



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

-MEMORIA-

Título:

**Diseño y cálculo de una cizalla mecánica para
cortar ferralla hasta diámetro 12mm**

Title:

**Desing and calculation of mechanical shear to
cut 12mm diameter rebar**

Autor

Daniel Sena García

Director

Javier Oscar Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2018



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Daniel Sena García

con nº de DNI 25478651-X en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)

Diseño y cálculo de una cizalla mecánica para cortar ferralla hasta diámetro 12mm.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 6 de junio de 2018

Fdo: Daniel Sena García



RESUMEN DEL TRABAJO PROPUESTO:

- **OBJETIVOS Y PROBLEMAS ABORDADOS:**

El objetivo de este TFG es el análisis, diseño, cálculo y selección de los componentes que conforman una cizalla de ferralla de accionamiento mecánico a través de un sistema biela-manivela accionado por un motor eléctrico. En primer lugar se calculará la fuerza de corte necesaria y con este dato se irán calculando y dimensionando el resto de elementos hasta llegar a la potencia necesaria para el motor.

- **METODOLOGÍA (enfoque y herramientas):**

A partir de la fuerza de corte necesaria se plantearán los DSL de los componentes y se determinarán las fuerzas de enlace y acciones exteriores sobre los diversos componentes que conforman la cizalla. Seguidamente se determinarán los diagramas de esfuerzos y se analizarán las secciones más desfavorables para su dimensionamiento. Se definirá también la cadena cinemática y el accionamiento necesario. Finalmente se realizará el modelado 3D mediante SolidWORKS y se emplearán las herramientas de análisis para validar el diseño.

- **CRONOGRAMA (fases del trabajo a realizar):**

- 1.- Recabar información sobre tipos y prestaciones de diversos tipos de cizalla.
- 2.- Determinación de fuerza de corte, predimensionamiento, DSL y determinación de acciones
- 3.- Determinación de diagramas de esfuerzos y dimensionamiento. Realización de proceso de rediseño de componentes si es necesario.
- 4.- Definición de cadena cinemática y prestaciones necesarias del accionamiento. Selección de componentes.
- 5.- Modelado y análisis con SolidWORKS.
- 6.- Redacción de la memoria del TFG



AGRADECIMIENTOS:

Agradecer a Javier Abab Blasco, como director del TFG, toda la atención y ayuda prestada por su parte, sin ella me hubiera sido muy difícil poder concluir con éxito esta última etapa de la carrera.

Agradecer a todos esos compañeros con los que he tenido placer de compartir clases, prácticas, exámenes, horas de biblioteca y algunos otros momentos fuera de la universidad, a todos ellos muchas gracias por la ayuda que me habéis prestado en todo momento.

Agradecer a esos amigos con los que he dejado de pasar tiempo con ellos por estudiar y aun así han seguido preocupándose por cómo me va todo y animándome a seguir adelante y terminar de estudiar.

Agradecer a mi familia, sobre todo mis padres y hermano, que han estado siempre pendiente de ver cómo podían ayudarme y/o apoyarme siempre, en los estudios y en todo lo demás.

Y sobre todo agradecer a la que se convirtió en mi mujer en medio de todo este lio, ella ha sido la que más ha sufrido todo esto, la que siempre me ha animado a seguir adelante, la que siempre cargaba con el peso de la casa cuando yo estaba fuera, la que siempre tenía una sonrisa para animarme en las épocas más duras y la que en ningún momento puso una mala cara cuando no podía ayudarle, muchas gracias Ana.



INDICE

1. DESCRIPCIÓN DE CIZALLA:	6
1.1. TIPOS DE CIZALLAS SEGÚN SU ACCIONAMIENTO:	7
1.1.1. Cizallas de accionamiento manual:	7
1.1.2. Cizallas de accionamiento hidráulico:	8
1.1.3. Cizallas de accionamiento electromecánico:	9
1.2. TIPOS DE CIZALLAS SEGÚN SU MORFOLOGÍA:	10
1.2.1. Cizalla de cuchillas móviles (tipo tijeras):	10
1.2.2. Cizalla de guillotina:	10
1.2.3. Cizalla de rodillos:	11
2. DISEÑO CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES:	12
2.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR:	14
2.2. CÁLCULO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS MECÁNICOS QUE COMPONEN LA CIZALLA:	18
2.2.1. Cálculo del diámetro del pasador que une la biela y la cuchilla móvil:	18
2.2.2. Cálculo del espesor de la biela y la cuchilla móvil por aplastamiento en el extremo del pasador:	21
2.2.3. Análisis de la cuchilla móvil:	23
2.2.4. Selección de casquillos:	33
2.2.5. Selección del rodamiento de la biela:	39
2.2.6. Análisis de la biela:	40
2.2.7. Análisis del eje excéntrico:	44
2.2.8. Selección de los rodamientos de apoyo del eje excéntrico:	59
2.2.9. Cálculo de la longitud de la chaveta que une la salida de la reductora y el eje excéntrico:	62
2.3. RESUMEN DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS:	69
3. MONTAJE:	70
4. MODELIZACIÓN CON SOLIDWORKS:	74
4.1. MODELIZACIÓN DE LA CUCHILLA MÓVIL:	74
4.2. MODELIZACIÓN DEL EJE EXCÉNTRICO:	80
5. BIBLIOGRAFÍA:	84



1. DESCRIPCIÓN DE CIZALLA:

Según el diccionario de la Real Academia Española (RAE) una cizalla es un instrumento a modo de tijeras grandes, con el cual se cortan en frío las planchas de metal. En algunos modelos, una de las hojas es fija.

Aunque existen cizallas para múltiples funciones como por ejemplo jardinería, papelería, y muchas más áreas, en este caso vamos a centrarnos en las que se usan en un entorno más industrial y para cortar acero principalmente.

Tal y como dice la definición de la RAE una cizalla funciona de forma muy similar a una tijera. Los filos de ambas cuchillas de la cizalla se enfrentan presionando sobre la superficie a cortar hasta que vencen la resistencia de la superficie a la tracción rompiéndola y separándola en dos. El borde cortado por cizallamiento se presenta irregular. La presión necesaria para realizar el corte se obtiene ejerciendo palanca entre un brazo fijo que generalmente se coloca en la parte inferior y otro que es el encargado de subir y bajar ejerciendo la presión. En las cizallas manuales este movimiento de ascenso y descenso se realiza por medio de una persona, también existen las cizallas automatizadas, en las que dicho movimiento se ejerce a través de la fuerza realizada por un motor eléctrico u otro dispositivo accionado de forma automática.

En la siguiente imagen se van a enumerar las partes principales de las que está compuesta una cizalla tipo guillotina, es una cizalla simple pero en la que se pueden apreciar fácilmente todas estas partes

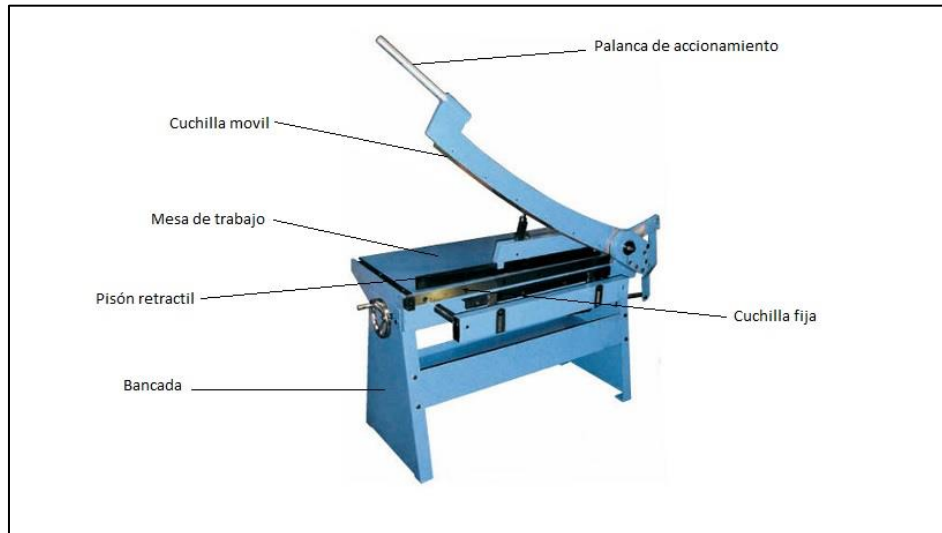


Fig. 1: Partes principales de una cizalla

En estos momentos existe una amplia oferta de tipos de cizallas diferentes que pueden clasificarse en función de la forma de accionamiento y en función a su morfología principalmente.

1.1. TIPOS DE CIZALLAS SEGÚN SU ACCIONAMIENTO:

1.1.1. Cizallas de accionamiento manual:

Este tipo de cizalla, como su propio nombre indica, se acciona de forma manual, es una persona la que ejerciendo fuerza sobre una palanca o bien presionando los dos mangos en las que tienen forma de tijera. Las cizallas con este tipo de accionamiento suelen usarse para cortar materiales que no requieren de una fuerza excesiva o para metales con espesores muy pequeños.



Fig. 2: Cizallas de accionamiento manual

1.1.2. Cizallas de accionamiento hidráulico:

En este caso para el accionamiento se dispone de un grupo hidráulico que es el encargado de generar toda la fuerza necesaria para realizar el corte, este grupo hidráulico necesita de unos cilindros para realizar el movimiento de subida y bajada de la cuchilla móvil en las cizallas industriales y el de apertura y cierre en las cizallas de rescate. Son capaces de realizar cortes en piezas de dimensiones muy considerables. Existen muchos tipos de cizallas hidráulicas aunque las dos más comunes y/o conocidas son las que se utilizan para cortar chapa en la industria del metal y las que los bomberos utilizan en los rescates.



Fig. 3: Cizalla hidráulica de rescate



Fig. 4: Cizalla tipo guillotina de accionamiento hidráulico

1.1.3. Cizallas de accionamiento electromecánico:

Las cizallas de accionamiento electromecánico utilizan un motor eléctrico acoplado a una reductora para realizar el movimiento de la cuchilla, al igual que en el caso anterior también son capaces de realizar cortes en piezas de gran tamaño. Este tipo de cizalla al igual que el mencionado en el apartado anterior pueden ser fijos o portátiles como el que se muestra en la siguiente figura:

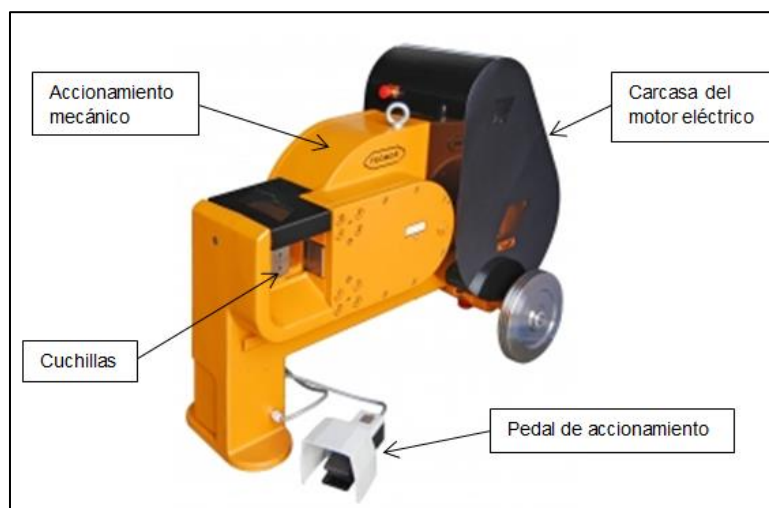


Fig. 5: Cizalla electromecánica portátil para corte de ferralla

1.2. TIPOS DE CIZALLAS SEGÚN SU MORFOLOGÍA:

1.2.1. Cizalla de cuchillas móviles (tipo tijeras):

Son generalmente de accionamiento manual y para cortar chapa metálica fina. El corte se realiza ejerciendo presión con la mano sobre las dos palancas móviles.



Fig. 6: Cizalla manual

1.2.2. Cizalla de guillotina:

Puede tener cualquier tipo de accionamiento, por norma general tienen una cuchilla recta sujeta a la bancada y una cuchilla móvil que realiza un movimiento descendente. La cuchilla móvil posee cierto ángulo para que la fuerza a realizar progresiva y menor, si la cuchilla móvil fuera recta necesitaría ejercer toda la fuerza de corte a la vez. Las cuchillas de este tipo de cizalla pueden llegar a tener más de tres metros de longitud.



Fig. 7: Cizalla de guillotina

1.2.3. Cizalla de rodillos:

La cizalla de rodillos posee un bastidor en el que hay dos ejes paralelos, cada uno de ellos tiene un soporte para las cuchillas rodantes, estas se pueden separar entre si según el espesor de la chapa a cortar.

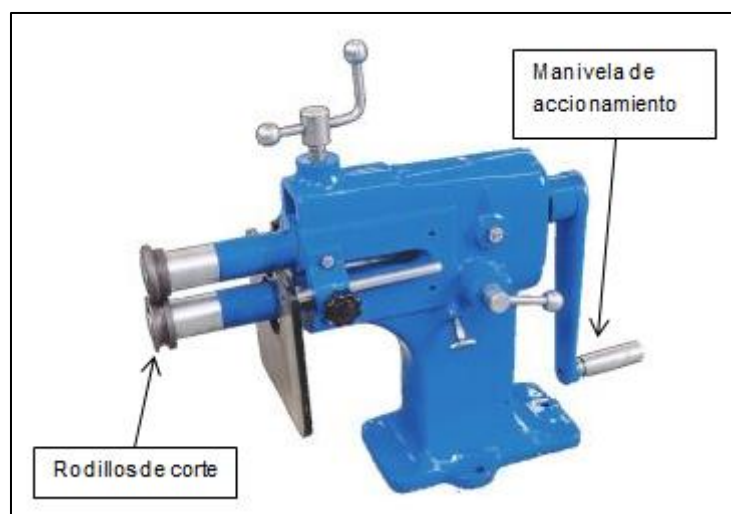


Fig. 8: Cizalla manual de guillotina

2. DISEÑO CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES:

El tipo de cizalla que se va a estudiar en este Trabajo Fin de Grado es una cizalla que suele utilizarse en una maquina estribadora. Una estribadora es una máquina que se utiliza para doblar ferralla con la forma deseada y posteriormente cortarla utilizando una cizalla que puede ser de accionamiento hidráulico o electromecánico.

En este caso será una cizalla de accionamiento electromecánico, consistirá en un motorreductor que será el encargado de mover un eje con salida excéntrica al que va unida una biela. Esta biela será la encargada de transformar el movimiento circular del eje excéntrico en un movimiento lineal. En el otro extremo de la biela, y unida mediante un pasador, está amarrada la cuchilla móvil que será la encargada de realizar el corte al ejercer fuerza contra la cuchilla fija.

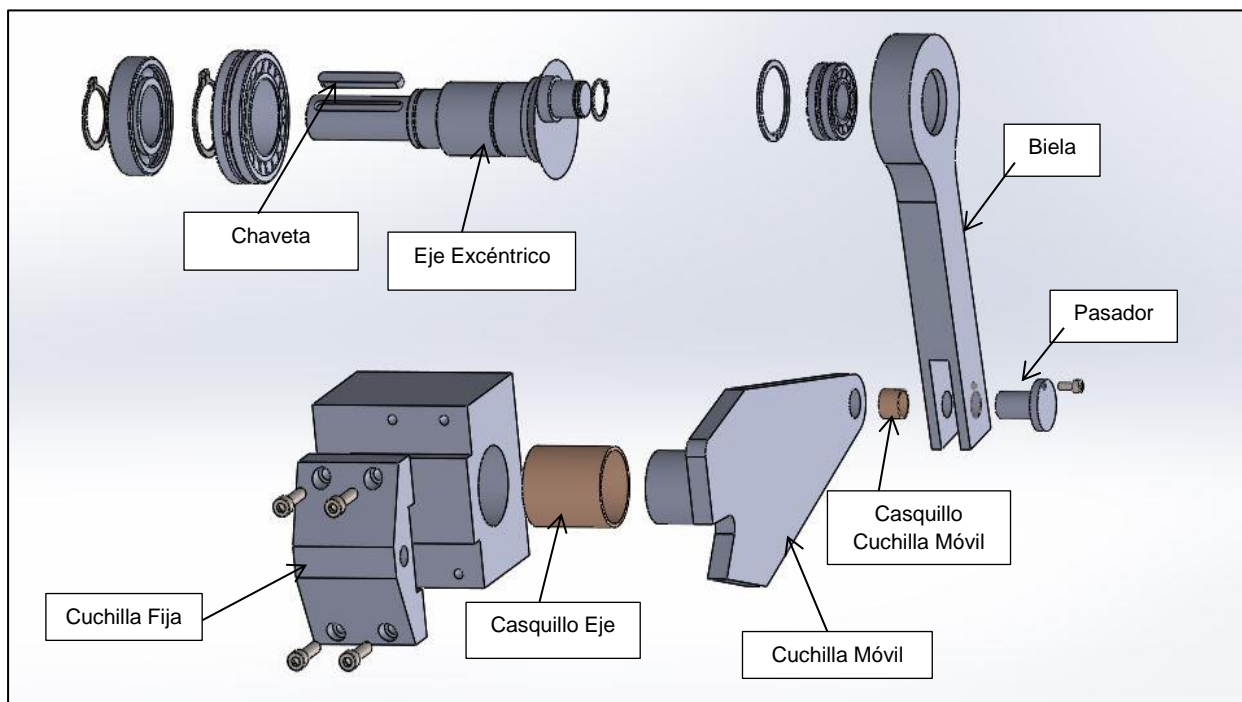


Fig. 9: Diseño de la cizalla a estudiar



En la Fig. 9 se puede observar el diseño de la cizalla que se estudiará a lo largo de este Trabajo Fin de Grado. En el apartado donde se hablará del montaje se podrá ver una imagen en la que aparecerá este mismo conjunto explosionado, en dicha explosión estarán visibles y nombradas todas las piezas que formarán parte del conjunto denominado “Cizalla”.

Los datos de partida para el cálculo de los diferentes elementos serán los siguientes:

- Para la cuchilla móvil, la biela y el pasador se utilizará acero E295:

- $\sigma_F = 285\text{Mpa}$ (Limite elástico para espesores de entre 16 y 40mm)
- $\sigma_r = 470\text{Mpa}$ (Tensión de rotura a tracción para espesores de entre 3 y 100mm)

- Para el eje excéntrico de la salida de la reductora se utilizará acero 1.7033:

- $\sigma_F = 460\text{Mpa}$ (Limite elástico para diámetros de entre 40 y 100mm)
- $\sigma_r = 700\text{Mpa}$ (Tensión de rotura a tracción para diámetros de entre 40 y 100 mm)

- Para los cálculos de selección del motorreductor se tendrán algunas limitaciones como las que se exponen a continuación:

- Realización de 1 corte por segundo aproximadamente.
- Diámetro máximo de ferralla a cortar de 12mm.

$$A=113,1\text{mm}^2$$

- Tipo de ferralla: B 500 SD

$$\sigma_F = 500\text{Mpa} \text{ (Limite elástico)}$$

$$\sigma_r = 575\text{Mpa} \text{ (Resistencia a la tracción)}$$



2.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR:

Para seleccionar el motorreductor apropiado para este fin se partirá de la fuerza necesaria para realizar el corte de la varilla de ferralla de 12mm de diámetro como máximo. Tras obtener este dato se irán calculando las diferentes fuerzas necesarias en cada elemento de la cadena hasta llegar al eje excéntrico, en este habrá que calcular el par de salida de la reductora y por ultimo llegar hasta la potencia del motor necesario para realizar el trabajo.

Para calcular la fuerza de corte a cizalladura " F_c ", se utilizara la siguiente formula:

$$\tau = \frac{F_c}{A} \quad (\text{Ec. 1})$$

- Donde:
- τ \longrightarrow es el coeficiente de rotura a cortadura.
 - F_c \longrightarrow la fuerza necesaria para realizar el corte.
 - A \longrightarrow el área de la sección de la ferralla.

