

Trabajo de Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías  
Industriales

Diseño del mecanismo de corte para máquina  
cortadora de discos de chapa

Autor: Carlos Daza Pelegrina

Tutor: Aida Estévez Urra

Dpto. de Ingeniería mecánica y de fabricación  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017





Trabajo de Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

# **Diseño del mecanismo de corte para máquina cortadora de discos de chapa**

Autor:

Carlos Daza Pelegrina

Tutor:

Aida Estévez Urra

Profesora Colaboradora

Dpto. de Ingeniería mecánica y de fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo de Fin de Grado: Diseño del mecanismo de corte para máquina cortadora de discos de chapa

Autor: Carlos Daza Pelegrina  
Tutor: Aída Estévez Urrea

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal



## Agradecimientos

Agradecer a mis padres y sobre todo a mi abuela, ya que sin su ayuda moral y económica yo no estaría hoy escribiendo estas palabras, gracias por la educación y por toda la libertad que me habéis dado para que llegue a ser quien soy a día de hoy y para que encuentre mi camino en la vida.

A todos aquellos que alguna vez me aportaron algo, tanto positiva como negativamente, por todas esas experiencias vividas y compartidas hasta el día de hoy, os doy las gracias.

Gracias a mi tutora Aida, que pensó en mi para este proyecto cuando andaba perdido en la elección de uno, gracias por los conocimientos y el tiempo aportado a mi desarrollo, gracias también a Manuel, maestro de taller de la E.T.S.I. por los consejos prácticos recibidos, y a mi compañero Darío con el cual he realizado multitud de trabajos incluyendo parte de este proyecto.

*Carlos Daza Pelegrina*

*Sevilla, 2017*





# Índice

<b>1 Introducción</b> .....	<b>1</b>
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Objetivos .....	4
1.3 Tareas a desarrollar .....	4
<b>2 Desarrollo teórico</b> .....	<b>5</b>
2.1 Conformado por deformación plástica .....	5
2.1.1 Definición y características .....	5
2.1.2 Clasificación de los procesos .....	5
2.2 Procesos de deformación plástica en chapa .....	9
2.2.1 Clasificación .....	9
2.2.2 Corte de chapa .....	9
2.2.3 Corte de discos de chapa .....	12
<b>3 Diseño del mecanismo de corte</b> .....	<b>14</b>
3.1 Descripción de los elementos .....	14
3.2 Cuchillas .....	15
3.2.1 Condiciones de trabajo .....	15
3.2.2 Material .....	16
3.2.3 Dimensiones .....	16
3.3 Fuerza de corte .....	18
3.4 Engranajes .....	20
3.4.1 Material .....	20
3.4.2 Dimensiones .....	21
3.4.3 Condiciones de trabajo .....	21
3.5 Ejes .....	22
3.5.1 Condiciones de trabajo .....	24
3.5.2 Material .....	28
3.5.2 Dimensiones .....	29
3.6 Rodamientos y soporte para rodamientos .....	30
3.6.1 Soporte para rodamientos .....	34
3.7 Manivela .....	36
3.8 Chaveteros .....	37
<b>4 Conclusiones</b> .....	<b>38</b>
<b>5 Trabajos futuros</b> .....	<b>41</b>
<b>6 Bibliografía</b> .....	<b>42</b>
<b>Anexo</b>	
Planos .....	44



# **1 Introducción**

## **1.1 Antecedentes**

Los procesos de conformado de metales comprenden un amplio grupo de procesos de manufactura, en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar la forma de las piezas metálicas.

Según Esteves [1] el trabajo en frío de chapa ha sido realizado durante siglos por los herreros y hojalateros de forma enteramente manual, ya fuera a través de herramientas como cortafríos, punzones o tajaderas. Con el tiempo se incorporan otro tipo de utillajes como la prensa de balancín o la cizalla de palanca. El verdadero impulso del trabajo en frío de chapa llega con la revolución industrial y la máquina de vapor, pues todo ello impulsa una verdadera revolución tecnológica en todos los procesos relacionados con el trabajo de la chapa: corte, embutido, doblado, laminado, forjado.

El conformado de chapa es una parte importante de la producción metálica industrial. Es un proceso que se caracteriza por:

- Alta productividad.
- Calidad y precisión estables.
- Alto coeficiente de utilización del metal.
- Posibilidad de empleo de métodos sencillos y efectivos de mecanización y automatización.
- Buena resistencia mecánica.
- Alta relación resistencia/peso.

Entre la multitud de productos y sectores en los que se usan procesos de conformado de chapa podemos encontrar:

- Automoción: puertas, guardabarros, carrocería.
- Alimentación: todo tipo de productos enlatados, cacerolas.
- Aeronáutica: fuselaje, alas.
- Construcción: puertas, muros, encofrados.

Dentro de los procesos de conformado el de cizallado es una operación de corte de láminas que consiste en disminuir la lámina a un menor tamaño.

Existen varios tipos de máquinas cizalladoras dependiendo las solicitaciones de la chapa,

- Cizallas de guillotina.
- Cizallas de palanca.
- Cizallas de rodillos.
- Cizallas circulares.

Todas a su vez pueden estar accionadas manual o eléctricamente mediante un motor.

Debido a la necesidad de los grupos de investigación en el área de ingeniería de los procesos de fabricación del departamento de ingeniería mecánica y de fabricación de la Escuela Técnica Superior de Ingenierías (E.T.S.I) de embutir chapas circulares ya sean para ensayar o para fines académicos, surge la necesidad de diseñar y fabricar una máquina que desempeñe tal función, pues actualmente, la única forma de trabajar con discos de chapa es recortando los mismos con tijeras de cizallar y, por tanto, los acabados que se obtienen mediante este proceso no son lo suficientemente buenos.

Existen varios fabricantes [2], [3], [4], [5], [6] que desarrollan tanto cizallas circulares manuales como accionadas por motor eléctrico, este proyecto se centrará en las de tipo manual (figuras 1.1, 1.2 y 1.3) pues a efectos de los requerimientos del proyecto, es la opción más viable.

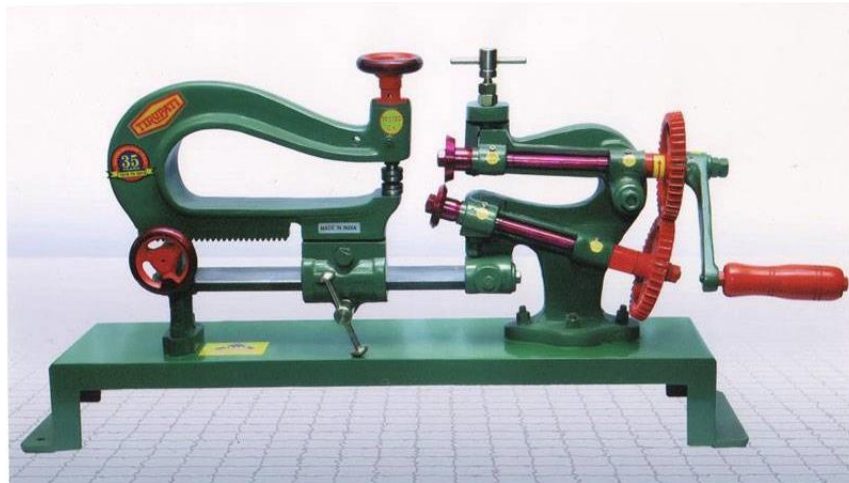


Figura 1.1 Cizalla circular Tirupati® . <http://www.rathodmachinetools.com>



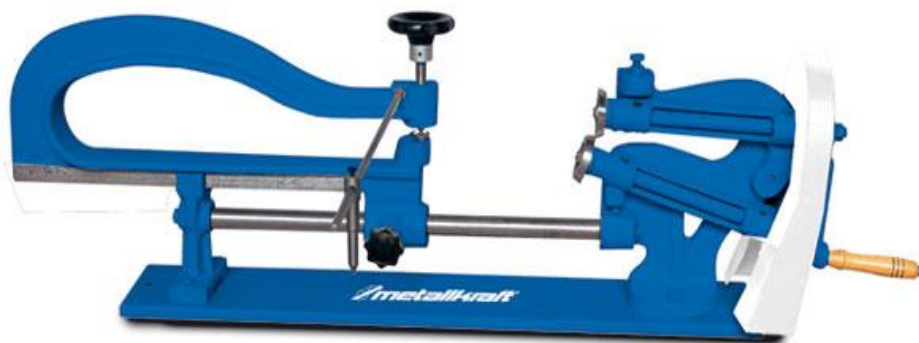
Figura 1.2 Cizalla circular Manek modelo CCH-24. <http://www.maneklalexports.com>



(a)



(b)



(c)

Figura 1.3 Cizallas circulares

- a) E-KS E-1 de Epple®. <http://www.epple.com>
- b) IDK 1 de Sahinler®. <http://www.sahinlermetal.com>
- c) KS 1 de Metallkraft®. <http://www.metallkraft-maschinen.de>

Se observa que todos los diseños parten de una base casi idéntica en lo que a estructura y forma de cortar la chapa se refiere.

## 1.2 Objetivos

Este proyecto se centrará en el diseño de los elementos relacionados con el corte de una cizalla circular.

Por tanto los elementos a diseñar serían las cuchillas, las cuales son las encargadas directas de realizar el corte.

Los ejes, cuyo papel es el de albergar a todos los elementos y hacer que estos giren respecto a su eje longitudinal.

Los rodamientos y engranajes, que debido a su complejidad para ser fabricados se optará por escoger la opción más adecuada y, aunque la estructura de la máquina también juega un papel importante en el mecanismo de corte, esta se abarcará a fondo en el proyecto "*Diseño de máquina cortadora de discos de chapa*", realizado por Julio Darío de la Rosa Asencio [23].

Por tanto el objetivo principal será el diseño y/o elección de los elementos anteriormente citados teniéndose en cuenta aspectos como materiales disponibles en el taller o elegir las opciones más viables económicamente.

## 1.3 Tareas a desarrollar

Partiendo de unas condiciones de trabajo dadas, se calculará un diámetro para las cuchillas a partir del cual se calcularán las fuerzas necesarias para cortar una chapa de un cierto espesor.

Se diseñarán unos engranajes que transmitan el movimiento de los ejes cortándose a  $15^\circ$  y se calcularán las fuerzas que aparecen en tales engranajes con el fin de poder calcular posteriormente un diámetro para el eje.

Se calculará un eje a través de los datos obtenidos en los apartados anteriores.

Se elegirán unos rodamientos en función de las cargas que deba soportar el eje en las reacciones de los apoyos de dicho eje y se diseñarán unos soportes para los rodamientos.

Se diseñará una manivela en base a los modelos más simples de manivelas ya existentes.

Se realizarán planos en 3D y 2D de todos los elementos mediante el programa *Solid Edge V20*.

## 2 Desarrollo teórico

### 2.1 Conformado por deformación plástica

#### 2.1.1 Definición y características

Proceso en el que se introducen deformaciones plásticas o permanentes sobre el material mediante la aplicación de unas cargas externas las cuales hacen variar su forma exterior así como sus propiedades físicas conservando su volumen[21],[22].

Las características del conformado por deformación son:

- Cargas externas: compresión, tracción, cortadura o flexión.
- Las cargas deben superar el límite de fluencia del material.
- Es deseable que el material tenga un límite de fluencia bajo, con lo que se reducen los niveles de carga necesaria.
- Requisito: ductilidad suficiente del material para soportar las deformaciones plásticas sin romper.
- Tanto la ductilidad como el límite de fluencia dependen fuertemente de la temperatura:

*↑ Temperatura → ↑ Ductilidad y ↓ Limite de fluencia*

#### 2.1.2 Clasificación de los procesos

En la figura 2.1 se muestra la clasificación de los diferentes procesos por conformado plástico en función de si se realizan en frío o en caliente.

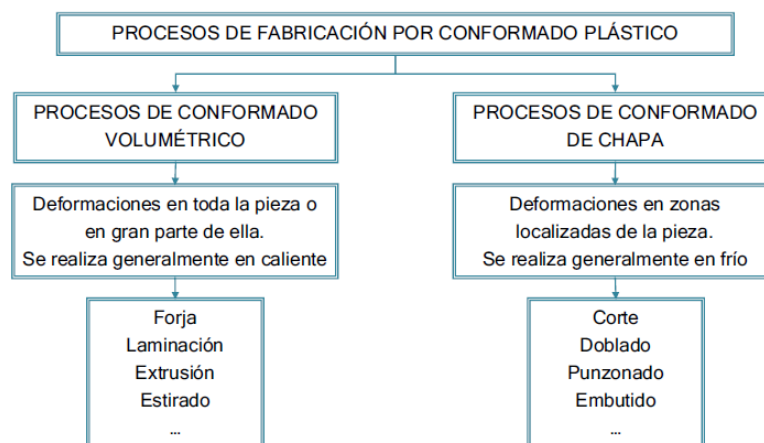


Figura 2.1 Clasificación de los procesos de fabricación por conformado plástico

El ensayo de tracción es comúnmente usado para caracterizar a los materiales mediante su curva de tensión-deformación nominal o ingenieril. En la figura 2.2 se muestran este tipo de curvas donde se aprecian los dos tipos de comportamiento que puede tener el material.

Comportamiento elástico: se caracteriza por que el material recupera su forma totalmente después de aplicar la carga.

Comportamiento plástico: el material se deforma más rápidamente, causando un cambio drástico en la pendiente de la curva, además el material no recupera totalmente su forma después de aplicar la carga existiendo una deformación permanente.

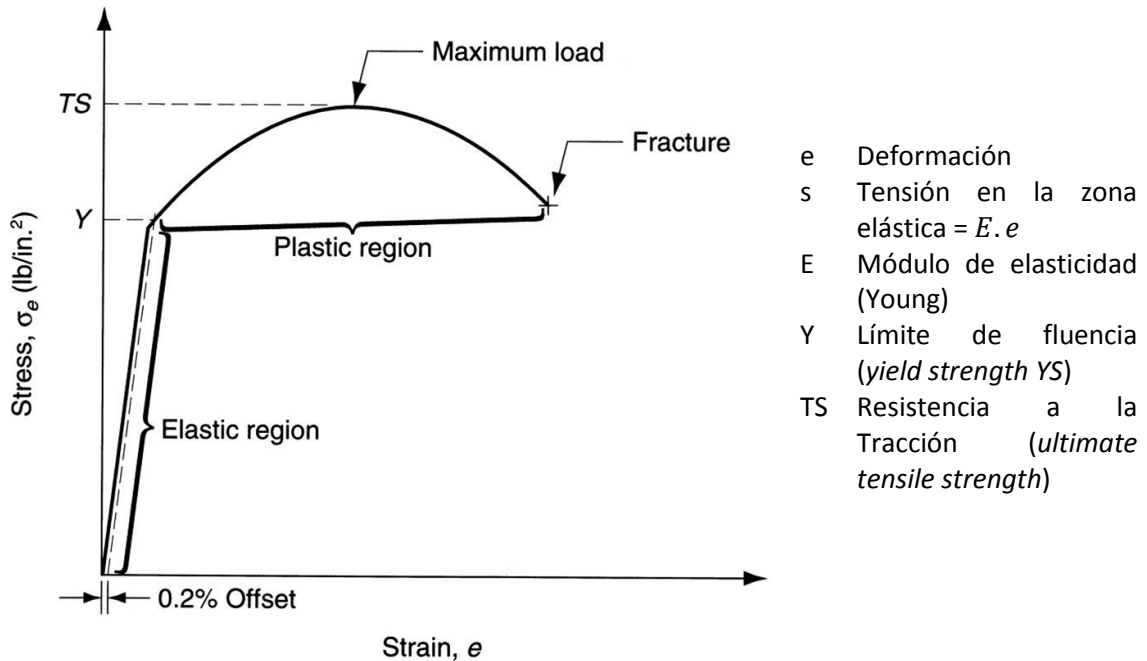


Figura 2.2 Curva tensión-deformación nominal o ingenieril

No obstante la curva tensión deformación real es ligeramente diferente sobre todo en la zona plástica donde las tensiones reales son mayores que las tensiones ingenieriles lo que implica que a mayor tensión mayor diferencia entre las deformaciones reales e ingenieriles.

$$\sigma \text{ Tensión real} = s(1 + e)$$

$$\epsilon \text{ Deformación real} = \ln(1 + e)$$

El endurecimiento por deformación es una relación que aparece en los materiales debido al aumento del esfuerzo cortante necesario para que se produzca deslizamiento. Tal relación se usa para la caracterización de metales para conformado en frío mediante la expresión:

$$\sigma = K \epsilon^n \tag{2.1}$$

K Coeficiente de resistencia (MPa)

n Exponente de endurecimiento por deformación



Las propiedades que derivan del ensayo de tracción son:

- Ductilidad: capacidad de un material de exhibir deformaciones plásticas apreciables antes de la rotura. Si es alta el material es dúctil, en caso contrario es frágil.
- Tenacidad: cantidad de energía (por unidad de volumen) que un material es capaz de absorber antes de la rotura, es el área bajo la curva tensión-deformación.
- Resistencia a la rotura: carga que admite el material sin romperse.
- Resistencia a la fluencia: carga que admite el material sin plastificación.

Como ya se ha mencionado la temperatura también juega un papel importante en el comportamiento de los materiales, por ello se define la temperatura de recristalización como la temperatura a la que se regeneran todos los granos de un material en una hora. Por tanto se dividen los tipos de procesos de deformación plástica en función de la temperatura de trabajo.

Procesos de deformación plástica  $T_{Trabajo}/T_{Fusión}$

Trabajo en frío	< 0,3
Trabajo en tibio	0,3 – 0,5
Trabajo en caliente	> 0,5

La temperatura además crea efectos como el de endurecimiento por velocidad de deformación, sin embargo para trabajos en frío estos efectos son despreciables y solo se muestran efectos de endurecimiento por deformación.

Enfatizando más en los procesos que se realizan en frío estas son algunas de sus características.

Ventajas:

- Proporciona mejor precisión, tolerancias más estrechas.
- Mejoran el acabado de la superficie.
- El endurecimiento por deformación aumenta la resistencia y la dureza.
- El flujo de granos durante la deformación brinda la oportunidad de obtener propiedades direccionales convenientes en el producto resultante.
- Ahorro en costos de horno y combustible.

Inconvenientes:

- Requieren mayor potencia para desempeñar las operaciones.
- Se debe tener cuidado para asegurar que las superficies de la pieza de trabajo inicial estén libres de incrustaciones y suciedad.
- La ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal de trabajo limitan la cantidad de conformado que se puede hacer sobre la pieza.

Las figura 2.3 y 2.4 muestran ejemplos de procesos de conformado en frío tales como laminación en frío o estirado de chapa.

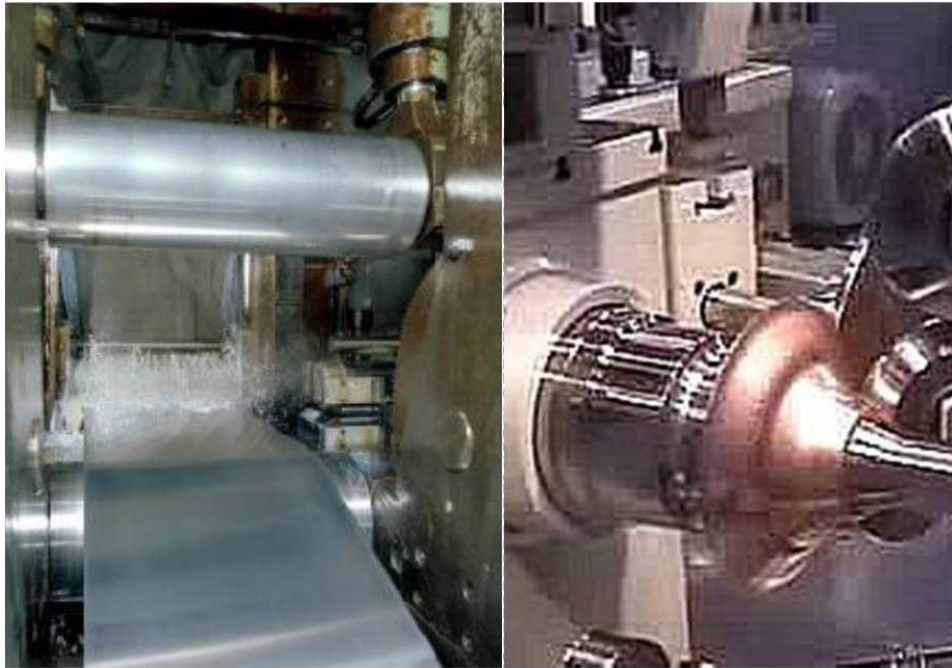


Figura 2.3 Laminación en frío (Izquierda) y conformado rotativo de chapa (derecha)

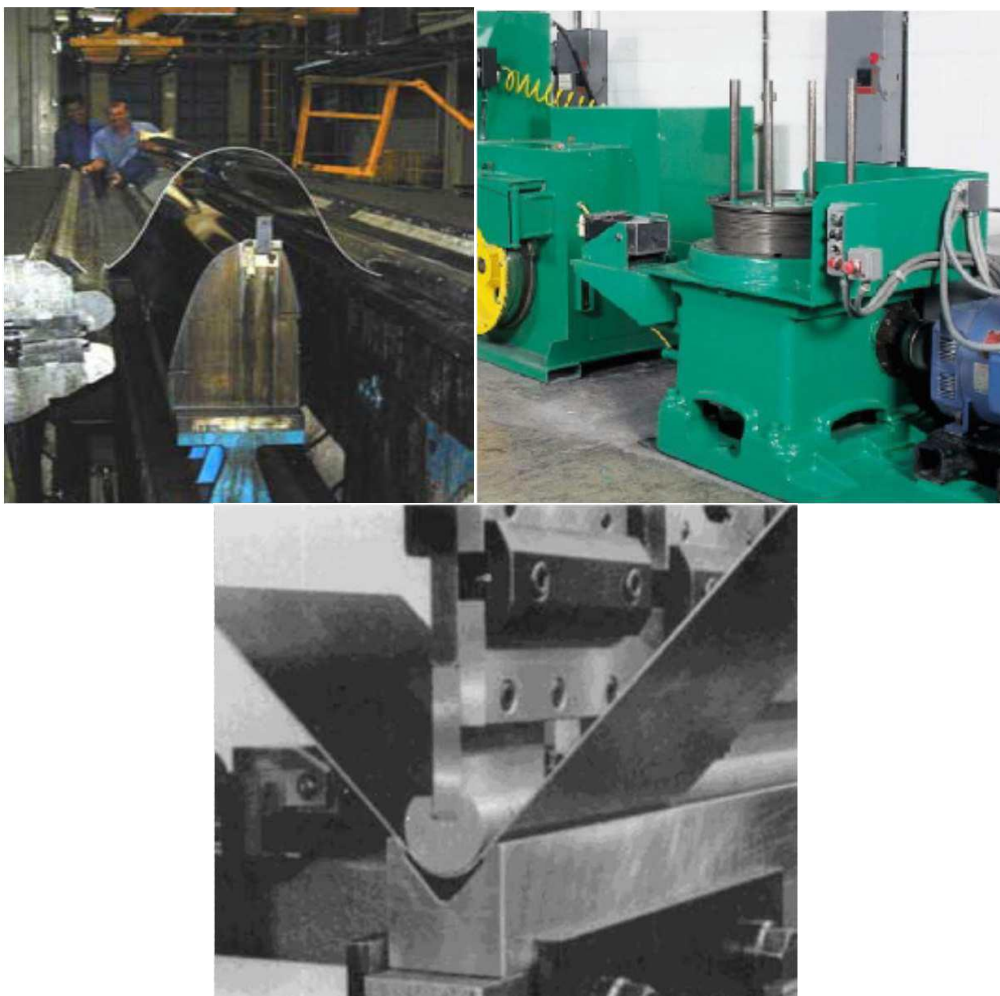


Figura 2.4 Estirado de chapa (izquierda), estirado de alambre (derecha) y doblado de chapa (abajo)

## 2.2 Procesos de deformación plástica en chapa

### 2.2.1 Clasificación

Dentro de los procesos de deformación en chapa los cuales algunos ya se mencionaron con anterioridad, se atiende a otra gran clasificación.

