



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

1. Memoria

Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5^a botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

Analysis and sizing of the main components of mechanical arm of a backhoe with boom with 5th bottle and maximum bucket force of 75 kN.

Autor:

Ángel Lezcano Remacha

Director/es

D. Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2022

Índice de la memoria:

| | |
|---|----|
| 1. Introducción | 4 |
| 1.1 Objetivo | 7 |
| 1.2 Fases del trabajo: | 7 |
| 2. Obtención del modelo simplificado | 9 |
| 2.1 Dimensiones geométricas, diagramas de sólido libre y ecuaciones: | 11 |
| 3. Análisis posición máxima fuerza en el cazo | 16 |
| 3.2 posición del balancín | 17 |
| 3.3 Posiciones de la pluma articulada | 18 |
| 3.4 Resumen posición final y fuerza máxima en los cilindros: | 18 |
| 4. Selección cilindros hidráulicos | 19 |
| 4.1 Características de los cilindros | 20 |
| 5. Estudio posiciones de trabajo: Diagramas de esfuerzos y esfuerzos máximos ... | 21 |
| 5.1 Obtención fuerza en el cazo para cada una de las posiciones | 21 |
| 5.2 Toma de medidas diagramas de esfuerzos y resumen de valores máximos. | 23 |
| 6. Dimensionado de los componentes mecánicos del brazo de la retroexcavadora | 27 |
| 6.1 materiales de diseño | 27 |
| 6.2 diseño de perfiles | 27 |
| 6.3 Selección de pasadores | 31 |
| 6.4 Diseño barra paralelogramo articulado | 32 |
| 6.5 Alojamiento | 37 |
| 6.6 Cálculo de orejetas | 38 |
| 7. Modelo 3d, simulación y rediseño de zonas críticas | 42 |
| 7.1 Rediseño | 45 |
| 7.2 Resultados tras rediseño | 48 |
| 8. Conclusiones | 50 |
| 9. Bibliografía | 51 |
| 9.1 Normativa | 51 |
| 9.2 Información | 51 |
| 9.3 Software | 51 |

Resumen

Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

El siguiente trabajo realiza el diseño completo de los componentes que forman el brazo de una retroexcavadora con pluma articulada.

Partiendo de un catálogo comercial se extraerá el modelo simplificado que junto a el parámetro de diseño impuesto de que se desarrolle una fuerza en la punta del cazo de 75 kN, los usaremos para aplicar la normativa con la cual obtendremos la posición en la que el brazo será capaz de desarrollar la máxima fuerza, con ello además obtendremos la capacidad máxima de los cilindros hidráulicos, que nos permitirá dimensionarlos a partir de un catalogo comercial

Conocido esto estudiaremos diferentes posiciones del ciclo de trabajo con el fin de obtener los mayores esfuerzos internos con los que se diseñara todos los elementos del brazo de la retroexcavadora (perfiles, pasadores, orejetas, etc.) para el coeficiente de seguridad y material elegidos.

Generado un primer diseño, se comprobará que no existen colisiones entre los diferentes elementos para luego crear un modelo 3d en SolidWorks con el que mediante un análisis estático utilizando el método de elementos finitos se comprobará la validez del diseño inicial en la posición mas desfavorable.

En caso de detectar fallos se realizarán cambios en la geometría , subsanando concentradores de tensiones no considerados en el primer diseño inicial analítico por las simplificaciones, y por último se comprobarán que tras el rediseño se cumplen el coeficiente de seguridad establecido en el apartado de diseño.

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

1. Introducción

Este trabajo es realizado en colaboración con el departamento de **Máquinas y Vehículos** de la escuela de ingeniería y Arquitectura de Zaragoza y en especial con el profesor **Javier Abad Blasco**, que aconsejó sobre la correcta realización y enfoque del trabajo en su periodo de elaboración.

Según 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 360º, 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”*.

A partir de esta definición podemos realizar una clasificación según sus tipos de equipos:

Equipo de retro excavación: *“Consiste en una pluma un brazo, articulaciones y una cuchara generalmente hacia la máquina. Generalmente se emplea en la excavación por debajo del plano de referencia”*. Podemos distinguir entre plumas monobloque (imagen 1) y plumas articuladas (imagen 2), las segundas cuentan con una articulación y un cilindro hidráulico extra, lo que hace que se les conozca con el sobrenombre de retroexcavadoras con quinta botella en referencia a este cilindro extra.

Pluma monobloque:



Imagen 1 Retroexcavadora con pluma monobloque

Pluma articulada:



Imagen 2 Retroexcavadora con pluma articulada

Equipo de excavadora frontal: la composición es idéntica al equipo de la retroexcavadora con la diferencia de que este su cuchara frontal corta hacia afuera y generalmente hacia arriba, su uso es principalmente por encima del plano de referencia del suelo.



Imagen 3 Excavadora frontal

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

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



Imagen 4 Equipo con 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 maquina 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 del suelo”.



Imagen 5 Equipo con pluma telescópica

1.1 Objetivo

El presente trabajo consiste en el análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos del brazo de una retroexcavadora con pluma articulada basada en el modelo JS 145W a partir del catálogo comercial de la marca JCB. A partir de la geometría inicial obtenida en este catálogo y la imposición de la condición de diseño de tener una fuerza máxima en el cazo de 75kN según la norma UNE-ISO 6015:2006, se seleccionarán los cilindros hidráulicos necesarios así como se dimensionarán las secciones y resto de elementos del conjunto para posteriormente modelizar y ensayar mediante elementos finitos la validez del mismo y si es necesario mejorar las zonas que se encuentren por debajo de los criterios de diseño establecidos.

1.2 Fases del trabajo:

El trabajo queda articulado en 3 fases las cuales serán descritas a continuación:

Fase 1: análisis analítico del sistema

En primer lugar se simplifican los componentes del brazo de la retroexcavadora, y se plantean los diagramas de sólido libre (DSL) y las ecuaciones que nos permitirán conocer fuerzas en los cilindros así como reacciones en los pasadores, estas ecuaciones están planteadas en función de ejes locales, por ello se hará uso de un programa de CAD para conocer el valor de estos ángulos locales, una vez tengamos estas ecuaciones se comprobarán con un modelo en CESPLA, si están bien planteadas las mismas.

Una vez disponemos de estas ecuaciones pasamos al análisis de posición de máxima fuerza en el cazo, haciendo uso de la norma UNE-ISO 6015:2006, fijaremos la posición que debe adoptar la máquina así como conocer la fuerza que serán capaces de desarrollar los cilindros.

El procedimiento será el siguiente, la norma no fija la posición, que deberán adoptar todos los componentes del brazo de la retroexcavadora para desarrollar la máxima fuerza en el cazo, por ello deberemos analizar diferentes posiciones del mismo. De manera general el procedimiento será el siguiente, se plantean 5 posiciones diferentes de cada uno de los componentes, a través de las ecuaciones de DSL, obtendremos el valor de fuerza que desarrollara el cilindro encargado de ese componente para cada posición, y seleccionaremos la posición en la que se obtenga la menor fuerza del cilindro, repitiendo este proceso da como resultado la definición de posición de máxima fuerza en el cazo a través de los ángulos previamente establecidos y el valor límite de fuerza que podrán desarrollar los cilindros.

Buscar para cada cilindro la posición en la que se desarrolla la menor fuerza, puede sonar contraintuitivo, pero no es así, la posición de máxima fuerza es única, por ello debemos optimizar buscando la posición de cada cilindro en la que genera menos fuerza para conseguir alcanzar la fuerza en el cazo en una única posición.

Una vez definida esta posición al ser la de máxima fuerza en el cazo, también será en la que los cilindros desarrollen su máxima fuerza permitiéndonos dimensionar a partir de un catálogo comercial los mismos.

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

Fase 2: Estudio diferentes posiciones de trabajo, obtención de esfuerzos y diseño.

Tras la fase 1, analizaremos diferentes posiciones de trabajo en busca de obtener los máximos esfuerzos internos, el procedimiento será el siguiente: iniciamos en una posición que el brazo se encuentre extendido, y de manera ordenada empezando por el componente más alejado (cazo) le daremos 6 posiciones, 2 correspondientes a las posiciones de máxima y mínima extensión y 3 posiciones intermedias, para cada una de la posiciones se realizara un modelo en CESPLA y se obtendrá sus diagramas de esfuerzos, a diferencia de en la fase 1, para cada posición se establecerá una fuerza en el cazo diferente la cual será obtenida a partir de la ponderación de la fuerza máxima del cazo (75 kN) y el cociente entre la fuerza máxima de cada cilindro (conocida en fase 1) y la fuerza en el cilindro para la posición determinada. A esta expresión se añadirán otros coeficientes de minoración en el caso de saturación de los cilindros lo que invalidaría la hipótesis.

Una vez obtenidos los esfuerzos internos máximos , y los valores de reacción máximos se procederá el dimensionamiento siguiendo un criterio de fallo por resistencia estático, de los perfiles de pluma 1, pluma 2 , balancín , barras 4 y 5 y de otros componentes como: pasadores, alojamientos y orejetas.

Fase 3: validación mediante SOLIDWORKS

Una vez conocida toda la geometría del conjunto, se creará un modelo 3D en solid Works, este modelo es analizado estáticamente utilizando el método de elementos finitos, permitiendo analizar tensiones, deformaciones, esfuerzo cortante en los pasadores y el factor de seguridad, analizando estos resultados se comprueba la validez de los mismos, en caso de que sea necesario se realizara un rediseño de las zonas criticas y su respectiva comprobación del factor de seguridad.

2. Obtención del modelo simplificado

El primer paso es simplificar todos los componentes en barras unidas entre si mediante articulaciones o uniones fijas, por ello primero debemos conocer los componentes que constituyen el brazo de la retroexcavadora como muestra la imagen 6:



Imagen 6 Designación de componentes de retroexcavadora con pluma articulada

A partir de ahora los componentes serán nombrados con la designación utilizada en la imagen 6, una vez hecho esto quedara crear la nomenclatura con la que designaremos a los nodos del modelo simplificado imagen 7.



Imagen 7 Nomenclatura pasadores del modelo

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

El modelo lo forman barras unidas por articulaciones, a excepción de las barras encargadas de representar las orejetas las cuales serán empotradas en su base y articuladas en su otro extremo.

Las uniones de los todos los cilindros hidráulicos con el conjunto son consideradas articuladas , de igual manera que las uniones entre componentes como pluma 1, pluma 2, balancín, cuadrilátero articulado y cazo.

El cuadrilátero articulado se ha simplificado a un paralelogramo articulado dando una mayor facilidad a la hora de obtener las ecuaciones de solido libre.

El cazo se ha modelado como un triángulo rectángulo, en el que los nudos L y K están articulados con el balancín y la barra 5 respectivamente, mientras que entre ellos están unidos rígidamente al igual que con el nudo m.



Imagen 8 Representación del modelo simplificado sobre una imagen real del conjunto.

Con estas consideraciones tenemos el modelo simplificado en la imagen 8:

Con este modelo se podrán plantear las ecuaciones de solido libre que permiten obtener reacciones en los pasadores y fuerzas en los cilindros hidráulicos. Se ha despreciado el peso propio de los elementos. Otras consideraciones ha sido trabajar en ejes locales para una mayor comodidad, en los croquis se han representado tanto los ejes locales como los globales del conjunto, la obtención de los datos geométricos como ángulos locales ha sido mediante medición en CAD. Las dimensiones son expresadas en milímetro y las fuerzas en Newtons.

2.1 Dimensiones geométricas, diagramas de solid libre y ecuaciones:

Representado en dos dimensiones el modelo la imagen 8 obtendremos el croquis de la imagen 10, en el que quedan marcadas el número de barras y los nodos. Con las

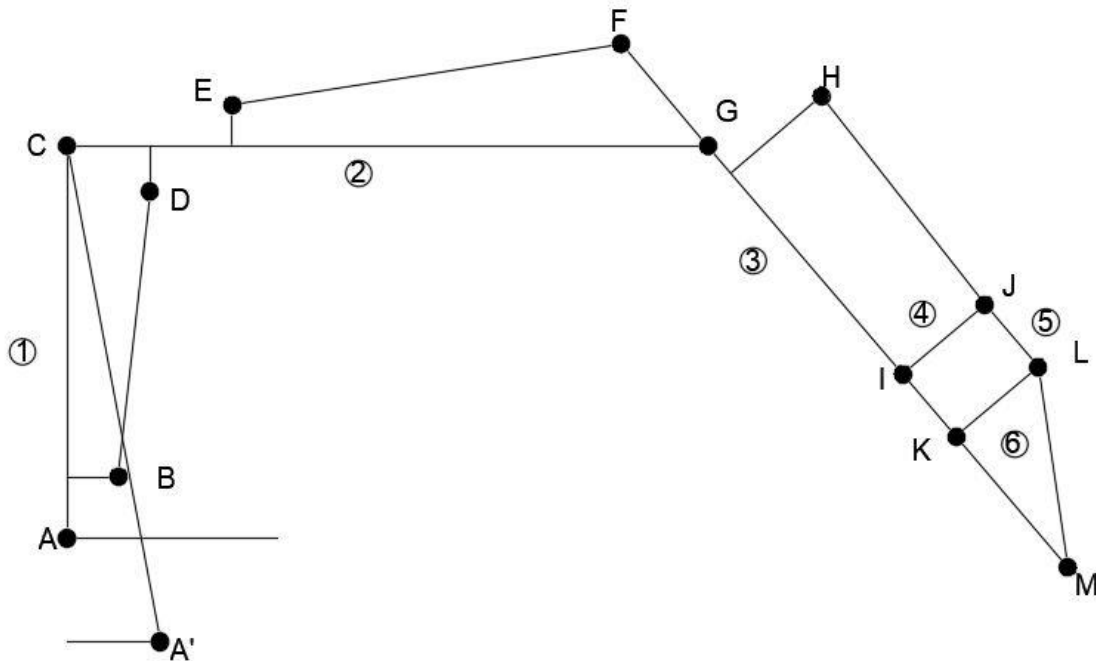


Imagen 10 Croquis para diagramas de solid libre

siguientes imágenes definiremos los ángulos que describen la posición del conjunto Imagen 11 y en la imagen 9 acotaremos todas las dimensiones usadas en los diagramas de solid libre, está marcada su designación y su dimensión en mm.

