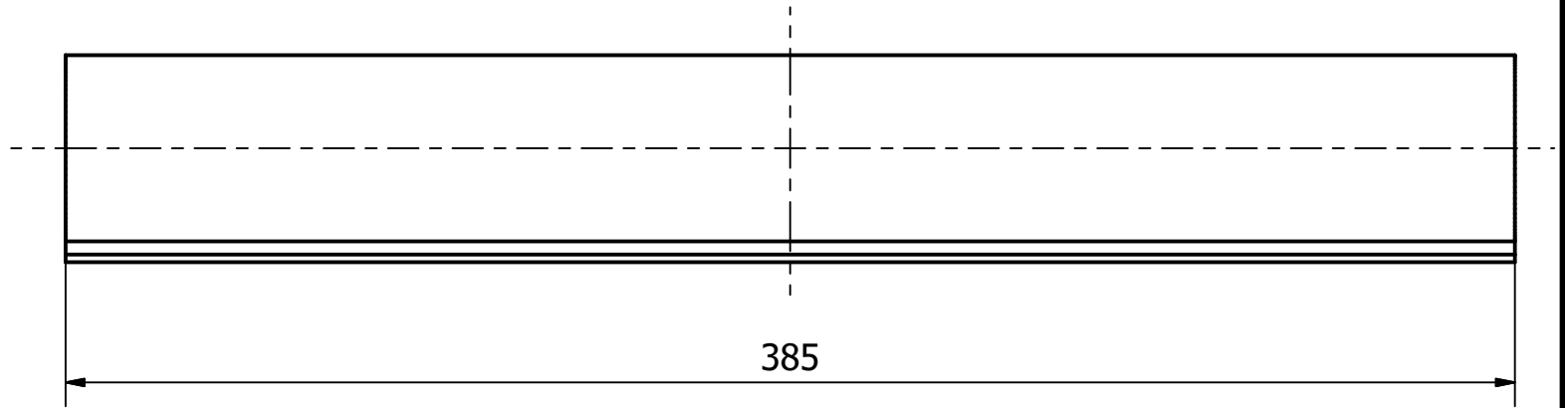
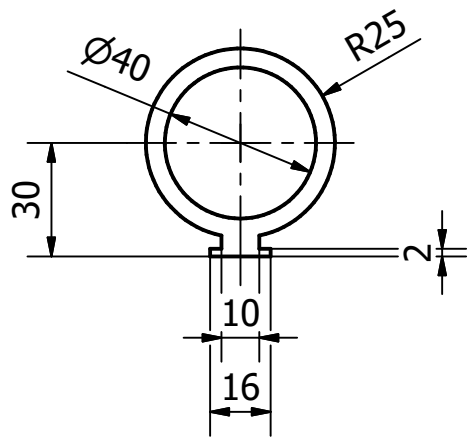
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016	AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS	FIRMA:	TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PLANO Nº: 1	PIEZA: SOPORTE MÁQUINA DE CORTE		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA
COTAS: mm	ESCALA: 1:10		



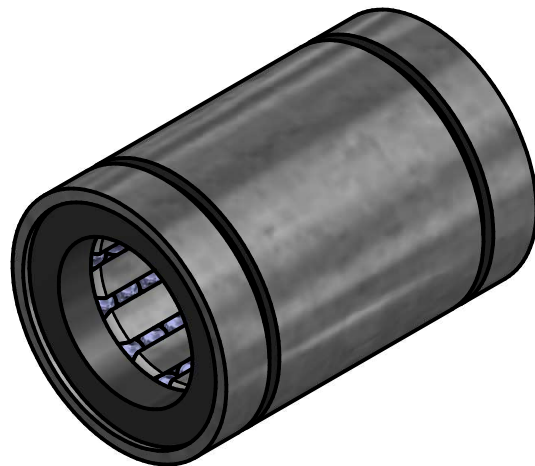
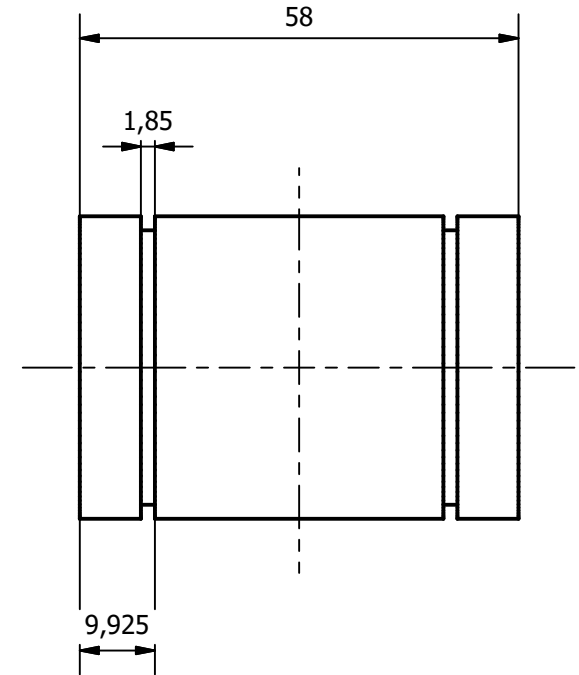
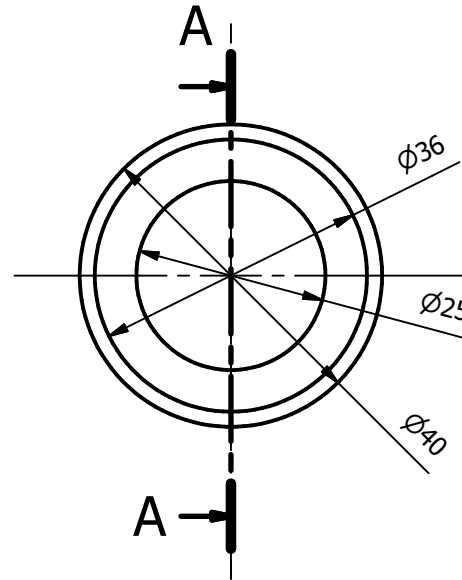
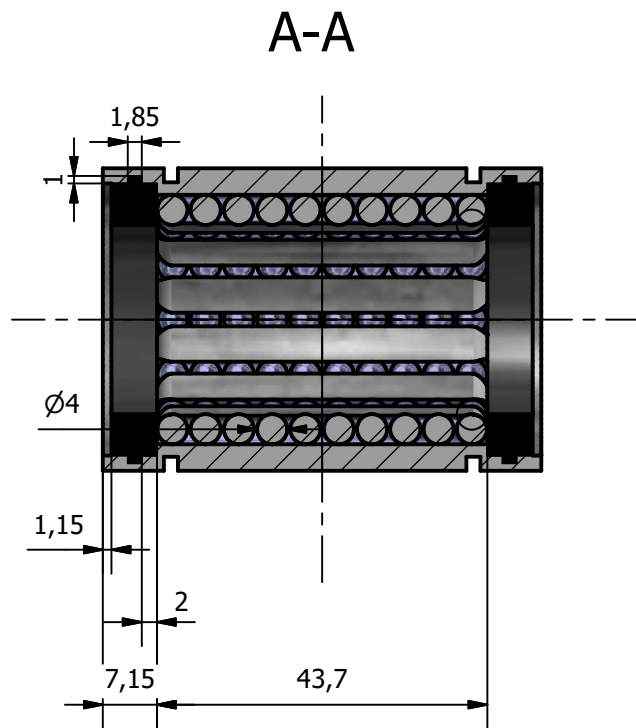
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 2		PIEZA: CANAL 135 mm				UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:2						



Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR:	FIRMA:	TITULACIÓN:
PLANO Nº: 3		JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS		GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
COTAS: mm	ESCALA: 1:2	PIEZA: CANAL 385 mm		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA



NOTA A: El rodamiento consta de 16 canales repartidos con un desfase angular de 30° entre ellos.

Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 4		PIEZA: RODAMIENTO DE DESPLAZAMIENTO LINEAL		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			
COTAS: mm		ESCALA: 1:1					

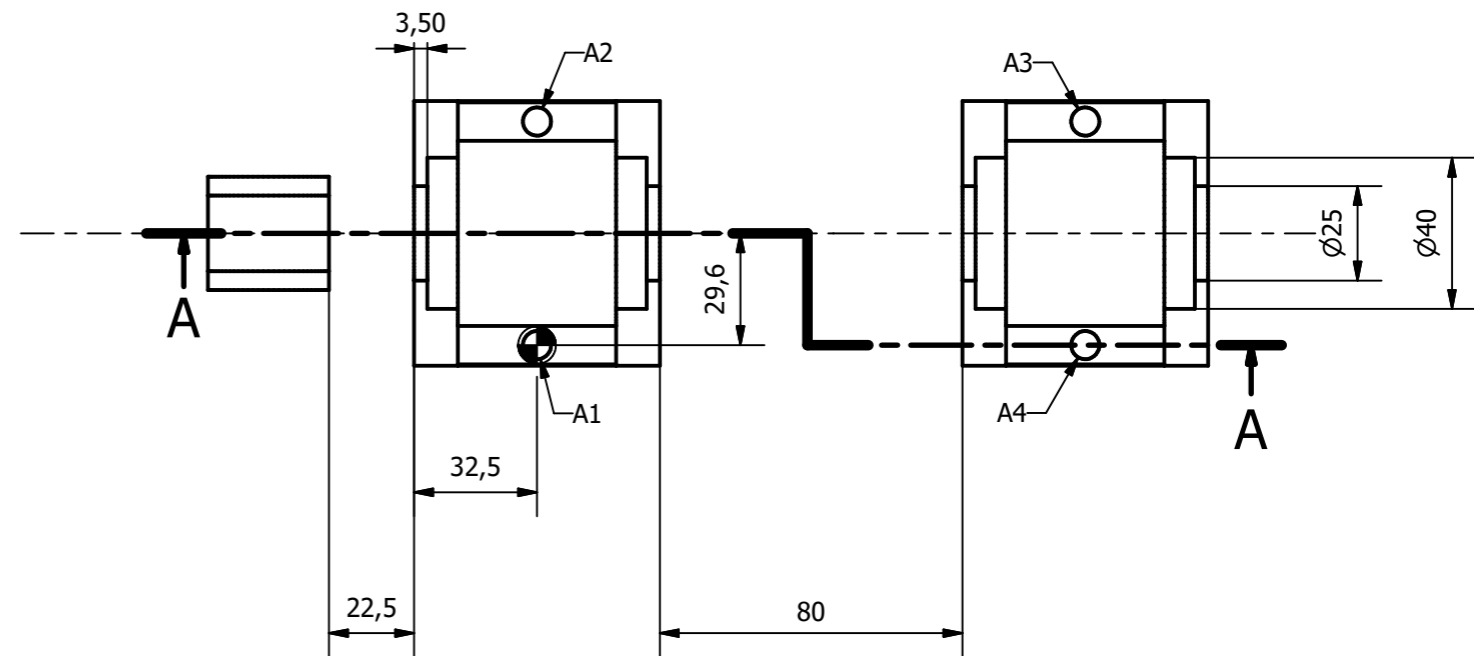
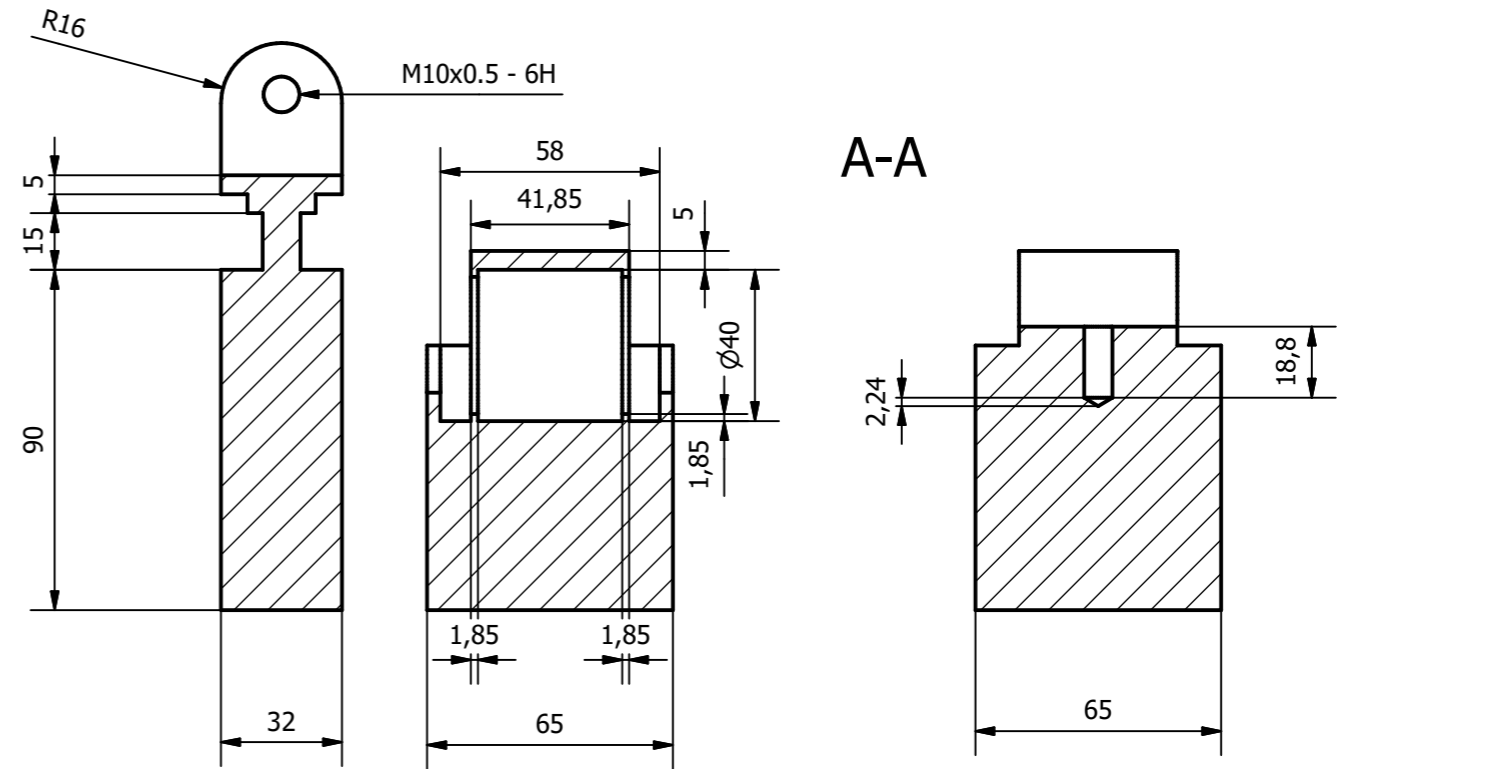
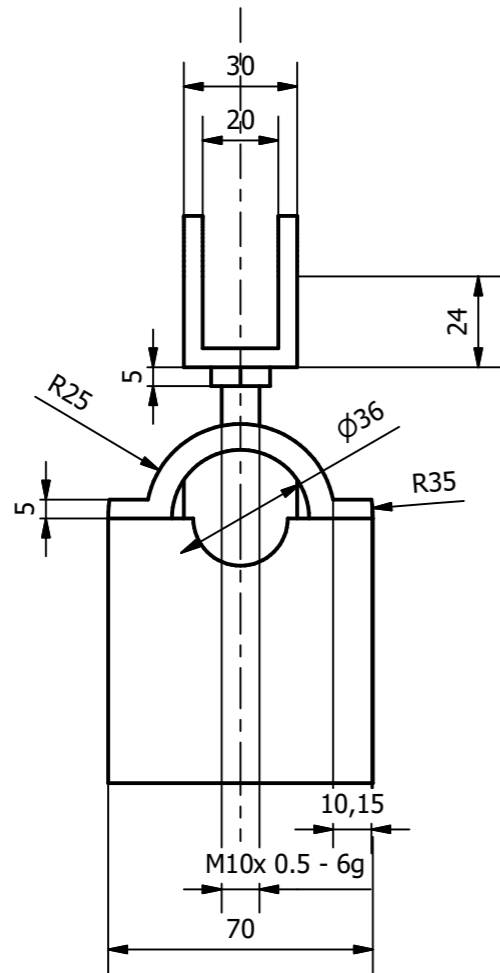
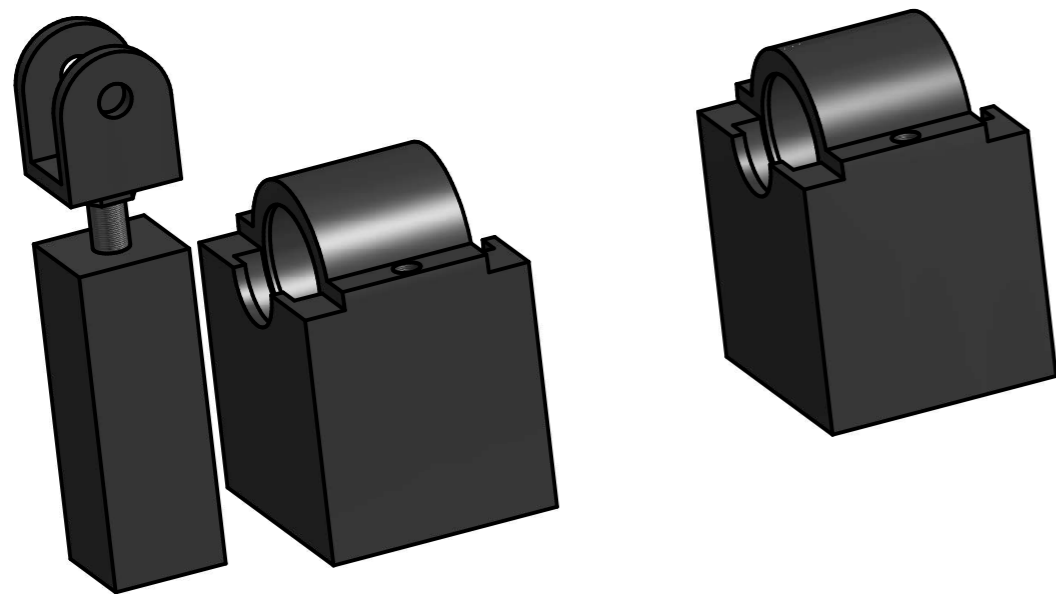
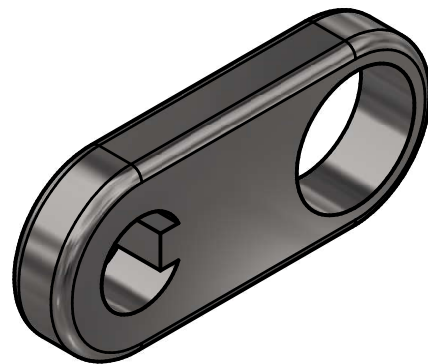
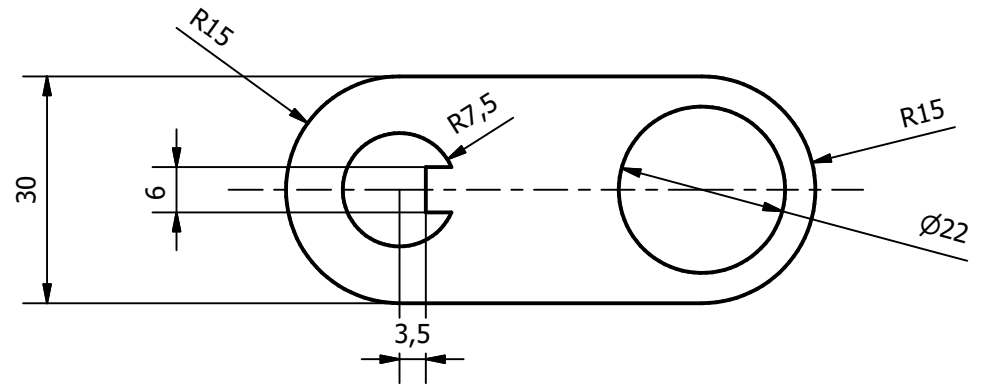
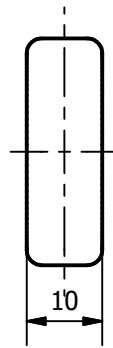


TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	0,00	0,00	M8x0.5 - 6H
A2	0,00	59,14	M8x0.5 - 6H
A3	145,00	59,14	M8x0.5 - 6H
A4	145,00	0,00	M8x0.5 - 6H



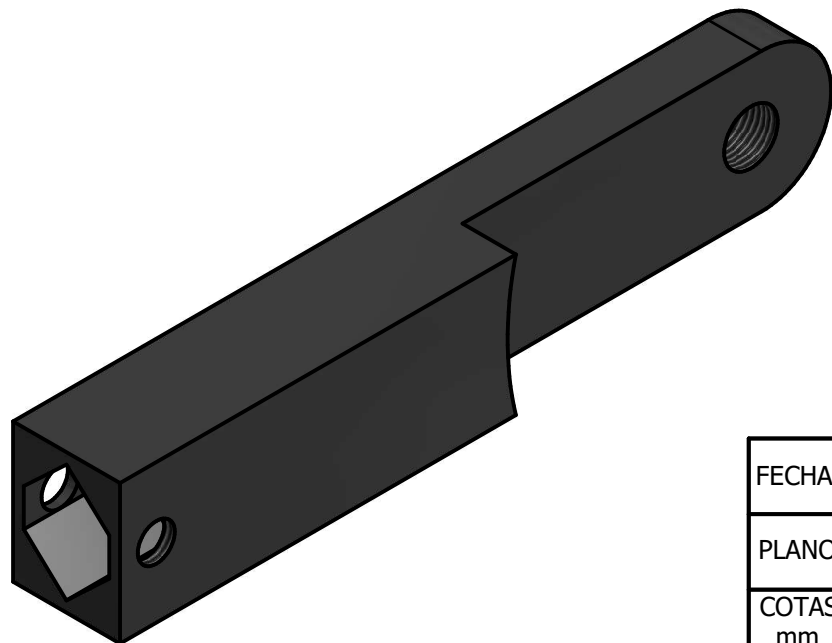
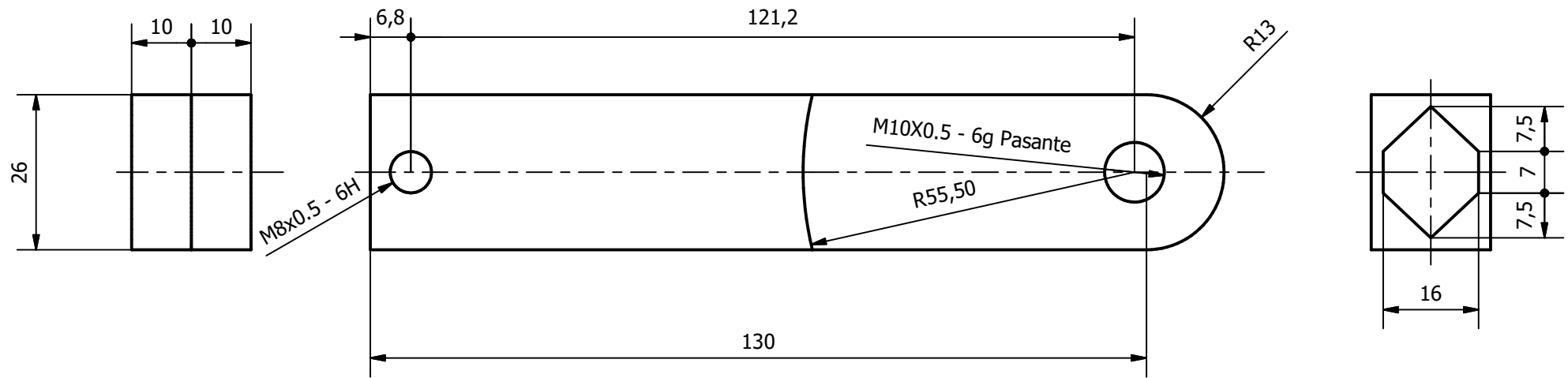
Los radios de los redondeos no indicados son r=2 mm

FECHA: 01/09/2016	AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS	FIRMA:	TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PLANO Nº: 5	PIEZA: SOPORTE MECANISMO DE CORTE	UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:2		



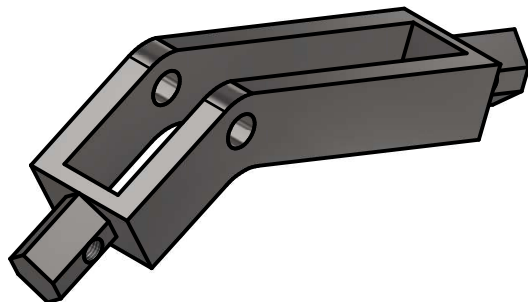
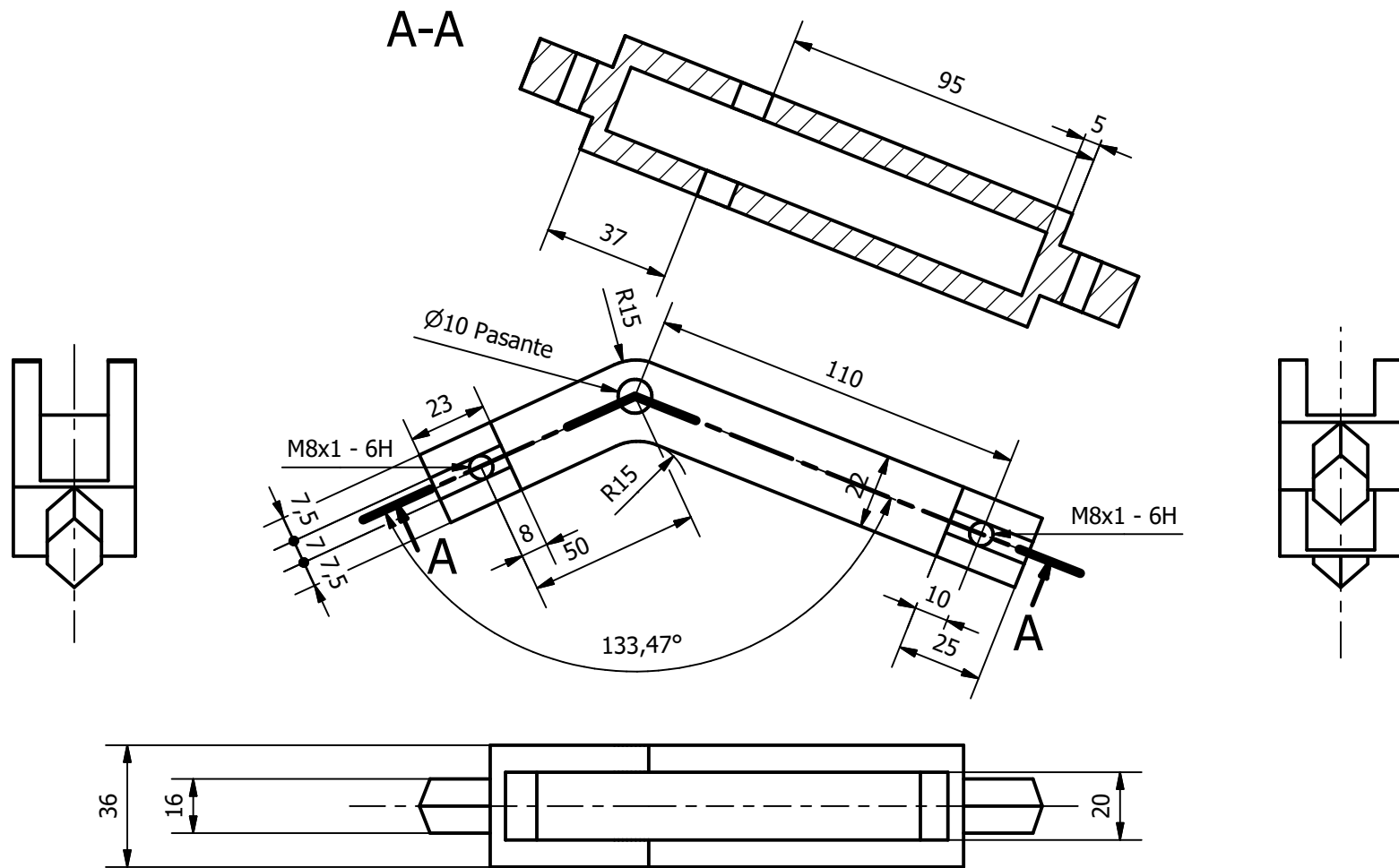
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 6		PIEZA: BARRA 2 o AB				UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:1						



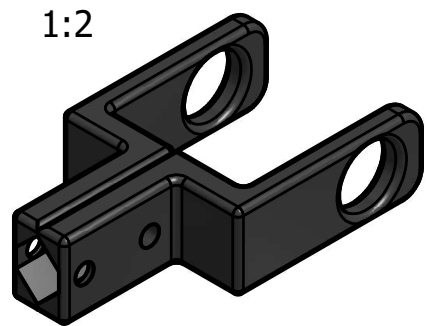
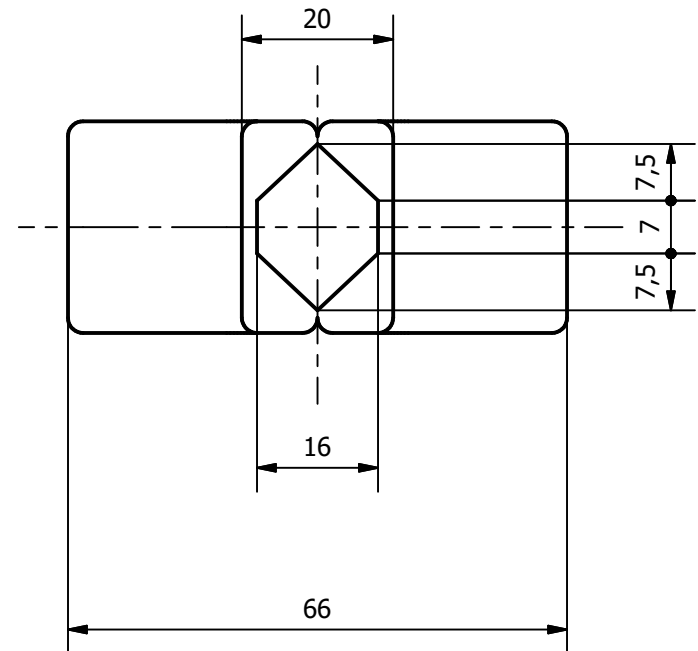
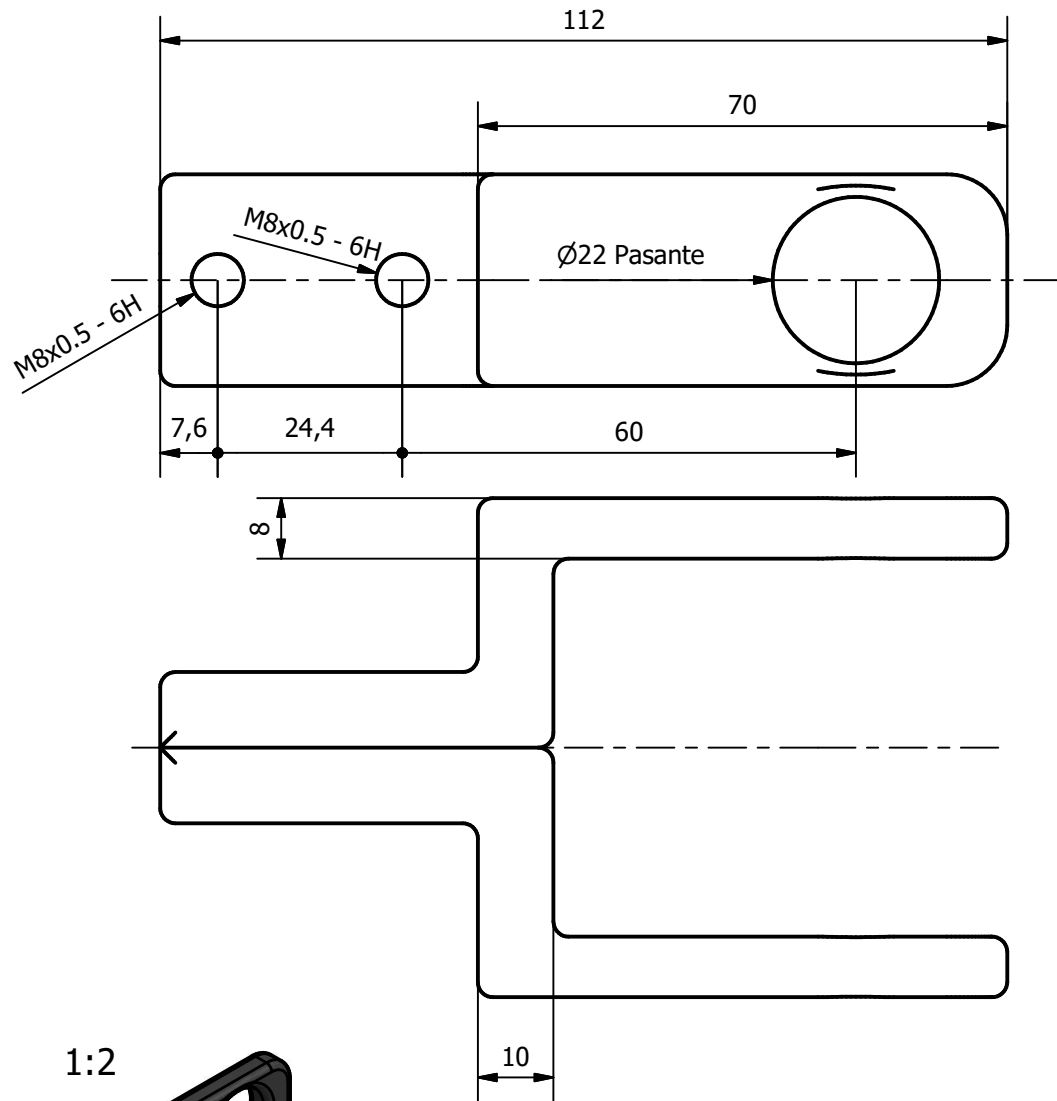
Los radios de los redondeos no indicados son r=2 mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 7		PIEZA: BARRA 3, SECCIÓN B		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			
COTAS: mm		ESCALA: 1:1					