- Procesos de corte: Consistentes en la separación total o parcial de una parte del material de la otra.
- De variación de forma: Consistentes en el desplazamiento de una parte del material con respecto a la otra sin destruir la unión entre ellas.

### 2.2.2 Corte de chapa

Proceso de conformado en el que una hoja metálica o chapa se corta al someterla a esfuerzos cortantes localizados, mediante la acción conjunta de dos cuchillas o matrices, una fija (matriz) y otra móvil (punzón).

En la figura 2.5 se observan las diferentes etapas que ocurren en un proceso de corte desde que se inicia el contacto entre la matriz, punzón y chapa hasta que se crea la fractura que hará se separen ambos materiales.

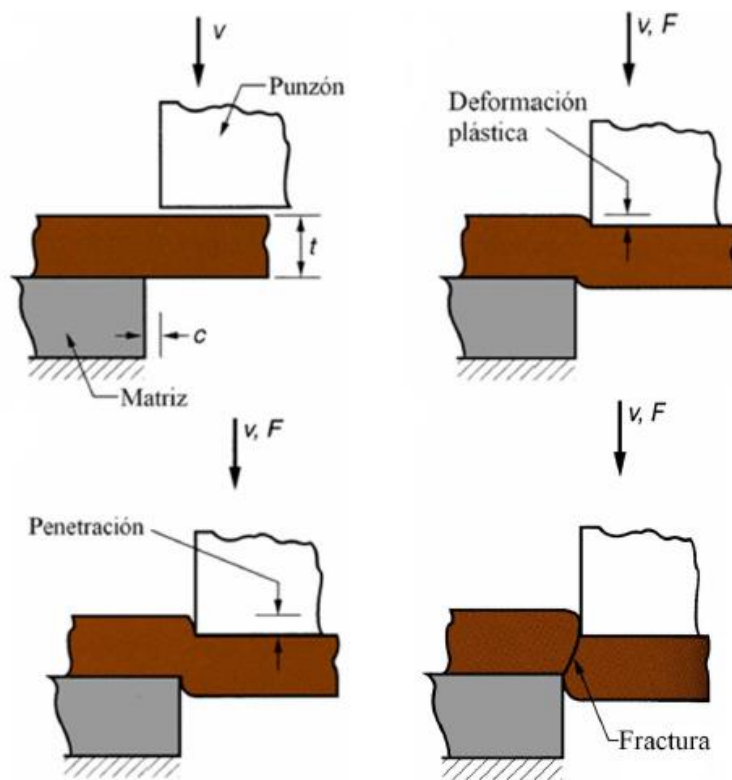


Figura 2.5 Diferentes etapas durante el proceso de corte

La holgura  $c$  mostrada en la figura 2.5 introduce un efecto importante sobre la fuerza de corte y la rebaba originada tras el mismo. En la práctica la holgura óptima oscila entre el 4% y el 8% del espesor de la chapa. En la tabla 2.1 se muestran diferentes holguras óptimas en función de los diferentes metales donde  $c$  es la holgura entre la matriz y el punzón y  $t$  es el espesor de la chapa.

Tabla 2.1 Holgura óptima para ciertos metales.

Grupo de materiales	$c/t$
Aleaciones de Al 1100S y 5052S, todos los temple	0,045
Aleaciones de Al 2024ST y 6061ST, latones aceros laminados en frío (dureza baja) y aceros inoxidable (dureza baja)	0,060
Aceros laminados en frío (dureza media) y aceros inoxidables ( dureza media y alta)	0,075

Dentro de los procesos de corte se pueden diferenciar las llamadas operaciones básicas de corte de chapa en función del tipo de corte que realizan sobre dicha chapa tal y como se refleja en la figura 2.6, en las figuras 2.7 y 2.8 se observan algunos de estos procesos.

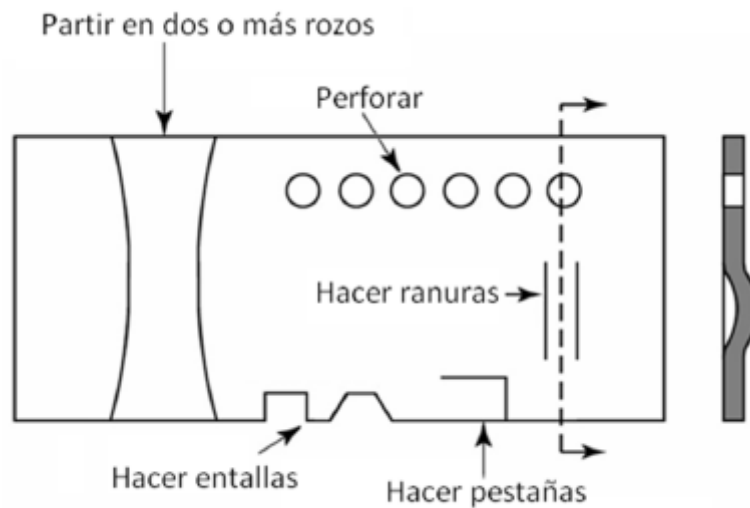


Figura 2.6 Diferentes operaciones realizables en una chapa



Figura 2.7 Operaciones de perforado y punzonado

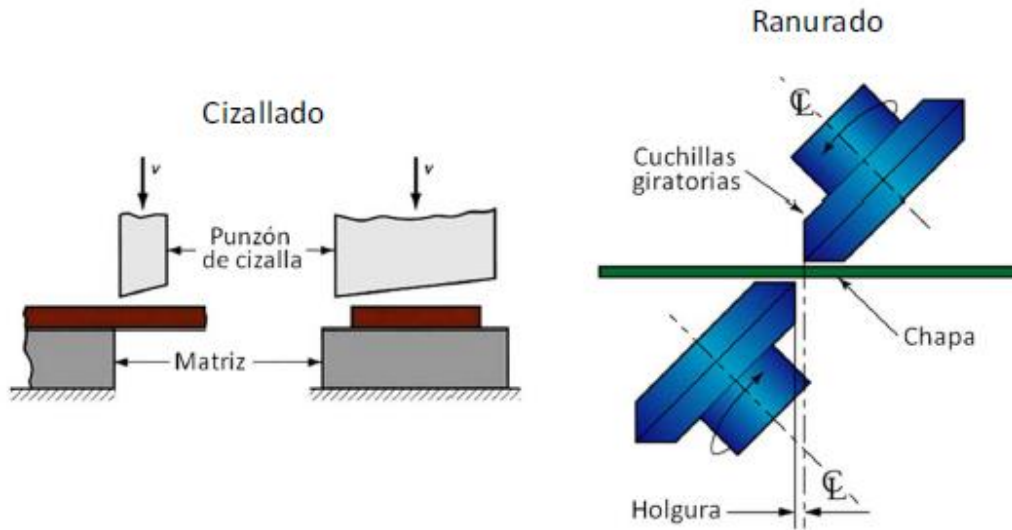


Figura 2.8 Operaciones de cizallado y ranurado

En la figura 2.9 se muestran otros tipos de corte que no necesitan que se ejerza una presión entre dos elementos sobre la chapa para realizar el corte.

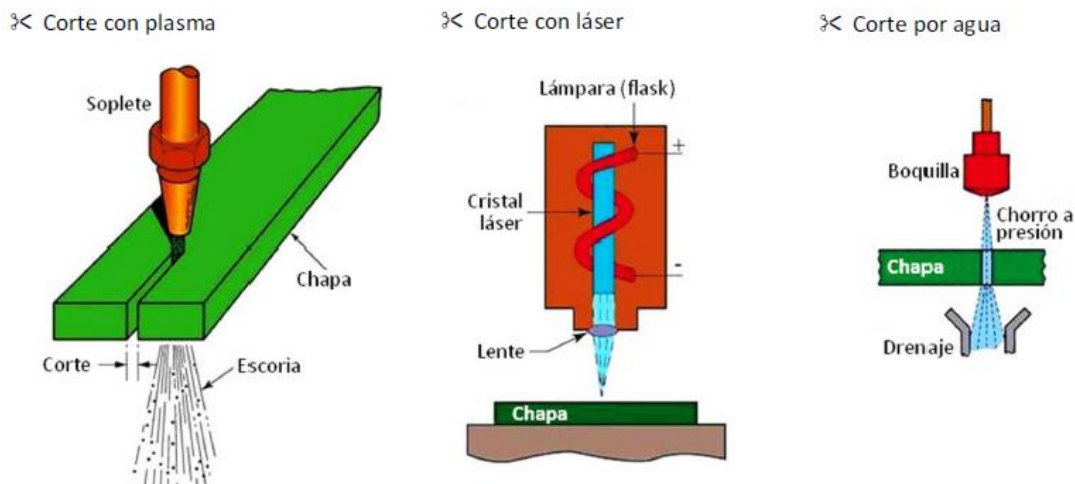


Figura 2.9 Operaciones de corte con plasma, láser y por agua

Además existen operaciones afines al corte como pueden ser el rasurado, el cual mejora considerablemente la calidad del corte, o el corte fino el cual permite tolerancias de hasta  $\pm 0,050$  mm para piezas entre 0,5 a 13 mm de espesor.

En el corte en cizalla se pueden usar dos configuraciones en función del tipo de disposición de la cuchilla con respecto a la matriz, cuchilla plana o cuchilla inclinada. En la disposición con cuchilla inclinada la fuerza necesaria para ejercer el corte es menor, no obstante el trabajo es el mismo para una misma chapa pues la distancia de corte recorrida por la cuchilla es mayor que en caso con cuchilla plana.

En la figura 2.10 se muestran ambas disposiciones así como la sección de corte

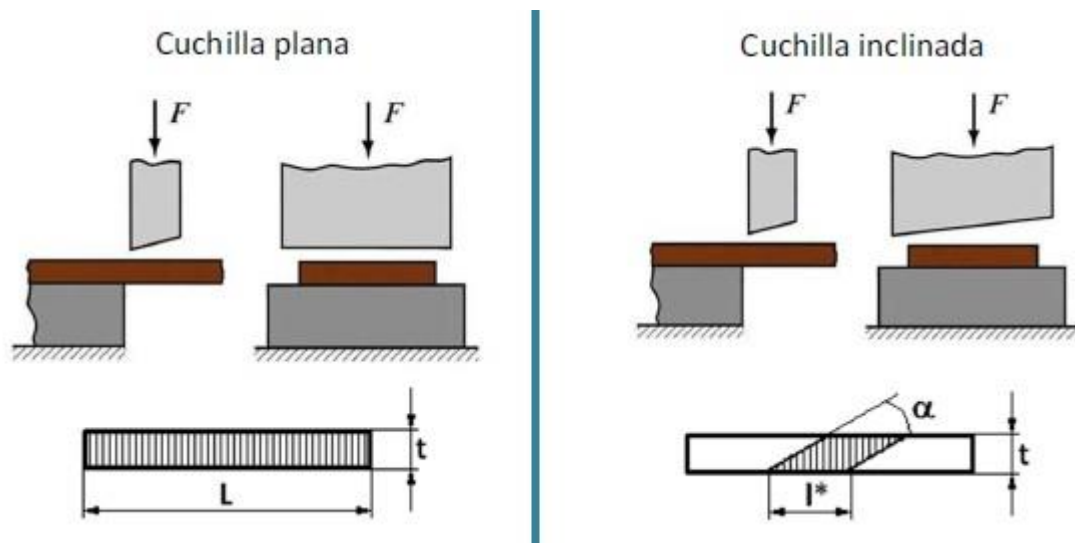


Figura 2.10 Cizalla con cuchilla plana e inclinada

Se puede demostrar que el trabajo  $W$  necesario para cortar la chapa es el mismo en ambas disposiciones:

$$W = K_1 K_2 \sigma_u t^2 L \quad (2.2)$$

- $K_1, K_2$  Constantes del material
- $\sigma_u$  Tensión de rotura
- $t$  Espesor de la chapa
- $L$  Longitud de la chapa

### 2.2.3 Corte de discos de chapa

Dentro de la operación de cizallado existe una que se caracteriza por la obtención de discos de chapa de forma circular, a diferencia del cizallado convencional, el cual realiza un corte recto que separa una parte de la chapa de la otra.

La forma de llevar a cabo esta operación consiste en sujetar en un punto fijo la chapa permitiendo que esta gire sobre el punto fijado, a su vez a una distancia aproximada del radio de la chapa deseada se encuentran las cuchillas en posición fija y enfrentadas una sobre la otra, las cuales además pueden girar sobre su propio centro.

Al pasar la chapa por el punto de encuentro de las cuchillas esta va siendo cortada a medida que gira sobre su propio centro.

En la figura 2.11 se observan el conjunto de estos elementos en acción.



Figura 2.11 Cizalla circular realizando el corte de chapa. <https://www.youtube.com>

En la figura 2.12 [8] se muestra una representación ideal del corte de la chapa. El vector  $P$  se corresponde con la resultante del esfuerzo de corte total y es el dato que se usará como uno de los puntos de partida para el diseño.

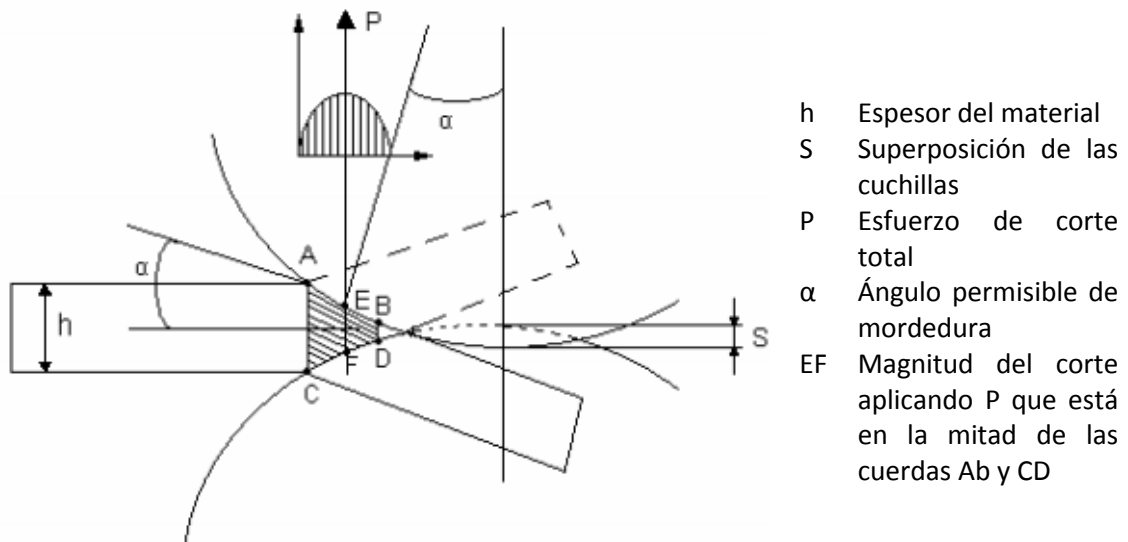


Figura 2.12 Curva de la presión de corte del metal en cuchillas rotativas

El vector  $P$  es la resultante de las fuerzas que se generan en la chapa y ha de ser lo suficientemente grande a lo largo de todo el recorrido de corte para garantizar que se produce el corte de la chapa dejando la menor rebaba posible después de que el corte sea efectuado.

## **3 Diseño del mecanismo de corte**

### **3.1 Descripción de los elementos**

Como primer paso para el diseño es necesaria una breve descripción de los diferentes elementos implicados en el mecanismo de corte de discos de chapa:

- Chuchillas:  
Es el elemento más importante del mecanismo pues es el encargado de garantizar que se ejerce la fuerza cortante que provocara la rotura plástica de la chapa.
- Engranajes:  
La misión de este elemento es transmitir el par que proviene de la manivela entre el eje superior e inferior del mecanismo, hasta las propias cuchillas.
- Ejes:  
Son los encargados de soportar el peso de los demás elementos además de mantenerlos alineados a lo largo de su longitud, deben ser capaces de soportar las cargas y momentos que derivan del corte de la chapa y la transmisión de fuerzas de los engranajes.
- Rodamientos:  
Son el punto de apoyo del eje y deben soportar y transmitir a la estructura rígida las cargas estáticas o dinámicas que se desarrollan en este, además de permitir a su vez el giro del eje sobre su propio centro.
- Manivela:  
Es el elemento que permite mediante accionamiento manual ejercer la fuerza motora que se transmitirá a través de los ejes a los demás elementos.

En este capítulo se calcularan y se diseñaran los elementos anteriormente mencionados, además mediante el programa comercial *Solid Edge V20* se ensamblarán como se muestra en el esquema de la figura 3.1.

La disposición de los elementos se ha tomado en base a las máquinas ya existentes en el mercado [2], [3], [4], [5], [6]. La finalidad es que al introducir una chapa entre las dos cuchillas y hacerla girar sobre su centro esta será cortada mientras se ejerce una cierta fuerza en la manivela que hará que todo el conjunto gire en torno al centro de rotación de los ejes transmitiéndose el par ejercido desde la manivela por los engranajes, hacia los ejes y acabando en las cuchillas las cuales están enfrentadas en un ángulo de  $15^\circ$ .



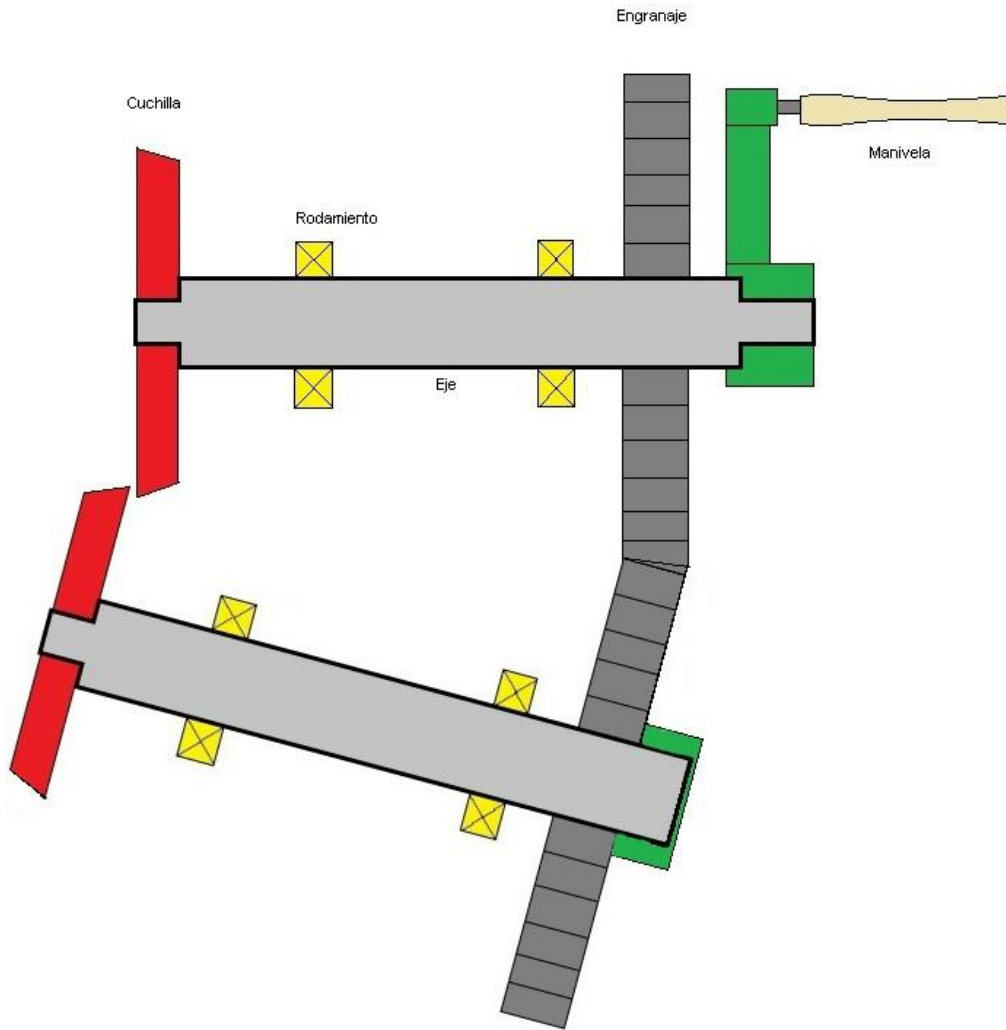


Figura 3.1 Esquema de la disposición de los elementos ensamblados

## 3.2 Cuchillas

### 3.2.1 Condiciones de trabajo

Las chapas con las que se trabaja en el grupo de investigación de la escuela técnica superior de Ingenieros (E.T.S.I) son del Acero H240LA O3 o Acero HC260LA O3, [9], [10]. Sus dimensiones máximas son de 40 x 40 mm con un espesor de  $h = 2 \text{ mm}$ .

Se considera que el trabajo se hará en frío pues han de ser cortadas a temperatura ambiente.

Las chapas deben poder ser cortadas por cualquier tipo de persona, i.e. la fuerza a ejercer en la manivela no debe ser muy alta comparada con los estándares de fuerza humana de cualquier género.

