



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo de final de grado

### 1. MEMORIA

# ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 kN

Analysis, design and modeling of the arm of an excavator developing a force of  
170 kN at the end of the bucket

Autor

Enrique José Sánchez Erruz

Director

D. Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2017



## 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<sup>a</sup>. \_\_\_\_\_,

con nº de DNI \_\_\_\_\_ 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)  
\_\_\_\_\_, (Título del Trabajo)

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

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

Zaragoza, \_\_\_\_\_

Fdo: \_\_\_\_\_

## Resumen:

### Análisis, diseño y modelado del brazo de una excavadora desarrollando una fuerza en el extremo del cazo de 170 kN

En este proyecto se ha realizado un diseño completo que dimensione cada una de las partes que componen el conjunto del brazo de una excavadora y que, a la hora de ensamblarlo, no existen interferencias entre ellas para los rangos de movimiento planteados.

La fuerza a desarrollar se obtuvo de la búsqueda de distintos modelos de excavadoras de tamaño medio fabricadas por distintas marcas comerciales. Con la fuerza seleccionada, se ha desarrollado un diseño con un acero comercial con un límite de fluencia de 355 MPa y se determinaron las características necesarias de los cilindros hidráulicos de accionamiento.

Las dimensiones del conjunto han sido optimizadas de manera que se generen los mínimos esfuerzos en las distintas secciones a la vez que las distancias máximas de los cilindros no planteen un problema de pandeo al realizar una selección o dimensionado erróneo.

Dicho conjunto deberá soportar una fuerza del modo que marque la normativa aplicable y a la vez que resista la aplicación de otros valores de fuerza para distintas posiciones que componen un ciclo de trabajo. El resto de estas posiciones se plantearán mediante distintas hipótesis de cálculo en las que se activarán los distintos cilindros hidráulicos, escogidos de un catálogo comercial que permite hacer modificaciones a los diseños básicos.

Además, se ha realizado un modelo en 3D en el programa informático SolidWorks que permita llevar a cabo distintos ensayos con el dimensionamiento realizado pudiendo comprobar la validez de este, así como la búsqueda de concentradores de tensiones que no han sido considerados en el diseño inicial teórico.

## ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	Introducción .....	4
1.1.	Objeto .....	7
1.2.	Fases de elaboración .....	8
2.	Simplificación del conjunto .....	10
2.1.	Diagramas de sólido libre y ecuaciones de equilibrio .....	12
3.	Posiciones analizadas.....	20
3.1.	Posiciones base.....	20
3.2.	Posiciones intermedias de un ciclo de trabajo.....	22
3.3.	Resumen de los esfuerzos máximos .....	25
4.	Selección de los cilindros hidráulicos.....	27
4.1.	Características de los cilindros .....	28
5.	Dimensionado de los componentes.....	29
5.1.	Material empleado .....	29
5.2.	Secciones de la pluma.....	29
5.3.	Secciones del brazo.....	31
5.4.	Pasadores.....	33
5.5.	Barras 3 .....	34
5.6.	Barra 5 .....	38
5.7.	Alojamientos.....	40
5.8.	Orejetas.....	41
5.9.	Cazo .....	42
6.	Modelo de SolidWorks.....	43
6.1.	Vistas explosionadas del conjunto .....	44
6.2.	Resultados .....	45
7.	Conclusiones .....	49
8.	Bibliografía .....	50
8.1.	Normativa .....	50
8.2.	Información comercial .....	50
8.3.	Referencias educativas.....	50
8.4.	Software .....	50

## 1. Introducción

Este trabajo ha sido realizado con la colaboración del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura (EINA) de la Universidad de Zaragoza, con la dirección del profesor D. Javier Abad Blasco, que aconsejó en todo momento acerca del enfoque y cálculo de las distintas partes del trabajo.

La norma UNE-EN ISO 115443:2003 "*Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales*", define excavadora hidráulica como:

*"Excavadora autopropulsada sobre ruedas, cadenas o patas, con una estructura superior capaz, normalmente, de efectuar un giro de 360°, con un equipo cuya principal función es la de excavar mediante una cuchara, sin que la estructura portante se desplace durante un ciclo de trabajo de la máquina y que utiliza un sistema hidráulico para accionar los equipos montados sobre la máquina básica."*

Además, distingue entre los distintos tipos de equipos:

Equipo de excavadora frontal: "Consiste en una pluma, articulaciones de brazos y una cuchara frontal que corta hacia fuera de la máquina y generalmente hacia arriba. Se emplea principalmente para la excavación por encima del plano de referencia al suelo"



*Imagen 1.1. Modelo de excavadora con equipo de excavación frontal*

Equipo de cuchara bivalva: “Consiste en una pluma, un brazo y una cuchara bivalva o de almeja con sus articulaciones. La excavación y el agarre se hacen generalmente en dirección vertical, descargando por debajo o por encima del plano de referencia al suelo.”



*Imagen 1.2. Modelo de excavadora con equipo de cuchara bivalva*

Equipo de pluma telescópica: “Consiste en una pluma y una cuchara que puede extenderse y retraerse sobre el eje de la pluma y corta hacia la máquina mediante la acción telescópica de la pluma. Se utiliza principalmente para la excavación y/o regularización de pendientes, tanto sobre como bajo el plano de referencia al suelo.”



*Imagen 1.3. Modelo de excavadora con equipo de pluma telescópica*

Equipo de retroexcavación. Consiste en una pluma, un brazo, articulaciones y una cuchara que corta generalmente hacia la máquina. Principalmente se emplea en la excavación por debajo del plano de referencia al suelo.



Imagen 1.4. Modelo de excavadora con equipo de retroexcavación con los componentes nombrados

## Tipos de plumas

### Pluma monobloque

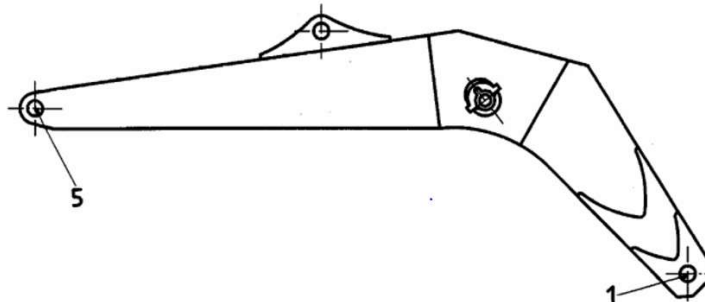
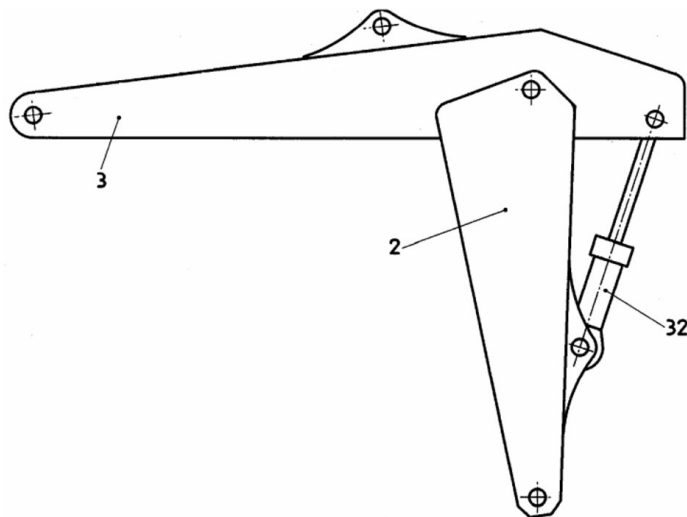


Imagen 1.5. Pluma monobloque

### Pluma con brazo intermedio



*Imagen 1.6. Pluma con brazo intermedio*

#### 1.1. Objeto

El objeto de este trabajo es diseñar el conjunto del brazo de una excavadora con equipo de retroexcavación basándose en un modelo comercial medio, pero estableciendo las medidas de manera que se hayan optimizando previamente con el objetivo de la búsqueda de unos esfuerzos mínimos, seleccionando los cilindros hidráulicos de un catálogo comercial y comprobando la validez del diseño mediante la modelización y ensayo del conjunto.

En cuanto el objetivo dimensional, se busca desarrollar un equipo con las siguientes características:

- Alcance máximo a nivel del suelo: 8,5 metros, aproximadamente.
- Profundidad de excavación máxima: 3,8 metros, aproximadamente.
- Altura máxima del borde de corte o dientes: 6 metros, aproximadamente.

Además, desarrollando una fuerza máxima según la norma UNE-ISO 6165:2005:

- Fuerza máxima generada por el cilindro del brazo: 170 kN.



En la norma UNE 115403-2:2005. *“Maquinaria para movimiento de tierras. Definición de dimensiones y símbolos. Parte 2: Equipos y accesorios.”* se definen las siguientes dimensiones de gran importancia para el desarrollo de este trabajo.

Altura máxima del borde de corte o dientes: Distancia entre el plano de referencia del suelo (PRS) y el borde de corte o dientes de la cuchara en el punto más alto que se pueda alcanzar.

Alcance máximo a nivel del suelo: Distancia desde el centro de giro hasta el borde de corte o los dientes de la cuchara a su mínima altura en el plano de referencia del suelo (PRS).

Profundidad de excavación máxima: Distancia entre el plano de referencia del suelo (PRS) y el borde de corte o dientes de la cuchara en el punto más bajo que se pueda alcanzar.

## 1.2. Fases de elaboración

En primer lugar, se realizó una simplificación de cada uno de los componentes, determinando las ecuaciones de equilibrio estático en función de tres ángulos principales. Estos ángulos se han referenciado en coordenadas globales de manera que se puedan plantear dichas ecuaciones.

Después, mediante las ecuaciones de equilibrio establecidas se consigue determinar la fuerza que debe realizar cada uno de los cilindros y las reacciones de los pasadores que unen los componentes. Estos valores se establecerán variando el ángulo entre la pluma y el suelo, dejando fija la posición relativa entre la pluma y el brazo, formando un ángulo recto, escogiendo el valor máximo de dichos valores obtenidos.

Además, en estas posiciones iniciales, el cuadrilátero articulado estará posicionado de manera que sus ángulos interiores sean rectos.

A continuación, mediante herramientas de CAD, se establecen las posiciones límite de los componentes con el fin de establecer los límites de movimiento de los componentes, evitando el contacto entre ellos al realizar un ciclo de trabajo completo. Cuando se han establecido las posiciones límite se establecen posiciones intermedias a través de lo que se considera como ciclo de trabajo, esto es, desde la máxima extensión hasta la mínima.

En cuarto lugar, estas posiciones son introducidas en un programa de cálculo de estructuras (MEFI), calculando los diagramas de esfuerzos visualizando la distribución de los mismos a lo largo del componente. Las cargas a aplicar en el modelo corresponden a la fuerza que pueden ejercer los cilindros, aplicando dichas cargas de manera alterna o simultánea para el cilindro del brazo y el que une la pluma al brazo.

Para después poder simular dichas hipótesis en SolidWorks, se establece una restricción al movimiento en la punta del cazo, de tal modo que genere una reacción de manera perpendicular a esta y de valor calculado por el programa. Dicho valor de fuerza será introducido en el modelo en 3d en la punta de la arista del extremo del cazo.

Si la fuerza a desarrollar por cualquiera de los otros cilindros, que no sea el representado por la carga, sobrepasa el valor límite establecido en las posiciones determinadas como "base" se considerará la hipótesis de carga como nula y, por tanto, no será simulada. También se deberá tener en cuenta que puede haber situaciones en las que los cilindros sean capaces de soportar el esfuerzo axial, pero sea necesario la instalación de un contrapeso de masa tan elevada que sea inviable de cara al diseño global de la excavadora.

Después se divide la pluma y el brazo en tramos, resumiendo los esfuerzos máximos para cada una de las hipótesis válidas, tanto en las secciones iniciales como en las finales. A continuación, se dimensionan estas secciones de manera que no se supere la tensión límite, tanto en el en la fibra más alejada del perfil como en la fibra neutra de cada una de estas secciones. En el caso de las barras del cuadrilátero articulado (barras 3 y 5) están sometidas únicamente a un esfuerzo axial.

Estos componentes, ya dimensionados, se modelan en 3d en SolidWorks y se procede a su ensamblaje formando el conjunto.

Finalmente, se realizan ensayos aplicando las fuerzas en cada una de sus respectivas posiciones donde han sido calculadas comparando los resultados del modelo simplificado y los de la simulación en SolidWorks. Además, se buscan concentradores de tensiones que obliguen a un rediseño parcial o total.

## 2. Simplificación del conjunto

Es necesario realizar una simplificación de los componentes basada en barras ensambladas entre sí para poder ser introducido en el programa de estructuras MEF1.

Primero, es necesario denominar todos los componentes para su posterior simplificación. De aquí en adelante los componentes serán nombrados tal y como aparece en la imagen 1.4, del apartado anterior.

Además, es necesario generar una nomenclatura para todos los puntos que corresponden a un pasador que une varios componentes, dicha nomenclatura se muestra en la imagen 1.7.

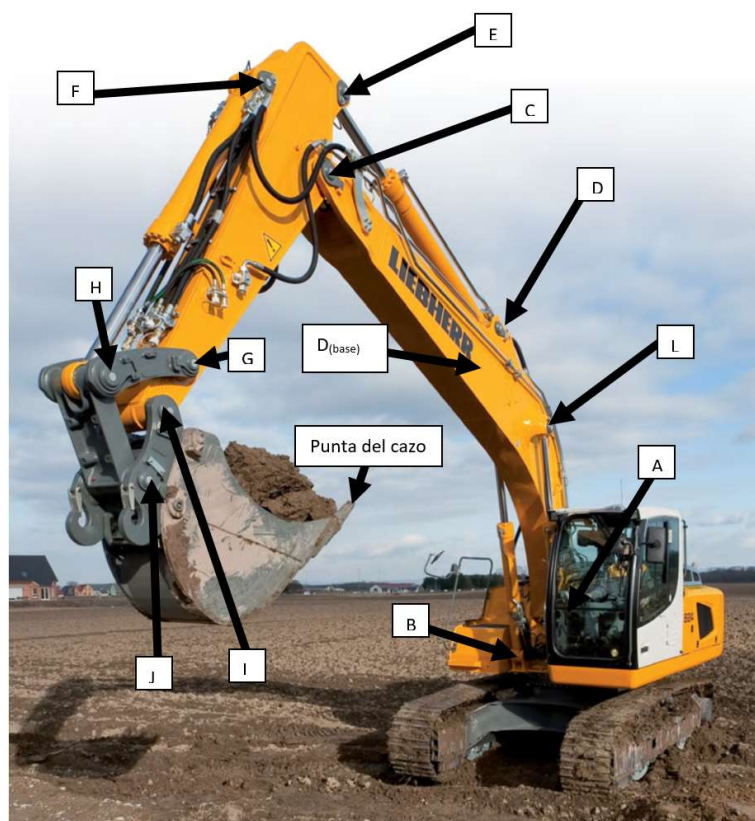


Imagen 1.7. Modelo de excavadora con los pasadores nombrados

Dicha simplificación consiste en barras unidas mediante empotramientos o mediante articulaciones siendo, las primeras, las que corresponden al simplificar las orejetas y unirlas tanto al brazo como a la pluma.