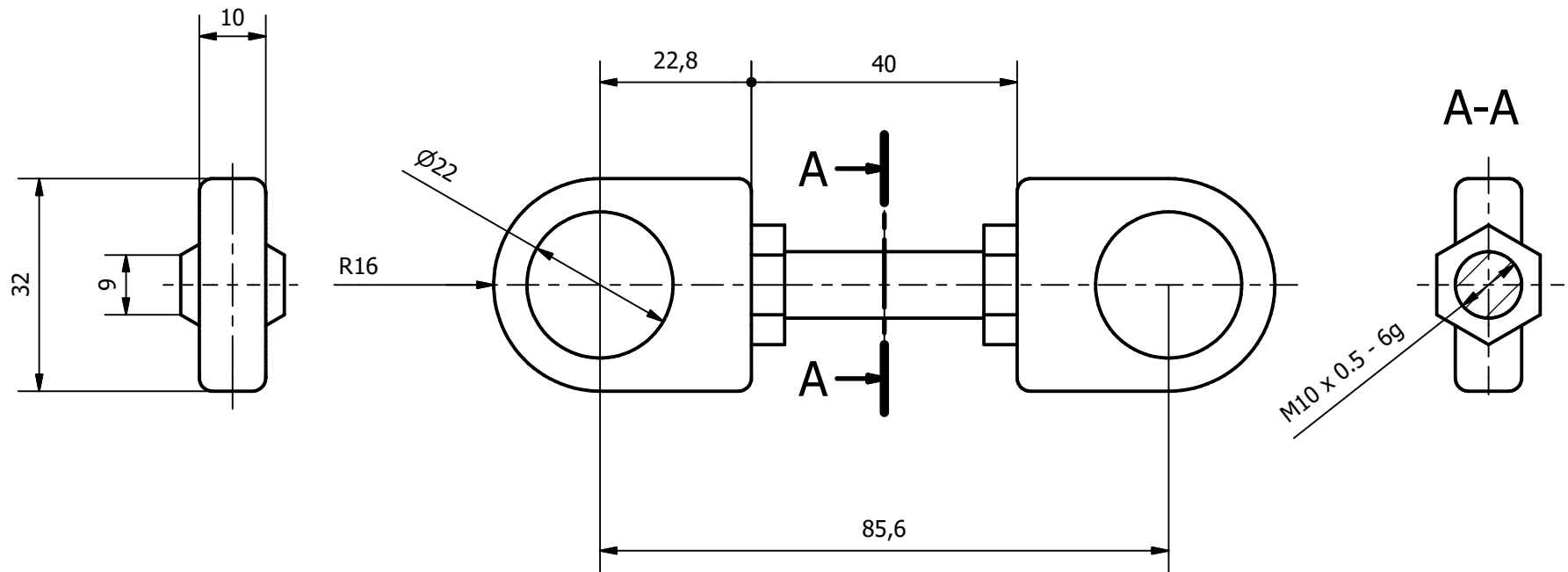
Los radios de los redondeos no indicados son r=2 mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 8		PIEZA: BARRA 3, SECCIÓN C				UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:2						



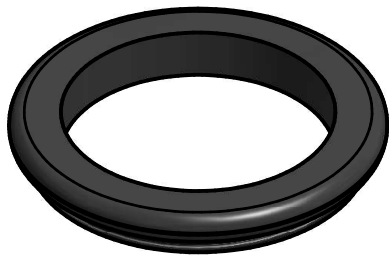
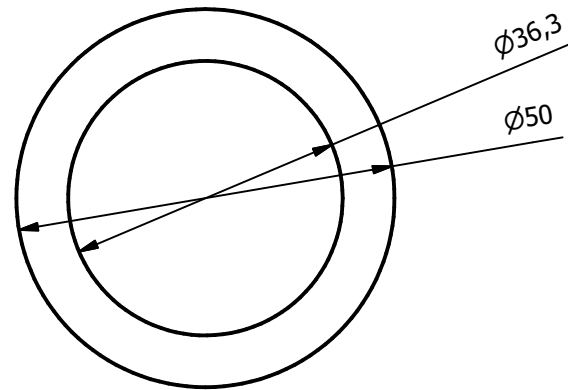
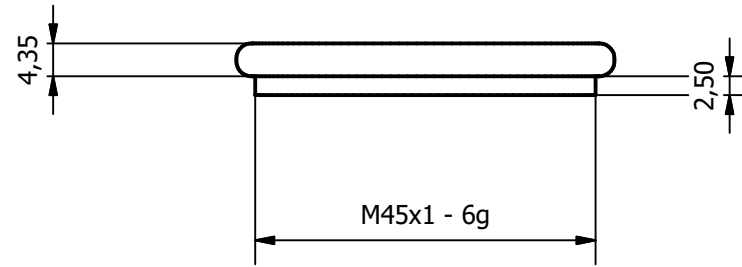
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 9		PIEZA: BARRA 3, SECCIÓN D		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			
COTAS: mm		ESCALA: 1:1					



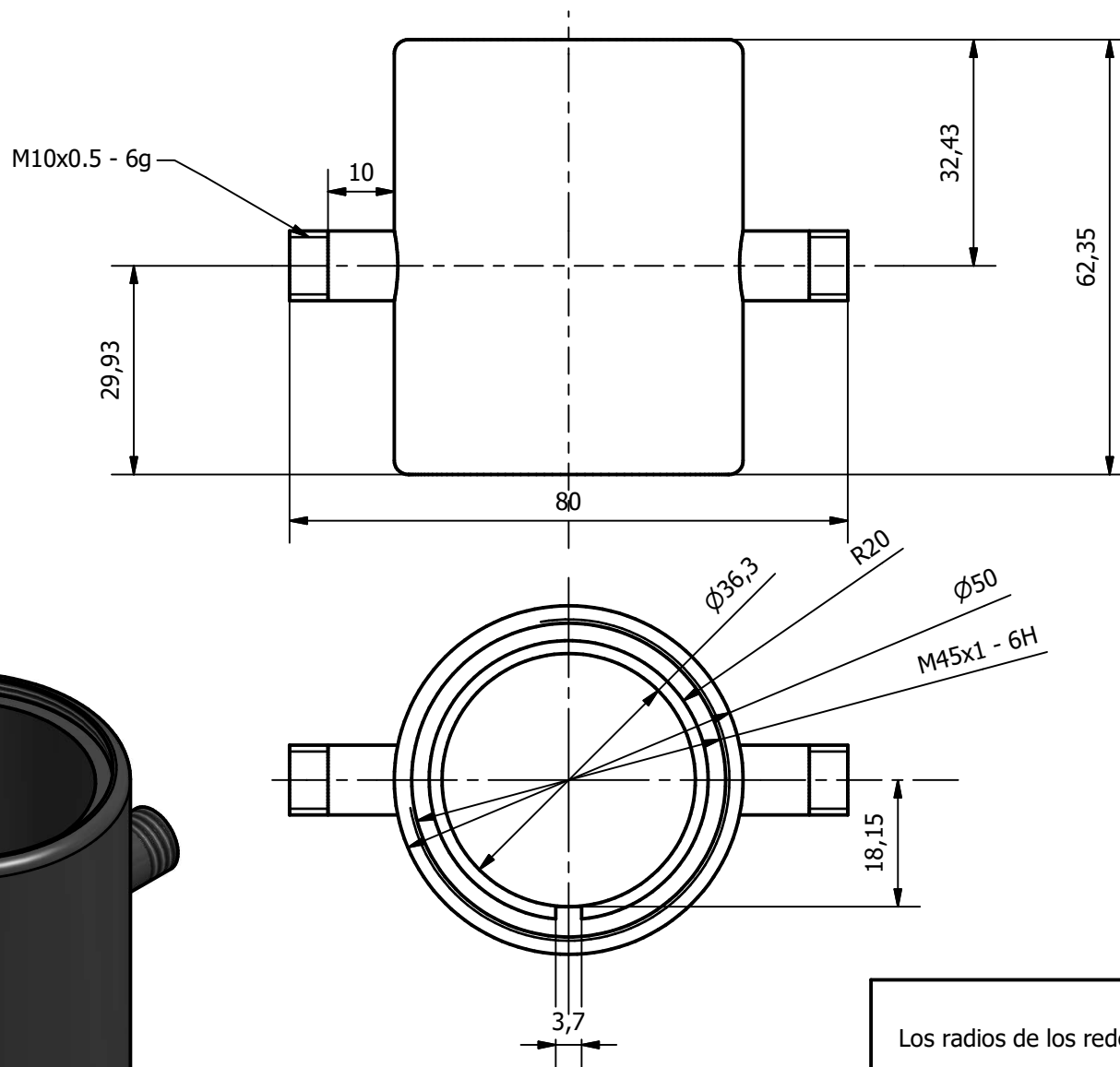
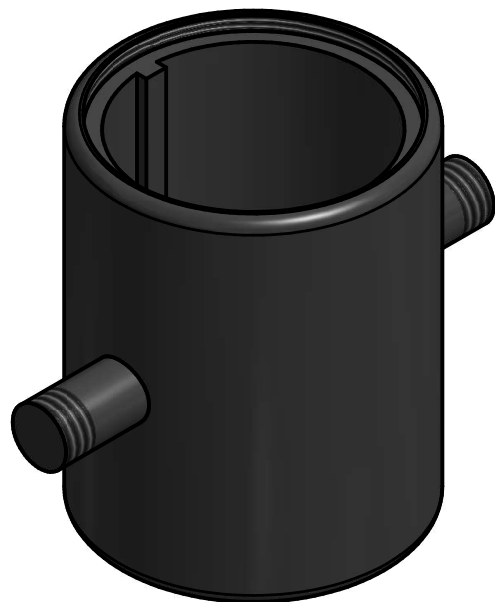
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 10		PIEZA: BARRA 4		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA			
COTAS: mm		ESCALA: 1:1					



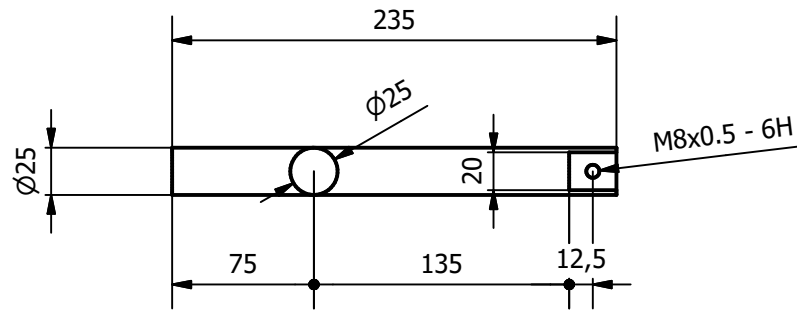
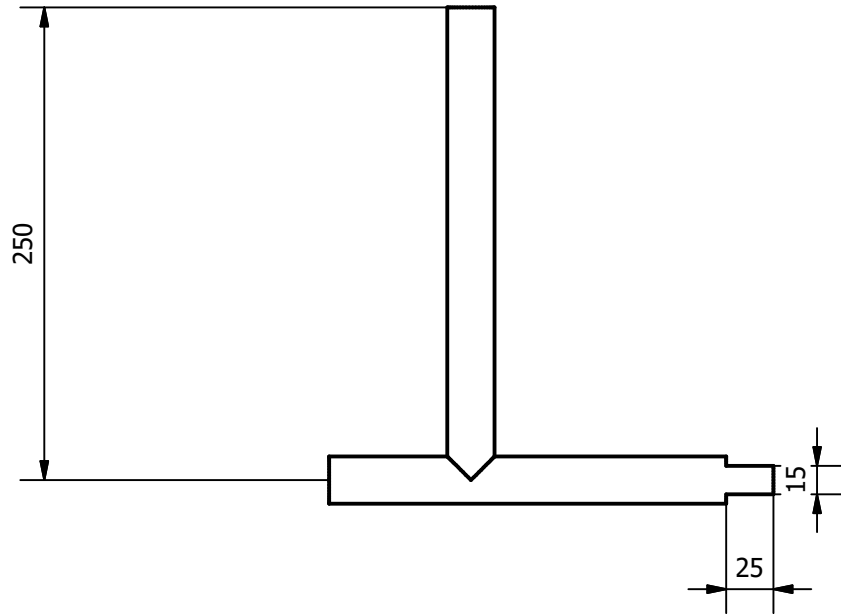
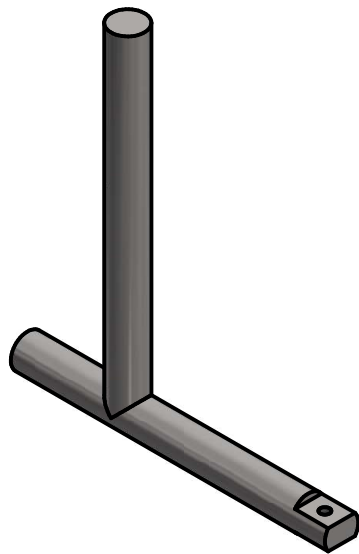
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/009/2016		AUTOR:	FIRMA:	TITULACIÓN:
PLANO Nº: 11		JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS		GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
COTAS: mm	ESCALA: 1:1	PIEZA: BARRA 5, TAPA		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA



Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 12		PIEZA: BARRA 5 SOPORTE R. LINEAL				UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:1						



Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR:	FIRMA:	TITULACIÓN:
PLANO Nº: 13		JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS		GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
COTAS: mm	ESCALA: 1:4	PIEZA: BARRA 6, DOBLE GUÍA		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA

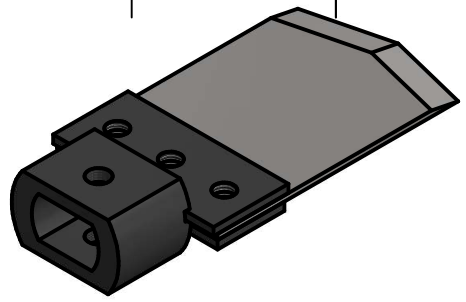
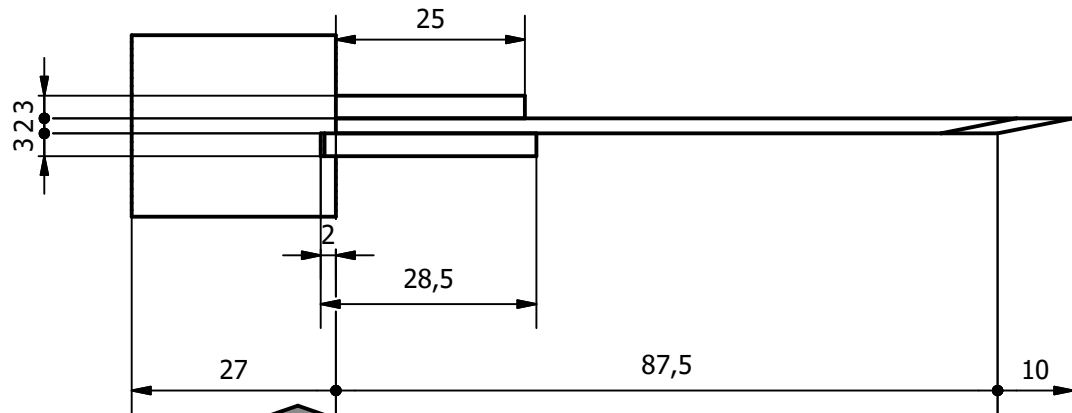
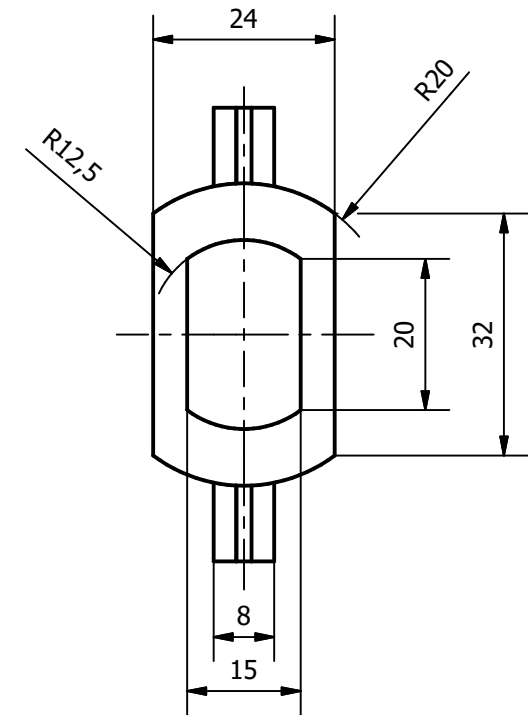
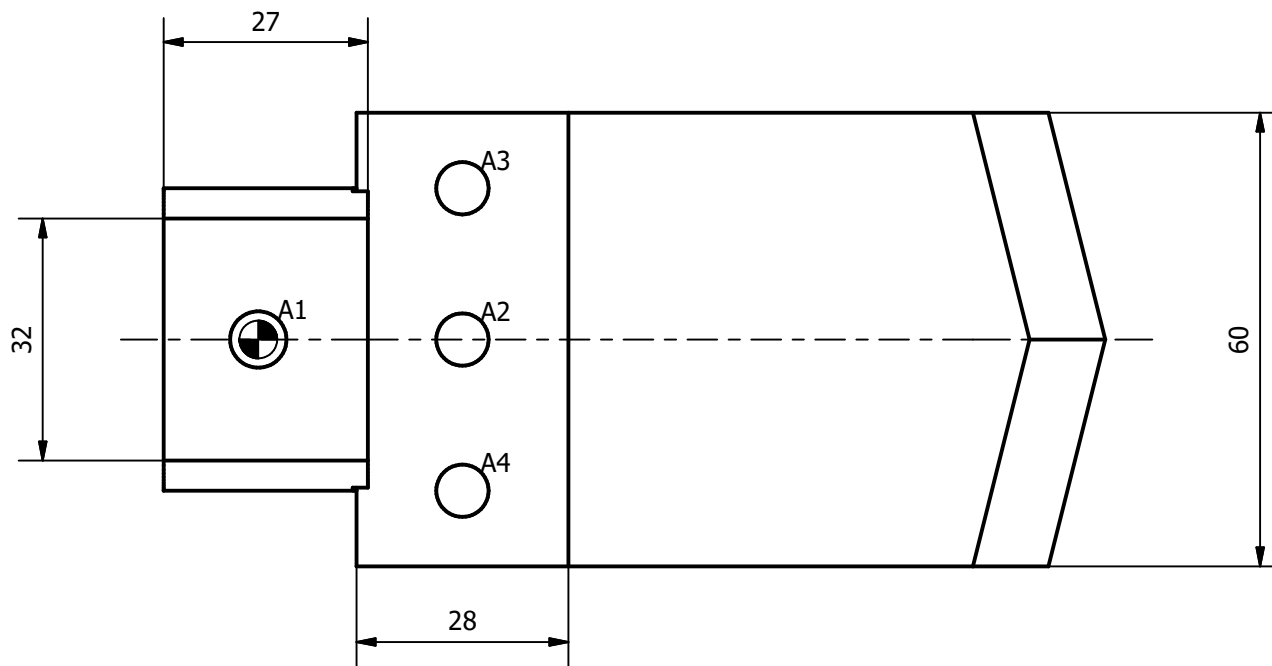
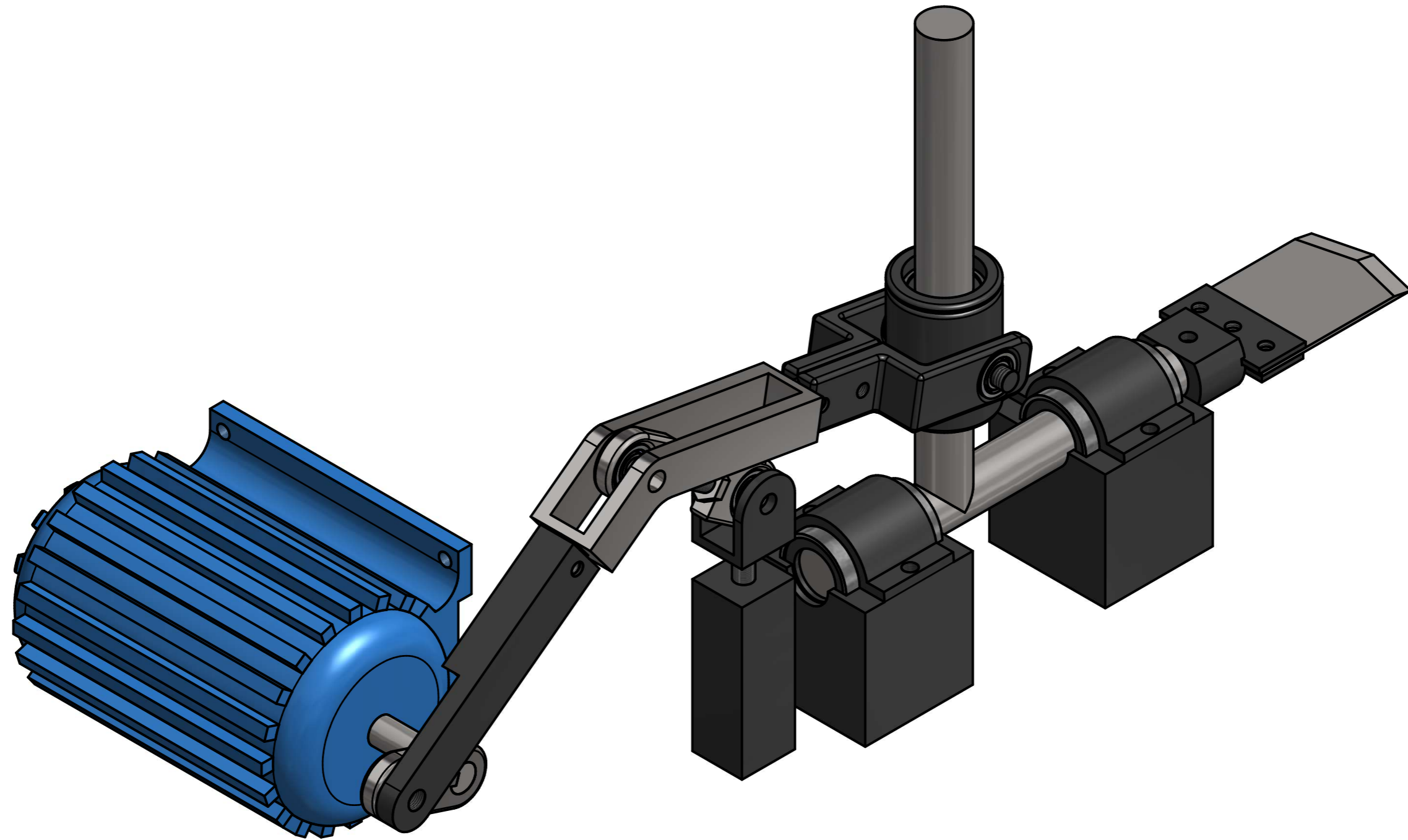


TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	0,00	0,00	M8x0.5 - 6H
A2	27,00	0,00	M8x0.5 - 6H
A3	27,00	20,00	M8x0.5 - 6H
A4	27,00	-20,00	M8x0.5 - 6H

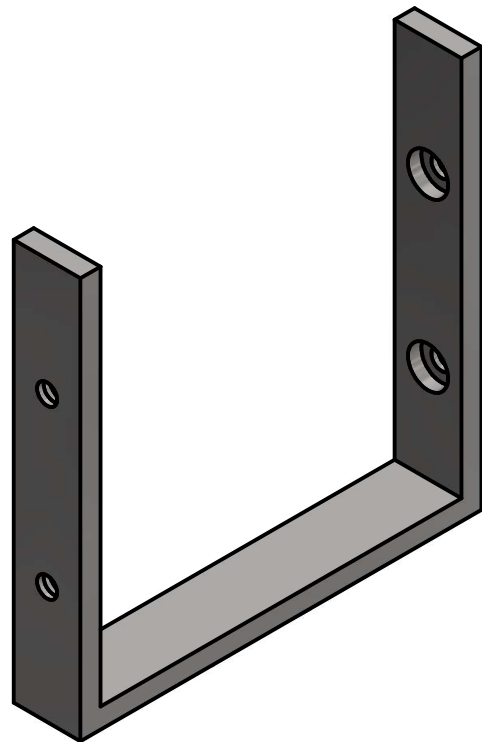
Los radios de los redondeos no indicados son r=2 mm

FECHA: 01/09/2016	AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO	FIRMA:	TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PLANO Nº: 14	PIEZA: BARRA 6, MORDAZA Y CUCHILLA		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA
COTAS: mm	ESCALA: 1:1		

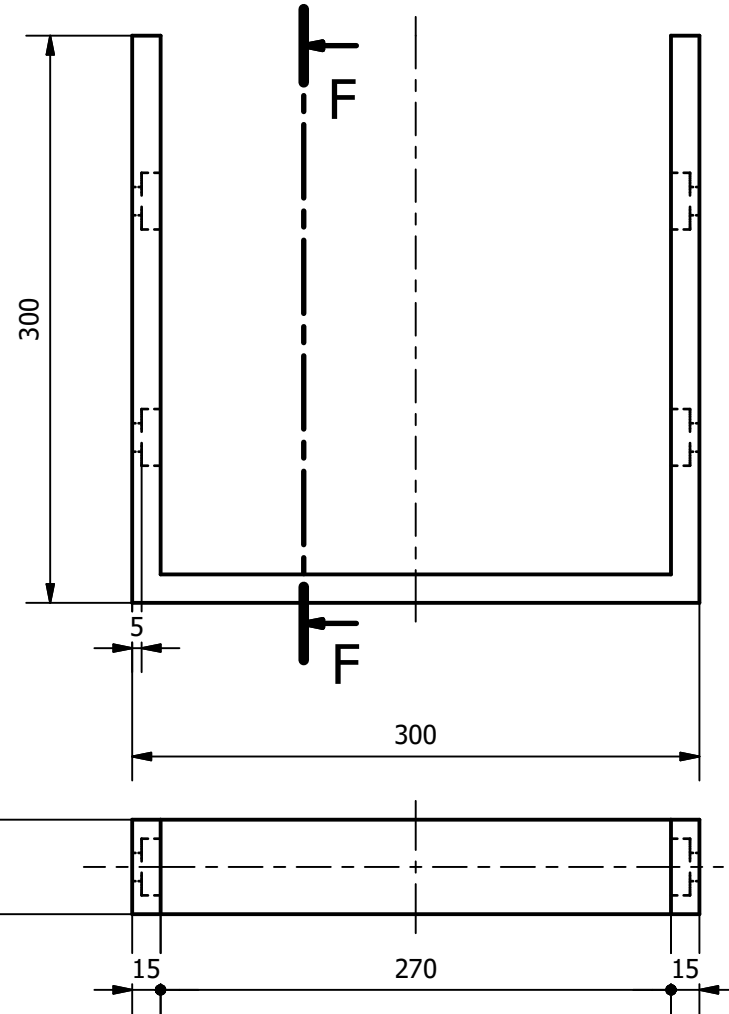
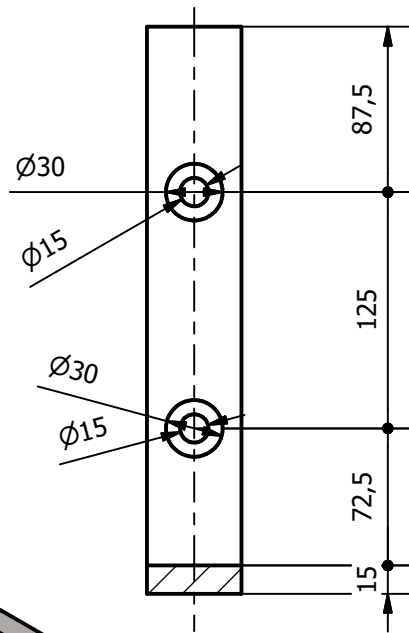


Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016	AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS	FIRMA:	TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PLANO Nº: 15	PIEZA: VISTA ISO MECANISMO DE CORTE		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA
COTAS: mm	ESCALA: 1:2		

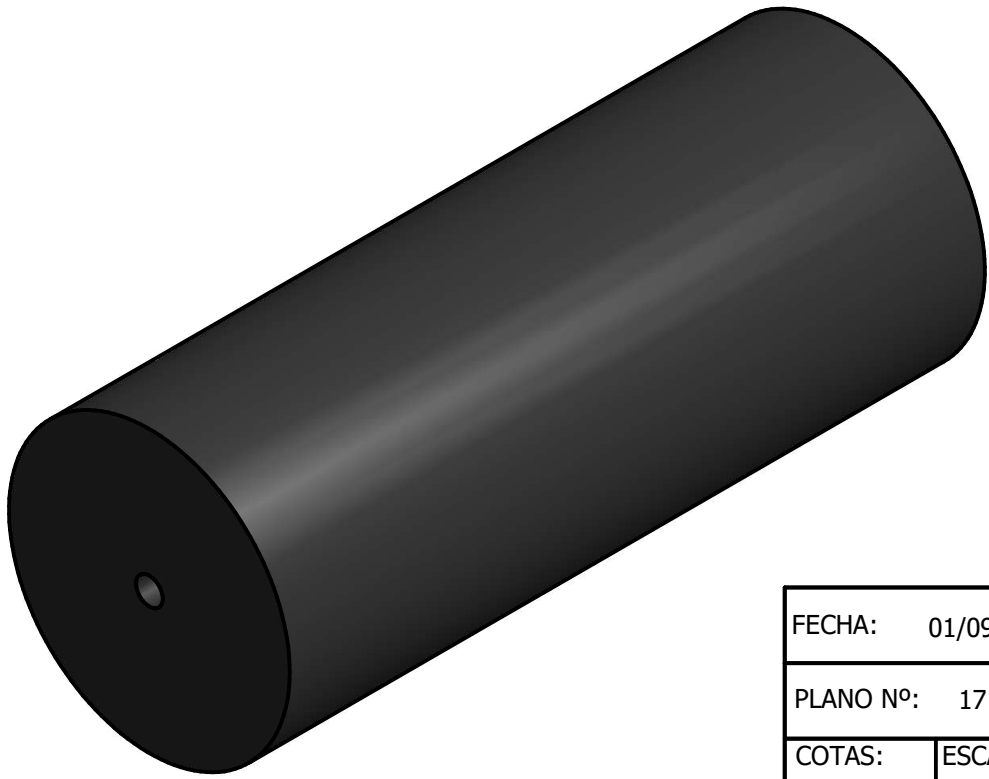
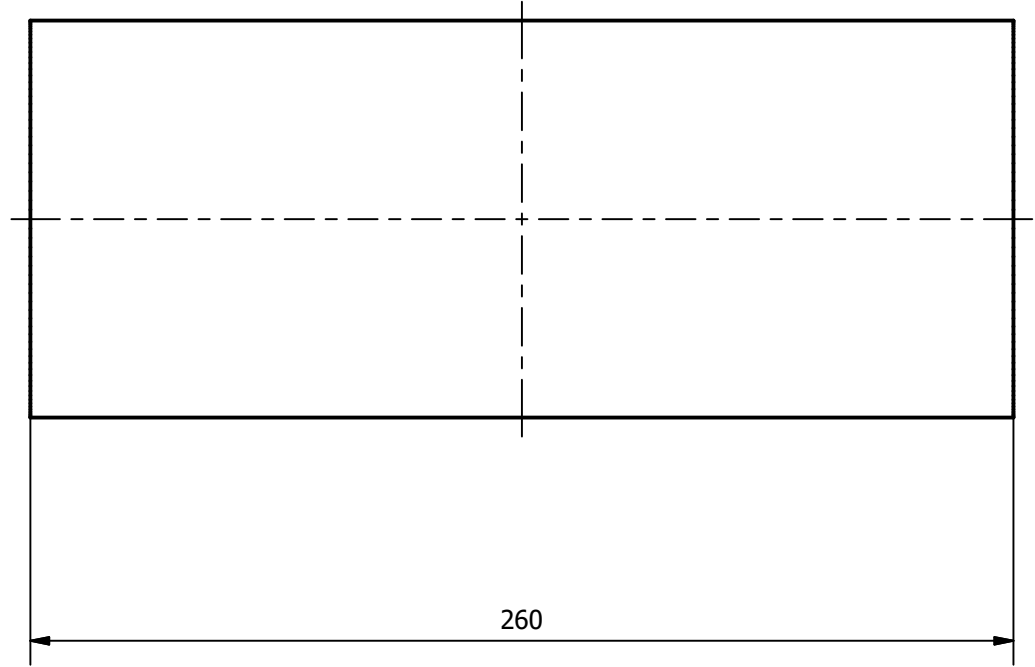
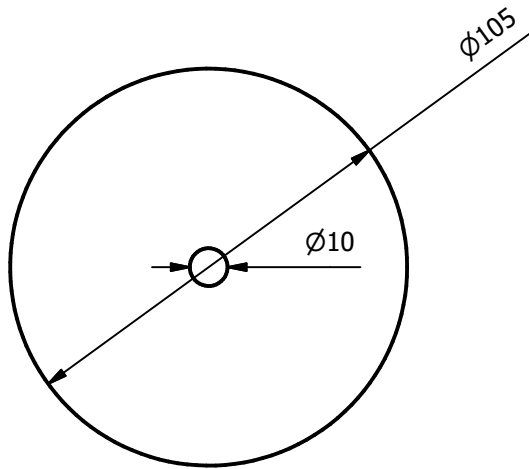