Las propiedades del material se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 propiedades del Acero H240LA O3

Tensión de fluencia $\sigma_Y$ (MPa)	Tensión de rotura $\sigma_{tr}$ (MPa)	Resistencia al corte $\tau_{max} = 0,75\sigma_{tr}$ (MPa)	Resistencia media al corte $\tau_{med} = 0,8 \tau_{max}$ (MPa)	Coefficiente de rotura $\epsilon_{rotura}$	Trabajo específico de corte $K_s = \tau_{med} \cdot \epsilon_{ruptura}$ $\left(\frac{kg}{mm^2}\right)$
240~310	340	255	204	0,27	5,66

### 3.2.2 Material

Puesto que el las cuchillas son el elemento en contacto directo con el metal que se va a cizallar estas deben ser de un material resistente y tenaz que resista bien la fuerzas que se van a generar en la cuchillas.

Un acero que cumple bien estas solicitaciones es el acero aleado UNE F-521, [11] pues es un acero ledeburítico para trabajar en frío, acepta temple secundario, con diversas aplicaciones. De poca distorsión, muy resistente al desgaste y buena tenacidad. De alta resistencia al revenido, incluso templado a altas temperaturas; por lo tanto, también se puede nitrurar adicionalmente como acero para trabajo en frío sin disminuir su temple.

Entre sus aplicaciones se pueden mencionar herramientas de corte y para corte de precisión, cuchillas de cizallas, matrices, herramientas para embutición profunda, cilindros para laminar en frío, entre otras.

En la tabla 3.2 se muestran algunas de sus propiedades mecánicas.

Tabla 3.2 Propiedades del acero aleado F-521

Dureza (HB)	Resistencia a la tracción (MPa)	Dureza de Trabajo (HCR)	Coefficiente de expansión térmica (20°) $10^{-6}m/(m.K)$	Conductividad térmica (20°) $W/(m.K)$
255	860	Máx. 62	10,5	16,7

### 3.2.3 Dimensiones

Empezando por el punto de operación de la máquina será más fácil avanzar en el diseño de los diferentes subsistemas que componen el mecanismo de corte, siendo las cuchillas el elemento principal encargado de realizar esta operación.

Por este motivo es necesario conocer el diámetro y la fuerza necesaria para cortar una chapa de un determinado espesor, para este caso en especial se parte del punto de corte de la chapa realizado por un par de discos.

Atendiendo de nuevo a la figura 2.12 del capítulo anterior, para calcular el diámetro exterior primero se calcula el tramo EF mediante:

$$EF = \left(1 - \frac{\epsilon_{ruptura}}{2}\right) \cdot h \quad (3.1)$$

De (3.1) se obtiene:

$$EF = \left(1 - \frac{0,27}{2}\right) \cdot 2 \text{ mm} = 1,73 \text{ mm}$$

Geoméricamente el diámetro de las cuchillas se obtiene como:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{(S+EF)}{D} \quad (3.2)$$

De donde al despejar el diámetro de (3.2) se obtiene

$$D = \frac{S+EF}{1 - \cos \alpha} \quad (3.3)$$

El valor de S se puede obtener gráficamente de la figura 3.2 [12] donde se representa el espacio vertical entre las cuchillas en función del espesor de la chapa.

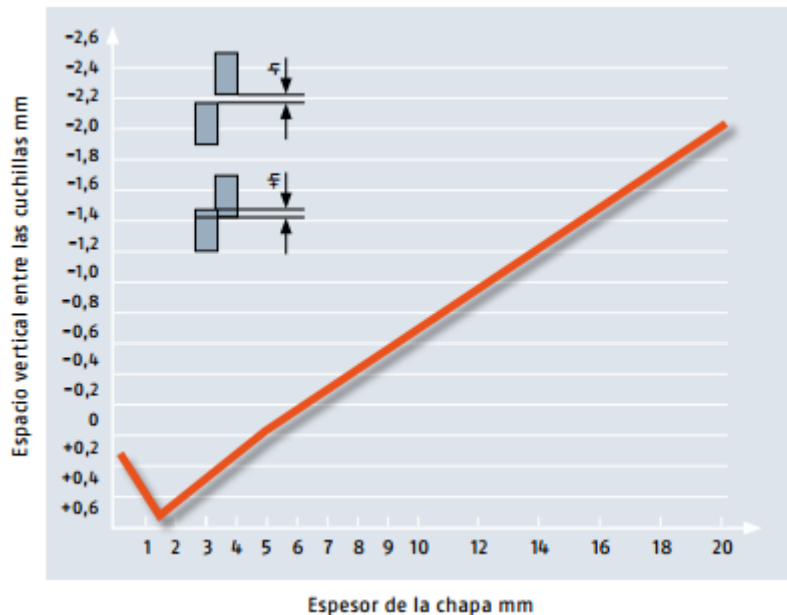


Figura 3.2 Valores de espacio vertical entre las cuchillas recomendado

Se elige entonces un valor de  $S = 0,5 \text{ mm}$

El ángulo permisible de mordedura se recomienda entre 10-15° [8].

Se selecciona un  $\alpha = 15^\circ$

Por tanto de (3.3) se despeja el diámetro y se obtiene:

$$D = 65,44 \text{ mm} \sim 65 \text{ mm}$$

Este será el diámetro exterior que tendrán las cuchillas y a partir del cual ya se puede calcular la fuerza necesaria para el corte.

El diámetro interior de las cuchillas se calculara más adelante en función del diámetro que se obtenga para el eje en el que va alojada esta pieza.

El ancho de las cuchillas se ha estimado con un valor de

$$B = 20 \text{ mm}$$

### 3.3 Fuerza de corte

Una vez se ha calculado el diámetro de las cuchillas es posible calcular la fuerza necesaria para cortar una lámina de espesor  $h$ , el cizallamiento con cuchillas circulares puede aproximarse como un cizallamiento con cuchilla inclinada, pues aplicando una fuerza tal que fuera capaz de cortar un segmento de lámina de área igual al triángulo que se forma entre el cordón EF y el cordón BD de la figura 3.1, esta sería capaz de continuar cortando el resto de la lámina.

Aunque esta sea una estimación de lo que pudiese ocurrir durante el corte, varios autores proponen diferentes métodos para el cálculo de dicha fuerza, según Tselikov [8], se puede calcular el esfuerzo de corte teniendo en cuenta la deformación plástica de la chapa mediante la ecuación (3.4):

$$P = P1 \left( 1 + Z1 \frac{\tan(\alpha)}{\delta} \right) \quad (3.4)$$

$$P1 = \frac{h^2}{2 \tan \alpha} K_s$$

$Z1$ : Coeficiente de doblado

$\delta$ : Deformación del material

Una aproximación más simple es la usada a continuación [7], donde la fuerza para el corte puede aproximarse por:

$$P = 0,7 \frac{h^2}{2 \tan \alpha} \sigma_{tr} \quad (3.5)$$

Y sustituyendo valores en (3.5) se obtiene:

$$P = 0,7 \frac{(0,002)^2 \text{ m}^2}{2 \tan 15^\circ} 340 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1776,45 \text{ N}$$

El torque necesario para mover un par de discos de diámetro D es:

$$T = P \cdot D \cdot \sin \alpha \quad (3.6)$$

De (3.6) se obtiene:

$$T = 1776,45 \text{ N} \cdot 0,065 \text{ m} \cdot \sin 15^\circ = 29,88 \text{ Nm}$$

La velocidad recomendada para corte de lámina es de 80 fpm [13].

$$Vt = 80 \frac{\text{feet}}{\text{min}} = 24,384 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Luego las revoluciones por minuto recomendadas para trabajar con la máquina son aproximadamente:

$$n = \frac{Vt}{\pi D} = \frac{24,384 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{\pi \cdot 0,065 \text{ m}} = 119,41 \text{ rpm}$$

En la figura 3.3 se muestra un modelo 3D de ambas cuchillas realizado mediante *Solid Edge V20*. Se aprecia que ambas llevan incorporado un hueco para chavetas, estas se tratarán en otro apartado donde se normalizarán para todos los elementos que las contengan.

Las medidas y disposición de las cuchillas se muestran en el anexo “Planos”, planos 1,2 y 9.

Como ya se ha mencionado, la transmisión de movimiento se realiza mediante chaveta y la unión con el eje mediante una tuerca roscada al eje impidiendo así el movimiento axial de las cuchillas lo cual es muy importante pues el mecanismo requiere que las cuchillas sólo roten sobre su eje transversal.

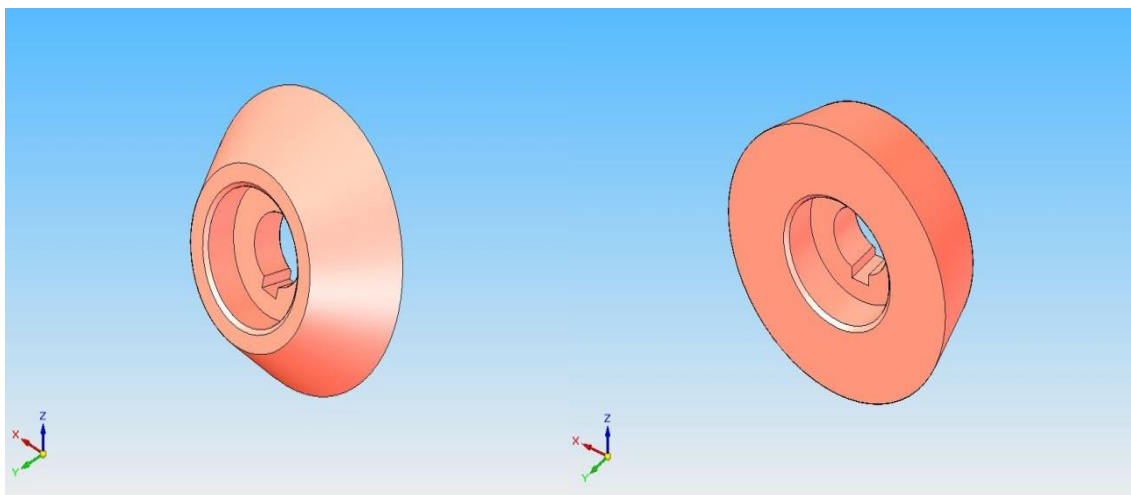


Figura 3.3 Cuchilla inferior (izquierda) y cuchilla superior (derecha)

### 3.4 Engranajes

Para la transmisión de potencia entre los dos ejes uno de los requerimientos más importantes para este caso es que la relación de transmisión sea lo más parecida posible a la unidad, además de deber garantizar un buen contacto a lo largo de todo el recorrido del engranaje para poder transmitir las fuerzas entre los ejes adecuadamente.

Atendiendo a las empresas que fabrican máquinas similares a la de este proyecto parece ser que han optado por moldear un tipo de engranajes mediante algún método de fundición más un posterior mecanizado adaptando su diseño única y exclusivamente a dicha máquina siendo los ángulos de paso de ambos engranajes de unos  $7,5^\circ$ .

La disposición de los ejes, los cuales se cortan a  $15^\circ$ , según Hermann J. [14], se recomienda que la solución actual más común es usar engranajes tipo beveloid los cuales están diseñados para este tipo de transmisiones específicas con ejes que se cortan, pudiendo combinarse engranajes de entre  $0^\circ$  hasta  $7,5^\circ$  de ángulo de paso o combinar uno recto con uno cónico de ángulo de paso  $15^\circ$ .

Según Faired [15] existen un tipo de engranajes llamados engranajes cónicos angulares los cuales van montados en ejes que se cortan para ángulos distintos de  $90^\circ$  pero actualmente solo están normalizados para ángulos inferiores a  $90^\circ$  en la gama de  $45^\circ$  y  $60^\circ$  de ángulo entre ejes [16].

Dado que la obtención de este tipo de transmisión se complica a la hora de ser comprada, se han diseñado unos engranajes con ángulo entre ejes de  $15^\circ$  a partir de un engranaje recto normalizado aplicándole ciertos cambios mediante el programa comercial *Solid Edge V20*.

#### 3.4.1 Material

Se ha seleccionado un catálogo del grupo Hiberi [17] donde los engranajes rectos seleccionados son de Acero C45, sus propiedades se muestran a continuación en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Propiedades mecánicas del acero C45 (AISI-SAE 1045 *medium carbon steel*)

Dureza (HB)	Tensión de rotura $\sigma_{tr}$ (Mpa)	Tensión de Fluencia $\sigma_y$ (Mpa)	Módulo de elasticidad E (GPa)
163	565	310	200

### 3.4.2 Dimensiones

Las dimensiones del engranaje seleccionado se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Dimensiones del engranaje

Modulo $m$	Ángulo de presión $\alpha$ (°)	Ancho de cara $b$ (mm)	Diámetro exterior $D_e$ (mm)	Diámetro primitivo $D_p$ (mm)	Diámetro de raíz $D_r$ (mm)	Número de dientes $Z$	Altura de diente $h$ (mm)
2,5	20	25	135	130	124,17	52	5,42

En la figura 3.4 se observa una vista simple 3D del engranaje de partida así como del engranaje después de realizarle las operaciones convenientes.

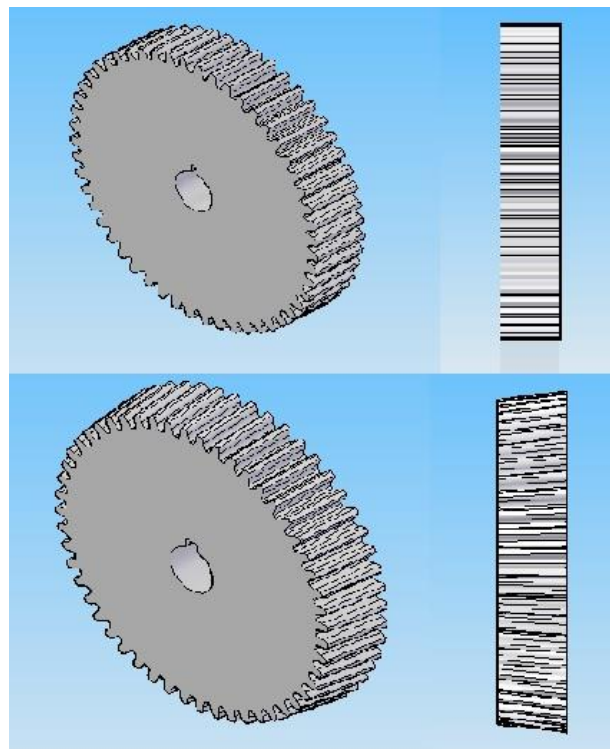


Figura 3.4 Vista 3D de los engranajes recto (arriba) y cónico angular (abajo)

### 3.4.3 Condiciones de Trabajo

Con los parámetros de la tabla anterior y sabiendo el torque necesario a vencer, pueden aproximarse las fuerzas tangenciales y radiales (figura 3.5) que aparecerán en los engranajes rectos según la siguiente expresión [18]:

$$F_t = \frac{T}{(D_p/2)} \quad (3.7)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad (3.8)$$

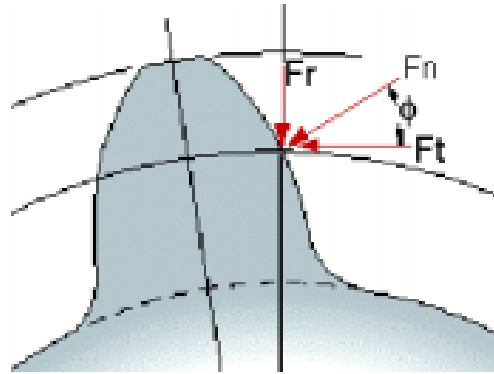


Figura 3.5 fuerzas generadas en un engranaje recto

De (3.7) y (3.8) se obtienen unos valores de:

$$F_t = 459,69 \text{ N}$$

$$F_r = 167,31 \text{ N}$$

La transmisión del movimiento entre los ejes y los engranajes se efectuará mediante chaveta fija al igual que con las cuchillas. La unión al eje puede efectuarse mediante arandelas de sujeción las cuales ofrecen una solución barata y efectiva para impedir el desplazamiento axial de los engranajes, sobre todo del engranaje inferior, el cual, al estar a  $15^\circ$  con respecto al eje horizontal es más propenso a desplazarse axialmente.

En el anexo "Planos" planos 3 y 9, se muestran las medidas y la disposición final de los engranajes en el conjunto de corte.

Con estos valores y las fuerzas generadas en las cuchillas, se puede pasar al cálculo y diseño de los ejes.

### 3.5 Ejes

Como se ha mencionado anteriormente una vez se disponen de las fuerzas que se van a generar en el mecanismo de corte se puede empezar con el diseño del eje, para lo que primero se realizaran algunas consideraciones.

Puesto que la máquina es accionada manualmente la fuerza necesaria para el corte es en principio la máxima fuerza que se va a ejercer en el eje por lo que a la hora del diseño y considerando que el momento que se va a ejercer es más o menos constante, solo aparecerán fuerzas considerables en las cuchillas, los engranajes y los rodamientos pudiendo obviarse el diámetro de la parte donde se aloja la manivela al diámetro necesario para el engranaje o una sección reducida del mismo.

Al estar los ejes cortándose en un ángulo de  $15^\circ$  y al ser las dimensiones de las cuchillas y los diámetros primitivos de los engranajes iguales entre si la longitud de ambos ejes viene



establecida según se muestra en la figura 3.6, donde  $R_c$  corresponde al radio de la cuchilla y  $R_p$  corresponde al radio primitivo del engranaje.

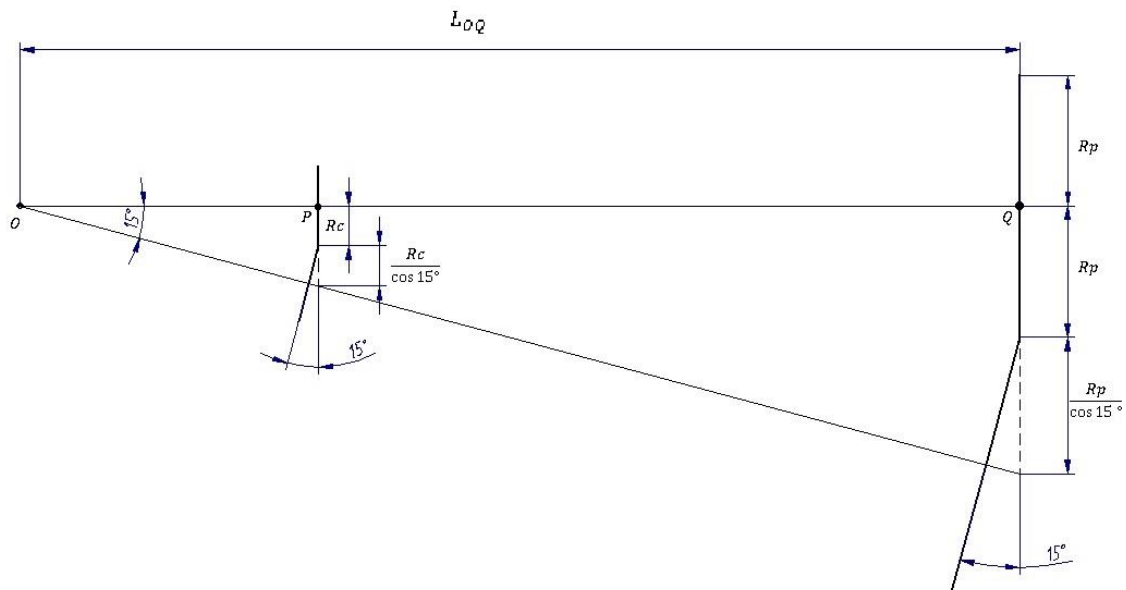


Figura 3.6 Disposición geométrica de las cuchillas y los engranajes sobre el eje.

De la figura se deduce geoméricamente:

$$L_{OQ} = \frac{\left(R_p + \frac{R_p}{\cos 15^\circ}\right)}{\tan 15^\circ} = 493,72 \text{ mm}$$

$$L_{OP} = \frac{\left(R_c + \frac{R_c}{\cos 15^\circ}\right)}{\tan 15^\circ} = 246,86 \text{ mm}$$

Por tanto la longitud entre el extremo de la cuchilla y el centro del engranaje será:

$$L_{PQ} = L_{OQ} - L_{OP} = 246,86 \text{ mm}$$

Esto se debe a que se ha escogido unos engranajes cuyo diámetro primitivo es el doble que el de las cuchillas, además a esta longitud habrá que añadirle la mitad del ancho del engranaje más un espacio para la manivela por tanto:

$$L_{eje} = 246,86 + 12,5 + 25 = 284,36 \sim 285 \text{ mm}$$

Además ya que se ha diseñado para que ambos ejes sufran los mismos esfuerzos pero de sentido contrario bastara con calcular uno de ellos por ejemplo el superior para determinar el diámetro necesario en las diferentes secciones.

### 3.5.1 Condiciones de trabajo

Los esfuerzos en el eje tendrán una estructura como la mostrada en la figura 3.7, donde todas las fuerzas que actúan en el mismo son radiales por lo que se pueden despreciar los esfuerzos axiales en dicho eje. Siendo el punto (A) el punto donde se aloja la cuchilla, los puntos (B) y (C) los apoyos para los rodamientos y el punto (D) el centro del engranaje recto.

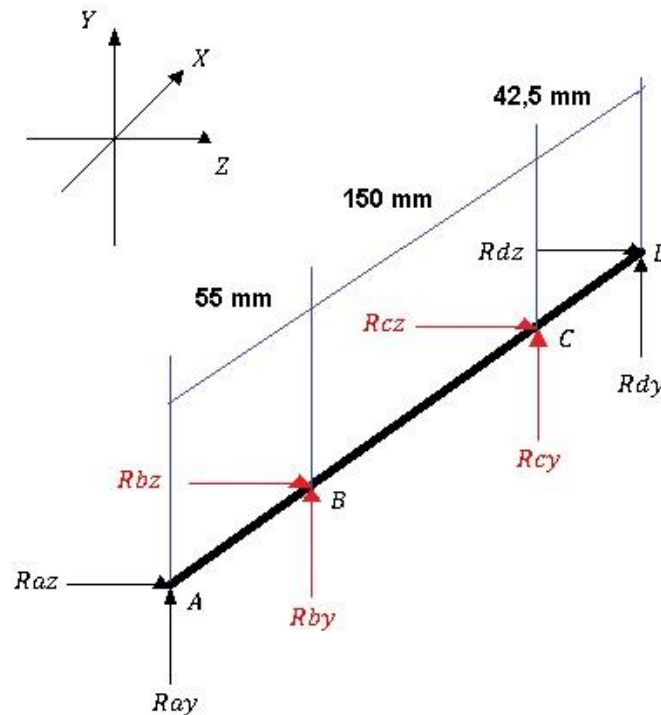


Figura 3.7 Resultantes de las fuerzas que se generan en el eje

Lo siguiente será calcular las reacciones en los apoyos:

- Plano X-Y

Sumatorio de fuerzas en dirección Y igual a cero  $\sum F_Y = 0$

$$-1776,45 \text{ N} + R_{by} + R_{cy} - 167,31 \text{ N} = 0$$

Sumatorio de momentos en b  $\sum M(b) = 0$

$$-1776,45 \text{ N} \cdot 0,055 \text{ m} - R_{cy} \cdot 0,15 \text{ m} + 167,31 \text{ N} \cdot 0,1925 \text{ m} = 0$$

Despejando:

$$R_{cy} = -436,65 \text{ N}$$

$$R_{by} = 2380,41 \text{ N}$$

– Plano X-Z

Sumatorio de fuerzas en dirección Z igual a cero  $\sum F_z = 0$

$$R_{bz} + R_{cz} - 459,69 \text{ N} = 0$$

Sumatorio de momentos en b  $\sum M(b) = 0$

$$-R_{cz} \cdot 0,15 \text{ m} + 459,69 \text{ N} \cdot 0,1925 \text{ m} = 0$$

Despejando:

$$R_{cz} = 589,93 \text{ N}$$

$$R_{bz} = -130,24 \text{ N}$$

A continuación se muestran los diagramas (figuras 3.8 y 3.9) de esfuerzos cortantes y momentos flectores de los planos X-Y e X-Z.