Todas las uniones que conecten los cilindros hidráulicos con otras partes del conjunto serán consideradas como uniones articuladas, al igual que la unión entre el brazo y la pluma y las uniones del cuadrilátero articulado.

Dicho cuadrilátero tiene la siguiente función: si las barras 3 y 4 están situadas de forma perpendicular al brazo, la fuerza generada por el cilindro 3 es prácticamente transmitida a la barra 5. Pero si estas barras forman un ángulo distinto al perpendicular respecto al brazo, las cargas que se transmiten a estas son mayores, por tanto, se puede aplicar una fuerza superior a la punta del cazo.

Este diseño es beneficioso debido a la reducción de la sección resistente necesaria para un esfuerzo axial y reduce la distancia máxima del cilindro 3, posibilitando reducir el riesgo de pandeo para un mismo vástago.

En cuanto a la unión del conjunto al bastidor, esta se realizará mediante pasadores tanto para la pluma como para el cilindro 1, debiéndose dimensionar la distancia entre ambos.

En la simplificación realizada, el cazo ha sido sustituido por dos barras unidas de manera articulada en un punto que representa la punta del cazo y, en otro extremo, son unidas a las barras equivalentes a las orejetas del cazo de manera articulada también.

En la siguiente imagen (1.8) se representa la simplificación realizada y que, por tanto, la que se va a proceder a analizar.



*Imagen 1.8. Croquis de la simplificación realizada*

Una vez realizada la simplificación del conjunto del brazo de la excavadora, se plantean los diagramas de sólido libre de todos sus componentes, cuya finalidad será el planteamiento de las ecuaciones de equilibrio de fuerzas, despreciando, por ahora, el peso propio de los componentes. Esto nos permitirá modificar valores de distancias entre componentes y el ángulo que forma las dos partes de la pluma, pudiéndose realizar optimizaciones geométricas de forma rápida y precisa.

En este planteamiento de las ecuaciones de equilibrio se procederá a trabajar en radianes, tomando con plano de referencia el horizontal y aumentando según la inversa del avance de las agujas del reloj. Además, las distancias se expresarán en milímetros y las fuerzas en Newtons.

### 2.1. Diagramas de sólido libre y ecuaciones de equilibrio

Para el planteamiento de las ecuaciones de equilibrio son necesarias una serie de cotas útiles para el cálculo del equilibrio de momentos. A continuación, se muestran los croquis de la pluma y del brazo.

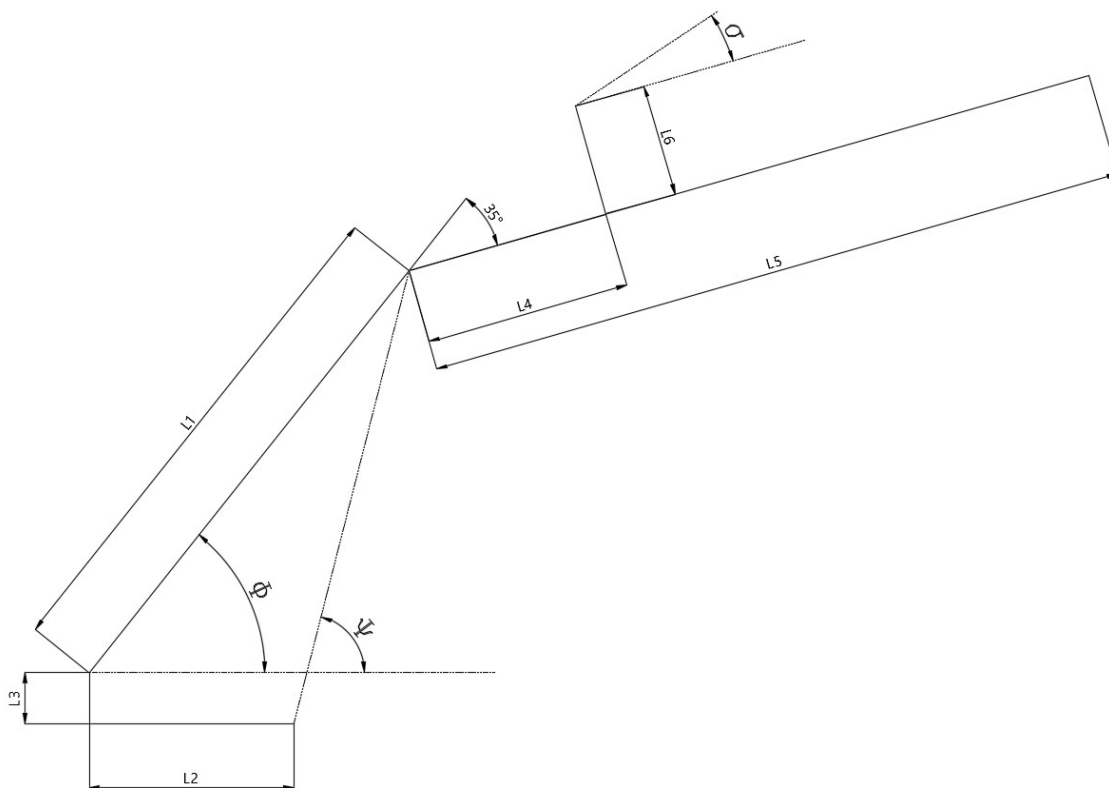


Imagen 1.9. Croquis de la simplificación realizada y acotada de la pluma

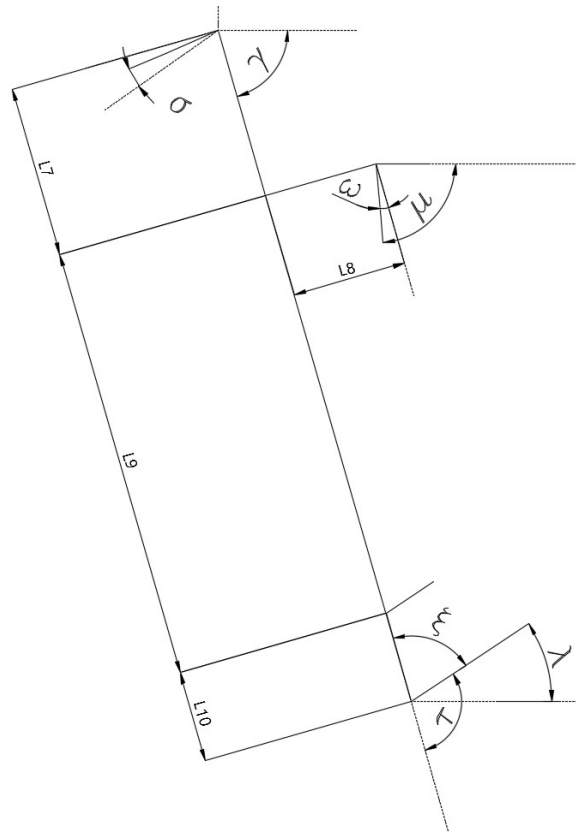


Imagen 1.10. Croquis de la simplificación realizada y acotada del brazo

En las ecuaciones se nombran de la siguiente manera:

- $L_1$  → Distancia desde el punto A hasta el punto L.
- $L_2$  → Distancia horizontal entre A y B.
- $L_3$  → Distancia vertical entre A y B, siendo este último en más bajo de los dos.
- $L_4$  → Distancia del punto L hasta el punto de excentricidad de  $D_{base}$ .
- $L_5$  → Distancia entre L y C.
- $L_6$  → Distancia entre  $D_{base}$  y D.
- $L_7$  → Distancia entre C y E.
- $L_8$  → Distancia entre C y F.
- $L_9$  → Distancia entre C y G.
- $L_{10}$  → Distancia de G a I, de G a H, de H a J y de I a J

Optimizadas, las cotas finales son las siguientes:

- $L_1 = 2500$
- $L_2 = 1000$
- $L_3 = 250$
- $L_4 = 1000$
- $L_5 = 3450$
- $L_6 = 545$
- $L_7 = 750$
- $L_8 = 450$

$$L_9 = 1850$$
$$L_{10} = 400$$
$$D_1 = 800$$

A continuación, se muestran los diagramas de sólido libre de los componentes simplificados sobre los que se plantean las ecuaciones de equilibrio.

#### Diagrama de sólido libre de la pluma

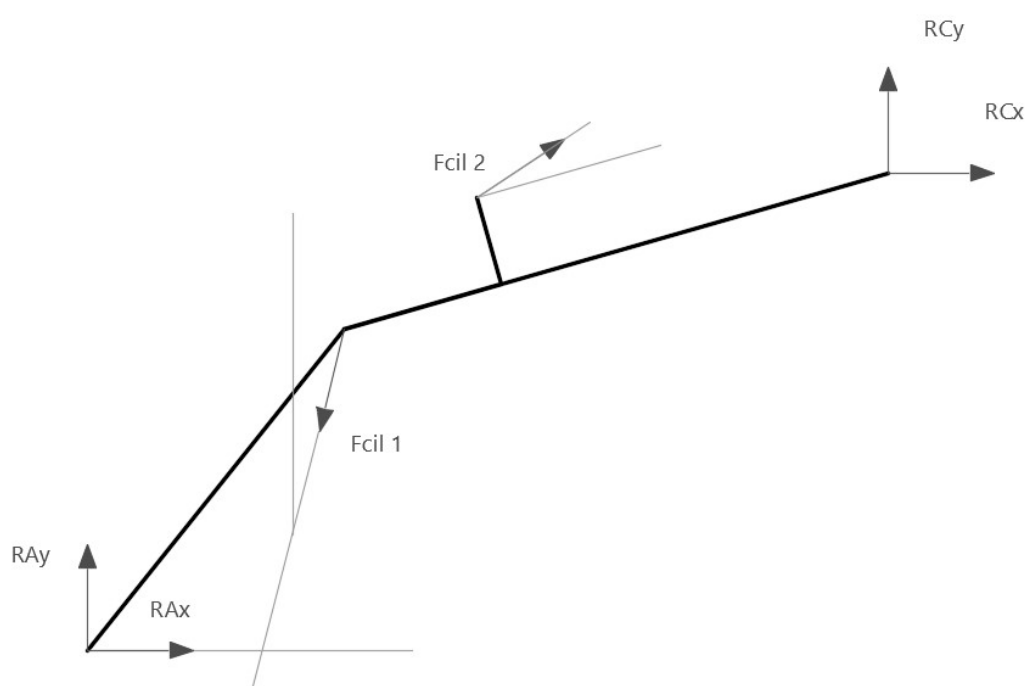


Imagen 1.11. Diagrama de sólido libre de la pluma

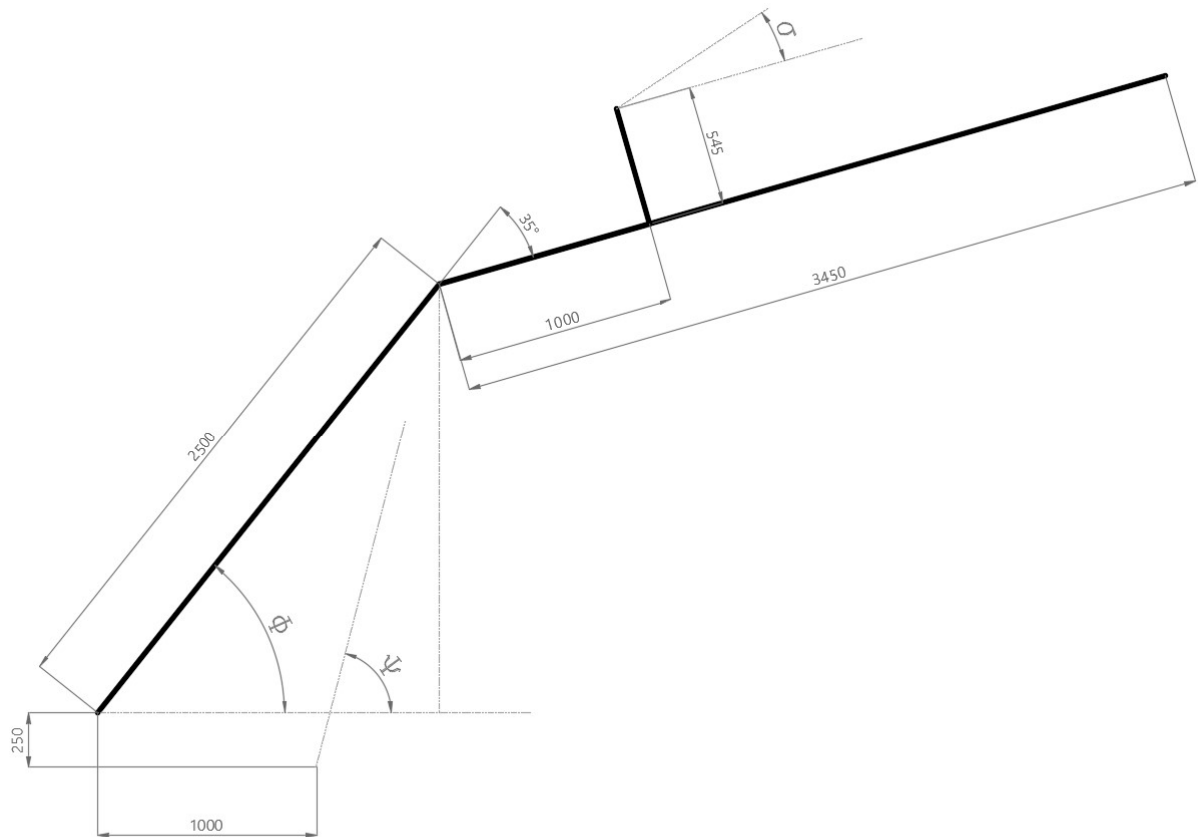


Imagen 1.12. Cotas finales de la pluma

### Ecuaciones de equilibrio de la pluma

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} + R_{Cx} + F_{cil_2} \cdot \cos(\Phi - \text{Comp} - \sigma) - F_{cil_1} \cdot \cos(\Psi) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{Cy} + F_{cil_2} \cdot \sin(\Phi - \text{Comp} - \sigma) - F_{cil_1} \cdot \cos(\Psi) = 0$$

$$\sum M_z(A) = 0 \rightarrow -F_{cil_1} \cdot L_1 \cdot \sin(-\Phi + \Psi) - R_{Cx} \cdot (y_1 + y_2) + R_{Cy} \cdot (x_1 + x_3) + F_{cil_2} \cdot \sin(\Phi - \text{Comp} - \sigma) \cdot (y_1 + y_3) = 0$$

$$\tan(\sigma) = \frac{(L_6 - L_7 \cdot \sin(\Phi - \text{Comp} - \gamma))}{(L_5 - L_4) - L_7 \cdot \cos(\phi - \text{Comp} - \gamma)}$$