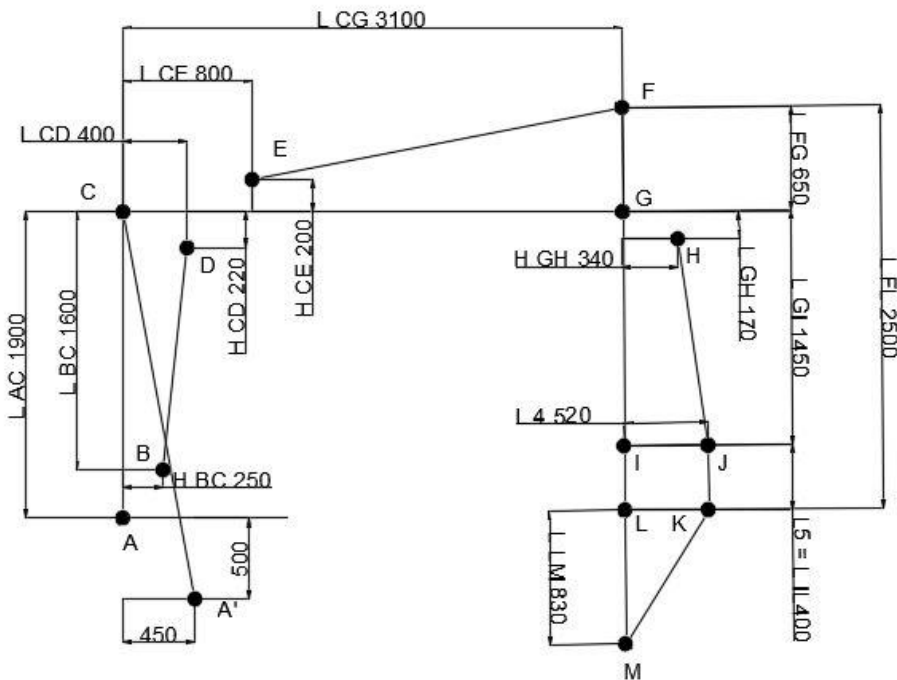


Imagen 9 Croquis dimensiones de los componentes del conjunto

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

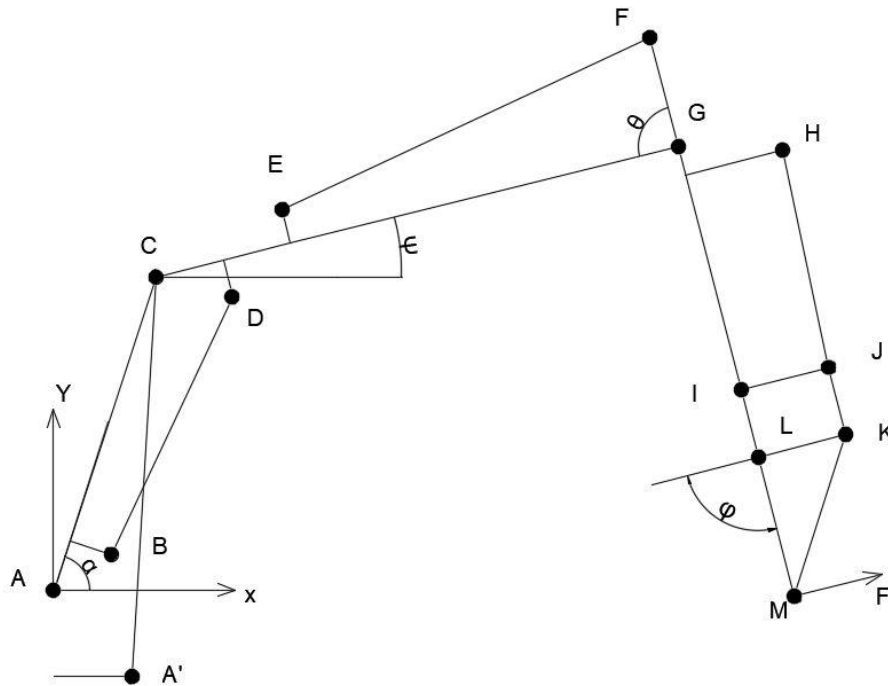


Imagen 11 Definición de ángulos que describen la posición del conjunto

2.1.1 Ecuaciones del cazo :

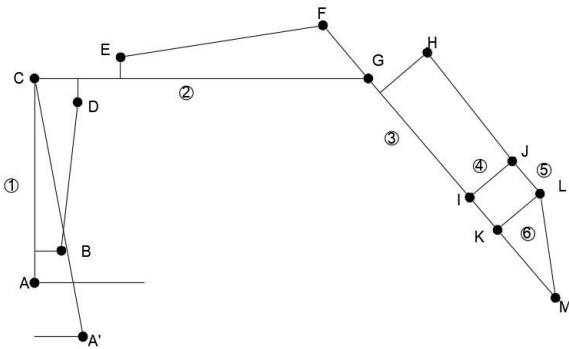


Imagen 13 Esquema global del conjunto

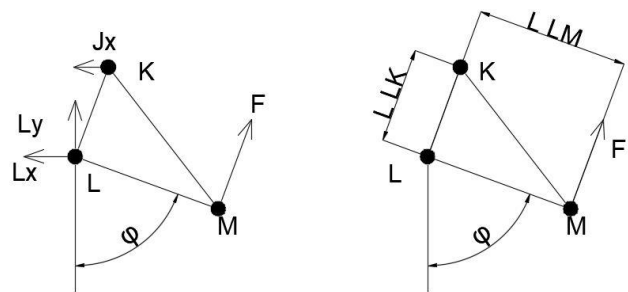


Imagen 12 Diagrama del sólido libre y dimensiones del cazo

$$\begin{aligned} \sum M_z(L) = 0 &\rightarrow F * LM + N_5 * LK * \cos(90 - \varphi) = 0 \\ \sum F_x = 0 &\rightarrow -N_5 - L_x + F * \cos(\varphi) = 0 \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow +L_y + F * \sin(\varphi) = 0 \end{aligned}$$

2.1.2 Ecuaciones del nudo J:

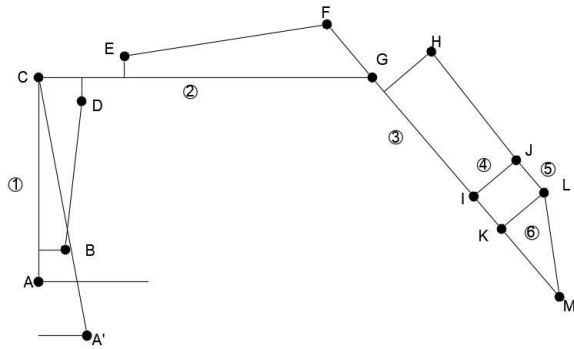


Imagen 15 Esquema global del conjunto

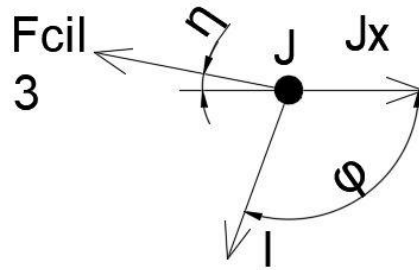


Imagen 14 Diagrama solid libre nudo J

$$\sum F_x = 0 \rightarrow N_5 - N_4 * \cos(\varphi) - F_3 * \cos(\eta) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -N_4 * \sin(\varphi) + F_3 * \sin(\eta) = 0$$

$$\tan(\eta) = \frac{HG - IJ * \sin(\varphi)}{L - IJ * \cos(\varphi)}$$

2.1.3 Ecuaciones de la balancín (barra 3):

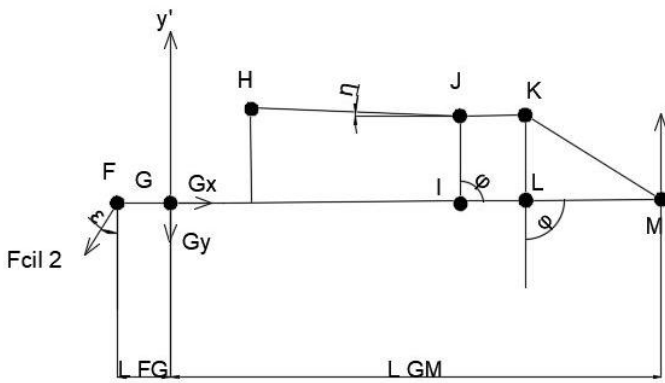


Imagen 16 Diagrama solid libre del balancín (barra 3)

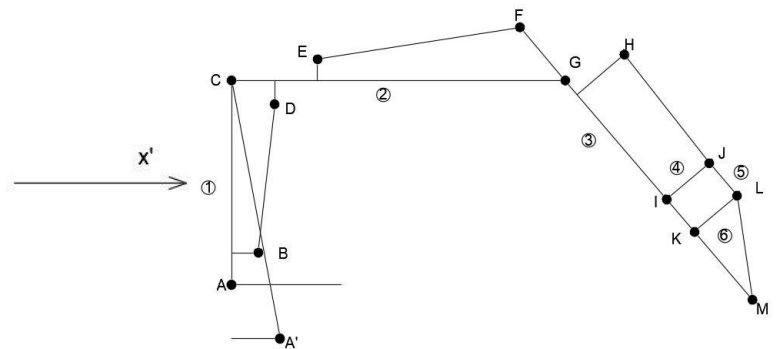


Imagen 17 Esquema global del conjunto

$$\sum M_z(G) = 0 \rightarrow F_2 * \cos(\varepsilon) * FG + F * GM = 0$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -G_x + F_2 * \sin(\varepsilon) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -G_y - F_2 * \cos(\varepsilon) + F = 0$$

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

2.1.4 Ecuaciones conjunto barra 2 y barra 3

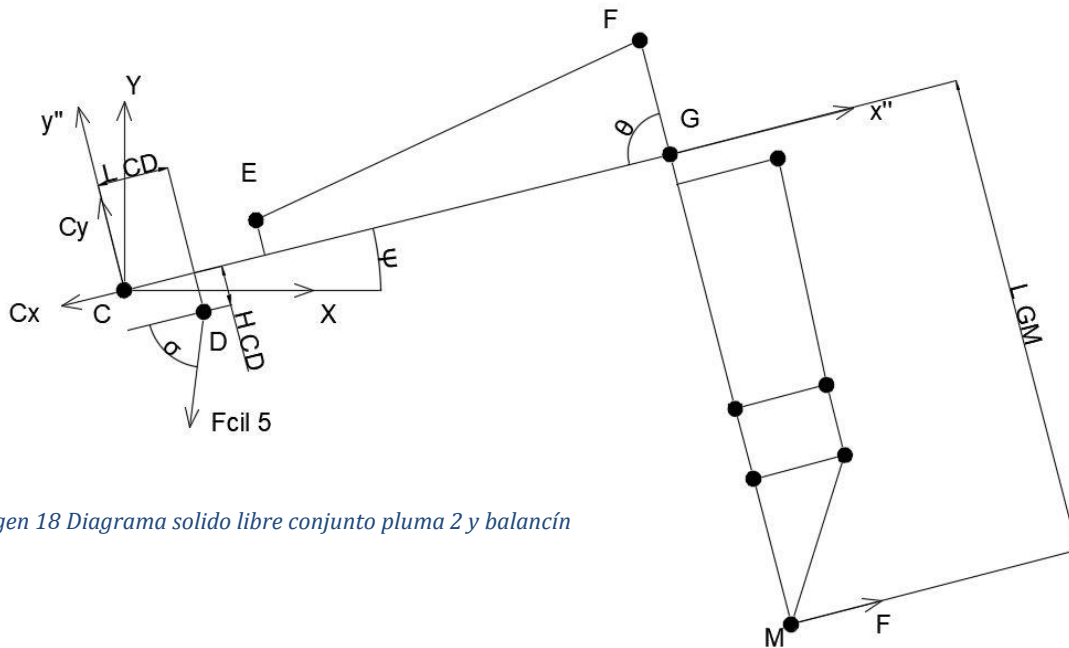


Imagen 18 Diagrama solido libre conjunto pluma 2 y balancín

$$\begin{aligned} \sum M_z(C) = 0 &\rightarrow -F_5 * (\cos(\sigma) * H_{cd} + \sin(\sigma) * L_{cd}) + F * GM = 0 \\ \sum F_{x''} = 0 &\rightarrow -C_{x''} - F_5 * \cos(\sigma) + F = 0 \\ \sum F_{y''} = 0 &\rightarrow +C_{y''} - F_5 * \sin(\sigma) = 0 \end{aligned}$$