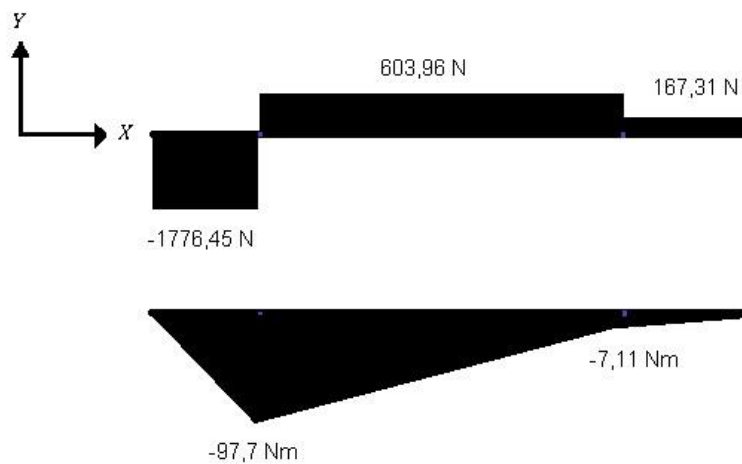


Figura 3.8 Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores en el plano X-Y

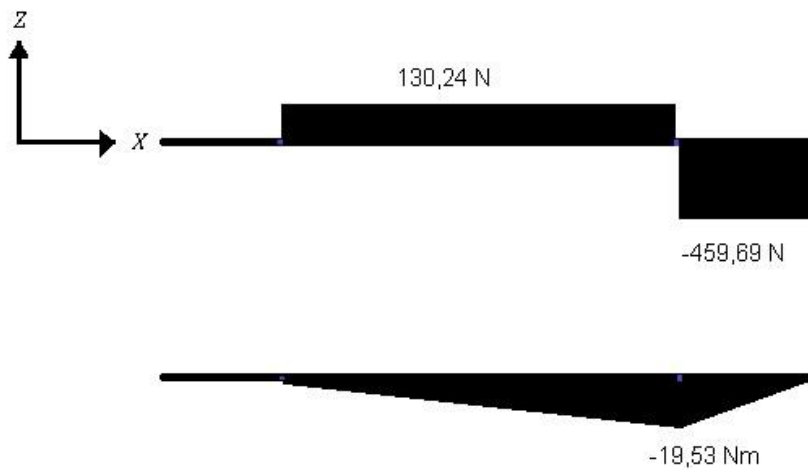


Figura 3.9 Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores en el plano X-Z

El momento máximo en cada punto se puede calcular mediante la expresión:

$$Mt = \sqrt{(M_{x-y})^2 + (M_{x-z})^2} \quad (3.9)$$

De donde se obtiene:

$$Mt(A) = 0 \text{ Nm}$$

$$Mt(B) = 97,7 \text{ Nm}$$

$$Mt(C) = 20,78 \text{ Nm}$$

$$Mt(D) = 0 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de diámetro del eje se usará la teoría de la falla por distorsión de la energía (teoría de von Mises) [18], la cual define la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{Sea}{Sna} + \frac{Sef}{Snf} \right)^2 + \left( \frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.10)$$

$$Sef = \frac{Snf}{Sy} Smf + Kf \cdot Saf \quad (3.11)$$

$$Sea = \frac{Sna}{Sy} Sma + Kf \cdot Saa \quad (3.12)$$

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} Sms + Kfs \cdot Sas \quad (3.13)$$

$S_{ef}$	Esfuerzo equivalente a flexión
$S_{ea}$	Esfuerzo equivalente a tracción
$S_{es}$	Esfuerzo equivalente a torsión
$S_n$	Resistencia a la fatiga
$S_y$	Punto de Fluencia del material
$S_{ys}$	Punto de Fluencia del material a torsión $S_{ys} = 0,6S_y$
$S_m$	Esfuerzo medio
$S_a$	Esfuerzo alterno
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzo a flexión
$K_{fs}$	Factor de concentración de esfuerzo a torsión
$N$	Factor de seguridad

Para reducir los cálculos se hacen algunas consideraciones:

El torque es constante, por lo tanto el esfuerzo alterno a torsión es cero:  $S_{as} = 0$

No existe fuerza axial, ya que se trabajará con engranajes rectos:  $S_{ea} = 0$

El esfuerzo de flexión es constante por lo tanto el esfuerzo medio de flexión es igual al esfuerzo alterno:  $S_{mf} = S_{af}$

La ecuación se reduce entonces a

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_{ef}}{S_{nf}} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.14)$$

Y operando

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( S_{af} \left( \frac{1}{S_y} + \frac{K_f}{S_{nf}} \right) \right)^2 + \left( \frac{S_{ms}}{0,6S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Además se conoce la relación de la tensión alterna con el momento flector máximo:

$$S_{af} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} = \frac{S_{max}}{2} = \frac{M_{max}}{Z}$$

$$Z = \pi \frac{d^3}{32}$$

Así como la relación entre el esfuerzo medio a torsión y el momento torsor:

$$S_{ms} = \frac{T}{Z'}$$

$$Z' = 2Z = \frac{2\pi d^3}{32}$$

Operando de nuevo:

$$\frac{1}{N} = \left\{ \left( \frac{32}{\pi d^3} \right)^2 \left[ Mmax^2 \left( \frac{1}{Sy} + \frac{Kf}{Snf} \right)^2 + \left( \frac{T}{1,2 Sy} \right)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (3.16)$$

Y despejando d:

$$d = \left\{ 10.19 N \left[ Mmax^2 \left( \frac{1}{Sy} + \frac{Kf}{Snf} \right)^2 + \left( \frac{T}{1,2 Sy} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (3.17)$$

### 3.5.2 Material

El material del que estará constituido el eje es Acero AISI C1045 Carbon steel el cual es un acero usado cuando la dureza y la resistencia son necesarias en condiciones de suministro. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria. Su tensión de rotura y tensión de fluencia son las siguientes:

$$Su = 662 MPa$$

$$Sy = 407 MPa$$

Aunque la resistencia a fatiga no afectara mucho al mecanismo, pues este además de que se acciona manualmente no será usado durante una jornada de trabajo completa, se puede aproximar  $Snf$  mediante:

$$Snf = Cb \cdot Cs \cdot Cr \cdot Co \cdot 0,5 \cdot Su \quad (3.18)$$

Donde los valores de los factores de corrección se obtienen de la tabla 3.5

Tabla 3.5 valores de los factores de corrección.

Factor de corrección por temperatura	Factor de corrección por superficie	Factor de confiabilidad funcional	Factor de corrección por esfuerzos residuales
$Cb$	$Cs$	$Cr$	$Co$
1	0,88	0,9	1,3

Por lo que:

$$Snf = 340,8 MPa$$

### 3.5.3 Dimensiones

Introduciendo todos estos datos en (3.14), se pasan a calcular los diámetros mínimos en los diferentes puntos según la ecuación (3.17):

- Punto (A)

$$M_t = 0 \text{ Nm}; T = 29,88 \text{ Nm}$$

$$N = 3$$

$$K_f = 2,5$$

$$d = 0,0123 \text{ m} \sim 0,015 \text{ m}$$

- Punto (B)

$$M_t = 97,7 \text{ Nm}; T = 29,88 \text{ Nm}$$

$$K_f = 1 \text{ (pues los rodamientos van alojados sobre un soporte propio)}$$

$$N = 1,5$$

$$d = 0,02 \text{ m}$$

- Punto(C)

$$M_t = 20,78 \text{ Nm}; T = 29,88 \text{ Nm}$$

$$K_f = 1 \text{ (pues los rodamientos van alojados sobre un soporte propio)}$$

$$N = 1,5$$

$$d = 0,0124 \text{ m} \sim 0,02 \text{ m (por comodidad)}$$

- Punto (D)

$$M_t = 0 \text{ Nm}; T = 29,88 \text{ Nm}$$

$$N = 3$$

$$K_f = 2,5$$

$$d = 0,0123 \text{ m} \sim 0,02 \text{ m (ajustado al diametro del engranaje seleccionado)}$$

Observando los resultados, se llega a la conclusión de que con un diámetro del eje de 2 cm este soportará las cargas resultantes del corte de la chapa sin romperse.

En la figura 3.10 se muestran los ejes diseñados mediante *Solid Edge V20*. Como ya se mencionó en apartados anteriores todos los huecos para chavetas que llevan los ejes incluidos son para la transmisión de movimiento, en este caso, el eje superior es ligeramente más largo y tiene un hueco adicional para chaveta debido a que este debe albergar la manivela.

Ambos están roscados en su parte delantera para la sujeción de las cuchillas, y ambos tienen un agujero roscado en su parte trasera para la sujeción de los elementos finales.

En el anexo "Planos", planos 4 y 5 se han detallado todas las medidas de ambos ejes.

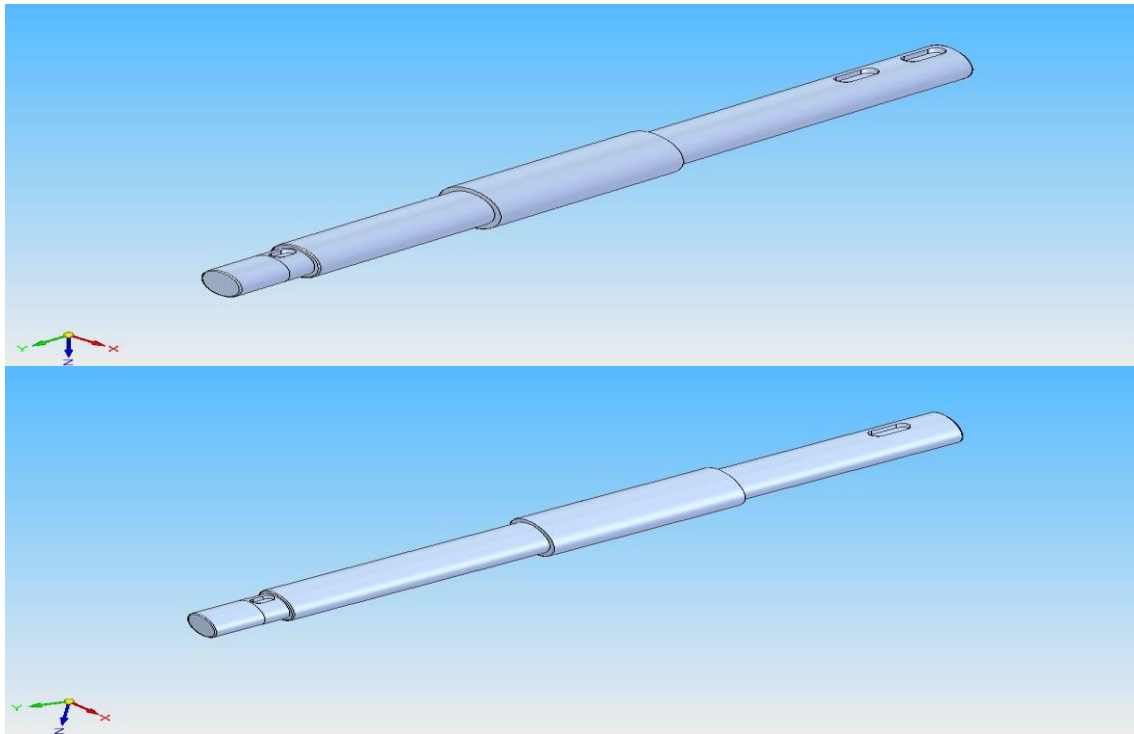


Figura 3.10 Eje superior (arriba) y eje inferior (abajo)

### 3.6 Rodamientos y soporte para rodamientos

Los factores que influyen en la selección de rodamientos son tan numerosos que es casi imposible establecer una regla general de selección. No obstante pueden ser muy útiles los principios siguientes [19]:

Para pequeños montajes se emplean generalmente *rodamientos de bolas*.

El tamaño del rodamiento queda determinado por las cargas que deberá soportar y por las exigencias sobre la duración y la seguridad de funcionamiento.

La carga equivalente en cada apoyo tiene un valor de

$$P(B) = \sqrt{Rby^2 + Rbz^2} = 2383,97 \text{ N}$$

$$P(C) = \sqrt{Rcy^2 + Rcz^2} = 733,94 \text{ N}$$

En la tabla 3.6 se recomienda que la duración estimada para los rodamientos sea de al menos entre 4000 y 8000 horas



Tabla 3.6 Duración en horas de funcionamiento en función de la clase de máquina

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento $L_h$
<p><i>Instrumentos y aparatos de poco uso:</i></p> <p>– Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas</p>	500
<p><i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i></p> <p>Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas grúas de montaje, aparatos domésticos</p>	4000-8000
<p><i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i></p> <p>Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso</p>	8000-12000
<p>Máquinas para 8 horas de servicio diario, no totalmente utilizadas:</p> <p>Motores eléctricos estacionarios, engranajes para usos generales</p>	12000-20000
<p>Máquinas para 8 horas de servicio diario, totalmente utilizadas:</p> <p>Máquinas de talleres industriales en general, grúas para trabajo continuo, ventiladores, transmisiones intermediarias</p>	20000-30000
<p>Máquinas para servicio continuo (24 horas diarias):</p> <p>Separadoras centrifugas, compresores, bombas, ascensores de minas, motores eléctricos estacionarios, máquinas de servicio continuo en navíos de guerra</p>	40000-60000
<p>Máquinas para 24 horas diarias de servicio con gran seguridad:</p> <p>Máquinas para la fabricación de celulosa y papel, máquinas para el servicio público de fuerza motriz, bombas de minas, bombas de abastecimientos públicos de agua, máquinas de servicio continuo en buques de mercantes</p>	100000-200000

Se escoge por tanto un valor aproximado de horas de funcionamiento de:

$$L_h = 5000 \text{ horas}$$

Y sabiendo que la velocidad recomendada en apartados anteriores es de aproximadamente

$$n = 119,41 \text{ rpm}$$

Se selecciona de la tabla 3.6 un valor de seguridad de carga:

$$\frac{C}{P} = 3,36$$

Tabla 3.6 Seguridad de carga  $\frac{C}{P}$  para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades

Duración en horas $L_h$	Revoluciones por minuto										
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320
100									1,06	1,15	1,24
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
3200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32

Por consecuencia la capacidad de base requerida es de:

$$C(B) = 8010,14 N = 816,52 Kg$$

$$C(C) = 2466,04 N = 251,38 Kg$$

De la tabla 3.7 se seleccionan unos rodamientos que cumplan con esta capacidad de base equivalente, se toman por tanto los rodamientos rígidos de bolas SKF 6204-2RS los cuales cumplen bien con dicha restricción además vienen provisto de doble arandela de obturación de goma, estos ya vienen provistos de una grasa de alta calidad y en cantidad apropiada al tamaño del rodamiento por lo que no deben ser lavados ni calentados al montarlos.

Las dimensiones de los rodamientos seleccionados son:

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$B = 14 \text{ mm}$$

$$r = 1,5 \text{ mm}$$

Tabla 3.7 Catálogo de rodamientos rígidos de bolas SKF

Rodamiento con				Milímetros				Capacidad de base en Kg		Velocidad máxima permitida rpm <sup>1)</sup>
Una placa de protección	Dos placas de protección	Una arandela de obturación	Dos arandelas de obturación	d	D	B	r ≅	Estática C <sub>d</sub>	Dinámica C	
<b>6200 Z</b>	<b>6200-2Z</b>	<b>6200 RS</b>	<b>6200-2RS</b>	10	30	9	1	224	400	20000
<b>01 Z</b>	<b>01-2Z</b>	<b>01 RS</b>	<b>01-2RS</b>	12	32	10	1	300	540	20000
<b>02 Z</b>	<b>02-2Z</b>	<b>02 RS</b>	<b>02-2RS</b>	15	35	11	1	355	610	16000
<b>6203 Z</b>	<b>6203-2Z</b>	<b>6203 RS</b>	<b>6203-2RS</b>	17	40	12	1	440	750	16000
<b>04 Z</b>	<b>04-2Z</b>	<b>04 RS</b>	<b>04-2RS</b>	20	47	14	1,5	655	1000	16000
<b>05 Z</b>	<b>05-2Z</b>	<b>05 RS</b>	<b>05-2RS</b>	25	52	15	1,5	710	1100	13000
<b>6206 Z</b>	<b>6206-2Z</b>	<b>6206 RS</b>	<b>6206-2RS</b>	30	62	16	1,5	1000	1530	13000
<b>07 Z</b>	<b>07-2Z</b>	<b>07 RS</b>	<b>07-2RS</b>	35	72	17	2	1370	200	10000
<b>08 Z</b>	<b>08-2Z</b>	<b>08 RS</b>	<b>08-2RS</b>	40	80	18	2	1600	2280	10000
<b>6209 Z</b>	<b>6209-2Z</b>	<b>6209 RS</b>	<b>6209-2RS</b>	45	85	19	2	1830	2550	8000
<b>10 Z</b>	<b>10-2Z</b>	<b>10 RS</b>	<b>10-2RS</b>	50	90	20	2	2120	2750	8000
<b>11 Z</b>	<b>11-2Z</b>	<b>11 RS</b>	<b>11-2RS</b>	55	100	21	2,5	2600	3400	8000
<b>6212 Z</b>	<b>6212-2Z</b>	<b>6212 RS</b>	<b>6212-2RS</b>	60	110	22	2,5	3200	4050	6000
<b>13 Z</b>	<b>13-2Z</b>	<b>13 RS</b>	<b>13-2RS</b>	65	120	23	2,5	3550	4400	6000
<b>14 Z</b>	<b>14-2Z</b>			70	125	24	2,5	3900	4800	5000

1. La velocidad máxima permitida para rodamientos de ejecución RS y 2RS es dos tercios de la indicada en la tabla.

### 3.6.1 Soporte para rodamientos

Dado que es necesario algún tipo de anclaje de los rodamientos a la estructura se necesita diseñar un soporte para los mismos que sea capaz de albergarlos y a la vez pueda ser atornillada con la estructura sin interferir con otros elementos de la máquina cortadora o con la chapa mientras esta va siendo cortada.

El diseño está inspirado en los soportes ya existentes para rodamientos de la casa SKF [20], la cual proporciona conjuntos de soporte más rodamiento en una sola pieza. En la figura 3.11 se puede observar la forma de este soporte, el cual tiene un orificio con el diámetro exterior del rodamiento y dos agujeros roscados en la parte inferior para su anclaje con la estructura. Un agujero roscado a 45° de su eje transversal el cual va tapado con un tornillo servirá para engrasar los rodamientos por su parte exterior.

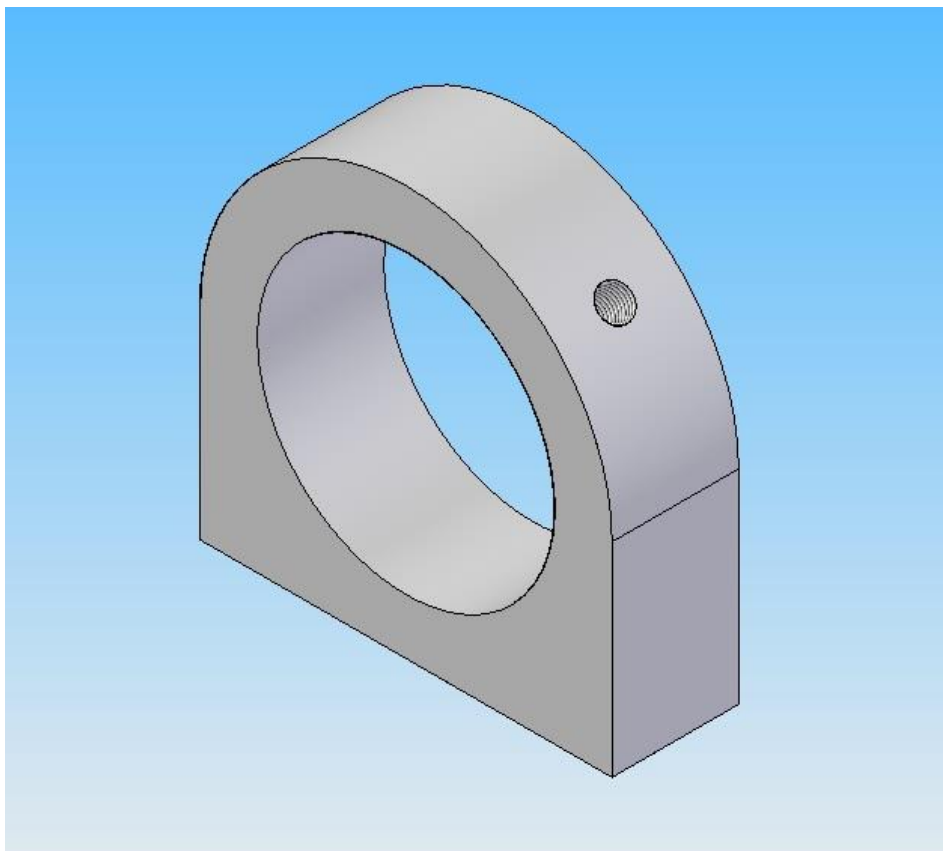


Figura 3.11 soporte para rodamientos

Se ha optado por efectuar un resalte en el eje en ambos lados ya que al no existir fuerzas axiales en el eje ninguna fuerza puede hacer deslizar el aro interior del rodamiento sobre su asiento. La tabla 3.8 contiene la altura de resalte mínima que ha de tener el eje para el montaje anteriormente mencionado.