F-F



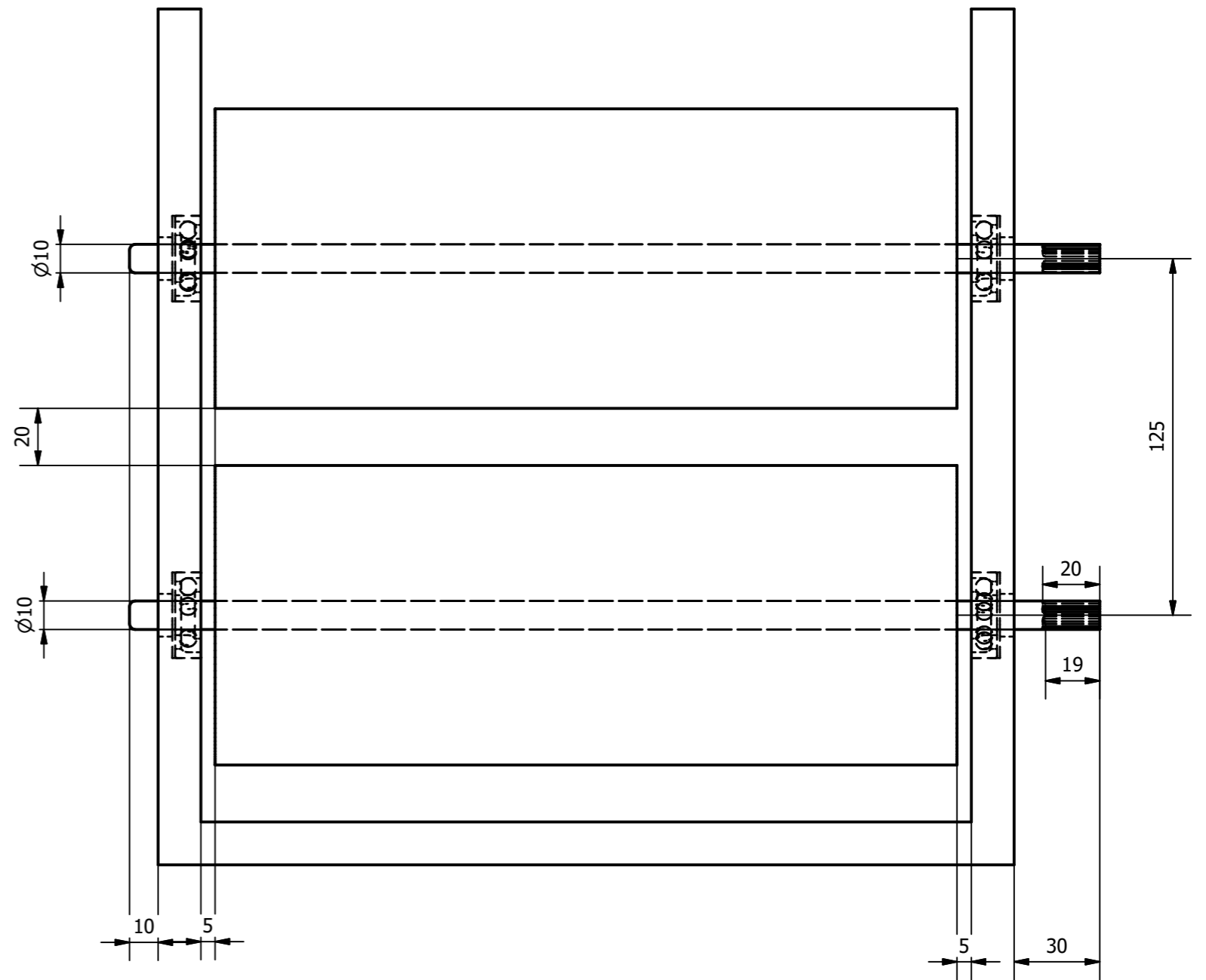
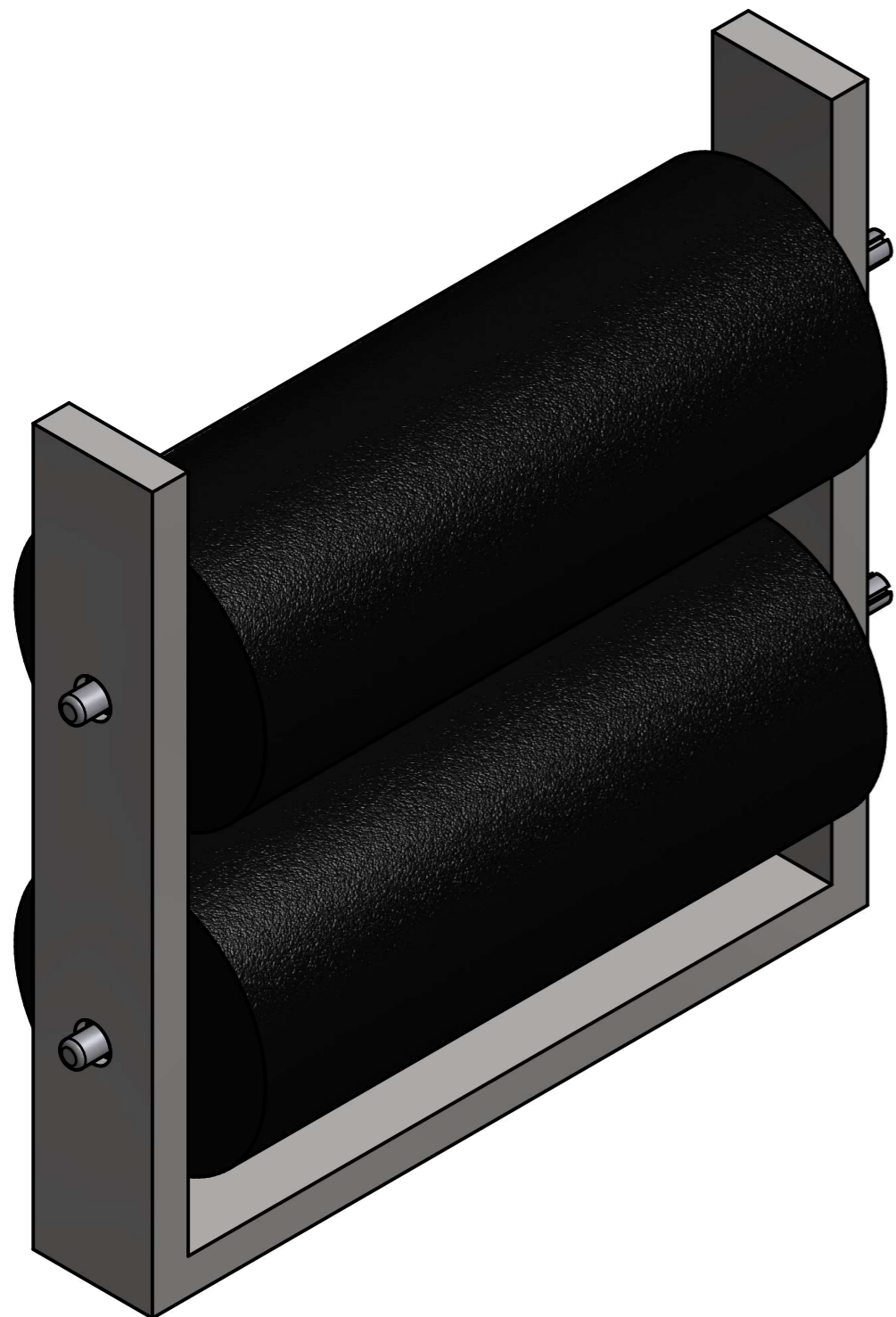
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO		FIRMA:		TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
PLANO Nº: 16		PIEZA: SOPORTE MECANISMO RODILLOS				UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm		ESCALA: 1:4					



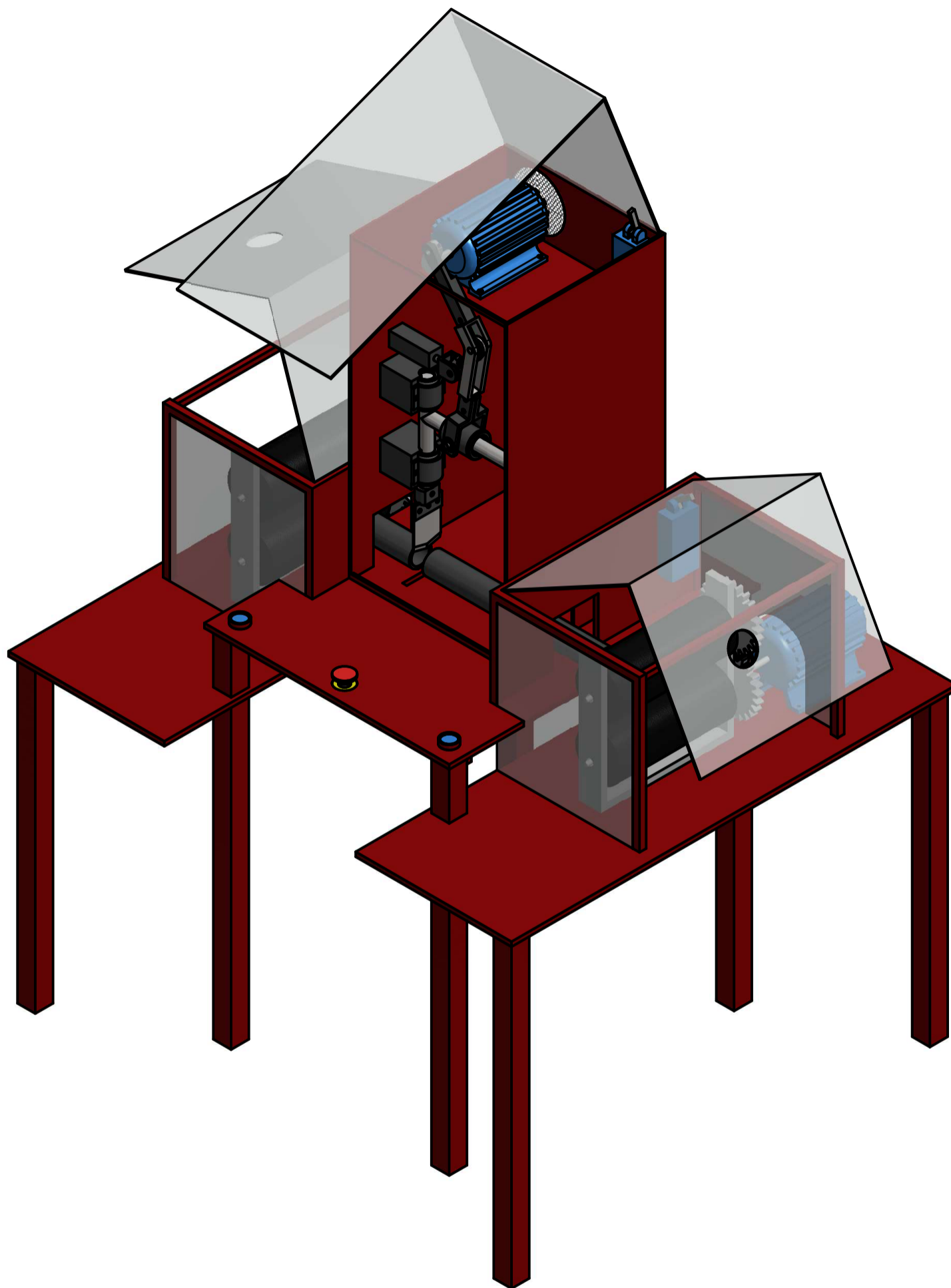
Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016		AUTOR:	FIRMA:	TITULACIÓN:
PLANO Nº: 17		JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS		GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
COTAS: mm	ESCALA: 1:2	PIEZA: RODILLO CAUCHO		UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA



Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA: 01/09/2016	AUTOR: JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS	FIRMA:	TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
PLANO Nº: 18	PIEZA: MECANISMO DE RODILLOS	UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD DE SALAMANCA	
COTAS: mm	ESCALA: 1:2		



Los radios de los redondeos no indicados son $r=2$ mm

FECHA:	01/09/2016	AUTOR:	JOSE IGNACIO ALONSO CABREJAS	FIRMA:	TITULACIÓN:
PLANO Nº:	19	PIEZA:	VISTA ISO MÁQUINA CON SEGURIDAD		GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
COTAS:	mm	ESCALA:	1:8		UNIVERSIDAD:
					UNIVERSIDAD DE SALAMANCA

ANEXO VI: Informes generador de componentes Inventor

A continuación se muestran los informes obtenidos directamente mediante el generador de componentes Autodesk Inventor a modo de ejemplo, de las hipótesis generadas para el capítulo VIII de este trabajo de fin de grado.

Generador de componentes de engranajes rectos (Versión: 2015 (Build 190159000, 159))

02/09/2016

☒ Información de proyecto

☒ Guía

- Guía de diseño - Número de dientes
- Guía de correcciones unitarias - Usuario
- Tipo de cálculo de carga - Cálculo de par de torsión para la potencia y la velocidad especificadas
- Tipo de cálculo de resistencia - Comprobar cálculo
- Método de cálculo de resistencia - ANSI/AGMA 2001-D04:2005

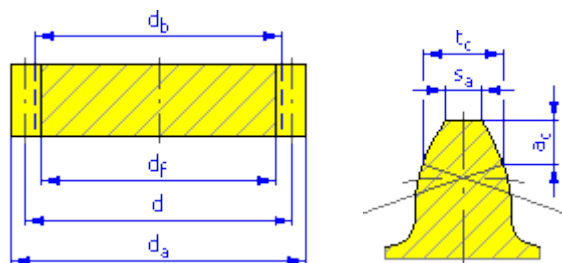
☒ Parámetros comunes

Coeficiente de engranaje	i	1,0000 su
Coeficiente de engranaje deseado	i _{in}	1,0000 su
Módulo	m	5,000 mm
Ángulo de hélice	β	0,0000 gr
Ángulo de presión	α	20,0000 gr
Distancia al centro	a _w	125,000 mm
Distancia al centro del producto	a	125,000 mm
Corrección unitaria total	Σx	0,0000 su
Separación circular	p	15,708 mm
Separación circular base	p _{tb}	14,761 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α _w	20,0000 gr
Coeficiente de contacto	ε	1,6117 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _x	0,0110 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _y	0,0055 mm

☒ Engranajes

		Engranaje 1	Engranaje 2
		Componente	Componente
Tipo de modelo			
Número de dientes	z	25 su	25 su
Corrección unitaria	x	0,0000 su	0,0000 su
Diámetro de separación	d	125,000 mm	125,000 mm
Diámetro exterior	d _a	135,000 mm	135,000 mm
Diámetro raíz	d _f	112,500 mm	112,500 mm
Diámetro de círculo base	d _b	117,462 mm	117,462 mm
Diámetro de separación de trabajo	d _w	125,000 mm	125,000 mm
Anchura de cara	b	15,000 mm	15,000 mm
Coeficiente de anchura de cara	b _r	0,1200 su	0,1200 su
Altura de cabeza del diente	a*	1,0000 su	1,0000 su
Juego	c*	0,2500 su	0,2500 su

Empalme raíz	r_f^*	0,3500 su	0,3500 su
Grosor de diente	s	7,854 mm	7,854 mm
Grosor de diente tangencial	s_t	7,854 mm	7,854 mm
Grosor de diente sobre cuerda	t_c	6,935 mm	6,935 mm
Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	3,738 mm	3,738 mm
Cota sobre cuerda	W	53,413 mm	53,413 mm
Dientes de cota sobre cuerda	z_w	4,000 su	4,000 su
Cota sobre (entre) conductores	M	137,991 mm	137,991 mm
Diámetro de conductor	d_M	9,000 mm	9,000 mm
Desviación límite del ángulo de hélice	F_β	0,0110 mm	0,0110 mm
Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0,0220 mm	0,0220 mm
Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0,0090 mm	0,0090 mm
Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0,0085 mm	0,0085 mm
Número virtual de dientes	z_v	25,000 su	25,000 su
Diámetro de separación virtual	d_n	125,000 mm	125,000 mm
Diámetro exterior virtual	d_{an}	135,000 mm	135,000 mm
Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	117,462 mm	117,462 mm
Corrección unitaria sin conicidad	x_z	0,3014 su	0,3014 su
Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-0,4425 su	-0,4425 su
Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-0,6125 su	-0,6125 su
Truncamiento cabeza diente	k	0,0000 su	0,0000 su
Unidad de grosor del diente exterior	s_a	0,7198 su	0,7198 su
Ángulo de presión en la punta	α_a	29,5314 gr	29,5314 gr



☐ **Cargas**

		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	3,860 kW	3,860 kW
Velocidad	n	2801,00 rpm	2801,00 rpm
Par de torsión	T	13,160 N m	13,160 N m
Eficiencia	η	1,000 su	
Fuerza radial	F_r	76,636 N	
Fuerza tangencial	F_t	210,555 N	
Fuerza axial	F_a	0,000 N	
Fuerza normal	F_n	224,068 N	
Velocidad circunferencial	v	18,333 mps	
Velocidad de resonancia	n_{E1}	10439,677 rpm	

☐ **Material**

		Engranaje 1	Engranaje 2
		Material de usuario	Material de usuario
Resistencia máxima a tracción	S_u	700 MPa	700 MPa
Límite de elasticidad	S_y	340 MPa	340 MPa
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa	206000 MPa
Coefficiente de Poisson	μ	0,300 su	0,300 su
Tensión de plegado admitida	S_{at}	152,0 MPa	152,0 MPa
Tensión de contacto admitida	S_{ac}	1170,0 MPa	1170,0 MPa
Dureza de postizo de diente	JHV	210 su	210 su
Tipo de tratamiento	tipo	2 su	2 su

☐ **Cálculo de resistencia**

☐ **Factores de carga adicional**

Factor de sobrecarga	K_o	1,200 su	
Factor dinámico	K_v	1,134 su	
Factor de tamaño	K_s	1,000 su	1,000 su
Factor de fiabilidad	K_R	1,000 su	
Factor de temperatura	k_t	1,000 su	
Factor de distribución de carga	K_m	1,161 su	1,161 su
Factor de corrección de plomo	C_{mc}	1,000 su	1,000 su
Factor de corrección de alineación de malla	C_e	1,000 su	
Modificador de proporción de piñón	C_{pm}	1,000 su	
Factor de alineación de malla	C_{ma}	Unidades de engranaje encerrado comerciales (0,1363)	

☐ **Factores de contacto**

Factor de condición de superficie	C_f	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	Z_N	0,751 su	0,751 su
Factor de coeficiente de dureza	C_H	1,000 su	1,000 su
Factor de elasticidad	C_p	2285,933 su	
Factor de geometría	I	0,079 su	

☐ **Factores de plegado**

Factor de carga inversa	Y_a	1,000 su	1,000 su
Factor de grosor del anillo	K_B	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	Y_N	0,847 su	0,847 su
Factor de geometría	J	0,515 su	0,515 su

☐ **Resultados**

Coefficiente de seguridad contra corrosión	k_f	3,085 su	3,085 su
Coef. seguridad contra rotura de diente	k_n	14,965 su	14,965 su

Comprobar cálculo

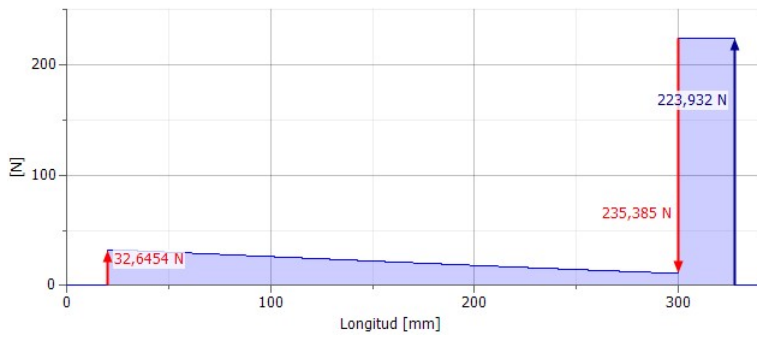
Positivo**☐ Resumen de mensajes**

7:39:44 Diseño: Engranaje 1: Corrección unitaria (x) es menor que Corrección unitaria sin conicidad (x_z).