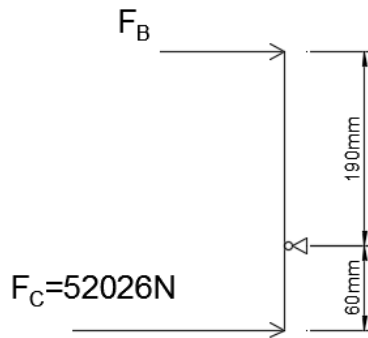
Para obtener el valor del coeficiente de rotura a cortadura se multiplicara el valor de la resistencia a tracción que posee la ferralla por 0,8:

$$\tau = 0,8 * \sigma_r = 0,8 * 575 = 460 \text{MPa}$$

Con esto ya se puede calcular la F_c que se necesita para cortar la barra de ferralla de 12mm y para ello se despeja F_c de la formula (Ec.1), para este cálculo se utiliza el valor máximo de área para el que se va a calcular la cizalla, en este caso será $113,1 \text{mm}^2$.

$$F_c = \tau * A = 460 * 113,1 = 52026 \text{N}$$

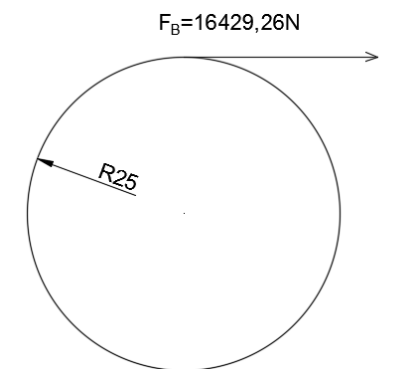
Con esta fuerza de corte y mediante la ecuación de equilibrio de momentos se calcula la fuerza que debe realizar la manivela sobre la biela en el extremo opuesto al que se encuentra la cuchilla.



$$F_B \cdot 190 = F_C \cdot 60$$

$$F_B = \frac{F_C \cdot l}{L} = \frac{52026 \cdot 60}{190} = \mathbf{16429.26N}$$

Utilizando estos datos se procede a calcular el par que se necesita a la salida de la reductora, teniendo en cuenta que el eje que se acopla en la salida de la reductora posee una excentricidad de 25mm de radio, esta excentricidad es la que utiliza la manivela para transformar el movimiento rotatorio en el movimiento lineal que transmite a la biela para que esta pueda realizar el corte



$$M_R = F_B \cdot r = 16429,26 \cdot 0,025 = \mathbf{410,725Nm}$$

Con este resultado y teniendo en cuenta que se quiere realizar aproximadamente un corte por segundo se va a seleccionar un motorreductor que cumpla con las siguientes características:

- Velocidad a la salida de la reductora: $\omega_R = \mathbf{60rpm}$
- Par de salida de la reductora: $M_R = \mathbf{410,725Nm}$

Se introducen estas dos variables en el catálogo de motorreductores de *Martinena sl* y de entre todas las posibilidades que se ofrecen se decide seleccionar el motorreductor AR60/2, ya que es uno de los que más se aproxima a las necesidades que se tienen:



ir	$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$				$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$			
	n_2	T_{2M}	P	RD	n_2	T_{2M}	P	RD	n_2	T_{2M}	P	RD	n_2	T_{2M}	P	RD
	min^{-1}	Nm	kW	%	min^{-1}	Nm	kW	%	min^{-1}	Nm	kW	%	min^{-1}	Nm	kW	%
1.3	2133	130	29.9	97	1067	130	15.0	97	686	130	9.6	97	381	130	5.3	97
1.6	1704	140	25.8	97	852	140	12.9	97	548	140	8.3	97	304	140	4.6	97
1.8	1517	145	23.7	97	758	145	11.9	97	488	145	7.6	97	271	145	4.2	97
2.1	1344	160	23.2	97	672	160	11.6	97	432	160	7.5	97	240	160	4.1	97
2.4	1185	170	21.7	97	592	170	10.9	97	381	170	7.0	97	212	170	3.9	97
2.7	1037	170	19.0	97	519	170	9.5	97	333	170	6.1	97	185	170	3.4	97
2.9	967	170	17.8	97	484	170	8.9	97	311	170	5.7	97	173	170	3.2	97
3.4	835	170	15.3	97	418	170	7.7	97	268	170	4.9	97	149	170	2.7	97
3.6	772	170	14.2	97	386	170	7.1	97	248	170	4.6	97	138	170	2.5	97
4.7	597	170	11.0	97	298	170	5.5	97	192	170	3.5	97	107	170	2.0	97
5.2	542	158	9.2	97	271	164	4.8	97	174	164	3.1	97	97	164	1.7	97
5.9	473	142	7.2	97	236	146	3.7	97	152	155	2.5	97	84	160	1.5	97
6.8	410	125	5.5	97	205	125	2.8	97	132	132	1.9	97	73	142	1.1	97
AR 60/2																
2.6	1061	213	25	95	530	253	14.8	95	341	283	10.6	95	189	389	8.1	95
3.7	763	223	18.8	95	381	265	11.1	95	245	296	8.0	95	136	407	6.1	95
4.3	657	239	17.3	95	329	285	10.3	95	211	318	7.4	95	117	410	5.3	95
4.6	609	253	17.0	95	304	301	10.1	95	196	336	7.2	95	109	410	4.9	95
6.6	427	265	12.5	95	213	315	7.4	95	137	352	5.3	95	76	410	3.4	95
7.5	372	275	11.3	95	186	327	6.7	95	120	366	4.8	95	66	410	3.0	95
7.9	355	285	11.1	95	177	338	6.6	95	114	378	4.8	95	63	410	2.9	95
8.9	315	293	10.2	95	157	349	6.1	95	101	389	4.3	95	56	410	2.5	95
10.1	279	301	9.2	95	139	359	5.5	95	90	400	3.9	95	50	410	2.2	95
11.3	247	308	8.4	95	123	367	5.0	95	79	409	3.6	95	44	410	2.0	95
12.4	226	315	7.9	95	113	375	4.7	95	73	418	3.4	95	40	450	2.0	95
14.3	195	327	7.0	95	98	389	4.2	95	63	435	3.0	95	35	450	1.7	95
15.5	181	338	6.7	95	90	402	4.0	95	58	449	2.9	95	32	450	1.6	95
18.3	153	318	5.4	95	77	378	3.2	95	49	410	2.2	95	27	410	1.2	95
19.7	142	326	5.1	95	71	388	3.0	95	46	410	2.1	95	25	410	1.1	95
22.1	127	367	5.1	95	63	436	3.0	95	41	450	2.0	95	23	450	1.1	95
25.3	111	378	4.6	95	55	450	2.7	95	36	450	1.8	95	20	450	0.98	95
28.1	100	345	3.8	95	50	410	2.2	95	32	410	1.4	95	18	410	0.80	95
32.3	87	345	3.3	95	43	410	2.0	95	28	410	1.3	95	16	410	0.70	95

Fig. 10: Catalogo de motorreductores

El motorreductor seleccionado ha sido el modelo: **AR 60/2 de 22,1 de relación de transmisión, con motor de 3KW y 1400rpm.**

Los datos principales son los que se han marcado en rojo y se muestran en siguiente tabla:



Potencia	3KW
Par motor	20,73Nm
Par reductora	436Nm
Velocidad de giro del motor	1400rpm
Velocidad de giro de la reductora	63rpm
Relación de transmisión	22,1

Tabla 1

Con los datos obtenidos en el catálogo se puede calcular el par que tiene el motor:

$$M = \frac{M_R}{i} = \frac{436}{22,1} = 19,7Nm$$

Si se tiene en cuenta, que según tablas, el rendimiento de un accionamiento de engranajes es de un 95%, entonces se puede calcular el par real que tiene el motor de forma más exacta:

$$M_M = \frac{M}{\eta} = \frac{19,7}{0,95} = 20,73Nm$$

2.2. CÁLCULO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS MECÁNICOS QUE COMPONEN LA CIZALLA:

2.2.1. Cálculo del diámetro del pasador que une la biela y la cuchilla móvil:

Este pasador será el elemento mecánico que soportara toda la fuerza que la biela transmita hacia la cuchilla móvil, dicho pasador será diseñado con un cabeza para que se introduzca en el alojamiento la distancia correcta, además en la cabeza se dispondrá de un orificio para que el pasador pueda ser atornillado a la biela y no se salga de su posición accidentalmente. Con esto se consigue que el pasador no gire sobre la biela y que ese giro lo absorba la parte de la cuchilla móvil en la que se incluye un casquillo de bronce para evitar desgastes y fricción de hierro contra hierro.

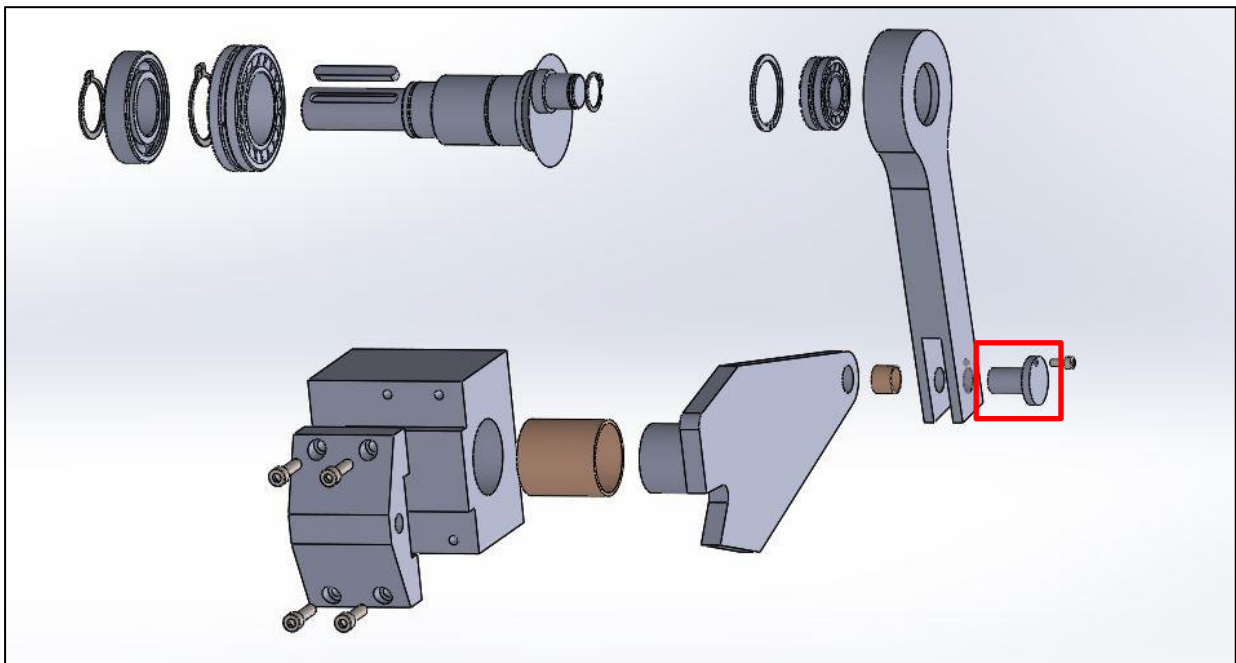


Fig. 11: Imagen de conjunto (Pasador)

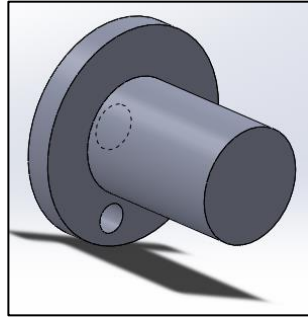


Fig. 12: Pasador con cabeza

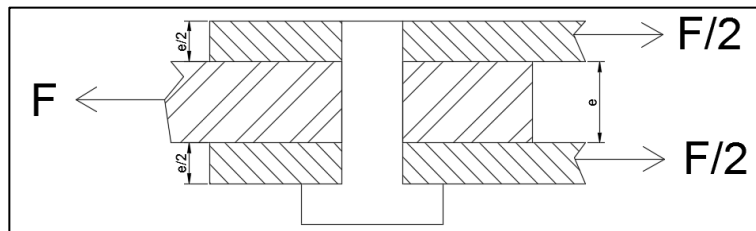


Fig. 13: Pasador a calcular

Cálculo del pasador a doble cortadura con un coeficiente de seguridad de 4 y teniendo en cuenta que el material del pasador es un acero E295 cuya $\sigma_F=285$ MPa, en este caso también se tendrá en cuenta que el área a cortadura será la sección transversal del pasador:

$$\tau_{max} = \frac{F_B/2}{A_{cort}} \quad (Ec. 2)$$

$$CS = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{max,adm}} \quad (Ec. 3)$$

Se despeja $\tau_{max,adm}$ de la Ec.3:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot CS} = \frac{285}{2 \cdot 4} = 35,675 MPa$$

Ahora se igualan la Ec.2 con $\tau_{max,adm}$ y se despeja área a cortadura para después calcular el diámetro mínimo del pasador:

$$\tau_{max,adm} = \tau_{max}$$



Sustituir y despejar el área a cortadura:

$$35,675 = \frac{\frac{16429,26}{2}}{A_{cort}} \Rightarrow A_{cort} = 230,6 \text{ mm}^2$$

Cálculo del radio mínimo del pasador:

$$A_{cort} = \pi \cdot r^2 \Rightarrow r = \sqrt{\frac{230,6}{\pi}} = 8,6 \text{ mm}$$

Si se aproxima a una medida comercial el diámetro mínimo del pasador será el siguiente:

$$d = 2 \cdot r = 2 \cdot 8,6 = 17,2 \text{ mm}$$

$$\boxed{d = 18 \text{ mm}}$$

2.2.2. Cálculo del espesor de la biela y la cuchilla móvil por aplastamiento en el extremo del pasador:

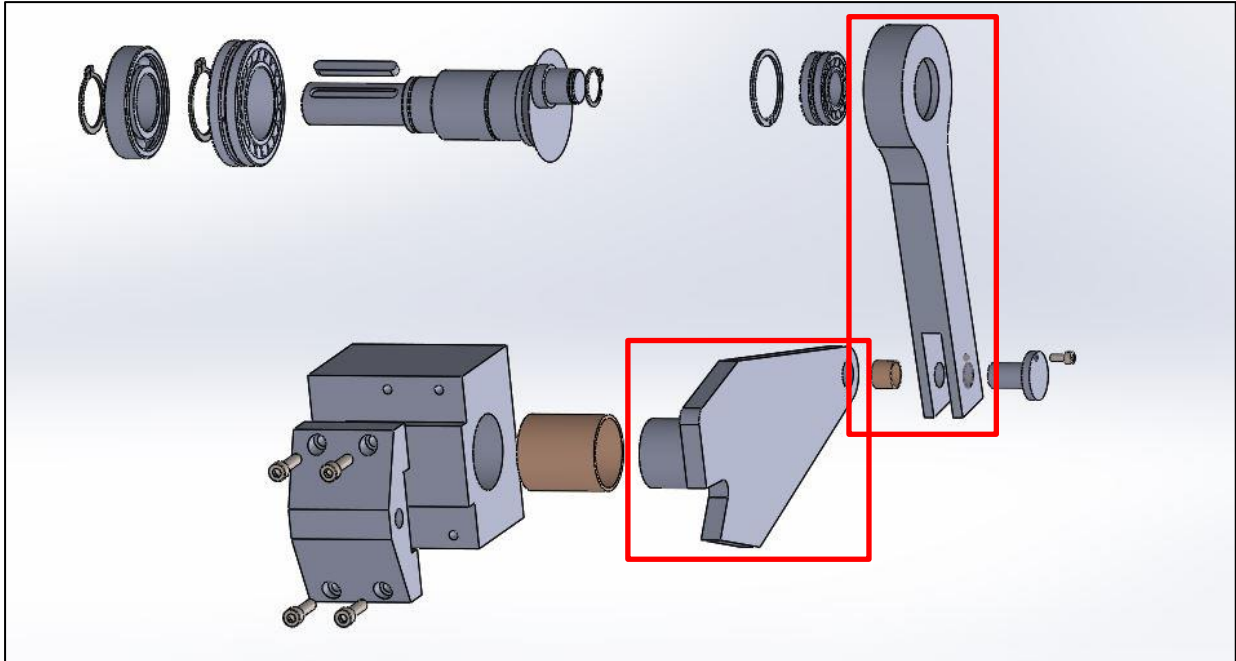


Fig. 14: Imagen de conjunto (Biela y Cuchilla móvil)

Para realizar el cálculo de los espesores de estas piezas se van a utilizar los mismos datos que en el caso anterior, el coeficiente de seguridad será 4 y el acero será E295, pero el área que se utilizara será diferente, en este caso se utilizara el área del corte longitudinal del pasador:

$$\sigma = \frac{F}{A_{aplas}} \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} \quad (\text{Ec. 5})$$

$$CS = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{max,adm}} \quad (\text{Ec. 6})$$

En primer lugar se sustituye la Ec.4 en la Ec.5:



$$\tau_{max} = \frac{F}{2 \cdot A_{aplas}} \quad (Ec. 7)$$

Ahora se despeja y se calcula $\tau_{max,adm}$ de la Ec.6:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot CS} = \frac{285}{2 \cdot 4} = 35,675 MPa$$

Esta $\tau_{max,adm}$ se iguala con la Ec7 y se calcula el área de aplastamiento:

$$\tau_{max,adm} = \frac{F}{2 \cdot A_{aplas}}$$

$$A_{aplas} = \frac{F}{2 \cdot \tau_{max,adm}} = \frac{16429,26}{2 \cdot 35,675} = 230,27 mm^2$$

Por último se calcula el espesor “e” de la cuchilla móvil a través de esta área de aplastamiento recién calculada:

$$A_{aplas} = d \cdot e$$

$$e = \frac{A_{aplas}}{d} = \frac{230,27}{18} = 12,79 mm$$

Al igual que en el caso anterior habrá que ajustar estos datos a medidas más comerciales, así que los espesores quedaran de la siguiente manera:

$$e = 15 mm$$

$$\frac{e}{2} = 7,5 mm$$

Aunque en principio este espesor de 7,5mm no parece muy comercial, hay que tener en cuenta la morfología de la pieza, y que para fabricarla se partirá de una plancha de 30mm de espesor y se fresarán 15mm en la parte central, de esta forma las dos alas laterales de la biela quedarán a la medida de 7,5mm.

2.2.3. Análisis de la cuchilla móvil:

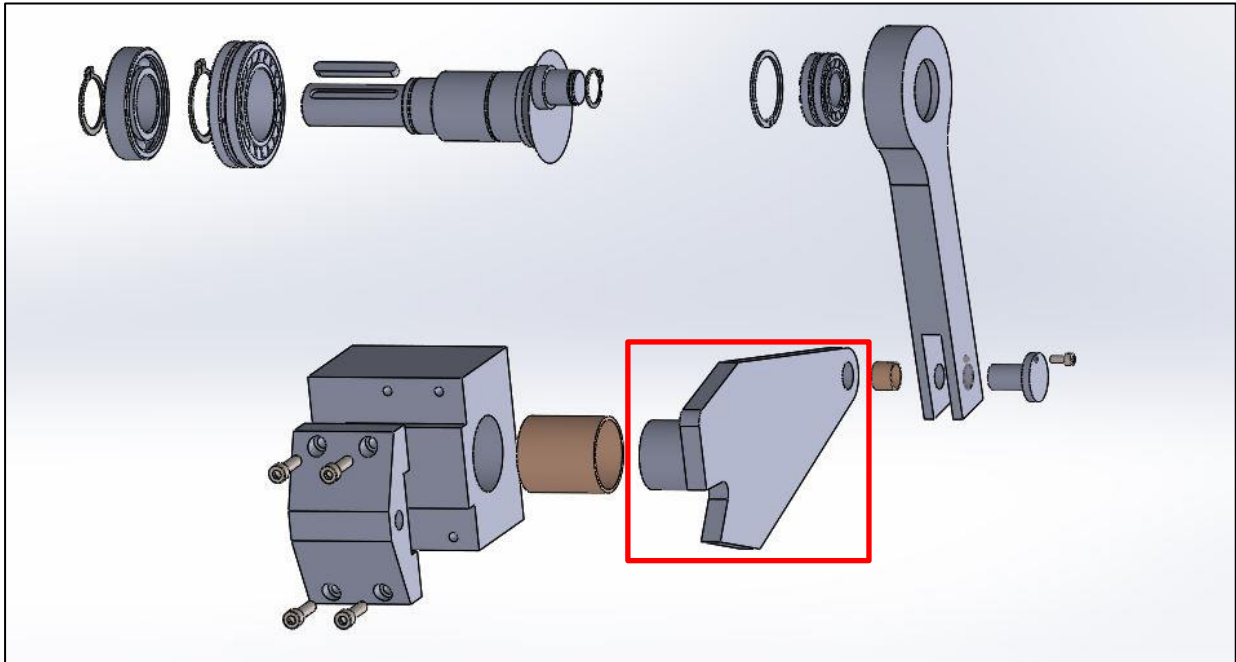


Fig. 15: Imagen de conjunto (Cuchilla móvil)

La cuchilla móvil es la parte de la cizalla encargada de realizar el corte junto con la cuchilla fija, esta pieza realiza el corte al girar sobre un eje que se sitúa un poco desplazado del centro de la pieza, aparte de esto, uno de los extremos está unido a la biela, mediante un pasador, que es la encargada de transmitirle el movimiento y la fuerza para realizar el trabajo. En el otro extremo se encuentra la cuchilla, la cuchilla es una plaquita que se fija mediante un tornillo en un alojamiento diseñado especialmente para tal fin.

Esta pieza del conjunto es una de las más importantes debido a la función que realiza, y la fatiga a la que está expuesta. Al estar en contacto continuamente con las barras de ferralla en cada corte sufrirá mucho en la zona donde realiza el corte, por ello la pieza llevará asociado un tratamiento térmico de endurecimiento.