Tabla 3.8 Alturas de resalte para ejes y soportes

Medida nominal del bisel del rodamiento $r$ (mm)	Altura del resalte para rodamientos radiales	
	$h$ (mm)	$h_{min}$ (mm)
0,5	1	1
1	2,5	2
1,5	3	2,5
2	3,5	3
2,5	4,5	3,5
3	5	4

Puesto que se ha diseñado suponiendo que no se generaran cargas axiales se puede escoger  $h_{min}$ . Esto quiere decir que en la sección entre los rodamientos el eje tendrá que llevar al menos un aumento de diámetro de 5 mm

Puesto que todos los rodamientos requieren un ajuste con el eje y con el soporte habrá que aumentar ligeramente el diámetro del eje y disminuirlo en el soporte en alguna sección con el fin de garantizar un buen apriete de los rodamientos a la hora de su fijación axial. En la tabla 3.9 y 3.10 se encuentran las recomendaciones elegidas de ajuste tanto para eje como para soporte así como las tolerancias que estas ofrecen para el diámetro seleccionado en esa sección.

Tabla 3.9 ajuste y tolerancias para el eje

Condiciones	ejemplo	Diámetro del eje (mm)	Tolerancia ( $mm * 10^{-3}$ )	
Cargas normales	Aplicaciones en general	(18)-100	k5	
			sup	inf
			+11	+2

Tabla 3.10 ajuste y tolerancias para el agujero del soporte

Condiciones	ejemplo	Diámetro del agujero (mm)	Tolerancia ( $mm * 10^{-3}$ )	
Cargas normales	Cubos de ruedas con rodamientos de bolas, rodamientos de cigüeñal	30-50	N7	
			inf	sup
			-33	-8

Estos valores han de ser aplicados al eje y al agujero del soporte para los rodamientos.

### 3.7 Manivela

Para el diseño de la manivela existen multitud de opciones que garanticen que la manivela no deslice, se podría mecanizar el eje de forma cuadrada pero esto aumentaría mucho el factor de intensidad de tensiones pues las esquinas a  $90^\circ$  se llevarían casi todo el esfuerzo de transmisión de par.

Se optará por tanto mantener el diámetro que viene del engranaje e introducir una claveta similar a la del engranaje para transmitir la fuerza de accionamiento proveniente de la palanca.

Una pletina soldada a la anilla transmisora de movimiento con otra soldada transversalmente como nervio o refuerzo, al final de esta, un orificio por el que se atornilla la manivela de accionamiento. Las medidas vienen especificadas en el anexo "Planos", planos 6 y 7.

La manivela ha de garantizar que se ejerce manualmente el par necesario para efectuar el corte de la chapa, y este momento es proporcional a la longitud de la manivela, una longitud de al menos el diámetro de los engranajes podrá garantizar que cualquier persona sea capaz de efectuar el corte de la chapa.

En la figura 3.12 se muestran las dos piezas de este conjunto.

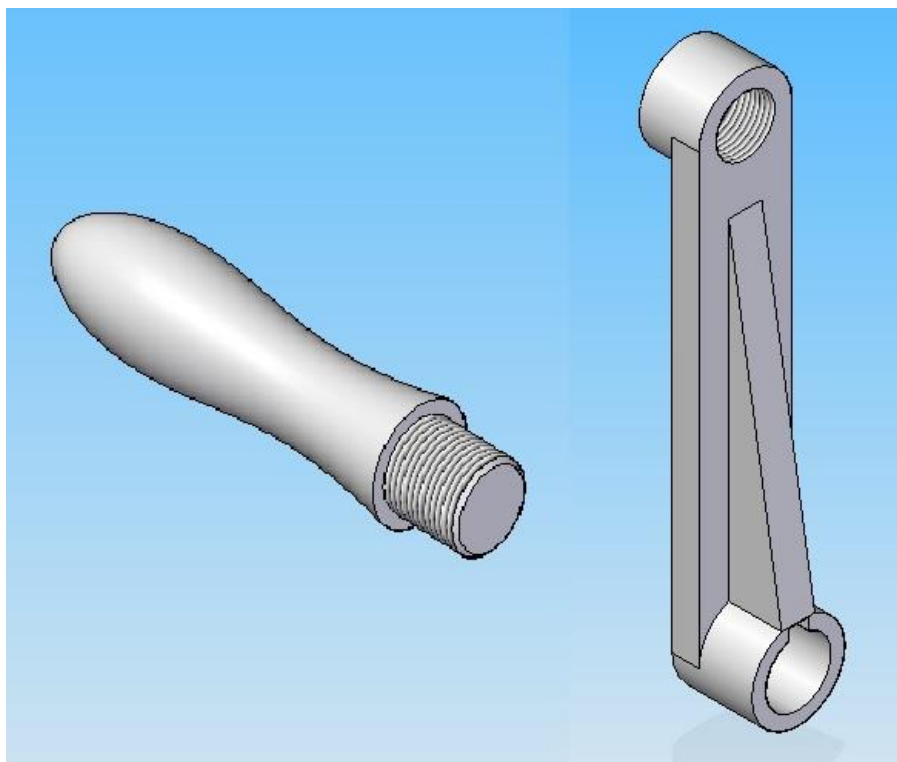


Figura 3.12 Manivela de accionamiento de la cortadora

### 3.8 Chaveteros

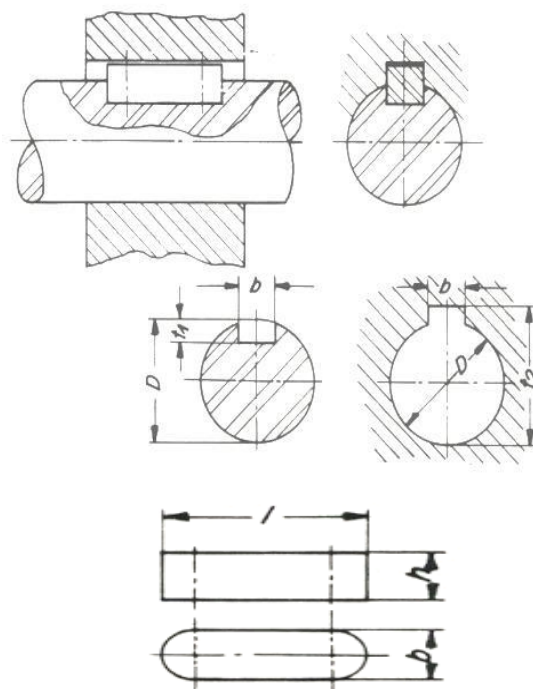
La transmisión de varios de los elementos será mediante chavetas, están aseguran que se ejercerá el par necesario continuamente evitando que los elementos deslicen.

Las chavetas han de ser normalizas de acuerdo a la norma DIN 6885/1 para chavetas paralelas de ajuste móvil o fijo. En este caso se ha optado por chavetas fijas, en la tabla 3.11 se muestran algunos de los valores recomendados por norma para varios diámetros.

Con estos valores y conociendo el diámetro que tiene el eje en el lugar donde van alojados los elementos que necesitan de chavetero, los cuales son las cuchillas, los engranajes y la manivela se puede obtener las medidas para los chaveteros y las chavetas necesarias para los mimos.

Tabla 3.11 medidas para chaveteros y chavetas

$D$ (mm)	$b$ (mm)	$h$ (mm)	$t_1$ (mm)	$t_2$ (mm)	
6	8	2	2	1,2	$D + 1$
8	10	3	3	1,8	$D + 1,4$
10	12	4	4	2,5	$D + 1,8$
12	17	5	5	3	$D + 2,3$
17	22	6	6	3,5	$D + 2,8$
22	30	8	7	4	$D + 3,3$
30	38	10	8	5	$D + 3,3$
38	44	12	8	5	$D + 3,3$
44	50	14	9	5,5	$D + 3,8$



Las medidas finales adoptadas para las chavetas y chaveteros se muestran en la tabla 3.12.

Tabla 3.12 Medidas de chavetero y chavetas elegidas para los diferentes elementos.

	$D$ (mm)	$b$ (mm)	$h$ (mm)	$t_1$ (mm)	$t_2$ (mm)	$l$ (mm)
Cuchillas	16	5	5	3	18,3	9
Engranajes	20	6	6	3,5	22,8	16
Manivela	20	6	6	3,5	22,8	16

## 4 Conclusiones

Como conclusión al proyecto se ha conseguido diseñar un mecanismo de corte basándose en los modelos ya existentes y aplicando diversas fuentes de teoría del corte así como teoría de diseño de ejes entre otros.

En lo referente a las cuchillas se han diseñado con un diámetro que garantiza que una chapa de dos hasta dos milímetros pueda ser cortada de una sola pasada. Para los engranajes se ha partido de unos engranajes rectos y mediante modelado 3D se han diseñado para obtener de ellos un ángulo de paso de  $7,5^\circ$ , además se han encargado bajo planos a una empresa externa.

Los ejes se han diseñado para que toda su sección garantice que va a soportar las cargas que se generan al cortar la chapa. En el modelo final para los ejes, se ha reducido la distancia entre los apoyos para los rodamientos, esto es debido a que se ha modificado la sujeción de los rodamientos con la estructura.

Dado que los rodamientos es un producto muy normalizado en el mercado la mejor opción ha sido elegir unos atendiendo a las esfuerzos que se generan donde estos van colocados, mediante un catálogo guía de una empresa especializada en el sector. Como ya se ha comentado, los soportes para los rodamientos han sido modificados, ya que tanto estructural como estéticamente resulta más conveniente que la opción de los soportes para rodamientos atornillados a la estructura lateralmente. En la figura 4.1 se muestran estos soportes, el diseño de los mismo se ha llevado a cabo en el proyecto “*Diseño de máquina cortadora de discos de chapa*”, realizado por Julio Darío de la Rosa Asencio [23].

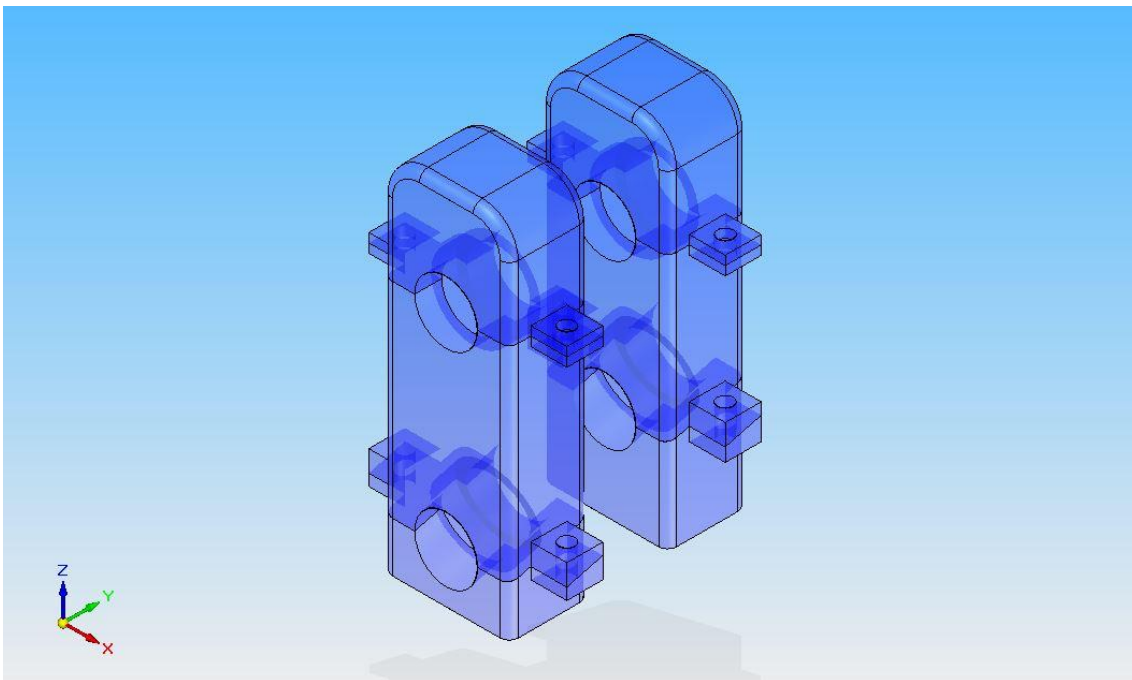


Figura 4.1 Elementos de soporte del sistema de corte



Cada soporte consta de 3 piezas las cuales se atornillan entre sí, cada conjunto de dos piezas alberga a un rodamiento.

En las siguientes figuras (4.2, 4.3 y 4.4) se exponen a modo ilustrativo los conjuntos 3D montados mediante *Solid Edge V20*.

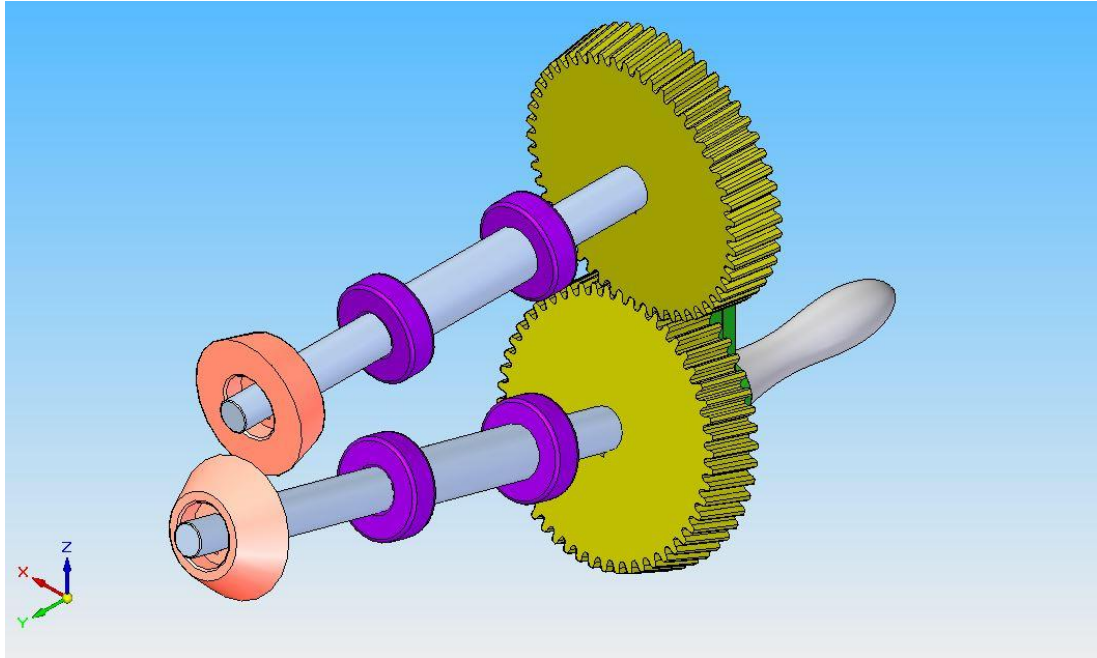


Figura 4.2 Vista isométrica del conjunto del mecanismo de corte

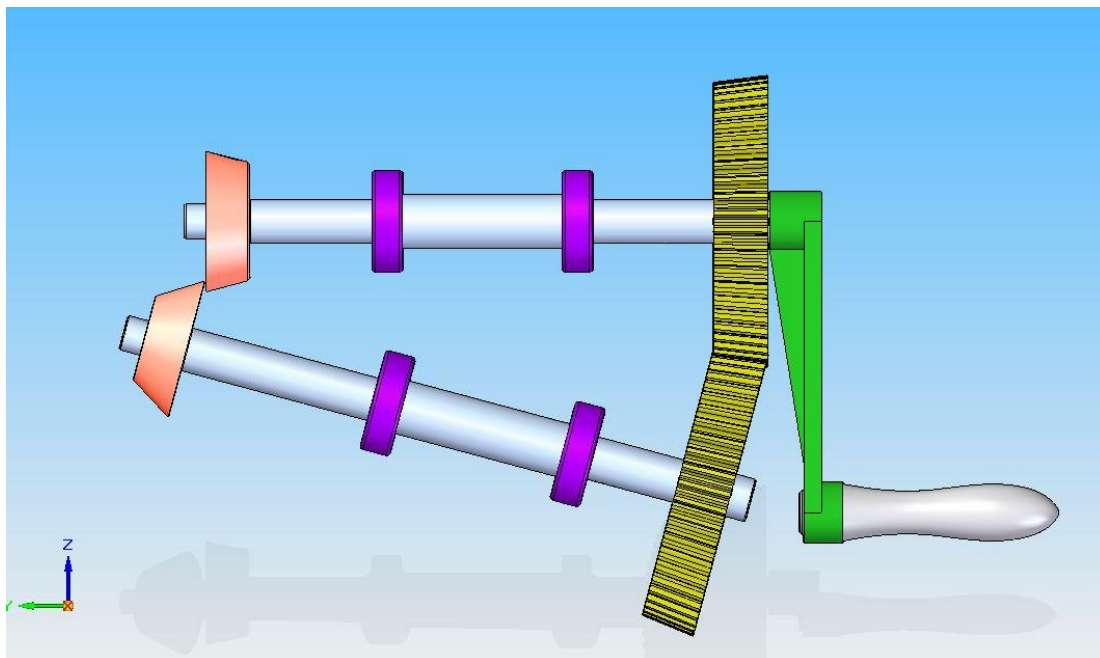


Figura 4.3 Vista de perfil del conjunto del mecanismo de corte

Se ha conseguido pues, el diseño y montaje mediante programas CAD de toda la máquina, consiguiendo hacer coincidir las medidas necesarias para que el mecanismo de corte pueda ser anclado a todo el soporte diseñado proyecto anteriormente mencionado. Todo el montaje se ha realizado en colaboración del autor de dicho proyecto Julio Darío de la Rosa Asencio.

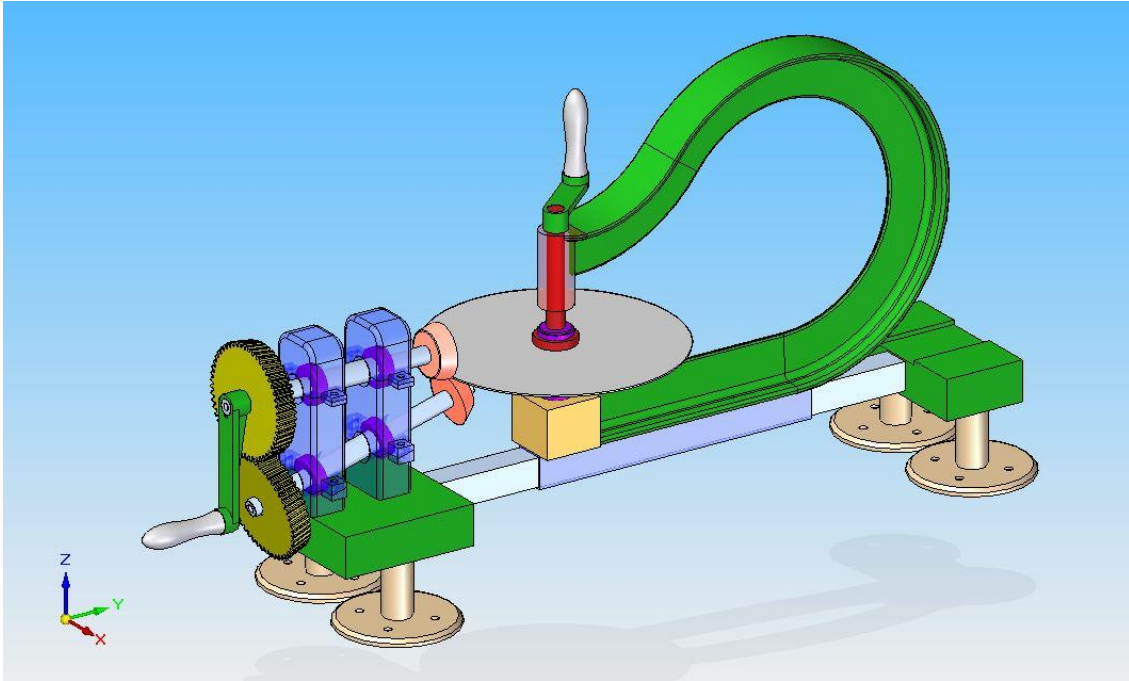


Figura 4.4 Conjunto completo de máquina cortadora de discos de chapa.

Un aspecto importante a considerar sería el precio de adquirir la máquina directamente en el mercado y saltarse todo el proceso de diseño y fabricación pero observando los precios en el mercado para obtener una máquina de estas características resulta mucho más viable diseñar, fabricar y/o comprar las piezas necesarias dada la capacidad que tiene el taller de la Escuela Técnica Superior de fabricar elementos como los ejes o los soportes para rodamientos.

## **5 Trabajos futuros**

Como ampliación al proyecto realizado se proponen una serie de posibles mejoras o cambios en el mecanismo así como en la actuación sobre este.

En lo relativo a l mecanismo de corte emplear el mínimo de material necesario, por ejemplo en los ejes, donde se podría haber reducido el coeficiente de seguridad hasta el límite en el que se asegurara cortar chapas de hasta 2 mm de espesor sin tener que preocuparnos de las fuerzas que se generan en los propios ejes.

Respecto a las cuchillas, se podría ahorrar material y usar cuchillas de menor diámetro ideando un sistema de corte por ejemplo en dos pasadas.

Generar engranajes cuya conicidad sea de unos  $7,5^\circ$  resulta una tarea tediosa, se propone un diseño en el que se obtengan engranajes por fundición con posterior mecanizado para abaratar costes ya que el diseño bajo planos por torno o fresadora CNC a empresas externas no es el método más económico.

En lo relativo a la actuación del mecanismo se propone diseñar un mecanismo de accionamiento mediante motor eléctrico, suprimiendo así el esfuerzo manual por parte del operario.

Finalmente dada la falta de tiempo y que el tiempo que requiere fabricar todas las piezas es largo, se deja como trabajo futuro la fabricación del mecanismo y junto con el proyecto "*Diseño de máquina cortadora de discos de chapa*", [23], el cuál complementa a este proyecto y describe el diseño de la estructura que sostiene al mecanismo de corte aquí diseñado, fabricar la máquina completa ya sea por los métodos descritos en este proyecto como implementando las proposiciones de mejora de este apartado.