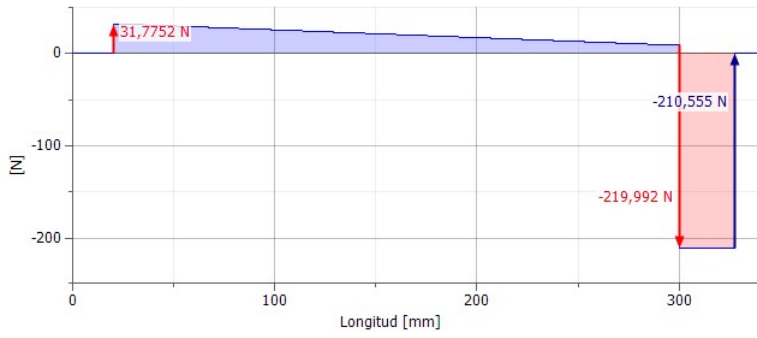
7:39:44 Diseño: El número de dientes es conmensurable: se toman muestras de los mismos dientes con relativa regularidad.

7:39:44 Diseño: Engranaje 2: Corrección unitaria (x) es menor que Corrección unitaria sin conicidad (x_z).

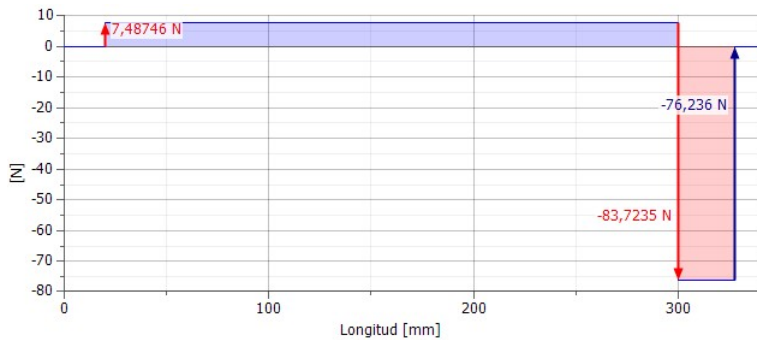
7:39:44 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.