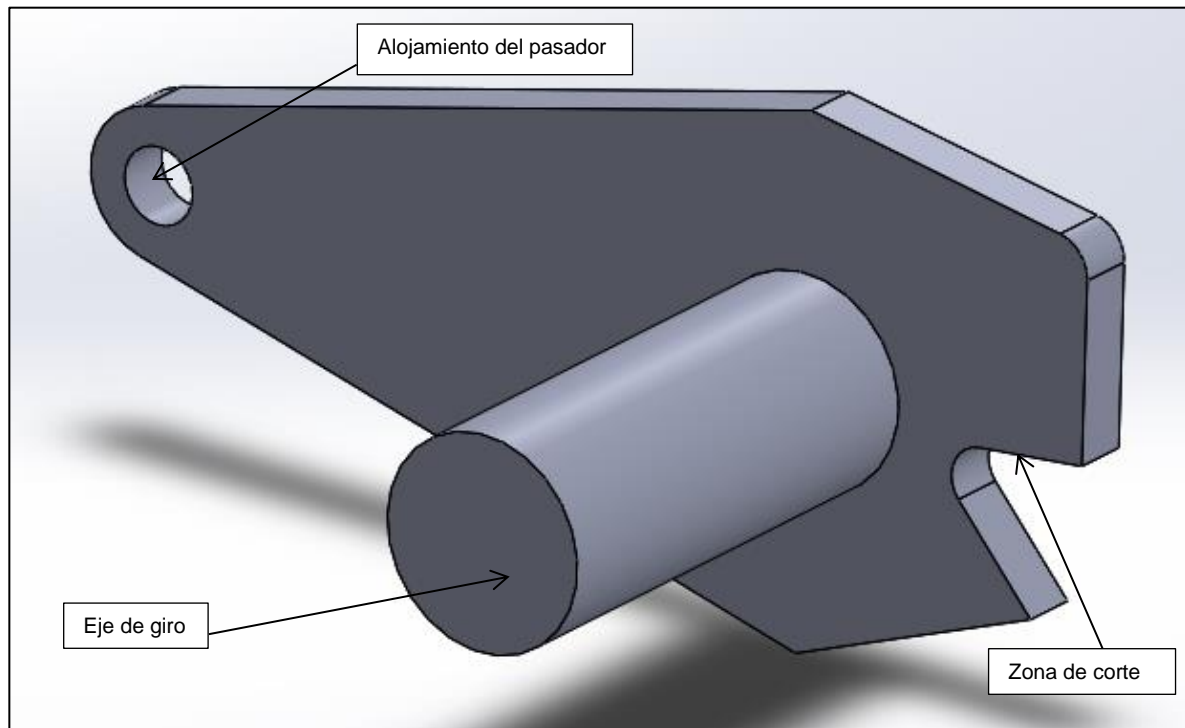


Fig. 16: Cuchilla móvil

Antes de realizar los cálculos pertinentes para obtener las dimensiones de la cuchilla móvil, se va a proceder a dibujar y calcular los diagramas de esfuerzos de los momentos y del cortante, que son los que realmente interesan en el dimensionamiento de esta parte de la máquina.

$$F_c = 52026 \text{ N}$$

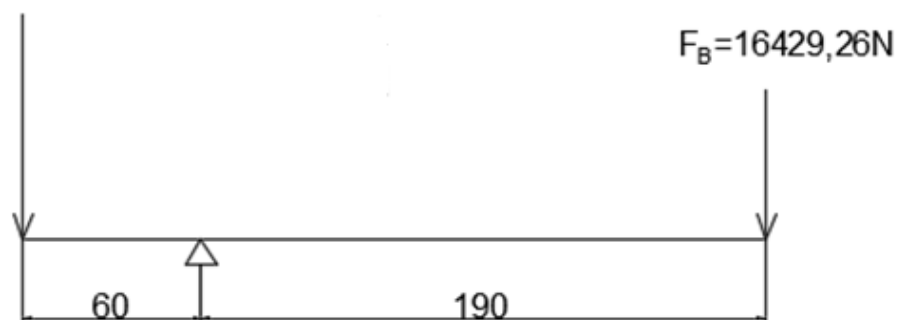
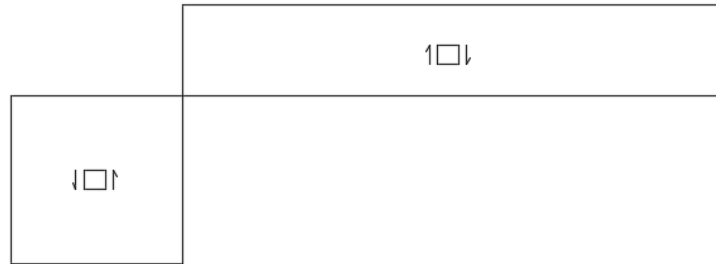


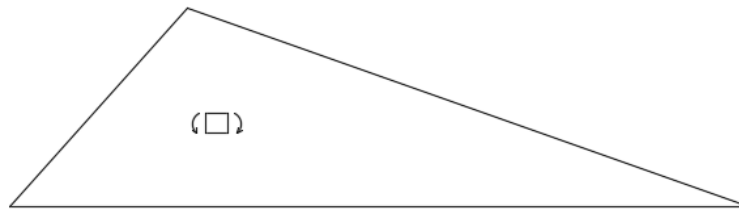


Diagrama de esfuerzos a cortante:



$$V_{\max} = F_C + F_B = 52026\text{N} + 16429,26\text{N} = \mathbf{68455,26\text{N}}$$

Diagrama de esfuerzo de los momentos:



$$M_{\max} = F_C \cdot 0,06 = 52026 \cdot 0,06 = \mathbf{3121,56\text{Nm}}$$

Cálculo de la sección mínima en el punto más desfavorable:

En este caso el punto más desfavorable es donde el momento es máximo, ese punto está situado a 60mm de donde se aplica la fuerza de corte, para realizar estos cálculos se tendrá en cuenta un coeficiente de seguridad de 4, un espesor de la cuchilla de 15mm y además se utilizará acero E295.

$$\tau_{\max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot CS} = \frac{285}{2 \cdot 4} = \mathbf{35,675\text{MPa}} \quad (\text{Ec. 8})$$



$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} \quad (Ec. 9)$$

Se despeja σ_x de la Ec.9:

$$\sigma_x = \tau_{max} \cdot 2 = 35,675 \cdot 2 = \mathbf{71,25MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{M_{max}}{W} \quad (Ec. 10)$$

Se despeja W_z de la Ec.10:

$$W_z = \frac{M_{max}}{\sigma_x} = \frac{3121560Nmm}{71,25MPa} = \mathbf{43811,37mm^3}$$

$$W_z = \frac{I_z}{y} \quad (Ec. 11)$$

Mediante la Ec.11 y teniendo en cuenta que en la fórmula del momento de inercia (I_z) el valor de la base (b) será el espesor que se ha calculado en el apartado 2.2.2. y cuyo valor es 15mm, se procede a calcular el valor mínimo de la altura de la cuchilla móvil en el punto más desfavorable:

$$W_z = \frac{I_z}{y} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (Ec. 12)$$

Finalmente se despeja h de la Ec.12:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot W_z}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 43811,37}{15}} = \mathbf{132.38mm}$$

La dimensión mínima en altura que deberá tener la cuchilla móvil en su punto más crítico sería de 132,38mm, pero se ajustará a una medida más normalizada como es la siguiente:

$$\boxed{h = 140mm}$$

Con los datos del apartado anterior y los de este se obtiene el corte con las dimensiones que se muestran a continuación:

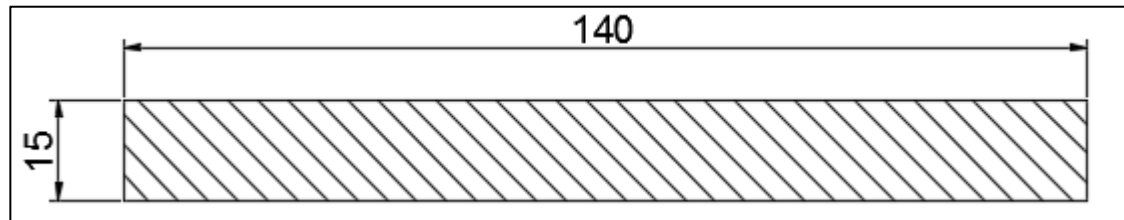


Fig. 17: Sección mínima en el punto de mayor tensión.

Cálculo del diámetro mínimo del eje de giro de la cuchilla móvil:

En el eje de giro de la cuchilla móvil habrá que tener en cuenta el cortante que se generará a la hora de realizar el corte, para realizar estos cálculos se contemplará un coeficiente de seguridad $CS=4$ y que el material que se utilizará para la fabricación de la pieza será acero E295.

Cálculo de la tensión máxima que se generará en dicha sección:

$$\tau_{max} = \frac{V_{max}}{A} = \frac{68455,26N}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{87159,9}{D^2} MPa$$

Cálculo de la tensión máxima admisible para la sección:

$$\tau_{max adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{285}{2 \cdot 4} = 35,625 MPa$$

Ahora se igualarán estas dos tensiones calculadas y se despejará el diámetro:

$$\frac{87159,9}{D^2} = 35,625$$

$$D = \sqrt{\frac{87159,9}{35,625}} = 49.46mm$$

El diámetro mínimo que deberá tener el eje de giro serán 49,46mm, en este eje habrá que colocar un casquillo para evitar la fricción hierro-hierro así que se deberá seleccionar un diámetro con una medida más comercial, el diámetro seleccionado será de 50mm:

$$D = 50mm$$

Comprobación a cortadura de la cuchilla móvil en la zona del pasador:

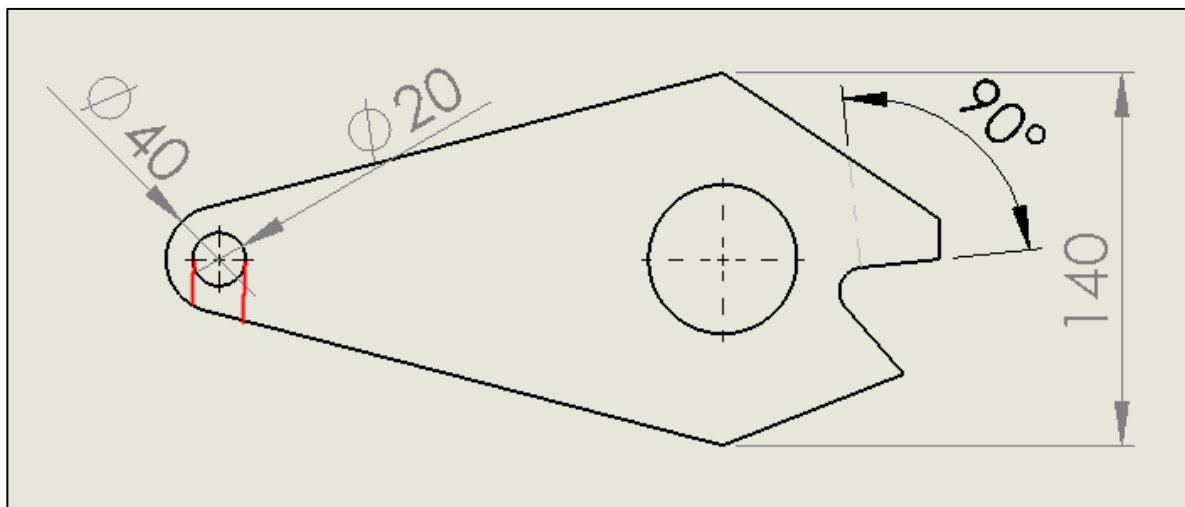


Fig. 18: Sección a calcular cortadura.

En la Fig. 18 se muestra en rojo la parte de la sección que más carga soporta en cada corte que realiza la cuchilla. A la hora de realizar esta pieza se ha tenido en cuenta en la zona del pasador que el diámetro exterior es el doble del diámetro del agujero y con esto se han obtenido las medidas que se observan en la figura anterior, para la realización de estos cálculos también se utilizaran otros datos obtenidos anteriormente como son el espesor de la cuchilla de 15mm y la fuerza que ejerce la biela de 16429,26N.

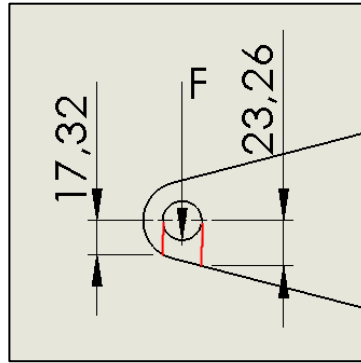


Fig. 19: Sección a calcular.

La tensión máxima que se ejerce sobre dichas secciones será:

$$\tau_{max} = \frac{F_B}{A} \quad (Ec. 13)$$

$$A = 17,32 \cdot 15 + 23,26 \cdot 15 = 608,7 mm^2$$

Se sustituye el A en la Ec. 13:

$$\tau_{max} = \frac{F_B}{A} = \frac{16429,26}{608,7} = 26,99 MPa$$

Calculo de la tensión máxima admisible utilizando un coeficiente de seguridad de 4:

$$\tau_{max adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} \quad (Ec. 14)$$

Con esto ya se puede obtener la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{285}{2 \cdot 4} = 35,625 MPa$$

Comparando la tensión máxima con la tensión máxima admisible se puede ver que cumple de sobra:

$$\tau_{max adm} = 35,625 MPa > \tau_{max} = 26,99 MPa$$

Ahora ya se puede asegurar que la consideración de diseño tenida en cuenta, donde se decía que el diámetro exterior era el doble del diámetro del agujero, es correcta para este caso.

Calculo de la altura de la cuchilla móvil en la zona donde se realiza el corte:

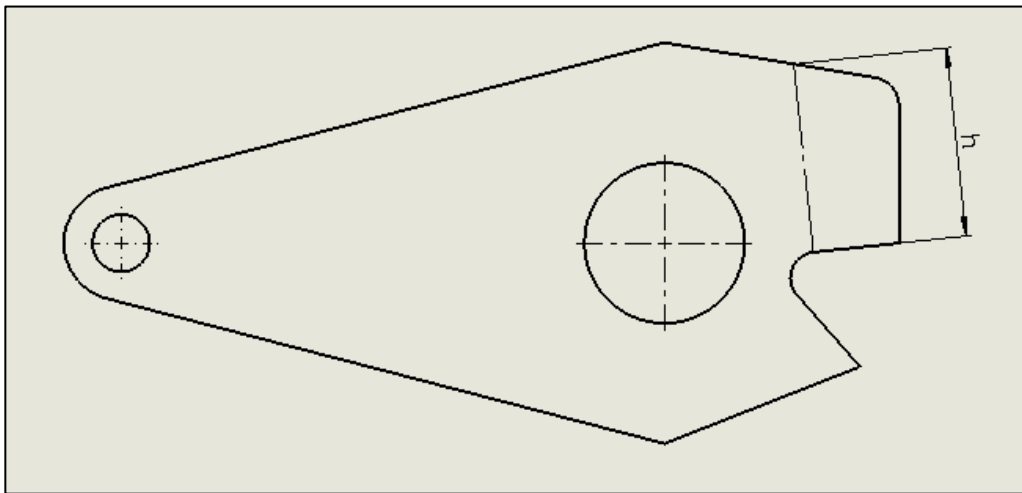


Fig. 20: Sección a comprobar.

En la sección donde se ha marcado “h” en la Fig. 20 es donde calculará la altura mínima.

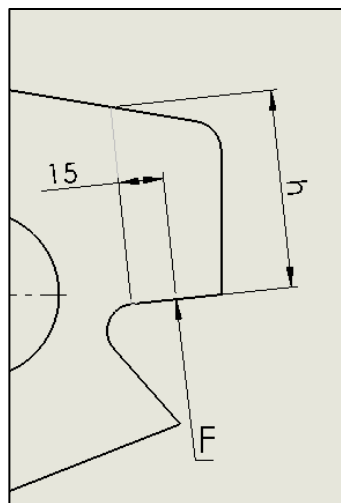
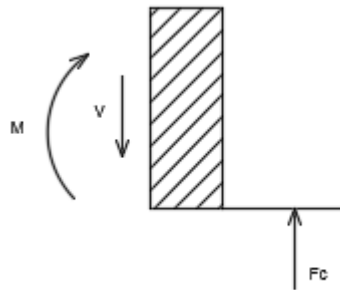


Fig. 21: Sección a comprobar.

Como se puede ver en la Fig.21 la fuerza que afecta a dicha sección se encuentra a 15mm de distancia de dicha sección y generará principalmente unos esfuerzos que serán debidos al momento flector y otros al cortante.



Para el cortante:

$$V = F_c = 52026N$$

Y para el momento flector:

$$M_z = F_c \cdot d = 52026 \cdot 15 = 780390Nmm$$

Ahora podemos ver que los esfuerzos debidos al momento flector son mucho mayores que los generados por cortante, así que teniendo esto en cuenta se procederá a calcular la altura mínima que deberá tener dicha sección para soportar los esfuerzos por momento flector que le produce F_c .

Para realizar los cálculos se tendrá en cuenta que el material de la pieza es acero E295, cuya tensión de fluencia es $\sigma_F=285MPa$ y el coeficiente de seguridad será $CS=4$.

En primer lugar se tendrá que la tensión máxima debido al momento flector se dará en los extremos superior e inferior de la sección y será:

$$\sigma_{xmax} = \frac{M_z}{W_z} \quad (Ec. 15)$$



Por otro lado se tendrá que:

$$CS = \frac{\tau_F}{\tau_{max}} = \frac{\frac{\sigma_F}{2}}{\frac{\sigma_{Xmax}}{2}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Xmax}} = 4 \quad (Ec. 16)$$

Ahora se despejará σ_{Xmax} de la Ec.16 y se sustituirá en la Ec.15 para obtener el valor de W_z :

$$\frac{\sigma_F}{\sigma_{Xmax}} = 4 \rightarrow \sigma_{Xmax} = \frac{\sigma_F}{4} = \frac{285MPa}{4} = 71.25MPa$$

$$\sigma_{Xmax} = \frac{M_z}{W_z} \rightarrow W_z = \frac{M_z}{\sigma_{Xmax}} = \frac{780390}{71,25} = 10952.85mm^3 \quad (Ec. 17)$$

Sabiendo que:

$$W_z = \frac{I_z}{y} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (Ec. 18)$$

Ahora se despejará h de la Ec.18 y se sustituirá el valor de W_z obtenido en la Ec.17:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot W_z}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 10952,85}{15}} = 66,2mm$$

$$\boxed{h = 66,2mm}$$

2.2.4. Selección de casquillos:

Selección del casquillo para el pasador:

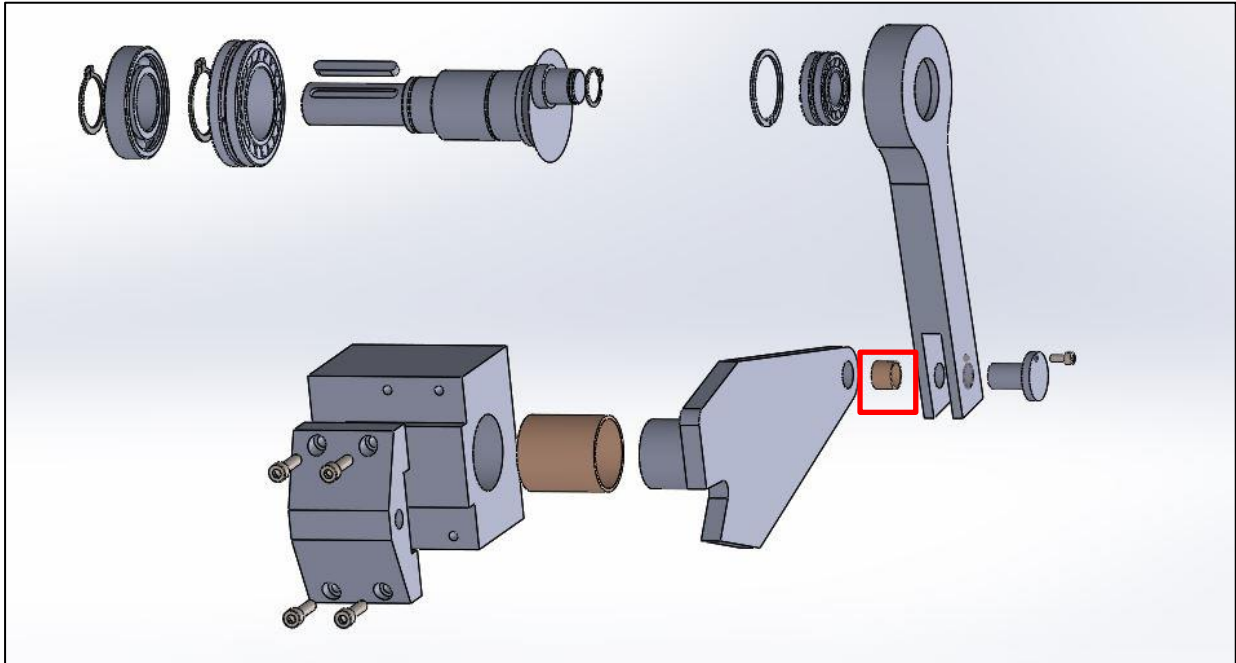


Fig. 22: Imagen de conjunto (Casquillo para pasador)

Una vez calculado el diámetro del pasador y el espesor de la biela es momento de seleccionar el casquillo adecuado para soportar la carga a la que está sometida la articulación.

Para ello se tendrá en cuenta que el diámetro del pasador es de 18mm, el espesor de la biela es 15mm, y además habrá que fijarse en la información técnica que viene en el catálogo del distribuidor:

Casquillos con mantenimiento en bronce y POM

Serie X

Casquillos normalizados tipo XA

Ref.	Diámetros Nominales		Espesor de pared		f1	f2	Taladro T	d montado		Longitudes				
	d	D	Min.	Max.				Min.	Max.					
XA	8	10	0,955	0,980	0,5	0,3	4	8,040	8,107	8	10	12		
XA	10	12						10,040	10,110	10	12	15	20	
XA	12	14						12,040	12,110	10	12	15	20	25
XA	14	16						14,040	14,110	15	20	25		
XA	15	17						15,108	15,040	10	12	15	20	25
XA	16	18						16,040	16,110	15	20	25		
XA	18	20	1,445	1,475	0,8	0,4	18,040	18,111	15	20	25			
XA	20	23					20,050	20,131	10	15	20	25	30	
XA	22	25					22,050	22,131	15	20	25	30		
XA	24	27					24,050	24,131	15	20	25	30		
XA	25	28					25,050	25,131	12	15	20	25	30	


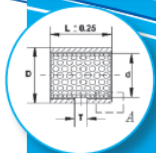


Fig. 23: Catalogo de casquillos de bronce

En un principio el casquillo que parece más adecuado es el marcado en amarillo sobre el catálogo (**XA 18 20 15**), tiene unas dimensiones de 18mm de diámetro interior (igual que el diámetro del pasador calculado), 20mm de diámetro exterior y 15mm de longitud (igual al espesor de la cuchilla móvil en la que va alojado).

Ahora hay que comprobar si con estos datos el casquillo soporta la fuerza que ejerce sobre él la biela:

Propiedades mecánicas	
Carga máxima (din/est)	140/250 N/mm ²
Velocidad máxima	2,0 m/s
Coeficiente de fricción	0,05 – 0,20
PV límite	3 N/mm ² · m/s

Fig. 24: Propiedades de casquillos tipo XA

En el extremo de la biela donde va colocado el casquillo el movimiento es prácticamente rectilíneo, es decir, los grados que gira la biela sobre la cuchilla móvil son mínimos, debido a esto se calculará la carga que soporta el casquillo de forma estática y para ello de la Fig. 24 habrá que coger el dato de la carga máxima (estática) de 250N/mm².



Teniendo en cuenta que la fuerza que ejerce la biela sobre el casquillo es $F_B=16429,26N$ y que las dimensiones para calcular el área del casquillo serán el diámetro y la longitud calculados en los apartados anteriores, 18mm-y 15mm respectivamente.

Con todos estos datos ya se podría calcular si el casquillo soportaría dicha carga:

El área del casquillo para realizar estos cálculos será:

$$A_{casq} = \varnothing \cdot L = 18 \cdot 15 = \mathbf{270mm^2}$$

La fuerza máxima que podrá ejercer el pasador sobre el casquillo será la siguiente:

$$F_{B(max)} = C_{est} \cdot A_{casq} = 250 \cdot 270 = \mathbf{67500N}$$

Ahora habrá que comparar esta fuerza máxima con la fuerza real para comprobar que la fuerza real que se ejerce es menor:

$$F_{B(max)} > F_B$$

$$\mathbf{67500N > 16429,26N}$$

Tal como se aprecia en esta comparación la fuerza real que se ejerce sobre el pasador es mucho menor que la fuerza que el casquillo es capaz de soportar, por lo tanto el casquillo seleccionado **SÍ CUMPLE** con los requerimientos necesarios.