Diagrama de sólido libre del brazo

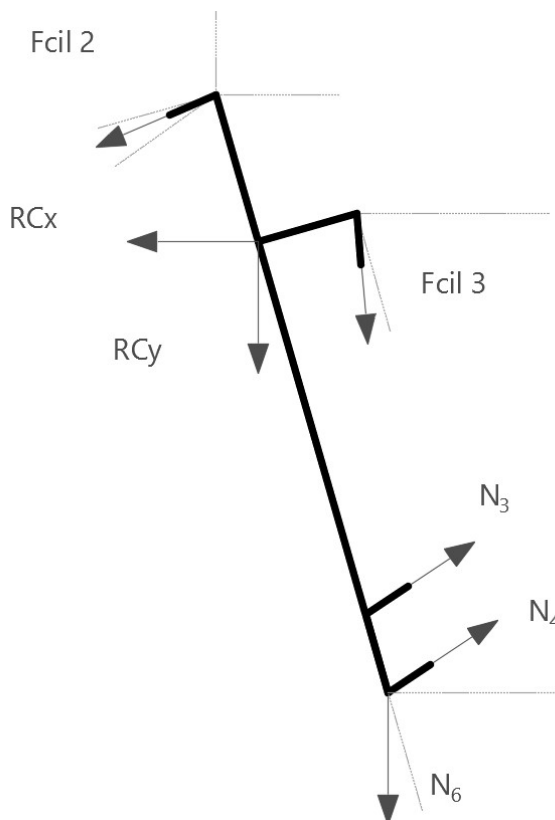


Imagen 1.13. Diagrama de sólido libre del brazo

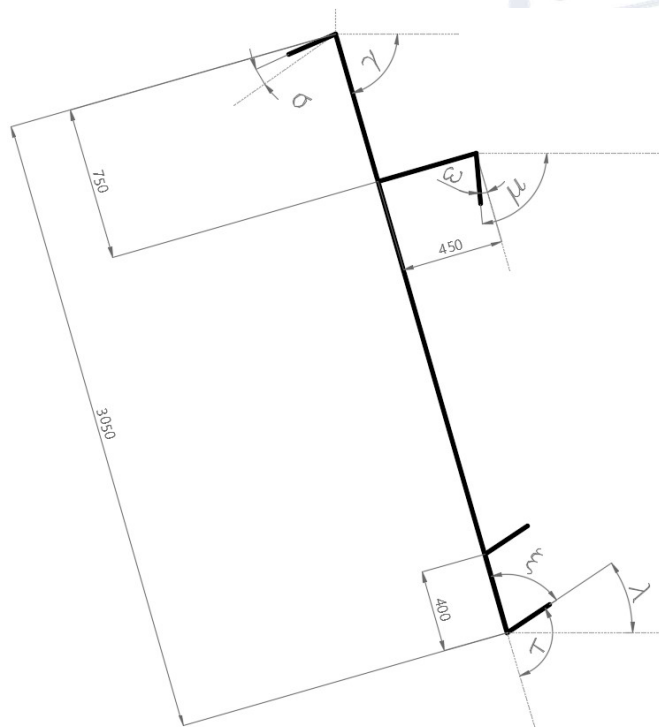


Imagen 1.14. Cotas finales del brazo

### Ecuaciones de equilibrio del brazo

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Cx} + (N_3 + N_4) \cdot \cos(\lambda) + F_{cil_2} \cdot \cos(\Phi - Comp - \sigma + \pi) + F_{c_3} \cdot \cos(\mu) + N_6 \cdot \cos\left(\lambda - \frac{\pi}{2}\right) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Cy} + (N_3 + N_4) \cdot \sin(\lambda) + F_{cil_2} \cdot \cos(\Phi - Comp - \sigma + \pi) + F_{c_3} \cdot \cos(\mu) + N_6 \cdot \cos\left(\lambda - \frac{\pi}{2}\right) = 0$$

$$\sum M_z(C) = 0 \rightarrow F_{cil_2} \cdot L_7 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \Phi + Comp + \sigma\right) + N_3 \cdot L_9 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \lambda\right) + N_4 \cdot (L_9 + L_{10}) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \lambda\right) - F_{cil_3} \cdot L_8 \cdot \cos(\omega) + N_6 \cdot (L_9 + L_{10}) \cdot \sin\left(\lambda - \frac{\pi}{2} - \gamma\right) = 0$$

$$\tan(\omega) = \frac{(L_8 - L_{10}) \cdot \sin(\xi)}{(L_9 - L_{10}) \cdot \cos(\xi)}$$

### Punto H

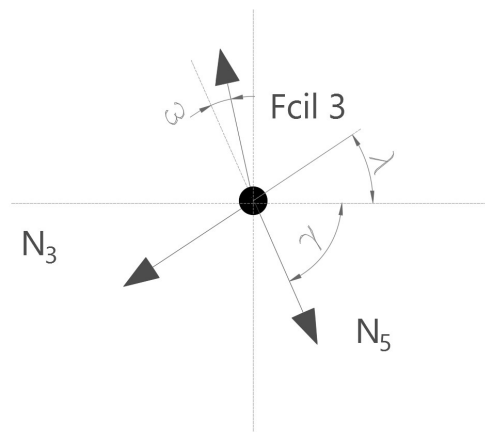


Imagen 1.15. Equilibrio del punto H

### Ecuaciones de equilibrio del punto H

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{cil_3} \cdot \cos(\pi + \gamma - \omega) + N_3 \cdot \cos(\pi + \lambda) + N_5 \cdot \cos(\gamma) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{cil_3} \cdot \sin(\pi + \gamma - \omega) + N_3 \cdot \sin(\pi + \lambda) + N_5 \cdot \sin(\gamma) = 0$$

Punto J

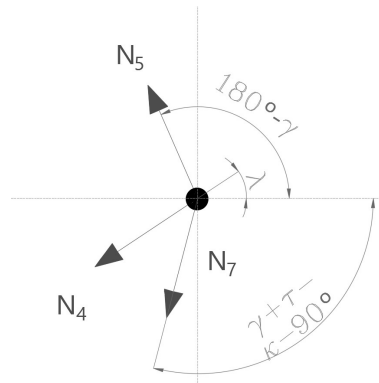


Imagen 1.16. Equilibrio del punto J

Ecuaciones de equilibrio del punto J

$$\sum F_x = 0 \rightarrow N_5 \cdot \cos(\pi + \gamma) + N_4 \cdot \cos(\pi + \lambda) + N_7 \cdot \cos\left(\gamma + \tau + \frac{3}{2} \cdot \pi - \kappa\right) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow N_5 \cdot \sin(\pi + \gamma) + N_4 \cdot \sin(\pi + \lambda) + N_7 \cdot \sin\left(\gamma + \tau + \frac{3}{2} \cdot \pi - \kappa\right) = 0$$

Punto de la punta del cazo

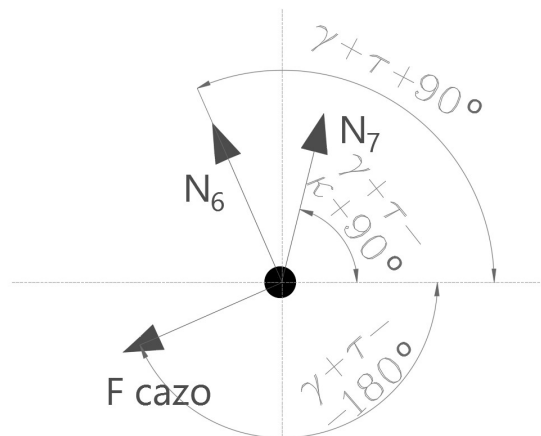


Imagen 1.17. Equilibrio de la punta del cazo

Ecuaciones de equilibrio de la punta del cazo

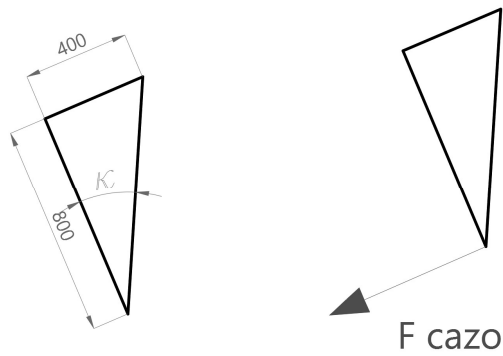
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{cazo} \cdot \cos(-\pi + \gamma + \tau) + N_6 \cdot \cos\left(\gamma + \tau + \frac{\pi}{2}\right) + N_7 \cdot \cos\left(\gamma + \tau + \frac{1}{2} \cdot \pi - \kappa\right) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{cazo} \cdot \sin(-\pi + \gamma + \tau) + N_6 \cdot \sin\left(\gamma + \tau + \frac{\pi}{2}\right) + N_7 \cdot \sin\left(\gamma + \tau + \frac{1}{2} \cdot \pi - \kappa\right) = 0$$



## MEMORIA

### ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN



$$\tan(\kappa) = \frac{L_{10}}{D_1}$$
$$\mu = \gamma - \omega$$
$$\tau = \lambda - \gamma = \pi - \xi$$

En el anexo I, se realiza una comprobación de estas ecuaciones para una posición determinada.

### 3. Posiciones analizadas

Este apartado tiene dos objetivos: el primero es determinar que cilindros son necesarios para desarrollar 170 kN en la punta del cazo y, segundo, la búsqueda de los esfuerzos máximos en cada uno de los componentes para su posterior diseño.

#### 3.1. Posiciones base

Esta fuerza (170kN) se debe desarrollar teniendo en cuenta que el brazo y la pluma deben formar un ángulo recto, situación que se ilustra en la imagen 1.18. y que se basa en lo dispuesto en norma UNE-ISO 6015:2006: "Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas del útil".

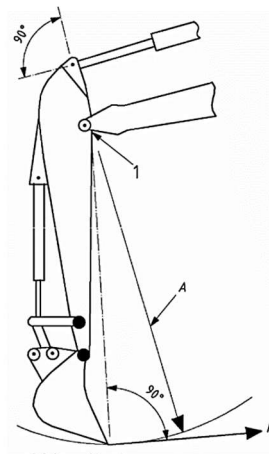


Imagen 1.18. Disposición del brazo en el ensayo de fuerza

En esta posición se fija la posición del brazo respecto a la pluma y la del cazo respecto al brazo, pero el valor del ángulo entre la pluma y el suelo ( $\Phi$  en la imagen 1.19.) no es definido, por lo que se realizan ensayos con distintos valores de dicho ángulo con el fin de determinar la máxima capacidad necesaria de los cilindros.



Imagen 1.19. Ángulo  $\Phi$  formado entre el suelo y la pluma

Estas posiciones son denominadas como “posiciones base” pues, de ellas se extrae la fuerza necesaria que deben desarrollar los cilindros.

Los valores de  $\Phi$  ensayados son 20°, 35°, 50°, 65° y 85°, siendo el valor mínimo de este ángulo fijado por diseño para alcanzar la máxima profundidad de excavación.

El resultado del cálculo de las posiciones base utilizando MEFI se refleja en el anexo II en el apartado 2.2. y del cual se muestra el resumen de las fuerzas máximas a desarrollar por los cilindros en la tabla 1.1.

VALORES MÁXIMOS DE LA FUERZA DE LOS CILINDROS SIN MAYORAR			
VALORES A COMPRESIÓN		VALORES A TRACCIÓN	
CILINDRO	AXIL (N)	CILINDRO	AXIL (N)
1	-	1	332 000
2	-696 570	2	-
3	-340 900	3	-

Tabla 1.1. Fuerza máxima necesaria sin mayorar para cada cilindro

Como en este cálculo no se ha tenido en cuenta el peso propio de los componentes se han mayorado dichas cargas, en concreto, un 30% el cilindro 1, un 10 % el cilindro 2 y un 5% el cilindro 3. La diferencia de estos valores se debe al hecho de que el cilindro 1 debe contrarrestar el peso propio de la

pluma, del brazo y del cazo, mientras que, el cilindro 2, por ejemplo, solo debe contrarrestar el peso propio del brazo.

En la tabla 1.2. se muestran las fuerzas mayoradas según lo expuesto anteriormente

VALORES MÁXIMOS DE LA FUERZA DE LOS CILINDROS MAYORADOS			
VALORES A COMPRESIÓN		VALORES A TRACCIÓN	
CILINDRO	AXIL (N)	CILINDRO	AXIL (N)
1	-	1	431,600.00
2	766,227.00	2	-
3	357,945.00	3	-

*Tabla 1.2. Fuerza máxima necesaria mayorada para cada cilindro*

Aunque el cilindro 1 trabaja a tracción y el peso propio de los componentes ayuda a reducir la fuerza necesaria, se ha comprobado que el cilindro seleccionado inicialmente no desarrollaba una fuerza a compresión lo suficientemente grande que posibilitase generar fuerzas elevadas en la punta del cazo en posiciones en las cuales trabajase a compresión.

Así pues, se seleccionan los cilindros del catálogo comercial anexo, tal y como se explica en el apartado 4, dichos valores se recogen en la tabla 1.3.

VALORES DE LA FUERZA DESARROLLADA POR LOS CILINDROS MODIFICADOS			
VALORES A COMPRESIÓN		VALORES A TRACCIÓN	
CILINDRO	AXIL (N)	CILINDRO	AXIL (N)
1 (Cada uno)	395 840	1	214 319
2	794 430	2	364 915
3	363 540	3	140 880

*Tabla 1.3. Fuerza desarrollada por los cilindros hidráulicos*

### 3.2. Posiciones intermedias de un ciclo de trabajo

En las distintas posiciones intermedias se realiza una restricción del movimiento a la punta del cazo dado que la fuerza resultante se produce de manera perpendicular con la cara expuesta a la recogida de la carga. Esta carga se ha de determinar para el posterior análisis en el programa informático SolidWorks.

Las cargas aplicadas en dichas posiciones consisten en sustituir las barras que simplifican los cilindros, por la fuerza a compresión de los cilindros 2 y 3, de manera alterna o simultánea.