2.1.5 Ecuaciones conjunto completo:

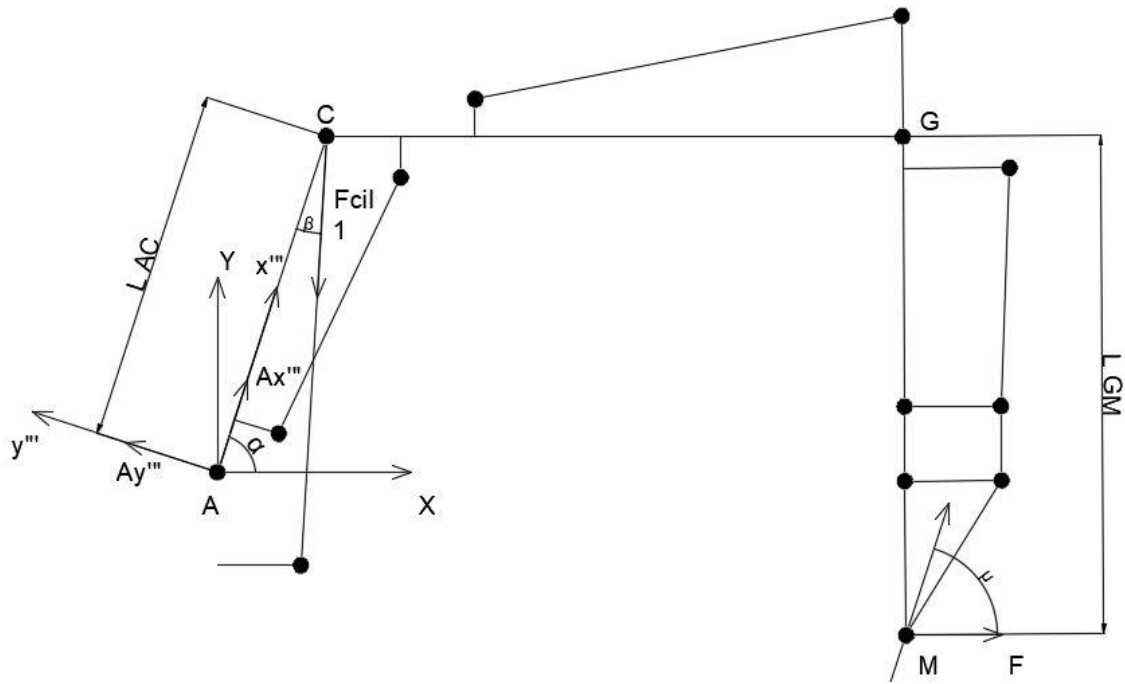


Imagen 19 Diagrama solido libre conjunto completo

$$\sum M_z(C) = 0 \rightarrow F * (GM + \sin(\alpha - \psi)) = 0$$

$$\sum F_{x''} = 0 \rightarrow A_{x''} - F_1 * \cos(\beta) + F * \cos(\mu) = 0$$

$$\sum F_{y''} = 0 \rightarrow A_{y''} - F_1 * \sin(\beta) + F * \sin(\mu) = 0$$

3. Análisis posición máxima fuerza en el cazo

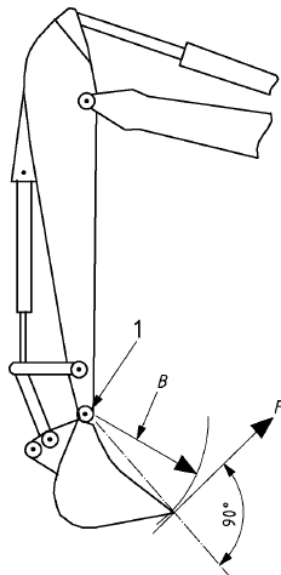
Una vez tenemos planteado el modelo analítico del conjunto, con todas las ecuaciones de sólido libre, buscaremos definir a partir de la norma UNE-ISO 6015:2006 “Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadoras hidráulicas. Método de ensayo para la medida de fuerza del útil”. La posición que deberá adoptar el brazo para desarrollar en la punta del cazo 75 kN además de justificar la capacidad máxima de los cilindros hidráulicos.

La norma no fija la posición de todos los componentes por tanto es necesario realizar un estudio variando cada uno de los componentes hasta encontrar la posición óptima. El procedimiento será el siguiente, cada componente se analiza en 5 posiciones diferentes, para el valor máximo de fuerza en el cazo (75 kN), para cada una de las posiciones obtendremos un valor de fuerza en el cilindro, y seleccionaremos la posición en la que la fuerza en el cilindro sea la menor, una vez fijada la posición de ese componente continuaremos hasta tener definida por completo la posición.

Iniciaremos por el elemento más alejado, el cazo e iremos recorriendo el conjunto hasta llegar a la pluma 1. En el anexo II, se recogen de manera detallada los procedimientos para cada componente, en este apartado de la memoria únicamente resumiremos los resultados obtenidos.

3.1 Posición del cazo:

La norma indica que la fuerza del útil es perpendicular al cazo, no fija la posición del cazo por tanto estudiaremos cinco posiciones de este. Variando el ángulo φ para valores de 10° , 30° , 90° , 120° y 150° . Estas posiciones son las posiciones de máxima y mínima extensión y 2 posiciones intermedias.



a) Equipo retro

Imagen 21 Cálculo fuerza en el útil utilizando el cilindro del cazo.

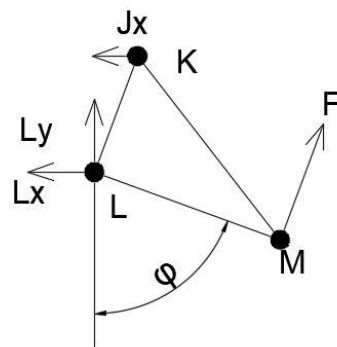


Imagen 20 Diagrama de sólido libre del cazo

Aplicando las ecuaciones del anexo I del cazo y del nudo J obtendremos el valor de la fuerza del cilindro 3 para cada una de las 5 posiciones. La solución para cada posición queda reflejada en la tabla 1:

| Tabla 1 : valores de F3 en función de φ | | |
|---|----------------|------------------------------|
| φ (°) | F3 (N) | η (°) |
| 10 | -388810 | 7,932 |
| 30 | -221909 | 2,647 |
| 90 | -120889 | -8,005 |
| 120 | -130865 | -6,174 |
| 150 | -288760 | 5,508 |

Como podemos observar el cilindro realiza su menor fuerza para la posición de $\varphi=90^\circ$, por tanto ya tendremos fijada la posición del cazo.

3.2 posición del balancín

En este caso es la única posición que queda fijada sin la necesidad de observar más posiciones puesto que la norma indica que la pluma 2 (Barra 2) y el balancín (Barra 3) deben formar un ángulo de $\Theta=90^\circ$, como se puede apreciar en la imagen 19 , el valor de la fuerza del cilindro 2 será de **F2 = -315094 N**.

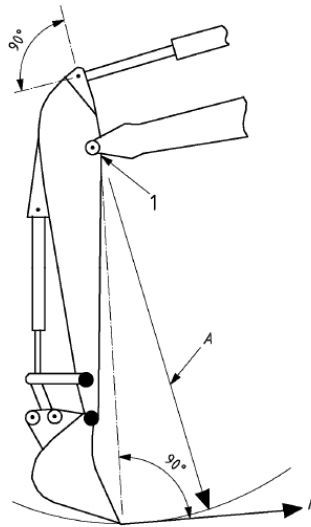


Imagen 22 Calculo de fuerza en el util empleando el cilindro del balancin

3.3 Posiciones de la pluma articulada

3.3.1 Posición de la pluma 1

Para el análisis de las posiciones de la pluma 1 , estas estarán marcadas por los ángulos α y ψ , al analizar 5 valores diferentes de cada ángulo, esto generara que debamos analizar 25 posiciones diferentes.

Los resultados obtenidos en el anexo II, se representan en la tabla 2:

| Tabla 2: valores de F1 para posiciones de α y ψ | | | | | |
|---|--------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------|
| | $\alpha=100^\circ$ | $\alpha=90^\circ$ | $\alpha=45^\circ$ | $\alpha=30^\circ$ | $\alpha=0^\circ$ |
| ψ | F1 | F1 | F1 | F1 | F1 |
| 55° | 379071 | 328974 | 364941 | 401982 | 513643 |
| 45° | 318690 | 276488 | 324938 | 366063 | 487832 |
| 30° | 253731 | 214023 | 265315 | 309308 | 440121 |
| 0° | 229419 | 161363 | 162044 | 199665 | 324938 |
| -45° | 451030 | 276488 | 94572 | 97494 | 162044 |

La posición en la que el cilindro realiza su menor fuerza para la posición de $\alpha=45^\circ$ y $\psi=-45^\circ$, por tanto ya tendremos la posición de la pluma 1.

3.3.2 Posición de la pluma 2

Como ya ha quedado fijada la posición de la pluma 2 con el ángulo $\psi=-45^\circ$, únicamente queda calcular el valor de fuerza en el cilindro 5, el cual será de **F5 = 476 942 N**.

3.4 Resumen posición final y fuerza máxima en los cilindros:

La posición de máxima fuerza en el cazo, quedara definida según los ángulos: $\varphi=90^\circ$, $\Theta=90^\circ$, $\alpha=45^\circ$ y $\psi=-45^\circ$, todos ellos representados en la imagen 23.

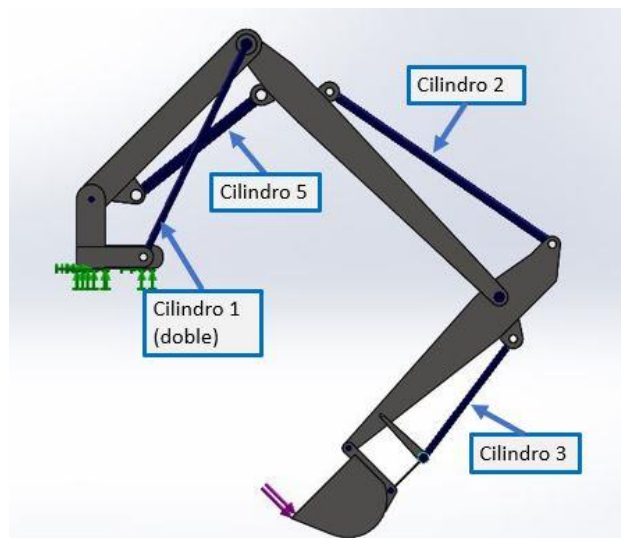


Imagen 23 Modelo en 3D, del conjunto en SOLIDWORKS

La tabla 3 que refleja los valores de fuerza que desarrollan los cilindros para esta posición que como ya hemos comentado serán los valores máximos que puedan desarrollar y serán usados en el diseño de los mismos en el anexo III.

| Tabla 3: Resultados de fuerza en cada cilindro | |
|---|-------------------|
| Cilindro | Fuerza (N) |
| Cilindro 1 | 94572 |
| Cilindro 2 | -315094 |
| Cilindro 3 | -120889 |
| Cilindro 5 | 476942 |

4. Selección cilindros hidráulicos

Para el dimensionamiento de los cilindros hidráulicos se ha utilizado un catálogo comercial de la empresa LIEBHERR, la cual es una empresa especializada en la construcción de maquinaria y componentes para movimiento de tierras.

La empresa permite la modificación de los productos de su catálogo comercial (anexo VIII), al cual se recurrirá en caso de necesidad.

Las principales características de estos cilindros hidráulicos quedan recogidas a continuación en la tabla 4:

| Tabla 4 :cilindros hidráulicos LIEBHERR | |
|--|--------------|
| Tipo | Doble efecto |
| Presión de trabajo (MPa) | 38 |
| Temperatura de trabajo | -30°C a 95°C |
| Velocidad del pistón | >1 m/s |

Consideraciones generales efectuadas a la hora de la selección de cada uno de los cilindros:

- La carrera del cilindro debe estar contemplada entre los valores máximos y mínimos de longitud entre pasadores aportados por el fabricante.
- A la hora de seleccionar el diámetro del pistón se elegirá el valor más pequeño de éste que permita realizar al menos la fuerza requerida.
- Para la selección del diámetro del vástago se hará diferenciación entre los cilindros sometidos a tracción y los sometidos a compresión:
 - Cilindros sometidos a tracción: se debe comprobar que la sección transversal del mismo puede soportar el esfuerzo axial.
 - Cilindros sometidos a compresión: garantizar que el cilindro no falla por pandeo.

4.1 Características de los cilindros

En el anexo III, queda recogido todo el proceso de dimensionamiento de los cilindros, cabe recordar para el cilindro 1 su fuerza será repartida de manera simétrica entre dos cilindros de idéntico tamaño, los valores de fuerza que deben desarrollar cada cilindro se recogen en la tabla 5:

| Tabla 5: Valores máximos de la fuerza de los cilindros hidráulicos | | | |
|---|-----------------|----------------------------|------------------------------|
| Cilindro | Cantidad | Fuerza tracción (N) | Fuerza compresión (N) |
| Cilindro 1 | 2 | 94571,51 | - |
| Cilindro 2 | 1 | - | 315094 |
| Cilindro 3 | 1 | - | 120889 |
| Cilindro 5 | 1 | 477655,89 | - |

En la tabla 6, se resumen las principales dimensiones de los cilindros, remarcar que en el caso del cilindro 2, es necesario aumentar el diámetro de su vástago para que no falle a pandeo, al final de este anexo se adjunta la hoja de encargo a la empresa para modificar este cilindro.

| Tabla 6: características principales de cada cilindro | | | |
|--|-----------------------|----------------------|---------------------|
| Cilindro | D vástago (mm) | D pistón (mm) | Carrera (mm) |
| Cilindro 1 (x2) | 65 | 100 | 1008,1 |
| Cilindro 2 | 85 | 105 | 931,8 |
| Cilindro 3 | 65 | 100 | 664,7 |
| Cilindro 5 | 105 | 165 | 714,08 |

5. Estudio posiciones de trabajo: Diagramas de esfuerzos y esfuerzos máximos

Para el estudio de las posiciones se inicia con el brazo de la retroexcavadora extendido e iremos variando cada uno de los 4 elementos que conforman el brazo uno por uno, fijándolos en la posición que generen sus mayores esfuerzos internos.

Cada elemento se analiza en 6 posiciones distintas, también deberemos incluir la posición de máxima fuerza en el cazo del apartado 3. Esto da un total de 25 posiciones de las que se crearán modelos en CESPLA, para posteriormente medir los esfuerzos internos en 14 secciones, tras esto se seleccionarán las posiciones de mayores esfuerzos para cada una de la secciones con el fin de en siguientes apartados diseñar los elemento que forman el conjunto.

5.1 Obtención fuerza en el cazo para cada una de las posiciones

Previamente al estudio de los diagramas de esfuerzos, debemos realizar un proceso similar al mencionado en el apartado 3, con la diferencia de que en este apartado buscaremos conocer la fuerza que puede aplicar el cazo para cada una de las posiciones estudiadas, se debe tener en cuenta además de la influencia del resto de componentes en el conjunto minorándolos para evitar que estos puedan saturar. Poniendo un ejemplo, si el brazo de la retroexcavadora esta extendido, aunque yo únicamente este variando la posición del cazo, la fuerza que este desarrolle deberá ser menor que si el conjunto se encuentra en una posición más recogida, dado que sino provocaría la posible saturación del resto de cilindros.

En el anexo IV, queda más desarrollada esta explicación así como el obtención de la fuerza en el cazo para cada una de las posiciones:

En las siguientes tablas (7,8,9 y 10) se presentan los valores de fuerza en el cazo para cada una de las posiciones, en ellas ya están minoradas para evitar la saturación del resto de cilindros:

| Tabla 7: Fuerza real en el cazo según la posición φ corrigiendo saturación de los cilindros | | | | | | |
|---|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| posición cazo | 10° | 30° | 60° | 90° | 120° | 150° |
| F max cazo | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 |
| cil3max/3pos | 0,31 | 0,54 | 0,84 | 1 | 0,92 | 0,42 |
| cil2max/2pos | 0,12 | 0,12 | 0,12 | 0,12 | 0,12 | 0,12 |
| F cazo | 2790 | 4860 | 7560 | 9000 | 8280 | 3780 |

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

| Tabla 8: Fuerza real en el cazo según la posición Θ corrigiendo saturación de los cilindros | | | | | | |
|--|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| posición balancín | 10° | 30° | 45° | 60° | 75° | 90° |
| F max cazo (N) | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 |
| cil2max/2 pos | 0,12216694 | 0,5605584 | 0,8005857 | 0,94198725 | 1 | 0,98402422 |
| cil1max/1 pos | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 |
| F cazo (N) | 1466 | 6727 | 9607 | 11304 | 12000 | 11808 |

| Tabla 9 : Fuerza real en el cazo según la posición φ corrigiendo saturación de los cilindros | | | | | | |
|--|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| posición pluma 2 | 57° | 30° | 15° | 0° | -23° | -45° |
| F max cazo (N) | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 |
| cil5max/pos | 0,59 | 0,7 | 0,7 | 0,65 | 0,45 | 0,13 |
| cil1max/pos | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 0,16 |
| F cazo (N) | 7080 | 8400 | 8400 | 7800 | 5400 | 1560 |

| Tabla 10 : Fuerza real en el cazo según la posición α | | | | | | |
|--|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| α | 100° | 90° | 60° | 45° | 20° | 0° |
| β | 8° | 11° | 17° | 19° | 21° | 19° |
| ψ | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° | 15° |
| ε | 60° | 60° | 60° | 60° | 60° | 60° |
| F max cazo (N) | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 | 75000 |
| F1 (N) | 1496559 | 1072155 | 591390 | 453245 | 270792 | 168035 |
| F1max/f pos | 0,11 | 0,16 | 0,28 | 0,37 | 0,62 | 1,00 |
| F cazo (N) | 4739 | 6616 | 11994 | 15649 | 26193 | 42211 |

5.2 Toma de medidas diagramas de esfuerzos y resumen de valores máximos.

Una vez obtenido el valor máximo de fuerza que podrá realizar el cazo para cada una de las posiciones, dividiremos el modelo geométrico del anexo I, en 14 puntos, estos puntos representarán las secciones en las que serán medidos los esfuerzos internos de cada una de las posiciones a estudiar.

En la imagen 24 queda representadas estas secciones

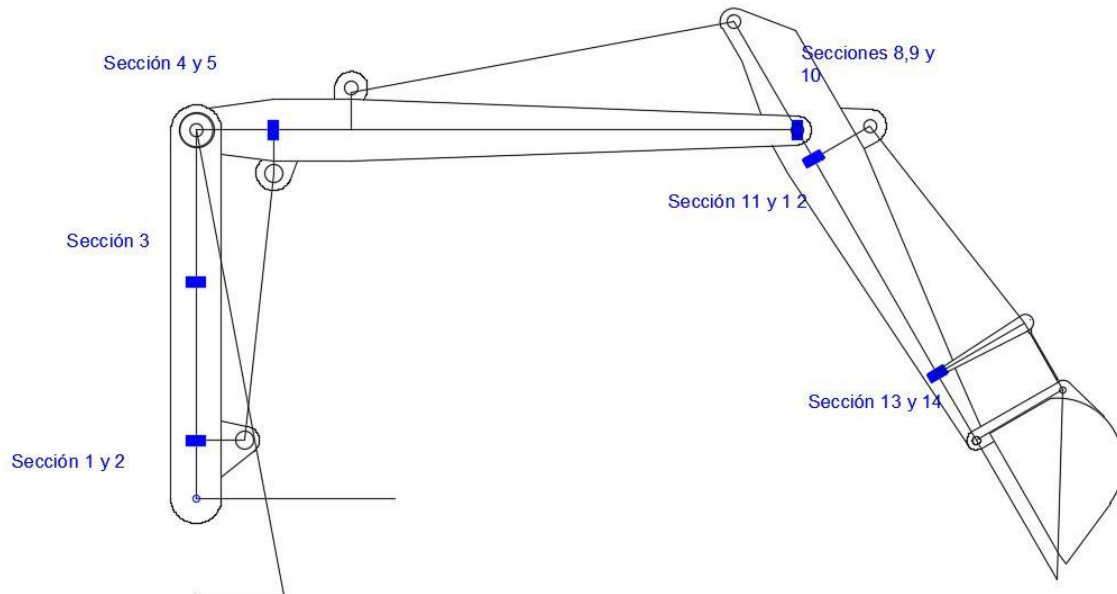


Imagen 24 Croquis secciones sobre las que se medirán los esfuerzos internos

Se han marcado con rectángulos azules, las secciones sobre las que se medirán los esfuerzos internos, a excepción de la sección 3 se miden los esfuerzos internos en ambas caras de la sección, debido a que tendremos diferentes momentos flectores. Como caso particular encontramos en punto encargado de marcar las secciones 8,9 y 10, en este punto se representa el nudo G, en el que conecta pluma 2 con el balancín, la sección 8 pertenece a la pluma 2 mientras que las secciones 9 y 10 pertenecen al balancín.

La imagen 25, refresca la nomenclatura de las barras y los nudos del conjunto.

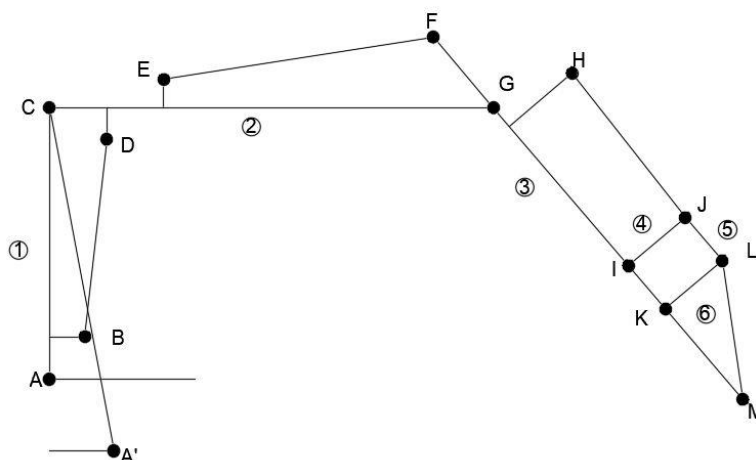


Imagen 25 Croquis nomenclatura barras y nudos

MOMENTO FLECTOR (N*mm)

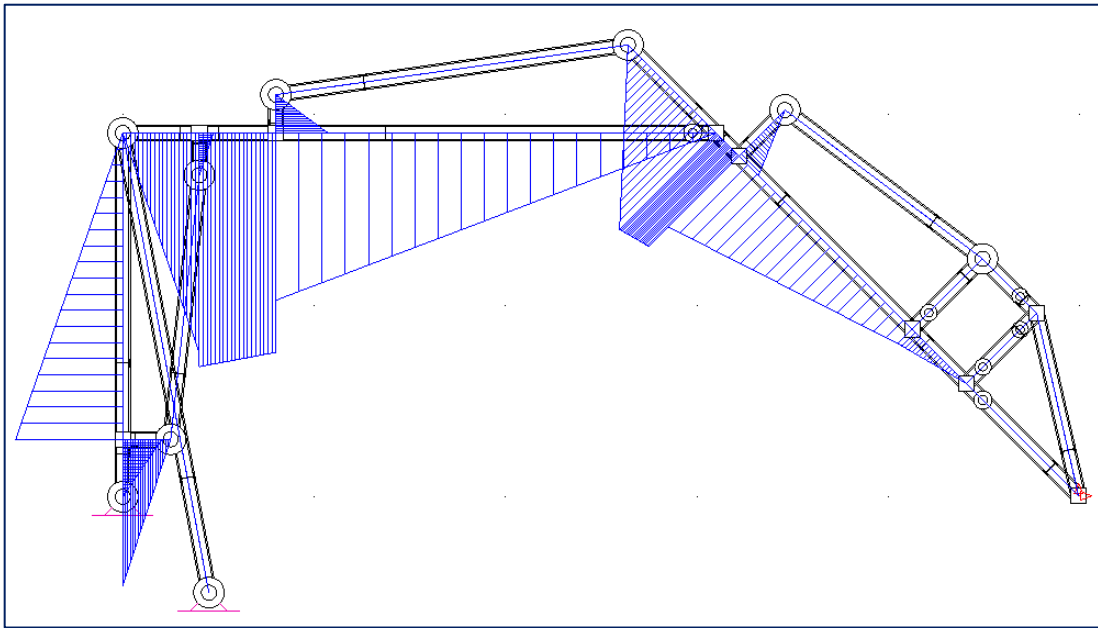


Imagen 28

TABLA 11: recopilación de esfuerzos internos para $\theta=45^\circ$

| Barra | Barra cespla | punto | coordenadas locales | N Axil (N) | Vy cortante (N) | Mz flector (N*mm) |
|-------|--------------|-------|---------------------|------------|-----------------|-------------------|
| 1 | 1 | 1 | 0 | -88358,39 | -34633,88 | -7390165,48 |
| | 3 | 2 | 0 | 198768,72 | -12632,76 | -20212418,41 |
| | 3 | 3 | 842,1 | 198768,72 | -12632,76 | -9574303,455 |
| 2 | 4 | 4 | 0 | -5208,12 | -103617,34 | -41446934,22 |
| | 7 | 5 | 0 | 6793 | 6793 | 44087181,37 |
| | 7 | 6 | 400 | 6793 | 6793 | 41369981,37 |
| | 8 | 7 | 0 | 55883,84 | 13718,18 | 31551814,14 |
| | 8 | 8 | 2300 | 55883,84 | 13718,18 | 0 |
| 3 | 9 | 9 | 0 | -29815,62 | -39609,3 | -25746081,37 |
| | 10 | 10 | 0 | -0,4 | 9606,75 | 25746081,37 |
| | 10 | 11 | 170 | -0,4 | 9606,75 | 24112976,24 |
| | 12 | 12 | 0 | 15333,7 | 11763,16 | 18899560,24 |
| | 12 | 13 | 1280 | 15333,7 | 11763,16 | 3842664,24 |
| | 13 | 14 | 0 | 15333,7 | 9606,75 | 3842664,24 |

| | |
|--------------------|-----------|
| cil 1 total | 96809,5 |
| cil 1 (N) | 48404,75 |
| cil 2 (N) | -49576,89 |
| cil 3 (N) | -15484,59 |
| cil 5 (N) | 111060,66 |
| Fcazo (N) | 9607 |

| | |
|--------------------|----------|
| Barra 4 (N) | 2156,4 |
| Barra 5 (N) | -15333,7 |

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

En la búsqueda del esfuerzo máximo de cada sección, se ha considerado que por norma general el momento flector genera mayores tensiones que las producidas por el esfuerzo axil, por tanto se toman las secciones en las que el momento flector es máximo, estas serán las secciones mas desfavorables y por tanto las que usaremos para dimensionar cada uno de los componentes del conjunto. Las barras 4 y 5 al ser articuladas únicamente tendrán esfuerzo axil a tracción o compresión

Tabla 12 resumen valores máximos momento flector (N*mm):

| Barra | punto | Mz (N*mm) | posición | sección más desfavorable |
|-----------------|-------|------------|---------------|--------------------------|
| pluma 1 | 1 | -31736581 | máxima fuerza | sección 2 |
| | 2 | -86803082 | máxima fuerza | |
| | 3 | -41117250 | máxima fuerza | |
| pluma 2 | 4 | -189658097 | máxima fuerza | sección 5 |
| | 5 | 200999843 | máxima fuerza | |
| | 6 | 200999843 | máxima fuerza | |
| | 7 | 139152651 | máxima fuerza | |
| | 8 | 0 | todas | |
| balancín | 9 | -200999843 | máxima fuerza | sección 9 |
| | 10 | 200999843 | máxima fuerza | |
| | 11 | 188250710 | máxima fuerza | |
| | 12 | 147549533 | máxima fuerza | |
| | 13 | 30000238 | máxima fuerza | |
| | 14 | 30000238 | máxima fuerza | |

Tabla 13 resumen esfuerzos axil máximo barras 4 y 5:

| barra | Axil (N) | posición |
|----------------|----------|----------------------|
| barra 4 | 16837 | máxima fuerza |
| barra 5 | -119710 | máxima fuerza |

6. Dimensionado de los componentes mecánicos del brazo de la retroexcavadora

Obtenidos los esfuerzos máximos en el anexo IV, así como las reacciones en los nudos, procederemos al dimensionado según el criterio de fallo por resistencia estática según la **teoría de cortante máximo** (Tresca).

$$\tau_{admi} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s}$$
$$2 * \tau_{admi} = \sigma_{admi}$$

Se dimensionarán los siguientes elementos:

- Sección pluma 1
- Sección pluma 2
- Sección balancín
- Pasadores
- Barras 4
- Barra 5
- Alojamientos
- Orejetas
- Cazo

Para todos los componentes se ha establecido un **coeficiente de seguridad de Cs=3**. Además en el anexo V, se encuentra de manera más detallada todos los cálculos y el proceso de diseño de los mismos.

6.1 materiales de diseño

Acero estructural E350 con tensión de fluencia $\sigma_f = 350$ MPa usado tanto para los pasadores como para los perfiles y orejetas.

6.2 diseño de perfiles

Conocida la sección más desfavorable de cada uno de los perfiles en el anexo IV, esta sección será la utilizada para diseñar los perfiles, el resto de las secciones serán utilizadas para comprobar que se mantiene el coeficiente de seguridad, el cual será para todos los elementos de **Cs=3**.

En secciones en las que a cada uno de sus lados tengan valores diferentes de esfuerzos, se utilizará el mayor esfuerzo para dimensionar el perfil por continuidad de sección.

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

6.2.1 pluma 1

En la pluma 1 tanto la altura $h = 260 \text{ mm}$, como la anchura $b = 280 \text{ mm}$, es fijada a partir de la imagen extraída del catálogo comercial, al ser una viga recta tendrá las mismas dimensiones para todos los puntos sobre los que hemos medido esfuerzos (imagen 29):

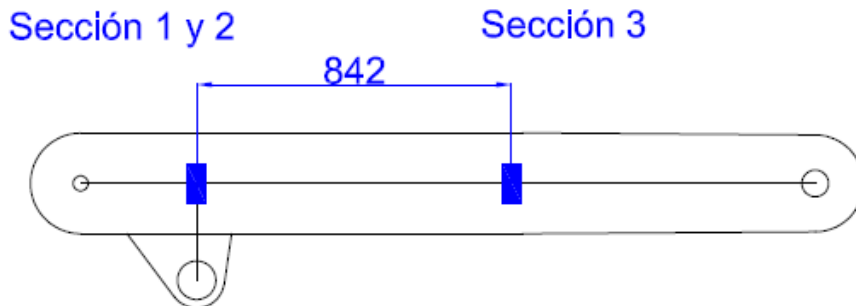


Imagen 29 Secciones sobre las que se han medido esfuerzos en pluma 1

Conocido los esfuerzos internos máximos en cada uno de los puntos, la sección 2 es la sometida a mayores esfuerzos internos por tanto es la más desfavorable y la que utilizaremos para dimensionar el espesor de la pluma 1 necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad establecido.

Por la **teoría del cortante máximo**, en la sección 2 su estado de tensiones más desfavorable se obtiene en su zona inferior, donde se sumará el valor de tensión constante producido por el esfuerzo axial y la tensión lineal del momento flector ambas de compresión.

$$\sigma_{admi} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{Iz} * \frac{h}{2} \quad [MPa]$$

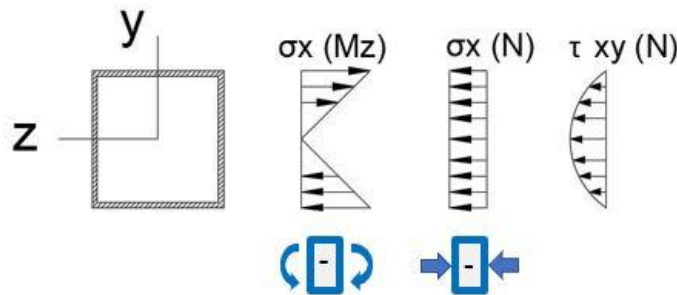


Imagen 30 Distribución de tensiones en la sección 2

Obtendremos un **espesor de 15 mm**.

Las dimensiones de la sección 2 serán las definidas en la imagen 31:

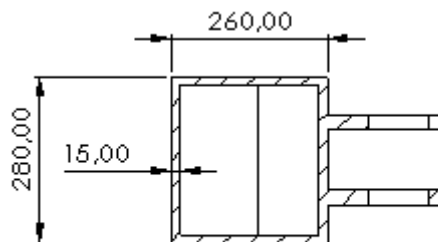


Imagen 31

Sección 2

6.2.2 Pluma 2

En la pluma 2 la anchura **b=250 mm**, es fijada a partir de la imagen extraída del catálogo comercial, de las **secciones 4 a 7** la altura será de **h=320mm**, y para la **sección 8 h=150 mm** (imagen 32):

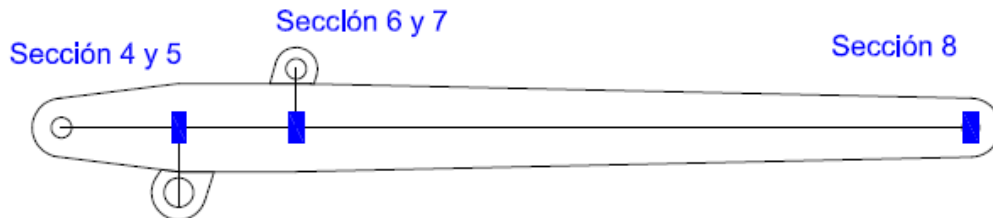


Imagen 32 Secciones sobre las que se han medido esfuerzos en pluma 2

Conocido los esfuerzos internos máximos en cada uno de los puntos, la sección 5 es la sometida a mayores esfuerzos internos por tanto es la más desfavorable y la que utilizaremos para dimensionar el espesor de la pluma 2.

Por la **teoría del cortante máximo**, en la sección 9 su estado de tensiones más desfavorable se obtiene en su zona inferior ,donde se sumará el valor de tensión constante producido por el esfuerzo axil y la tensión lineal del momento flector ambas de compresión.

$$\sigma_{admi} = \frac{N}{A} - \frac{Mz}{Iz} * \frac{h}{2} \quad [MPa]$$

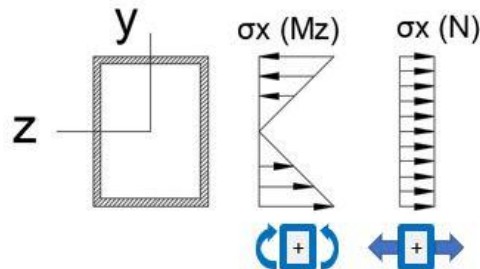
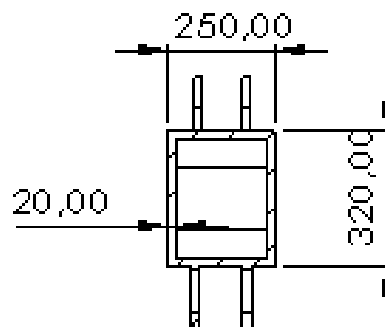


Imagen 33 Distribución de tensiones en la sección 5

Obtendremos un **espesor de 20 mm**.

Las dimensiones de la sección 5 serán las definidas en la imagen 34:



Sección 5

Imagen 34

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

6.2.3 Balancín

En el balancín la anchura **b=210 mm**, es fijada a partir de la imagen extraída del catálogo comercial, de las **secciones 9 a 12** la altura será de **h=400mm**, y para la **sección 13 y 14 h=150 mm** (imagen 35):

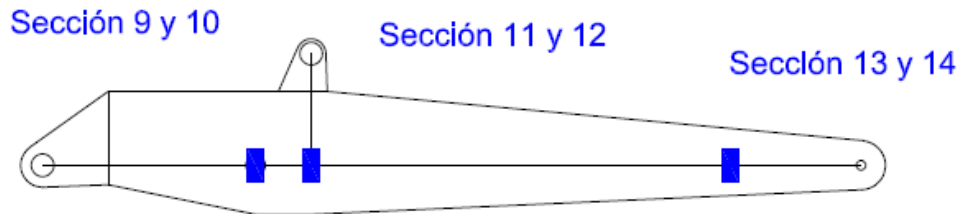


Imagen 35 Secciones sobre las que se han medido esfuerzos en balancín

Conocidos los esfuerzos internos, la sección 9 es la sometida a mayores esfuerzos, al ser la más desfavorable se utiliza para dimensionar el espesor del balancín.

Por la **teoría del cortante máximo**, en la sección 9 nos encontramos que la sección únicamente está sometida a flexión simple, por tanto será equivalente utilizar cualquiera de los dos extremos de la sección para calcular la tensión que este esfuerzo produce sobre la sección 9.

$$\sigma_{admi} = -\frac{Mz}{Iz} * \frac{h}{2} \quad [MPa]$$

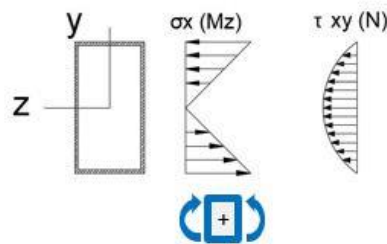


Imagen 36 Distribución de tensiones en la sección 9

Obtendremos un **espesor de 15 mm**.

Las dimensiones de la sección 5 serán las definidas en la imagen 37:

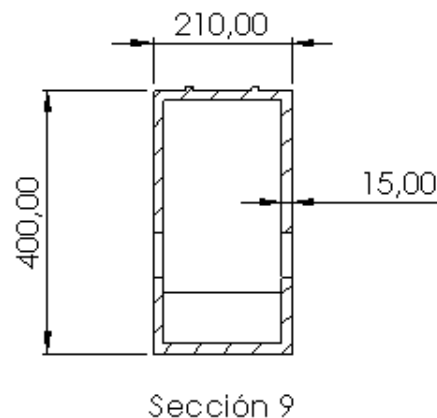


Imagen 37

6.3 Selección de pasadores

Haciendo uso de las ecuaciones del sólido libre del anexo I y de los valores de esfuerzos obtenidos en el anexo IV, obtendremos el valor de las reacciones máximas en cada uno de los pasadores, después se agruparán en 4 niveles en función de su ratio con el valor máximo, una vez agrupados se dimensionarán a fallo a cortadura para 2 planos de corte, cada uno de los grupos tomando su valor máximo, empleando las siguientes ecuaciones:

$$\tau = \frac{F}{2A} \leq \tau_{admi}$$

$$\tau_{admi} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s}$$

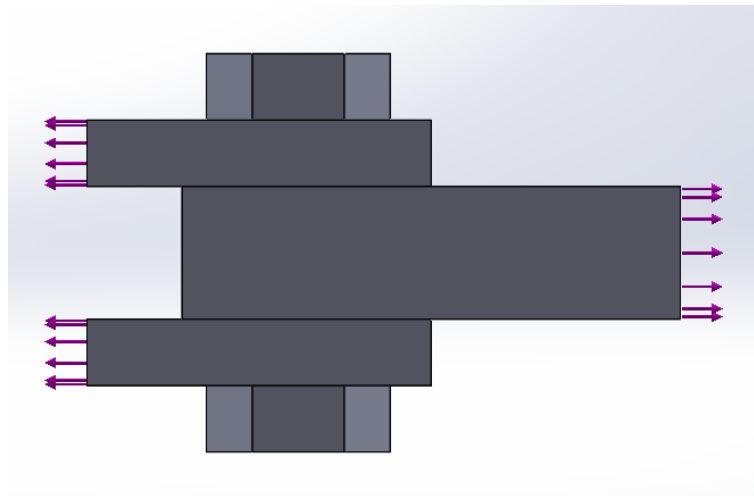


Imagen 38 ejemplo pasador sometido a cortante por 2 planos

Una vez dimensionados los pasadores, queda comprobar si estos cumplen con las dimensiones exigidas por el catálogo comercial de los cilindros. Los pasadores encargados de unir los cilindros al resto de componentes son los que se encuentran en los nudos: A', B, C, D, E, F, H y J. tras comprobar que estos cumplirán con coeficiente de seguridad impuesto, los pasadores quedarán definidos en la tabla 32.

| TABLA 33: Resumen diámetro pasadores | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Pasadores | Diámetro del pasador |
| B y D | 100 mm (fijado por comercial) |
| A', C, E, F, H y J | 70 mm (fijado por comercial) |
| G | 75 mm (grupo 1) |
| A, K, L | 40 mm (grupo 3) |
| I | 15 mm (grupo 4) |

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

6.4 Diseño barra paralelogramo articulado

Al balancín están unidas la barra 4 (por simetría existen dos) y las orejetas del cazo que conjunto a la barra 5 conforman el paralelogramo articulado que posibilita de giro al cazo, transmitiendo la fuerza del cilindro 3 al cazo. Estas barras se encuentran biarticuladas por tanto únicamente se verán sometidas a esfuerzos axiales de tracción/compresión.

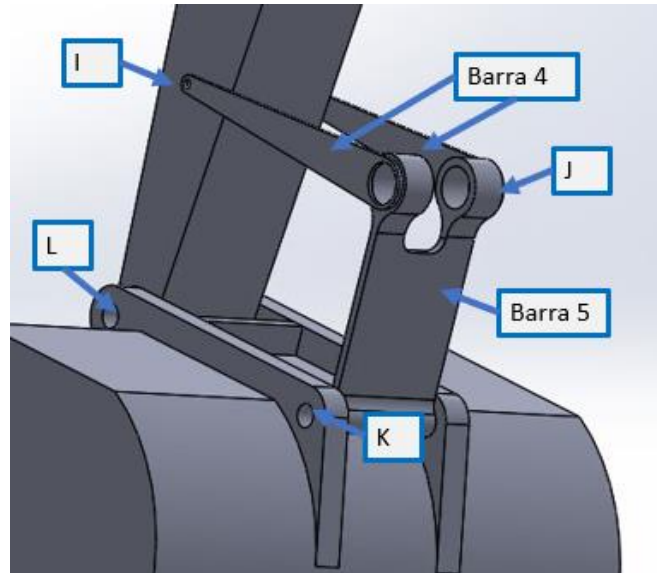


Imagen 39 Paralelogramo articulado ensamblado

6.4.1 Barra 4

Esta barra 4 está formada por los nudos I y J con un diámetro interior de 15 mm y 70 mm respectivamente, además de la tabla 31 del apartado 5, obtenemos el máximo esfuerzo axial al que está sometido esta barra, para dimensionarla se realizaran las siguientes comprobaciones:

- Dimensionar el espesor e: fallo por aplastamiento.

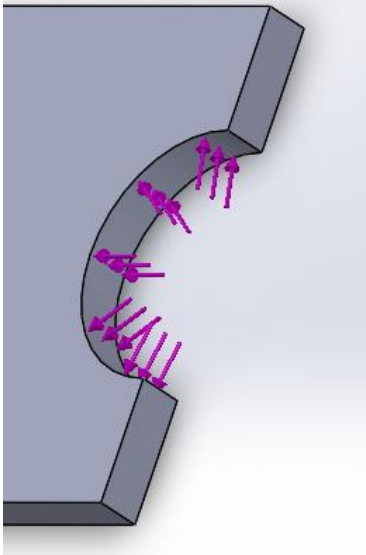


Imagen 41 Área afectada a fallo por aplastamiento

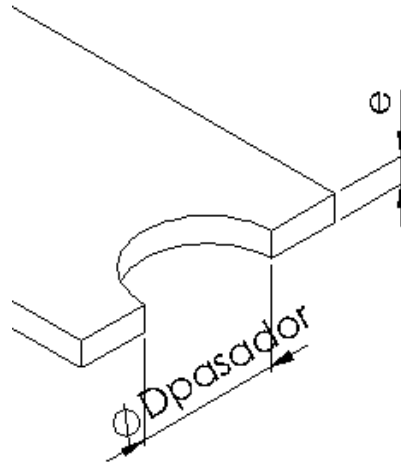


Imagen 40 Dimensiones área fallo por aplastamiento

Para conocer el espesor en la barra aplicamos la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F/2}{e * D_{pasador}} \leq \frac{\sigma_f}{C_s}$$

Despejando obtenemos dos valores y por cada diámetro de pasador, para el diámetro del **pasador I** tenemos un espesor de 4,81 que redondeado al alza nos da **e=5 mm** y para el **pasador J** tenemos un espesor de 0,7 mm redondeado a **e=1 mm**. Como el espesor será constante en la barra seleccionaremos el más restrictivo por tanto nos quedamos con espesor **e=5 mm**.

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

- Dimensionar Diámetro exterior de la barra en sus nudos: fallo a esfuerzo axil en la sección del pasador

Sección I



Sección nudo I

Imagen 42 Sección I sometida a esfuerzo axil

Conocido el espesor e y diámetro del pasador I procedemos al dimensionado de diámetro exterior a partir del fallo a tracción:

$$\sigma = \frac{F/2}{e * (\phi_{ExtI} - \phi I)} \leq \frac{\sigma_f}{C_s}$$

Despejando obtenemos el valor del diámetro exterior I de 29,43 mm redondeado al alza $\phi_{ExtI}=30$ mm.

Sección J



Sección nudo J

Imagen 43 Sección J sometida a esfuerzo axil

Siguiendo los mismos pasos que en la sección I , obtenemos el valor del diámetro exterior J de 84,43 mm redondeado al alza $\phi_{ExtJ}=85$ mm.

Sección intermedia



Sección Intermedia

Imagen 44 Sección intermedia sometida a esfuerzo axil

Queda por último comprobar en la sección intermedia, dadas las dimensiones de la barra 4 la sección más desfavorable será la contigua a la sección I , esta será una sección rectangular de $e=5$ mm y $\phi_{ExtI}=30$ mm para estas dimensiones obtenemos un coeficiente de seguridad de 6,23 un valor muy superior al impuesto, por tanto resistirá.

Comprobación a pandeo

Adicional a estos calculo y pese a ser el mayor esfuerzo axil al que está sometido la barra a compresión, también se hará una comprobación con su máximo esfuerzo axil a compresión para ver si el espesor de la barra es suficiente para no fallar a pandeo, también debemos comprobar su esfuerzo máximo a compresión el cual es en la posición de $\varphi=10^\circ$ y de valor -11513N por ser dos barras el esfuerzo se reparte a la mitad **-5757 N** deberán ser sometidas a comprobación a pandeo. La carga critica de pandeo vendrá dada por la expresión de pandeo de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{\beta * L^2}$$

Donde **E** es el módulo de Young del acero (210000 N/mm²), **I** es el momento de inercia en el eje de pandeo (I eje fuerte = 11250 mm⁴ , I eje débil = 312,5 mm⁴) , **α** coeficiente a pandeo (para viga biarticulada $\beta =1$ y para viga biempotrada $\beta=0,5$) y **L=520mm**.

En el eje fuerte se encuentra biarticulada (con un valor $\beta=1$): $P_{cr} = 86231$ N
En el eje débil se encuentra biempotrada (con un valor $\beta=0,5$): $P_{cr} =4791$ N

En el eje débil la barra 4 falla, por tanto deberemos aumentar su espesor , elevando su espesor a **e= 8 mm** obtendremos una carga critica a pandeo en el eje débil de $P_{cr} = 19622$ N por lo que las barras 4 no fallaran a pandeo.

En la imagen 31 se presenta la barra 4 con todas sus dimensiones.



Imagen 45 Dimensiones Barra 4

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

6.4.2 Barra 5

La barra 5 está formada por los nudos J y K con un diámetro interior de 70 mm y 40 mm respectivamente, además debe tener un hueco que permita el movimiento del cilindro 3 sin la colisión con esta. Esta cavidad tendrá una **anchura b de 90 mm** y una **profundidad a de 150 mm**, además la **anchura total** de la barra será igual a la del balancín, en este caso de **210 mm**.

Se realizaran las mismas comprobaciones realizadas en las barras 4, con la comprobación a esfuerzo axil en los secciones de los pasadores, dimensionaremos los diámetros exteriores de los pasadores, seguidamente se comprobara el fallo por aplastamiento en la sección más desfavorable la cual la encontraremos cerca del nudo J, en el tramo en el que se encuentra el hueco que permite la movilidad del cilindro 3, por ultimo quedara la comprobación a pandeo la cual será obligatoria puesto que la barra está sometida a compresión.

Sus dimensiones (imagen 32) serán :

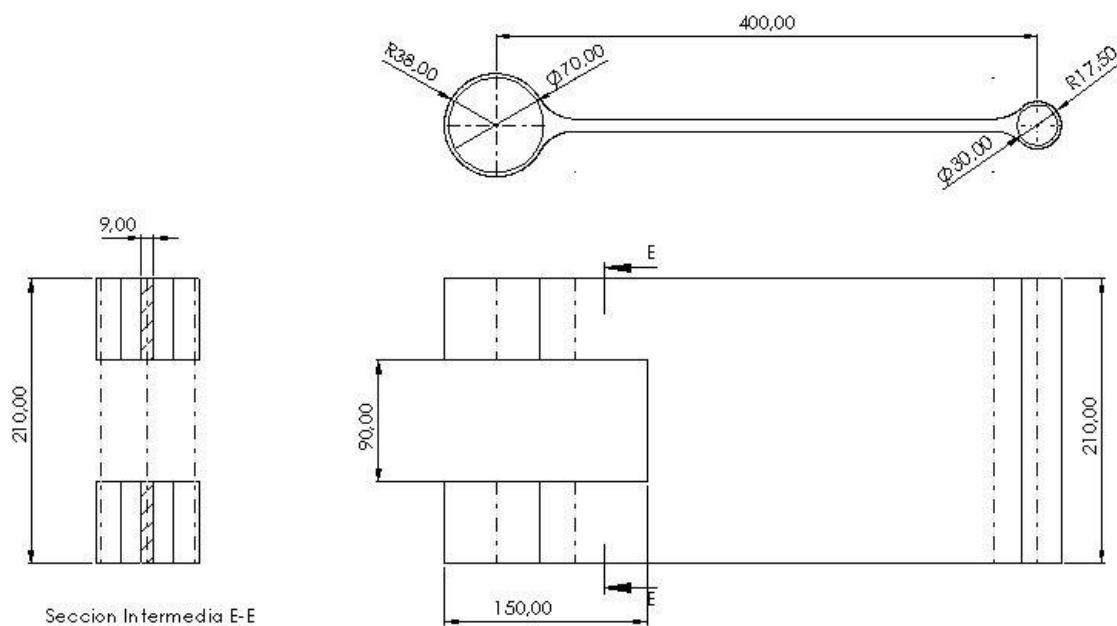


Imagen 46 Dimensiones barra 5

6.5 Alojamiento

Debemos comprobar en las secciones que alojan pasadores si resisten el fallo por aplastamiento (imágenes 40 y 41) o necesitan de un recrecimiento del espesor en las zonas donde se encuentren los pasadores.

Para ello comprobaremos el fallo por aplastamiento las secciones de los perfiles que alojan a los pasadores: A,C,G,I y L.

| TABLA 14: espesor mínimo que necesitan los alojamientos | | | | |
|--|----------------|-----------------------|-------------------|-------------------|
| Nudo | F/2 (N) | D pasador (mm) | e min (mm) | e redondeo |
| A | 138059 | 40 | 14,8 | 15 |
| C | 474996 | 75 | 27,1 | 28 |
| G | 388978 | 70 | 23,8 | 24 |
| I | 16837 | 15 | 4,8 | 5 |
| L | 141264 | 40 | 15 | 15 |

Para cada uno de los 5 nudos mencionados en la tabla 33, valoraremos la necesidad del recrecimientos del espesor:

- **Nudo A:** necesita un espesor de 15 mm el cual es el del perfil de la pluma 1, por tanto no necesita recrecimiento.
- **Nudo C:** necesita un espesor de 28 mm, en este nodo se conecta pluma 1 (espesor 15 mm) y pluma 2 (espesor 20 mm) da un espesor de 35 mm, no necesita recrecimiento.
- **Nudo G:** necesita un espesor de 25 mm, en este nodo se conecta pluma 2 (espesor 20 mm) y balancín (espesor 15 mm) da un espesor de 35 mm, no necesita recrecimiento.
- **Nudos I y L** necesitan espesores de 5 y 15 mm el cual ya es cubierto por el espesor del balancín.

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

6.6 Cálculo de orejetas

Por último queda dimensionar las orejetas que alojarán los pasadores que unen los cilindros (imagen 47) hidráulicos con la estructura del brazo de la retroexcavadora.

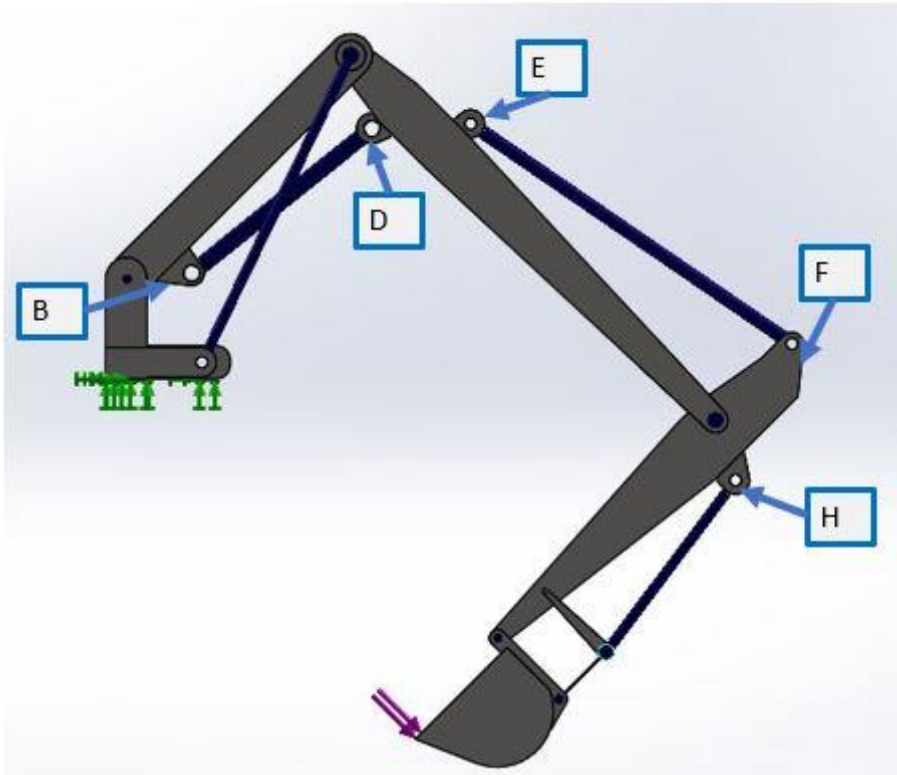


Imagen 47 Ubicación orejetas de conexión cilindros hidráulicos con el brazo de la retroexcavadora

En ellos deberemos comprobar:

- Fallo por aplastamiento.

Nos permite dimensionar el espesor de la orejeta (imágenes 40 y 41) a partir de la expresión:

$$e = \frac{F/2}{D_{\text{pasador}} * \frac{\sigma_f}{C_s}}$$

- Fallo por flexión en la base de la orejeta:

Simplificamos la orejeta a una viga empotrada de longitud L sometida en su extremo a una carga puntual Q y a una fuerza en dirección axial V.

En la base de la orejeta tendremos flexión compuesta un esfuerzo axial provocado por la fuerza en esta dirección y un momento flector generado por la carga puntual, la ecuación de tensiones normales será de la forma:

$$\sigma = \frac{V}{e * h} - \frac{Q * L}{\frac{1}{12} * e * h^3} * \frac{h}{2} \leq \frac{\sigma_f}{C_s}$$

Para el caso de base simétrica, como se puede observar en el anexo V, será necesario por la colisión con los cilindros utilizar bases asimétricas la expresión será :

$$\sigma = \frac{V}{A_{total}} - \frac{Q * L}{I_{total}} * \left(\frac{-h_1 - h_2}{2} \right) \leq \frac{\sigma_f}{C_s}$$

Con :

$$I_{total} = I_1 + I_2$$

$$I_1 = \left(\frac{1}{12} \right) * e * h_1^3 + e * h_1 * (h_2/2)^2$$

$$I_2 = \left(\frac{1}{12} \right) * e * h_2^3 + e * h_2 * (h_1/2)^2$$

$$A_{total} = e * (h_1 + h_2)$$

- Fallo por tracción en la sección del pasador.

Se calcula de manera idéntica a las barras 4 y 5, únicamente deberemos de tener en cuenta cual de los dos esfuerzos en los que descomponemos la fuerza F, es el más restrictivo y utilizar la sección normal a este.

$$\sigma = \frac{F/2}{e * (\phi_{Ext} - \phi_{pasador})} \leq \frac{\sigma_f}{C_s}$$

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

En el croquis de la imagen 48, tenemos una orejeta genérica sobre la que hemos marcado las cotas a partir de las que podremos definir cada una de las orejetas, estas dimensiones son:

- Anchura de la base de la orejeta en mm, al ser una base asimétrica la definimos con h1 y h2.
- Espesor e de la orejeta en mm.
- Radio exterior de la orejeta mm.
- Distancia de la base al centro del pasador L en mm.

Se presentan los resultados obtenidos para cada una de las orejetas:

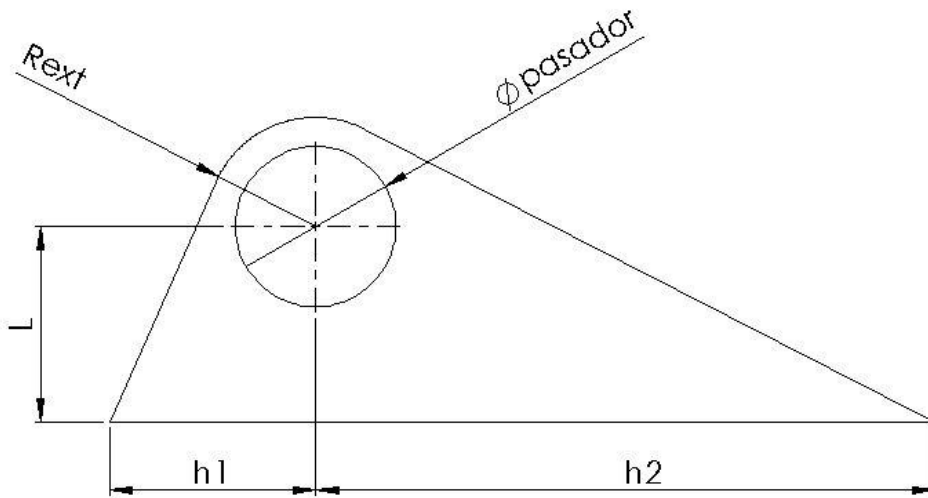


Imagen 48 Dimensiones principales orejeta

| TABLA 15 : Principales dimensiones geométricas de las orejetas. | | | | | |
|---|----------------|---------|---------|----------------|--------|
| Orejeta | Espesor e (mm) | h1 (mm) | h2 (mm) | R_{Ext} (mm) | L (mm) |
| B | 25 | 95 | 190 | 62 | 120 |
| D | 25 | 60 | 120 | 91 | 60 |
| E | 25 | 60 | 90 | 83 | 60 |
| F | 20 | 70 | 105 | 69 | 200 |
| H | 10 | 80 | 160 | 84 | 90 |

6.7 Cazo

Al no existir catálogo de los cazos existentes, se ha decidió realizar una aproximación del cazo comercial (imagen 35) a partir de las pocas medidas extradidas del catálogo de la retroexcavadora, de aquí obtenemos que el volumen será de $0,34 \text{ m}^3$, además se dimensiono el espesor de sus orejetas.

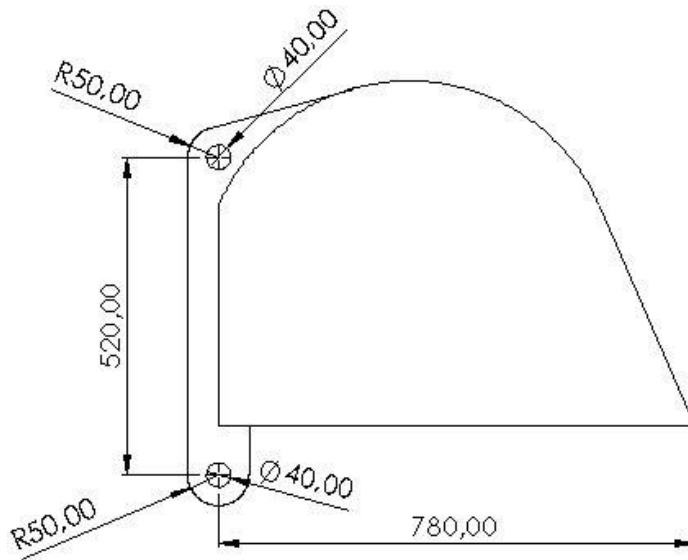


Imagen 49 Croquis del cazo

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

7. Modelo 3d, simulación y rediseño de zonas críticas

En el anexo VI, a partir del diseño de las secciones en el anexo V y de las modificaciones del análisis de colisiones (del mismo anexo) tendremos el primer diseño propuesto, con este creamos el modelo 3D del conjunto del brazo de la retroexcavadora, el cual someteremos a un análisis estático en la posición de máxima fuerza en el cazo, la cual es la hipótesis más desfavorable del conjunto, en este análisis se realizara una comparativa de tensiones en las secciones más desfavorables, así como de esfuerzo cortante en los pasadores y de axil en los cilindros hidráulicos además de determinar el desplazamiento máximo del conjunto.

En la imagen 50 vemos el análisis de tensiones, las zonas marcadas en gris, tienen tensiones superiores a la tensión admisible, por tanto estas zonas deberán ser sometidas a un rediseño

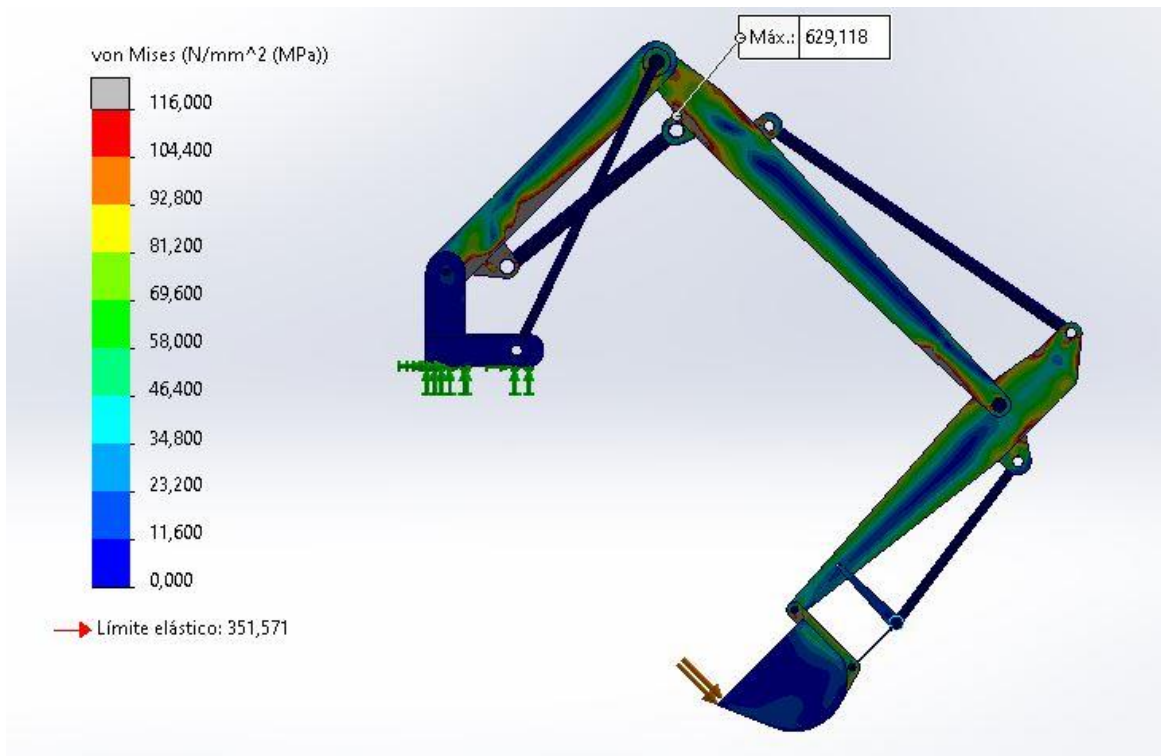


Imagen 50 Análisis de tensiones Von Mises modelo inicial

Además del análisis de tensiones en la imagen 51 se observa el desplazamiento máximo del conjunto, el cual consideramos aceptable, es el 1,75% de la distancia entre la base empotrada (nudo A) con el extremo del cazo:

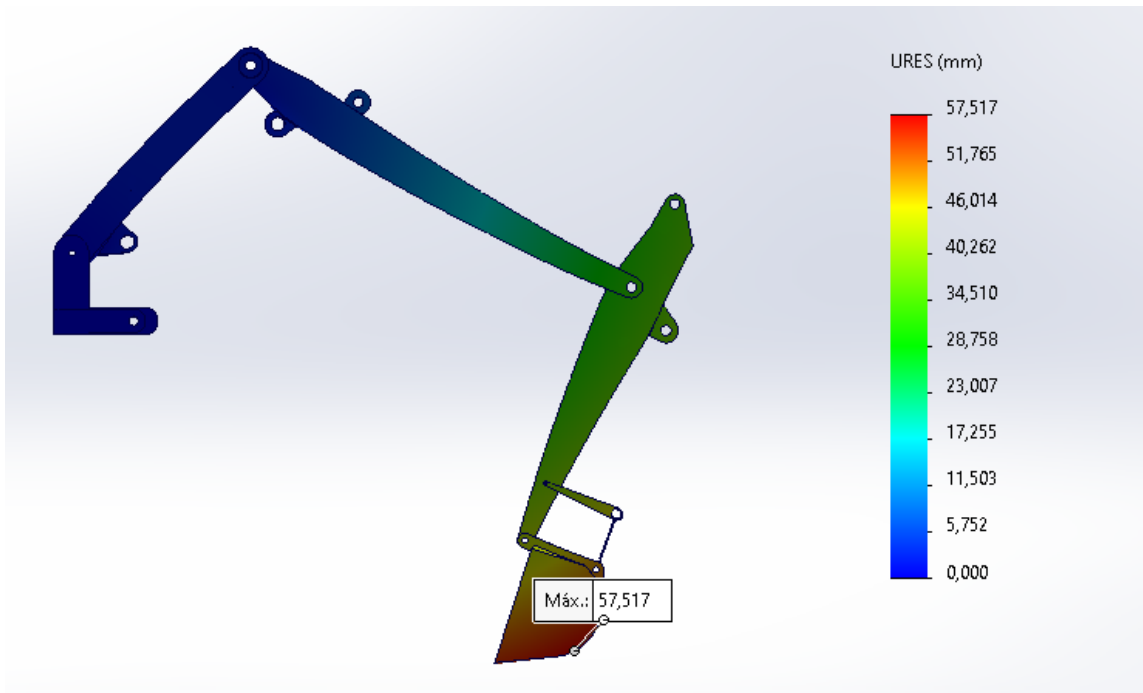


Imagen 51 Desplazamiento máximo del conjunto

Se concluye que deberán ser rediseñadas las siguientes zonas:

- Pluma 1 : cavidad para el cilindro 5 y orejeta B.
- Pluma 2 : extremo de la pluma 2 y orejetas D y E.
- Balancín: orejeta F y H.
- Barra 5
- Cazo: orejetas en su unión con el cazo

En la siguiente tabla 36 compararemos el esfuerzo cortante total para cada una de los pasadores con el obtenido de manera analítica, esto nos permite analizar si alguno de los pasadores está sometido a un mayor esfuerzo cortante y se debería de rediseñar para cumplir con el coeficiente de seguridad establecido.

| TABLA 16: COMPARATIVA ESFUERZOS CORTANTE PASADORES | | | | |
|---|----------------------|-----------------------|-------------------|-----------------------|
| pasador | Analítico (N) | SolidWorks (N) | Diferencia | Diferencia (%) |
| A | 138059 | 130172 | 7887 | 5,7 |
| B | 476943 | 463200 | 13743 | 2,9 |
| C | 474996 | 461600 | 13396 | 2,8 |
| D | 476943 | 463200 | 13743 | 2,9 |
| E | 315093 | 305520 | 9573 | 3,0 |
| F | 315093 | 305520 | 9573 | 3,0 |
| G | 388978 | 379500 | 9478 | 2,4 |
| H | 120888 | 109640 | 11248 | 9,3 |
| I | 16837 | 15298 | 1539 | 9,1 |
| J | 119712 | 109640 | 10072 | 8,4 |
| K | 119710 | 108902 | 10808 | 9,0 |
| L | 141264 | 132140 | 9124 | 6,5 |
| A' | 93898 | 84608 | 9290 | 9,9 |

Tras comparar los resultados de la simulación con los teóricos vemos que no es **necesario rediseñar ninguno de los pasadores** pues esto cumplen con el coeficiente de seguridad seleccionado. Todos se encuentran por debajo del 10% de diferencia en sus medidas, las mayores discrepancias se encuentran en el nudo H, el cual se puede deber a falta de precisión en alguna de las medidas angulares en el caso analítico, en el caso del nudo A', el programa no calcula de manera simétrica la fuerza de la pareja de cilindros 1, por eso existe esta diferencia

7.1 Rediseño

En el anexo VII, se explica de manera detallada el rediseño que han sufrido los componentes, además de una comprobación del factor de seguridad, para confirmar que estos han sido eficientes.

Podemos distinguir los elementos rediseñados en varios grupos:

Orejetas: del análisis de tensiones en el anexo VI, se observa como en sus bases se producen concentraciones de tensiones, de manera general están han sido aumentadas y se han añadido redondeos, además en casos como las orejetas B y D se ha aumentado su separación lateral con el fin de disponer de más sección sobre la que repartir la presión que estas generan.

Ejemplos de estos rediseños son las imágenes 52 y 53:

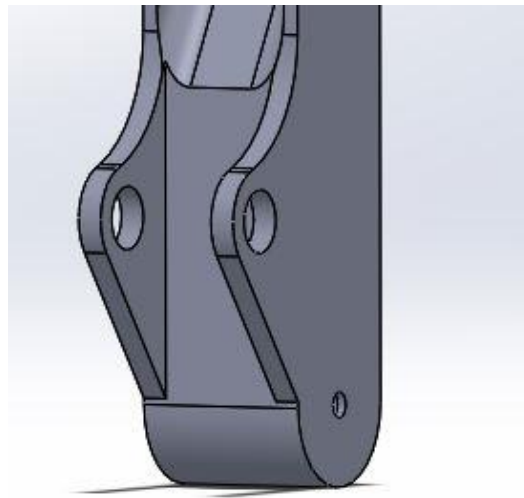


Imagen 53 Rediseño orejeta B

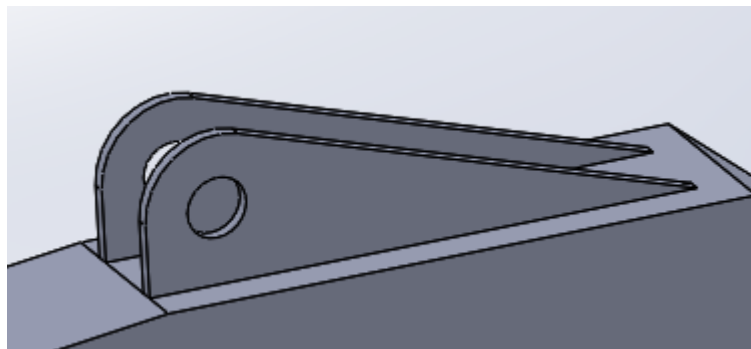


Imagen 52 Rediseño orejeta H

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

Rigidizadores: tanto en la unión de la pluma 2 con el balancín, como en la orejeta F, al tener ambas grandes cavidades para permitir la rotación del balancín y del cilindro 2 respectivamente, se generaban unas transiciones de sección muy bruscas, para mitigar estos problemas se han añadido rigidizadores en forma de V, permitiendo una transición de las secciones mas suave y dotar al conjunto de mayor rigidez sin impedir la rotación del resto de componentes. En el caso del extremo de la pluma 2, adicional al rigidizador en v, se han añadido sobre chapas en sus extremos para aumentar la sección en la zona donde conecta con el balancín.

en las imágenes 54 y 55 vemos los 2 rigidizadores mencionados

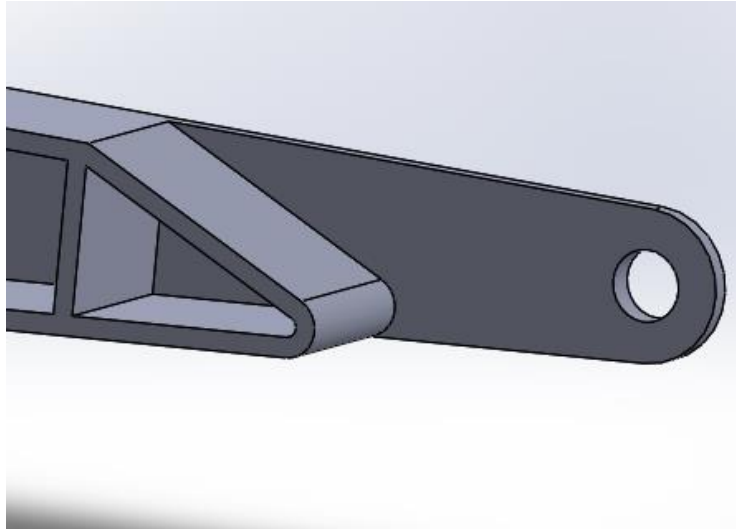


Imagen 54 Rigidizador en V, extremo de pluma 2

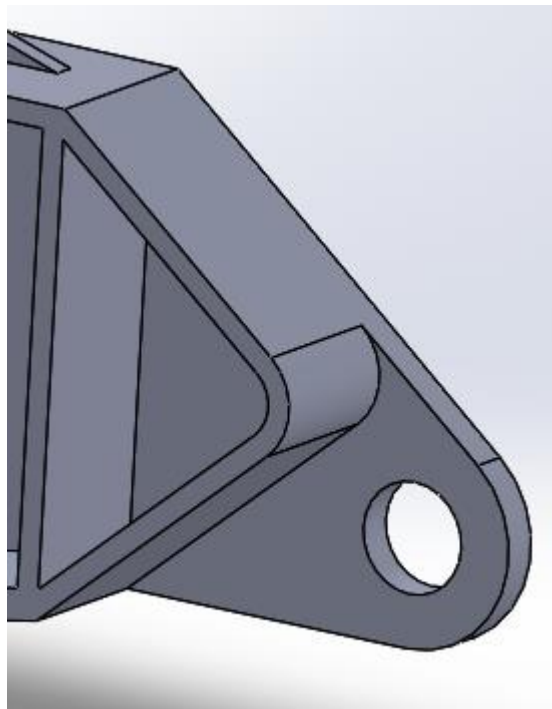


Imagen 55 Rigidizador en V, orejeta F

Barra 5: Una de las zonas más críticas en el diseño inicial pues, esta barra plastificaba tanto en el nudo J, zona de unión con el cilindro 3 como en el nudo K. Por ello para evitar esto se ha procedido a sobredimensionar las medidas de la misma, se han aumentado sus diámetros exteriores, el espesor y los redondeos del orificio que permite la movilidad del vástago del cilindro 3.

Este aumento en sus dimensiones queda marcado en el siguiente croquis:

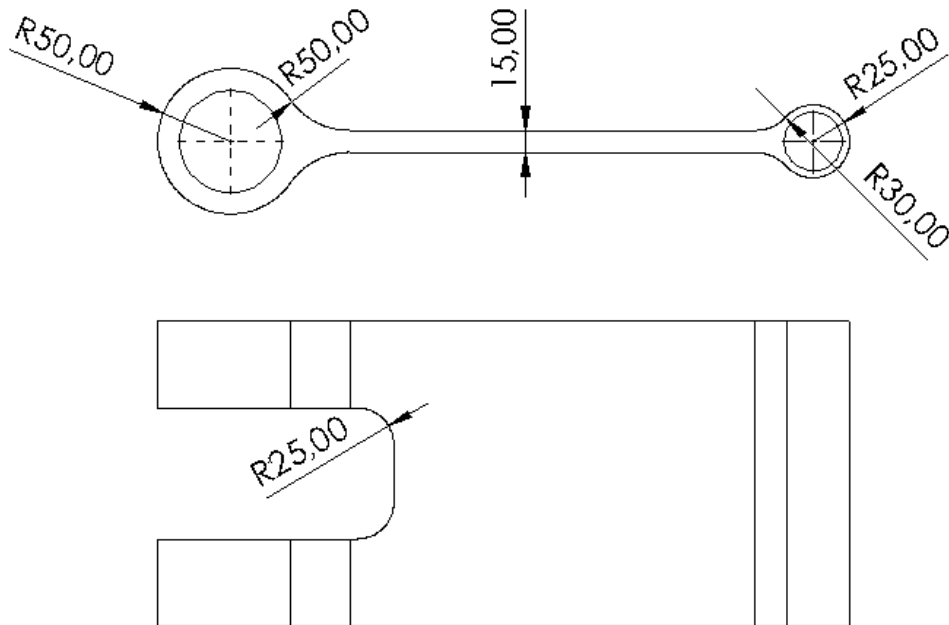


Imagen 56 Dimensiones rediseñadas barra 5

MEMORIA :Análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos de un brazo de retroexcavadora con pluma con 5ª botella y fuerza máxima en el cazo de 75 kN.

7.2 Resultados tras rediseño

En la imagen 57, se muestra el factor de seguridad del conjunto, se ha definido el análisis del factor de seguridad de manera que marque en rojo la zonas con un coeficiente de seguridad de 1 y en gris las zonas con un coeficiente aun menor, en azul estarán marcadas las zonas con un coeficiente igual o superior al establecido de 3. Por tanto todo el conjunto cumple con el parámetro establecido.

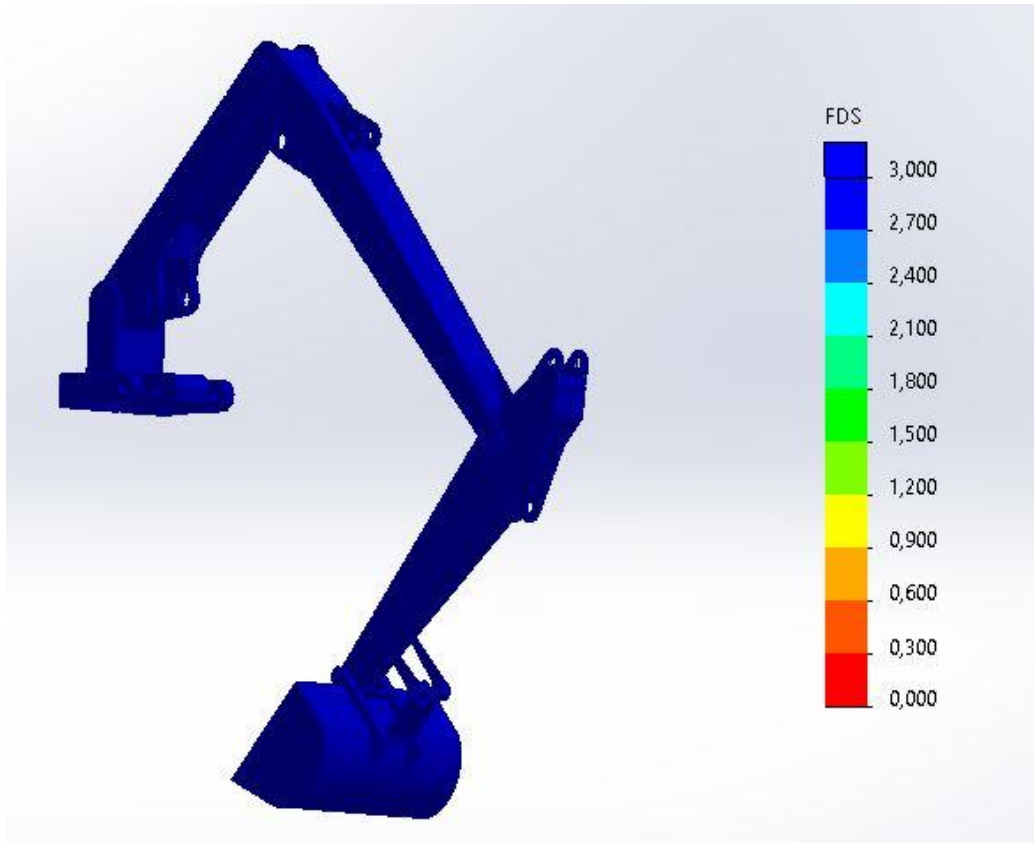


Imagen 57 Factor de seguridad del conjunto

Con la adición de las mejoras , se observa en la imagen 58, como también se ha reducido el desplazamiento máximo del conjunto, siendo esto en gran medida por el efecto de los rigidizadores añadidos en el extremo de la pluma 2 y en la orejeta F. Lo consideramos un desplazamiento , ya que en esta posición la distancia entre el la punta del cazo y la base empotrada (nudo A) es de 3279,36 mm. Este desplazamiento supone un 1,16% de esta longitud.

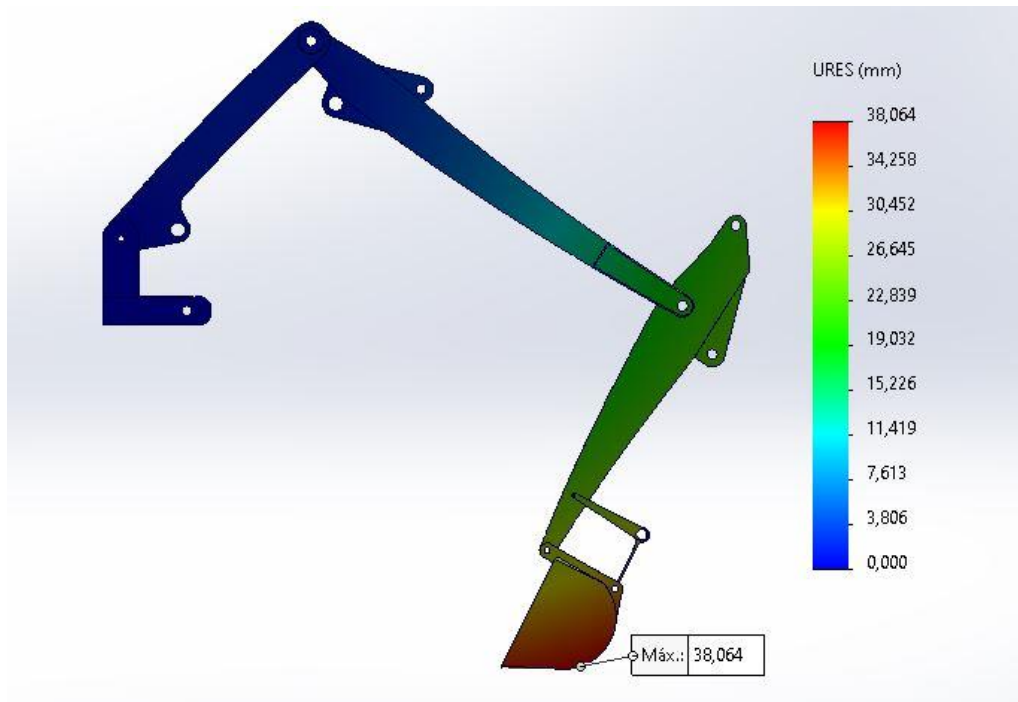


Imagen 58 Desplazamiento máximo tras rediseño del conjunto

8. Conclusiones

Este trabajo ha supuesto un gran reto debido a que pone en práctica gran parte de los conocimientos adquiridos durante la carrera.

Se parte de un caso real del que se extrae información de la geometría del catálogo comercial, para con ello generar un modelo simplificado, con el cual definir la posición en la que se realiza la máxima fuerza.

Tras identificar esta posición también analizaremos 24 posiciones más correspondientes al ciclo de trabajo con las que obtener los esfuerzos internos a los que está sometido el conjunto, estas dos secciones son de las de mayor extensión debido a que al tener pluma articulada existe un mayor número de posiciones que se deben analizar, además de que son los apartados de los que se precisa un mayor tratamiento de los datos.

Una vez identificados los esfuerzos internos máximos así como las reacciones máximas se dimensionan todos los componentes del conjunto para posteriormente validar el diseño, mediante análisis por elementos finitos del conjunto y para rediseñar las zonas críticas y los concentradores de tensiones.

Los objetivos de definición del trabajo han sido cumplidos con éxito tanto desde el punto de vista de la resistencia como de las prestaciones exigidas, si bien este podría ser extendido diseñando el sistema hidráulico, el sistema de rotación o el proceso de fabricación del mismo brazo.

Las mayores dificultades han venido de la poca información que se ha podido extraer de la geometría del catálogo comercial, teniendo en algunos casos que estimar ciertas dimensiones, lo que provoca que correcciones en la geometría conlleven recalcular gran parte del trabajo y del tratamiento de los datos al disponer de una gran cantidad de información y ser capaz de procesarla en esta memoria y los anexos.

Personalmente he de destacar que este trabajo ha supuesto aumentar los conocimientos en simulación y modelado 3d con SOLIDWORKS, además de maquetación y tratamiento de los datos para poder generar documentación que refrende todo el trabajo realizado.

Para finalizar este trabajo ha sido todo un reto personal, al que le he dedicado grandes cantidades de esfuerzo y tiempo, y del que me llevo la satisfacción de los conocimientos obtenidos así como del resultado final obtenido.

9. Bibliografía

9.1 Normativa

- UNE-ISO 6015 (2006): *“Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadora hidráulicas. Método de ensayo para la medida de las fuerzas en el útil”*
- UNE 115443 (2003): *“Maquinaria para movimiento de tierras. Excavadora hidráulicas. Terminología y especificaciones comerciales”*

9.2 Información

- DORIA CHARRO, JUAN.(2018).”Curso de resistencia de materiales para ingenieros mecánicos”.
- Apuntes de la asignatura *“Criterio de diseño de máquinas”* (ABAD BLASCO, JAVIER-CANALIS MARTIENEZ, PAULA)
- JCB (www.jcb.com)
- LIEBHERR
(<https://www.liebherr.com/es/esp/productos/componentes/sistema-hidraulico/cilindros-hidraulicos/cilindros-hidraulicos.html>)

9.3 Software

- AutoCAD 2020
- SolidWorks 2022
- Calculo interactivo de estructuras planas (Cespla)
- Microsoft Excel
- Microsoft Word