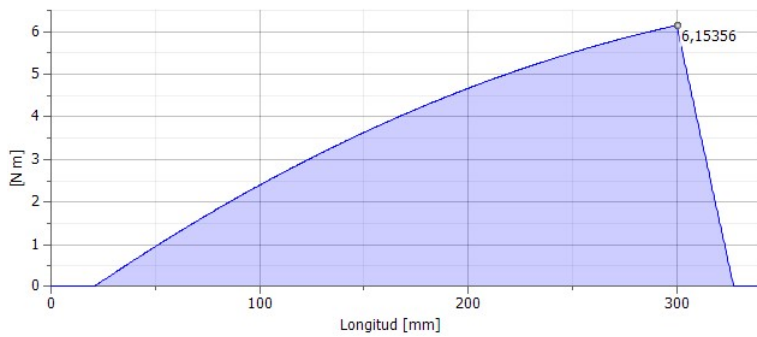
Fuerza de corte, Plano YZ



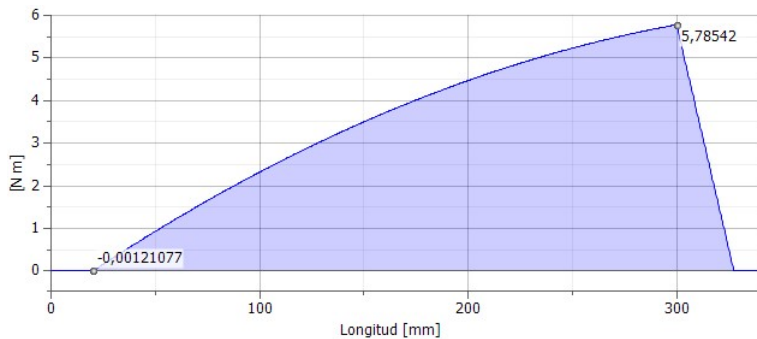
Fuerza de corte, Plano XZ



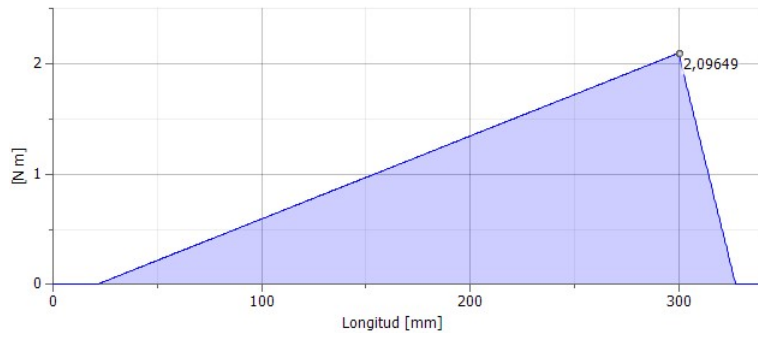
Momento flector



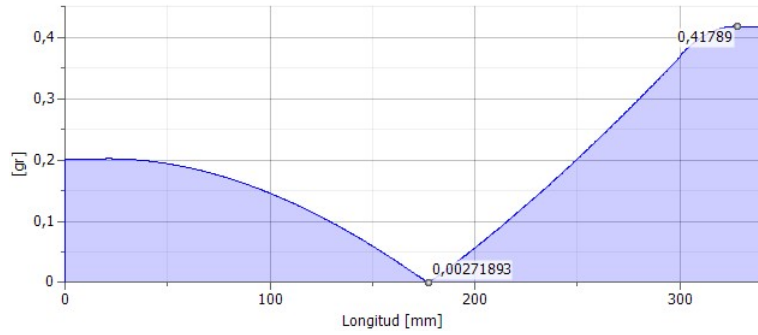
Momento flector, Plano YZ



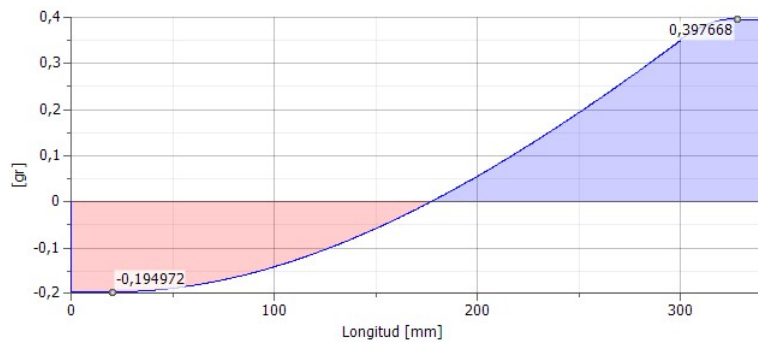
☐ Momento flector, Plano XZ



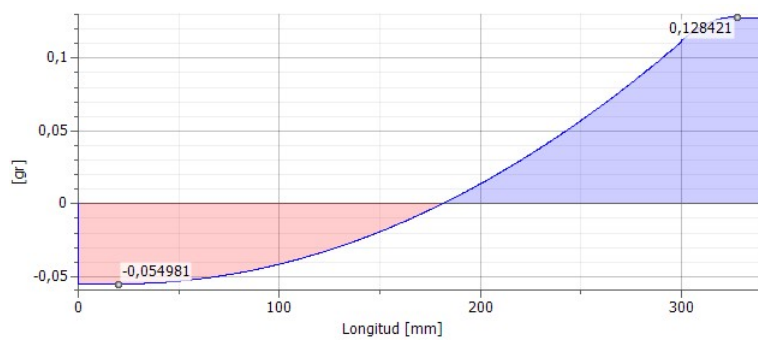
☐ Ángulo de flexión



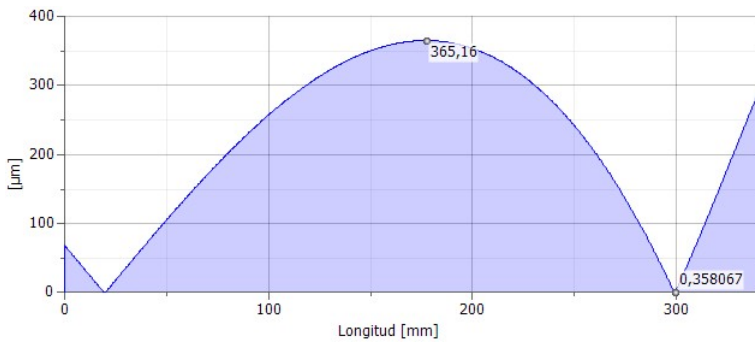
☐ Ángulo de flexión, Plano YZ



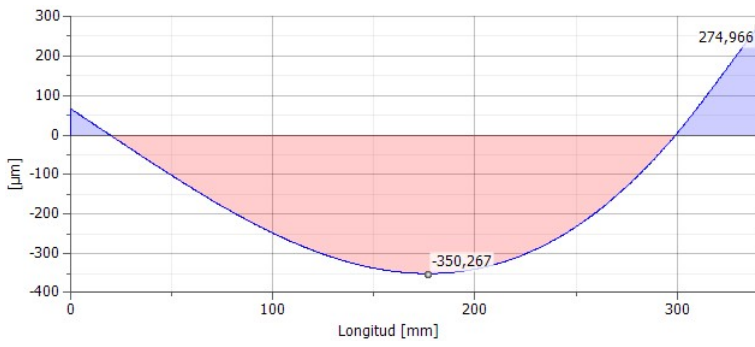
☐ Ángulo de flexión, Plano XZ



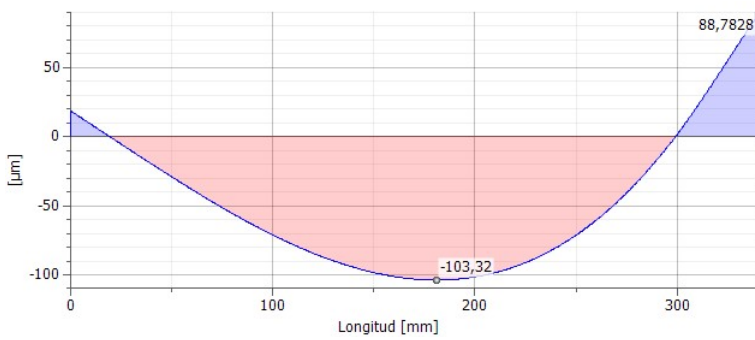
☐ Flexión



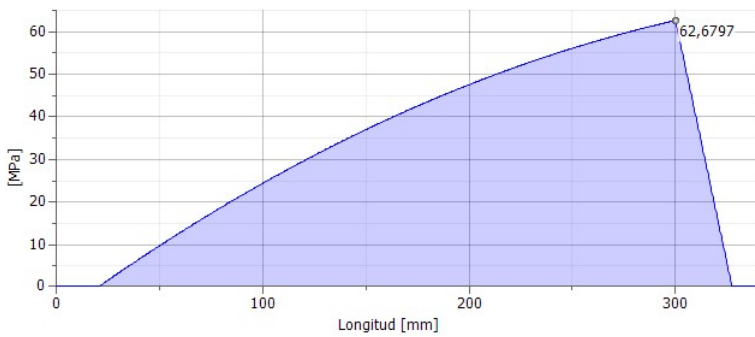
Flexión, Plano YZ



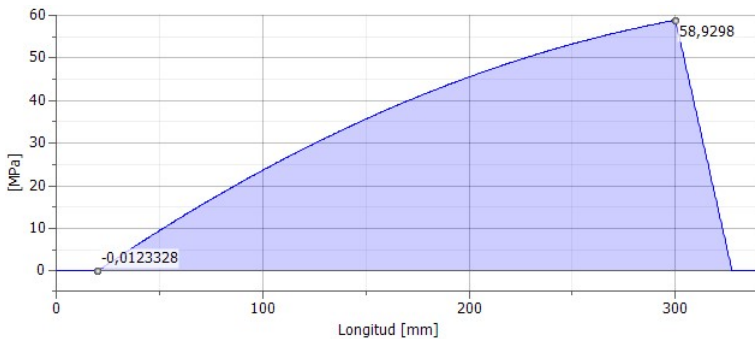
Flexión, Plano XZ



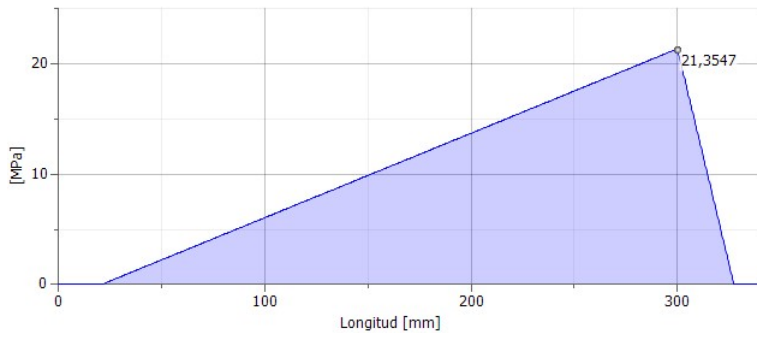
Tensión de plegado



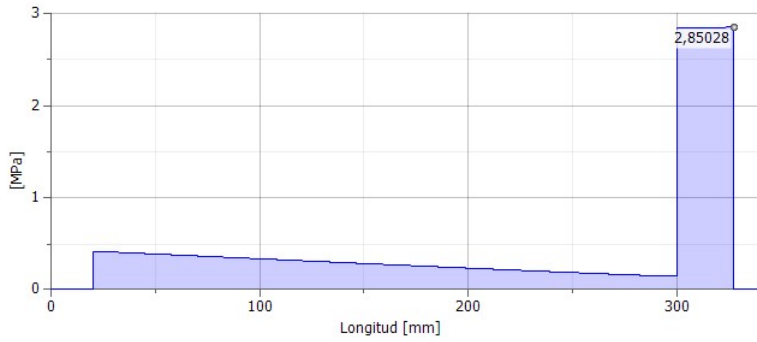
Tensión de plegado, Plano YZ



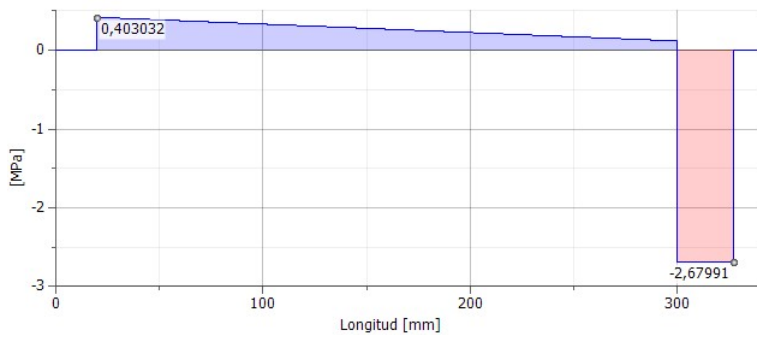
☐ Tensión de plegado, Plano XZ



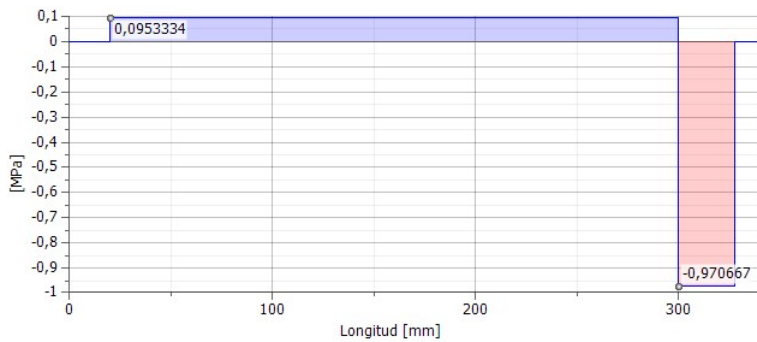
☐ Tensión de corte



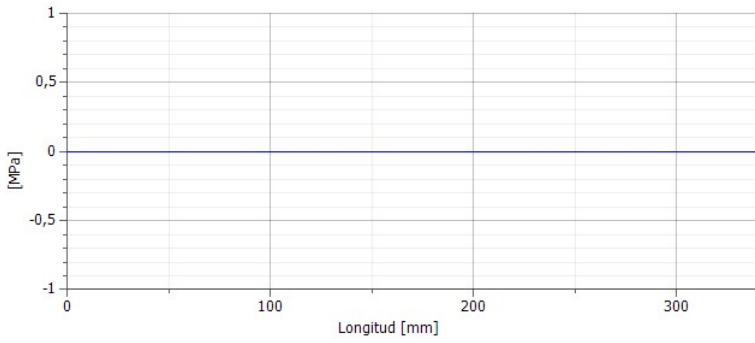
☐ Tensión de corte, Plano YZ



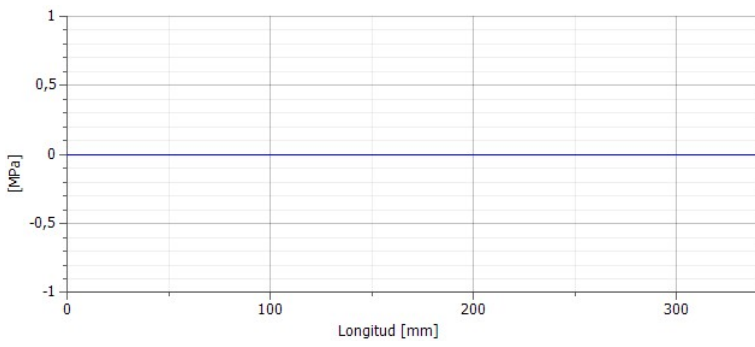
☐ Tensión de corte, Plano XZ



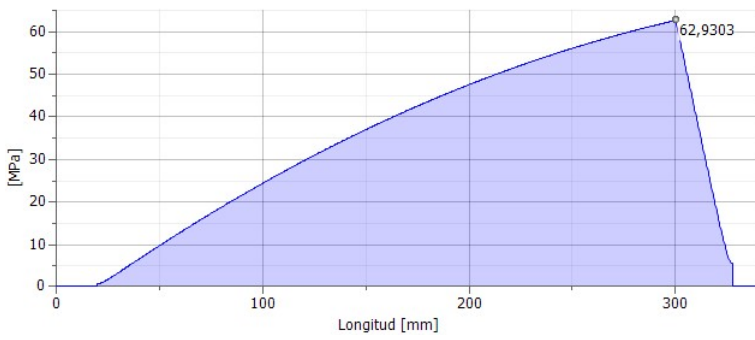
☐ Tensión de torsión



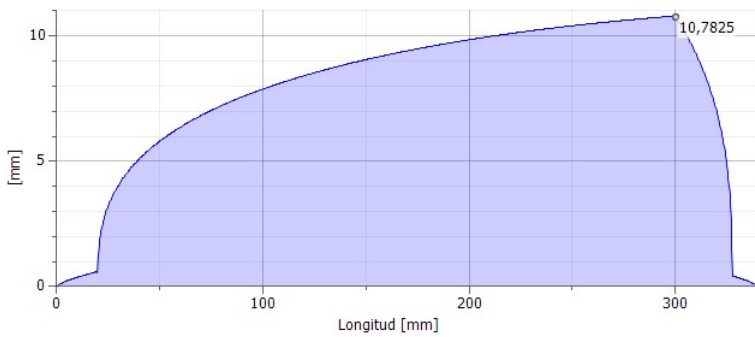
Tensión



Tensión reducida



Diámetro ideal



Resumen de mensajes

7:33:46 Cálculo: Calculado.

Generador de componentes de rodamientos (Versión: 2015 (Build 190159000, 159))

02/09/2016

☒ Información de proyecto

☒ Guía

Tipo de cálculo de resistencia - Comprobar cálculo

☒ Cargas

Carga radial del rodamiento	F_r	220 N
Carga axial del rodamiento	F_a	0 N
Velocidad	n	2801 rpm
Coefficiente de seguridad estática requerido	s_0	2,0 su

☒ Rodamiento

Designación		BS 290 SKF (SKF 7200 BE)
Diámetro interior de rodamiento	d	10,000 mm
Diámetro exterior de rodamiento	D	30,000 mm
Anchura de rodamiento	B	9,000 mm
Ángulo de abrazamiento nominal del rodamiento	α	0 gr
Tasa de carga dinámica básica	C	2000 N
Tasa de carga estática básica	C_0	3350 N
Factor de carga radial dinámica	X	1,00 su / 0,35 su
Factor de carga axial dinámica	Y	0,00 su / 0,57 su
Valor límite de F_a/F_r	e	1,14 su
Factor de carga radial estática	X_0	0,50 su
Factor de carga axial estática	Y_0	0,50 su
Velocidad límite para lubricación con grasa	n_{Lim1}	19000 rpm
Velocidad límite para lubricación con aceite	n_{Lim2}	28000 rpm

☒ Cálculo de vida útil de rodamiento

Método de cálculo		SKF AG
Rango de vida requerido	L_{req}	1000 h
Fiabilidad requerida	R_{req}	90 su
Factor de ajuste de vida	a_{SKF}	1,00 su
Temperatura de trabajo	T	100 c
Factor de fuerzas adicionales	f_d	1,00 su

☒ Lubricación

Coef. de fricción	μ	0,0020 su
Lubricación		Grasa

☐ Resultados

Rango de vida básico	L_{10}	4475 h
Rango de vida ajustado	L_{na}	4475 h
Coefficiente de seguridad estática calculado	s_{0c}	15,23267 su
Pérdida de potencia por fricción	P_z	0,64508 W
Carga mínima necesaria	F_{min}	34 N
Carga estática equivalente	P_0	220 N
Carga dinámica equivalente	P	220 N
Factor de sobrerrevolución	k_n	6,783 su
Factor de ajuste de vida para fiabilidad	a_1	1,00 su
Factor de temperatura	f_t	1,00 su
Velocidad equivalente	n_e	2801 rpm
Velocidad mínima	n_{min}	2801 rpm
Velocidad máxima	n_{max}	2801 rpm
Comprobación de resistencia	Positivo	

☐ Resumen de mensajes

7:45:44 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

Generador de componentes de engranajes rectos (Versión: 2015 (Build 190159000, 159))

02/09/2016

☒ Información de proyecto

☒ Guía

- Guía de diseño - Número de dientes
- Guía de correcciones unitarias - Usuario
- Tipo de cálculo de carga - Cálculo de par de torsión para la potencia y la velocidad especificadas
- Tipo de cálculo de resistencia - Comprobar cálculo
- Método de cálculo de resistencia - ANSI/AGMA 2001-D04:2005

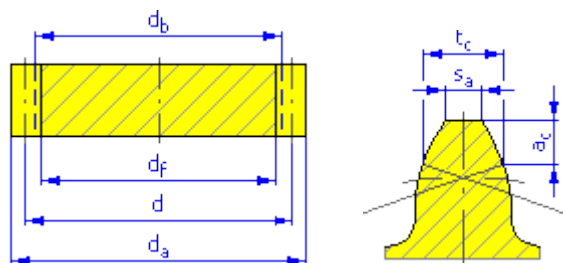
☒ Parámetros comunes

Coeficiente de engranaje	i	1,0000 su
Coeficiente de engranaje deseado	i _{in}	1,0000 su
Módulo	m	5,000 mm
Ángulo de hélice	β	0,0000 gr
Ángulo de presión	α	20,0000 gr
Distancia al centro	a _w	125,000 mm
Distancia al centro del producto	a	125,000 mm
Corrección unitaria total	Σx	0,0000 su
Separación circular	p	15,708 mm
Separación circular base	p _{tb}	14,761 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α _w	20,0000 gr
Coeficiente de contacto	ε	1,6117 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _x	0,0110 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _y	0,0055 mm

☒ Engranajes

		Engranaje 1	Engranaje 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dientes	z	25 su	25 su
Corrección unitaria	x	0,0000 su	0,0000 su
Diámetro de separación	d	125,000 mm	125,000 mm
Diámetro exterior	d _a	135,000 mm	135,000 mm
Diámetro raíz	d _f	112,500 mm	112,500 mm
Diámetro de círculo base	d _b	117,462 mm	117,462 mm
Diámetro de separación de trabajo	d _w	125,000 mm	125,000 mm
Anchura de cara	b	15,000 mm	15,000 mm
Coeficiente de anchura de cara	b _r	0,1200 su	0,1200 su
Altura de cabeza del diente	a*	1,0000 su	1,0000 su
Juego	c*	0,2500 su	0,2500 su

Empalme raíz	r_f^*	0,3500 su	0,3500 su
Grosor de diente	s	7,854 mm	7,854 mm
Grosor de diente tangencial	s_t	7,854 mm	7,854 mm
Grosor de diente sobre cuerda	t_c	6,935 mm	6,935 mm
Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	3,738 mm	3,738 mm
Cota sobre cuerda	W	53,413 mm	53,413 mm
Dientes de cota sobre cuerda	z_w	4,000 su	4,000 su
Cota sobre (entre) conductores	M	137,991 mm	137,991 mm
Diámetro de conductor	d_M	9,000 mm	9,000 mm
Desviación límite del ángulo de hélice	F_β	0,0110 mm	0,0110 mm
Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0,0220 mm	0,0220 mm
Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0,0090 mm	0,0090 mm
Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0,0085 mm	0,0085 mm
Número virtual de dientes	z_v	25,000 su	25,000 su
Diámetro de separación virtual	d_n	125,000 mm	125,000 mm
Diámetro exterior virtual	d_{an}	135,000 mm	135,000 mm
Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	117,462 mm	117,462 mm
Corrección unitaria sin conicidad	x_z	0,3014 su	0,3014 su
Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-0,4425 su	-0,4425 su
Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-0,6125 su	-0,6125 su
Truncamiento cabeza diente	k	0,0000 su	0,0000 su
Unidad de grosor del diente exterior	s_a	0,7198 su	0,7198 su
Ángulo de presión en la punta	α_a	29,5314 gr	29,5314 gr



☐ **Cargas**

		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	8,860 kW	8,860 kW
Velocidad	n	8304,40 rpm	8304,40 rpm
Par de torsión	T	10,188 N m	10,188 N m
Eficiencia	η	1,000 su	
Fuerza radial	F_r	59,331 N	
Fuerza tangencial	F_t	163,011 N	
Fuerza axial	F_a	0,000 N	
Fuerza normal	F_n	173,473 N	
Velocidad circunferencial	v	54,352 mps	
Velocidad de resonancia	n_{E1}	10439,677 rpm	

☐ **Material**

		Engranaje 1	Engranaje 2
		Material de usuario	Material de usuario
Resistencia máxima a tracción	S _u	700 MPa	700 MPa
Límite de elasticidad	S _y	340 MPa	340 MPa
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa	206000 MPa
Coefficiente de Poisson	μ	0,300 su	0,300 su
Tensión de plegado admitida	S _{at}	152,0 MPa	152,0 MPa
Tensión de contacto admitida	S _{ac}	1170,0 MPa	1170,0 MPa
Dureza de postizo de diente	JHV	210 su	210 su
Tipo de tratamiento	tipo	2 su	2 su

☐ **Cálculo de resistencia**

☐ **Factores de carga adicional**

Factor de sobrecarga	K _o	1,200 su	
Factor dinámico	K _v	1,207 su	
Factor de tamaño	K _s	1,000 su	1,000 su
Factor de fiabilidad	K _R	1,000 su	
Factor de temperatura	k _t	1,000 su	
Factor de distribución de carga	K _m	1,161 su	1,161 su
Factor de corrección de plomo	C _{mc}	1,000 su	1,000 su
Factor de corrección de alineación de malla	C _e	1,000 su	
Modificador de proporción de piñón	C _{pm}	1,000 su	
Factor de alineación de malla	C _{ma}	Unidades de engranaje encerrado comerciales (0,1363)	

☐ **Factores de contacto**

Factor de condición de superficie	C _f	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	Z _N	0,706 su	0,706 su
Factor de coeficiente de dureza	C _H	1,000 su	1,000 su
Factor de elasticidad	C _p	2285,933 su	
Factor de geometría	I	0,079 su	

☐ **Factores de plegado**

Factor de carga inversa	Y _a	1,000 su	1,000 su
Factor de grosor del anillo	K _B	1,000 su	1,000 su
Factor de ciclo de tensión	Y _N	0,818 su	0,818 su
Factor de geometría	J	0,515 su	0,515 su

☐ **Resultados**

Coefficiente de seguridad contra corrosión	k _f	3,197 su	3,197 su
Coef. seguridad contra rotura de diente	k _n	17,528 su	17,528 su

Comprobar cálculo

Positivo

☐ Resumen de mensajes

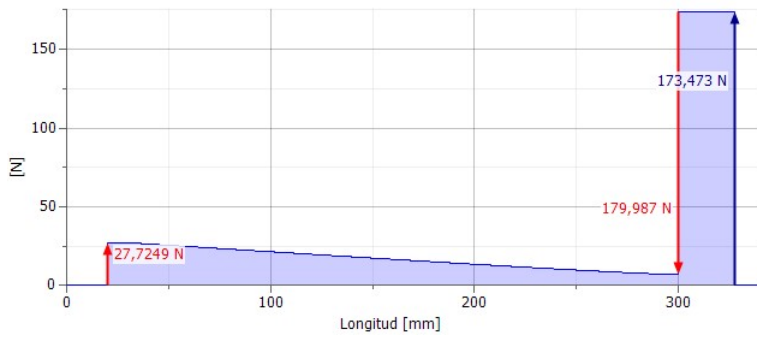
7:40:45 Cálculo: La velocidad de la línea de paso es superior a la máxima recomendada.

7:40:45 Diseño: Engranaje 1: Corrección unitaria (x) es menor que Corrección unitaria sin conicidad (x_z).

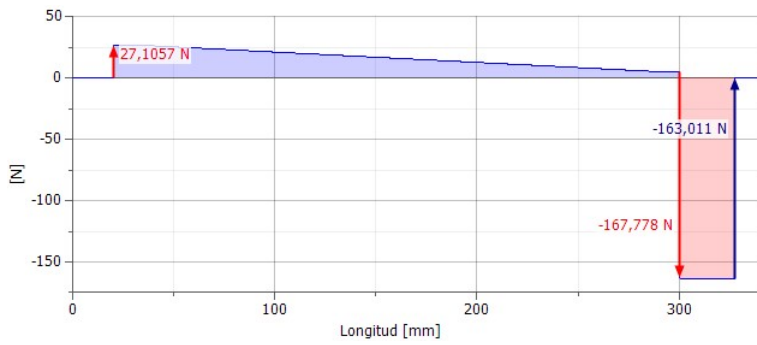
7:40:45 Diseño: El número de dientes es conmensurable: se toman muestras de los mismos dientes con relativa regularidad.

7:40:45 Diseño: Engranaje 2: Corrección unitaria (x) es menor que Corrección unitaria sin conicidad (x_z).

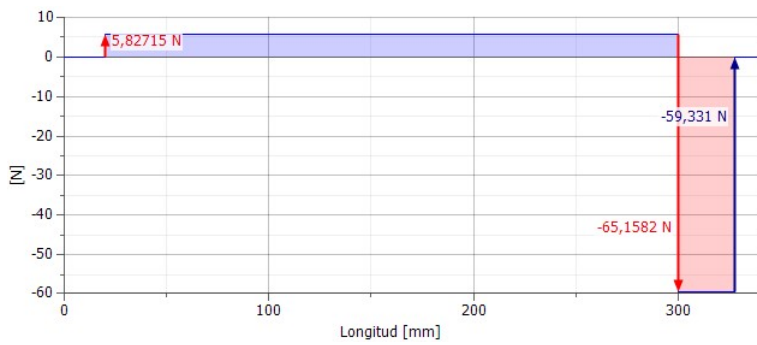
7:40:45 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.