## **6 Bibliografía**

- [1] Albert Esteves. Evolución de los procesos de corte y deformación de chapa. En: *Historia de la máquina herramienta*. 01/09/2003, URL: <http://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/8647-Evolucion-de-los-procesos-de-corte-y-deformacion-de-chapa.html>.
- [2] Mr.Ashok P. Rathod, “*Sheet Metal circle Cutting Machine*”, Razod Machine tools, URL: <http://www.rathodmachinetools.com/product.html?id=24&sid=8d62ed4f0af111d1e718bb2714f80732>. India, 27/02/2016.
- [3] Maneklal Shah, “*Máquina para Cortar discos*”, Maquinaria Manek, URL: <http://www.maneklalexports.com/Espanol/McTools/CircleCutSpin.htm>. India, 31/03/2015.
- [4] Ismail SAHIN brothers, “*IDK 1 Circular Cutting Shear*”, Sahinler Metal A.S. URL: <http://www.sahinlermetal.com/en/product/131/idk-1>. Turquía, 30/06/2016.
- [5] MetallKraft, “*KS 1 – Kreisscheren für Stahl Bis 2,0 mm*”, Maquinaria Metallkraft, URL: <http://www.metallkraft-maschinen.de/produkte/blechscheren/kreisschere/index.html>. Alemania, 30/06/2016.
- [6] Karsten K.S. Epple, “*ES-KS 1 E-Line*”, Epple Maschinen, URL: [http://www.epple.com/en/products/shearing-punching/detail/e\\_ks\\_1\\_e\\_line/anzeigen.html](http://www.epple.com/en/products/shearing-punching/detail/e_ks_1_e_line/anzeigen.html). Alemania, 30/06/2016.
- [7] Kalpakjian y Schmid, “*Manufactura, ingeniería y tecnología*”, Prentice Hall, 4º edición, 2001.
- [8] A.I. Tselikov; V.V Smirnof, “*Trenes de laminación*”, Ediciones URMO, 1º edición, 1970.
- [9] TATA Steel, “*Cold-rolled High strength steel*”, TATA Steel, URL: <http://www.tatasteeleurope.com/en/products-and-services/flat/cold-rolled/high-strength-steel>. Países Bajos, 30/06/2016.
- [10] TATA Steel, “*Direct-rolled High Strength steel*”, TATA Steel, URL: <http://www.tatasteeleurope.com/en/products-and-services/flat/direct-rolled/high-strength-steel/high%20strength%20steel>. Países Bajos, 30/06/2016.
- [11] Abrams Aceros Premium, “*Acero F-5211*” Abrams Engineering Services, URL: <http://www.aceros-premium.es/images/filedownloads/datostecnicos/F.5211.pdf>. Alemania, 30/06/2016.
- [12] Ruukki, “*Corte Mecánico*”, Rautaruukki Corporation, URL: <http://www.ruukki.es/~media/Spain/Files/ES%20technical%20brochures/Ruukki-Procesamiento-del-acero-laminado-en-caliente-Corte-mecanico.pdf>. Finlandia, 19/03/2013.
- [13] ASM Handbook Volume 4, “*Heat Treating*”, ASM International, 1991, ISBN 0871703793.

[14] Hermann J. Stadtfeld, "*Hypoid gears with low shaft angles*", Google Patents, ISB8573087 B2, 5/11/2013.

[15] Virgil Moring Faires, "*Diseño de elementos de máquinas*", Montaner y Simon, 4ª Edición, 1997.

[16] KHK Stock Gears, "*Engranajes estandar*", Kohara Gear Industry Co. URL: <http://www.khkgears.co.jp/world/spain.html>. Japón.

[17] Grupo Hiberi, "*Engranajes rectos*" Grupo Hiberi suministros de transmisión, URL: <http://grupohiberi.com/resources/7.A.pdf>. España.

[18] Guillermo Bavaresco, "*Procedimiento para el diseño de ejes*", GABP Ingeniería, URL: [http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo\\_de\\_ejes.pdf](http://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf). Venezuela 11/05/2013.

[19] SKF, "*Rodamientos, un manual para escuelas*", SKF Núm. 2400 SP.

[20] SKF, "*Y-bearing units*", SKF, URL: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/index.html>. Suecia.

[21] Mikell P. Groover, "*Fundamentos de manufactura moderna, procesos y sistemas*", Mc Graw Hill, 3ª Edición, 2007.

[22] Dpto. de ingeniería mecánica y de fabricación, "*Apuntes de fabricación*".

[23] "*Diseño de máquina cortadora de discos de chapa*" (T.F.G. Autor: Julio Darío de la Rosa Asencio)

## **Anexo. Planos**

En el siguiente anexo se recogen los planos de todas las piezas que componen el mecanismo de corte que se han modelado mediante *Solid Edge V20*, los planos de la estructura de la máquina cortadora de discos de chapa pueden encontrarse en el proyecto complementario a este “*Diseño de máquina cortadora de discos de chapa*” [23].

A continuación se muestra el índice de los planos.

Plano 1 Cuchilla inferior

Plano 2 Cuchilla superior

Plano 3 Engranaje cónico angular

Plano 4 Eje inferior

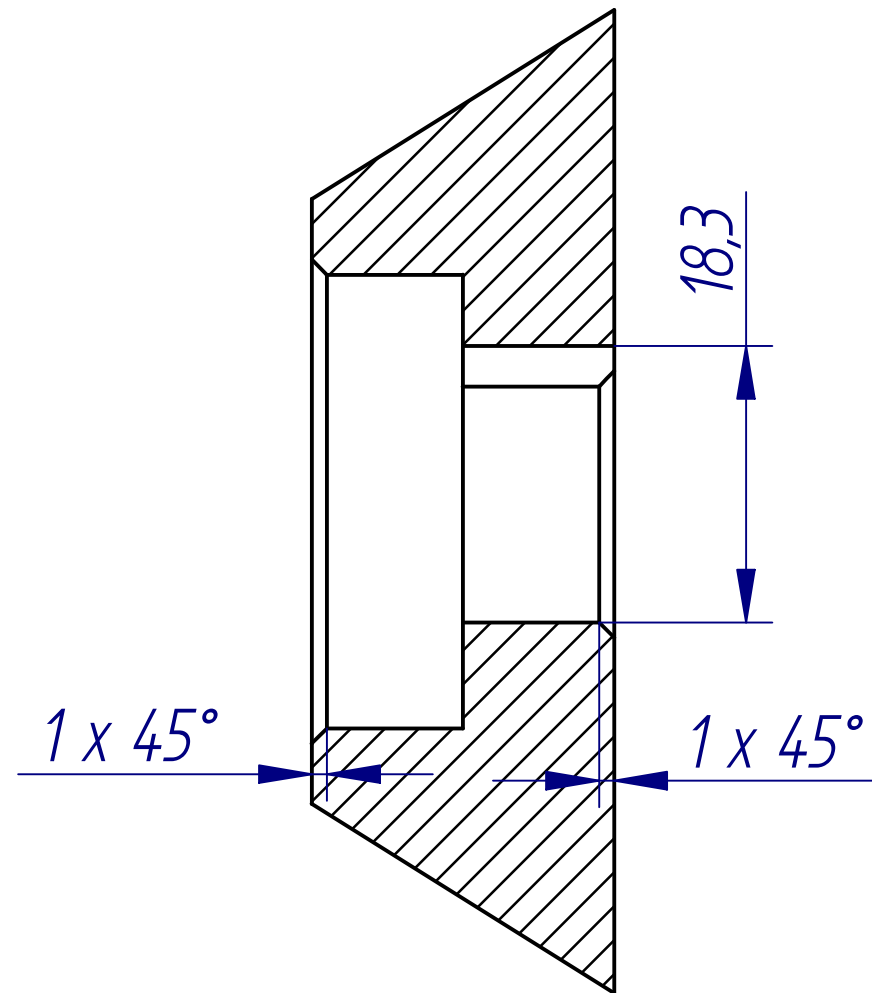
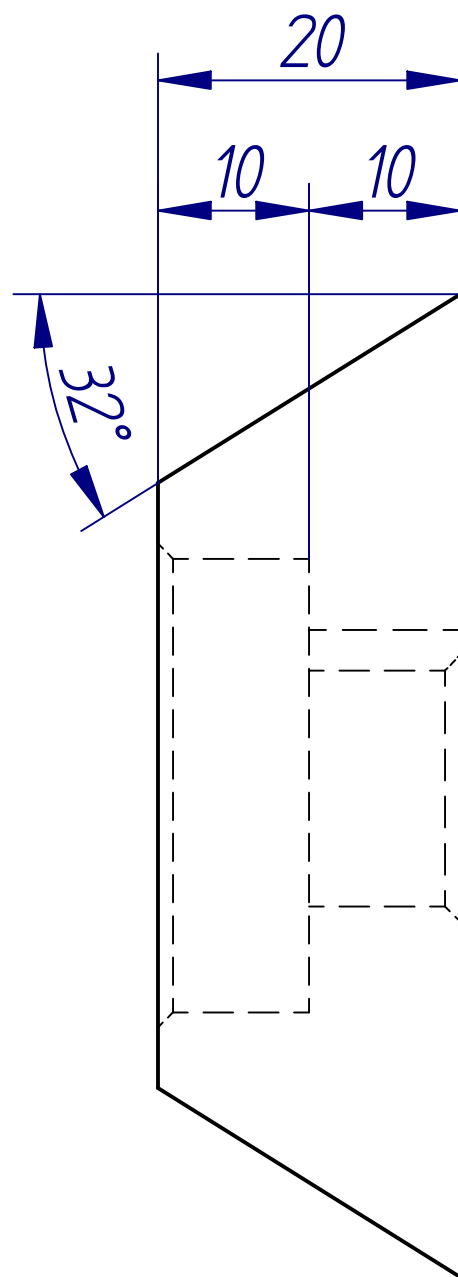
Plano 5 Eje superior

Plano 6 Manilla de manivela

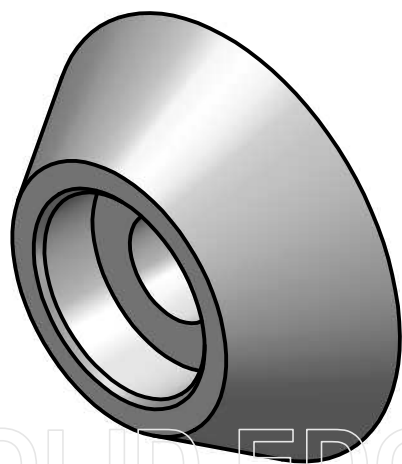
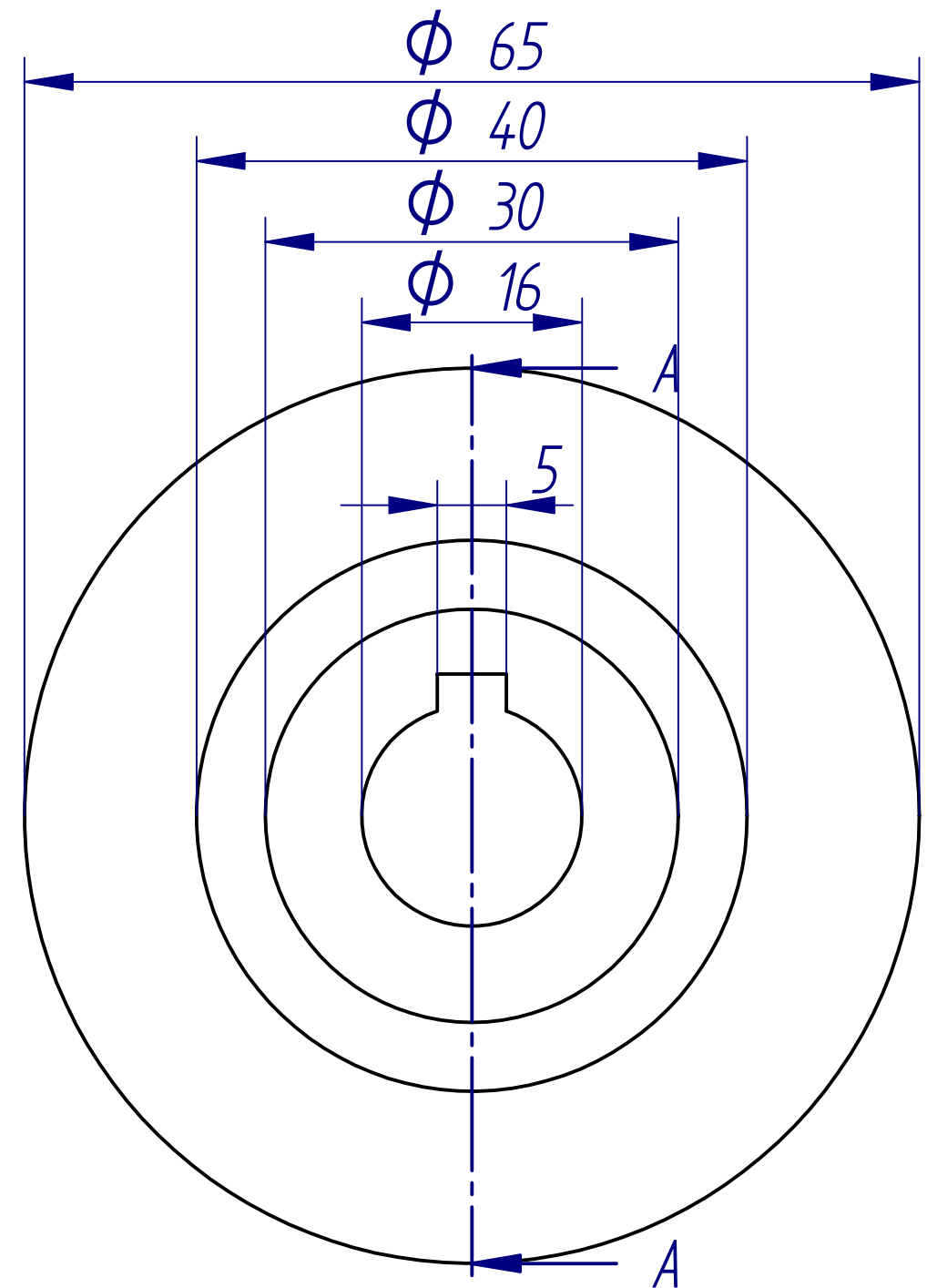
Plano 7 Palanca de manivela

Plano 8 Soporte rodamiento

Plano 9 Conjunto del mecanismo de corte

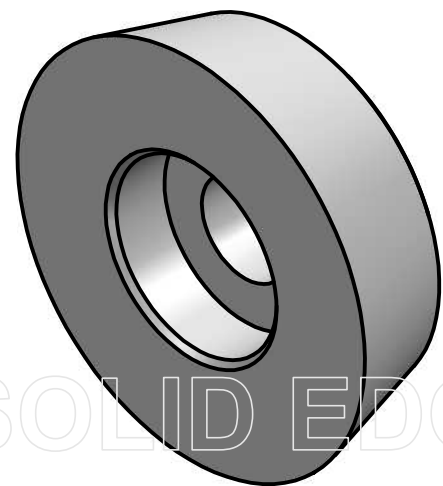
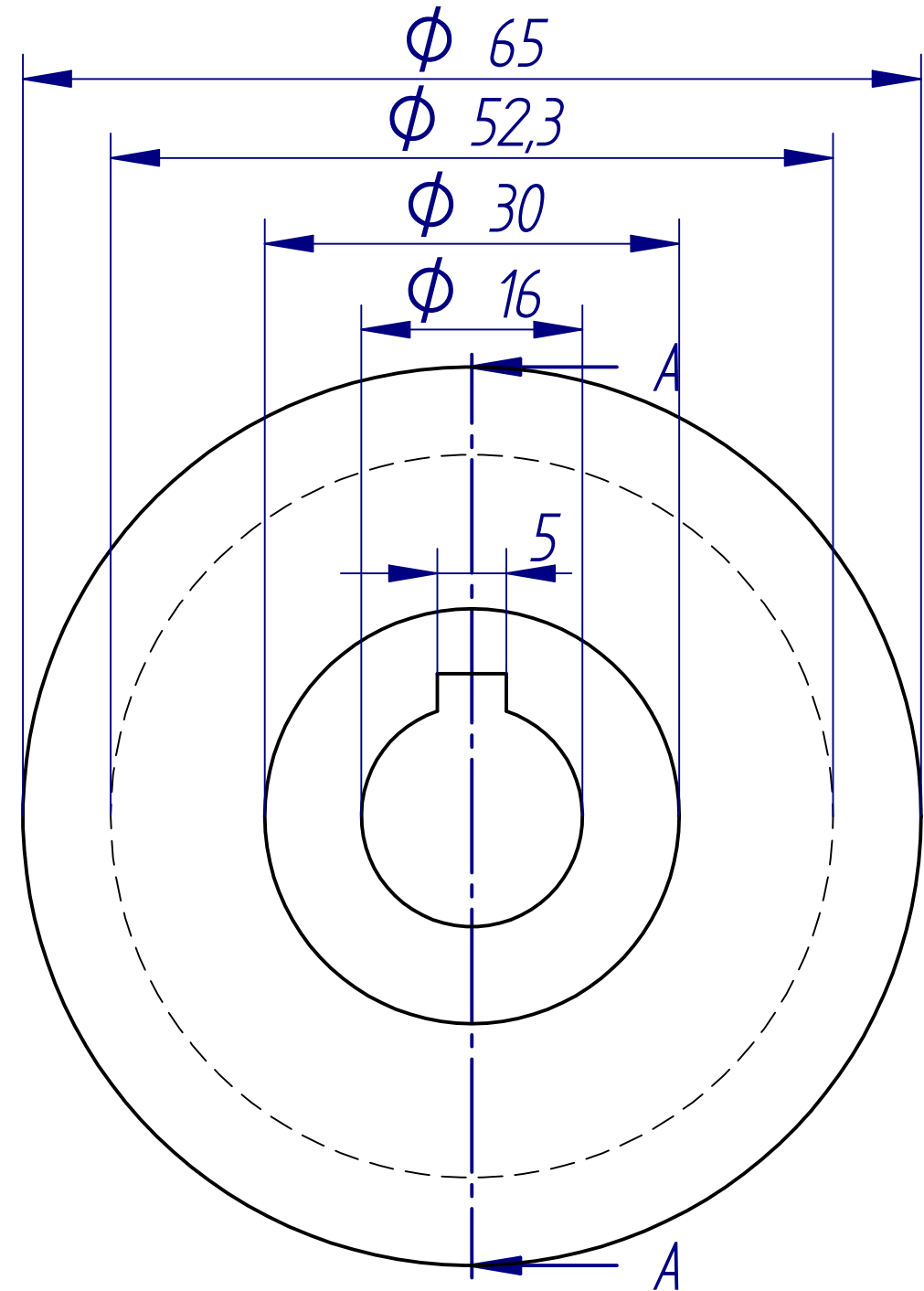
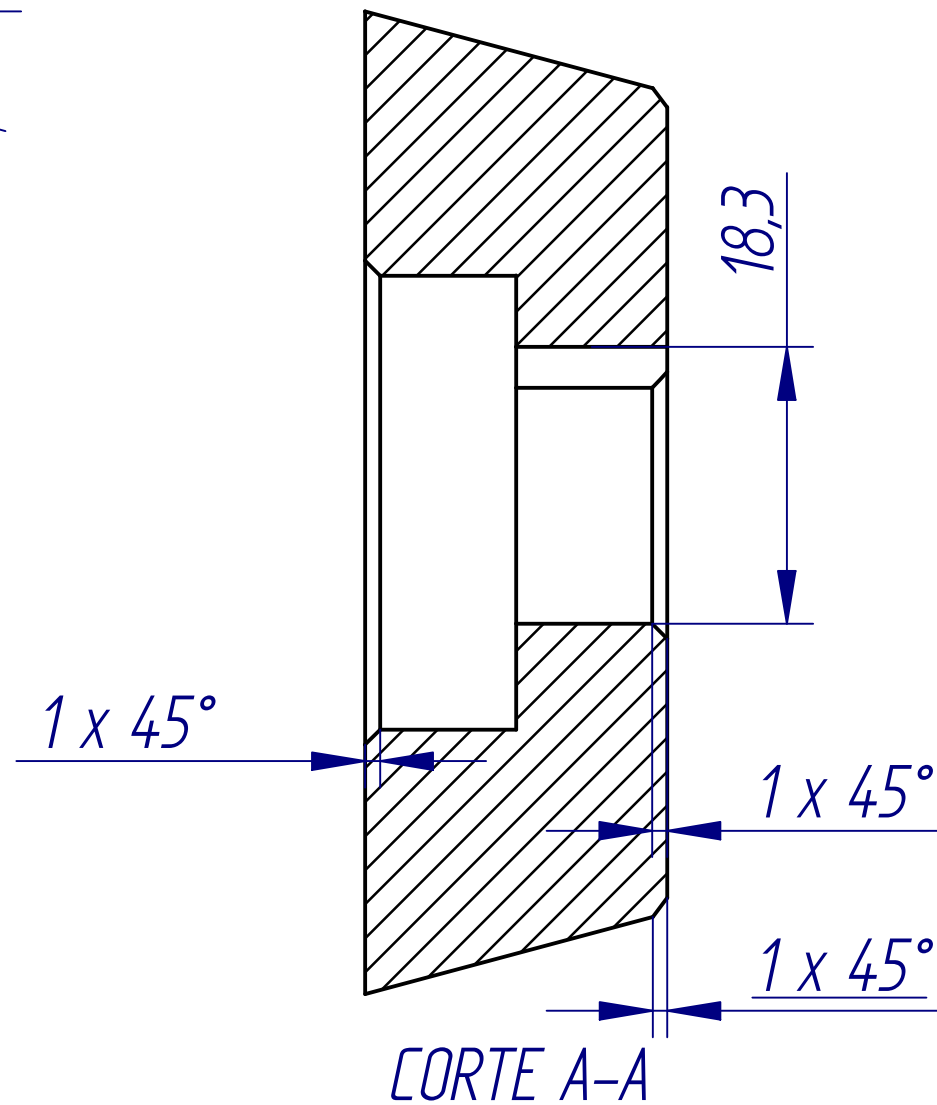
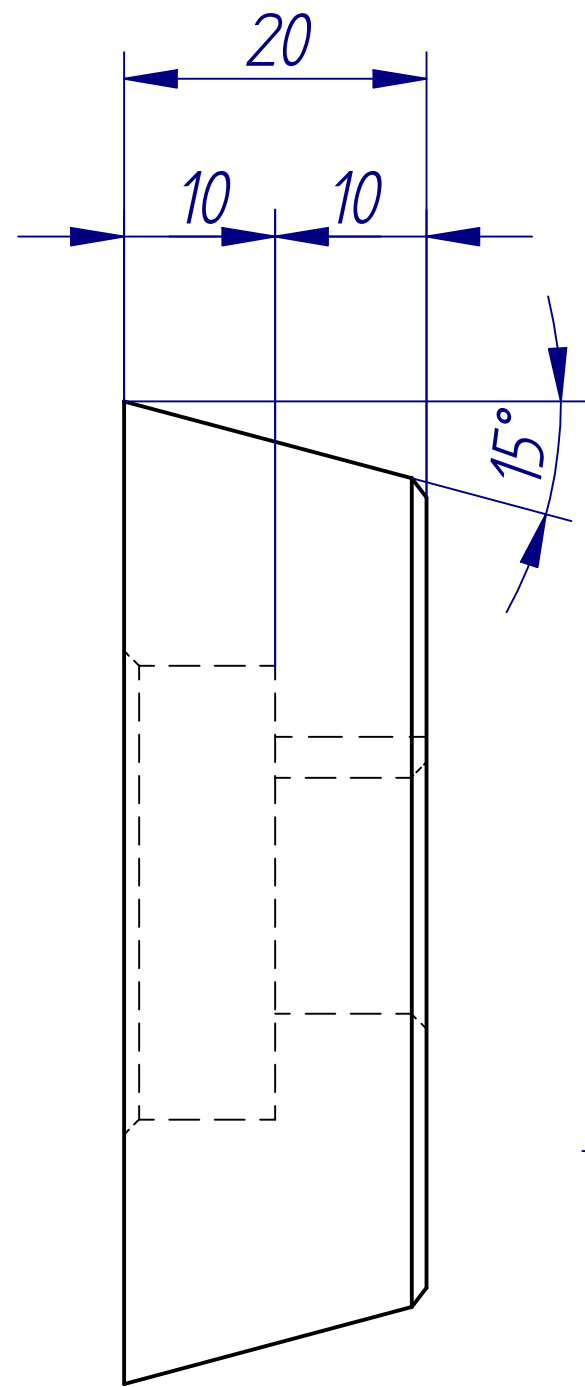