Selección del casquillo para el eje de giro de la cuchilla móvil:

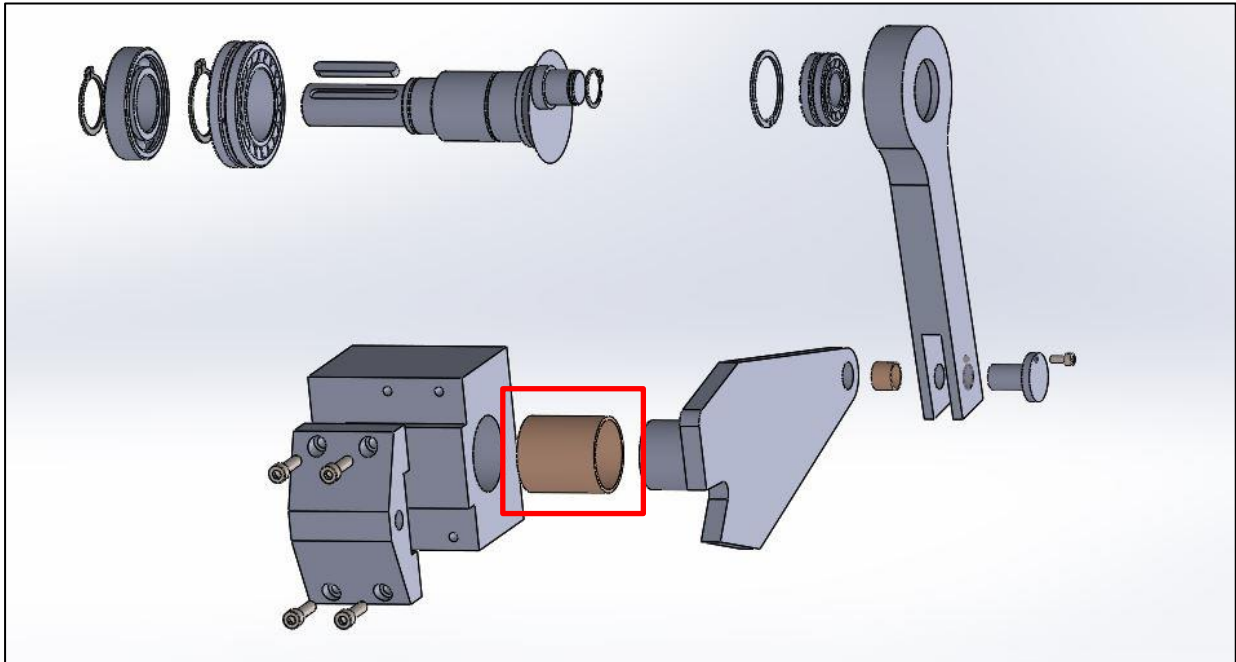


Fig. 25: Imagen de conjunto (Casquillo eje de giro)

Tras haber calculado el diámetro del eje de giro ya se puede pasar a seleccionar el casquillo adecuado para soportar la carga a la que está sometido el eje.

Para ello habrá que introducir en el catálogo el diámetro del eje que en este caso será de 50mm:

Casquillos normalizados tipo XA

Ref.	Diámetros Nominales		Espesor de pared		f1	f2	Taladro T	d montado		Longitudes					
	d	D	Min.	Max.				Min.	Max.						
XA	8	10						8,040	8,107	8	10	12			
XA	10	12						10,040	10,110	10	12	15	20		
XA	12	14						12,040	12,110	10	12	15	20	25	
XA	14	16	0,955	0,980	0,5	0,3		14,040	14,110	15	20	25			
XA	15	17						15,108	15,040	10	12	15	20	25	
XA	16	18					4	16,040	16,110	15	20	25			
XA	18	20						18,040	18,111	15	20	25			
XA	20	23						20,050	20,131	10	15	20	25	30	
XA	22	25	1,445	1,475	0,8	0,4		22,050	22,131	15	20	25	30		
XA	24	27						24,050	24,131	15	20	25	30		
XA	25	28						25,050	25,131	12	15	20	25	30	
XA	28	32						28,050	28,131	20	25	30			
XA	30	34					6	30,060	30,155	15	20	25	30	40	
XA	32	36	1,935	1,970	1,0	0,6		32,060	32,155	20	30	35	40		
XA	35	39						35,060	35,155	20	30	35	40	50	
XA	40	44						40,060	40,155	20	30	40	50		
XA	45	50						45,080	45,195	20	30	40	45	50	
XA	50	55						50,080	50,200	20	30	40	50	60	
XA	55	60					8	55,080	55,200	20	25	30	40	50	60
XA	60	65	2,415	2,460	1,2	0,8		60,080	60,200	30	40	50	60	70	

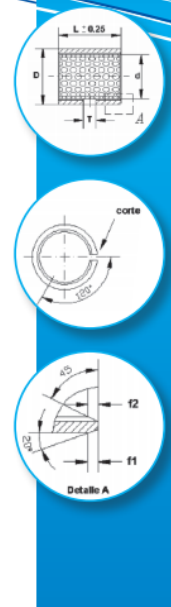


Fig. 26: Catálogo de casquillos de bronce

Como no hay problemas a la hora de que la longitud del casquillo sea más o menos grande, se seleccionará el casquillo de 60mm de longitud para realizar las comprobaciones de carga, el casquillo seleccionado es el que se marca en amarillo en la Fig. 26 (**XA 50 55 60**), tiene unas dimensiones de 50mm de diámetro interior (igual que el diámetro del eje de giro), 55mm de diámetro exterior y 60mm de longitud.

Ahora hay que comprobar si con estos datos el casquillo soporta la fuerza que ejerce sobre él el eje:

En el eje de giro los grados de giro que se tienen son muy pocos, bastante menos de un cuarto de vuelta, debido a esto se calculará la carga que soporta el casquillo de forma estática y para ello de la Fig. 24 habrá que coger el dato de la carga máxima (estática) de 250N/mm^2 .

Sabiendo que la fuerza máxima de cortante que se produce en el eje de giro es $V_{\max}=68455,26\text{N}$ y que las dimensiones para calcular el área del casquillo serán el diámetro y la longitud del casquillo seleccionados, 50mm y 60mm respectivamente.

Con todos estos datos ya se podría calcular si el casquillo soportaría dicha carga:



El área del casquillo para realizar estos cálculos será:

$$A_{casq} = \emptyset \cdot L = 50 \cdot 60 = 3000mm^2$$

La fuerza máxima que podrá ejercer el eje de giro sobre el casquillo será la siguiente:

$$F_{B(max)} = C_{est} \cdot A_{casq} = 250 \cdot 3000 = 750000N$$

Ahora habrá que comprar esta fuerza máxima con la fuerza real para comprobar que la fuerza real que se ejerce es menor:

$$F_{B(max)} > F_B$$

$$750000N > 68455,26N$$

Tal como se aprecia en esta comparación la fuerza real que se ejerce sobre el pasador es mucho menor que la fuerza que el casquillo es capaz de soportar, por lo tanto el casquillo seleccionado **SÍ CUMPLE** con los requerimientos necesarios.

Aunque a priori la fuerza que soporta el casquillo es mucho mayor que la fuerza que se realiza realmente, se mantendrán estas dimensiones para que la superficie de contacto durante el giro sea lo máxima posible.

2.2.5. Selección del rodamiento de la biela:

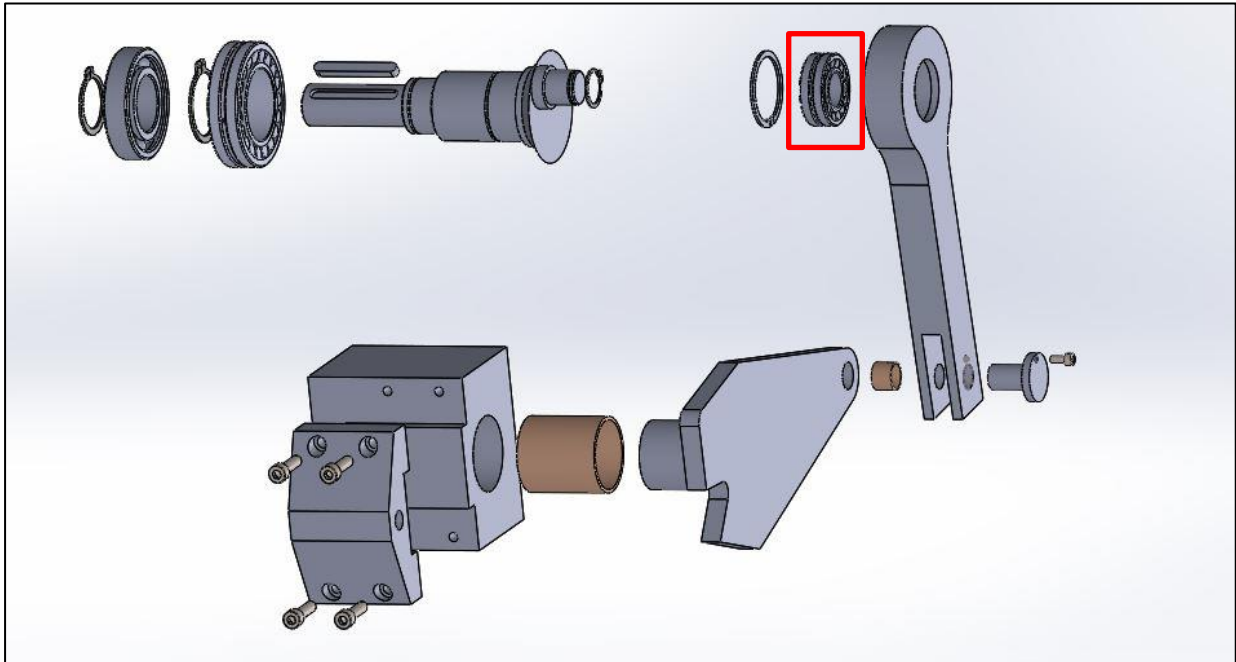


Fig. 27: Imagen de conjunto (Rodamiento de la biela)

Para seleccionar el rodamiento adecuado a las necesidades que requiere nuestro sistema habrá que tener en cuenta la carga que se realizará sobre el rodamiento, en este caso será la fuerza F_B , que es la que el eje excéntrico aplica a la biela. Para este caso además se seleccionara un rodamiento de rodillos esféricos ya que este tipo de rodamientos tiene una alta capacidad de soportar cargas radiales y también son adecuados para aplicaciones en donde se presenten vibraciones y cargas de choque como será nuestro caso, debido al efecto que se produce en cada corte.

En este caso la fuerza que se realiza sobre el rodamiento son aproximadamente 17KN y la velocidad de giro es de solo 63rpm.

Rodamientos de Rodillos Esféricos

Diámetro interior
cilíndrico

Diámetro interior
cónico

d 25 ~ 75mm

Dimensiones principales mm				Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾ r.p.m.		Números de ⁴⁾ rodamientos	
d	D	B	r _{max} ⁽³⁾	dinámica kN	estática kN	dinámica kgf	estática kgf	grasa	aceite	diámetro interior cilíndrico	diámetro ⁽²⁾ interior cónico
25	52	18	1	36.5	36	3 750	3 650	8 500	11 000	22205C	22205CK
30	62	20	1	49	49	5 000	5 000	7 500	9 500	22206C	22206CK
35	72	23	1.1	69.5	71	7 050	7 200	6 500	8 500	22207C	22207CK
40	80	23	1.1	79	88.5	8 050	9 000	6 000	7 600	LH-22208C	LH-22208CK
	90	23	1.5	88	90	8 950	9 150	4 900	6 400	21308C	21308CK
	90	33	1.5	121	128	12 300	13 000	4 500	5 900	22308C	22308CK

Fig. 28: *Tabla de rodamientos catalogo NTN*

Si se introducen todos los datos anteriormente mencionados en el catálogo mostrado en la Fig. 28 se observará que con el rodamiento que se ha seleccionado y marcado en amarillo es suficiente para todos los requerimientos, así que el rodamiento seleccionado para colocar en la biela es el **22205C**.

2.2.6. Análisis de la biela:

La biela es la parte de la cizalla que se encarga de transmitir la fuerza a la cuchilla móvil para que esta realice el corte. La cabeza de la biela está unida a un eje excéntrico que va desde la salida de la reductora hasta la propia biela, la unión entre este eje excéntrico y la biela se realiza con un rodamiento, ya que transforma un movimiento giratorio a otro prácticamente lineal en el otro extremo de la biela, el otro extremo es el que va unido a la cuchilla mediante un pasador, el que se ha calculado en el apartado 2.2.1.

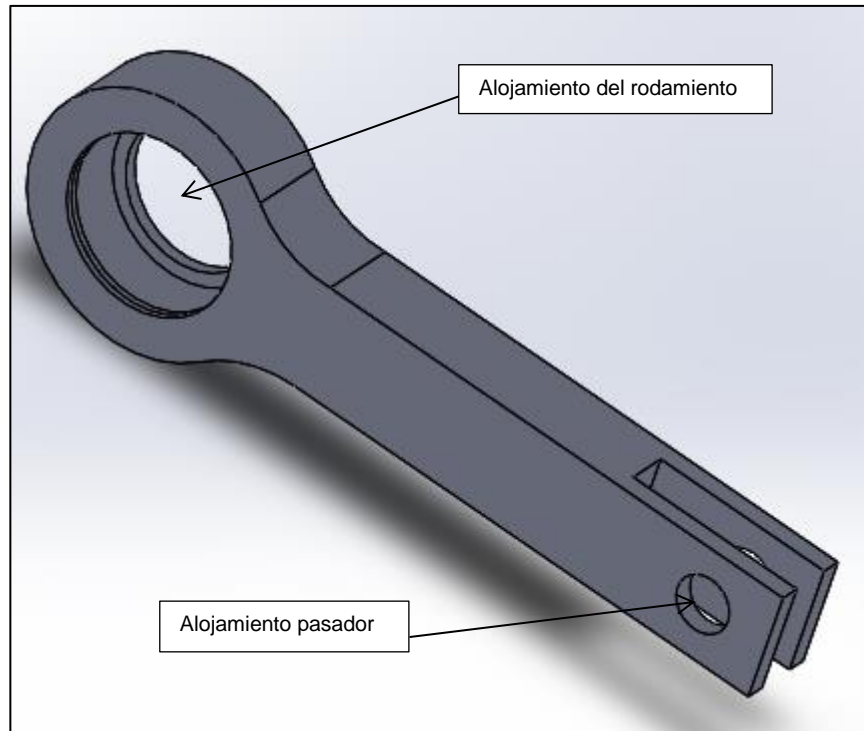


Fig. 29: Biela

La biela es una pieza que prácticamente el único esfuerzo que va a sufrir va a ser de axil, así que a continuación se va a mostrar el diagrama de esfuerzos de dicha fuerza para posteriormente proceder a realizar los cálculos a pandeo:

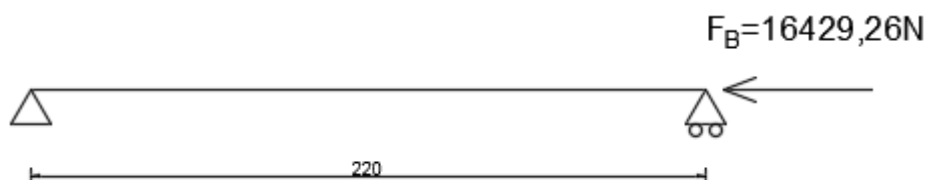
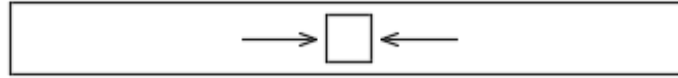


Diagrama de esfuerzos de Axil:



$$N_x = F_B = 16429,26 \text{ N}$$

Al realizar los cálculos se tendrá en cuenta que al calcular el pasador se ha obtenido un espesor de 7,5mm en cada una de las orejetas que unen con la cuchilla móvil, y sumando estos dos espesores al espesor de dicha cuchilla (15mm) se obtiene un ancho de 30mm, para la otra dimensión se tendrá en cuenta que el diámetro exterior del casquillo del pasador es de 20mm, así que lo más lógico sería darle dos veces el diámetro del casquillo para que no hubiera problemas estructurales. Basándonos en estas suposiciones se realizarán los cálculos teniendo en cuenta que esa zona la sección de la barra será maciza y de 30x40mm.

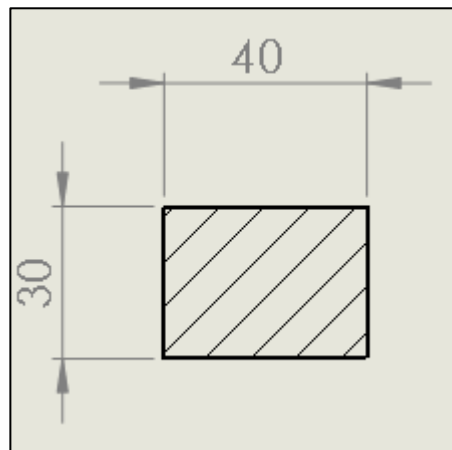


Fig. 30: Sección rectangular de la *biela*

Para obtener la fuerza crítica de pandeo (F_{crit}) se empieza calculando la inercia de la barra:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



Como se necesita la inercia mínima se tendrá en cuenta que el valor que se tome como base debe ser el lado mayor y el que se tome como altura el lado menor:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{40 \cdot 30^3}{12} = \mathbf{90000mm^4}$$

Se introduce el dato de la inercia en la fórmula de F_{crit} :

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2}$$

Se debe tener en cuenta que:

$$\begin{array}{ll} L_K=L & \text{(ya que ambos extremos de la barra son articulados)} \\ E=210Gpa & \text{(módulo de elasticidad del acero)} \end{array}$$

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3 MPa \cdot 90000mm^4}{220^2mm^2} = \mathbf{3854039,7N}$$

Finalmente se comparará la F_{crit} con la F_B sabiendo que:

$$F_{crit} > F_B$$

$$\mathbf{3854039,7N > 16429,26N}$$

Y efectivamente se puede ver que la fuerza que se ejerce sobre la biela es mucho menor que la fuerza crítica de pandeo.

En el extremo de la biela donde se colocará el rodamiento 22205C también se tendrá en cuenta que la diferencia entre el diámetro del agujero del alojamiento del rodamiento y el diámetro exterior de la biela será siempre como mínimo de la misma magnitud que el ancho de la biela, en este caso 40mm. Esto significará que la pared mínima que rodee el rodamiento será de 20mm.

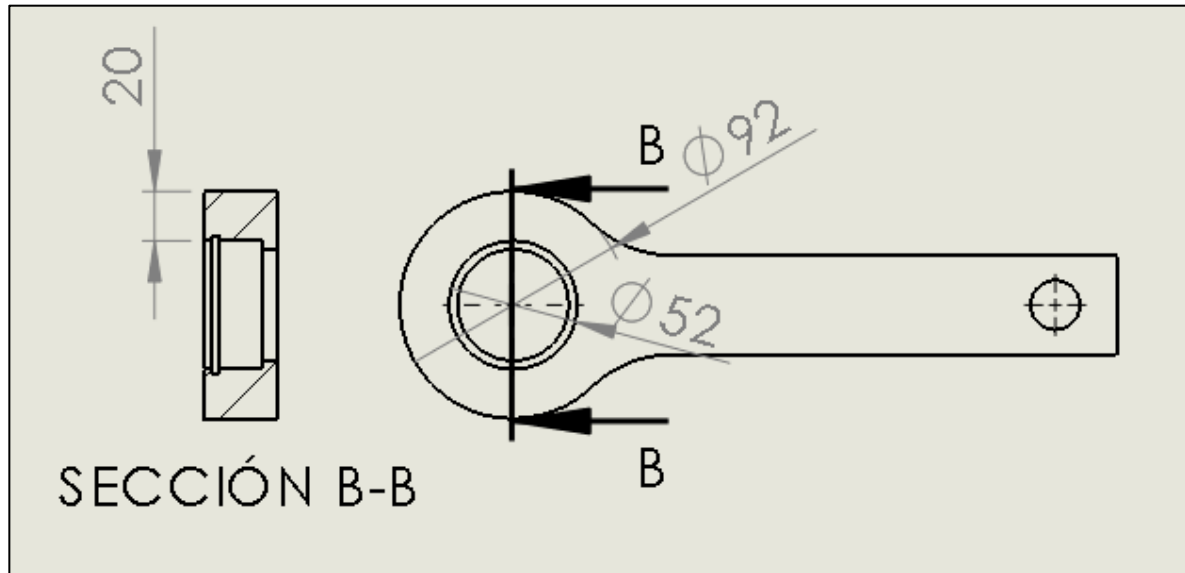


Fig. 31: Sección del alojamiento del rodamiento en la *biela*

En la Fig. 31 se puede ver como la pared que rodea al rodamiento es de 20mm. En el corte "B-B" también se puede ver el alojamiento para el anillo elástico que impedirá que el rodamiento se salga de su posición.

2.2.7. Análisis del eje excéntrico:

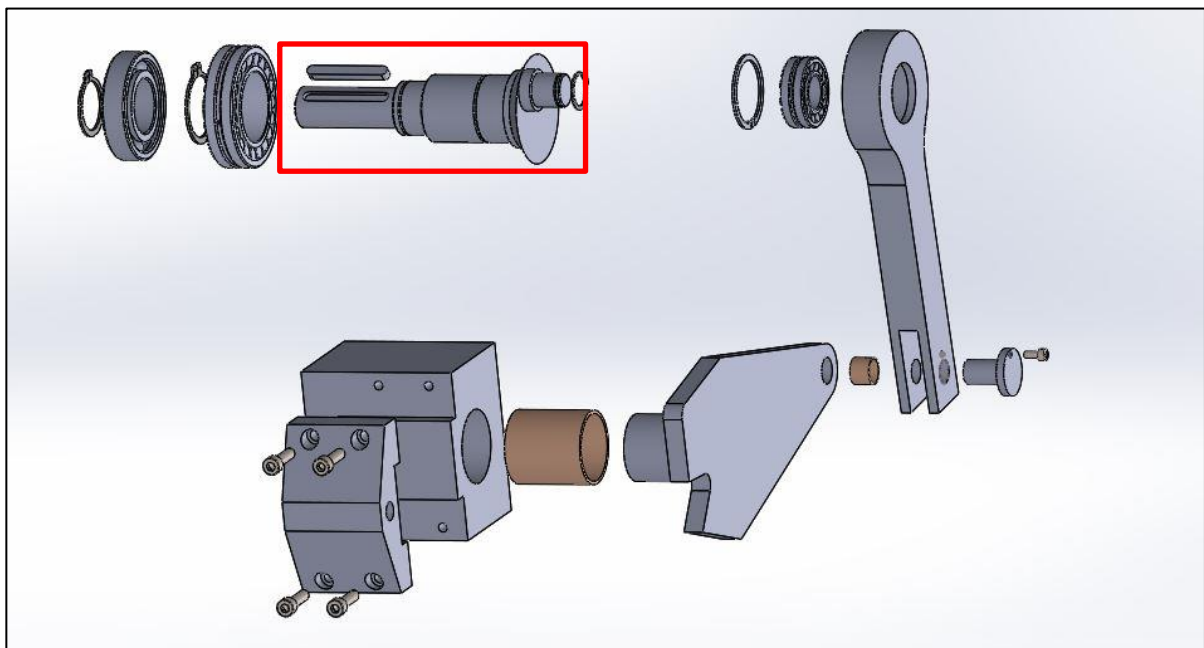


Fig.32: Imagen de conjunto (Eje excéntrico)

Este elemento será el encargado de trasladar el movimiento, que la reductora le transmite, hasta la biela.

Para la fabricación del eje excéntrico se utilizara un material diferente al del resto de elementos, aquí se utilizará un acero 1.7033 que posee mayor resistencia a la tracción y un límite elástico más alto.

En primer lugar se calcularán las reacciones en los apoyos, cada rodamiento dibujado en la Fig. 33 será un apoyo.

En segundo lugar se calcularan los diámetros mínimos en cada una de las secciones que se han marcado en la Fig. 33, ya que poseen diámetros diferentes para permitir el montaje y además las fuerzas que actúen sobre cada sección serán distintas.

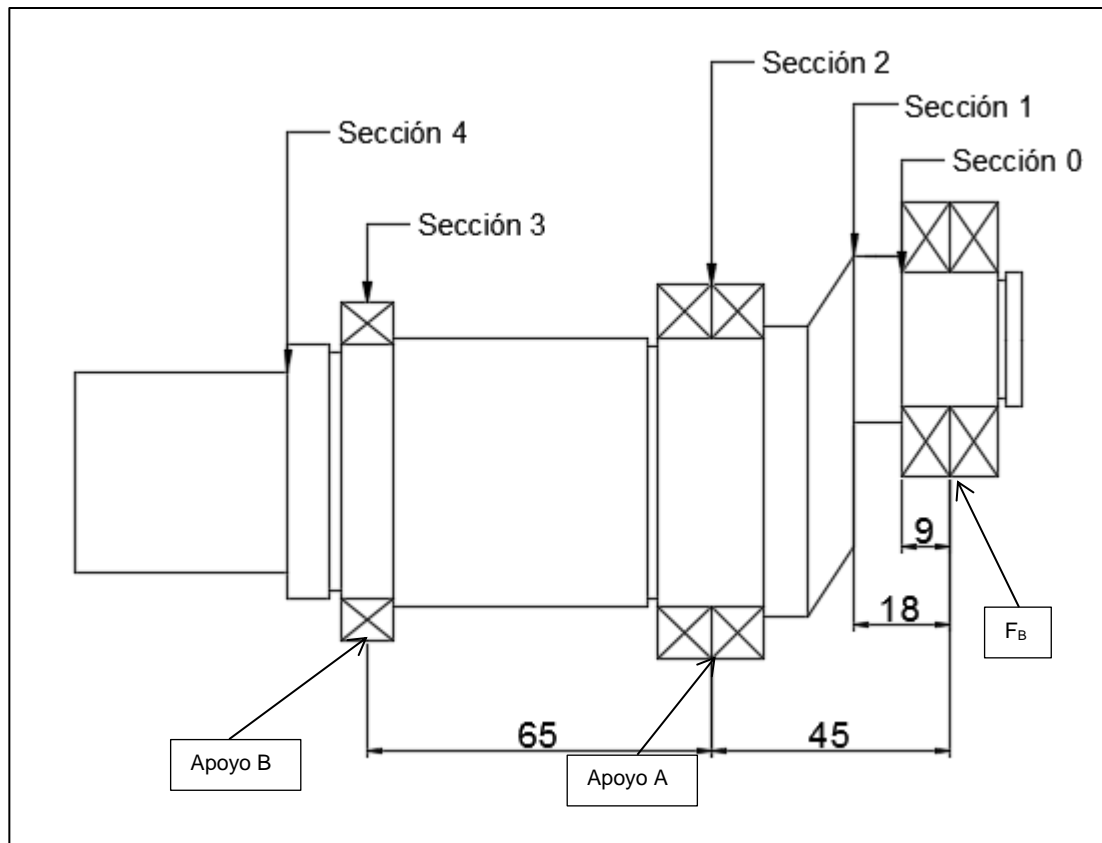


Fig. 33: Distancia entre apoyos del eje excéntrico

Teniendo en cuenta las distancias que se muestran en la imagen anterior y que la fuerza de la biela es $F_B=16429,26\text{N}$ ya se podrán calcular las reacciones en los apoyos:

Cálculo de las reacciones en los apoyos:

En un principio se dibujan los sentidos de las reacciones de la forma en que se muestran en el dibujo porque a simple vista podría parecer que es el sentido correcto, al realizar los cálculos se podrá ver si es el sentido correcto o no.

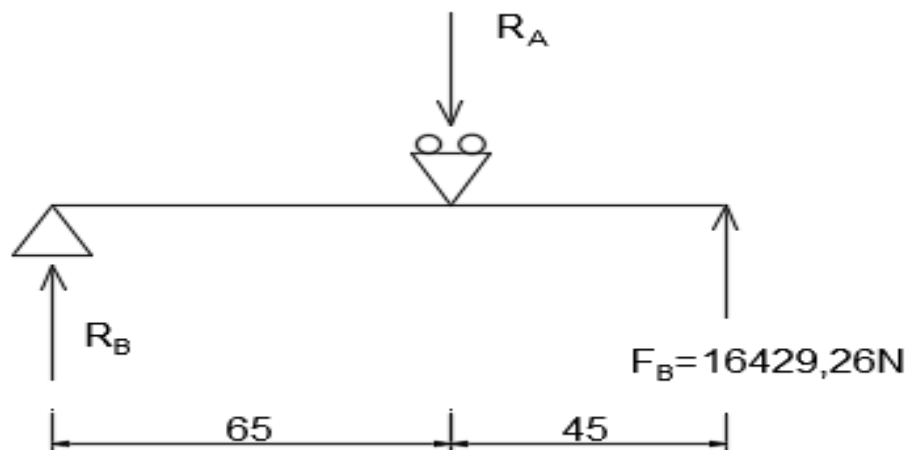
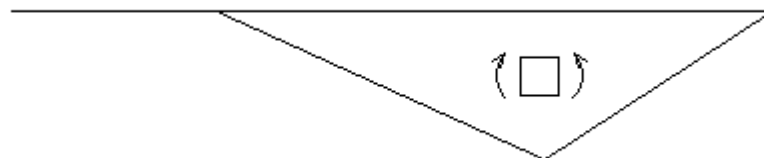
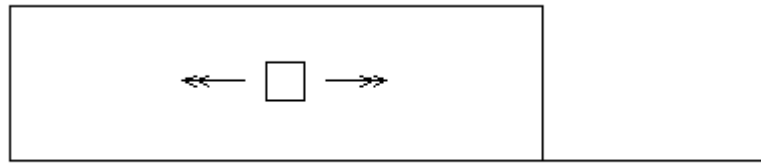


Diagrama de momento flector:



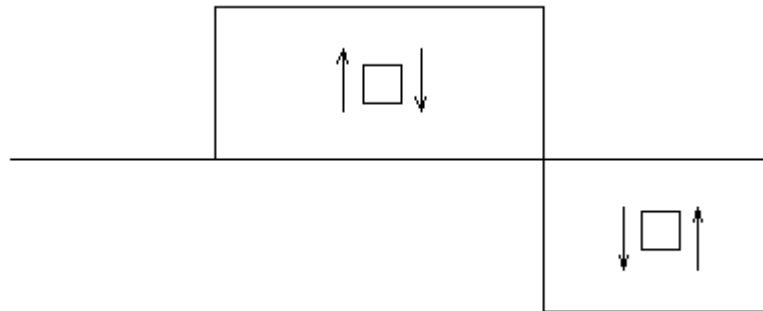
$$M_{z,\max}=16429,26\text{N}\cdot 45\text{mm}=\mathbf{739316,7\text{Nmm}}$$

Diagrama de momento torsor:



$$M_x = 436000 \text{ Nmm}$$

Diagrama de cortante:



$$V_{\max} = R_A = 27803,36 \text{ N}$$

Para la obtención de los valores de las reacciones en primer lugar se realizará el sumatorio de fuerzas y el sumatorio de momentos con respecto al punto "B":

$$\sum F \rightarrow R_B = R_A - F_B \quad (\text{Ec. 19})$$

$$\sum M_B \rightarrow 65 \cdot R_A = (65 + 45) \cdot F_B \quad (\text{Ec. 20})$$

Se despeja R_A de la Ec.20:

$$R_A = \frac{(65 + 45)F_B}{65} = \frac{(65 + 45) \cdot 16429,26}{65} = 27803,36 \text{ N}$$

Se sustituye el valor calculado de R_A en la Ec.19 y con esto ya se tienen todas las reacciones:

$$R_B = R_A - F_B = 27803,36 - 16429,26 = \mathbf{11374,1N}$$

Comprobación de la sección 0:

Para realizar esta comprobación se partirá de datos obtenidos y/o seleccionados en apartados anteriores como por ejemplo el rodamiento seleccionado. Sabiendo que el rodamiento seleccionado ha sido **22205C** cuyas dimensiones son 25x52x18, el diámetro donde acaba el rodamiento será de 25mm, que es el que se utilizará para realizar los cálculos de esta sección, el diámetro justo después de donde hace tope la pista interior será, según catálogo, de 31mm y se utilizará para realizar los cálculos de la sección 1. Otro dato importante será la distancia entre el centro de dicho rodamiento y la sección a comprobar, esta distancia será de 9mm.

También habrá que tener en cuenta que el material del eje es un acero 1.7033 y que el coeficiente de seguridad utilizado para los cálculos del eje, al igual que para el resto de componentes, será $CS=4$.

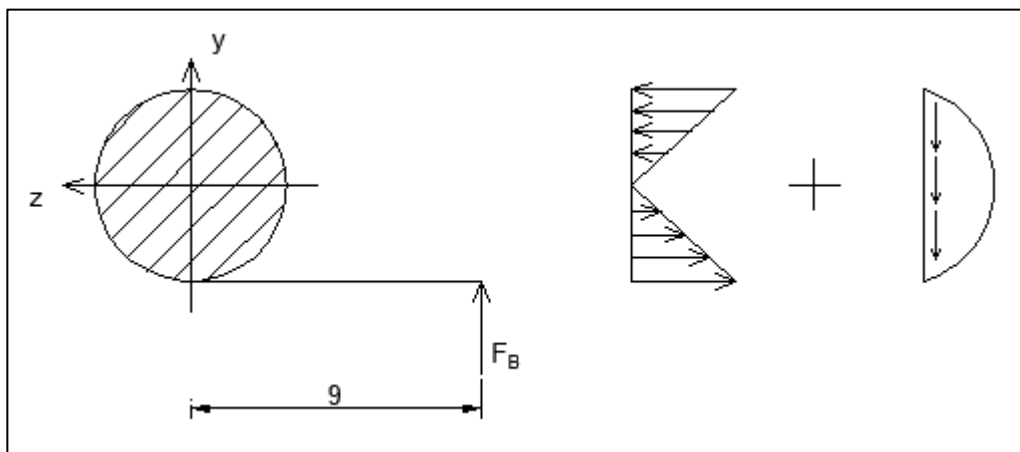


Fig. 34: Detalles de la Sección 0



Las comprobaciones se realizarán teniendo en cuenta el momento flector, ya que las tensiones debidas al momento torsor en esta sección son nulas y las debidas al cortante son muy inferiores a las debidas al momento flector.

Las tensiones máximas generadas por el momento flector se encuentran en los puntos más alejados del centro del eje tal y como se puede ver en la representación de la Fig. 34.

En primer lugar se calculará el momento flector en dicha sección:

$$M_z = F_B \cdot d_0 = 16429,26 \cdot 9 = \mathbf{147863,33 Nmm}$$

Cálculo de las tensiones debidas al momento flector:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_z} = \frac{147863,33}{\frac{\pi \cdot D_0^3}{32}} = \frac{\mathbf{1506123,6}}{D_0^3} MPa$$

Tensión por cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{1506123,6}{2 \cdot D_0^3} = \frac{\mathbf{753061,8}}{D_0^3} MPa \quad (Ec. 21)$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{460}{2 \cdot 4} = \mathbf{57,5 MPa} \quad (Ec. 22)$$

Ahora se igualarán las Ec.21 y Ec.22 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 0:

$$\frac{753061,8}{D_0^3} = 57,5$$

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{753061,8}{57,5}} = \mathbf{23,6 mm}$$

El diámetro mínimo obtenido ha sido de 23,6mm, así que teniendo en cuenta que el diámetro de la sección 0 que se tenía era de 25 mm, esto quiere decir que SI CUMPLE

$$D_0 < D_{real} \Rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Comprobación de la sección 1:

Para realizar esta comprobación se partirá de datos obtenidos y/o seleccionados en apartados anteriores como por ejemplo el rodamiento seleccionado. Al realizar la introducción de la comprobación de la sección 0 se ha dicho que el diámetro justo después de donde hace tope la pista interior del rodamiento será, según catálogo, de 31mm y este dato será el que se utilizará para realizar los cálculos de la sección 1. El otro dato importante para proceder a realizar los cálculos será la distancia entre el centro de dicho rodamiento y la sección a comprobar, en este caso esta distancia será de 18mm, que es la suma de los 9mm que se han tenido en cuenta en la comprobación de la sección 0 y los 9mm que se dejarán de separación entre el rodamiento de la biela y la sección 1 para evitar el rozamiento entre ambas piezas.

También habrá que tener en cuenta que el material del eje es un acero 1.7033 y que el coeficiente de seguridad utilizado para los cálculos del eje, al igual que para el resto de componentes, será CS=4.

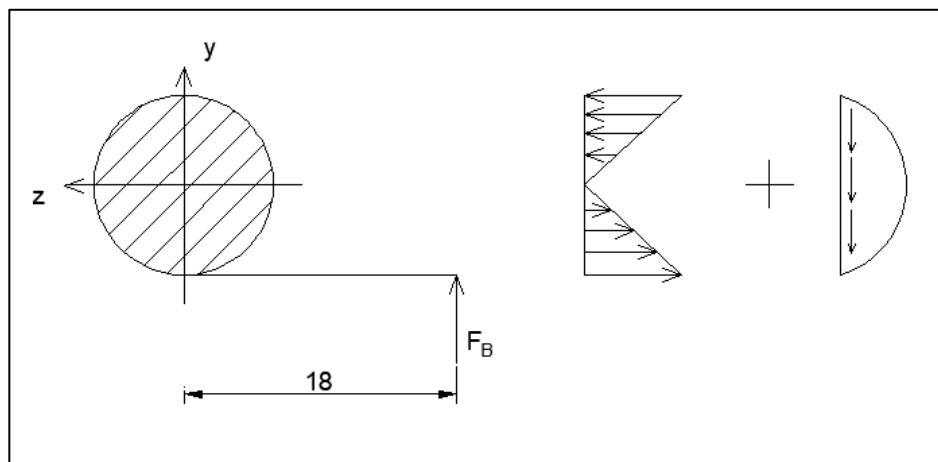


Fig. 35: Detalles de la Sección 1



Las comprobaciones se realizarán teniendo en cuenta el momento flector, ya que las tensiones debidas al momento torsor en esta sección son nulas y las debidas al cortante son muy inferiores a las debidas al momento flector.

Las tensiones máximas generadas por el momento flector se encuentran en los puntos más alejados del centro del eje tal y como se puede ver en la representación de la Fig. 35.

En primer lugar se calculará el momento flector en dicha sección:

$$M_z = F_B \cdot d_1 = 16429,26 \cdot 18 = \mathbf{295726,68 Nmm}$$

Cálculo de las tensiones debidas al momento flector:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_z} = \frac{295726,68}{\frac{\pi \cdot D_1^3}{32}} = \frac{\mathbf{3012247,23}}{D_1^3} \text{MPa}$$

Tensión por cortante máximo:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{3012247,23}{2 \cdot D_1^3} = \frac{\mathbf{1506123,6}}{D_1^3} \text{MPa} \quad (\text{Ec. 23})$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{460}{2 \cdot 4} = \mathbf{57,5 MPa} \quad (\text{Ec. 24})$$

Ahora se igualarán las Ec.23 y Ec.24 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 1:

$$\frac{1506123,6}{D_1^3} = 57,5$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{1506123,6}{57,5}} = \mathbf{29,7 mm}$$

El diámetro mínimo obtenido ha sido de 29,7mm, así que teniendo en cuenta que el diámetro de la sección 1 que se tenía era de 31mm, esto quiere decir que SI CUMPLE

$$D_1 < D_{real} \Rightarrow SI \text{ CUMPLE}$$

Cálculo de la sección 2:

En este punto se procederá a realizar el cálculo del diámetro mínimo que deba tener la sección en esta parte del eje.

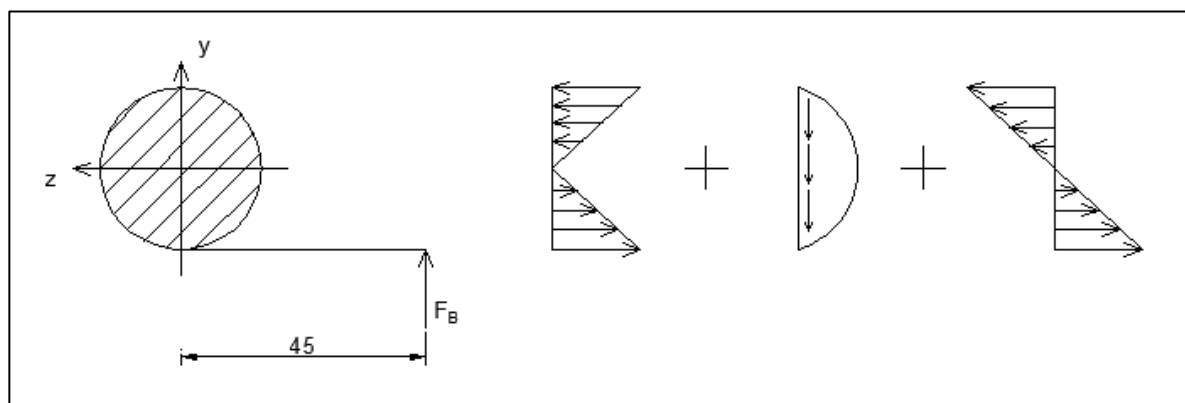


Fig. 36: Detalles de la Sección 2

En este caso los cálculos se realizarán teniendo en cuenta el momento flector y el momento torsor y volviendo a despreciar los efectos del cortante debido a que son mucho menores otra vez.

En la sección 2 también las tensiones máximas generadas por el momento flector y el momento torsor se encuentran en los puntos más alejados del centro del eje, y además se suman tal y como se puede ver en la representación de la Fig. 36.

Los datos necesarios para realizar los cálculos serán: el coeficiente de seguridad $CS=4$, la distancia desde la aplicación de la fuerza hasta la sección 2 de 45mm y el acero 1.7033.

En primer lugar se calculará el momento flector en dicha sección:



$$M_z = F_B \cdot d_2 = 16429,26 \cdot 45 = 739316,7 \text{ Nmm}$$

Cálculo de las tensiones debidas al momento flector:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_z} = \frac{739316,7}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{32}} = \frac{7530618}{D_2^3} \text{ MPa}$$

Cálculo de las tensiones debidas al momento torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{436000}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{16}} = \frac{2220529,8}{D_2^3} \text{ MPa}$$

Tensión combinada por cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{7530618}{2 \cdot D_2^3}\right)^2 + \left(\frac{2220529,8}{D_2^3}\right)^2} \quad (\text{Ec. 25})$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max,adm} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_F}{CS} = \frac{460}{2 \cdot 4} = 57,5 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 26})$$

Ahora se igualarán las Ec.25 y Ec.26 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 2:

$$\sqrt{\left(\frac{7530618}{2 \cdot D_2^3}\right)^2 + \left(\frac{2220529,8}{D_2^3}\right)^2} = 57,5$$

$$\frac{1}{D_2^3} \sqrt{3765309^2 + 2220529,8^2} = 57,5$$

$$\frac{4371304,7}{D_2^3} = 57,5$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{4371304,7}{57,5}} = 42,4mm$$

El diámetro mínimo para sección 2 será de 42,4mm, debido a que en dicha parte del eje va asentado un rodamiento este diámetro se deberá redondear al alza hasta una medida de 50mm para posteriormente poder seleccionar un rodamiento comercial. Así que el diámetro que se va a seleccionar será finalmente de 50mm

$$D_2 = 50mm$$

Cálculo de la sección 3:

Del mismo modo que para la sección 2, para la sección 3 se procederá a realizar el cálculo del diámetro mínimo que deba tener la sección en su parte correspondiente del eje.

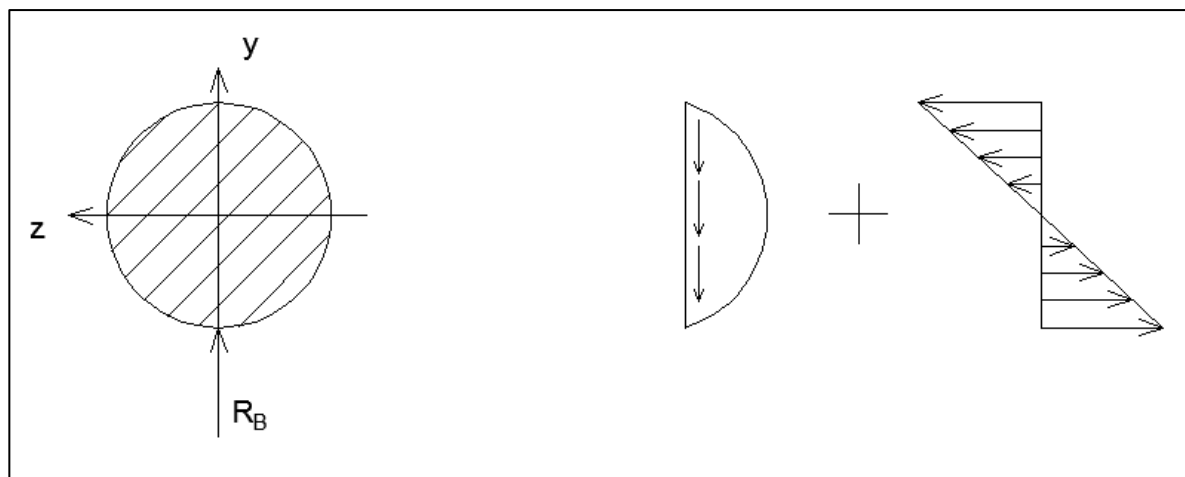


Fig. 37: Detalles de la Sección 3

En el caso de la sección 3, solo actúan el momento torsor y el cortante, ya que como se puede ver en los diagramas de esfuerzos el momento flector en ese punto es cero.

En la sección 3 también las tensiones máximas generadas por el momento torsor se encuentran en los puntos más alejados del centro del eje, como también puede verse en la representación de la Fig. 37.



En la sección se realizarán los cálculos teniendo en cuenta solo el momento torsor ya que los esfuerzos generados por el cortante son mucho más pequeños y se pueden despreciar.

Los datos necesarios para realizar los cálculos serán: el coeficiente de seguridad $CS=4$, la reacción en "B" y el acero 1.7033.

Para comenzar se calcularán las tensiones debidas al momento torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{436000}{\frac{\pi \cdot D_3^3}{16}} = \frac{2220529,8}{D_3^3} MPa$$

La tensión máxima en la sección 3, será la debida al momento torsor:

$$\tau_{max} = \tau_{xy} = \frac{2220529,8}{D_3^3} \quad (Ec. 27)$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{460}{2 \cdot 4} = 57,5 MPa \quad (Ec. 28)$$

Ahora se igualarán las Ec.27 y Ec.28 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 3:

$$\frac{2220529,8}{D_3^3} = 57,5$$

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{2220529,8}{57,5}} = 33,8 mm$$

El diámetro mínimo para sección 3 será de 33,8mm, debido a que en dicha parte del eje va asentado un rodamiento, al igual que en la sección 2, este diámetro se deberá redondear al alza hasta una medida de 40mm para posteriormente poder seleccionar un rodamiento comercial. Así que el diámetro que se va a seleccionar será finalmente de 50mm

$$D_3 = 40mm$$

Comprobación de la sección 4:

Para la sección 4 solo habrá que tener en cuenta el moento torsor.

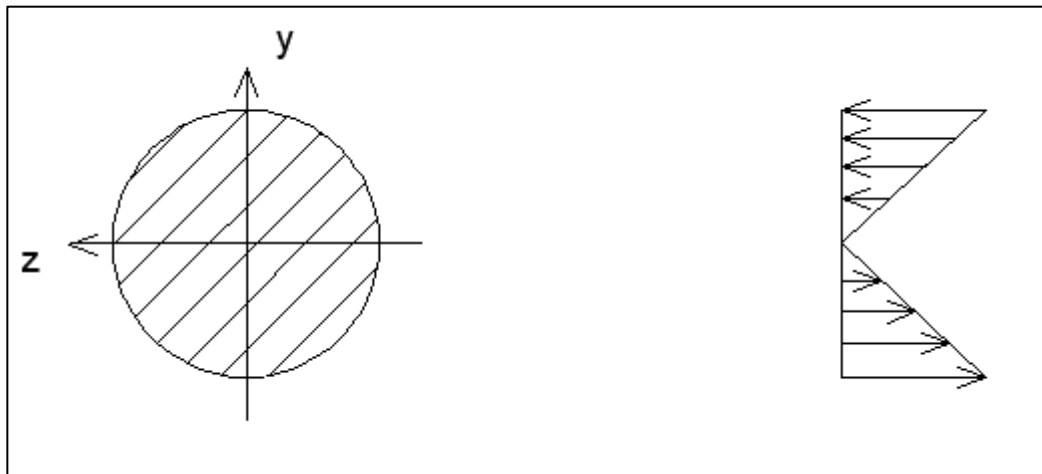


Fig. 38: Detalles de la Sección 4

Los datos a tener en cuenta para realizar los cálculos de la seccion 4 serán: el coeficiente de seguridad CS=4 y el acero 1.7033.

Para comenzar se calcularán las tensiones debidas al momento torsor:

$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{436000}{\frac{\pi \cdot D_4^3}{16}} = \frac{2220529,8}{D_4^3} MPa$$

La tensión máxima en la sección 3, será la debida al momento torsor:

$$\tau_{max} = \tau_{xy} = \frac{2220529,8}{D_4^3} \quad (Ec. 29)$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:



$$\tau_{max,adm} = \frac{\frac{1}{2}\sigma_F}{CS} = \frac{460}{2 \cdot 4} = 57,5 MPa \quad (Ec. 30)$$

Ahora se igualarán las Ec.29 y Ec.30 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 4:

$$\frac{2220529,8}{D_4^3} = 57,5$$

$$D_4 = \sqrt[3]{\frac{2220529,8}{57,5}} = 33,8mm$$

El diámetro mínimo para sección 4 será de 33,8mm, esta parte de la sección del eje viene definida por el agujero de salida de la reductora y debe tener un diámetro de 30mm, como se puede ver tras realizar los cálculos, se necesitaría una sección mínima de 33,8mm para que el eje no falle en esta zona. Esto quiere decir que el eje fabricado con el acero 1.7033 no cumple y se tendrá que fabricar con otro material más resistente.

NO CUMPLE

Comprobación de la sección 4 con otro material:

En este caso se procederá a la comprobación del diámetro mínimo de la sección 4 con acero 1.8159, cuyos datos de resistencia serán los siguientes:

$$\sigma_F = 700MPa$$

$$\sigma_r = 900MPa$$

El coeficiente de seguridad volverá a ser de 4, con estos apuntes ya se puede proceder a realizar las comprobaciones necesarias.

En primer lugar se calcularán las tensiones debidas al momento torsor:



$$\tau_{xy} = \frac{M_x}{W_0} = \frac{436000}{\frac{\pi \cdot D_{4-1}^3}{16}} = \frac{2220529,8}{D_{4-1}^3} MPa$$

La tensión máxima en la sección 3, será la debida al momento torsor:

$$\tau_{max} = \tau_{xy} = \frac{2220529,8}{D_{4-1}^3} \quad (Ec. 31)$$

Cálculo de la tensión máxima admisible:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_F}{CS} = \frac{700}{2 \cdot 4} = 87,5 MPa \quad (Ec. 32)$$

Ahora se igualarán las Ec.31 y Ec.32 para despejar y obtener el valor del diámetro mínimo necesario en la sección 4:

$$\frac{2220529,8}{D_{4-1}^3} = 87,5$$

$$D_{4-1} = \sqrt[3]{\frac{2220529,8}{87,5}} = 29,38mm$$

En esta ocasión se puede ver que el diametro minimo necesario para que el eje cumpla es de 29,38mm y como el diametro que se tiene es de 30mm si que cumple.

$$\boxed{D_{4-1} < 30mm \Rightarrow CUMPLE}$$

Tras realizar estos cálculos con un material diferente y ver que cumple con los requisitos ahora se tomará decision de cambiar el material del que esta construido el eje excéntrico, para la fabricación de dicho eje se utilizará acero 1.8159 en vez de acero 1.7033.

El resto de secciones se mantendrán igual a como se habian calculado anteriormente con el acero 1.7033, ya que por geometria cumplirán perfectamente debido a que el nuevo material tiene unas propiedades superiores en este aspecto.

2.2.8. Selección de los rodamientos de apoyo del eje excéntrico:

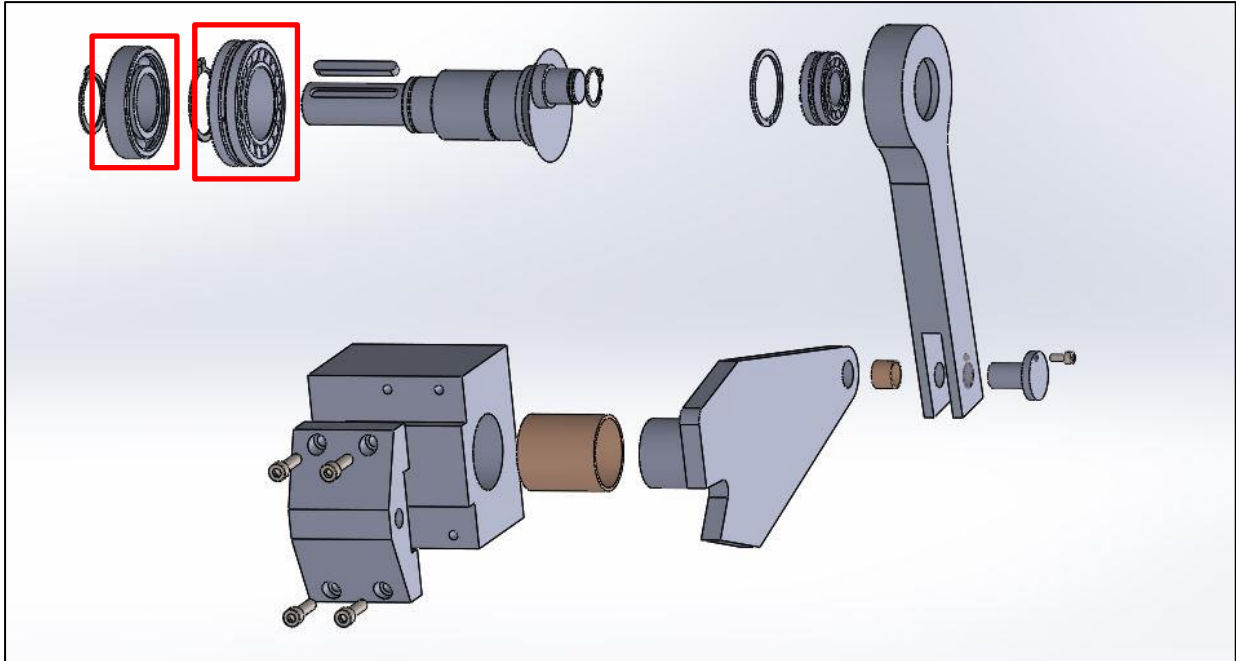


Fig. 39: Imagen de conjunto (Rodamientos del eje excéntrico)

Para la selección de estos rodamientos habrá que utilizar las reacciones y los diámetros calculados en el apartado anterior que son:

Para el apoyo "A":

$$R_A = 27,8 \text{ KN}$$

$$D_2 = 50 \text{ mm}$$

Para el apoyo "B":

$$R_B = 11,37 \text{ KN}$$

$$D_3 = 40 \text{ mm}$$

En primer lugar se procederá a realizar la selección del rodamiento para el apoyo "A", en este punto se tiene la mayor reacción de toda la pieza, así que al igual que en la biela se seleccionará un rodamiento de rodillos esféricos que como ya se ha mencionado antes tiene una alta capacidad de soportar cargas radiales.

Teniendo en cuenta la reacción de R_A y el diámetro " D_2 " (el calculado para la sección 2), se irá al catalogo y se seleccionará el más adecuado.

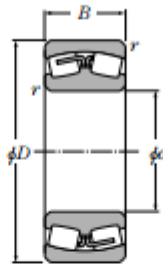
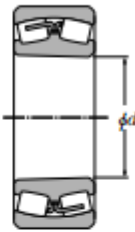
● Rodamientos de Rodillos Esféricos NTN											
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">   </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 5px;"> <div style="text-align: center;">Diámetro interior cilíndrico</div> <div style="text-align: center;">Diámetro interior cónico</div> </div>											
d 25 ~ 75mm											
Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de ⁴⁾ rodamientos	
mm				dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		diámetro interior cilíndrico	diámetro interior cónico ²⁾
d	D	B	r _{max} ³⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	grasa	aceite		
25	52	18	1	36.5	36	3 750	3 650	8 500	11 000	22205C	22205CK
30	62	20	1	49	49	5 000	5 000	7 500	9 500	22206C	22206CK
35	72	23	1.1	69.5	71	7 050	7 200	6 500	8 500	22207C	22207CK
40	80	23	1.1	79	88.5	8 050	9 000	6 000	7 600	LH-22208C	LH-22208CK
	90	23	1.5	88	90	8 950	9 150	4 900	6 400	21308C	21308CK
	90	33	1.5	121	128	12 300	13 000	4 500	5 900	22308C	22308CK
45	85	23	1.1	82.5	95	8 400	9 700	5 300	6 800	LH-22209C	LH-22209CK
	100	25	1.5	102	106	10 400	10 800	4 400	5 700	21309C	21309CK
	100	36	1.5	148	167	15 100	17 000	4 100	5 300	22309C	22309CK
50	90	23	1.1	86	102	8 750	10 400	4 900	6 300	LH-22210C	LH-22210CK
	110	27	2	118	127	12 000	12 900	4 000	5 200	21310C	21310CK
	110	40	2	186	212	19 000	21 600	3 700	4 800	22310C	22310CK

Fig. 40: Tabla de rodamientos catalogo NTN

Para los datos que competen a este caso se seleccionará el rodamiento marcado en amarillo cuya referencia es **LH-22210C**, para el diametro de eje de 50mm es el más pequeño pero suficiente para soportar las cargas radiales a las que estará sometido.

Por ultimo se procederá a realizar la selección del rodamiento para el apoyo “B”, en este punto se tiene una reaccion de 11,37KN, se seleccionará un rodamiento rigido de bolas.

Teniendo en cuenta la reacción de R_B y el diámetro “ D_3 ” (el calculado para la sección 3), se irá al catalogo y se seleccionará el más adecuado.

Rodamientos Rígidos de Bolas

Tipo abierto

Tipo con tapas
(ZZ)

Tipo con sello
de no contacto
(LLB, LLF)

Tipo con sello
de bajo torque
(LLH)

Tipo con sello
de contacto
(LLU)

d 40 ~ 60mm

Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor		Velocidades límites				Números de rodamientos					
mm				kN				kgf		r.p.m.									
d	D	B	r _{max})	r _{ms} min	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	f ₀	grasa tipo abierto ZZ	aceite tipo abierto Z	LLB	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU	
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU	
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—	
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—	

Al realizar la selección de estos dos rodamientos se han seleccionando teniendo en cuenta que el rodamiento de rodillos esféricos es capaz de soportar cierto deslizamiento para evitar la hiperestaticidad del montaje, ya que podría ser un problema en caso de dilatación de los componentes.

2.2.9. Cálculo de la longitud de la chaveta que une la salida de la reductora y el eje excéntrico:

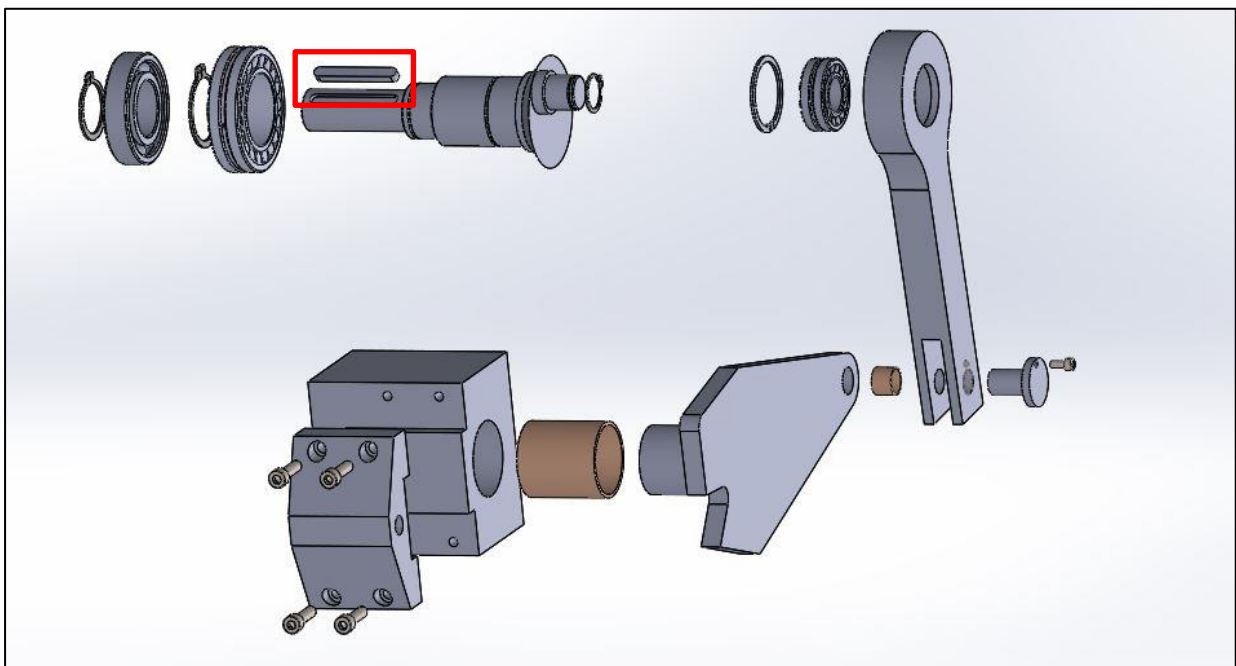


Fig. 42: Imagen de conjunto (Chaveta)

En este caso se tendrá que la salida de la reductora será un agujero y el otro extremo del acoplamiento, el eje excéntrico, será el que haga de macho. Al seleccionar el motorreductor el propio catalogo de motorreductores nos dará unas dimensiones estandarizadas de ciertos elementos como son por ejemplo el diámetro del eje de salida del motorreductor e incluso el tipo y el tamaño de la chaveta necesaria.



07

SD - Diametro albero


SD - Shaft diameter

SD - Durchmesser Abtriebswelle

— Nessuna indicazione = diametro standard;
diametro opzionale = vedi tabella.

— No indications = standard diameter;
optional diameter = see table.

— Keine Angabe = Standard-durchmesser
Optionaler durchmesser = siehe Tabelle.

A... / 1		32	40	50	60	80	100
	Standard	— (Ø 19)	— (Ø 19)	— (Ø 24)	— (Ø 28)	— (Ø 38)	— (Ø 48)
	Optional	Ø 14	Ø 20	Ø 25	Ø 30	Ø 40	Ø 50


A... / 2 A... / 3		25	35	41	45	50	55	60	70	80	100	120	140
	Standard	— (Ø 11)	— (Ø 16)	— (Ø 20)	— (Ø 25)	— (Ø 25)	— (Ø 30)	— (Ø 30)	— (Ø 35)	— (Ø 40)	— (Ø 50)	— (Ø 60)	— (Ø 70)
	Optional	Ø 14	Ø 19 Ø 20	Ø 19 Ø 25	Ø 24 Ø 30	Ø 24 Ø 30	Ø 32	Ø 28 Ø 35	not available	Ø 38	Ø 48	not available	Ø 80

Fig. 43: Tabla de ejes de salida del catálogo de motorreductores

El motorreductor seleccionado para la cizalla es el modelo **AR 60/2** y para dicho modelo se tendrá que el eje de salida estandar es de diametro 30mm, en nuestro caso se ha dicho que la salida de la reductora será en agujero que es una opcion que tambien da el fabricante en su catálogo.

Con el diametro del eje de salida de la reductora que facilita el fabricante se podrán ver las dimensiones de la chaveta, a excepcion de su longitud, en la tabla que proporciona el propio fabricante de las reductoras su catálogo.

1.9 Linguette

1.9 Keys

1.9 Federn

Albero entrata
Input shaft
Antriebswelle

Albero uscita
Output shaft
Abtriebswelle

d_1	$b \times h$	t_1
16	5 x 5	3.0
19	6 x 6	3.5
24	8 x 7	4.0
28	8 x 7	4.0

d	$b \times h$	t_1
11	4 x 4	2.5
14	5 x 5	3.0
16	5 x 5	3.0
19	6 x 6	3.5
20	6 x 6	3.5
24	8 x 7	4.0
25	8 x 7	4.0
28	8 x 7	4.0
30	8 x 7	4.0
35	10 x 8	5.0
38	10 x 8	5.0
40	12 x 8	5.0
48	14 x 9	5.5
50	14 x 9	5.5
60	18 x 11	7.0
70	20 x 12	7.5

Fig. 44: Tabla de chavetas del catálogo de motorreductores

Aunque en este caso se ha seleccionado un eje de salida de reductora hueco se sobreentiende que se acopla a un eje de ese mismo diámetro.

En la tabla de la Fig 44 se resalta en amarillo las dimensiones de la chaveta adecuada para el diámetro del eje de salida, en esta tabla solo se podrán obtener las dimensiones de la base y la altura así que habrá que proceder a realizar los cálculos oportunos para obtener la longitud mínima necesaria de la chaveta que sea capaz de soportar los esfuerzos a los que estará sometida.

En primer lugar se seleccionará un material para la chaveta, que según la norma DIN 6885 será un acero C45 cuyo límite elástico será $\sigma = 340 \text{ MPa}$ y su $\sigma_{Rc} = 640 \text{ MPa}$.

Para el eje y para el cubo se tendrá un $\sigma_R = 700 \text{ MPa}$, el coeficiente de seguridad será $CS = 4$ y el par de giro de la reductora $M = 436 \text{ Nm}$.

Sabiendo también que el diámetro del eje es de 30mm ya se puede comenzar a calcular la longitud de la chaveta.

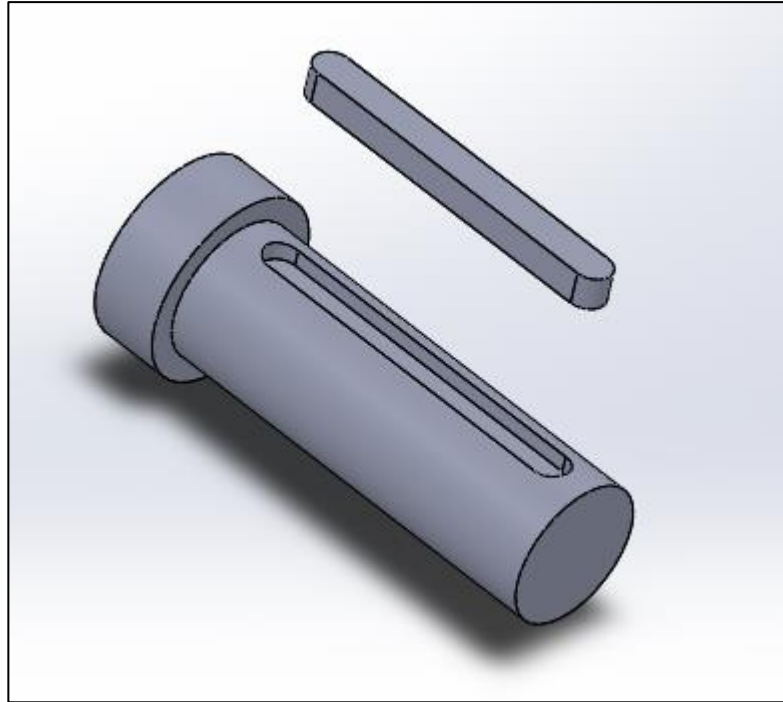


Fig. 45: Ejemplo eje-chaveta

La fuerza a tener en cuenta para los cálculos será la fuerza tangencial en el exterior del eje, F_{tc} :

$$F_{tc} = \frac{M}{r} = \frac{436000 Nmm}{15} = 29066,36 N$$

En primer lugar se calculará la longitud mínima a cortadura, para lo que se tendrá en cuenta el área a cortadura que será la base “b” de la chaveta por la longitud “L”:

$$A_c = b \cdot L = 8 \cdot L = 8L$$

La tensión máxima a cortadura que soportará la chaveta será:

$$\tau_{max} = \frac{F_{tc}}{A_c} = \frac{29066,67}{8L} = \frac{3633,34}{L} MPa \quad (Ec. 29)$$



La tensión máxima admisible por la chaveta teniendo en cuenta el CS=4 será:

$$CS = \frac{\frac{1}{2} \sigma_{Rc}}{\tau_{max.adm.}} \quad (Ec. 30)$$

Se despeja $\tau_{max.adm.}$ en la Ec. 30 y se sustituyen los valores correspondientes:

$$\tau_{max.adm.} = \frac{\frac{1}{2} \sigma_{Rc}}{CS} = \frac{640 MPa}{2 \cdot 4} = \mathbf{80 MPa} \quad (Ec. 31)$$

Para obtener el valor de "L" habrá que igualar las ecuaciones Ec. 29 y Ec. 31 y despejar "L":

$$80 = \frac{3633,34}{L} \rightarrow \boxed{L = 45,4 mm}$$

En segundo lugar se calculará la longitud mínima de la chaveta por aplastamiento entre el eje y la chaveta, mediante el metodo del cortante máximo, para lo que se tendrá en cuenta el área de aplastamiento en el eje que será la altura que la chaveta se introduce en el eje "t1" y la longitud "L":

$$A_{ae} = t1 \cdot L = 4 \cdot L = \mathbf{4L}$$

La tensión máxima a cortadura que soportará la chaveta será:

$$\sigma_R = \frac{F_{tc}}{A_{ae}} = \frac{29066,67}{4L} = \frac{\mathbf{7266,67}}{L} MPa$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sigma_R = \frac{7266,67}{2 \cdot L} = \frac{\mathbf{3633,34}}{L} MPa \quad (Ec. 32)$$

La tensión máxima admisible por la chaveta teniendo en cuenta el CS=4 será:

$$CS = \frac{\frac{1}{2} \sigma_R}{\tau_{max.adm.}} \quad (Ec. 33)$$



Se despeja $\tau_{max.adm.}$ en la Ec. 33 y se sustituyen los valores correspondientes:

$$\tau_{max.adm.} = \frac{\frac{1}{2}\sigma_R}{CS} = \frac{700MPa}{2 \cdot 4} = \mathbf{87,5MPa} \quad (Ec. 34)$$

Para obtener el valor de "L" habrá que igualar las ecuaciones Ec. 32 y Ec. 34 y despejar "L":

$$87,5 = \frac{3633,34}{L} \rightarrow \boxed{L = 41,5mm}$$

Por último se calculará la longitud mínima de la chaveta por aplastamiento entre el cubo y la chaveta, mediante el metodo del cortante máximo, para lo que se tendrá en cuenta el área de aplastamiento en el cubo que será la altura que la chaveta se introduce en el cubo "t2" y la longitud "L":

$$A_{ae} = t2 \cdot L = 3 \cdot L = \mathbf{3L}$$

La tensión máxima a cortadura que soportará la chaveta será:

$$\sigma_R = \frac{F_{tc}}{A_{ac}} = \frac{29066,67}{3L} = \frac{\mathbf{9688,67}}{L} MPa$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}\sigma_R = \frac{9688,67}{2 \cdot L} = \frac{\mathbf{4844,45}}{L} MPa \quad (Ec. 35)$$

La tensión máxima admisible por la chaveta teniendo en cuenta el CS=4 será:

$$CS = \frac{\frac{1}{2}\sigma_R}{\tau_{max.adm.}} \quad (Ec. 36)$$

Se despeja $\tau_{max.adm.}$ en la Ec. 36 y se sustituyen los valores correspondientes:

$$\tau_{max.adm.} = \frac{\frac{1}{2}\sigma_R}{CS} = \frac{700MPa}{2 \cdot 4} = \mathbf{87,5MPa} \quad (Ec. 37)$$



Para obtener el valor de “L” habrá que igualar las ecuaciones Ec. 35 y Ec. 37 y despejar “L”:

$$87,5 = \frac{4844,45}{L} \rightarrow \boxed{L = 55,4mm}$$

De las tres longitudes obtenidas en los cálculos realizados en este apartado se seleccionará la mayor de todas, que ha sido la que se obtenido por aplastamiento entre la chaveta y el cubo.

Ya que las chavetas se pueden ser compradas en barras de diferentes longitudes y posteriormente pueden ser cortadas a la longitud deseada por el consumidor, aunque la longitud mínima sea de 55,4mm, esta se aproximará a 56mm, ya que es una medida en milímetros sin decimales y así por lo tanto la longitud mínima con la que se contará será:

$$\boxed{L_{min} = 56mm}$$



2.3. RESUMEN DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS:

- Datos de inicio:

Ferralla B 500 SD de diámetro máximo 12mm: $\sigma_F=500\text{MPa}$
 $\sigma_R=575\text{MPa}$

- Selección motorreductor:

1º-Fuerza de corte: $F_C=52026\text{N}$
2º-Fuerza de la biela: $F_B=16429,26\text{N}$
3º-Par a la salida de la reductora: $M_R=410,725\text{Nm}$
4º-Velocidad angular a la salida de la reductora: $\omega_R \approx 60\text{rpm}$
5º-Selección de motorreductor: $\rightarrow \text{AR } 60/2 \text{ (3KW)}$

- Cálculo y selección de elementos:

1º-Diámetro del pasador de la biela: $d=18\text{mm}$
2º-Espesor de la cuchilla móvil: $e=15\text{mm}$
3º-Selección de casquillo: $\rightarrow \text{XA } 18 \text{ } 20 \text{ } 15$
4º-Altura min. en zona más desfavorable de la cuchilla móvil: $h=140\text{mm}$
5º-Comprobar cuchilla móvil en zona del pasador: $\rightarrow \text{Cumple}$
6º-Altura min. de la cuchilla móvil en la zona de corte: $h=62\text{mm}$
7º-Selección rodamiento de la biela: $\rightarrow 22205\text{C}$
8º- Comprobar biela a pandeo: $\rightarrow \text{Cumple}$
9º-Diámetro grande en eje excéntrico: $D_2=50\text{mm}$
10º-Diámetro pequeño en eje excéntrico: $D_3=40\text{mm}$
11º-Selección de rodamiento para sección 2 del eje excéntrico: $\rightarrow \text{LH-22210C}$
12º-Selección de rodamiento para sección 3 del eje excéntrico: $\rightarrow 6208\text{ZZ}$
13º-Longitud de la chaveta: $L=56\text{mm}$

NOTA: sustitución del material de fabricación del eje excéntrico, acero 1.7033 por acero 1.8159.

3. MONTAJE:

En este punto se hablará de cómo realizar el montaje de los diferentes elementos que han calculado y los que se han seleccionado, también se terminará de seleccionar algunos elementos que se utilizan en el montaje para la sujeción de algunas piezas que componen el conjunto de la cizalla.

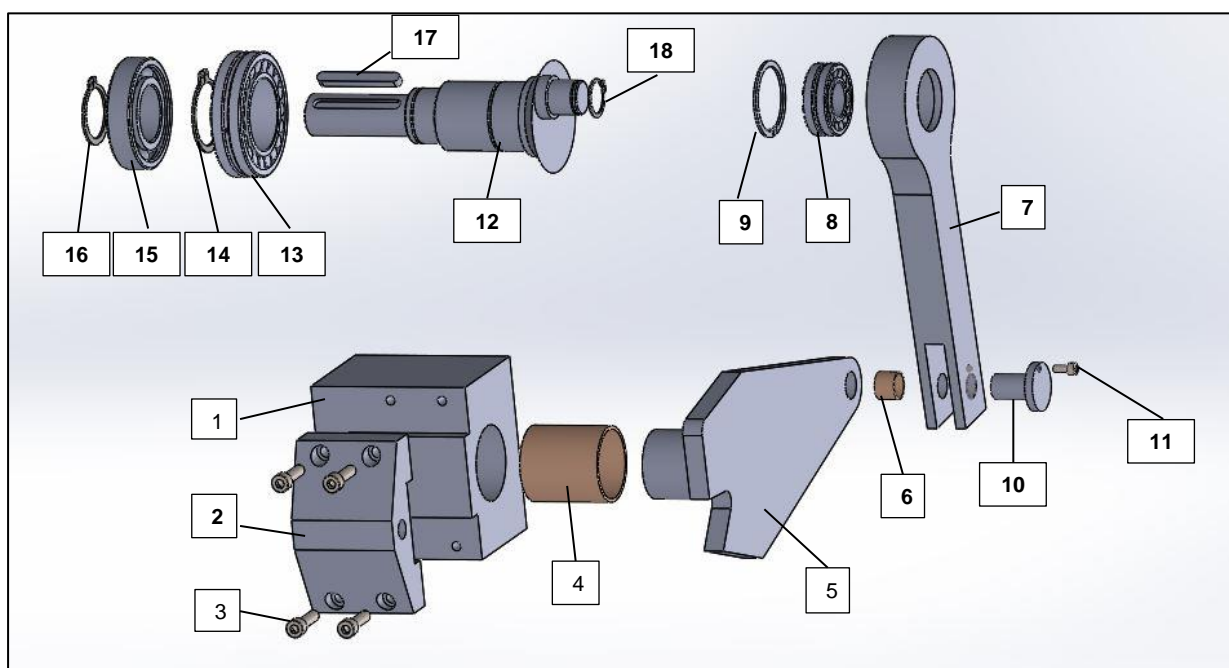


Fig. 46: Vista del conjunto de la cizalla en explosión

Las piezas enumeradas que se muestran en la Fig. 36. se han enumerado prácticamente según el orden de montaje de cada una de ellas, ahora se procederá a nombrar cada una de ellas para posteriormente realizar una breve descripción de cómo va montada cada una y el orden de montaje aproximado, ya que en algunos casos pueden montarse ciertas piezas en orden diferente sin que afecte para nada.

Enumeración de las piezas:

1. Parte fija de la cizalla (Chasis).



2. Cuchilla fija.
3. Tornillos (M8x30) de fijación de la cuchilla fija (4 unidades).
4. Casquillo auto lubricante del eje de la cuchilla móvil.
5. Cuchilla móvil.
6. Casquillo auto lubricante cuchilla móvil-biela.
7. Biela.
8. Rodamiento de rodillos esféricos (22205).
9. Anillo elástico D52 (DIN 472).
10. Pasador.
11. Tornillo (M5x12).
12. Eje excéntrico.
13. Rodamiento de rodillos esféricos (22210).
14. Anillo elástico D50 (DIN 471).
15. Rodamiento de bolas (6208)
16. Anillo elástico D40 (DIN 471).
17. Chaveta.
18. Anillo elástico D25 (DIN 471).

Orden de montaje:

En este punto se explicará el procedimiento de montaje de todo el conjunto, el orden de montaje puede variar ligeramente sin que repercuta en el estado final. También se explicará cómo se ajustan algunos de los componentes y porque.

En primer lugar se colocará la cuchilla fija sobre el chasis y se atornillará utilizando los 4 tornillos de M8.

Colocar el casquillo de bronce auto lubricado "XA 55-20-60" en el chasis y el "XA 18-20-15" en la cuchilla móvil, los casquillos deberán ir montados con el ajuste que indique el fabricante. Posteriormente ya se puede colocar la cuchilla móvil sobre el casquillo insertado en el chasis.

Meter el rodamiento "22205" en el alojamiento mecanizado para ello en la biela, para el montaje de los rodamientos será conveniente usar un utillaje de bronce con el diámetro adecuado para así evitar golpear el rodamiento con el martillo o mazo de nylon, también se



evitará que el rodamiento entre en el alojamiento cruzado y se pueda quedar atascado. Para el montaje de los rodamientos también es conveniente el uso de pasta de montaje ya que facilita el montaje y el desmontaje en caso de tener que sustituirlo. Una vez el rodamiento está en su sitio se colocará el anillo elástico que evitará que el rodamiento se salga de su posición. Los alojamientos de los anillos elásticos se han dimensionado en función de la misma normativa que poseen los anillos elásticos, la DIN 471 para ejes y la DIN 472 para agujeros.

Ahora se procederá al montaje de los dos rodamientos grandes del eje excéntrico, en primer lugar se colocará el rodamiento “22210” que es que va en la parte más gruesa del eje, para ello se seguirán los mismos pasos de montaje que se han seguido en el rodamiento montado anteriormente, también al igual que en el caso anterior una vez el rodamiento este en su posición se colocará el anillo elástico correspondiente. Tras acabar con este rodamiento se instalará el rodamiento “6208” otra vez siguiendo los mismos pasos. En los planos donde se especifican las medidas del eje excéntrico se podrá observar que los diámetros hasta llegar a la zona de asiento de los rodamientos son un poco inferiores para que sea más fácil introducir el rodamiento, el ajuste solo se producirá en la zona donde el rodamiento asienta, esto será así en todos los alojamientos para pista interior de rodamiento. Para los asientos de las pistas exteriores se realizarán de forma similar pero haciendo los diámetros hasta llegar al asiento de los rodamientos mayores en vez de menores.

Tras la colocación de los rodamientos del eje excéntrico ya se podrá colocar la chaveta. El eje excéntrico irá metido dentro de una camisa/soporte que garantizaría su correcta posición y además serviría para acoplarlo al motorreductor, este soporte estaría fijado al chasis de la máquina. Para montar el eje excéntrico con el motorreductor también es conveniente utilizar una pasta que evita que esta unión con el tiempo acabe gripada y sea muy complicado su desmontaje en caso de avería o rotura.

Con el eje excéntrico colocado en el soporte ya se puede unir a la biela mediante el rodamiento “22205” y siguiendo los mismos pasos que se han utilizado para el montaje del resto de rodamientos.

Y por último quedará la unión de la biela a la cuchilla móvil mediante el pasador. Como se puede observar en esta unión solo hay casquillo en la cuchilla móvil, esto se debe a que es en la única parte donde el pasador realizará giro con respecto a la otra pieza. El pasador se atornillará a la biela con un tornillo de M5 para evitar que haya cualquier tipo de



desplazamiento entre pasador y biela y así evitar cualquier tipo de desgaste y/o rozamientos innecesarios.

4. MODELIZACIÓN CON SOLIDWORKS:

En este apartado se realizará una modelización con el software SolidWorks para poder realizar una comparación de los resultados obtenidos mediante los cálculos realizados en este TFG y los obtenidos mediante el software.

SolidWorks nos dará un resultado muy visual de acumulaciones de tensiones y de los desplazamientos que se producen.

Se realizará la modelización de dos de piezas principales del conjunto, la cuchilla móvil y el eje excéntrico.

4.1. MODELIZACIÓN DE LA CUCHILLA MÓVIL:

En primer lugar se ha aplicado el material al elemento que se va a estudiar, tras dicha operación se han asignado las restricciones y las cargas. En el eje de giro y en el alojamiento donde se acopla el casquillo que sirve para la unión con la biela se han restringido los movimientos para simular unos empotramientos y en la en la cual se realiza el corte se ha definido una superficie de 12mm (igual al diámetro de la varilla de ferralla a cortar) en la que se aplicará la fuerza de corte que en este caso será de 52026N.

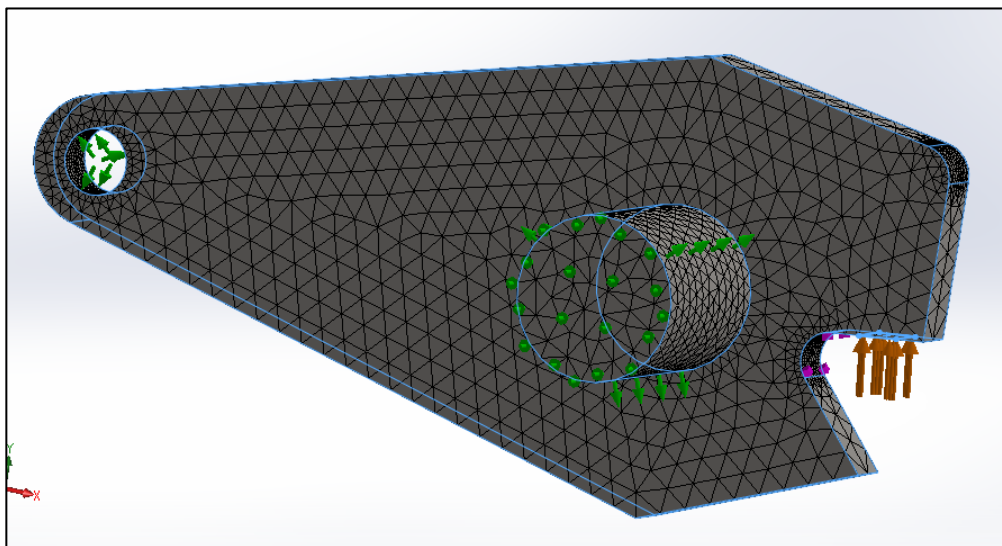


Fig. 47: Malla y aplicación de cargas y restricciones.

En la Fig. 47 se puede ver gráficamente como han quedado las restricciones y las cargas aplicadas, tras estos procesos ya se puede pasar a realizar la simulación para mostrar los resultados a continuación.

Resultado de los desplazamientos:

En la Fig. 48 se puede observar que el desplazamiento máximo que se produce en la pieza es de 0,17mm, lo que es algo muy aceptable, así por este lado la pieza sí que cumpliría para el trabajo que debe realizar.

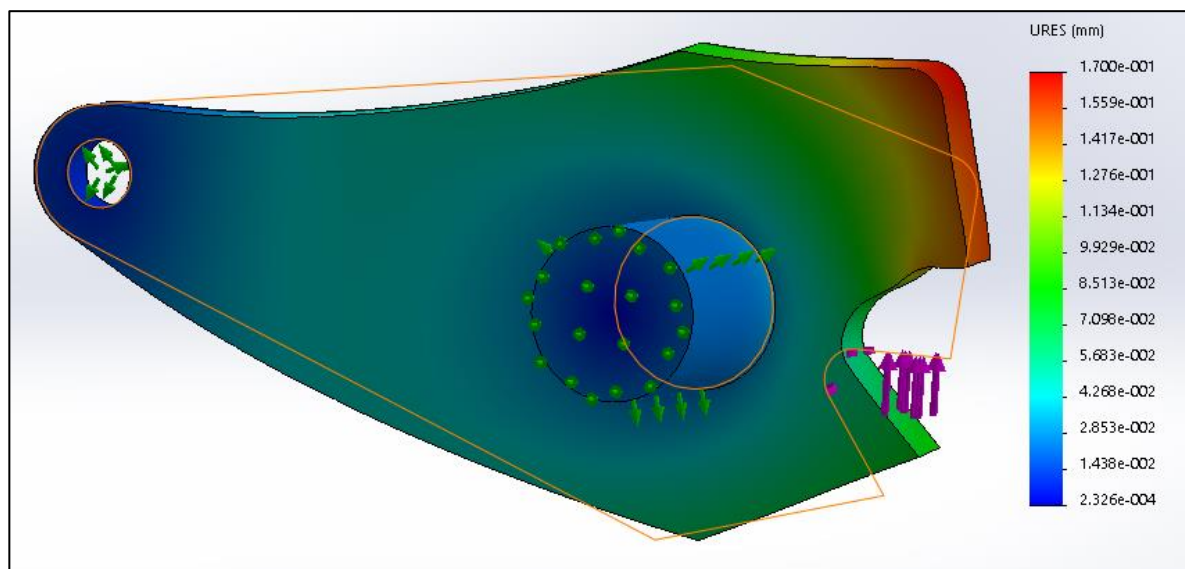


Fig. 48: Desplazamientos

Resultado de las tensiones:

En cuanto a estos resultados se puede ver que la zona más solicitada de la cuchilla móvil es la zona curvada en la parte donde se realiza el corte

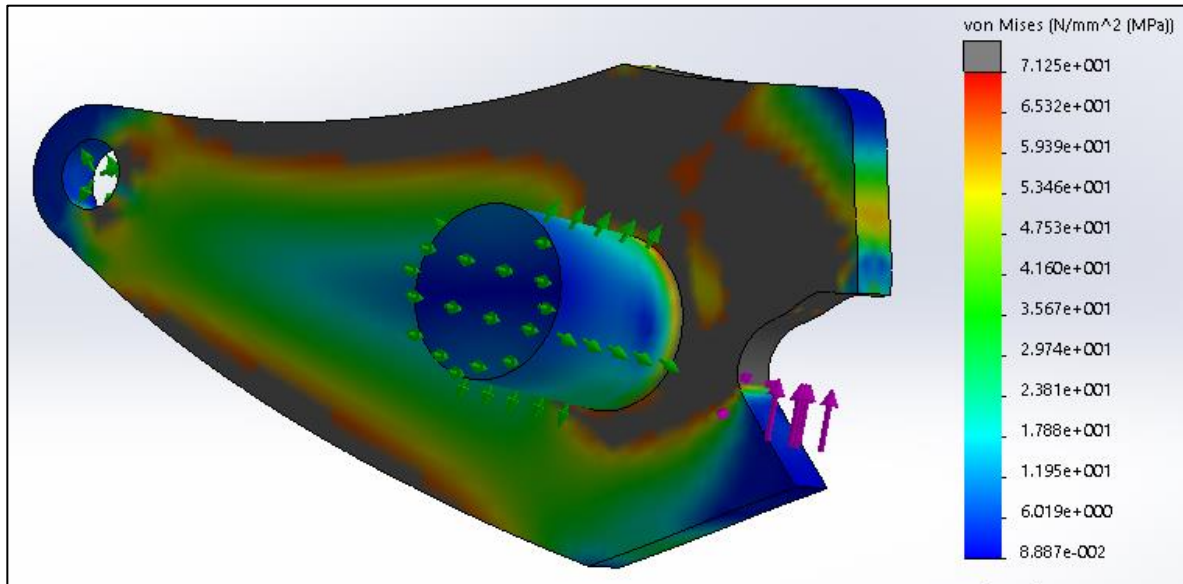


Fig. 49: Tensión de Von Mises

Se ha programado el software para que muestre en gris las zonas que no cumplen los requisitos, al utilizar un $CS=4$ la tensión máxima que se tiene es de 71,25MPa, todas las zonas en gris sobrepasan este límite, lo que quiere decir que la pieza no cumple.

Se puede decir que se ha cometido un error al realizar los cálculos o que no se han tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos algunas de las secciones importantes. Habrá que hacer alguna modificación en la pieza para que sea capaz de cumplir con los requisitos del diseño.

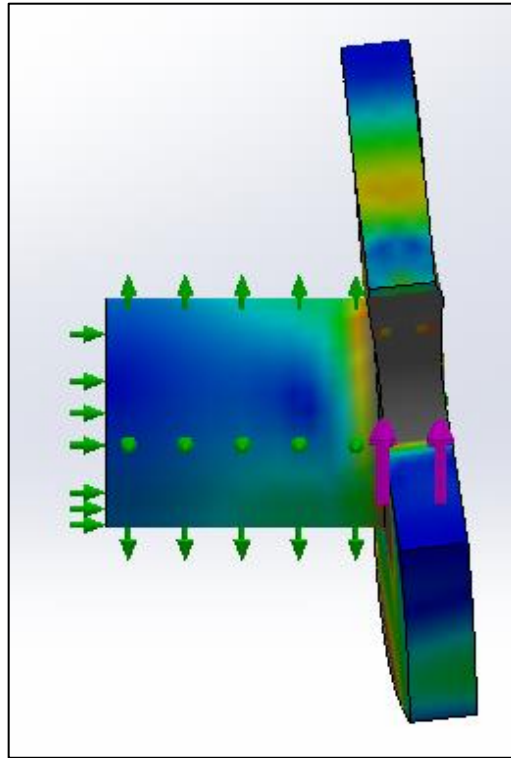


Fig. 50: Tensión de Von Mises

En la Fig. 50 también se puede ver como se retuerce la pieza, una de las causas por las cuales se produce la deformación de esa manera es que solo está sujeta al eje por un lado de la pieza.

Modificación del espesor y redondeo en eje de giro:

Para intentar que la cuchilla móvil cumpla se procederá a cambiar el espesor de la cuchilla en la zona más solicitada. La cuchilla que se ha diseñado en un principio tenía un espesor de 15mm, se cambiará a 30mm, También se hará un redondeo de 2 mm en la zona donde el eje de giro se une a la zona plana de la cuchilla y por último el radio exterior de la zona donde está el alojamiento del casquillo que une la cuchilla con la biela pasará de radio 20mm a radio 30mm.

Con estas modificaciones se pretende eliminar una acumulación de tensiones en la zona en la que el eje de giro se une a la cuchilla y aumentar sección resistente en las partes donde la pieza no cumple con los requisitos necesarios.

Antes de pasar a ver los resultados del análisis de la pieza modificada, se va a mostrar una imagen comparativa de la pieza original y la modificada.

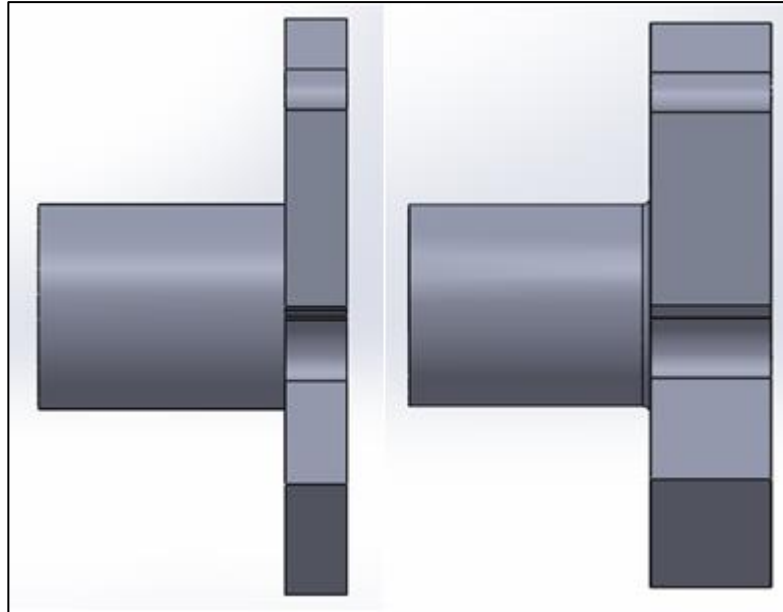


Fig. 51: Izda. Sección original; Dcha. Sección modificada

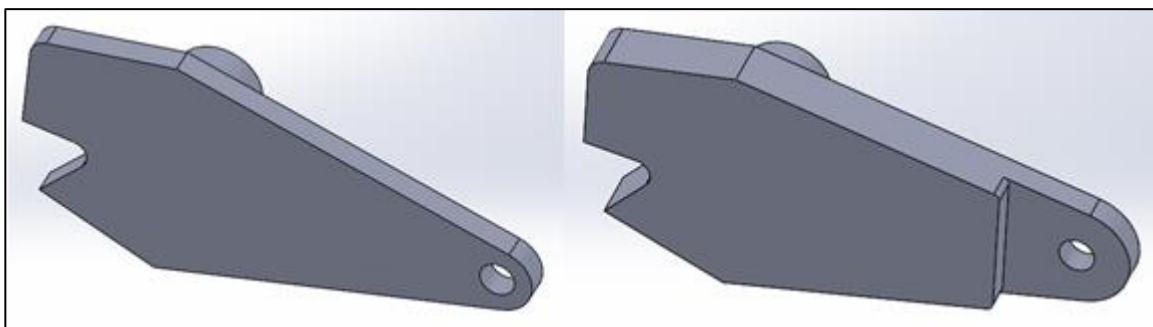


Fig. 52: Izda. Sección original; Dcha. Sección modificada

Tras ver gráficamente las diferencias entre ambas piezas, se pasará a analizar la pieza modificada.

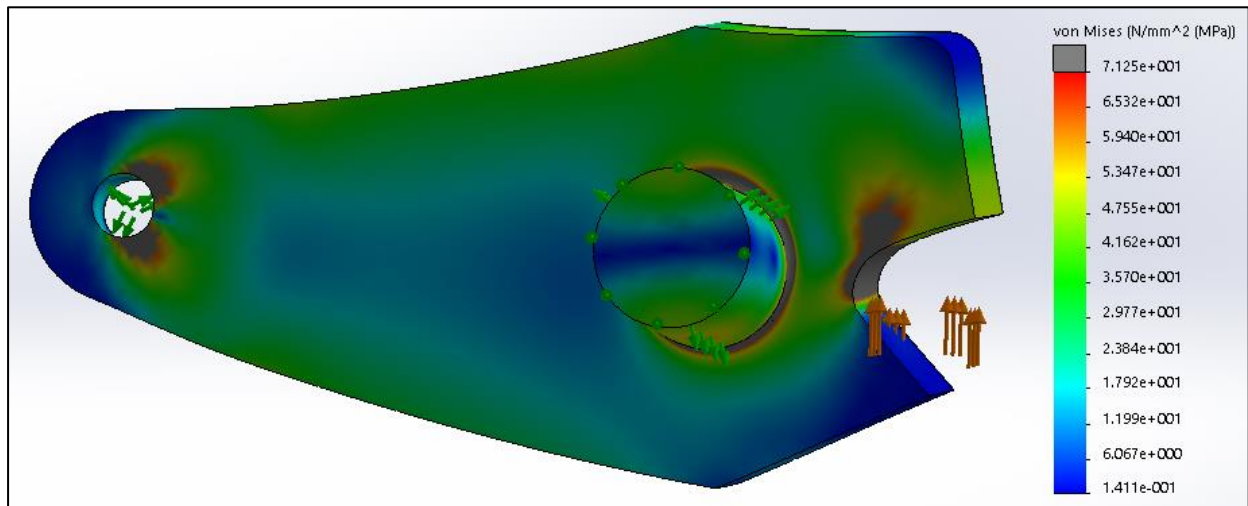


Fig. 53: Tensión de Von Mises de la Cuchilla Móvil modificada

En la Fig. 53 se puede ver como los límites máximos establecido de tensiones se superan en algunas zonas en las cuales se genera cierta acumulación de tensiones. Debido a que el CS=4 el límite de tensiones se establece en 71,25MPa.

En la siguiente simulación se compararán las tensiones con el limite a fatiga del material que será la tensión de rotura dividida para dos

$$\text{Limite a fatiga} = \frac{\sigma_R}{2} = \frac{470}{2} = 235\text{MPa}$$

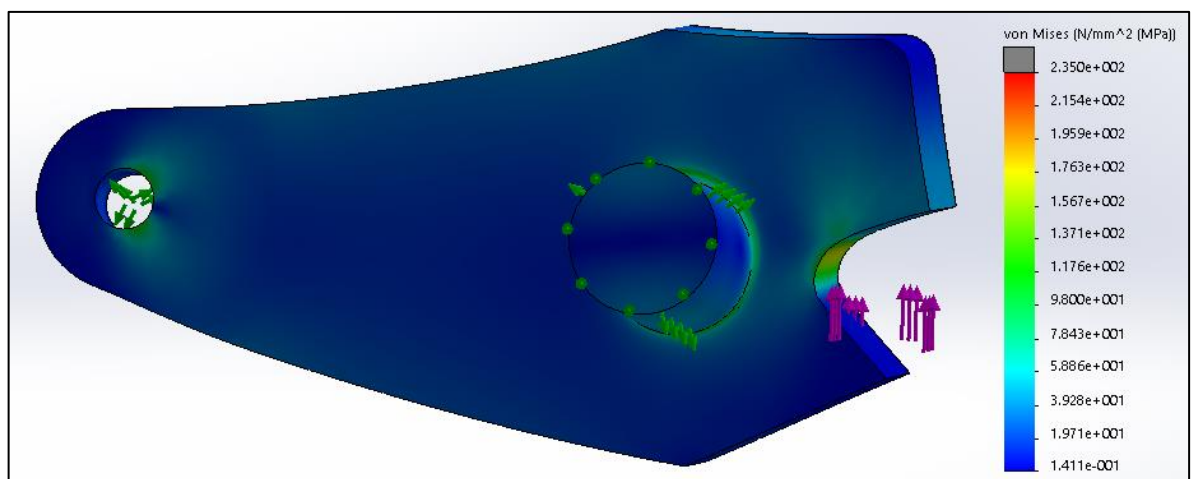


Fig. 54: Tensión de Von Mises comparada con el limite a fatiga.

En la Fig. 54 se puede ver que al realizar la comparación de la tensión admisible con el límite a fatiga la pieza, esta no sobrepasa la tensión límite.

Los desplazamientos serán inferiores a los valores anteriores y en el caso anterior ya eran admisibles así que no será necesario volver a estudiarlos ya que cumplirán de sobra.

Por todo lo mencionado en este último punto se puede decir que con las modificaciones realizadas en la pieza, esta ya cumple con las especificaciones para poder realizar el trabajo al que estará sometida. Las modificaciones realizadas se podrán consultar en el ANEXO de documentación gráfica.

4.2. MODELIZACIÓN DEL EJE EXCÉNTRICO:

Al igual que se ha hecho con la cuchilla móvil, en primer lugar se ha aplicado el material al elemento que se va a estudiar, tras dicha operación se han asignado las restricciones y las cargas. En la zona donde va acoplada la reductora y en los apoyos de los dos rodamientos para evitar desplazamientos incorrectos en la simulación se han restringido los desplazamientos en la dirección radial, y por último se ha restringido el movimiento en la cara plana del eje donde va el rodamiento que transmite el movimiento a la biela y se ha colocado una fuerza en la cara cilíndrica que es la fuerza que el eje transmite a la biela. Finalmente se ha realizado el mallado del eje para poder realizar la simulación.

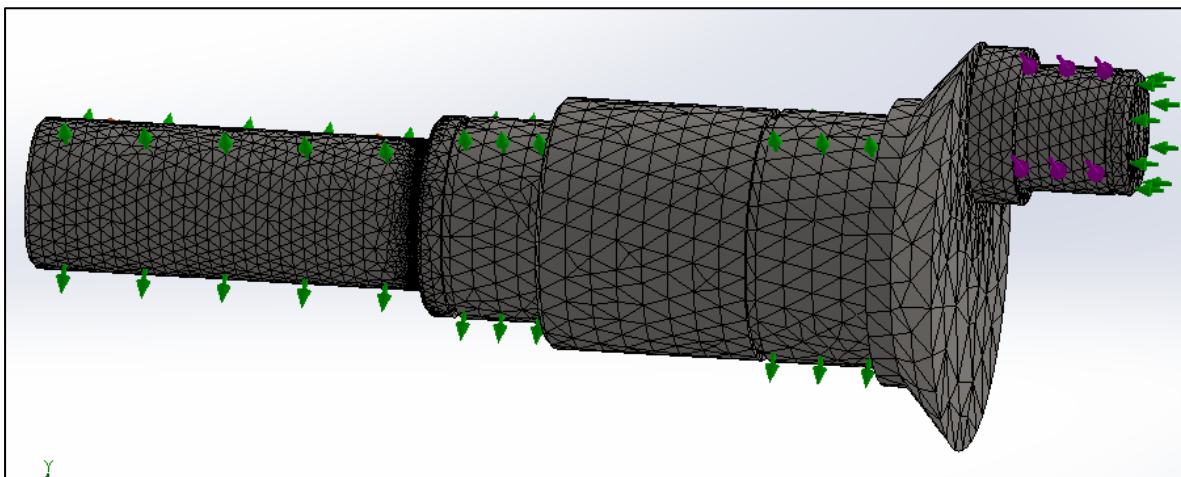


Fig. 55: Malla y aplicación de cargas y restricciones.

En la Fig. 55 se puede ver gráficamente como han quedado las restricciones y las cargas aplicadas, tras estos procesos ya se puede pasar a realizar la simulación para mostrar los resultados a continuación.

Resultado de los desplazamientos:

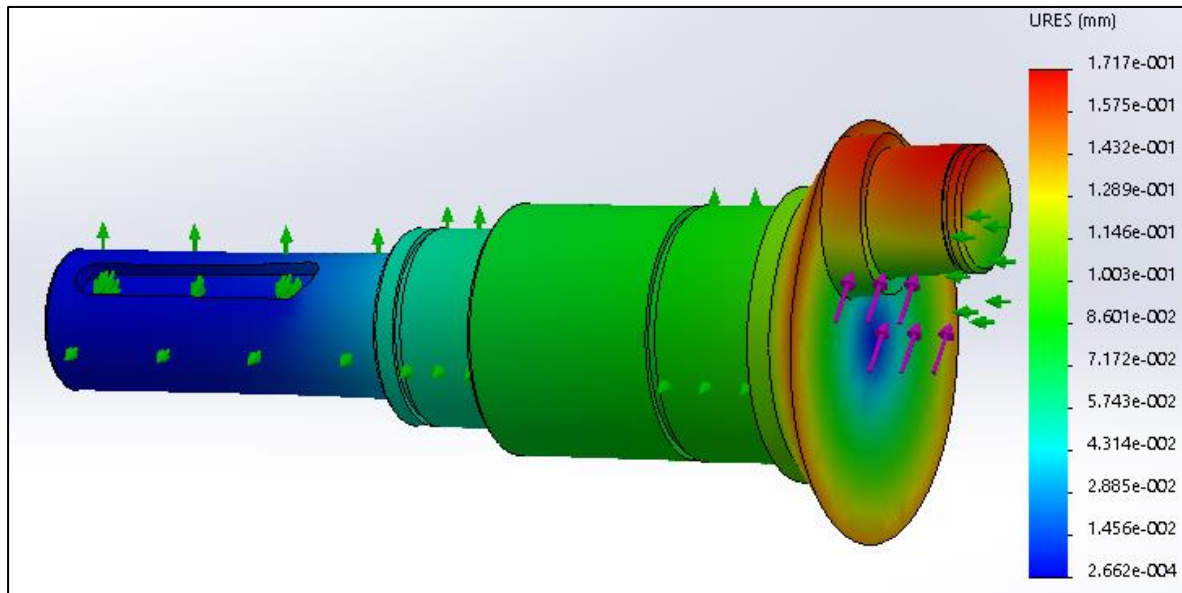


Fig. 56: Desplazamientos.

En las Fig. 56 se pueden ver los desplazamientos gráficamente y se puede decir que estos son admisibles ya que el desplazamiento máximo es de 0,17mm.

Resultado de las tensiones:

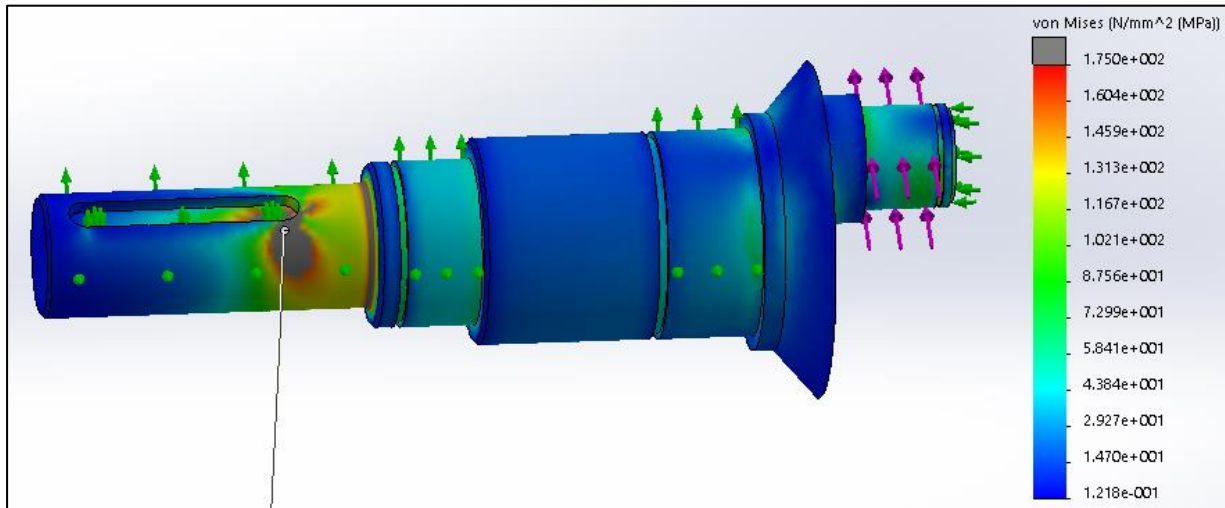


Fig. 57: Tensiones.

Para el Eje Excéntrico se ha utilizado acero 1.8159 cuya tensión de fluencia es de 700MPa y teniendo en cuenta un $CS=4$ el límite máximo al que se puede llegar es de 175MPa. Las zonas que el software colorea de color gris, al igual que el caso anterior, son las que sobrepasan el límite establecido. Hay que tener en cuenta que en esas zonas es donde se generan acumulaciones de tensiones debido a la geometría que tienen y las zonas de aplicación de las fuerzas.

Debido a que esta pieza no posee una fatiga acusada y que no recibe cargas fluctuantes se realizara una comparación con el límite de fatiga:

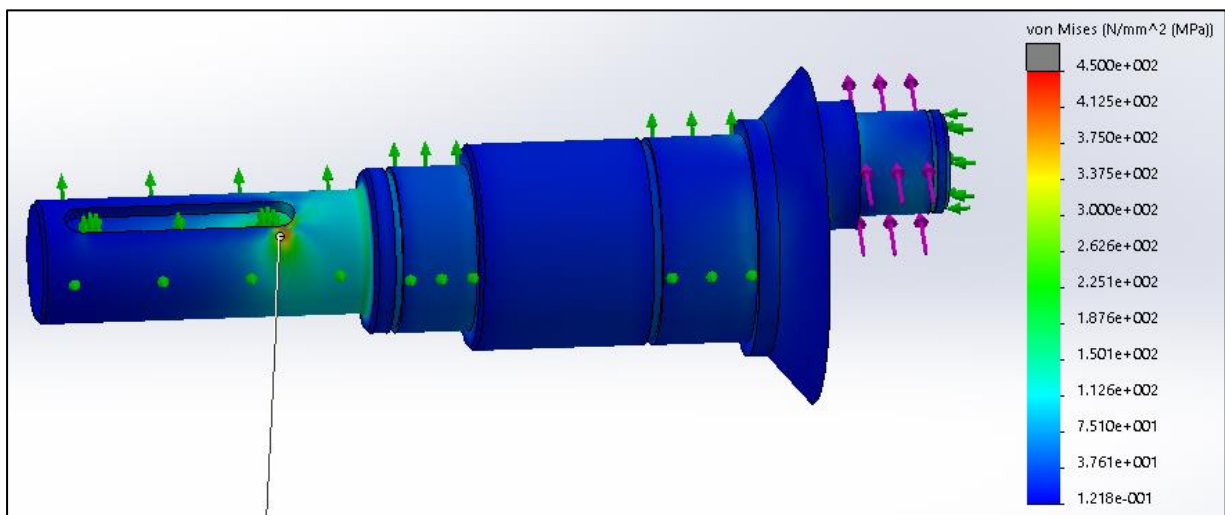


Fig. 58: Tensiones comparadas con el limite a fatiga.



En la Fig. 58 se puede apreciar que en ningún lugar se sobrepasa el límite a fatiga que en este caso será 450MPa, la mitad de la tensión de rotura.

Debido a lo comentado en las líneas anteriores se podrá decir que el eje excéntrico fabricado con el acero 1.8159 CUMPLIRÁ los requisitos necesarios.



5. BIBLIOGRAFÍA:

- Apuntes de CRITERIOS DE DISEÑO DE MÁQUINAS, Javier Abad, Paula Canalís y Hugo Malón
- James M.Gere, Timoshenko 5ª Edición, 2009, Paraninfo.
- www.rae.es
- www.totalmateria.com
- DIN 6885
- DIN 471
- DIN 472
- Catálogo de casquillos de Sanmetal SA
- Catálogo de barras corrugadas de Grupo CELSA
- Catálogo de motorreductores de Martinena
- Catálogo de rodamientos de NTN corporation