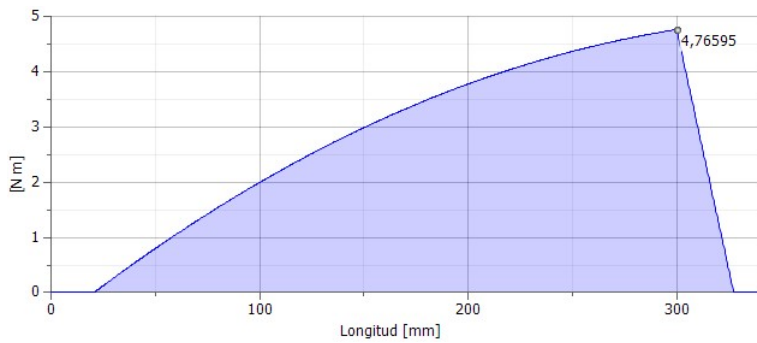
Fuerza de corte, Plano YZ



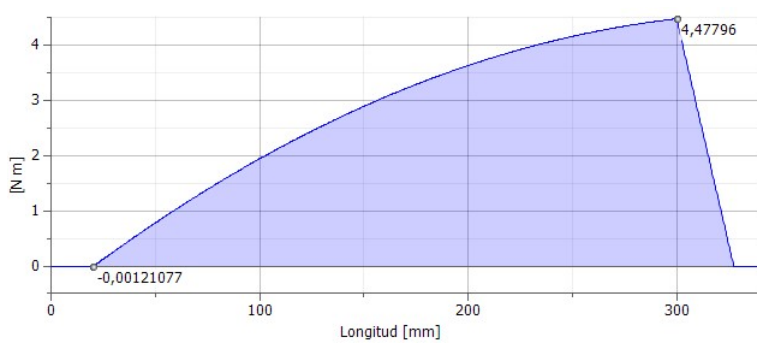
Fuerza de corte, Plano XZ



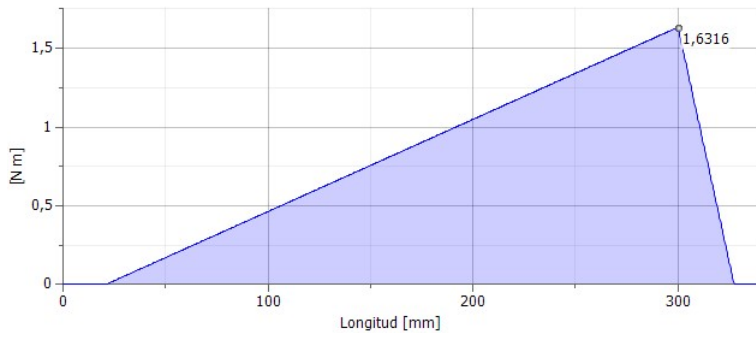
Momento flector



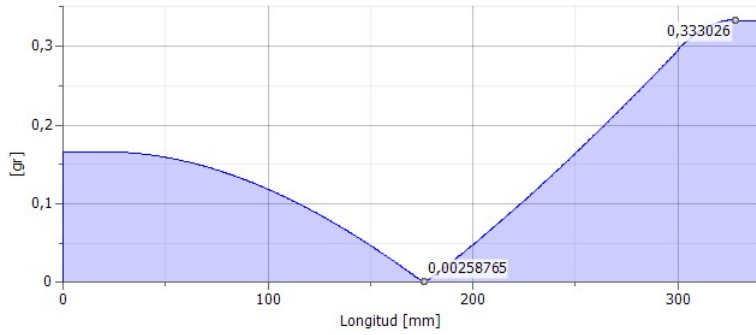
Momento flector, Plano YZ



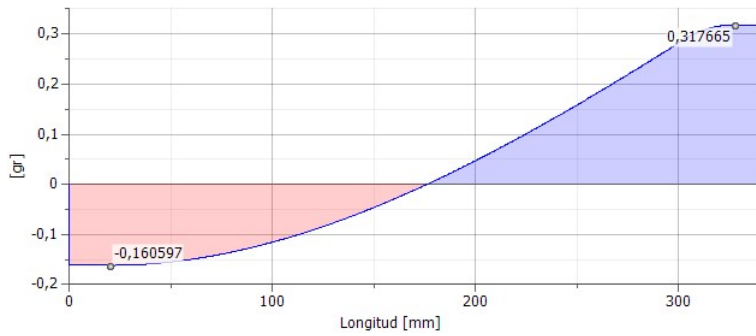
☐ Momento flector, Plano XZ



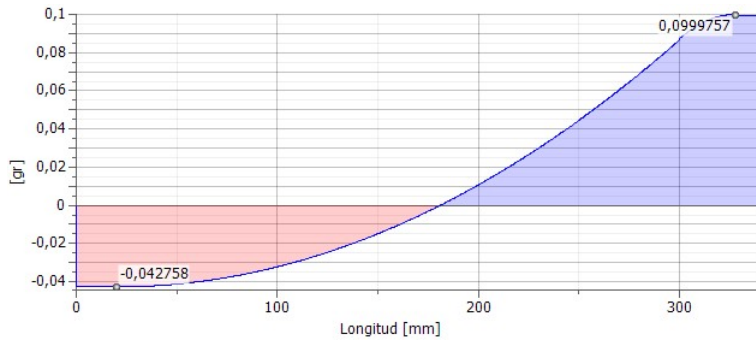
☐ Ángulo de flexión



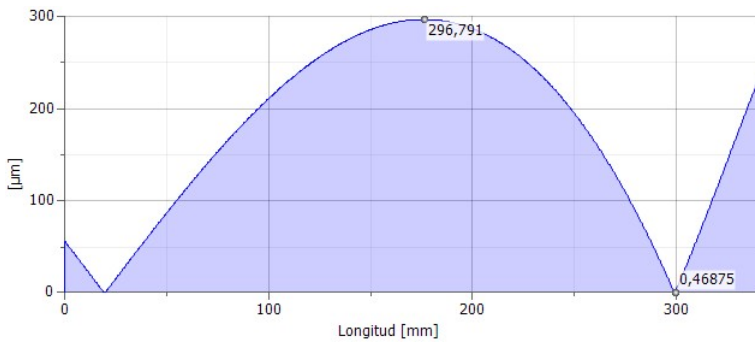
☐ Ángulo de flexión, Plano YZ



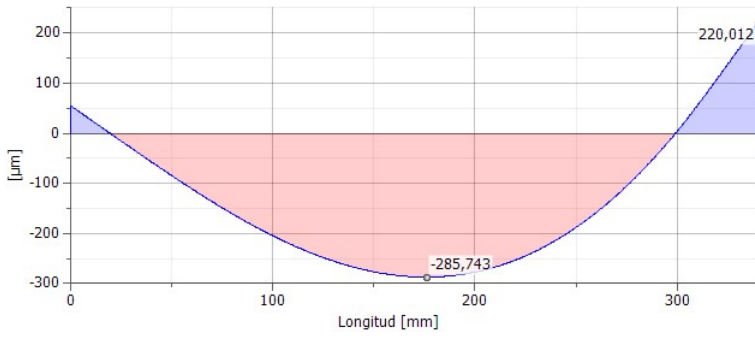
☐ Ángulo de flexión, Plano XZ



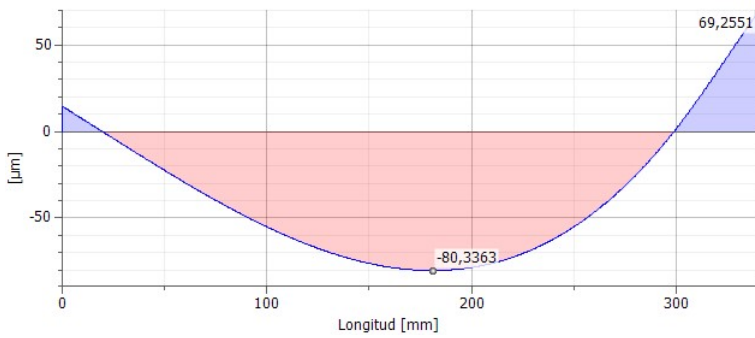
☐ Flexión



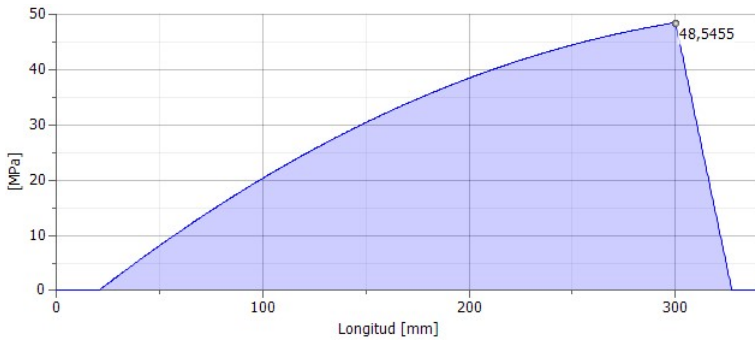
Flexión, Plano YZ



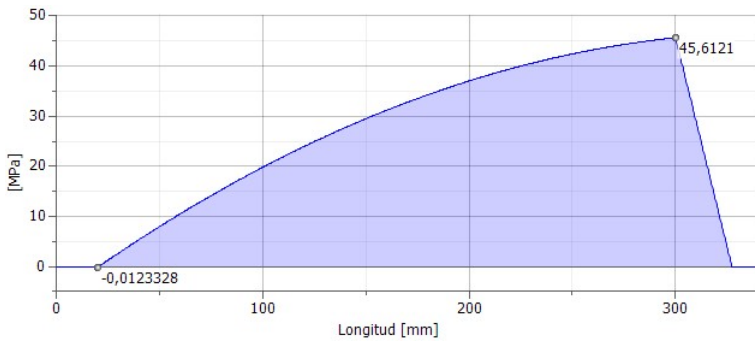
Flexión, Plano XZ



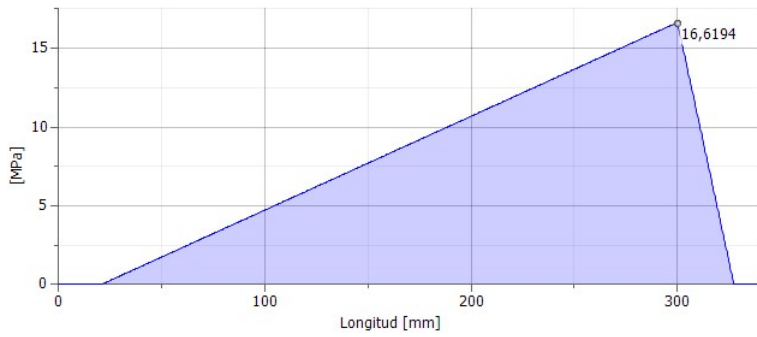
Tensión de plegado



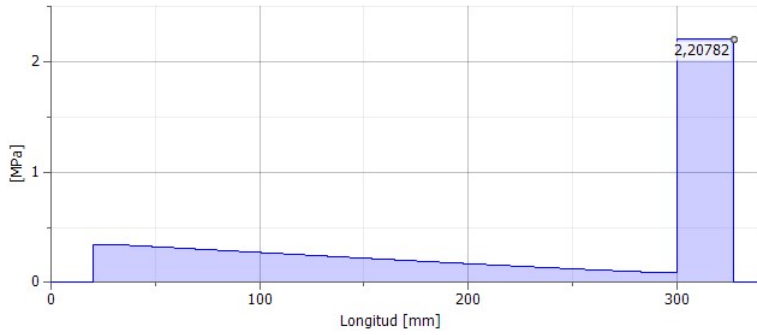
Tensión de plegado, Plano YZ



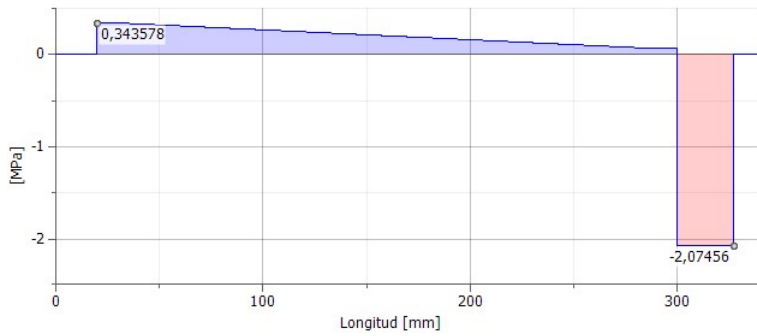
☐ Tensión de plegado, Plano XZ



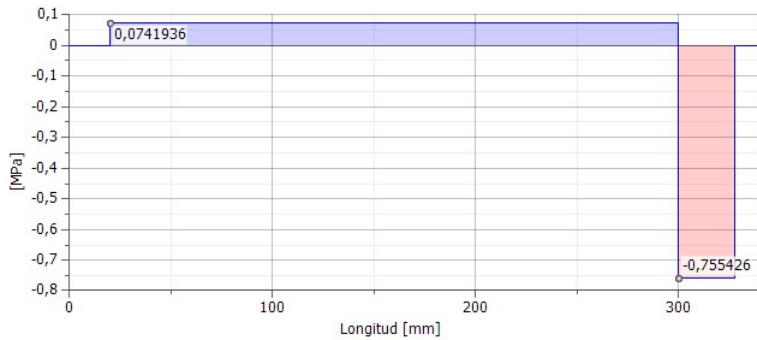
☐ Tensión de corte



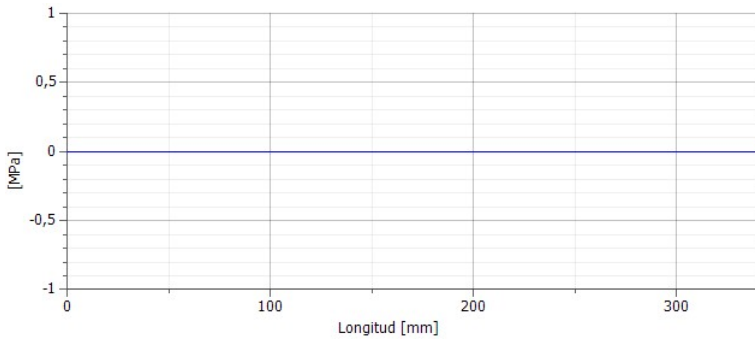
☐ Tensión de corte, Plano YZ



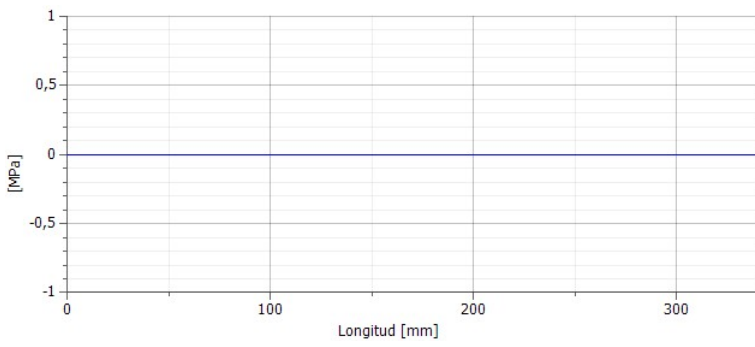
☐ Tensión de corte, Plano XZ



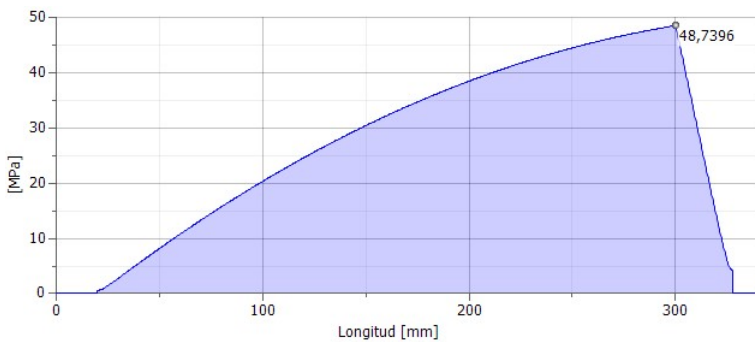
☐ Tensión de torsión



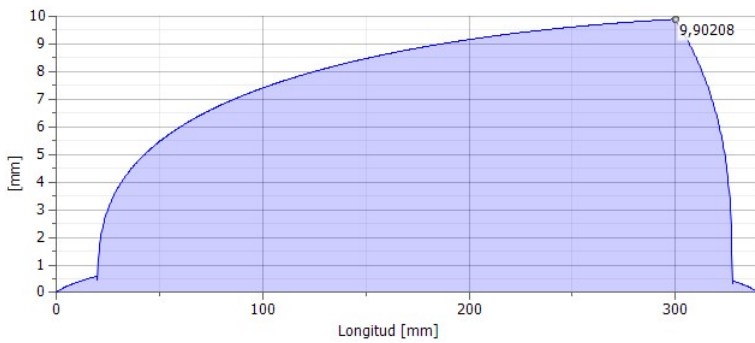
Tensión



Tensión reducida



Diámetro ideal



Resumen de mensajes

7:43:23 Cálculo: Calculado.

Generador de componentes de rodamientos (Versión: 2015 (Build 190159000, 159))

02/09/2016

☒ Información de proyecto

☒ Guía

Tipo de cálculo de resistencia - Comprobar cálculo

☒ Cargas

Carga radial del rodamiento	F_r	168 N
Carga axial del rodamiento	F_a	0 N
Velocidad	n	8304 rpm
Coefficiente de seguridad estática requerido	s_0	2,0 su

☒ Rodamiento

Designación		BS 290 SKF (SKF 7200 BE)
Diámetro interior de rodamiento	d	10,000 mm
Diámetro exterior de rodamiento	D	30,000 mm
Anchura de rodamiento	B	9,000 mm
Ángulo de abrazamiento nominal del rodamiento	α	0 gr
Tasa de carga dinámica básica	C	2000 N
Tasa de carga estática básica	C_0	3350 N
Factor de carga radial dinámica	X	1,00 su / 0,35 su
Factor de carga axial dinámica	Y	0,00 su / 0,57 su
Valor límite de F_a/F_r	e	1,14 su
Factor de carga radial estática	X_0	0,50 su
Factor de carga axial estática	Y_0	0,50 su
Velocidad límite para lubricación con grasa	n_{Lim1}	19000 rpm
Velocidad límite para lubricación con aceite	n_{Lim2}	28000 rpm

☒ Cálculo de vida útil de rodamiento

Método de cálculo		SKF AG
Rango de vida requerido	L_{req}	1000 h
Fiabilidad requerida	R_{req}	90 su
Factor de ajuste de vida	a_{SKF}	1,00 su
Temperatura de trabajo	T	100 c
Factor de fuerzas adicionales	f_d	1,00 su

☒ Lubricación

Coef. de fricción	μ	0,0020 su
Lubricación		Grasa

☐ Resultados

Rango de vida básico	L_{10}	3400 h
Rango de vida ajustado	L_{na}	3400 h
Coefficiente de seguridad estática calculado	s_{0c}	19,96686 su
Pérdida de potencia por fricción	P_z	1,45906 W
Carga mínima necesaria	F_{min}	34 N
Carga estática equivalente	P_0	168 N
Carga dinámica equivalente	P	168 N
Factor de sobrerrevolución	k_n	2,288 su
Factor de ajuste de vida para fiabilidad	a_1	1,00 su
Factor de temperatura	f_t	1,00 su
Velocidad equivalente	n_e	8304 rpm
Velocidad mínima	n_{min}	8304 rpm
Velocidad máxima	n_{max}	8304 rpm
Comprobación de resistencia	Positivo	

☐ Resumen de mensajes

7:47:05 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.