CORTE A-A



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

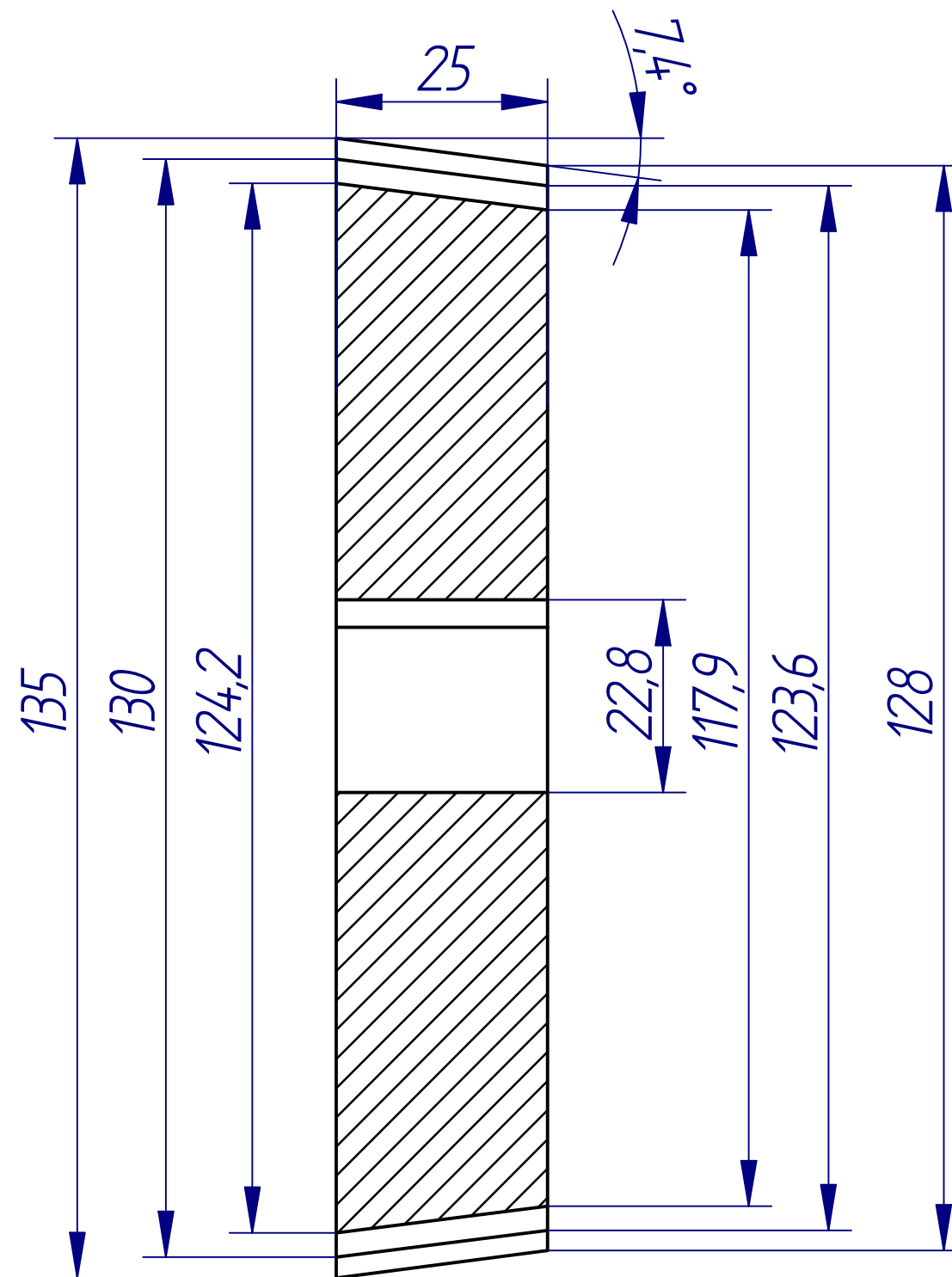
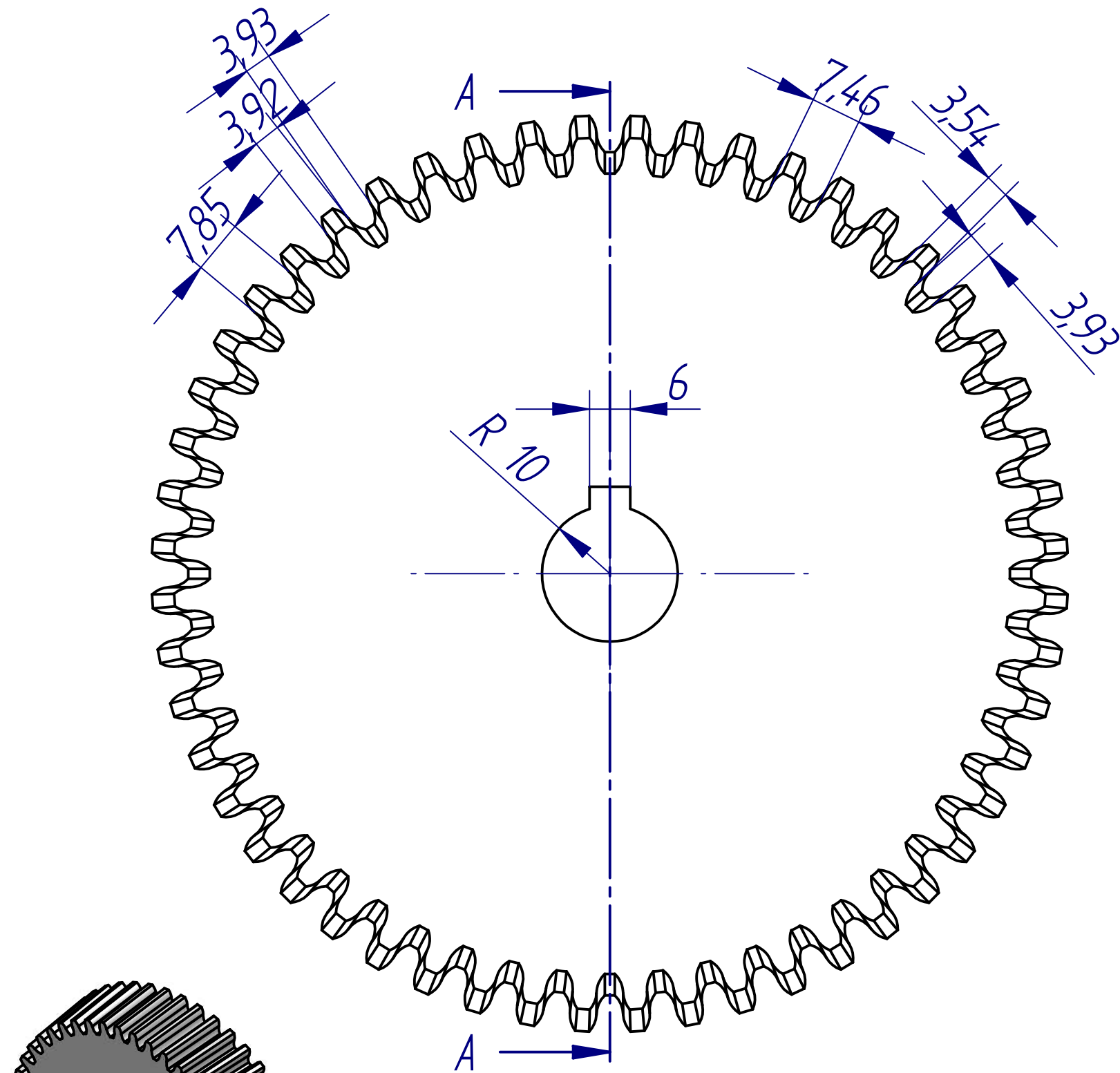
	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título Cuchilla inferior	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		A3	Plano 1
		Archivo: Cuchilla_inferior.dft	
		Escala	2:1 Hoja 1 de 1



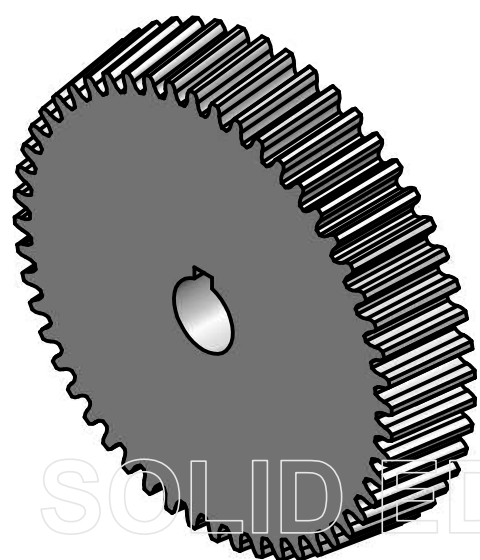
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		Cuchilla superior	
		A3	Plano 2
		Archivo: Cuchilla_superior.dft	
Escala	2:1	Hoja 1 de 1	



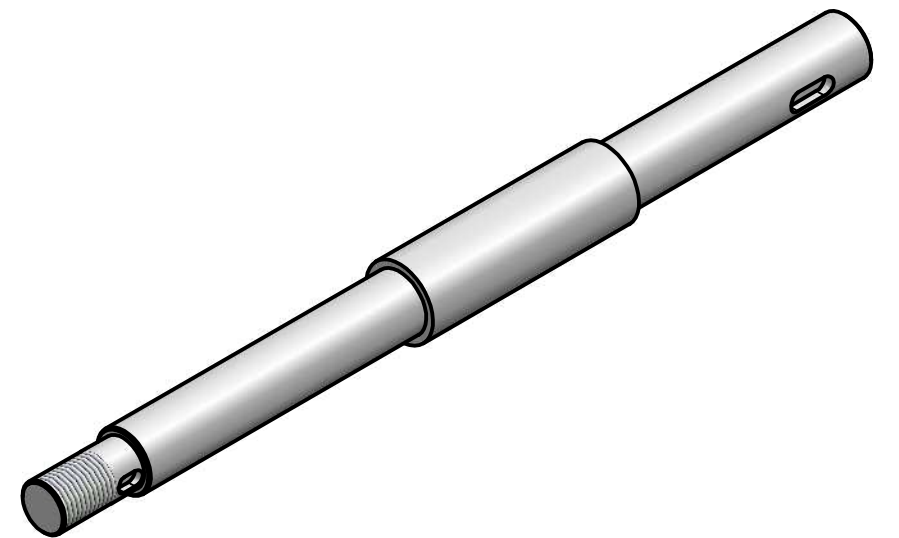
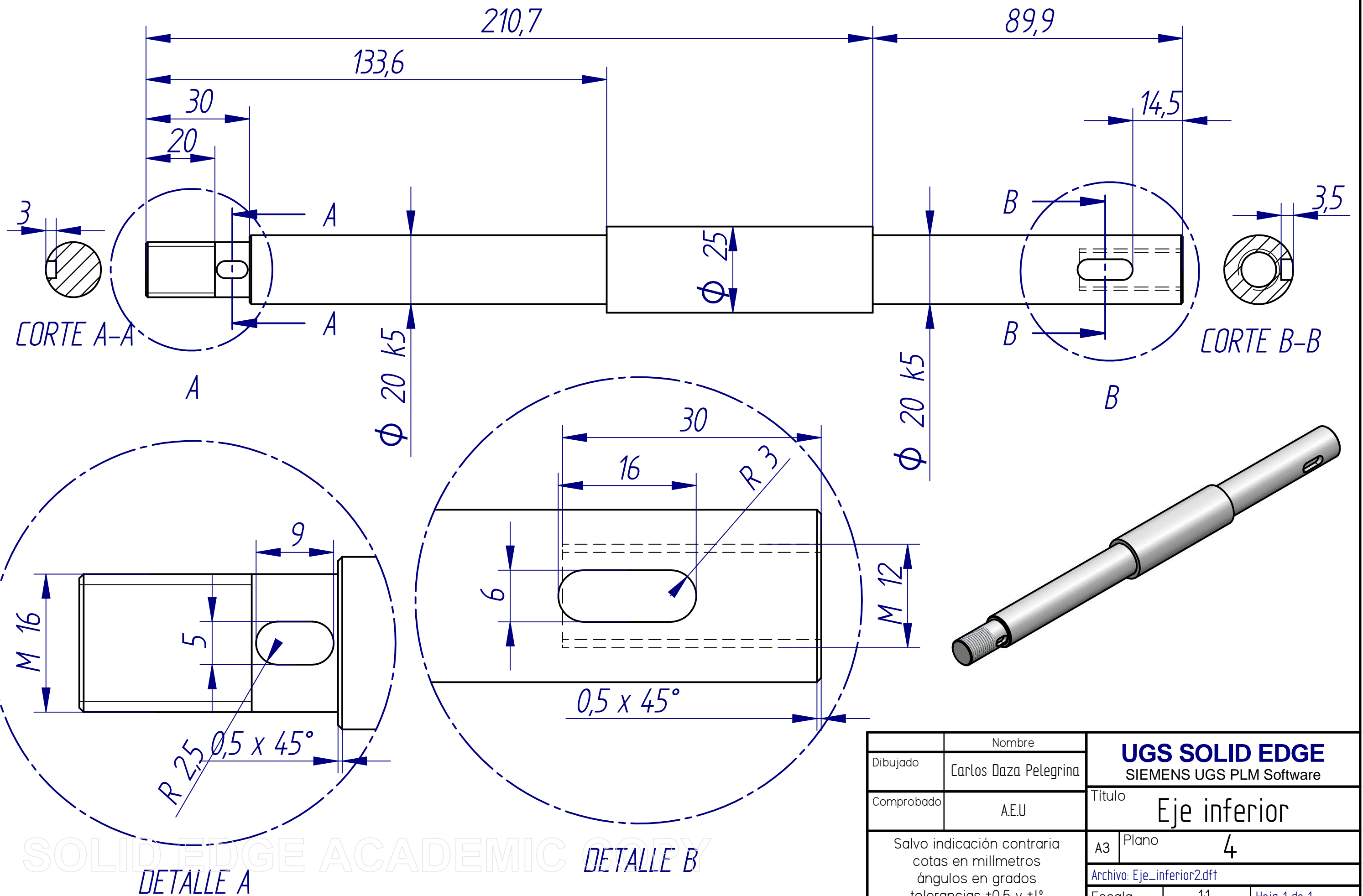


CORTE A-A



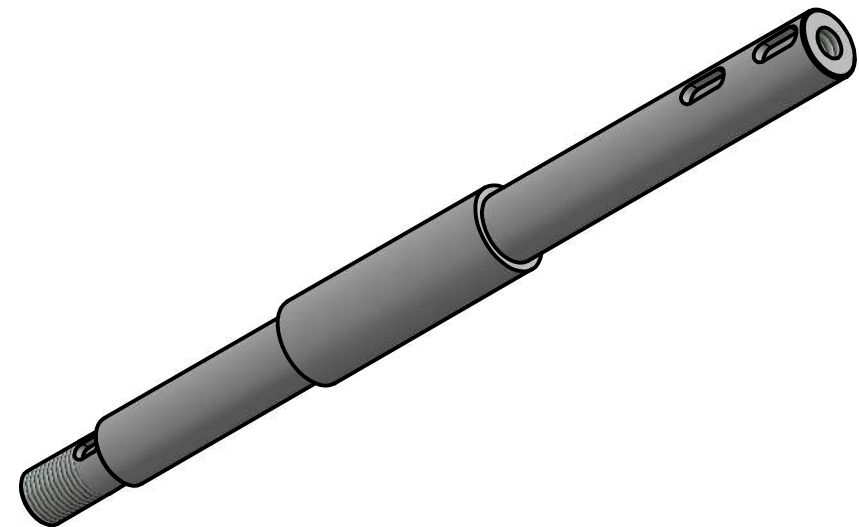
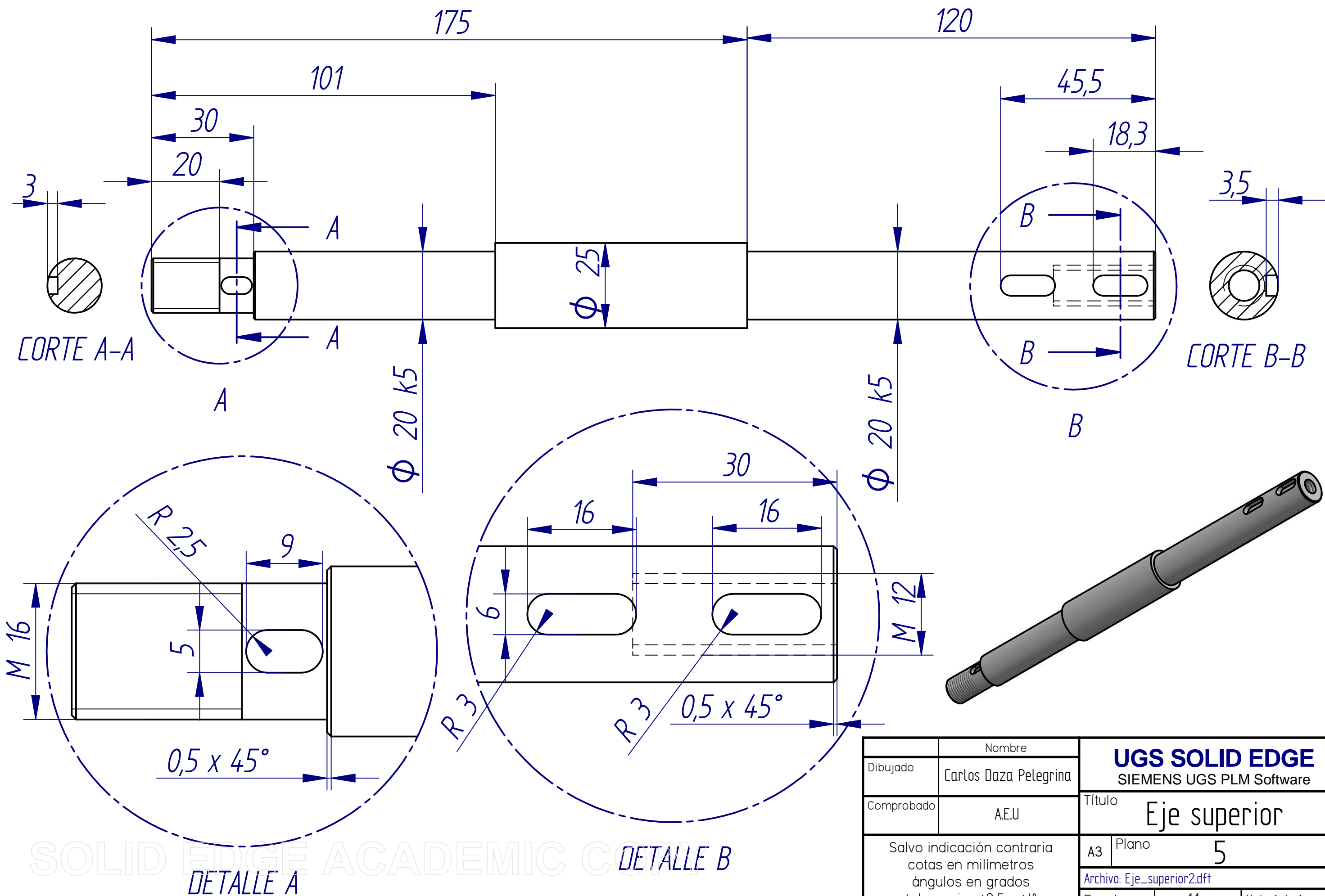
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título Engranaje cónico angular	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		A3	Plano 3
		Archivo: Engranaje.dft	
		Escala	1,3:1 Hoja 1 de 1



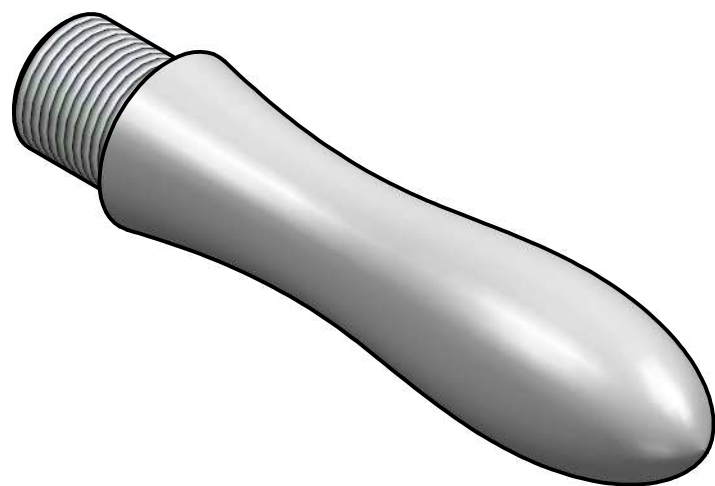
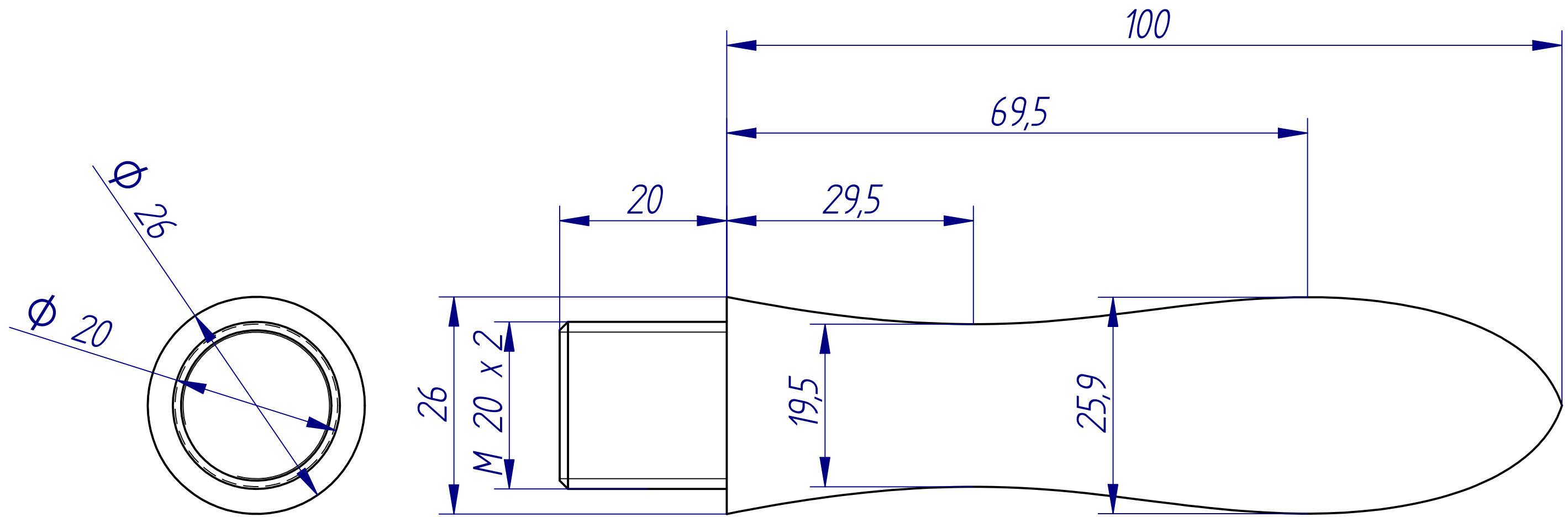
	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Eje inferior	
		A3	Plano 4
		Archivo: Eje_inferior2.dft	
Escala	1:1	Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