En el caso de que la fuerza que deba desarrollar el cilindro 1 sea superior a la del cilindro seleccionando, la hipótesis es considerada por nula pues no se puede garantizar el equilibrio estático del conjunto.

El análisis de dichas posiciones se muestra en el anexo II, pero en las siguientes imágenes se muestran las posiciones intermedias desde el máximo alcance hasta el mínimo.

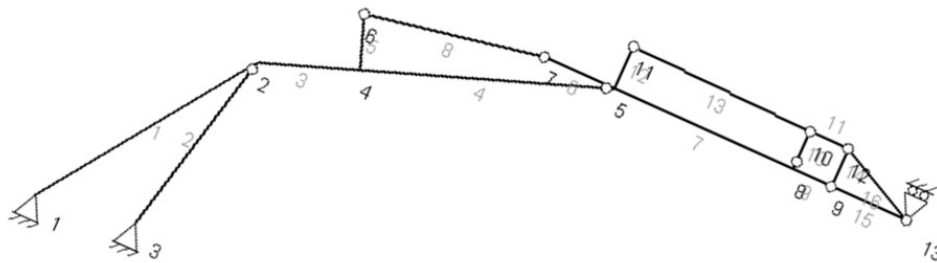
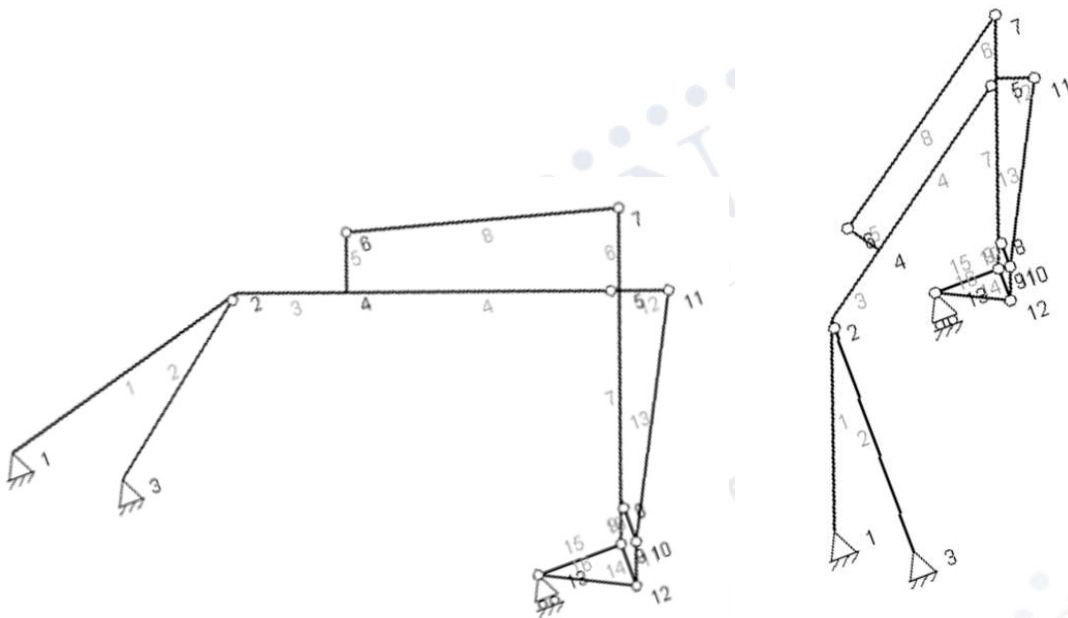


Imagen 1.20. Posición de máximo alcance



Imágenes 1.21 y 1.22. Intermedia al ciclo de trabajo y final, respectivamente.



Para el dimensionado de la sección resistente de la pluma, del brazo y de la barra 3 y 5, se ha realizado un resumen de los valores máximos de los esfuerzos que deberán soportar, siempre y cuando la hipótesis de carga haya sido determinada como válida.

La pluma se ha separado en cuatro tramos distintos, representados en la imagen 1.23 y que se diseñarán en función de la sección resistente necesaria tanto al inicio como al final de los mismos.

El tramo 1 corresponde al tramo correspondiente a las orejetas que unen la pluma y el brazo. El tramo 2 se sitúa entre las orejetas de la sección 1 e inmediatamente antes a la orejeta donde se une la pluma al cilindro 2. El tramo 3 contiene la orejeta del cilindro 2 y el alojamiento del cilindro 1. Y el tramo 4 corresponde la mitad de la pluma que se sitúa entre el alojamiento del cilindro 1 y la unión de la pluma al resto de la excavadora (punto A).

Así pues, en la imagen 1.23 se representa dicha partición del componente y la denominación de cada una de las secciones que se deben diseñar.

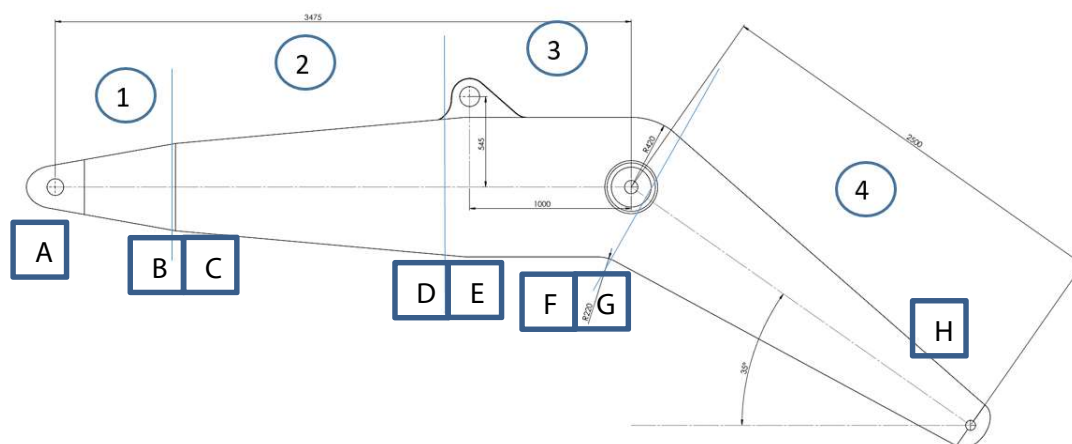


Imagen 1.23. Tramos y secciones de la pluma

Cuando dos secciones sean coincidentes se ha decidido que prevalezca la continuidad de la sección sin cambios geométricos bruscos, evitando concentradores de tensiones que puedan reducir la vida útil del componente. Para ello se dimensionará la sección con los esfuerzos más desfavorables y se comprobará a ambos lados del corte que determina la sección.

Por ello, hay secciones que deberán ser idénticas y se relacionan según lo recogido en la tabla 1.4.

SECCIONES IDÉNTICAS POR CONTINUIDAD		
C	=	B
D	=	E
F	=	G

Tabla 1.4. Secciones idénticas a ambos lados de la partición

### 3.3. Resumen de los esfuerzos máximos

En la tabla 1.5. se han recogido los valores de los esfuerzos máximos, resumen de todas las posiciones, en cada sección y tramo, así como la hipótesis donde se da dicho máximo.

ESFUERZOS MÁXIMOS EN CADA SECCIÓN DE LA PLUMA MONOBLOQUE					
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)	NÚMERO DE HIPÓTESIS
1	A	861,280	-84,882	0	BASE 35°
	B	170,000	0	105,101,449	BASE 20°
2	C	170,000	0	518,000,000	BASE 20°
	D	170,000	0	518,000,000	BASE 20°
3	E	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20°
	F	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20°
4	G	304840	57002	0	5
	H	304840	57002	0	5

Tabla 1.5. Esfuerzos máximos en cada una de las secciones de la pluma

De la misma manera se ha dividido el brazo en tres tramos que se muestran en la siguiente imagen.

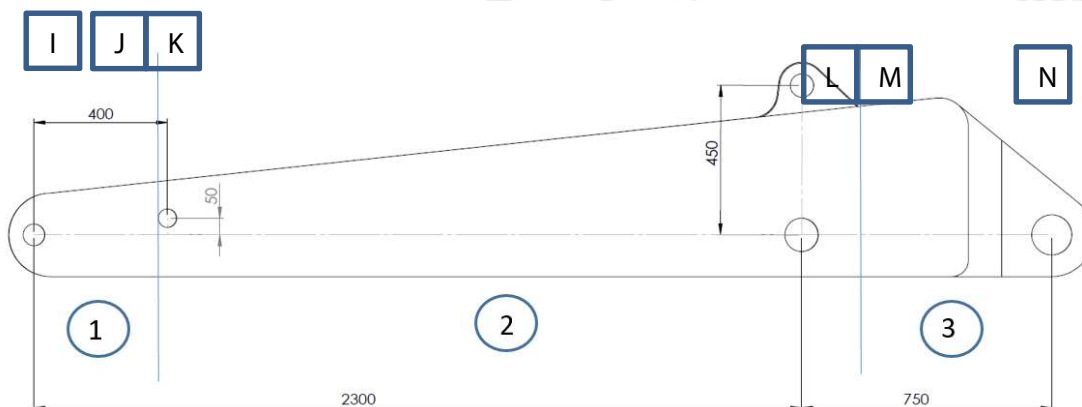


Imagen 1.24. Tramos y secciones del brazo

La primera sección abarca la distancia entre los dos pasadores que configuran parte del cuadrilátero articulado del mecanismo de rotación del cazo. La sección 2 abarca hasta la orejeta que une el cilindro 3 con el brazo y la sección 3 corresponde a la orejeta del brazo que conecta este con el cilindro 2.

En la tabla 1.6 se recoge el resumen de los esfuerzos máximos.

ESFUERZOS MÁXIMOS EN CADA SECCIÓN DEL BRAZO					
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)	NÚMERO DE HIPÓTESIS
1	I	68578	-34308	0	1
	J	340,470	-170,000	68,246,000	BASE 85º
2	K				
	L	84,332	691,050	518,470,000	BASE 85º
3	M	-781670	141810	0	1
	N				

Tabla 1.6. Esfuerzos máximos en cada una de las secciones del brazo

Además, en la tabla 1.7. se recogen los esfuerzos axiales máximos para las barras 3 y 5, datos de gran relevancia a la hora de diseñar dichos componentes.

ESFUERZO AXIL MÁXIMO BARRAS 3 Y 5 (N)		
Barra	Valor del axil máximo	Hipótesis
Barra 3	-145 970	8
Barra 5	-497170	8

Tabla 1.7. Esfuerzos máximos en las barras 3 y 5

#### 4. Selección de los cilindros hidráulicos

Se seleccionan del catálogo comercial de la empresa LIEBHERR, una empresa fundada en 1949 que, entre otros productos, diseña y fabrica maquinaria para el movimiento de tierras como excavadoras y los cilindros hidráulicos que son usados en estas.

Además, dispone de un impreso por si fuera necesario hacer variaciones den sus cilindros comerciales.

El catálogo completo de dichos cilindros ha sido añadido a este proyecto en el anexo IX.

En la tabla 1.8. se recogen las principales características de trabajo comunes a todos ellos.

CILINDROS LIEBHERR	
Presión de trabajo (Mpa)	35
Efecto	Doble
Temperatura de trabajo (°C)	$-30 < T^a < 95$
Velocidad máxima (m/s)	$> 1$

Tabla 1.8. Características generales de los cilindros hidráulicos LIEBHERR

En la selección de los tres tipos de cilindros necesarios se ha de tener en cuenta que el cilindro 1, corresponde a la suma de la fuerza a desarrollar por dos cilindros idénticos, situados de manera simétrica a la pluma. Por lo que, en realidad, cada uno de esos cilindros deberá desarrollar 215 800 N que tienda a recoger el cilindro, por tanto, será una fuerza a tracción.

Así pues, en el proceso de selección de cada uno de los cilindros se deben cumplir las siguientes tres condiciones para que sea válido:

- Primero, se debe comprobar que la carrera del cilindro es apropiada para el diseño, es decir, que el fabricante garantice la posibilidad de que ese cilindro opera entre un valor máximo y mínimo de longitud entre los pasadores.
- Segundo, se deberá seleccionar el cilindro con el diámetro interior más pequeño que sea capaz de ejercer, al menos, la fuerza requerida.
- Y tercero, se deberá seleccionar el diámetro del vástago que garantice que no falle por pandeo. Como se puede observar cada cilindro dispone de dos diámetros distintos de vástago por lo que, si cumple

esta condición para ambos se seleccionará aquel con el valor menor con el fin de aligerar el peso propio del cilindro.

#### 4.1. Características de los cilindros

Estas tres comprobaciones se han llevado a cabo de manera completa en el anexo III, por lo que, la fuerza que desarrolla cada cilindro se resume en la tabla 1.9.

VALORES DE LA FUERZA DESARROLLADA POR LOS CILINDROS MODIFICADOS			
VALORES A COMPRESIÓN		VALORES A TRACCIÓN	
CILINDRO	AXIL (N)	CILINDRO	AXIL (N)
1 (Cada uno)	395 840	1	214 319
2	794 430	2	364 915
3	363 540	3	140 880

Tabla 1.9. Fuerza desarrollada por los cilindros dimensionados

Hay que destacar, que según lo expuesto en el anexo III se han tenido que modificar los cilindros del catálogo comercial para cumplir un factor de seguridad mínimo a pandeo, por lo que se han incluido las hojas de encargo en el apartado 3.6 de dicho anexo.

En la tabla 1.9. se muestran los valores de las fuerzas que pueden desarrollar los cilindros según lo calculado en el anexo III y en la tabla 1.10 las dimensiones principales de cada cilindro, así como la presión a la que debe trabajar.

CARACTERÍSTICAS DE LOS CILINDROS				
	Ø pistón (mm)	Ø vástago (mm)	Presión (MPa)	Carrera (mm)
Cilindro 1 (x2)	148	100	22.9234	1195.5
Cilindro 2	170	125	35	1168
Cilindro 3	115	90	35	860

Tabla 1.10. Características principales de cada cilindro

## 5. Dimensionado de los componentes

Una vez calculados los esfuerzos máximos de las distintas secciones y componentes según el anexo I, se deben dimensionar los siguientes componentes:

1. Secciones de la pluma
2. Secciones del brazo
3. Pasadores
4. Barra(s) 3
5. Barra 5
6. Alojamientos
7. Orejetas
8. Cazo

Además, las dimensiones calculadas serán redondeadas en intervalos al alza de 5 mm

### 5.1. Material empleado

El material empleado en todo el conjunto corresponde a un acero estructural S-355. Cuyas propiedades mecánicas deben cumplir lo expuesto en la norma UNE 10025. Aunque el valor del límite a fluencia mínimo exigible a un proveedor varía con el espesor, en el proyecto se ha considerado uniforme e igual a 355 MPa.

### 5.2. Secciones de la pluma

Conocidos los esfuerzos de cada sección, en el apartado 4.3. anexo IV se ha realizado un dimensionamiento cada una de ellas con el fin de que no se supere la tensión de 118.33 MPa (que representa un coeficiente de seguridad de 3 del material escogido) tanto en la fibra más alejada de la sección como la fibra neutra. En este cálculo se ha determinado la tensión máxima de von Mises para ambas fibras, comprobando que no se supere la tensión límite establecida para cada una de ellas.

Estas secciones quedan totalmente definidas tanto en el anexo IV como en los planos del anexo VIII y en las siguientes tablas e imágenes se muestran definidas.



MEMORIA

ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA  
DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN

SECCIÓN A (OREJETAS)			
B (mm)	45	Inercia (mm <sup>4</sup> )	72669018.21
b (mm)	0	Área (mm <sup>2</sup> )	12087
H (mm)	268.6	Espesor chapas(mm)	12.5
d (mm)	0		

Tabla 1.11. Dimensiones de la sección A

SECCIÓN B (OREJETAS)			
B (mm)	12.5	Inercia (mm <sup>4</sup> )	173307291.7
b (mm)	0	Área (mm <sup>2</sup> )	6875
H (mm)	550	Espesor chapas(mm)	12.5
d (mm)	0		

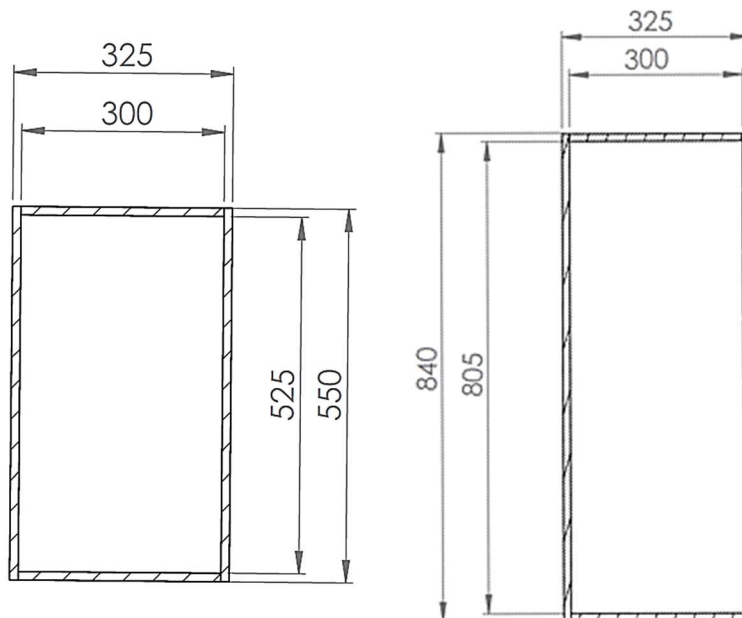
Tabla 1.12. Dimensiones de la sección B

SECCIÓN BC (Rectangular)			
B (mm)	325	Inercia (mm <sup>4</sup> )	888411458
b (mm)	300	Área (mm <sup>2</sup> )	21250
H (mm)	550	Espesor chapas(mm)	12.5
d (mm)	525		

Tabla 1.13. Dimensiones de la sección BC

SECCIÓN DE			
B (mm)	325	Inercia (mm <sup>4</sup> )	3010896875.00
b (mm)	300	Área (mm <sup>2</sup> )	31500
H (mm)	840	Espesor chapas(mm)	12.5/17.5
d (mm)	805		

Tabla 1.14 Dimensiones de la sección DE



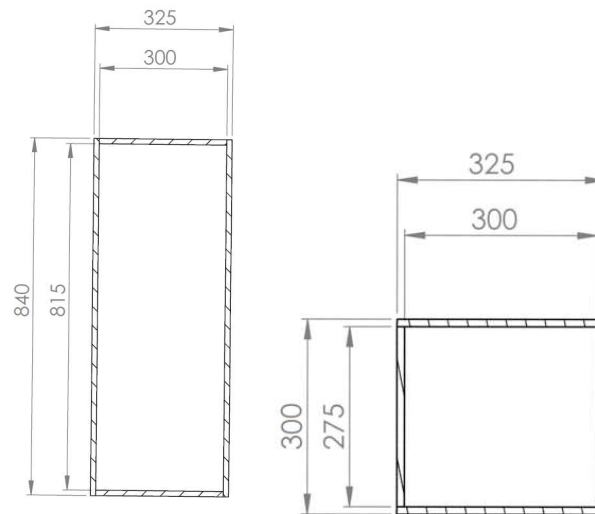
Imágenes 1.24 y 1.25. Diseño de las secciones BC y DE, respectivamente.

SECCIÓN FG			
B (mm)	325	Inercia (mm <sup>4</sup> )	2518815625.00
b (mm)	300	Área (mm <sup>2</sup> )	28500
H (mm)	840	Espesor chapas(mm)	12.5
d (mm)	815		

Tabla 1.15. Dimensiones de la sección FG

SECCIÓN H			
B (mm)	325	Inercia (mm <sup>4</sup> )	211328125
b (mm)	300	Área (mm <sup>2</sup> )	15000
H (mm)	300	Espesor chapas(mm)	12.5
d (mm)	275		

Tabla 1.16. Dimensiones de la sección H



Imágenes 1.26 y 1.27. Diseño de las secciones FG y H, respectivamente.

Con dichas secciones se realiza el cálculo de tensiones máximas, tal y como se resumen en la tabla 1.16.

ESFUERZOS Y TENSION MÁXIMA EN CADA SECCIÓN DE LA PLUMA MONOBLOQUE								
SECCIÓN	AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)	NÚMERO DE HIPÓTESIS	Tensión máxima de von Mises (Mpa)			Valor límite (Mpa) con Cs=3
					Fibra neutra		Extremo	
1	A	861,280	-84,882	0	BASE 35°	71.83830737		71.2567221
	B	170,000	0	105,101,449	BASE 20°	Orejeta	6.182	95.74991017
C	Rectangular					8	40.53323477	
2	D	170,000	0	518,000,000	BASE 20°	5.396825397		77.65436494
	E					22.27729628		80.35528555
3	F	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20°	25.4560306		20.32266667
	G					71.83830737		71.2567221
4	H	304840	57002	0	5	71.83830737		71.2567221

Tabla 1.17. Tensiones máximas de von Mises de la pluma

### 5.3. Secciones del brazo

Del mismo modo se procede a realizar el dimensionado de las secciones del brazo.

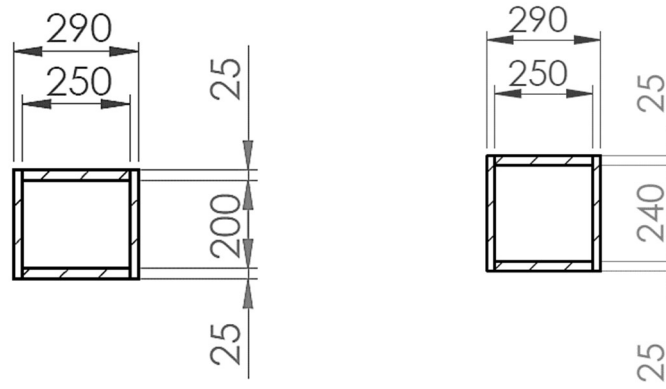
SECCIÓN I			
B (mm)	290	Inercia (mm <sup>4</sup> )	210937500
b (mm)	250	Área (mm <sup>2</sup> )	22500
H (mm)	250	Espesor chapas(mm)	25/20
d (mm)	200		

Tabla 1.18. Dimensiones de la sección I

SECCIÓN JK			
B (mm)	290	Inercia (mm <sup>4</sup> )	301400833.3
b (mm)	250	Área (mm <sup>2</sup> )	24100
H (mm)	290	Espesor chapas(mm)	25/20
d (mm)	240		

Tabla 1.19. Dimensiones de la sección JK



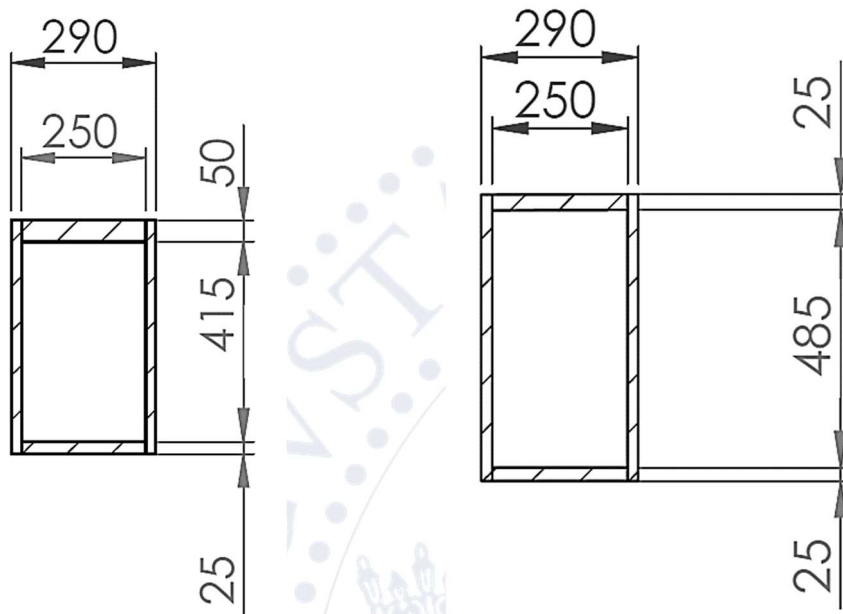


Imágenes 1.29 y 1.29. Diseño de las secciones I y JK, respectivamente.

SECCIÓN LM				SECCIÓN N (OREJETAS)			
B (mm)	290	Inercia (mm <sup>4</sup> )	1294088396	B (mm)	290	Inercia (mm <sup>4</sup> )	1323898125
b (mm)	250	Área (mm <sup>2</sup> )	38350	b (mm)	250	Área (mm <sup>2</sup> )	33900
H (mm)	490	Espesor chapas(mm)	45/25/20	H (mm)	535	Espesor chapas(mm)	25/20
d (mm)	415			d (mm)	485		

1.20. Dimensiones de la sección LM

Tabla 1.21. Dimensiones de la sección N



Imágenes 1.30 y 1.31. Diseño de las secciones LM y N, respectivamente.

Con dichas secciones se realiza el cálculo de tensiones máximas, tal y como se resumen en la tabla 1.22.

ESFUERZOS Y TENSIÓN MÁXIMA EN CADA SECCIÓN DEL BRAZO							
SECCIÓN	AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)	NÚMERO DE HIPÓTESIS	Tensión máxima de von Mises (Mpa)		Valor límite (Mpa) con Cs=3
					Fibra neutra	Extremo del perfil	
1	I	68578	-34308	0	1	8.100230606	3.047911111
	J	340,470	-170,000	68,246,000	BASE 85º	34.61070954	46.95964415
2	K						
3	L	84,332	691,050	518,470,000	BASE 85º	97.89035683	100.3570255
	M	-781670	141810	0	1	29.48216979	23.05811209
N							

Tabla 1.22. Tensiones máximas de von Mises del brazo

#### 5.4. Pasadores

Para el cálculo de los pasadores es necesario dimensionar el diámetro de estos con el fin de que las tensiones a cortante no sean superiores a un límite establecido. Para ello, se calcula a cortante, aplicando el Criterio de Fallo de Tensión Cortante Máxima. Esta situación es demostrada según el círculo de Mohr representado en la imagen 1.32.

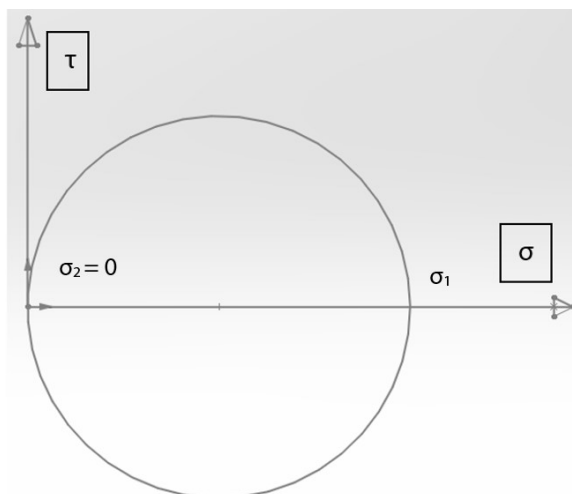


Imagen 1.32. Círculo de Mohr para una situación de carga a cortante

Así pues:

$$\tau_F = \sigma_F \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{C_{S,F}} = 355 \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{3} = 59.16 \text{ MPa}$$

El cálculo de los pasadores se realiza en el apartado 4.5. del anexo IV, teniendo en cuenta que los diámetros de los pasadores que unen los cilindros con otros componentes ya están definidos por el fabricante.

En el caso de estos, se debe comprobar que no se supere la tensión máxima a cortante con el material seleccionado y, el resto, se debe calcular el diámetro del pasador.

En la tabla 1.23 se muestra el resumen del diámetro del pasador correspondiente a cada punto.

RESUMEN DE LOS DIÁMETROS DE LOS PASADORES		
COMPONENTE	PUNTO	Diámetro (mm)
Pluma monobloque	A	60
	C	100
	D	120
	L	90
Brazo	E	120
	F	70
	G	70
	I	65
Barra 3	H	70
Barra 5	J	75
Base cilindro 1	B	90

Tabla 1.23. Diámetro final de los pasadores

### 5.5. Barras 3

En la imagen 1.33 se muestra la barra 3 en el modelo de SolidWorks. Como se observa esta barra une los puntos H y G y, además, se debe tener en cuenta que el valor teórico del axil corresponde a la suma de las dos barras.

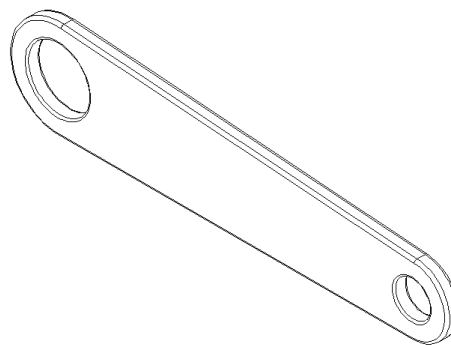
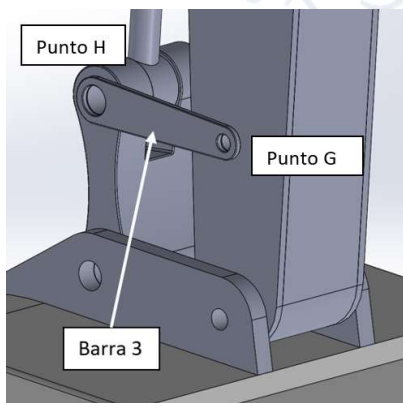


Imagen 1.33. Barra 3 en el ensamblaje de SolidWorks

### Datos básicos de las condiciones de diseño

Diámetro del pasador del punto H: 70 mm.

Diámetro del pasador del punto G: 40 mm.

Axil máximo: 145 970 N.

Para este dimensionado se deben llevar a cabo tres cálculos principales:

1. Aplastamiento
2. Tracción en sección cercana al pasador
3. Tracción en sección alejada de los pasadores

### Cálculo a aplastamiento

El procedimiento de cálculo tiene en cuenta que la sección que debe soportar el esfuerzo es la proyección del área, tal y como se muestra en la imagen 1.34, y se debe calcular con la siguiente ecuación.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{pasador proyectada}}} = \frac{F}{\varnothing \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}}$$

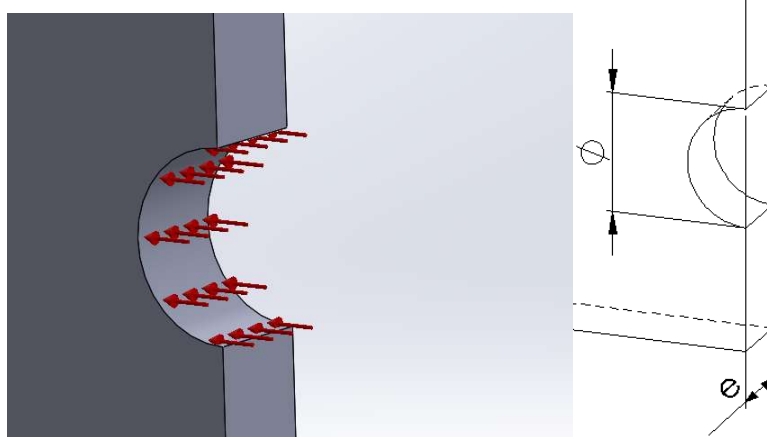


Imagen 1.34. Hipótesis de cálculo por aplastamiento

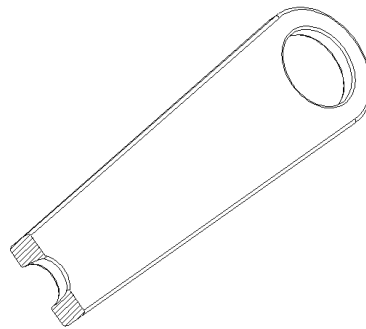
Se debe realizar el cálculo en la sección más desfavorable, es decir, en el punto donde el diámetro es más pequeño. Aunque se podría diseñar con un espesor variable, por motivos de simplificación de diseño se decide hacerlo constante.

Así pues, se debe despejar  $e$  de la ecuación interior.



$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{pasador proyectada}}} = \frac{72\,985\text{ N}}{40 \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}} = \frac{355\text{ MPa}}{3} \rightarrow e = 15.41\text{ mm} \approx 20\text{ mm}$$

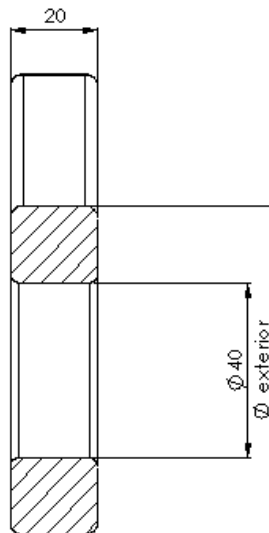
### Cálculo de la sección resistente a tracción/compresión en la zona cercana a los pasadores



*Imagen 1.35. Hipótesis de cálculo de tracción/compresión*

En esta zona, el esfuerzo axial debe ser soportado por la sección sombreada. En ambos pasadores se determinará el radio exterior de la pieza que satisfaga las condiciones de diseño.

Detalladamente se muestra la sección resistente en la zona del pasador con el menor diámetro de pasador (40 mm) y con espesor ya fijado según aplastamiento (20 mm).



*Imagen 1.36. Cotas según la hipótesis de cálculo se tracción*

Según lo calculado en el anexo (IV), el diámetro exterior será de 75 mm

Del mismo modo, el diámetro exterior en el otro extremo será de 105 mm.

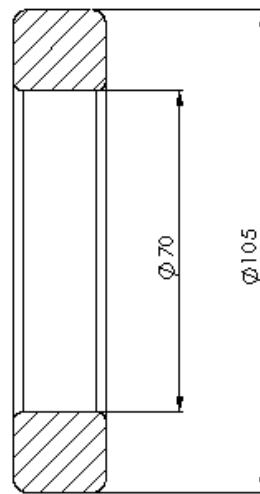


Imagen 1.37. Cotas según la hipótesis de cálculo se tracción (II)

#### Cálculo de la sección resistente a tracción/compresión en la zona intermedia

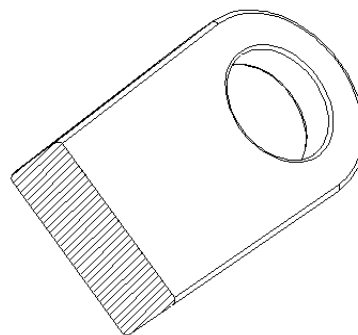


Imagen 1.38. Hipótesis de cálculo a tracción/compresión en la zona intermedia

En esta zona la sección resistente será aún mayor, por lo que las tensiones se reducirán considerablemente.

En la zona en la que la sección sea mínima, el valor de esta será de  $105 \cdot 20 \text{ mm}^2 = 2100 \text{ mm}^2$ , lo que conlleva que las tensiones sean de 34.507 MPa, con un coeficiente de seguridad a fluencia de 10.2877.

Por tanto, este diseño podría ser variado, disminuyendo la sección intermedia, ahorrando material y, por ende, masa, del componente sin comprometer su resistencia mecánica.

### 5.6. Barra 5

En la imagen 1.39 se muestra la barra 5 en el modelo de SolidWorks. Como se observa esta barra une los puntos H y J.

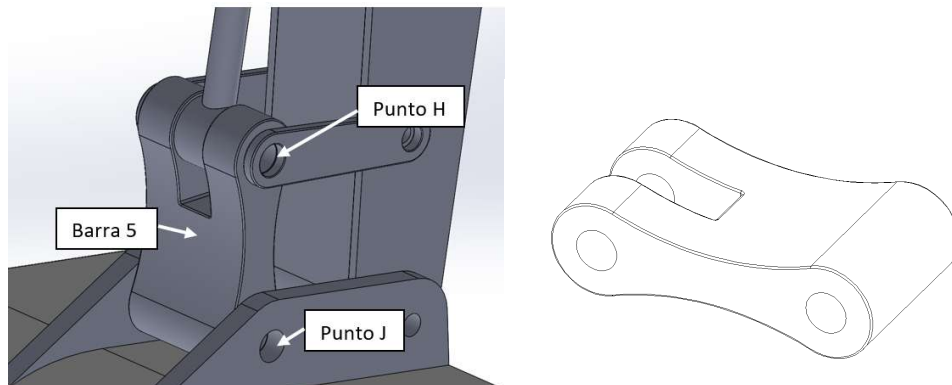


Imagen 1.39. Barra 5 en el ensamblaje de SolidWorks

#### Datos básicos de las condiciones de diseño

Diámetro del pasador del punto H: 70 mm.

Diámetro del pasador del punto J: 75 mm.

Axil máximo: 497 170 N.

Para este dimensionado se deben llevar a cabo tres cálculos principales:

1. Aplastamiento
2. Tracción en sección cercana al pasador
3. Tracción en sección alejada de los pasadores

#### Observaciones geométricas

Debe dejarse espacio suficiente en la unión con el cilindro para evitar interferencias con el movimiento de rotación que tendrá lugar en el funcionamiento del conjunto. La determinación del espacio necesario se referencia en el apartado 4.7. del anexo IV.

En cuanto a la longitud entre pasadores, por diseño se ha decidido que sea de 400 mm, igual que en la barra 3.



## MEMORIA

### ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN

Aunque gran parte de la geometría de la pieza viene impuesta por el diseño y selección de otros componentes (cilindros) aún es necesario determinar los espesores necesarios para soportar el esfuerzo axial. La geometría final, establecida a partir de los cálculos del anexo IV se muestra en la imagen 1.40.

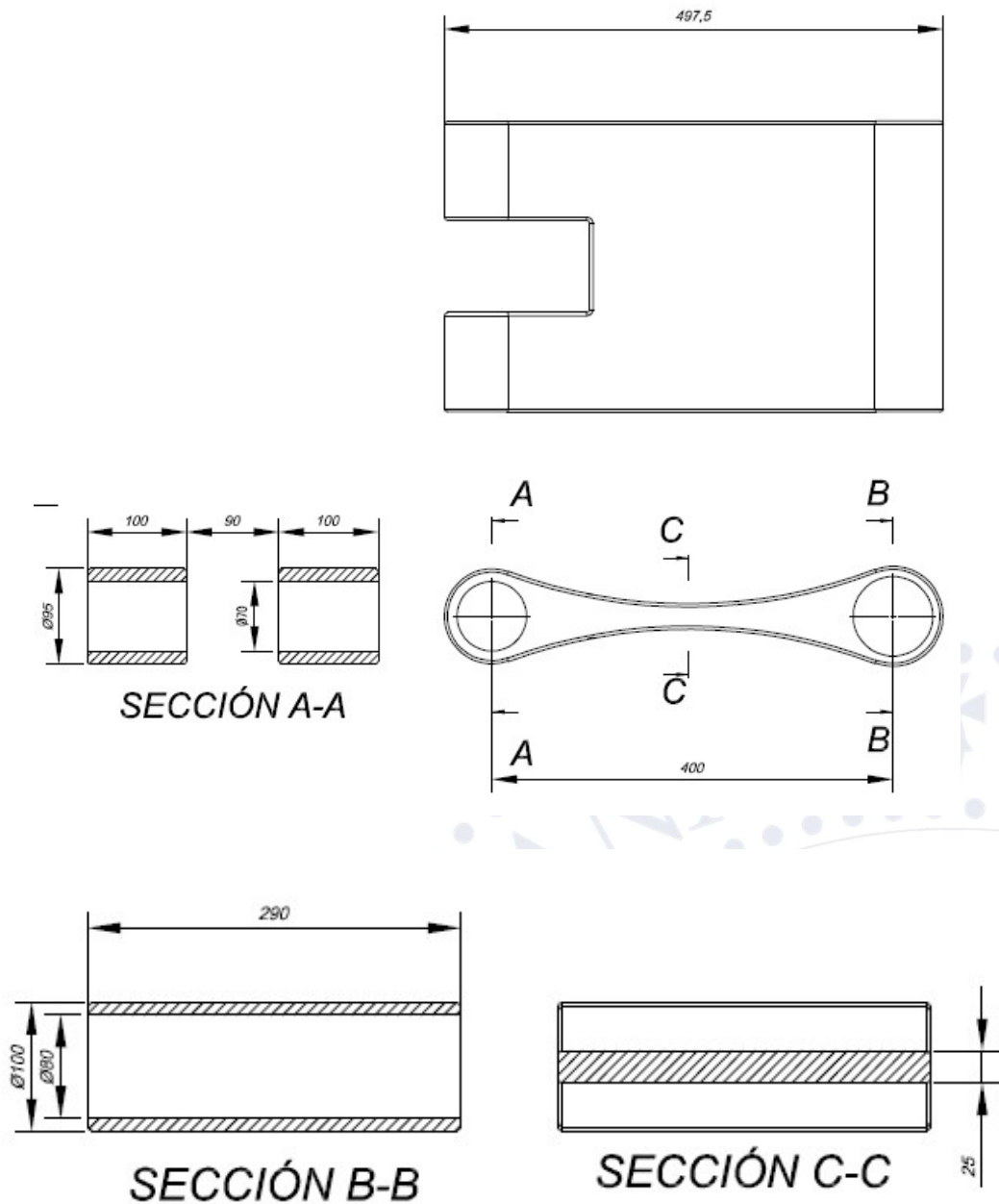


Imagen 1.40. Dimensiones finales de la barra 5



### 5.7. Alojamiento

En la imagen 1.41 se muestra la localización de los alojamientos a calcular, teniendo en cuenta que se realiza el cálculo por aplastamiento. Dado que el diámetro del pasador ha sido definido anteriormente, se ha de calcular el espesor del alojamiento ( $e$  en la imagen 1.41).

El cálculo final del espesor se recoge en la tabla 1.24.

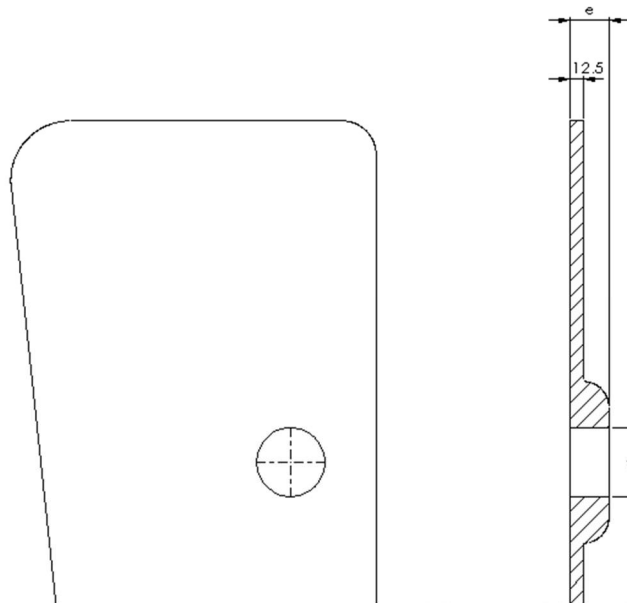


Imagen 1.41. Croquis de un alojamiento

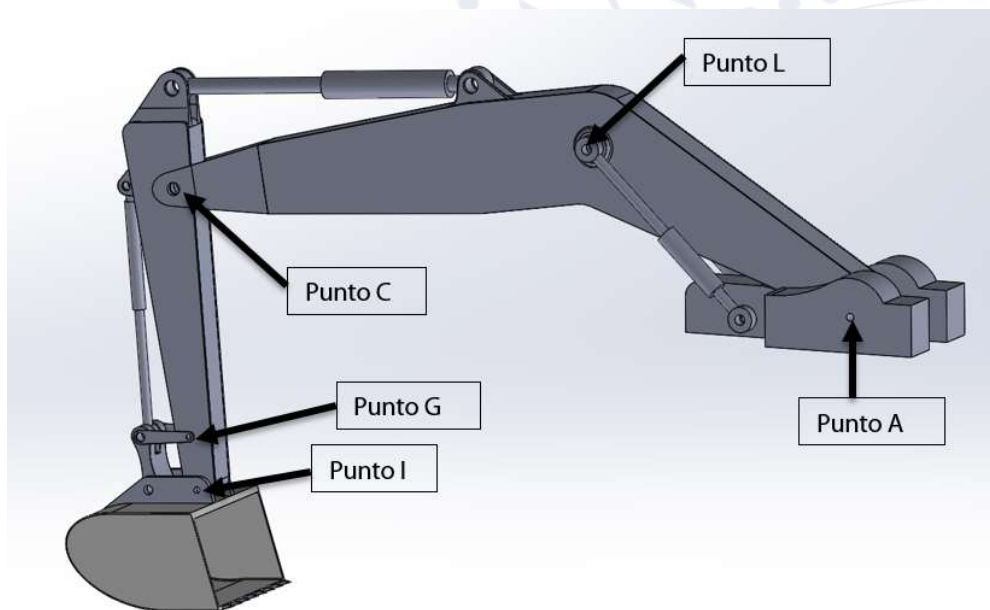


Imagen 1.42. Localización de los alojamientos a dimensionar

Punto	Fuerza total(N)	Diámetro pasador (mm)	Espesor mínimo(mm)	Espesor de diseño(mm)
A	310987	60	21.90	25
C	865453	100	36.57	40
G	145970	40	15.42	20
I	189170	65	12.30	15
L	395840	80	20.91	25

Tabla 1.24. Dimensiones finales de los alojamientos

## 5.8. Orejetas

En el anexo IV se ha realizado un dimensionamiento completo cuyos resultados se mostrarán a continuación. Dicho cálculo se realiza en la sección proyectada del pasador, evitando el aplastamiento, en la base de la orejeta y en la sección sometida a tracción.

### Punto D

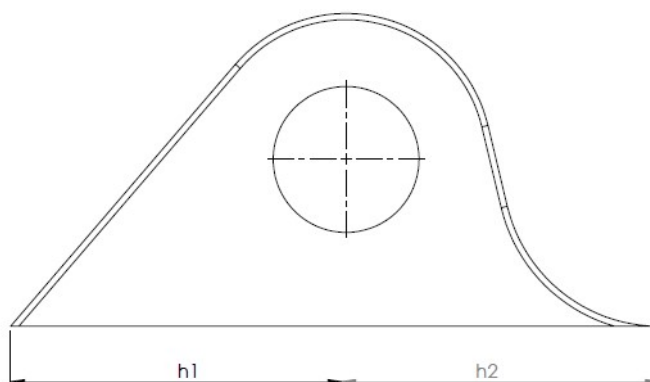


Imagen 1.43. Vista de perfil de la orejeta simplificada

### Características geométricas

- Espesor: 30 mm
- $H_1$ : 300.9 mm
- $H_2$ : 120 mm
- Radio exterior de la orejeta: 110 mm
- Distancia de la base al centro del pasador: 125 mm

### Punto F

- Espesor: 25 mm
- $H_1$ : 169.6 mm
- $H_2$ : 80 mm
- Radio exterior: 67.5 mm
- Distancia de la base al centro del pasador: 80 mm

### Punto E

- Espesor pasador: 30 mm
- Espesor base: 47 mm  $H_1$ : 322 mm
- $H_2$ : 125 mm
- Radio exterior: 65 mm
- Distancia de la base al centro del pasador: 250 mm

## 5.9. Cazo

En el caso de las orejetas, los pasadores ya han sido definidos, por lo que se ha calculado el espesor de las orejetas, siendo este de 35 mm. Además, el volumen del cazo es de  $0.8 \text{ m}^3$ . Todo ello será definido en el apartado 4.10. del anexo IV.

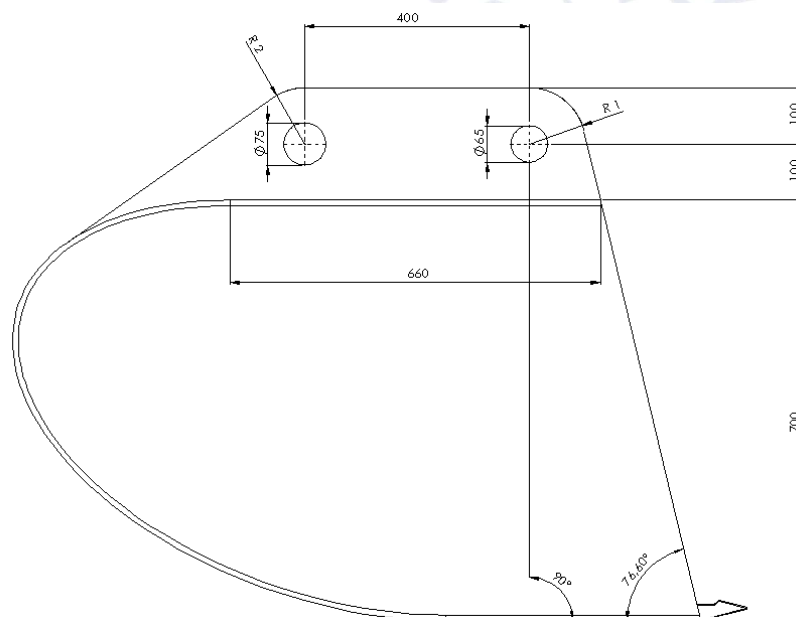
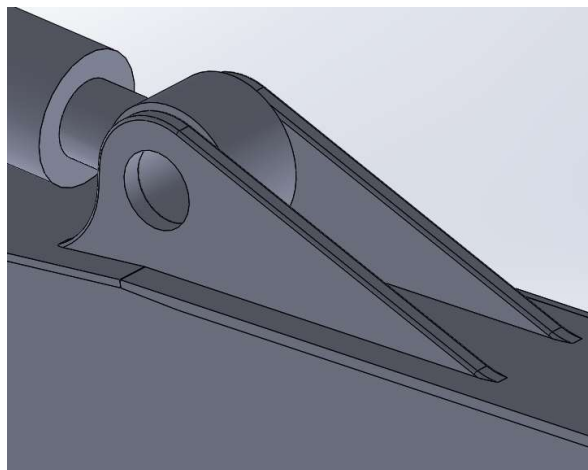


Imagen 1.44. Vista de perfil del croquis del cazo

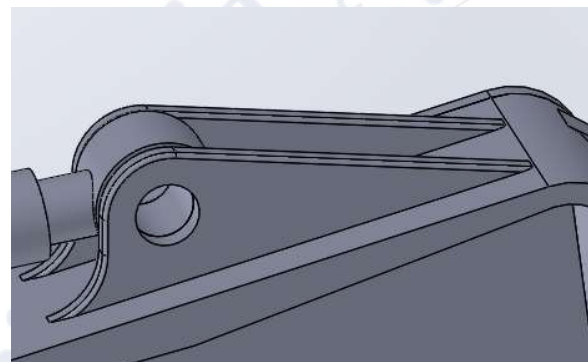
## 6. Modelo de SolidWorks

En el anexo VI se realiza un análisis del modelo inicial en las posiciones de las hipótesis de carga consideradas como válidas. En la que se realiza una comparativa de las tensiones en las secciones más desfavorables, de los esfuerzos a cortante de los pasadores y del axil de los cilindros. Así como una comprobación del factor de seguridad y determinación de los desplazamientos máximos.

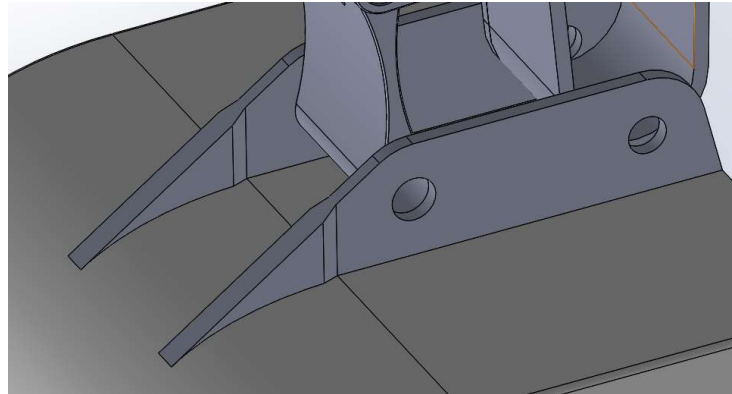
En él se aprecia como las bases de las orejetas son concentradores de tensiones, por lo que se ha realizado un rediseño de estas alargando la base de estas, como se aprecia en las imágenes 1.45, 1.46 y 1.47.



*Imagen 1.45. Orejeta del punto D modificada*

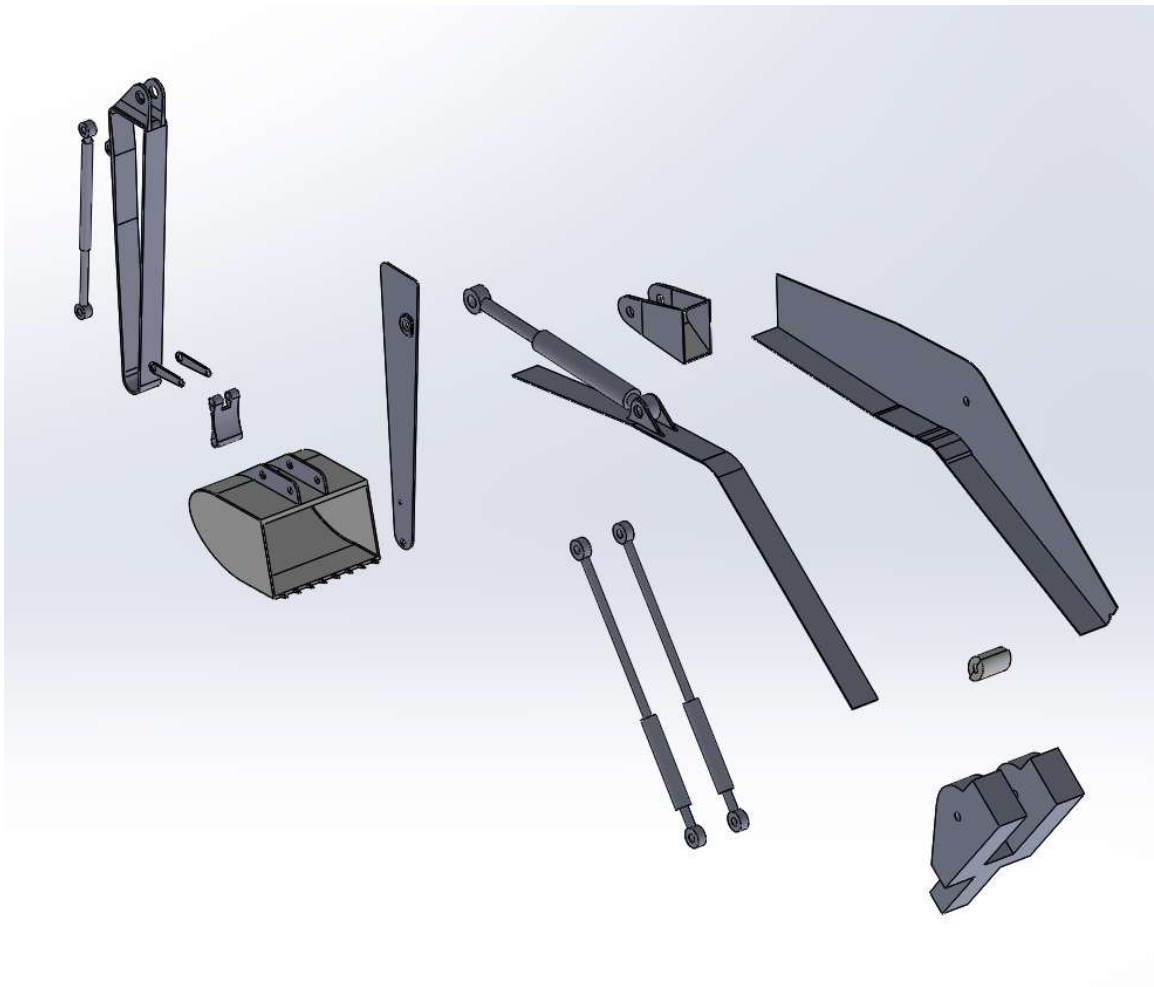


*Imagen 1.46. Orejeta del punto F modificada*

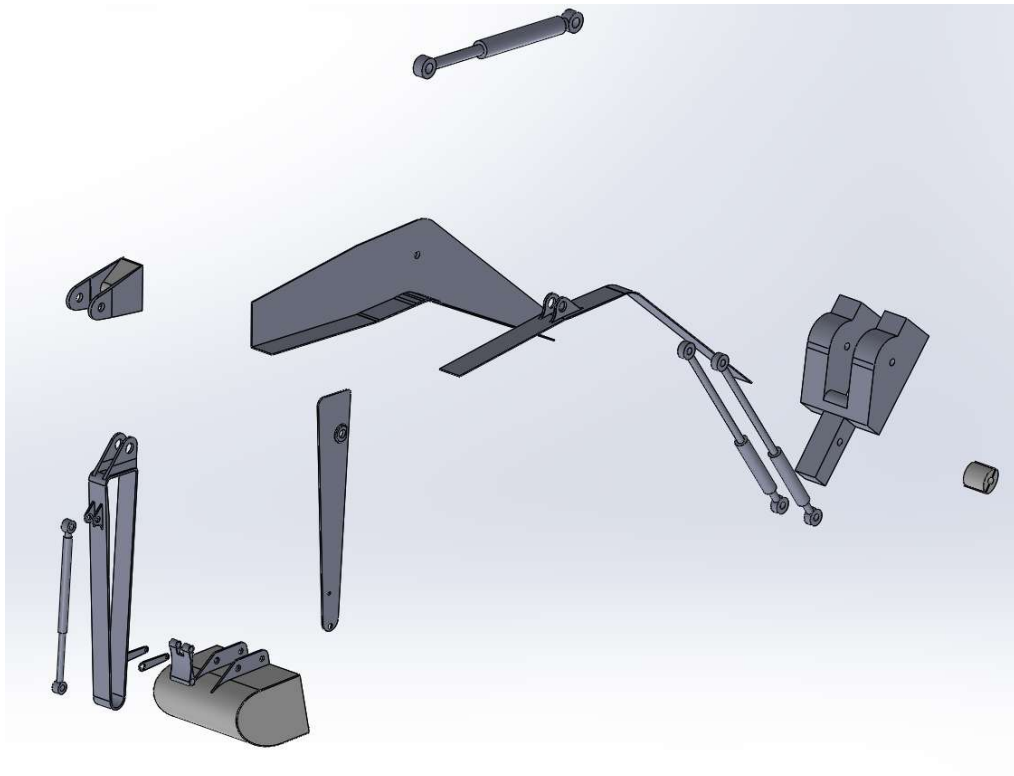


*Imagen 1.47. Orejeta del cazo modificada*

### 6.1. Vistas explosionadas del conjunto



*Imagen 1.48. Vista explosionada del conjunto (I)*



*Imagen 1.49. Vista explosionada del conjunto (II)*

## 6.2. Resultados

El análisis y ensayos de todas las hipótesis consideradas como válidas son recogidas en el anexo VI para el modelo inicial y en el anexo VII para el modelo con las orejetas rediseñadas. A partir de ellos, se puede concluir como el diseño reflejado en los planos cumple con todos los objetivos planteados, respecto a resistencia y prestaciones.

Dado que se realiza un completo análisis de las posiciones, desde la imagen 1.50 hasta la 1.54, ambas inclusive, se muestra como la tensión establecida como máxima por factor de seguridad (118.33 MPa) no es superada en todas y cada una de las hipótesis consideradas como válidas.

Posición base a 85°

Tensión máxima de von Mises: 116.798 MPa

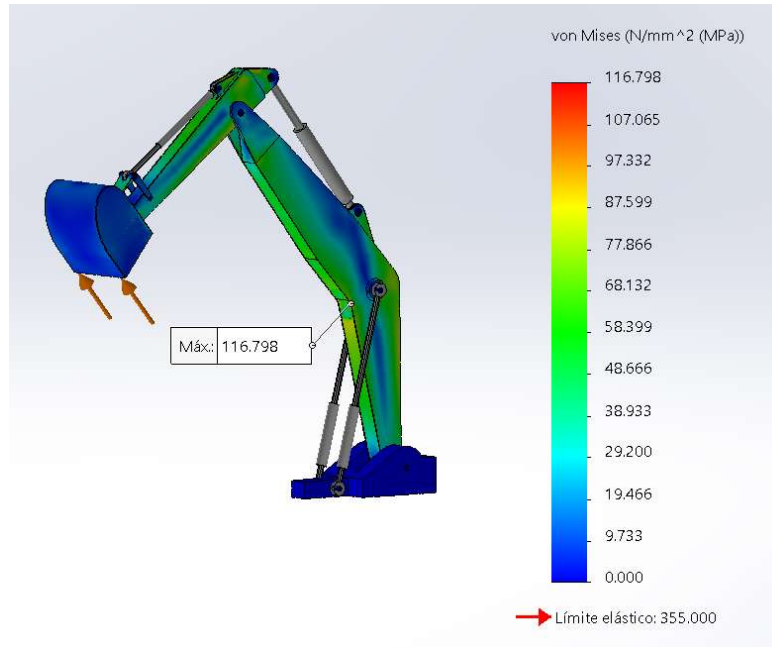


Imagen 1.50. Tensión máxima para la posición base a 85°

Posición base a 20°

Tensión máxima de von Mises: 112.891 MPa

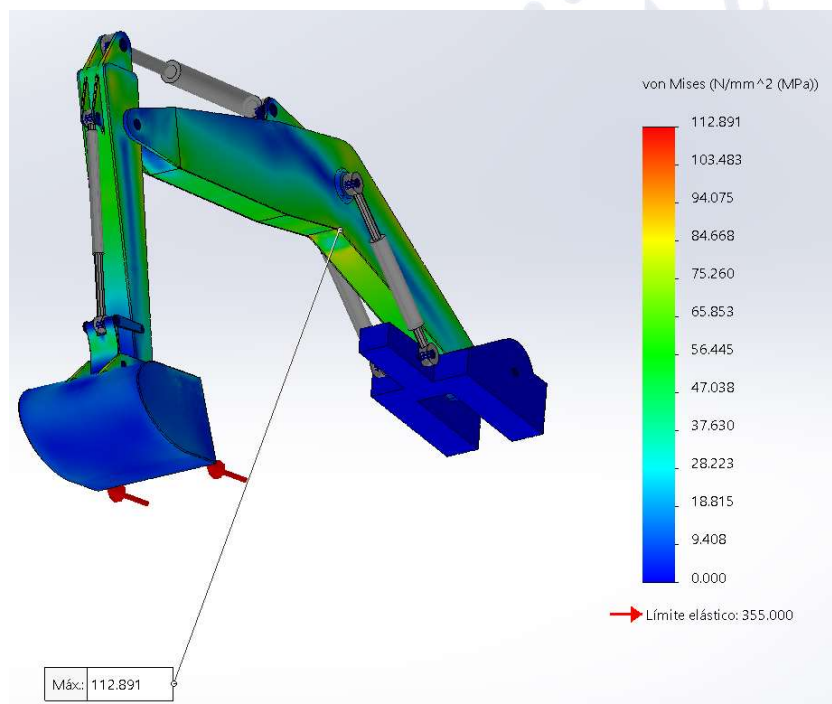


Imagen 1.51. Tensión máxima para la posición base a 20°

Hipótesis de carga 1. Posición de máximo alcance

Tensión máxima de von Mises: 61.761 MPa

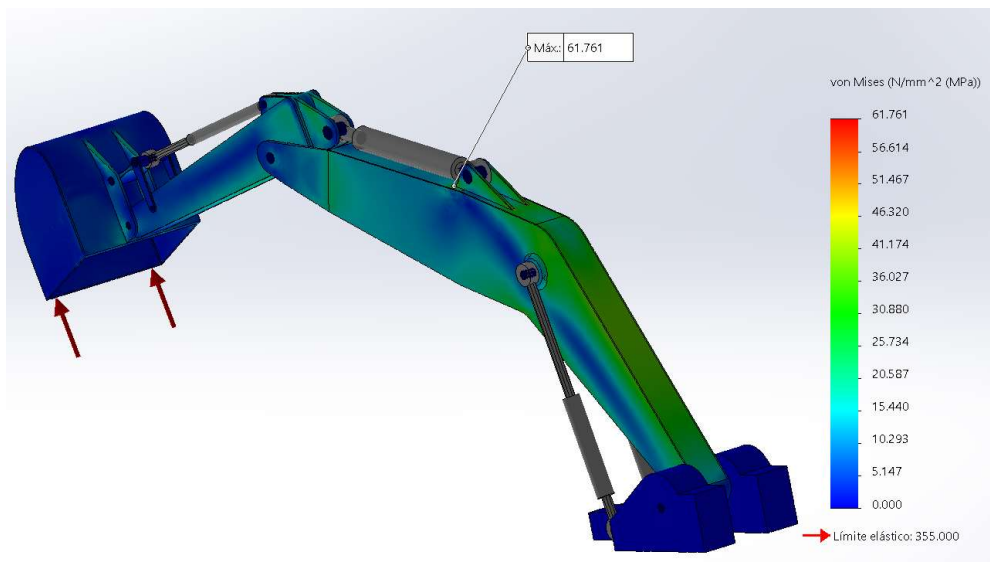


Imagen 1.52. Tensión máxima para la posición de máximo alcance e hipótesis 1

Hipótesis de carga 5. Posición intermedia del ciclo de trabajo

Tensión máxima de von Mises: 102.565 MPa

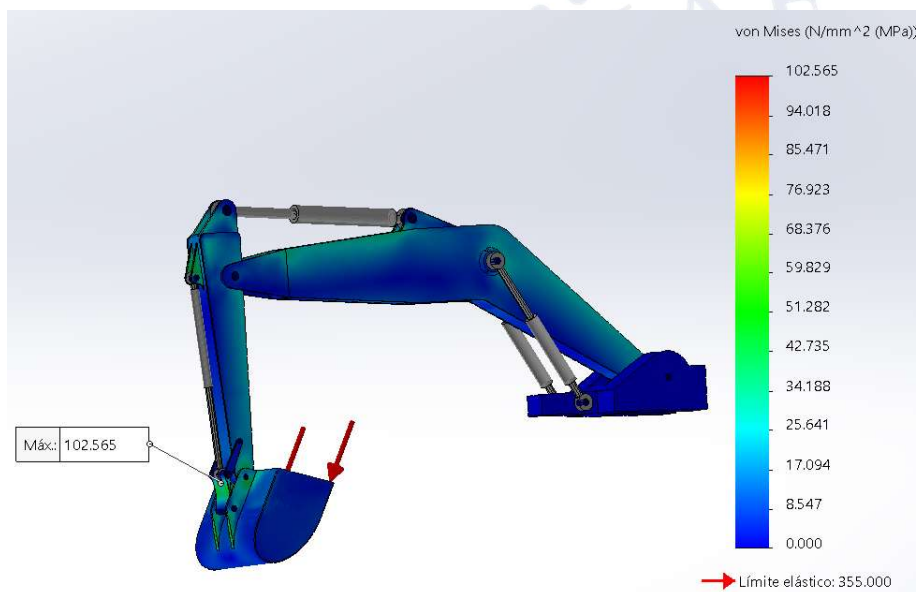
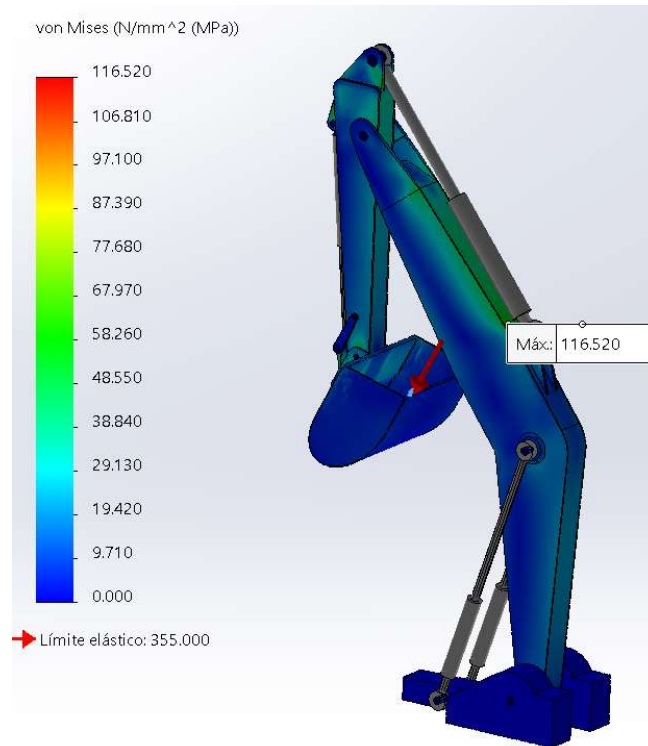


Imagen 1.53. Tensión máxima para la posición intermedia del ciclo de trabajo e hipótesis 5



Hipótesis de carga 8. Posición final del ciclo de trabajo

Tensión máxima de von Mises: 116.52 MPa



*Imagen 1.54. Tensión máxima para la posición final del ciclo de trabajo e hipótesis 8*

## 7. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado un diseño completo del conjunto del brazo de una excavadora teniendo en cuenta que el primer paso a realizar es plantear un modelo simplificado sobre el que plantear las ecuaciones de equilibrio.

Una parte fundamental es definir la fuerza necesaria que el conjunto debe generar en la punta del cazo. Para ello, se comparó el valor que distintas casas comerciales facilitan en sus catálogos comerciales buscando modelos con alcance y fuerza a desarrolla similares y cercanos a la media, estableciendo ésta en un valor de, aproximadamente, 170 kN. Teniendo en cuenta que dicha fuerza debía ser desarrollada según se indica en la normativa aplicable vigente.

Además, este trabajo tenía la complejidad de plantear un diseño que no se basa en ningún diseño comercial por lo que las cotas han debido ser optimizadas para que cilindros comerciales puedan ser usados. El hecho de que no se base en un modelo comercial ha supuesto definir una secciones resistentes y geometría de las piezas teniendo que fijar unos valores de manera estimada.

Finalmente, se han cumplido los objetivos planteados tanto desde el punto de vista de la resistencia, como desde el punto de vista de las prestaciones, realizándose un estudio completo de los resultados y la comparativa de los valores teóricos

En lo personal, realizar dicho trabajo ha supuesto ampliar los conocimientos en un programa informático tan completo como es SolidWorks, realizando un ensamblaje con una gran cantidad de piezas de geometría diseñada de manera no comercial. Además de aunar los conocimientos adquiridos a lo largo de cuatro años en distintas asignaturas.

Las mayores dificultades surgen del hecho de tener que comprender a fondo el funcionamiento del conjunto y de la búsqueda de los esfuerzos máximos para cada uno las partes de los componentes, planteando una gran cantidad de hipótesis de trabajo.

Finalmente, el hecho de realizar este proyecto tenía la dificultad añadida de plasmar en un documento muchísimas imágenes que ilustrasen las teorías planteadas, pero que una vez acabado ha supuesto una gran satisfacción personal por el resultado final.

## 8. Bibliografía

### 8.1. Normativa

- UNE-ISO 6015:2006: "*Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas del útil*".
- UNE-ISO 115443:2003. "*Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales*"
- UNE 115403-2:2005. "*Maquinaria para movimiento de tierras. Definición de dimensiones y símbolos. Parte 2: Equipos y accesorios.*"

### 8.2. Información comercial

- Catálogos comerciales de LIEBHERR, CATERPILLAR, VOLVO, BOBCAT, JCB, CASE.
- Imágenes utilizadas como modelo de excavadora: Modelo R924 de LIEBHERR
- Catalogo comercial de los cilindros hidráulicos: 350 BAR SERIES de LIEBHERR

### 8.3. Referencias básicas

- "*Timoshenko. Resistencia de materiales*". (GERE, JAMES M., 2002).
- "*Diseño de elementos de máquinas*"(MOTT, ROBERT L., 2006)
- "*Diseño de elementos de máquinas*"(FAIRES, VIRGIL MORING, 2003)
- Apuntes de la asignatura "*Criterios de diseño de máquinas*". (ABAD BLASCO, JAVIER - CANALIS MARTINEZ, PAULA - MALÓN LITAGO, HUGO, 2015, Universidad de Zaragoza)
- Apuntes de la asignatura "*Resistencia de materiales*". (BEL CACHO, JOSE DAVID – ICIAR ALFARO RUIZ, 2014, Universidad de Zaragoza).
- Apuntes de la asignatura "*Mecánica*". (LEZAUN MARTINEZ UBAGO, LUIS EDUARDO –DORIA CHARRO, JUAN LUIS – MATA LANDETE, EMILIO FRANCISCO JAVIER, 2016, Universidad de Zaragoza)

### 8.4. Software

- Autocad 2017
- SolidWorks 2016
- MEFI
- Microsoft Excel 2016
- Microsoft Word 2016
- PDF creator
- Engeneering Equation Solver (EES)