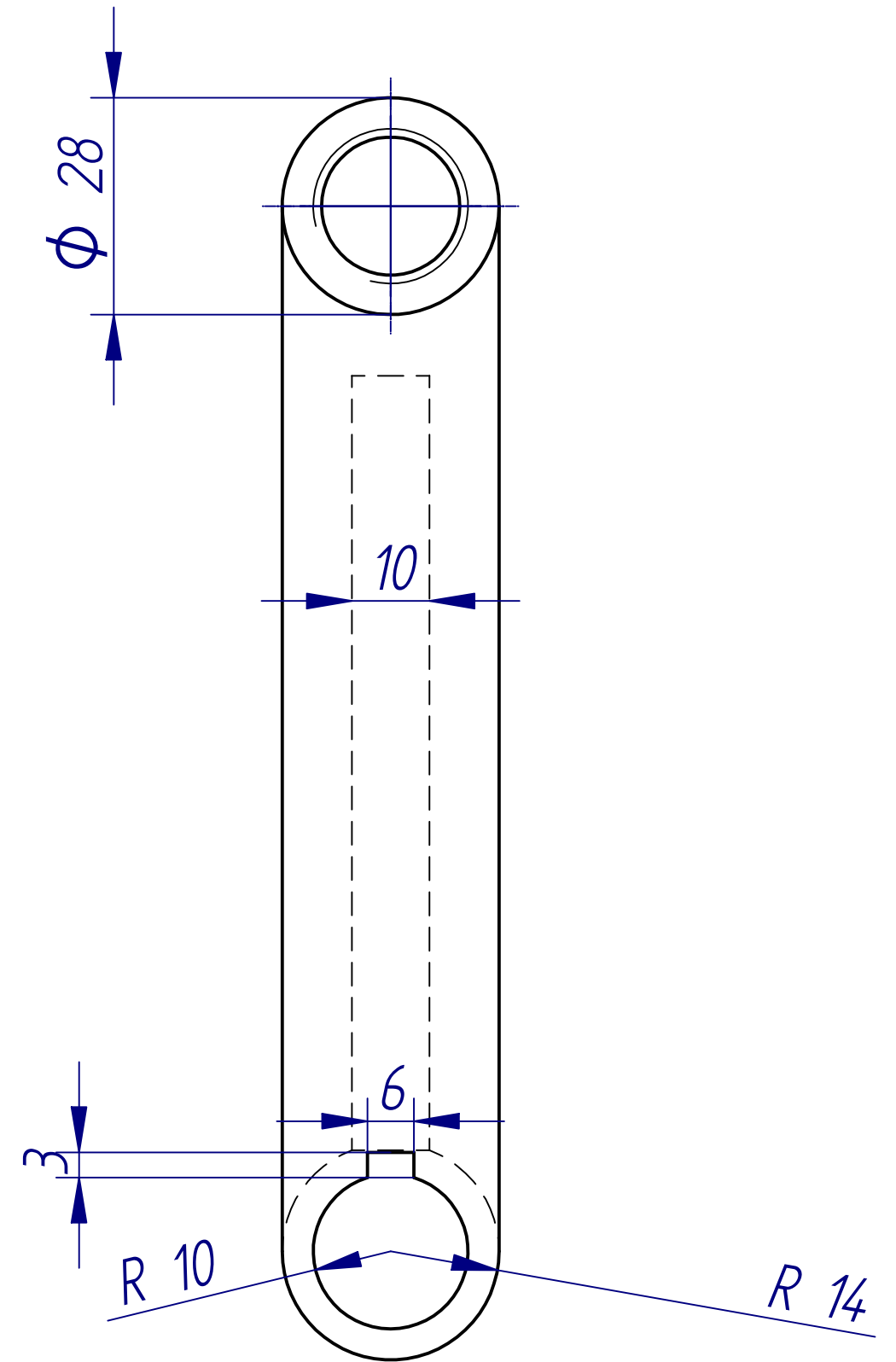
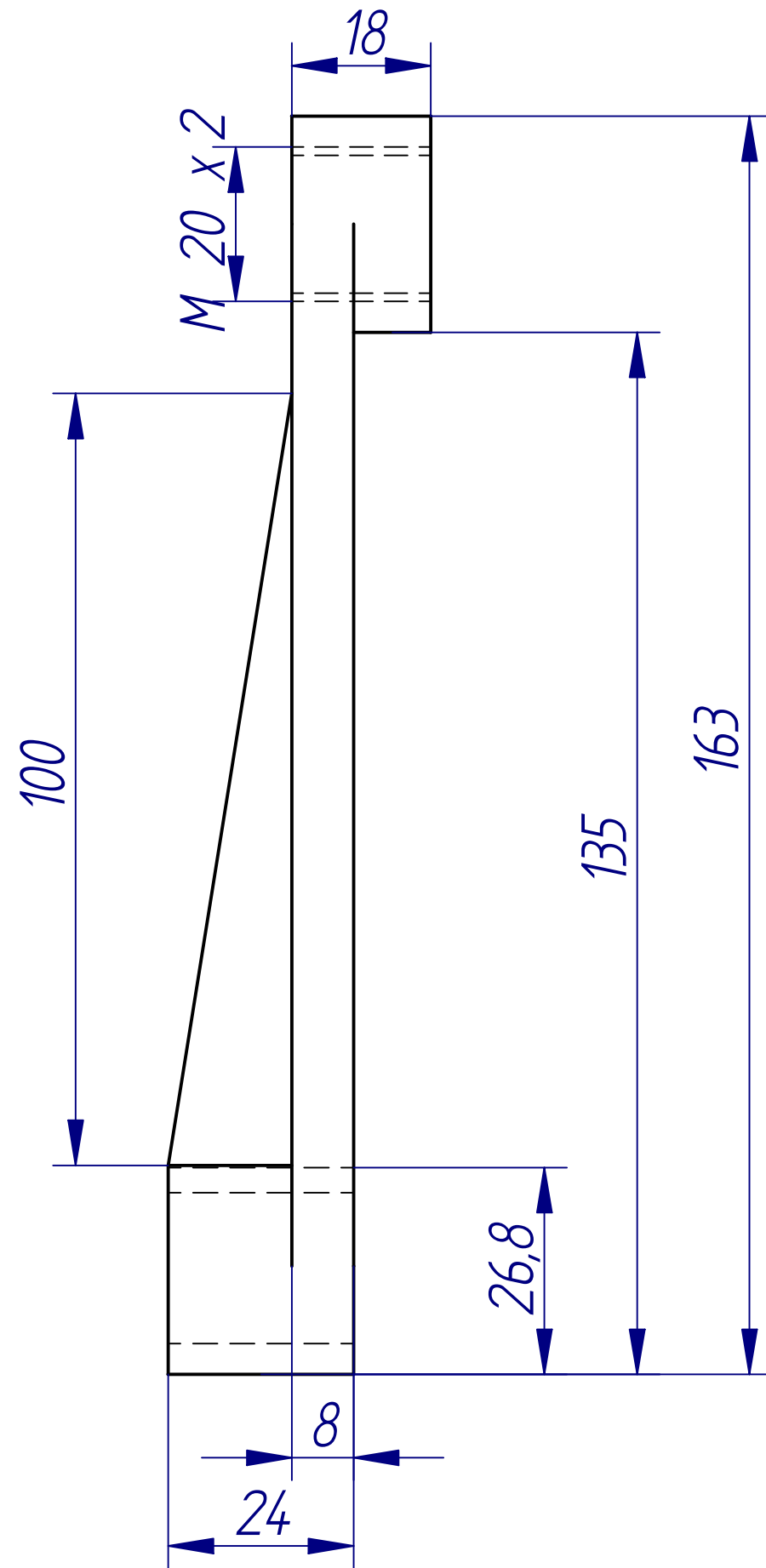
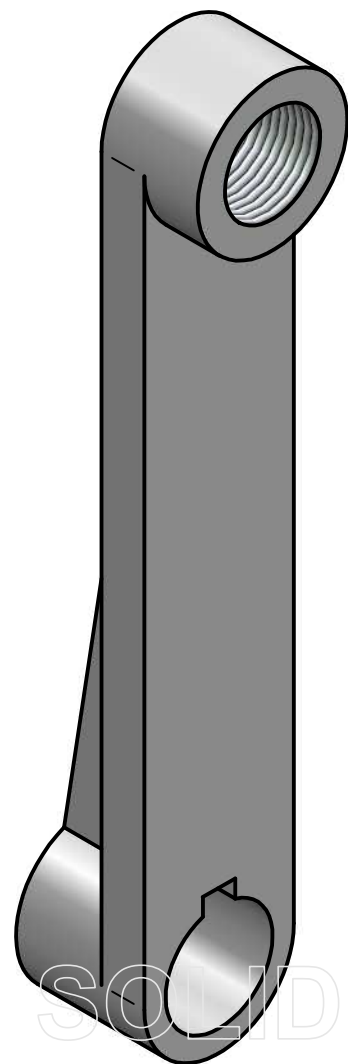
Nombre		<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado		SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado		Título	
A.E.U.		Eje superior	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		A3	Plano 5
		Archivo: Eje_superior2.dft	
Escala		1:1	Hoja 1 de 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY DETALLE B



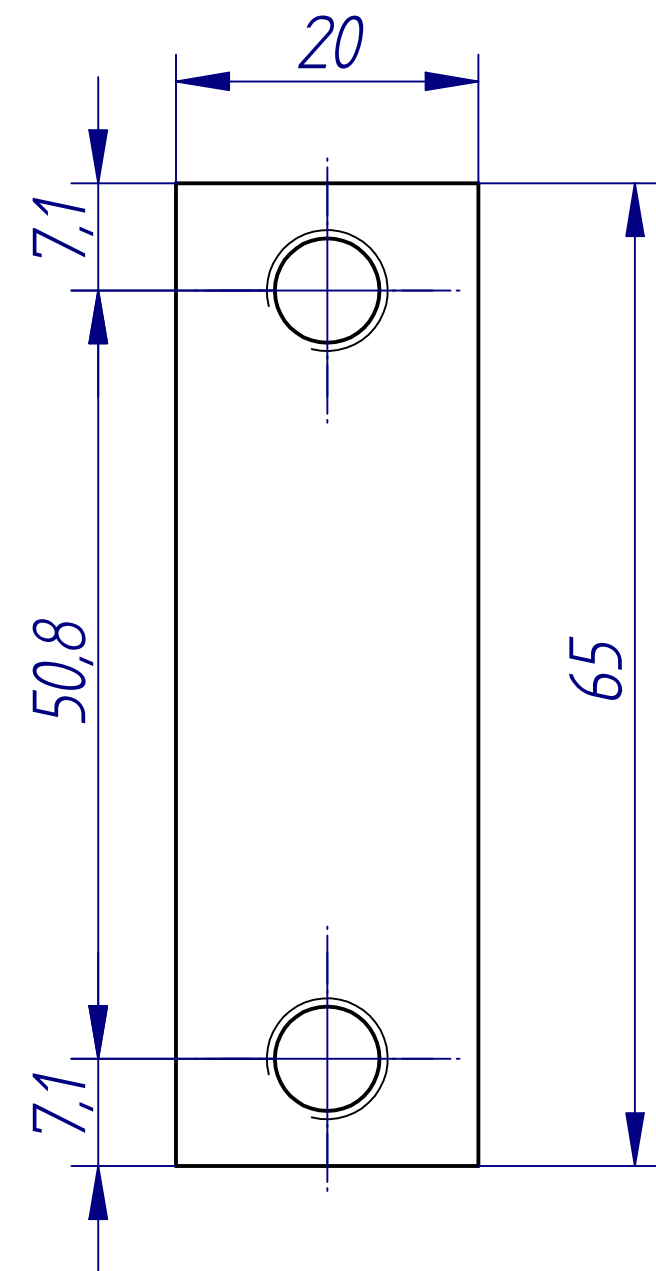
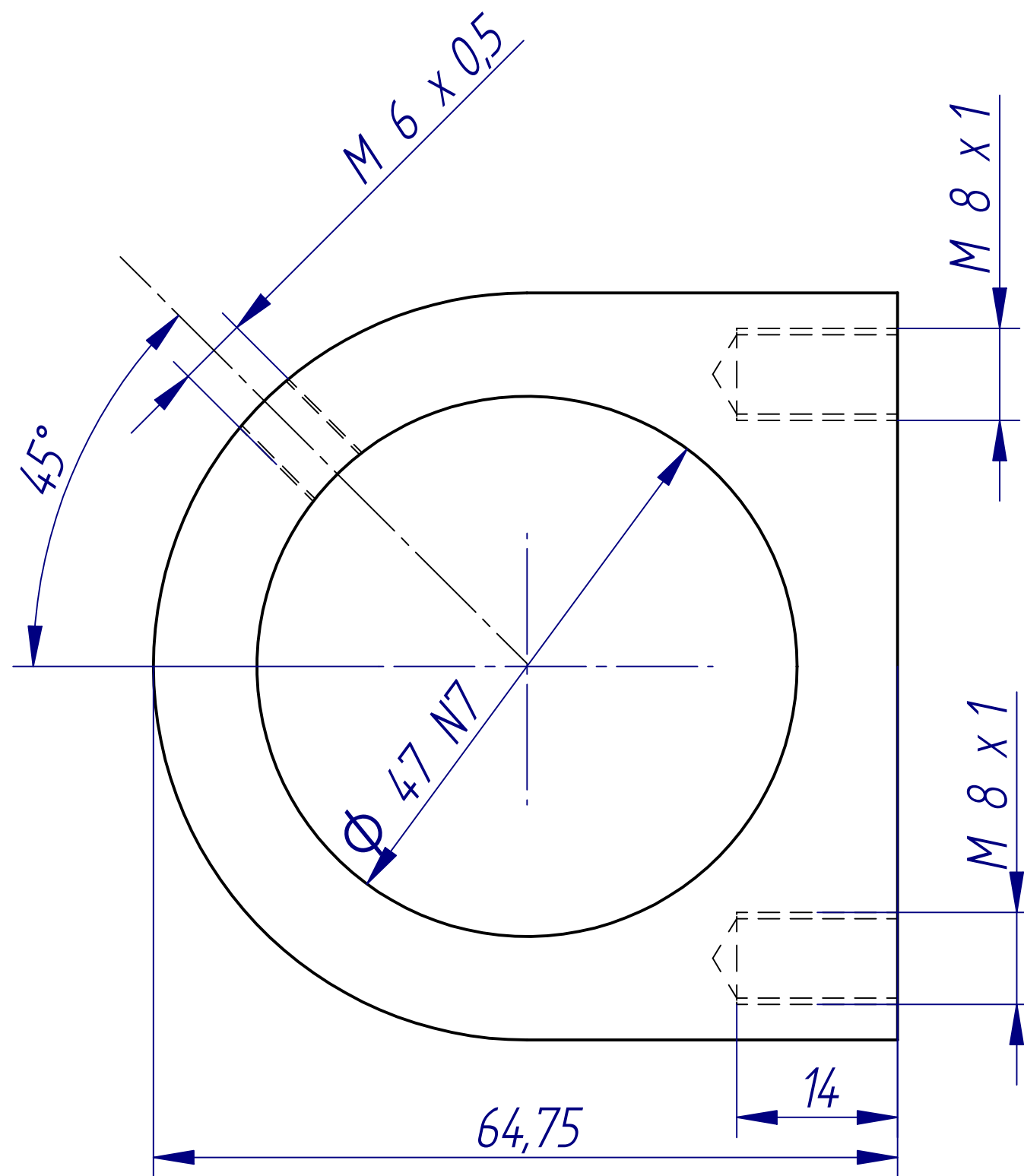
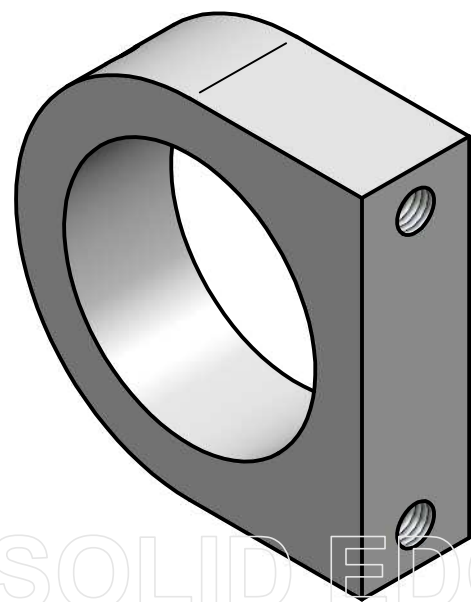
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título Manilla de manivela	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		A3	Plano 6
		Archivo: manivela.dft	
		Escala	2:1 Hoja 1 de 1



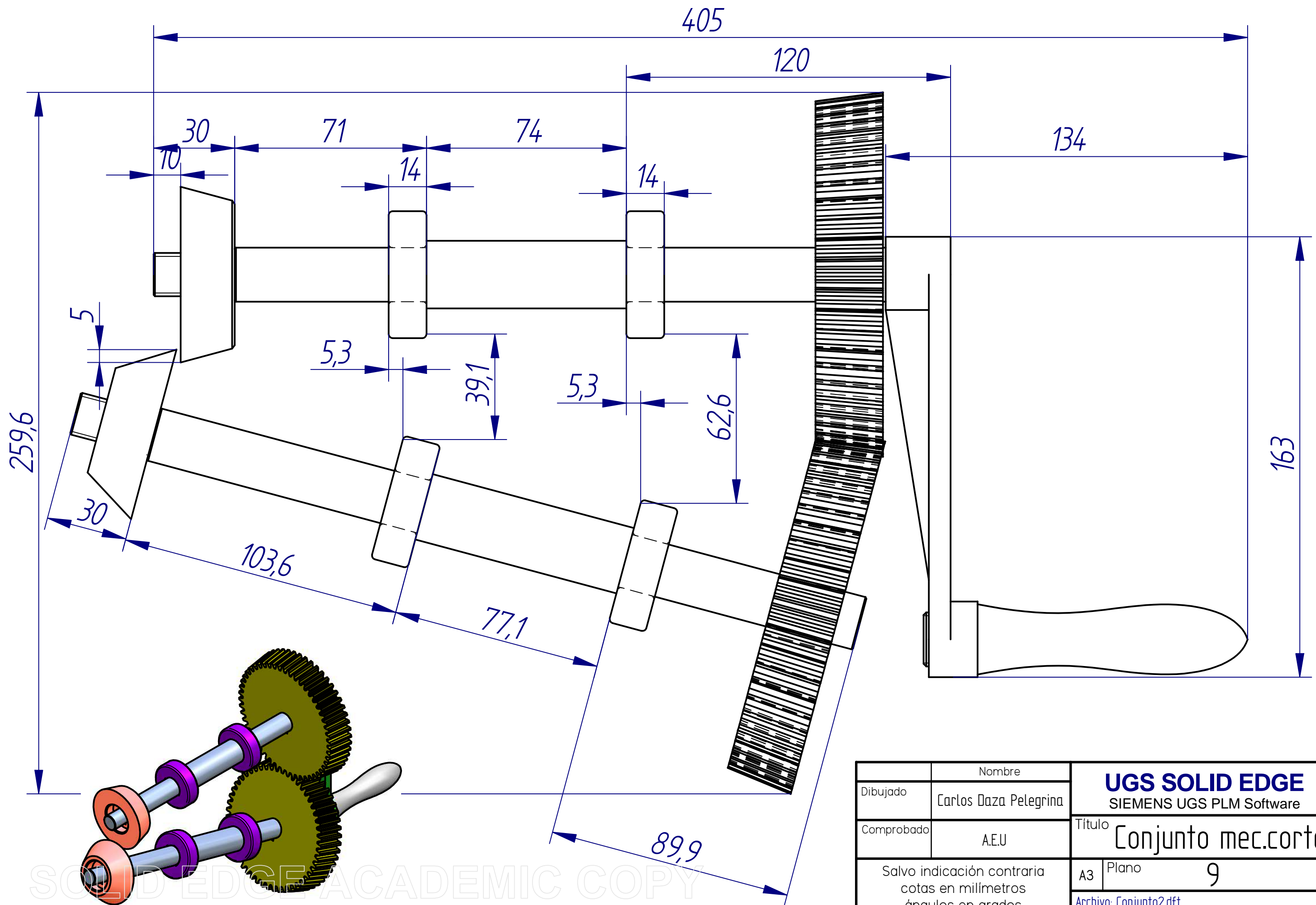
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U	Título Palanca de manivela	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		A3	Plano 7
		Archivo: manivela2.dft	
		Escala	1,2:1 Hoja 1 de 1



	Nombre	<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado	Carlos Daza Pelegrina	SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado	A.E.U.	Título	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		Soporte rodamiento	
		A3	Plano 8
		Archivo: SoporteRodamiento.dft	
Escala	2:1	Hoja 1 de 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



Nombre		<b>UGS SOLID EDGE</b>	
Dibujado		SIEMENS UGS PLM Software	
Comprobado		Título	
A.E.U		Conjunto mec.corte	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0,5 y ±1°		A3	Plano 9
		Archivo: Conjunto2.dft	
Escala		1:1,25	Hoja 1 de 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY