



Universidad
Zaragoza

Trabajo de final de grado

2. ANEXOS

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



ÍNDICE DE LOS ANEXOS

ANEXO I. Determinación de las ecuaciones de equilibrio del modelo simplificado.....	6
1.1. Objetivo.....	6
1.2. Modelo simplificado	6
1.2.1. Pluma simplificada.....	7
1.2.2. Brazo simplificado.....	8
1.2.3. Punto H simplificado.....	9
1.2.4. Punto J simplificado	9
1.2.5. Punta del cazo simplificada.....	9
1.3. Ecuaciones de equilibrio planteadas.....	10
1.3.0. Cotas necesarias	10
1.3.1. Ecuaciones de equilibrio de la pluma.....	10
1.3.2. Ecuaciones de equilibrio del brazo.....	10
1.3.3. Ecuaciones de equilibrio del punto H.....	11
1.3.4. Ecuaciones de equilibrio del punto J.....	11
1.3.4. Ecuaciones de equilibrio de la punta del cazo	11
1.3.5. Ecuaciones adicionales	11
1.4. Conclusiones	12
ANEXO II. Posiciones analizadas, diagramas de esfuerzos y resumen de esfuerzos máximos.....	14
2.1. Objetivo.....	14
2.2. Posiciones base	16
2.2.1. Posición base a 20° ($\Phi=20^\circ$).....	16
2.2.2. Posición base a 35° ($\Phi=20^\circ$).....	22
2.2.3. Posición base a 50° ($\Phi=50^\circ$).....	24
2.2.4. Posición base a 65° ($\Phi=65^\circ$).....	26
2.2.5. Posición base a 85° ($\Phi=85^\circ$).....	28
2.3. Resumen de las posiciones base.....	30
2.4. Posición de máximo alcance	31
2.4.1. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 1	33



2.4.2. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 2	35
2.4.3. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 3	38
2.5. Posición intermedia del ciclo de trabajo	41
2.5.1. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 4	42
2.5.2. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 5	46
2.5.3. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 6	48
2.6. Posición final del ciclo de trabajo	52
2.6.1. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 7	53
2.6.2. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 8	56
2.6.3. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 9	59
2.7. Resumen de valores máximos de esfuerzos	62
ANEXO III. Selección de los cilindros hidráulicos	64
3.1. Introducción	64
3.2. Cilindro número 1	66
3.2.1. Diámetro del pistón	66
3.2.2. Carrera del cilindro	66
3.2.3. Comprobación a pandeo.	67
3.3. Cilindro número 2	70
3.3.1. Diámetro del piston	70
3.3.2. Carrera del cilindro	71
3.3.3. Comprobación a pandeo.	72
3.4. Cilindro número 3	75
3.4.1. Diámetro del pistón	75
3.4.2. Carrera del cilindro	76
3.4.3. Comprobación a pandeo	77
3.5. Resumen de las dimensiones de los cilindros	79
3.6. Hojas de encargo de los cilindros a medida.....	79
3.6.1. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 1.....	80
3.6.2. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 2.....	81
3.6.3. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 3.....	82



ANEXO IV. Dimensionado de los distintos componentes que forman el conjunto del brazo de la excavadora	83
4.1. Objetivo.....	83
4.2. Material empleado	83
4.3. Secciones de la pluma.....	83
3.3.1. Dimensiones de las secciones de la pluma.....	87
4.3.2. Tensiones de von Mises en las secciones de la pluma.....	90
4.4. Secciones del brazo.....	90
4.4.1. Dimensiones de las secciones del brazo.....	93
4.4.2. Tensiones de von Mises en las secciones del brazo.....	96
4.5. Dimensionado de los pasadores.....	96
4.5.1. Introducción.....	96
4.5.2. Pasadores de los cilindros hidráulicos seleccionados.....	97
4.5.3. Unión de la pluma con la base (punto A).....	103
4.5.4. Unión de la pluma con el brazo (punto C)	104
4.5.5. Pasadores del cuadrilátero articulado (puntos J, H, I y G).....	105
4.6. Dimensionado de las barras número 3	109
4.6.1. Datos básicos de las condiciones de diseño	110
4.6.2. Cálculo a aplastamiento	110
4.6.3. Cálculo de la sección resistente a tracción/compresión en la zona cercana a los pasadores..	111
4.6.4. Cálculo de la sección resistente a tracción/compresión en la zona intermedia	112
4.7. Dimensionado de la barra número 5.....	113
4.7.1. Datos básicos de las condiciones de diseño	114
4.7.2. Limitaciones geométricas.....	114
4.8. Alojamiento de los pasadores.....	117
4.9. Cálculo de las orejetas de conexión de los cilindros.....	120
4.9.1. Punto D.....	122
4.9.2. Orejeta punto F.....	131
4.9.3. Orejeta del punto E.....	134
4.10. Dimensionamiento del cazo y sus orejetas.....	138
4.10.1. Cálculo de las orejetas	138
4.10.2. Diseño del cazo	139



ANEXO V. Modelizado del modelo de 3D en SolidWorks	142
5.1. Objetivo	142
5.2. Vista explosionada del conjunto	142
5.3. Contacto entre componentes	142
5.4. Conectores	144
5.5. Sujeciones del conjunto	144
5.6. Aplicación de la carga al modelo	145
5.7. Mallado	145
ANEXO VI. Resultados de la simulación en SolidWorks y comparativa con los valores teóricos.....	146
6.1. Objetivo	146
6.2. Posiciones a analizar	146
6.2.1. Hipótesis de posición base a 20°	146
6.2.2. Hipótesis de posición base a 85°	158
6.2.3. Hipótesis de carga 1. Posición de máximo alcance.	169
6.2.4. Hipótesis de carga 5. Posición intermedia del ciclo de trabajo	175
6.2.5. Hipótesis de carga 8. Posición final del ciclo de trabajo.	182
6.3. Conclusiones	188
ANEXO VII. Modificaciones del modelo inicial.....	189
7.1. Objetivo	189
7.2. Modificaciones realizadas al modelo inicial.....	189
7.2.1. Modificaciones de la orejeta D	189
7.2.2. Modificaciones de la orejeta F	190
7.2.3. Modificaciones de las orejetas del cazo	191
ANEXO VIII. Planos	191
ANEXO IX. Catálogo comercial de los cilindros hidráulicos de LIEBHERR.....	191



ANEXO I. Determinación de las ecuaciones de equilibrio del modelo simplificado

1.1. Objetivo

El objetivo de este anexo es determinar las ecuaciones de equilibrio estático de un modelo simplificado basado en barras con las cuales se podrá determinar el valor de las fuerzas que actúan en cada punto de unión y dimensionar así los pasadores necesarios en el ensamblaje del conjunto.

Además, se podrá comprobar que el valor de las fuerzas a desarrollar por los cilindros coincide con las calculadas en el anexo II.

1.2. Modelo simplificado

En el apartado 2 del documento principal (Memoria) se realiza la explicación del modelo simplificado sobre el cual se determinarán las ecuaciones de equilibrio estático. Dicho modelo se representa de manera gráfica en la imagen 2.1.

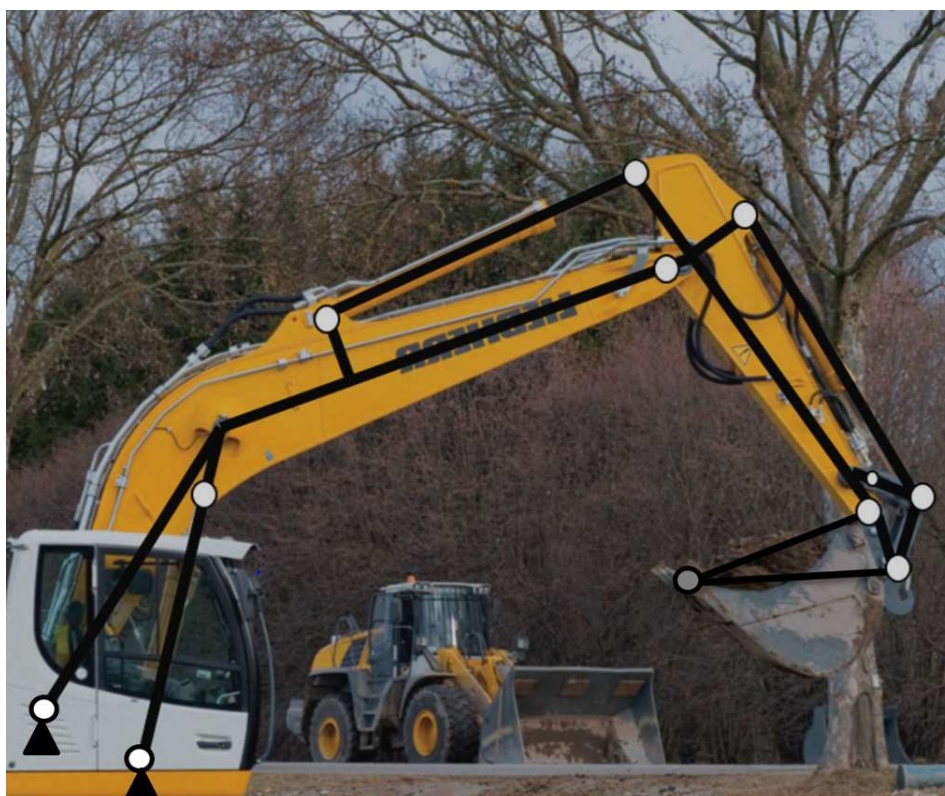


Imagen 2.1. Croquis de la simplificación realizada



1.2.1. Pluma simplificada

De esta manera, la pluma simplificada tiene el siguiente aspecto basado en barras:

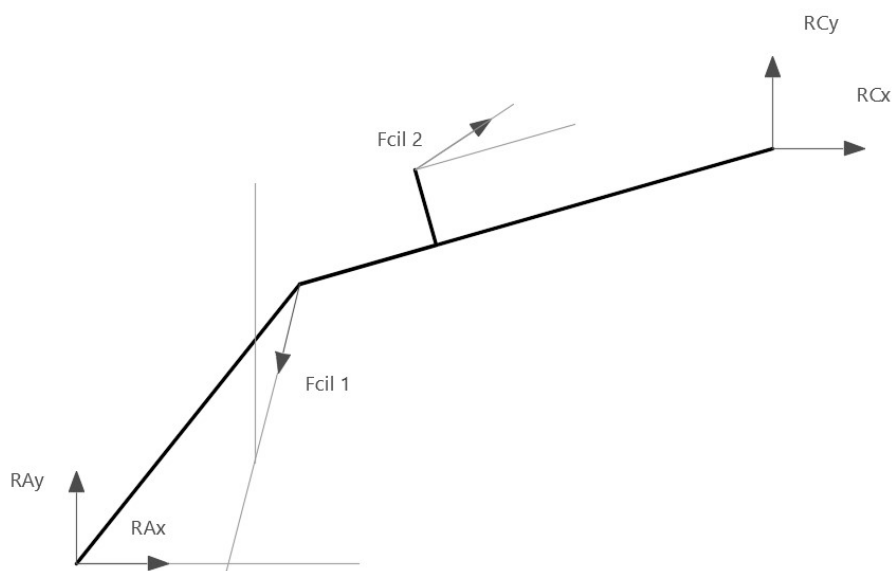


Imagen 2.1. Diagrama de sólido libre de la pluma

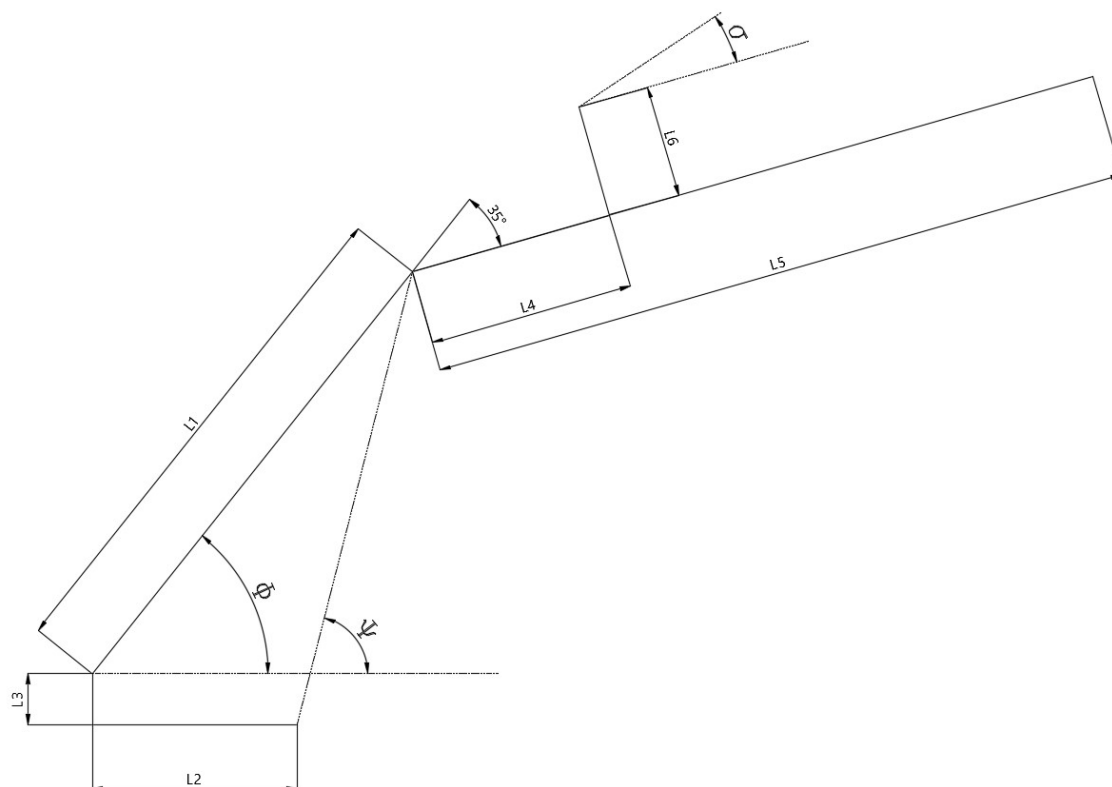


Imagen 2.3. Cotas finales de la pluma



1.2.2. Brazo simplificado

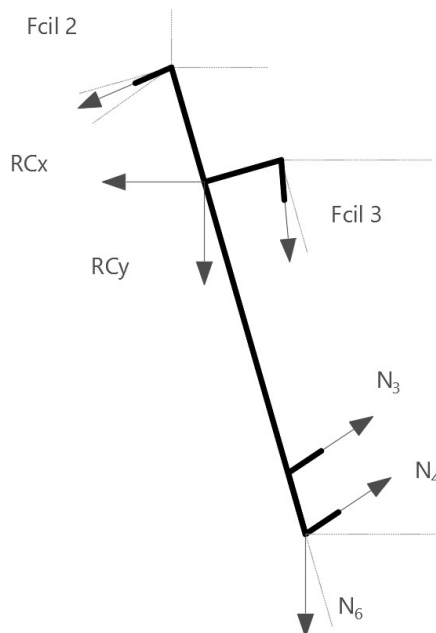


Imagen 2.4. Diagrama de sólido libre del brazo

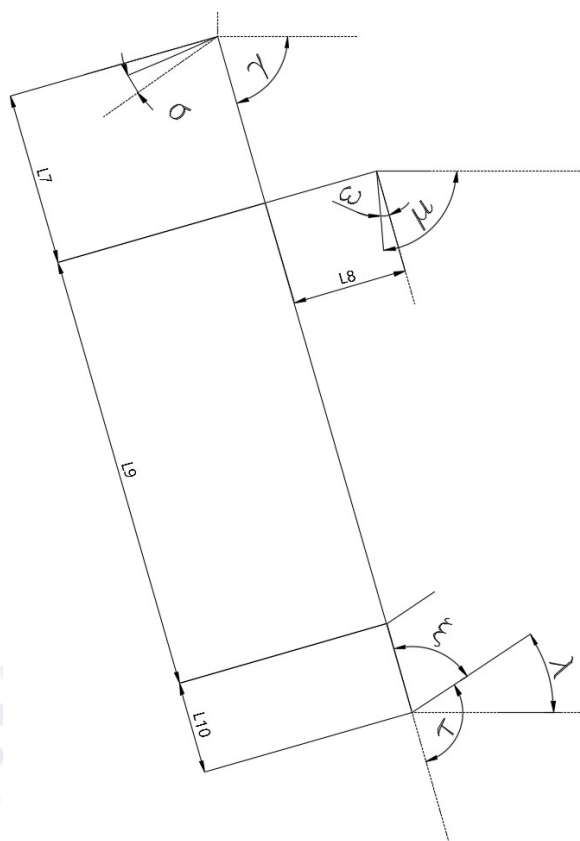


Imagen 2.5. Cotas finales del brazo



1.2.3. Punto H simplificado

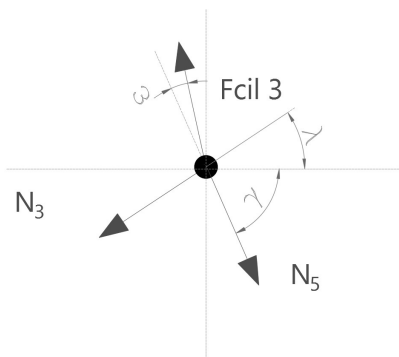


Imagen 2.6. Equilibrio del punto H

1.2.4. Punto J simplificado

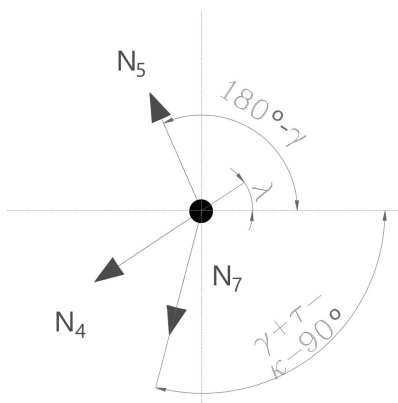


Imagen 2.7. Equilibrio del punto J

1.2.5. Punta del cazo simplificada

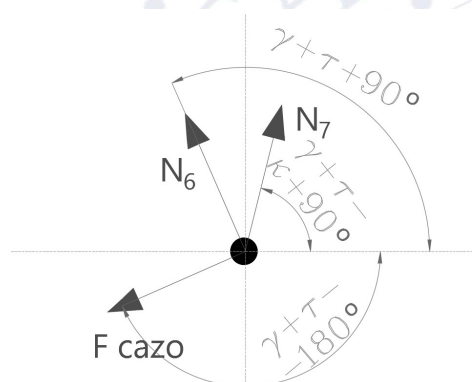


Imagen 2.8. Equilibrio de la punta del cazo



1.3. Ecuaciones de equilibrio planteadas

1.3.0. Cotas necesarias

$$L_1 = 2500$$

$$L_2 = 1000$$

$$L_3 = 250$$

$$L_4 = 250$$

$$L_5 = 3450$$

$$L_6 = 500$$

$$L_7 = 750$$

$$L_8 = 500$$

$$L_9 = 1900$$

$$L_{10} = 400$$

$$D_1 = 800$$

1.3.1. Ecuaciones de equilibrio de la pluma

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} + R_{Cx} + F_{cil2} \cdot \cos(\Phi - \text{Comp} - \sigma) - F_{cil1} \cdot \cos(\Psi) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{Cy} + F_{cil2} \cdot \sin(\Phi - \text{Comp} - \sigma) - F_{cil1} \cdot \cos(\Psi) = 0$$

$$\sum M_z(A) = 0 \rightarrow -F_{cil1} \cdot L_1 \cdot \sin(-\Phi + \Psi) - R_{Cx} \cdot (y_1 + y_2) + R_{Cy} \cdot (x_1 + x_3) + F_{cil2} \cdot \sin(\Phi - \text{Comp} - \sigma) \cdot (y_1 + y_3) = 0$$

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

1.3.2. Ecuaciones de equilibrio del brazo

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Cx} + (N_3 + N_4) \cdot \cos(\lambda) + F_{cil2} \cdot \cos(\Phi - \text{Comp} - \sigma + \pi) + F_{cil3} \cdot \cos(\mu) + N_6 \cdot \cos\left(\lambda - \frac{\pi}{2}\right) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Cy} + (N_3 + N_4) \cdot \sin(\lambda) + F_{cil2} \cdot \cos(\Phi - \text{Comp} - \sigma + \pi) + F_{cil3} \cdot \cos(\mu) + N_6 \cdot \cos\left(\lambda - \frac{\pi}{2}\right) = 0$$

$$\sum M_z(C) = 0 \rightarrow F_{cil2} \cdot L_7 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \Phi + \text{Comp} + \sigma\right) + N_3 \cdot L_9 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \lambda\right) + N_4 \cdot (L_9 + L_{10}) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \gamma - \lambda\right) - F_{cil3} \cdot L_8 \cdot \cos(\omega) + N_6 \cdot (L_9 + L_{10}) \cdot \sin\left(\lambda - \frac{\pi}{2} - \gamma\right) = 0$$



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

1.3.3. Ecuaciones de equilibrio del punto H

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{cil3} \cdot \cos(\pi + \gamma - \omega) + N_3 \cdot \cos(\pi - \lambda) + N_5 \cdot \cos(\gamma) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow F_{cil3} \cdot \sin(\pi + \gamma - \omega) + N_3 \cdot \sin(\pi - \lambda) + N_5 \cdot \sin(\gamma) = 0$$

1.3.4. Ecuaciones de equilibrio del punto J

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

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

1.3.4. Ecuaciones de equilibrio de la punta del cazo

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

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

1.3.5. Ecuaciones adicionales

$$\tan(\kappa) = \frac{L_{10}}{D_1}$$

$$\mu = \gamma - \omega$$

$$\tau = \lambda - \gamma = \pi - \xi$$



ANEXOS

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

1.4. Conclusiones

En este anexo se han determinado las ecuaciones de equilibrio de cada uno de los componentes del conjunto, pero para comprobar la validez de estos se propone una hipótesis de carga para comparar los valores de los resultados.

En la imagen 2.9 se muestran los valores para este modelo simplificado con el programa EES para la hipótesis de carga de la "Posición base a 35°" resulta mediante las ecuaciones planteadas. Y en la imagen 2.10 el diagrama de axiles calculado por el programa MEFI.

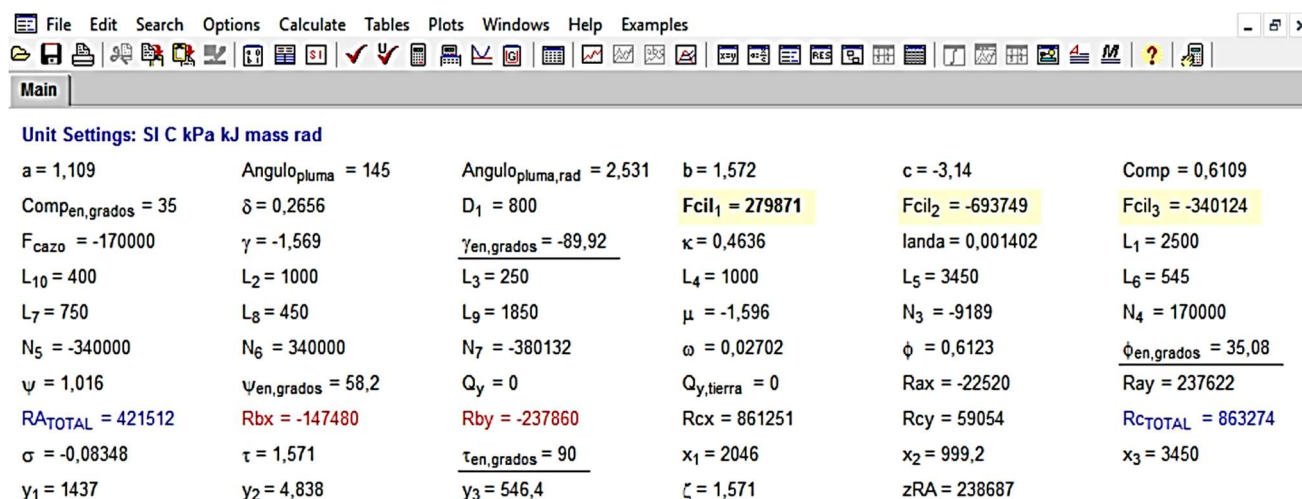


Imagen 2.9. Valores del programa EES para la posición estudiada

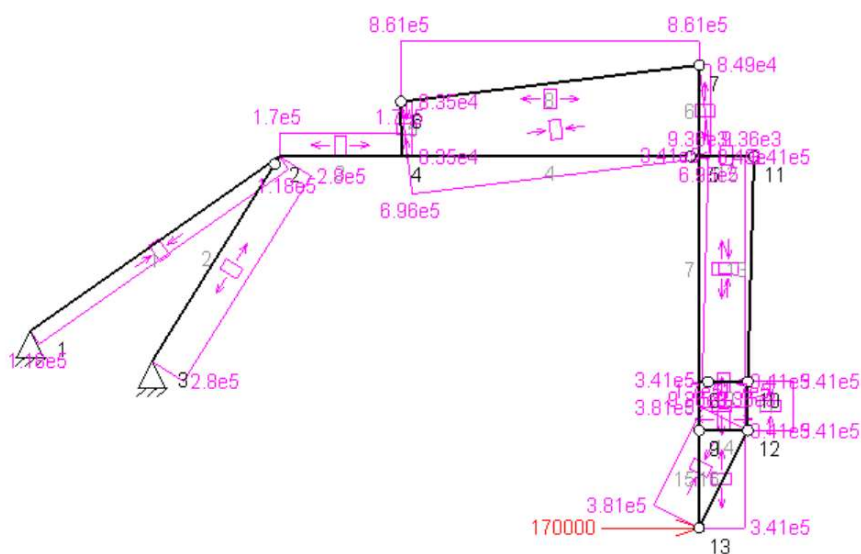


Imagen 2.10. Valores de los axiles en la posición estudiada



Como se observa en ambas imágenes, los valores de los axiles del cilindro 1 y 2 (visibles fácilmente) coinciden con los resultados de las ecuaciones planteadas.

En el caso de querer modificar dichas ecuaciones para posicionar el conjunto en otra posición, se debe tener en cuenta la compatibilidad planteada entre.

ANEXO II. Posiciones analizadas, diagramas de esfuerzos y resumen de esfuerzos máximos.

2.1. Objetivo

El objetivo de este anexo es mostrar y justificar los valores de los máximos esfuerzos para una serie de secciones escogidas en los distintos componentes. En el proceso de selección de dichas secciones, se han escogido aquellas que tienen especial importancia debido a valores elevados de esfuerzos.

En un primer apartado, se justifica la capacidad necesaria de los cilindros hidráulicos para desarrollar 170 kN en la punta del cazo teniendo en cuenta que el brazo y la pluma deben formar un ángulo recto. Situación que se ilustra en la imagen 2.11 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*".

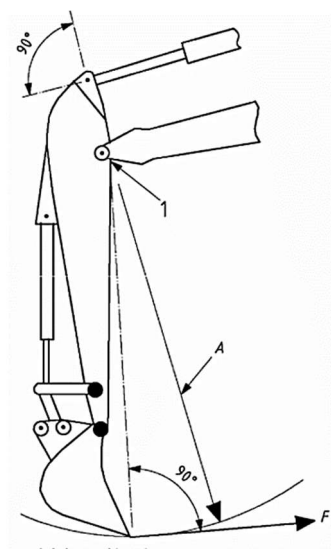


Imagen 2.11. Posicionamiento del brazo para la medida de la fuerza en el cazo

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 una línea imaginaria paralela al suelo (Φ en la imagen 2.12) queda a libre de elección, por lo que se realizan ensayos con distintos valores de dicho ángulo con el fin de determinar la máxima capacidad necesaria de los cilindros.



ANEXOS

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



Imagen 2.12. Ángulo Φ formado entre el suelo y la pluma

A esta serie de posiciones se las ha denominado “Posiciones base” y los valores de Φ ensayados son 20°, 35°, 50°, 65° y 85°, siendo valor mínimo de este ángulo fijado por diseño.

Con la selección de las demás posiciones a ensayar se ha pretendido analizar un ciclo completo de trabajo del conjunto, es decir, un recorrido desde la posición de máximo alcance hasta una posición final en la que el cazo y en brazo se encuentren en la posición más recogida posible.

En las distintas posiciones se realiza una restricción del movimiento a la punta del cazo dado que la fuerza resultante se produce de manera perpendicular a la cara expuesta a la recogida de la carga.

Por último, se ha realizado un resumen de los valores máximos de dichos esfuerzos para cada sección con el fin de dimensionar las secciones resistentes, tal y como se desarrolla en el anexo III.



2.2. Posiciones base

Así pues, mediante la introducción de distintas posiciones en el programa de elementos finitos *MEFI*, se puede determinar la fuerza necesaria de los cilindros hidráulicos para desarrollar esa fuerza.

Estos cilindros deben soportar axiles originados del equilibrio de momentos respecto a distintos puntos. Por ello, si en los cálculos realizados un cilindro debiese soportar un axil superior a la fuerza que es capaz de desarrollar según diseño, este cilindro tenderá a desplazarse.

Cabe destacar que en estos cálculos no se han tenido en cuenta los pesos propios de los componentes, por lo que en una primera aproximación se han mayorado en su capacidad de fuerza y posteriormente deberá ser ajustado teniendo en cuenta los pesos propios de los componentes (pluma, brazo, cilindros, etc).

La mayoración realizada para el cilindro 1 es de un 30%, para el cilindro 2 es de un 10% y para el cilindro 1 es de 5%. 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.

2.2.1. Posición base a 20° ($\Phi=20^\circ$).

En esta posición los valores de los ángulos que caracterizan la posición del conjunto, según el apartado 2.2.1 de la MEMORIA, se muestran en la tabla 2.1 y se representa de manera simplificada en la imagen 2.13, extraída del programa informático *MEFI*.

POSICIÓN BASE A 20°	
$\Phi(^{\circ})$	20
$\gamma(^{\circ})$	-110
$\tau(^{\circ})$	90

Tabla 2.1. Valores de los ángulos

ANEXOS

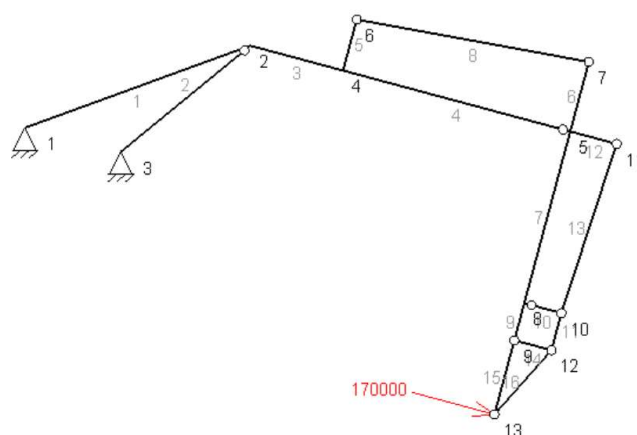
ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA
DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN

Imagen 2.13. Posición base a 20°

Los apoyos 1 y 3, puntos A y C, respectivamente corresponden a pasadores que unen el conjunto con el resto de la excavadora y se han configurado como apoyos que limitan los desplazamientos en dirección vertical y en horizontal.

A continuación, se muestran los diagramas de esfuerzos de axiles, cortantes y momentos flectores, expresados en Newtons y Newtons por milímetro.

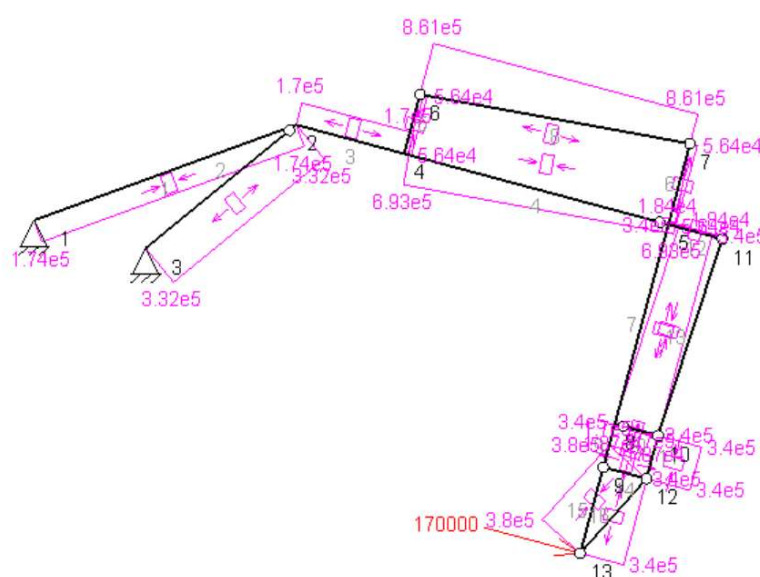
AXILES (N)

Imagen 2.14. Axiles de la posición base a 20°

CORTANTES (N)

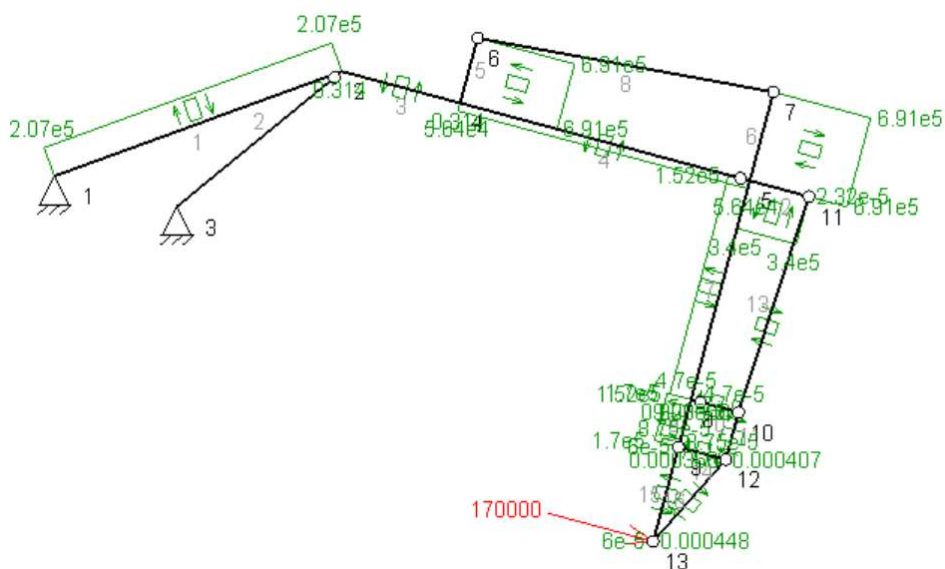


Imagen 2.15. Cortantes de la posición base a 20°

MOMENTOS FLECTORES (N·mm)

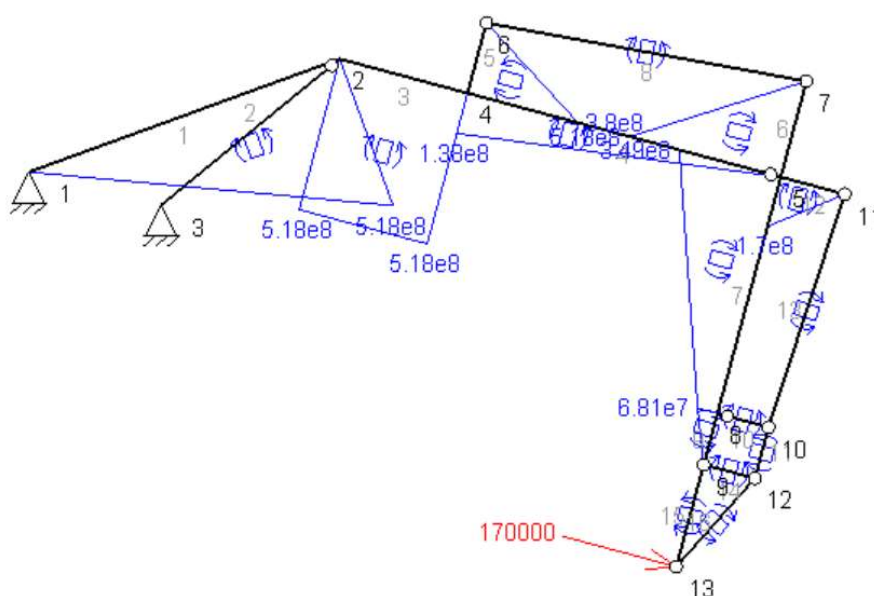


Imagen 2.16. Momentos flectores de la posición base a 20°



En la tabla 2.2. se recoge la fuerza que debe realizar cada uno de los cilindros sin mayorar para mantener la posición de equilibrio en el conjunto.

Si estos valores son negativos el cilindro deberá compensar un esfuerzo a compresión y si es positivo, a tracción. Sucederá lo mismo para las secciones de la estructura.

POSICIÓN BASE A 20°	
CILINDRO	AXIL (N)
1	332000
2	-693430
3	-340160

Tabla 2.2. Valores de los ángulos

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
170 kN

Para el cálculo de las secciones resistentes, tanto de la pluma como del brazo, es necesario determinar el esfuerzo axil, cortante y el momento flector a la que está sometida cada sección.

La pluma se ha separado en cuatro tramos distintos, representados en la imagen 2.17 y se recogen en la tabla 2.3. Estos cuatro tramos 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 monobloque 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 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 2.17 se representa dicha partición del componente y la denominación de cada una de las secciones que se deben diseñar.

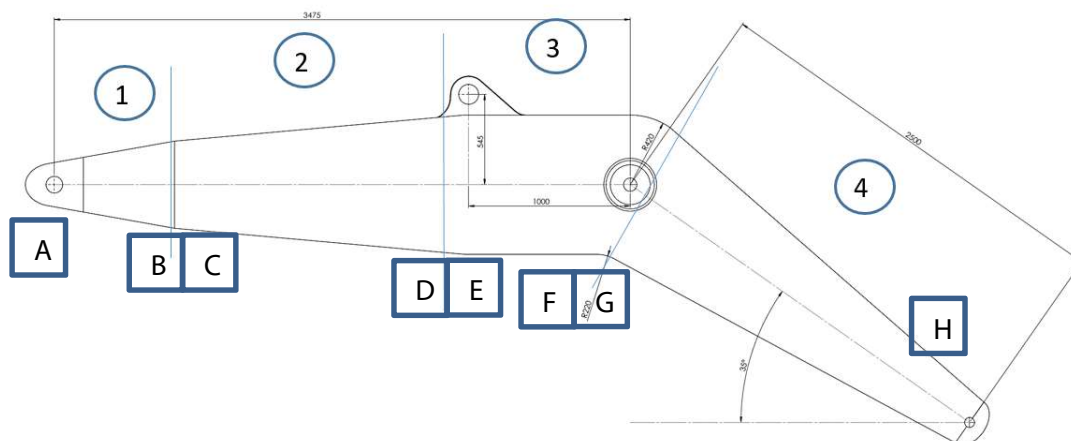


Imagen 2.17. Tramos de la pluma

En la tabla 2.3. se han recogido los valores de los esfuerzos en cada sección y tramo, pues en las imágenes anteriores no se pueden apreciar todos y cada uno de los valores.

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	A	861,130	-56,414	0
	B	861,130	-56,414	28,044,638
2	C	861,130	-56,414	28,044,638
	D	861,130	-56,414	138,220,000
3	E	170,000	0	518,340,000
	F	170,000	0	518,340,000
4	G	-174,050	207,340	518,340,000
	H	-174,050	207,340	0

Tabla 2.3. Valores de los esfuerzos en cada sección de la pluma

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

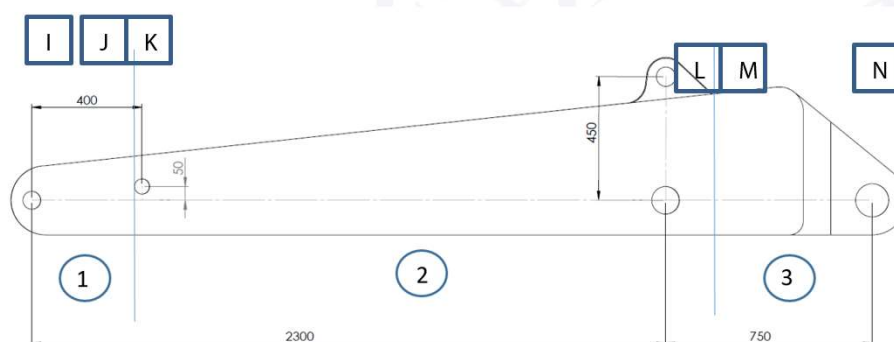


Imagen 2.18. Tramos del brazo



ANEXOS

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

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.

Los valores de los esfuerzos se recogen en la tabla 2.4.

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	339,630	-170,310	0
	J	339,630	-170,310	68,092,000
2	K	339,670	-151,580	68,092,000
	L	339,670	-151,580	348,510,000
3	M	56,432	691,130	518,340,000
	N	56,432	691,130	0

Tabla 2.4. Valores de los esfuerzos en cada sección del brazo

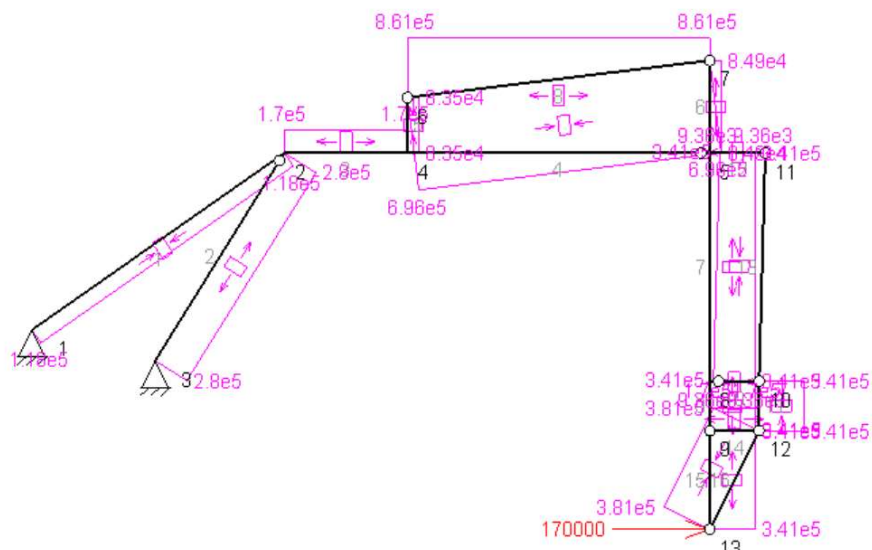
Es de especial interés obtener el valor del esfuerzo axil que debe soportar las barras del cuadrilátero articulado. No hay que olvidarse de que en el caso de la barra 3, en el modelo real, está se divide en dos barras situadas de manera simétrica respecto al brazo.

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-18,685.00
Barra 5	-339,650.00

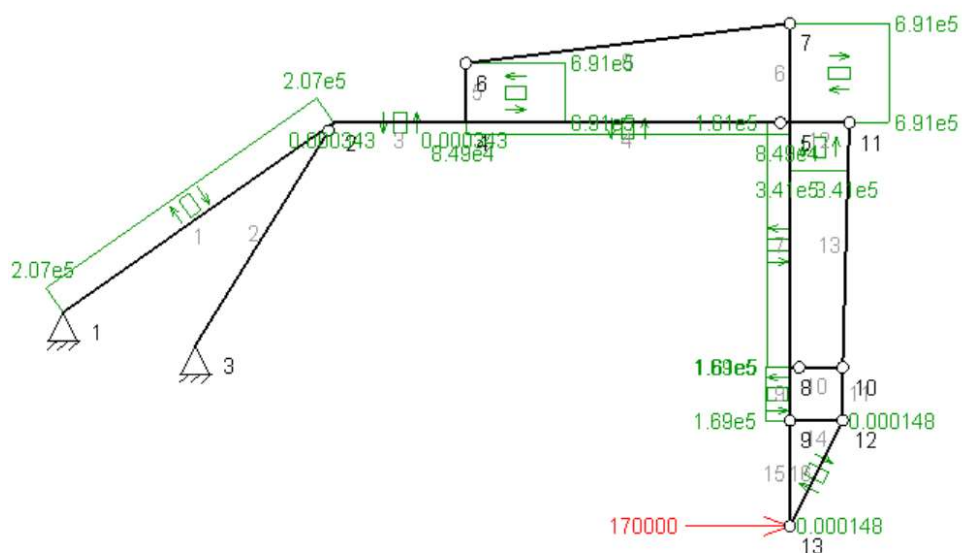
Tabla 2.5. Valores de los axiles en las barras 3 y 5.

Con el resto de las posiciones se procede de la misma manera a la hora de determinar los tramos y resumir los valores de los esfuerzos.

2.2.2. Posición base a 35° ($\Phi = 20^\circ$).

AXILES (N)

CORTANTES (N)

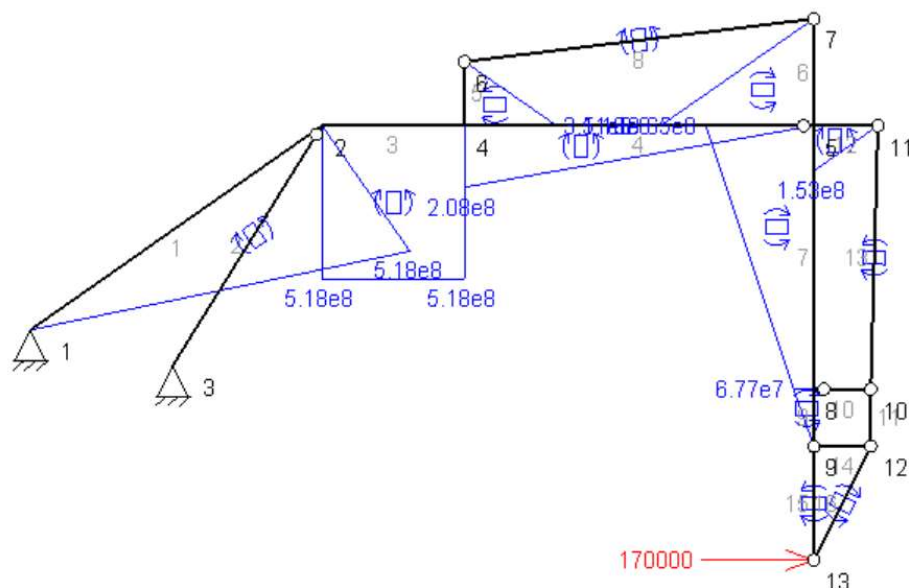




ANEXOS

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

MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



POSICIÓN BASE A 35°	
CILINDRO	AXIL (N)
1	280020
2	-693430
3	-340900

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
170 kN

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	A	861,280	-84,882	0
	B	861,280	-84,882	42,194,783
2	C	861,280	-84,882	42,194,783
	D	861,280	-84,882	207,960,000
3	E	170,000	0	518,490,000
	F	170,000	0	518,490,000
4	G	-118,300	207,400	518,490,000
	H	-118,300	207,400	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	I	341,150	-169,250	0
	J	341,150	-169,250	67,700,000
2	K	340,700	-160,810	67,700,000
	L	340,700	-160,810	365,180,000
3	M	84,864	691,290	518,340,000
	N	84,864	691,290	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-9,358.00
Barra 5	-340,780.00

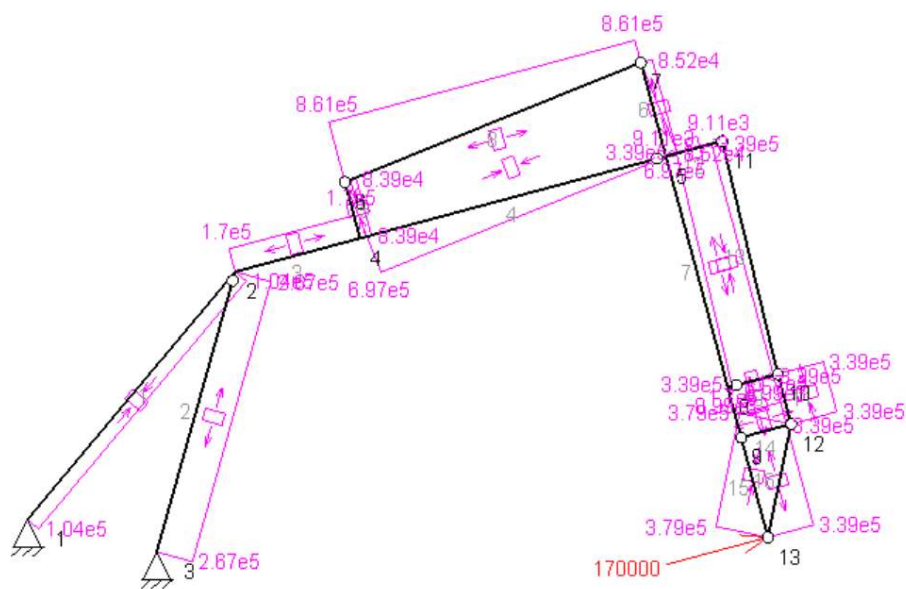


ANEXOS

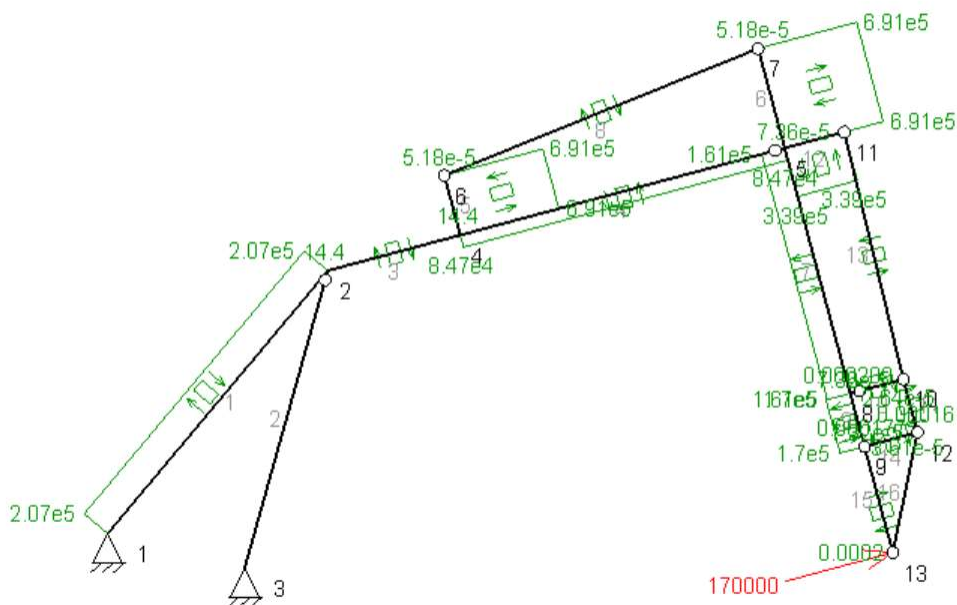
ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN

2.2.3. Posición base a 50° ($\Phi=50^\circ$)

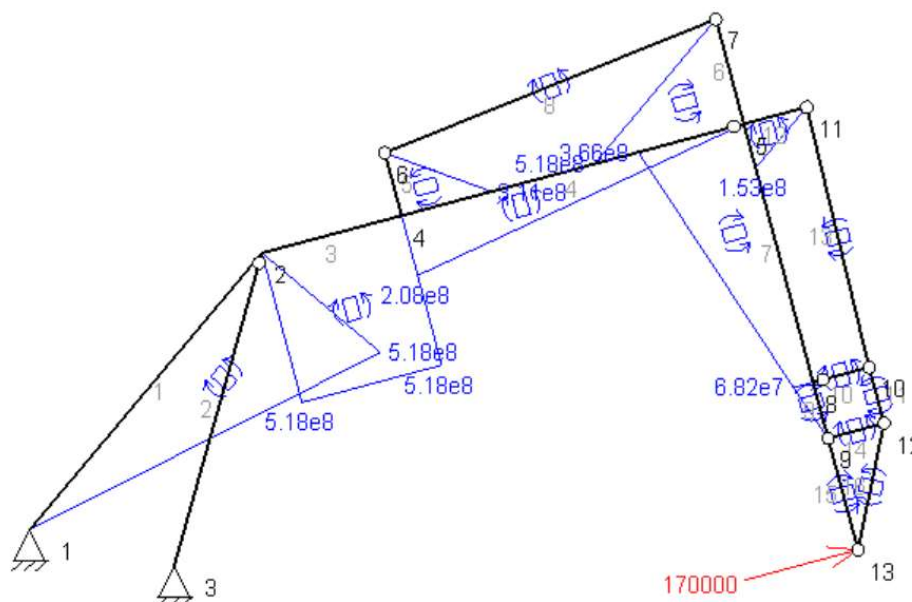
AXILES (N)



CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



POSICIÓN BASE A 50°	
CILINDRO	AXIL (N)
1	266590
2	-696570
3	-339190

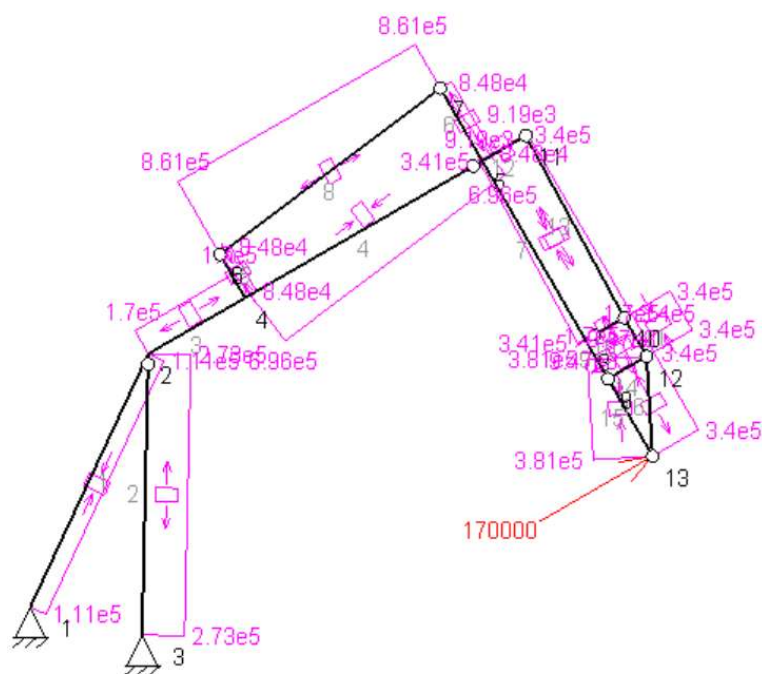
FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
170 kN

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	861,280	-84,741	0
	B	861,280	-84,741	42,117,681
2	C	861,280	-84,741	42,117,681
	D	861,280	-84,741	207,580,000
3	E	170,000	14	518,440,000
	F	170,000	14	518,440,000
4	G	-103,640	207,380	518,440,000
	H	-103,640	207,380	0

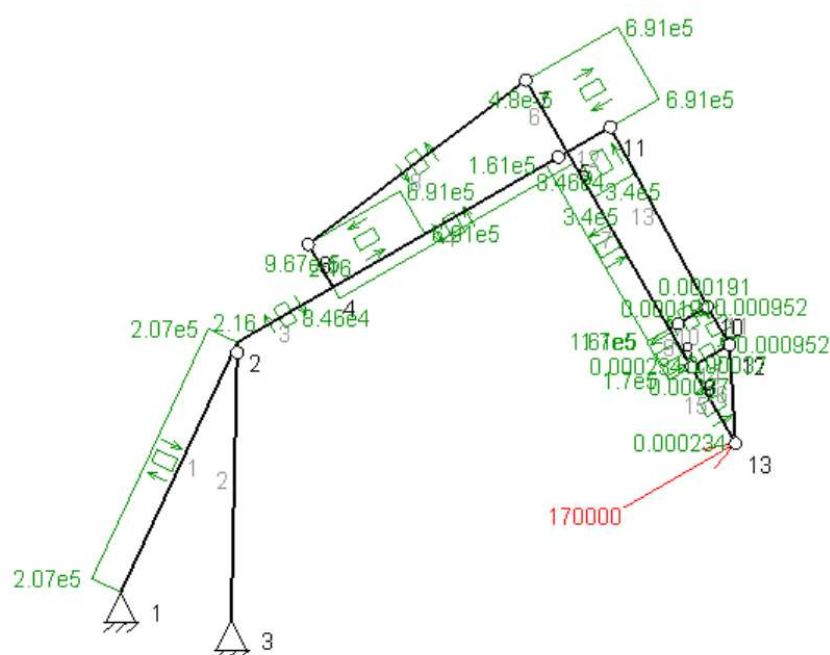
SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	I	338,790	-170,410	0
	J	338,790	-170,410	68,246,000
2	K	339,090	-160,820	68,246,000
	L	339,090	-160,820	365,780,000
3	M	85,159	691,340	518,470,000
	N	85,159	691,340	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-8,994.70
Barra 5	-339 070.00

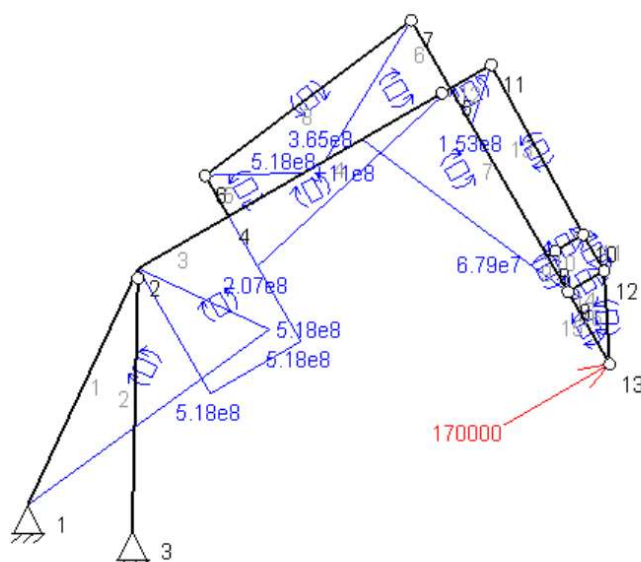
2.2.4. Posición base a 65° ($\Phi=65^\circ$)

AXILES (N)

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



POSICIÓN BASE A 65°	
CILINDRO	AXIL (N)
1	273310
2	-696060
3	-340500

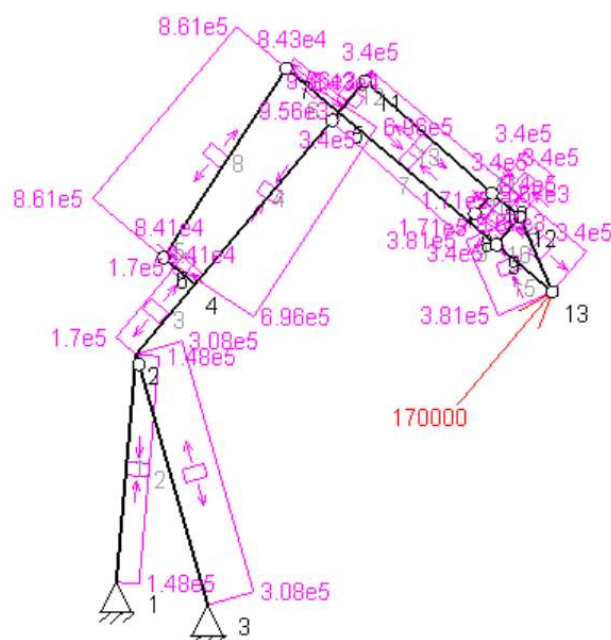
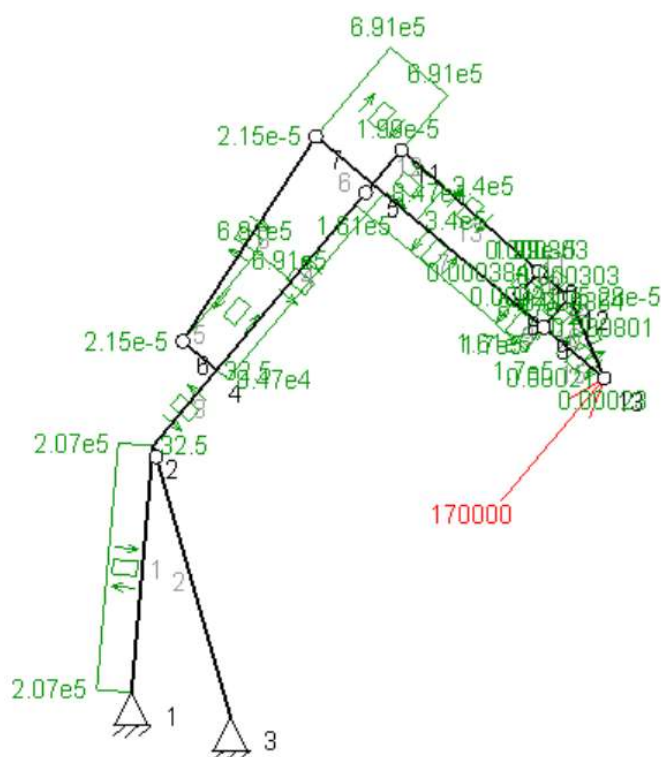
FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
170 kN

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	860,900	-84,645	0
	B	860,900	-84,645	42,081,159
2	C	860,900	-84,645	42,081,159
	D	860,900	-84,645	207,400,000
3	E	170,000	2	518,460,000
	F	170,000	2	518,460,000
4	G	-110,970	207,460	518,460,000
	H	-110,970	207,460	0

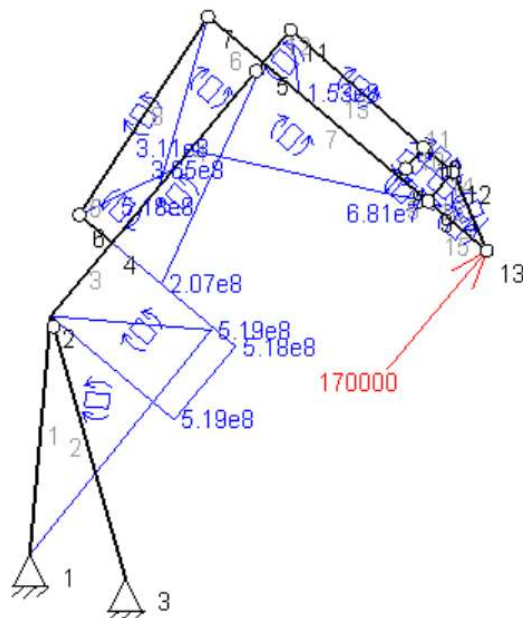
SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	340,460	-170,000	0
	J	340,460	-170,000	68,246,000
2	K	340,380	-160,690	68,246,000
	L	340,380	-160,690	365,780,000
3	M	84,825	690,880	518,470,000
	N	84,825	690,880	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-9,474.10
Barra 5	-340,370.00

2.2.5. Posición base a 85° ($\Phi=85^\circ$)

AXILES (N)**CORTANTES (N)**

MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



POSICIÓN BASE A 85°	
CILINDRO	AXIL (N)
1	307680
2	-696180
3	-340400

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
170 kN

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	861,010	-84,645	0
	B	861,010	-84,645	42,097,391
2	C	861,010	-84,645	42,097,391
	D	861,010	-84,645	207,480,000
3	E	170,000	-33	518,530,000
	F	170,000	-33	518,530,000
4	G	-148,150	207,460	518,530,000
	H	-148,150	207,460	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	I	340,470	-170,000	0
	J	340,470	-170,000	68,246,000
2	K	340,270	-160,720	68,246,000
	L	340,270	-160,720	365,780,000
3	M	84,332	691,050	518,470,000
	N	84,332	691,050	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-9,669.10
Barra 5	-340,270.00



2.3. Resumen de las posiciones base

En primer lugar, se resumen los valores máximos de las fuerzas que desarrollan los cilindros para las posiciones base sin mayorar (tabla 2.6) y en segundo lugar mayoradas (tabla 2.7)

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 2.6. Valores de los esfuerzos axiales a soportar en cada cilindro

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 2.7. Valores de los esfuerzos axiales mayorados a soportar en cada cilindro

Acudiendo al catálogo adjunto en el anexo VIII se determinan los cilindros necesarios teniendo en cuenta que, en el caso de tener una fuerza intermedia entre dos modelos, se debe escoger aquel con la fuerza superior.

Otro aspecto que se ha tenido en cuenta es el posible pandeo del vástago del cilindro cuando trabaja a compresión, por lo que, es necesario la selección del modelo con el diámetro de vástago mayor.

La selección de un vástago con mayor diámetro conlleva una reducción de la fuerza a tracción que puede desarrollar el cilindro, pero esta reducción tiene una menor importancia si se tiene en cuenta que, en el funcionamiento del conjunto, las fuerzas de mayor importancia son de compresión.

La justificación de los cilindros seleccionados se realiza en el anexo IV de manera completa y en la tabla 2.8. se realiza un resumen de las fuerzas capaces de realizar de manera comercial.

VALORES DE LA FUERZA DESARROLLADA POR LOS CILINDROS			
VALORES A COMPRESIÓN		VALORES A TRACCIÓN	
CILINDRO	AXIL (N)	CILINDRO	AXIL (N)
1 (Cada uno)	395 840	1	219 910
2	794 430	2	398 590
3	363 540	3	187 610

Tabla 2.8. Fuerzas de los cilindros seleccionados



ANEXOS

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

Como los cilindros se han modificado según lo expuesto en el anexo III, los valores de la fuerza se han modificado respecto a los valores comerciales de la tabla 2.8. En la tabla 2.9. se resumen estas para el diseño final de los cilindros.

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 2.9. Fuerzas de los cilindros finales

2.4. Posición de máximo alcance

En esta posición se busca desarrollar la mayor fuerza posible en la punta del cazo a la mayor distancia posible, de manera que activando el cilindro 2 y/o el cilindro 3 se pueda desarrollar una fuerza en la punta del cazo que equilibre el conjunto sin saturar el cilindro 1, el cual corresponde a la unión de dos cilindros idénticos de situados de manera simétrica respecto a la pluma.

Como se observa en la imagen 2.19, el alcance máximo es de 8445 mm, con los ángulos que se recogen a continuación en la tabla 2.10.

POSICIÓN MÁXIMO ALCANCE	
$\Phi(^{\circ})$	33
$\gamma(^{\circ})$	-22
$\tau(^{\circ})$	90

Tabla 2.10. Valor de cada ángulo para la posición de máximo alcance

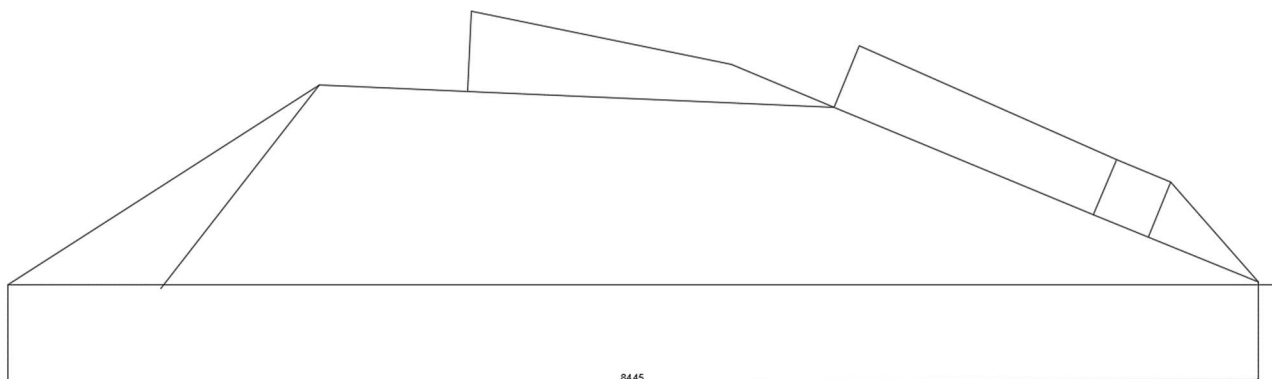


Imagen 2.19. Posición de máximo alcance (8445 mm)

Dado que, en el programa de estructuras MEFi, no se puede establecer una restricción del movimiento salvo en ejes de coordenadas globales, se ha girado toda la estructura de manera que en el punto que equivaldría a la punta del cazo, se pueda generar una restricción de manera perpendicular.

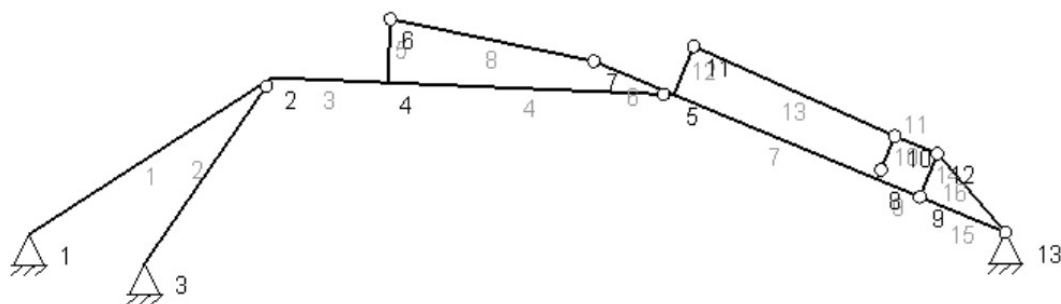


Imagen 2.20. Posición de máximo alcance en MEFi original

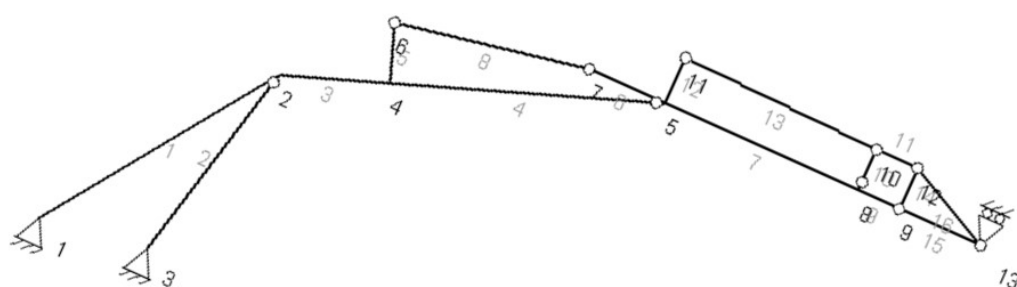


Imagen 2.21. Posición de máximo alcance en MEFi rotada

Para facilitar la visualización de los valores, todas las posiciones se mostrarán giradas, aunque, como se ha demostrado, son equivalentes.

Una vez introducido el modelo en MEFi, se buscará la máxima sollicitación de los componentes mediante las siguientes hipótesis de carga en las cuales se activan los cilindros anteriormente seleccionados de manera alterna o simultánea, desarrollando su fuerza máxima para contrarrestar un axil a compresión.

HIPÓTESIS	CILINDRO	FUERZA
1	2 (PLUMA)	-794 430
	3 (BRAZO)	Neutro
2	3 (PLUMA)	Neutro
	4 (BRAZO)	-363 540
3	4 (PLUMA)	-794 430
	5 (BRAZO)	-363 540

Tabla 2.11. Planteamiento hipótesis 1, 2 y 3

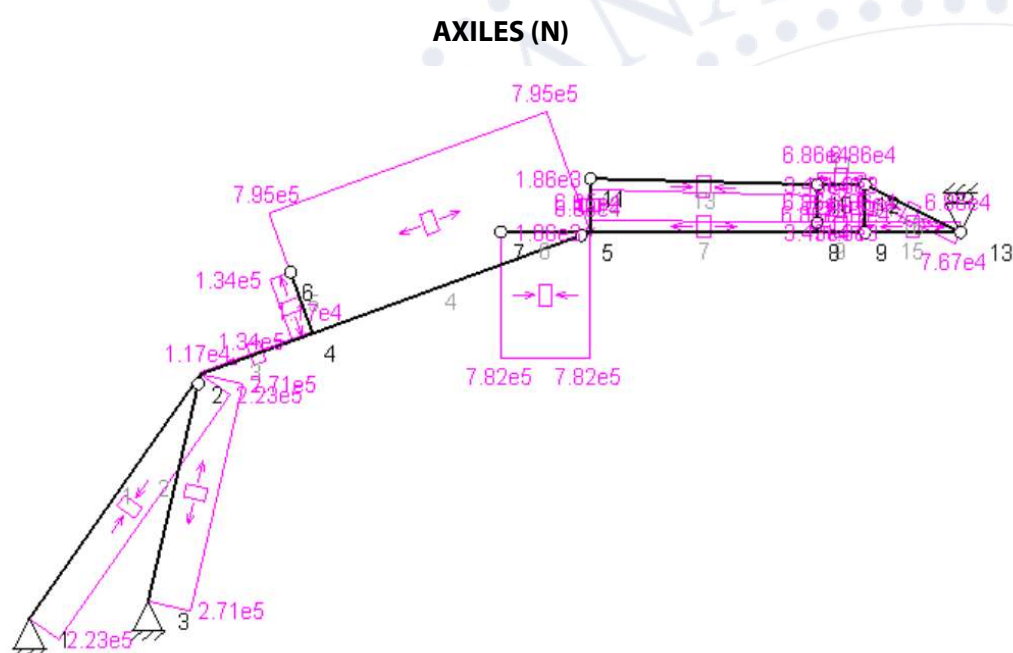
*Neutro: El cilindro es equivalente a una viga sin ejercer ninguna fuerza, sólo transmitiéndola como axil.

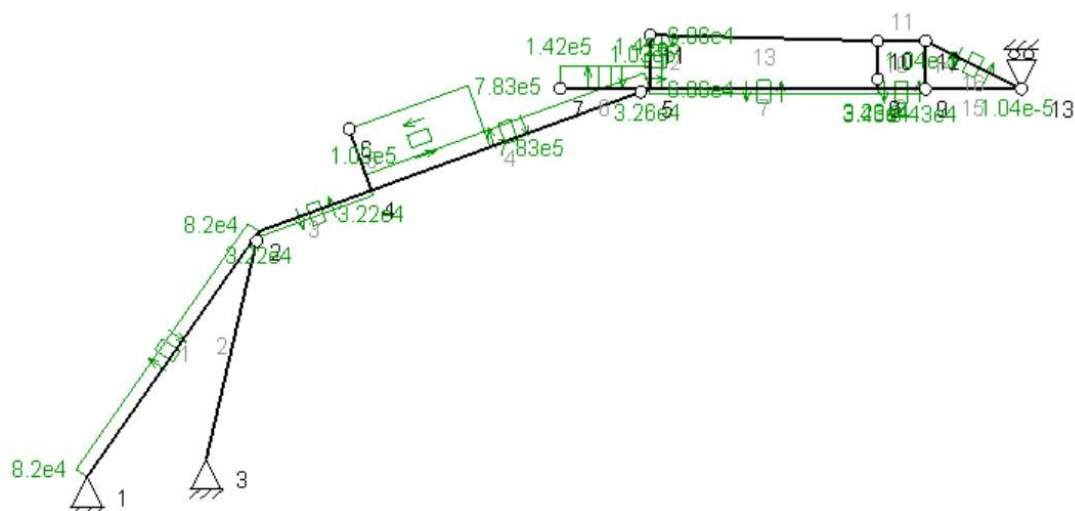
Un cilindro que se encuentre en posición *neutro* no deberá soportar una fuerza superior a que sería capaz de desarrollar, es decir, el resultado de la presión del fluido por la superficie del cilindro.

Si el esfuerzo axial es superior el cilindro cederá y por ello no se podrá alcanzar el equilibrio en esa determinada posición. Esta situación, en la que el cilindro no es capaz de soportar un esfuerzo axial conllevará declarar la hipótesis nula.

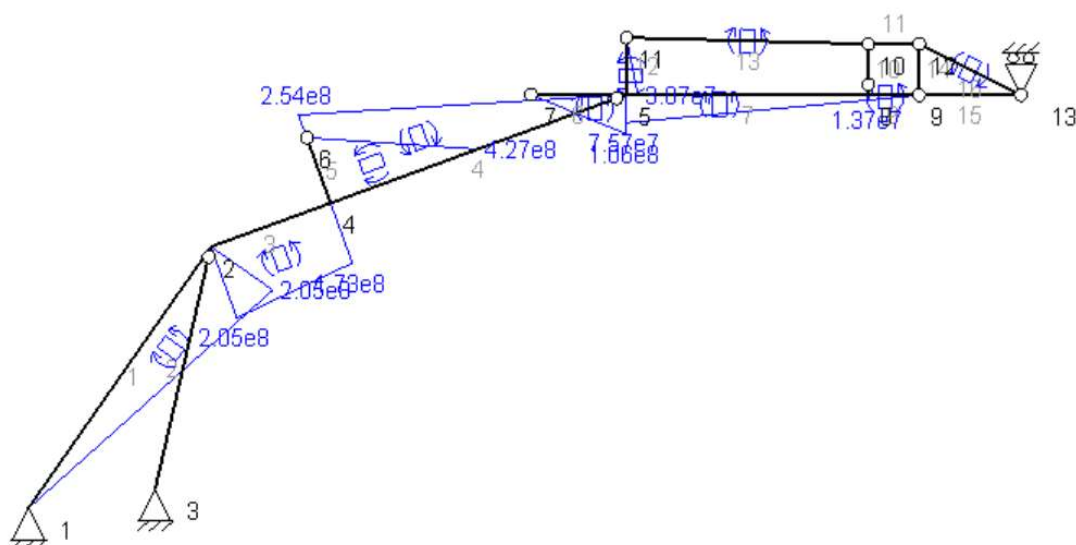
2.4.1. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 1

En esta segunda posición y en la primera hipótesis de carga se activa el cilindro número 2 mientras que el cilindro número 3 actúa como una viga transmitiendo el axil entre los puntos extremos de la misma.



CORTANTES (N)

MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



HIPÓTESIS NÚMERO 1	
CILINDRO	AXIL (N)
1	271290
2	-794 430
3	-68602

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)	34308
---------------------------------	-------



ANEXOS

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

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	794670	102620	0
	B	794670	102620	-51550435
2	C	794670	102620	-51550435
	D	794670	102620	-254070000
3	E	11734	-32239	172650000
	F	11734	-32239	204890000
4	G	-223430	81956	204890000
	H	-223430	81956	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	68578	-34308	0
	J	68578	-34308	13723000
2	K	68529	-32608	13723000
	L	68529	-32608	75666000
3	M	-781670	141810	106360000
	N	-781670	141810	0

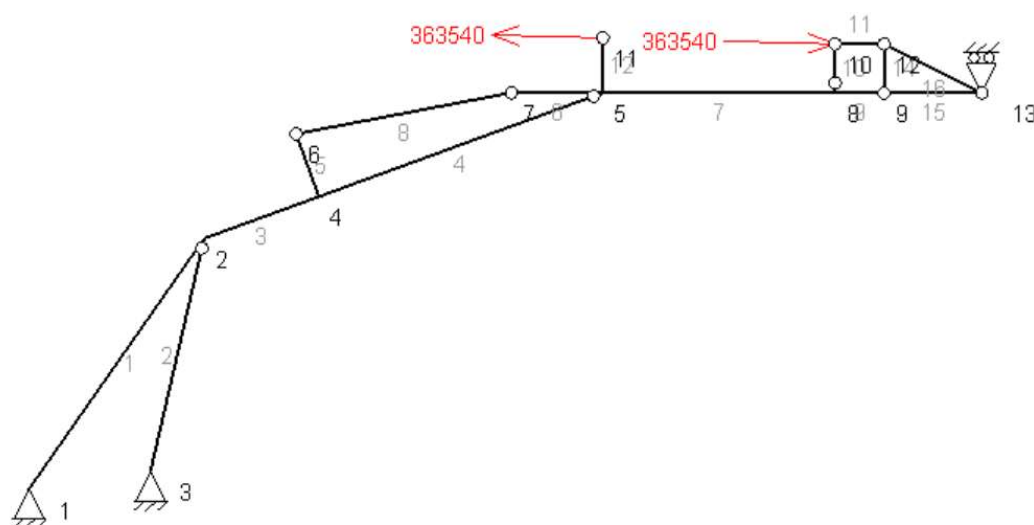
ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-1805
Barra 5	-68578

Conclusión:

Esta hipótesis es válida pues como se ha demostrado todos los cilindros soportan cargas axiles menores o iguales a su valor límite.

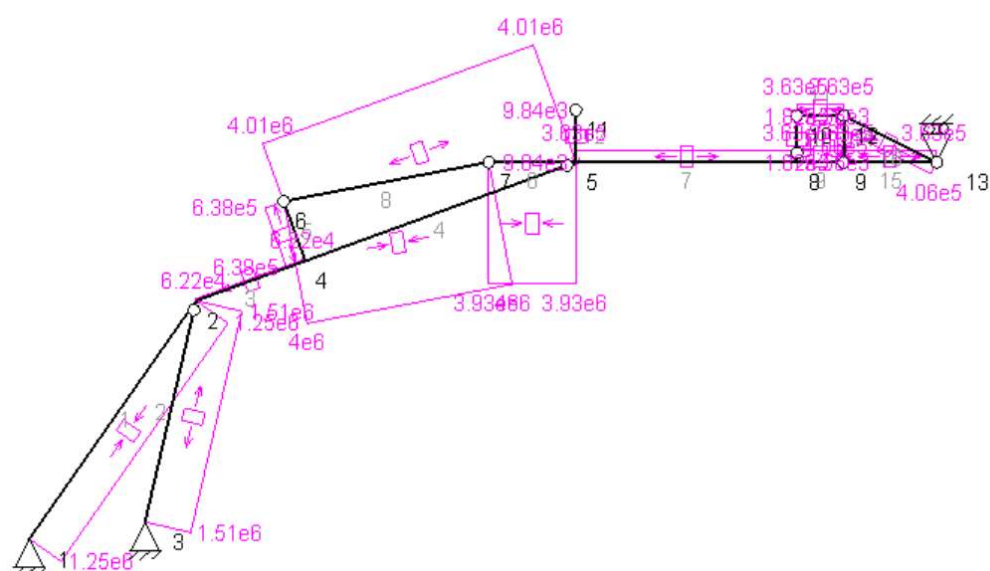
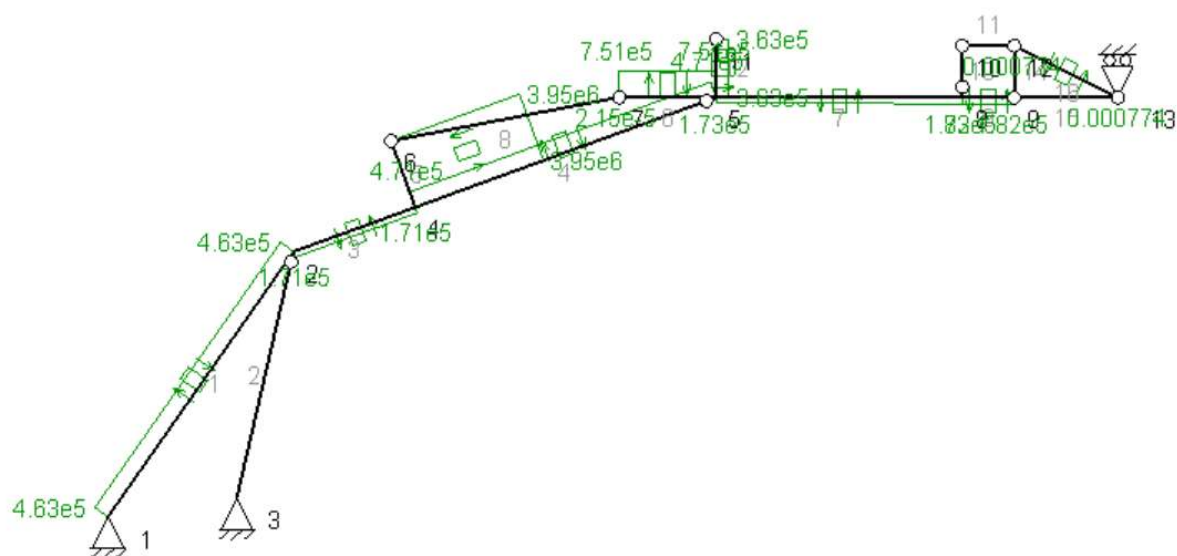
2.4.2. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 2

En este caso es el cilindro 3 el que ejerce la fuerza correspondiente y es el cilindro 2 el que transmite el esfuerzo axil entre los puntos 6 y 7 del modelo de MEFL.



ANEXOS

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

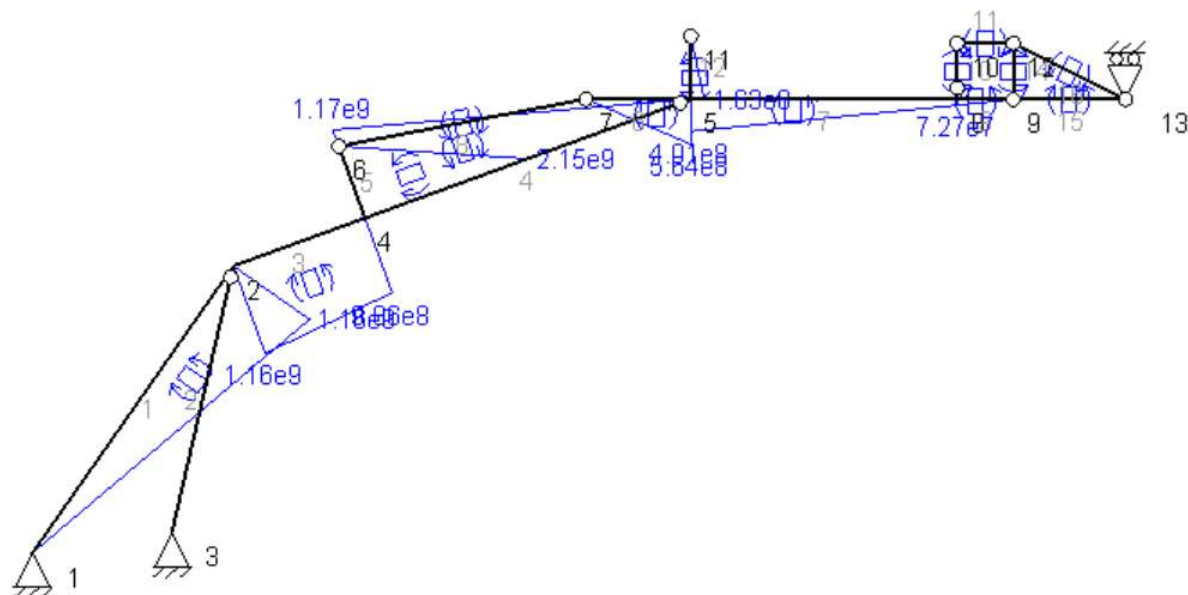
AXILES (N)**CORTANTES (N)**



ANEXOS

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

MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



HIPÓTESIS NÚMERO 2	
CILINDRO	AXIL (N)
1	1514000
2	-4001200
3	363540

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)
181810

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	A	4011800	471000	0
	B	4011800	471000	-236600000
2	C	4011800	471000	-236600000
	D	4011800	471000	-1166100000
3	E	62180	-170850	986460000
	F	62180	-170850	1157300000
4	G	-1254800	462920	1157300000
	H	-1254800	462920	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N·mm)
1	I	363150	-181810	0
	J	363150	-181810	72724000
2	K	363150	-172800	72724000
	L	363150	-172800	400980000
3	M	-3930000	752540	563610000
	N	-3930000	752540	0

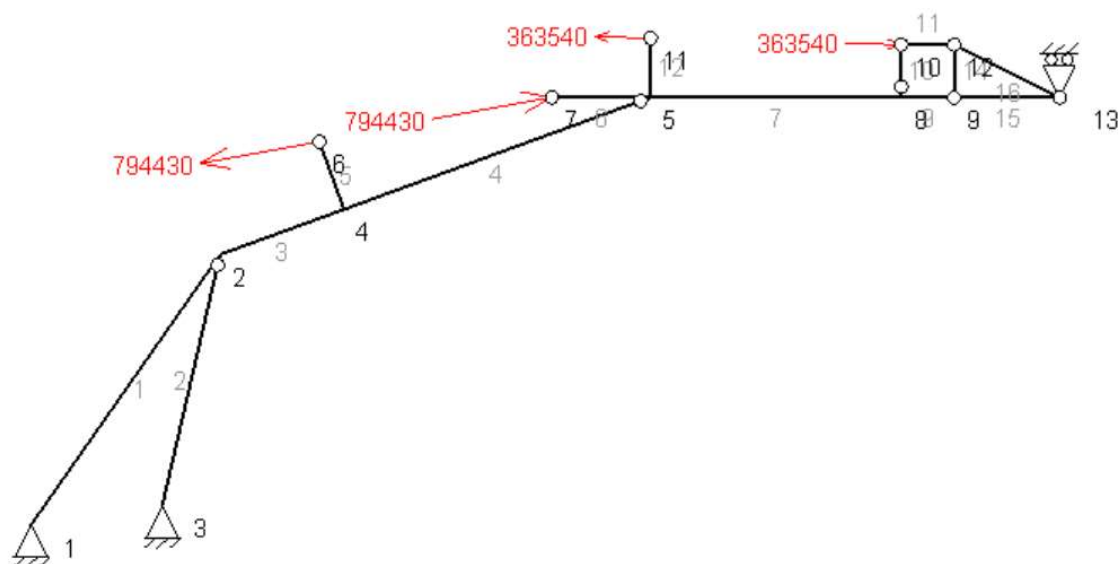
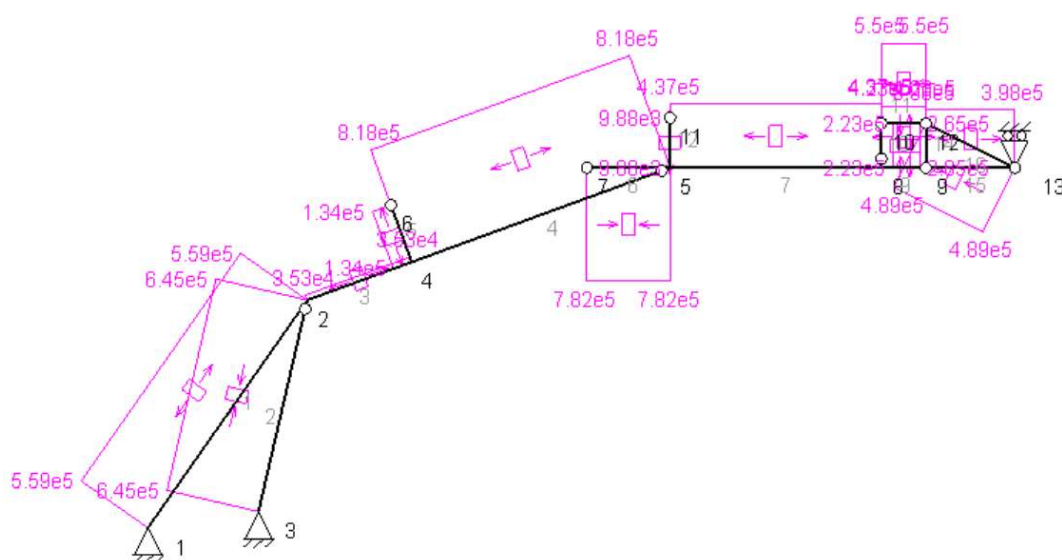
ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-9561
Barra 5	-363410

Conclusión:

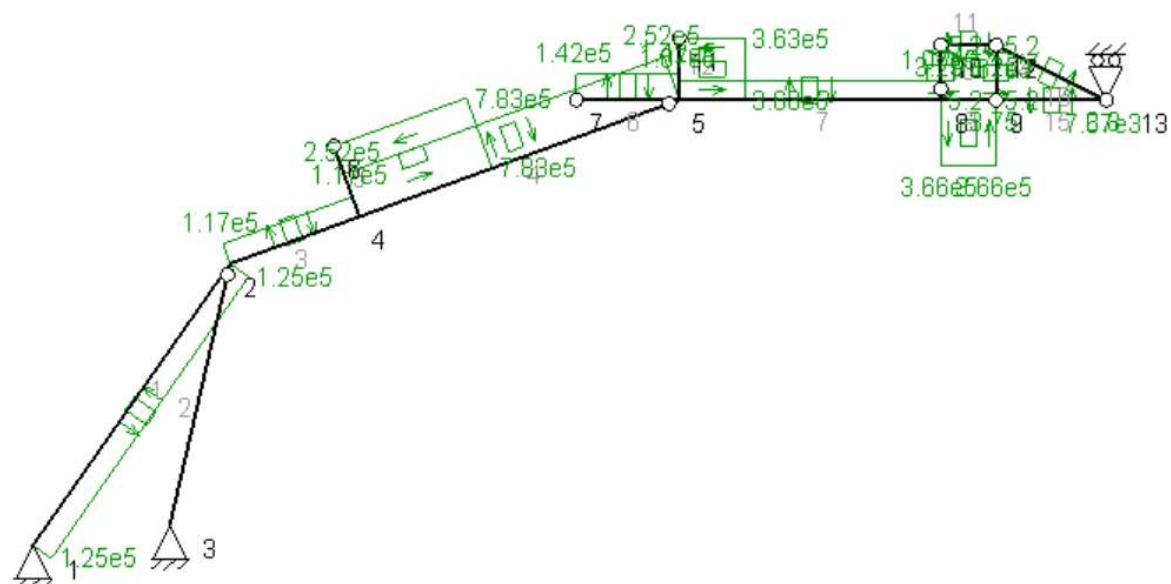
Como se puede observar el valor del esfuerzo axial del cilindro 2 y del cilindro 3 son superiores a las fuerzas que son capaz de desarrollar los cilindros seleccionados para las posiciones base, por tanto, esta hipótesis de carga debe considerarse nula.

2.4.3. Posición máximo alcance. Hipótesis de carga 3

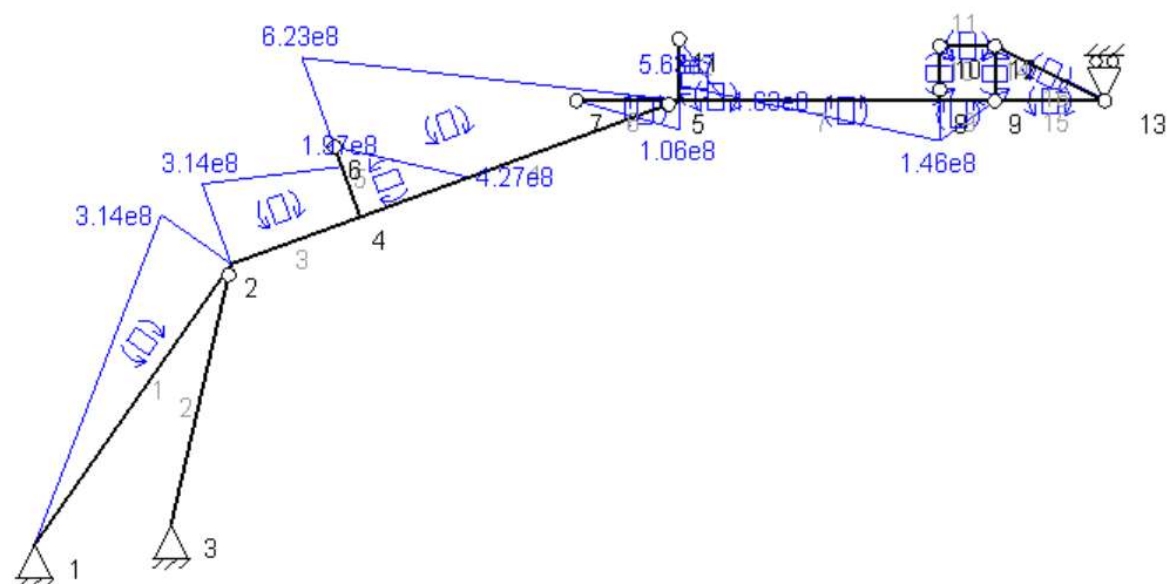
En este caso se activan simultáneamente los cilindros 2 y 3 al máximo.

**AXILES (N)**

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



HIPÓTESIS NÚMERO 3	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-644580
2	-794 000
3	-363540



ANEXOS

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

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)

225410

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	818080	251810	0
	B	818080	251810	-126493043
2	C	818080	251810	-126493043
	D	818080	251810	-623430000
3	E	35287	116930	-196720000
	F	35287	116930	-313650000
4	G	559470	-125460	-313650000
	H	559470	-125460	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	423090	-366020	0
	J	423090	-366020	146410000
2	K	436710	106700	146410000
	L	436710	106700	-56277000
3	M	-781670	151350	106360000
	N	-781670	151350	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)

Barra 3	-265220
Barra 5	-549950

Conclusión:

Dado que, los cilindros deben desarrollar una fuerza inferior al valor límite, se considera que la hipótesis de carga es válida en ese aspecto, pero analizando la estabilidad del conjunto, se concluye que sería necesario un contrapeso de 14.9 Tm situado a 3 metros del punto A en dirección opuesta al cazo.

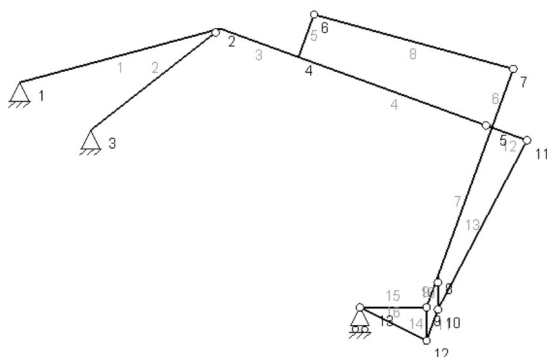
Además, el valor del cilindro 1, se encontraría dentro del límite, pero con una mayoración realizada del 22% en vez del 30%.

Por ello, finalmente se considera esta hipótesis como nula.



ANEXOS

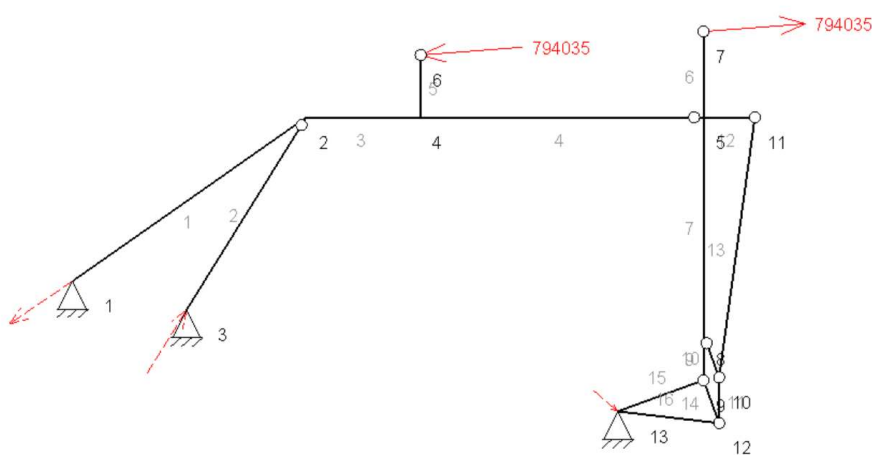
ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 KN



HIPÓTESIS	CILINDRO	FUERZA (N)
4	2 (PLUMA)	-794 430
	3 (BRAZO)	Neutro
5	3 (PLUMA)	Neutro
	4 (BRAZO)	-363 540
6	4 (PLUMA)	-794 430
	5 (BRAZO)	-363 540

2.5.1. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 4

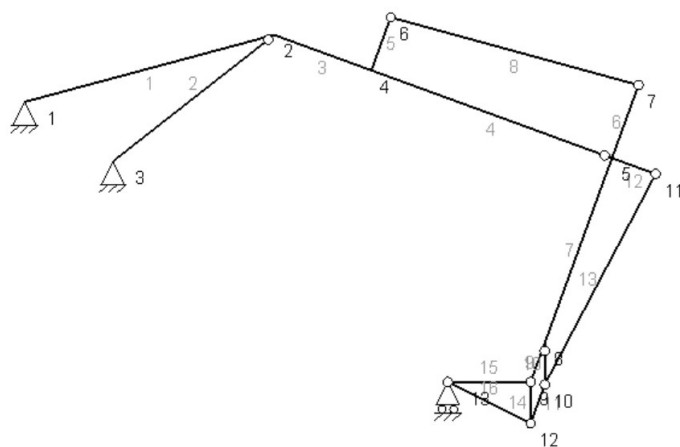
La fuerza que se calcula en la punta del cazo corresponde a la componente perpendicular respecto a la barra que une los puntos 9 y 13.



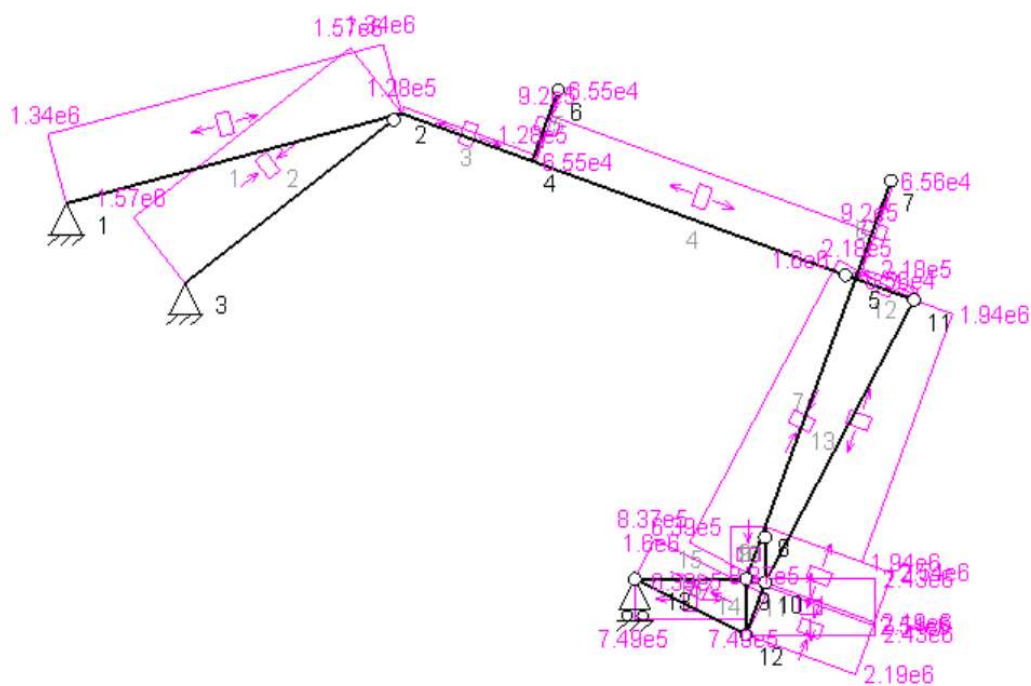


ANEXOS

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



AXILES (N)

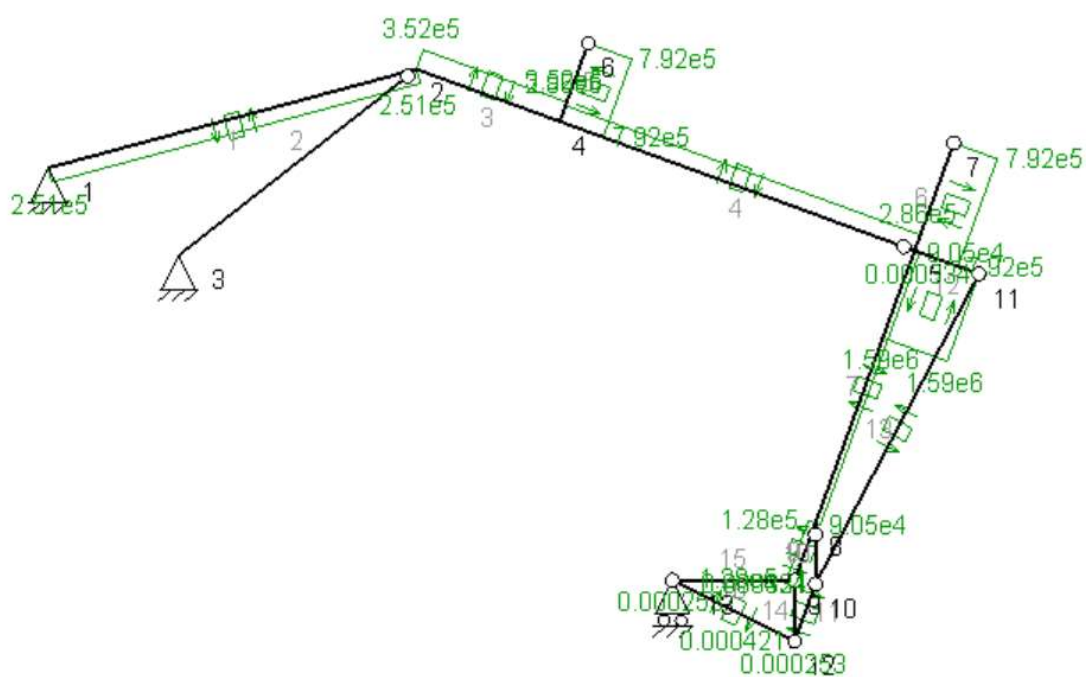




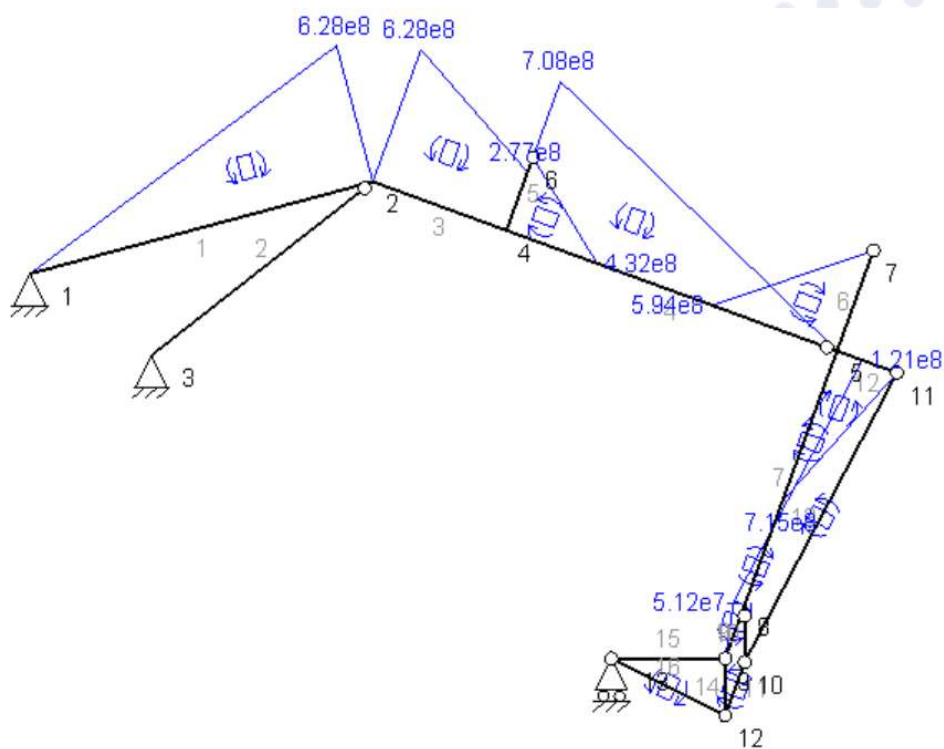
ANEXOS

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

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 4	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-1566000
2	-794 430
3	-1603200

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)
-374270

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	919730	286120	0
	B	919730	286120	-143678551
2	C	919730	286120	-143678551
	D	919730	286120	-708130000
3	E	128020	351700	-276620000
	F	128020	351700	-628330000
4	G	1344200	-251330	-628330000
	H	1344200	-251330	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	2540400	-128000	0
	J	2540400	-128000	51201000
2	K	1939900	90527	51201000
	L	1939900	90527	-120800000
3	M	65612	791720	593820000
	N	65612	791720	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-639020
Barra 5	-2188700

Conclusión:

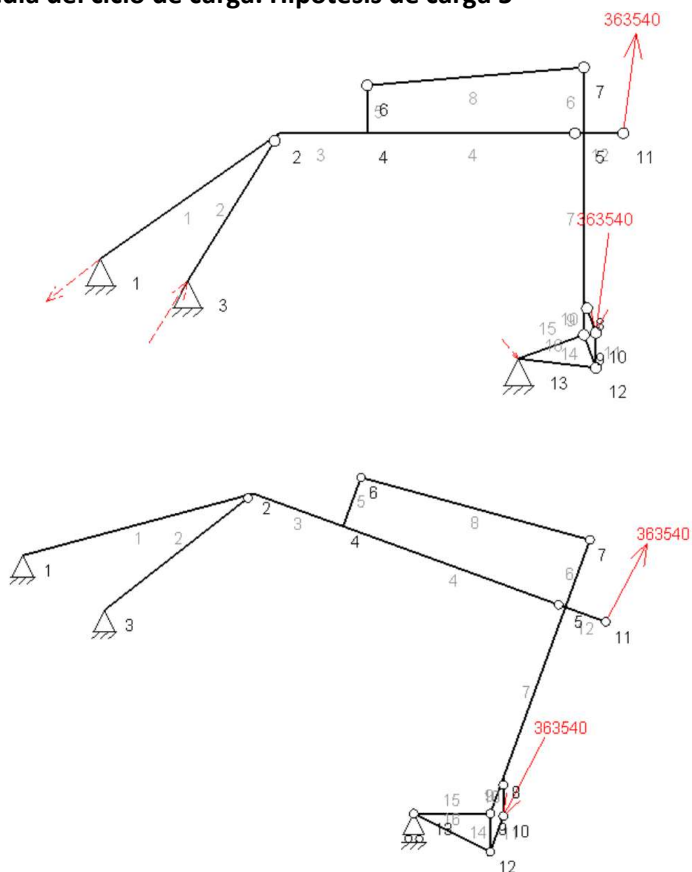
Como se puede observar los valores del esfuerzo axil del cilindro 1 y del cilindro 3 son superiores a la fuerza que son capaces de desarrollar cada uno de ellos, por tanto, esta hipótesis debe ser considerada como nula.



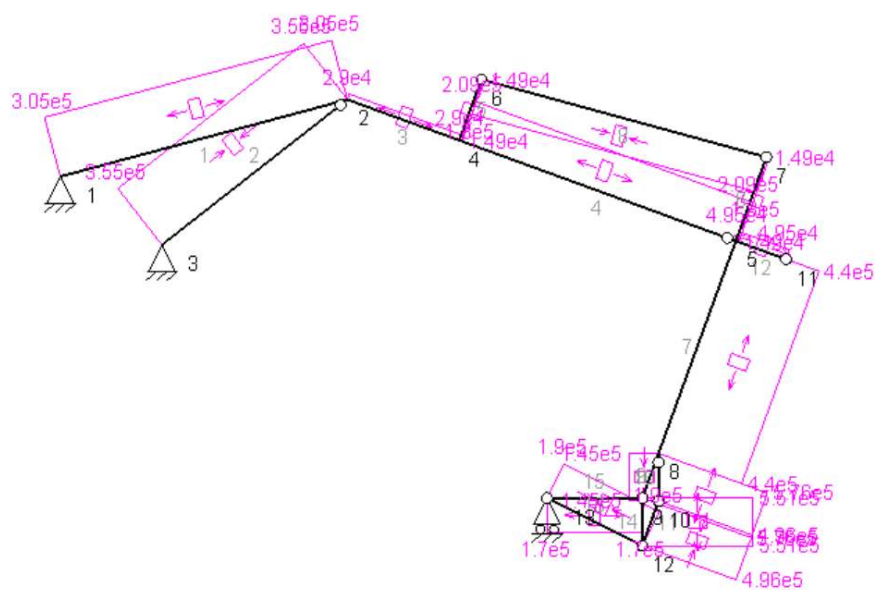
ANEXOS

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

2.5.2. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 5



AXILES (N)

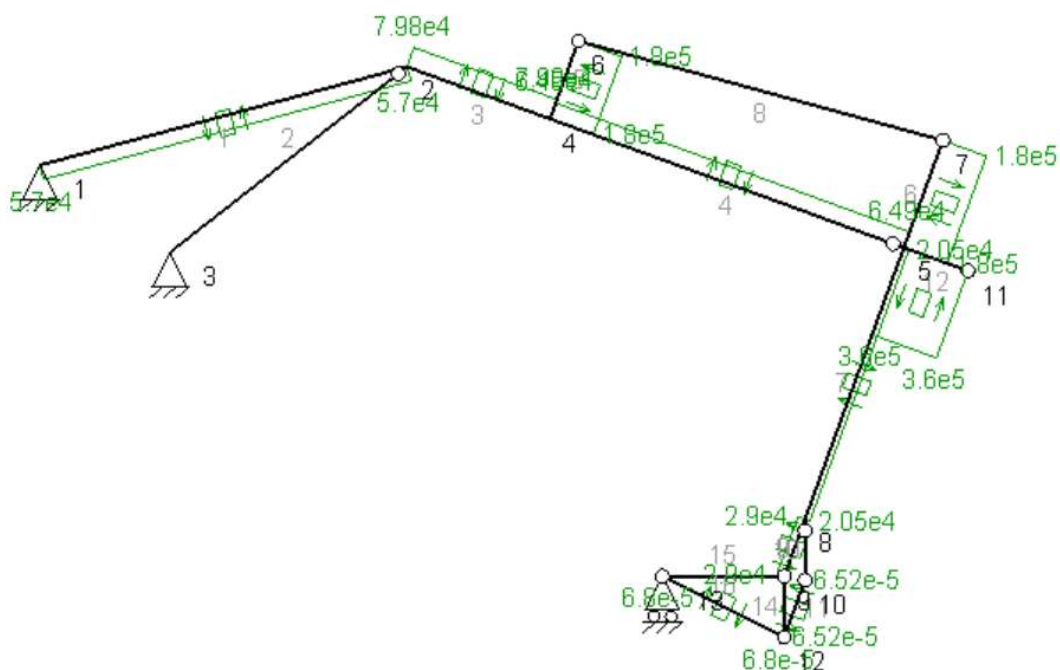




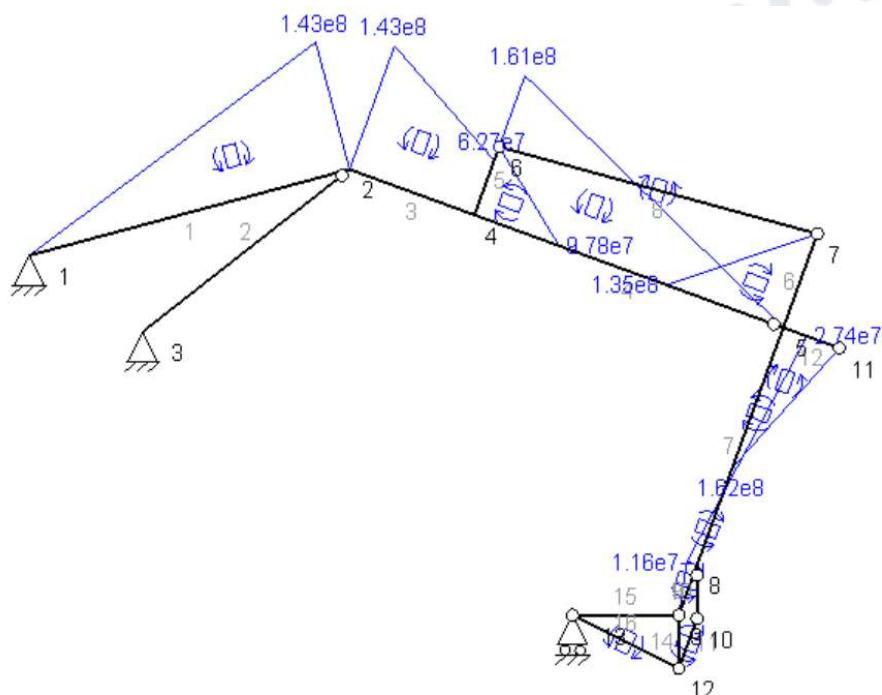
ANEXOS

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

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)





ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 5	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-355130
2	-180120
3	-363 540

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
-84873

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	208540	64885	0
	B	208540	64885	-32583478
2	C	208540	64885	-32583478
	D	208540	64885	-160590000
3	E	29030	79754	-62750000
	F	29030	79754	-142510000
4	G	304840	57002	-142510000
	H	304840	57002	0

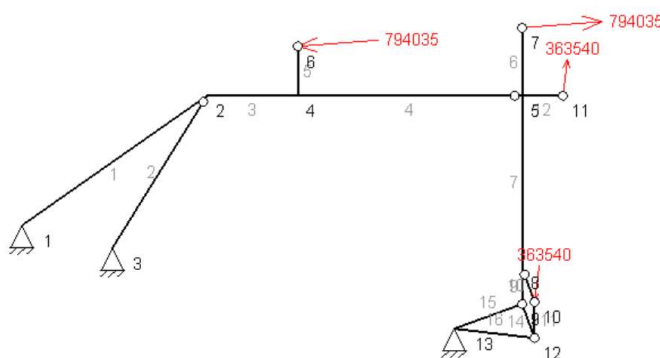
SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	576090	-29027	0
	J	576090	-29027	11611000
2	K	439900	20535	11611000
	L	439900	20535	-27405000
3	M	14876	179510	134640000
	N	14876	179510	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-144930
Barra 5	-496340

Conclusión:

Como se puede observar, los valores del esfuerzo axil de todos los cilindros hidráulicos son iguales o menores a los valores máximos fijados. Por ello, esta hipótesis de carga se considera válida.

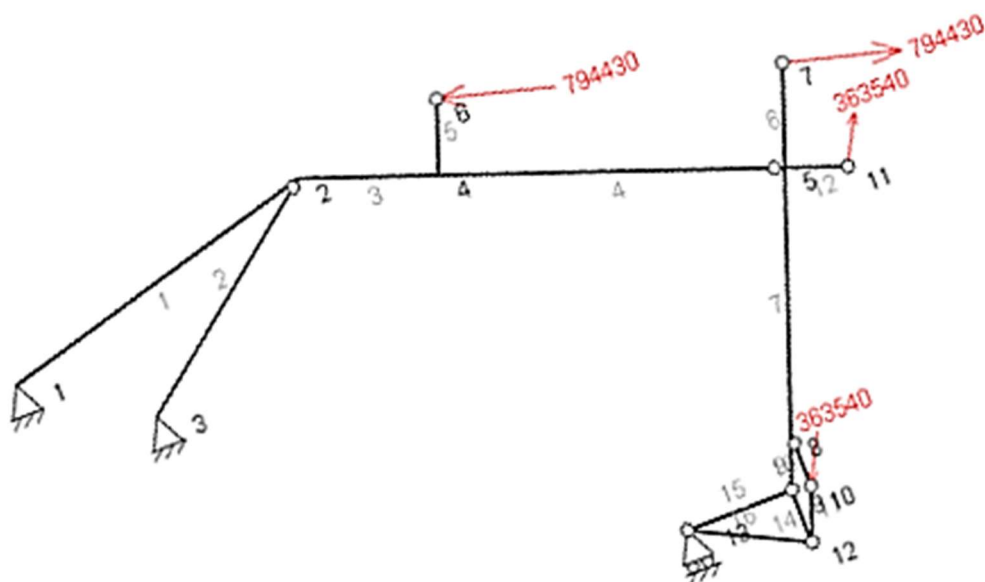
2.5.3. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 6



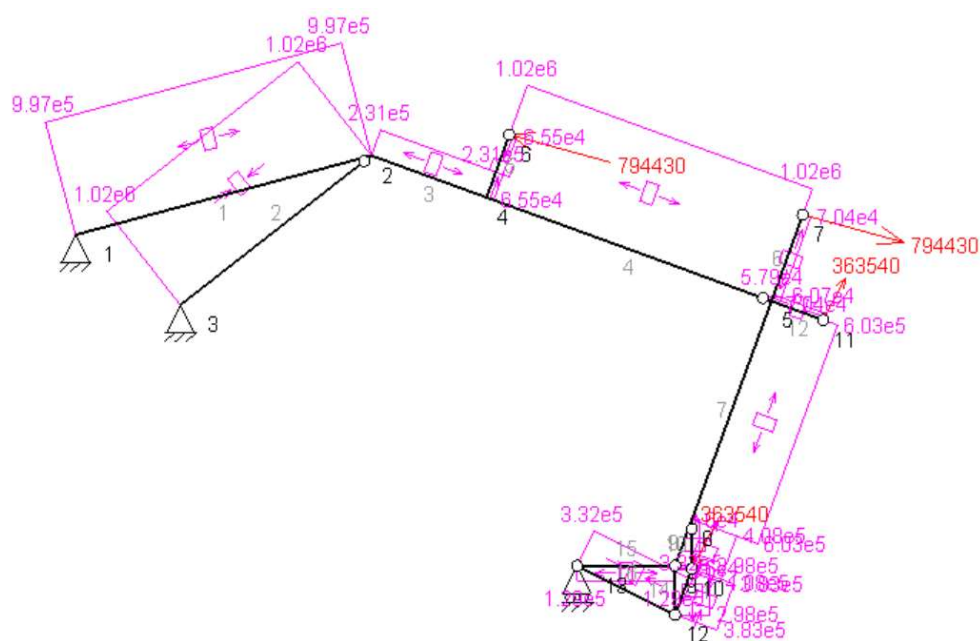


ANEXOS

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



AXILES (N)

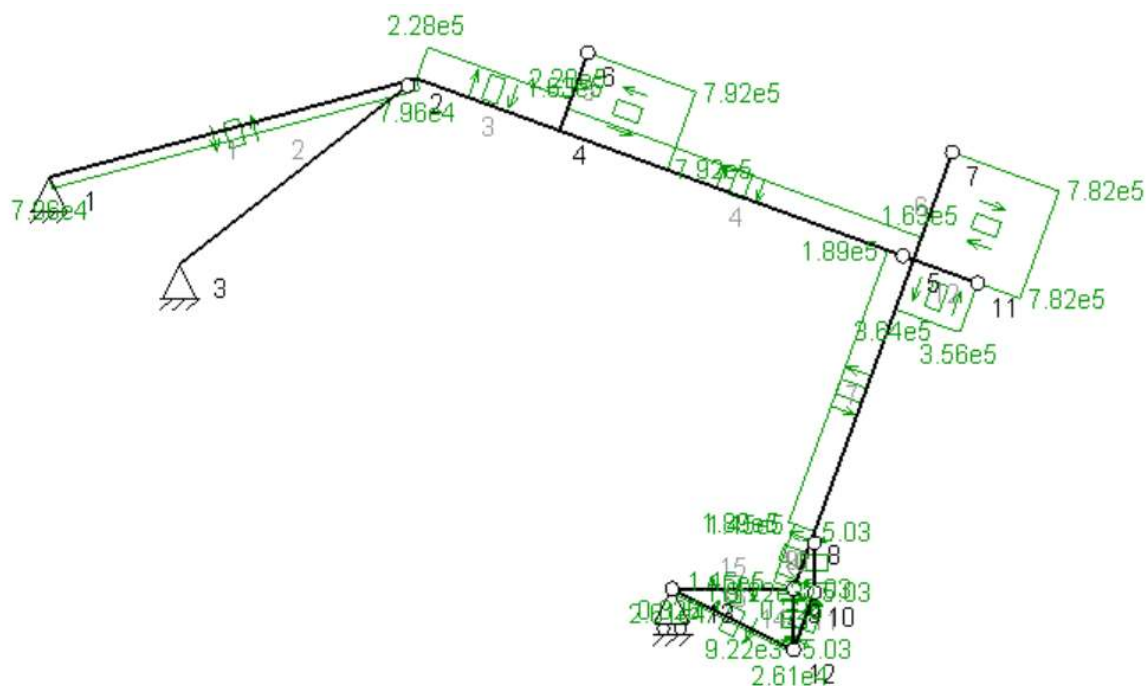




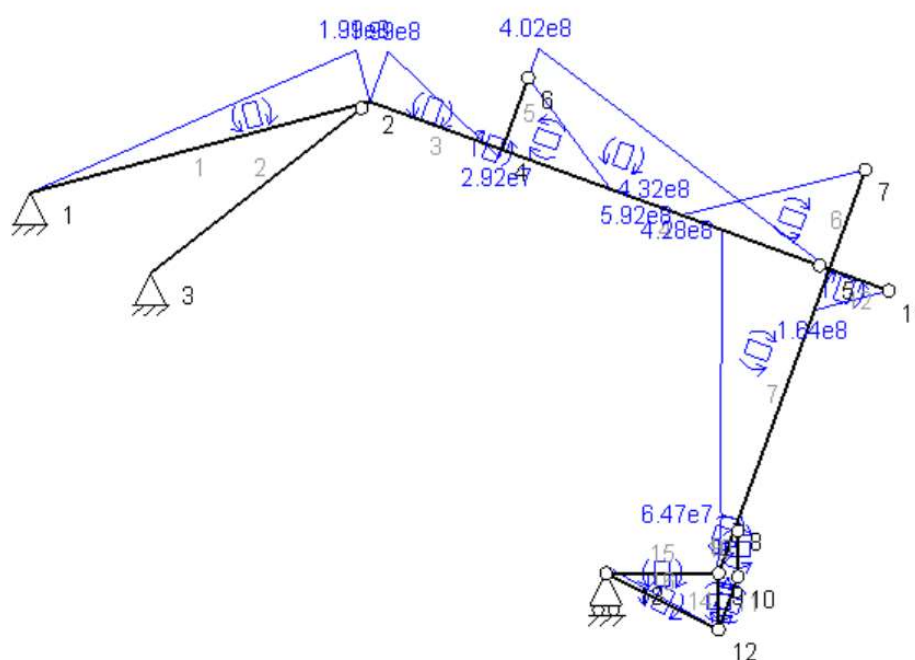
ANEXOS

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

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 6	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-1020100
2	-794 430
3	-363 540

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)
-125150

SECCIONES DE LA PLUMA				
	SECCIÓN	AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	1023100	162560	0
	B	1023100	162560	-81634203
2	C	1023100	162560	-81634203
	D	1023100	162560	-402340000
3	E	231410	228140	29165000
	F	231410	228140	-198980000
4	G	997400	-79593	-198980000
	H	997400	-79593	0

SECCIONES DEL BRAZO				
	SECCIÓN	AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	495820	-226230	0
	J	495820	-226230	90493000
2	K	367570	-179510	90493000
	L	367570	-179510	431550000
3	M	60602	791720	593790000
	N	60602	791720	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	59968
Barra 5	-383220

Conclusión:

Como se puede observar, el valor del esfuerzo axil del cilindro 1 es superior a la fuerza que es capaz de desarrollar, por tanto, esta hipótesis debe ser considerada como nula.

2.6. Posición final del ciclo de trabajo

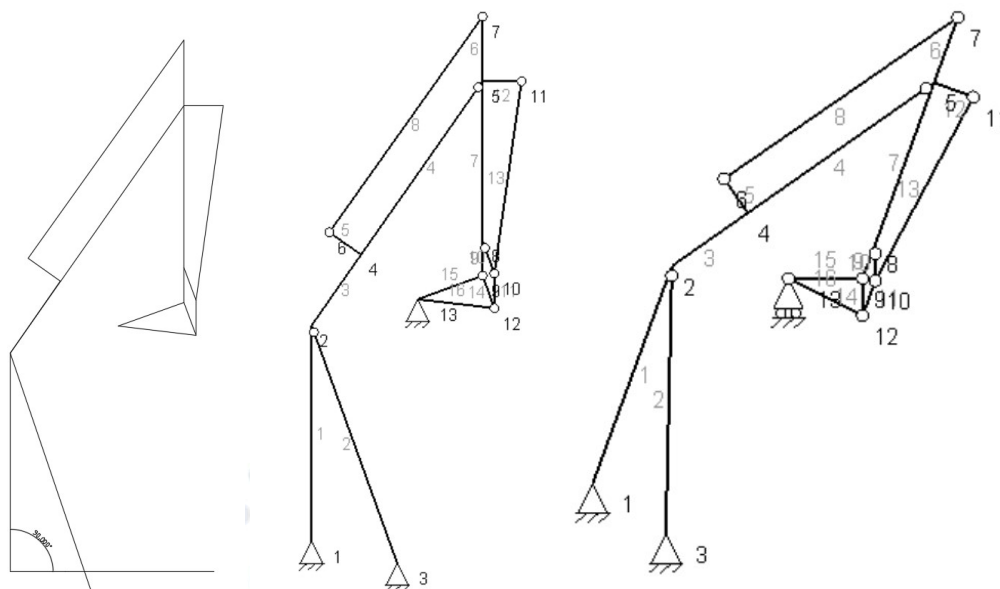
En la posición se busca determinar la máxima fuerza que se puede desarrollar con el conjunto del brazo recogido al máximo, a la par de buscar los esfuerzos máximos en los componentes para el correspondiente dimensionado de las piezas.

En la tabla 2.13 se resume la posición al final del recorrido del ciclo de trabajo en función de los tres ángulos principales que determinan la posición de todos los componentes.

POSICIÓN CON BRAZO Y CAZO RECOGIDOS	
$\Phi(^{\circ})$	90
$\gamma(^{\circ})$	-90
$\tau(^{\circ})$	20

Tabla 2.13. Valores de los ángulos para la posición final del ciclo de trabajo

Esta posición queda representada de manera simplificada de la siguiente manera en las siguientes imágenes.

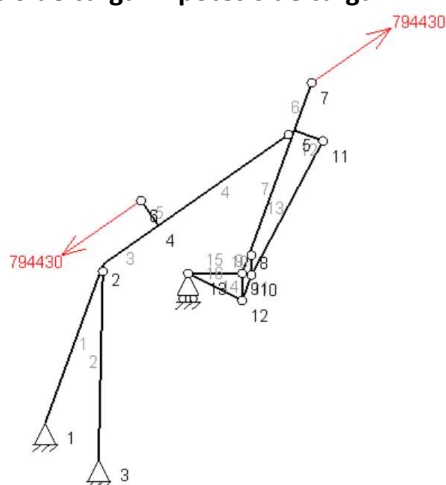
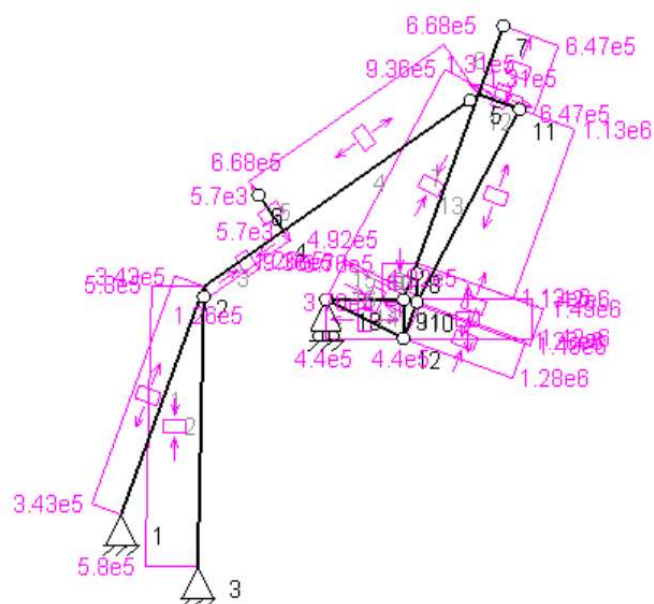


Igual que para las posiciones 2 y 3, se procede a elaborar tres hipótesis distintas activando los cilindros y comprobando que el resto de ellos es capaz de soportar los esfuerzos axiales.

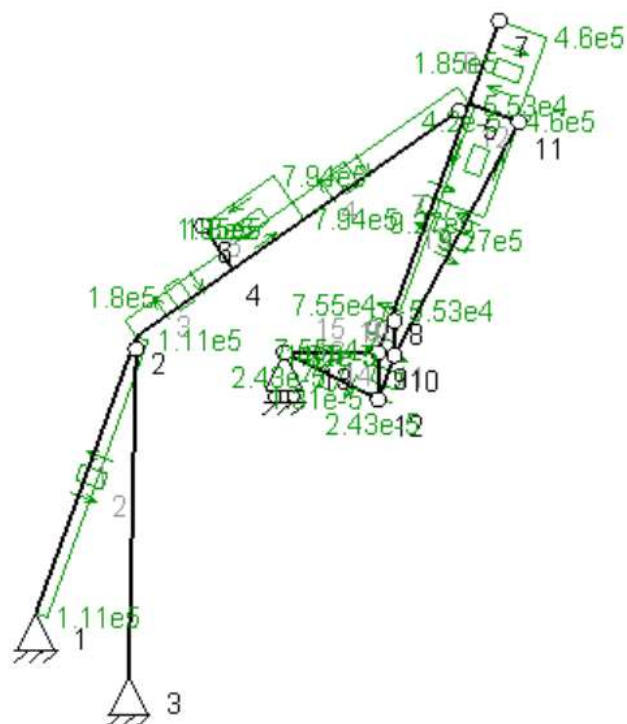
HIPÓTESIS	CILINDRO	FUERZA
7	2 (PLUMA)	794 430
	3 (BRAZO)	Neutro
8	3 (PLUMA)	Neutro
	4 (BRAZO)	363 540
9	4 (PLUMA)	794 430
	5 (BRAZO)	363 540

Tabla 2.14. Planteamiento de las hipótesis 7, 8 y 9.

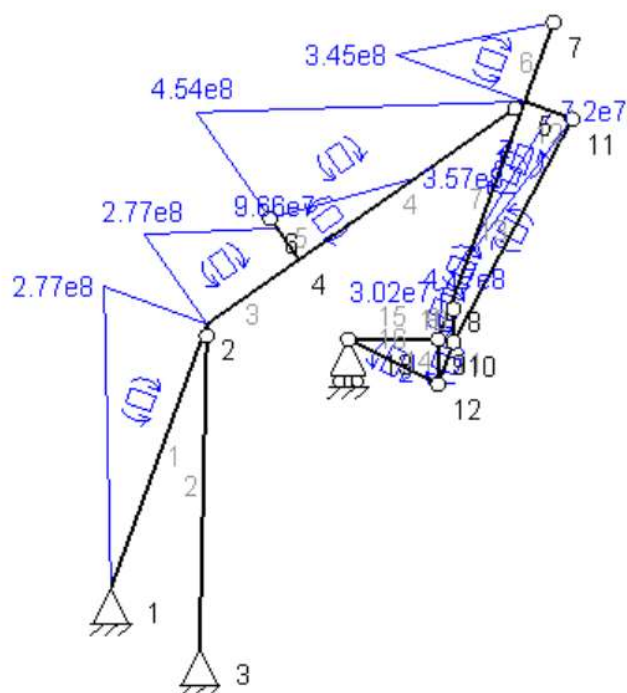
2.6.1. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 7

**AXILES (N)**

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)





ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 7	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-579960
2	-794 430
3	-936320

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)
-219860

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	668310	185230	0
	B	668310	185230	-92077391
2	C	668310	185230	-92077391
	D	668310	185230	-453810000
3	E	-126090	180110	-96554000
	F	-126090	180110	-276660000
4	G	342770	-22868	-276660000
	H	342770	-22868	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	329310	-134360	0
	J	329310	-134360	30204000
2	K	239620	-101830	30204000
	L	239620	-101830	-72044000
3	M	647430	460380	345200000
	N	647430	460380	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-376420
Barra 5	-1280900

Conclusión:

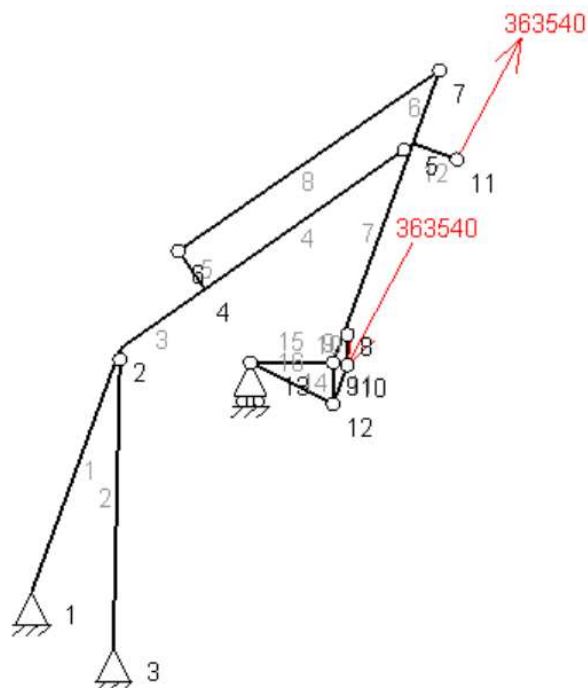
Como se puede observar, el valor del esfuerzo axil del cilindro 3 es superior a la fuerza que es capaz de desarrollar, por tanto, esta hipótesis debe ser considerada como nula.



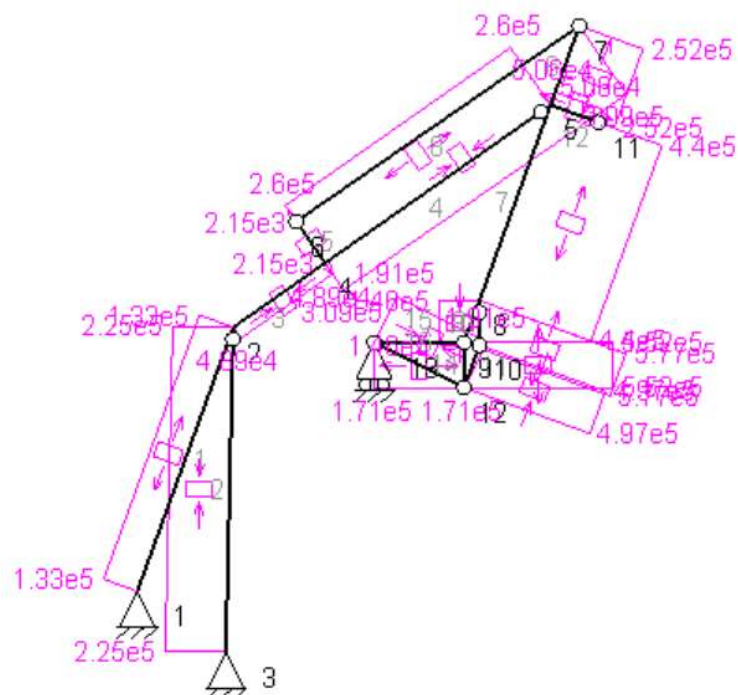
ANEXOS

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

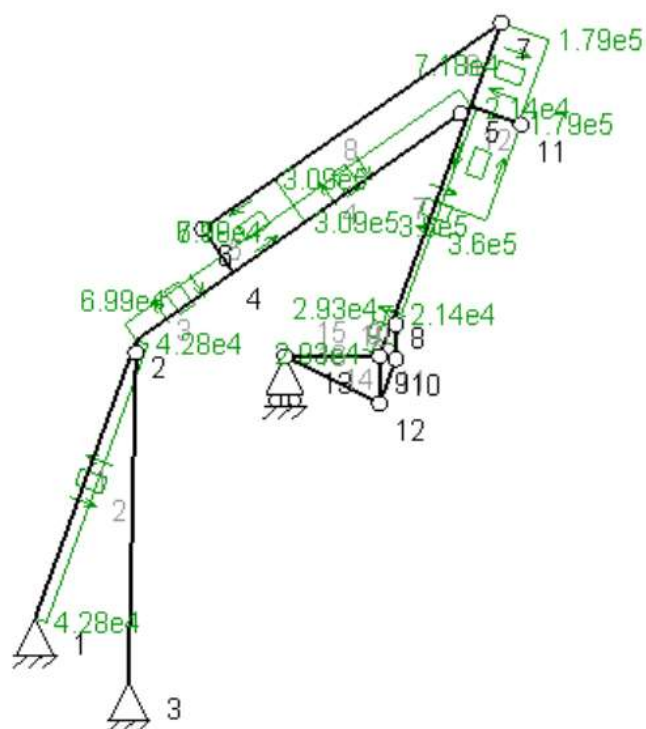
2.6.2. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 8



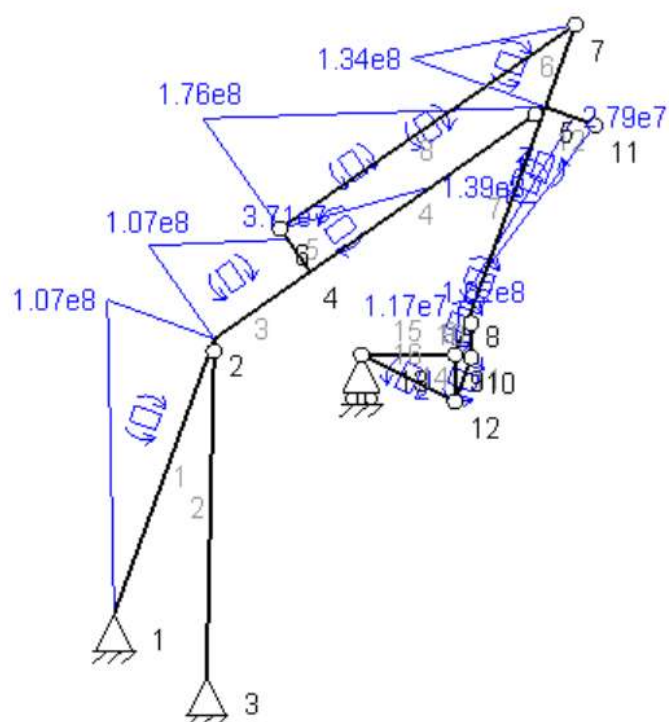
AXILES (N)



CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 8	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-224680
2	-308770
3	-363 540

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO (N)
-85336

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	259810	71832	0
	B	259810	71832	-35708116
2	C	259810	71832	-35708116
	D	259810	71832	-175990000
3	E	-48940	69907	-37134000
	F	-48940	69907	-107040000
4	G	132640	-42816	-107040000
	H	132640	-42816	0

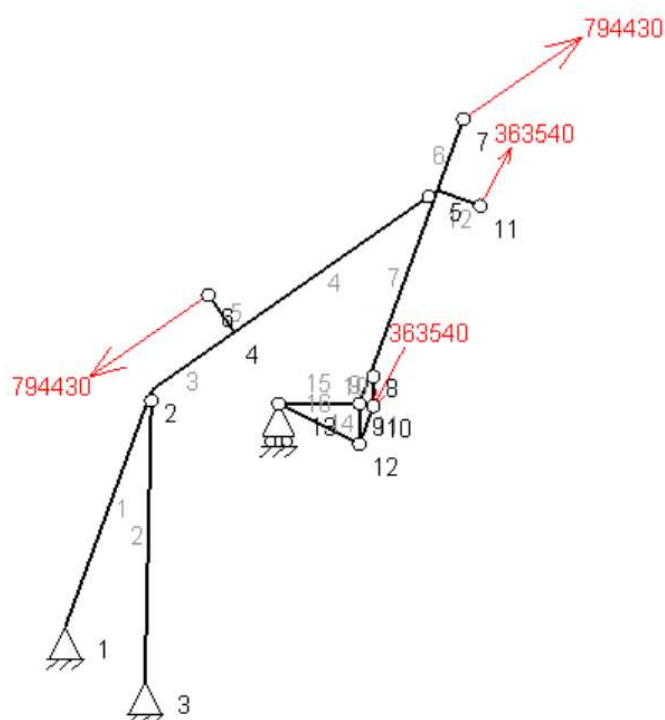
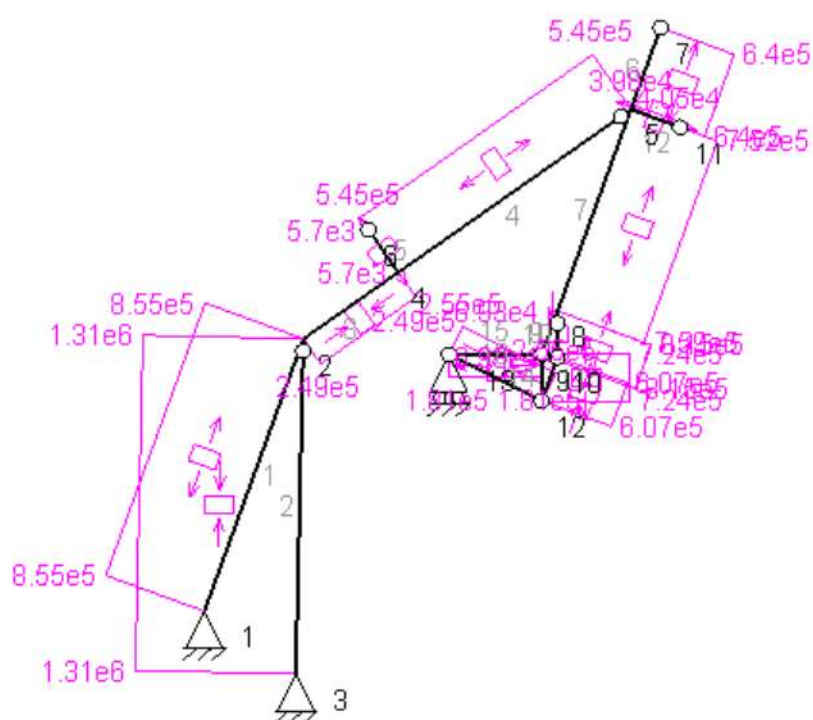
SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	577320	-29295	0
	J	577320	-29295	11723000
2	K	440190	21407	11723000
	L	440190	21407	27879000
3	M	251670	178880	134130000
	N	251670	178880	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-145970
Barra 5	-497170

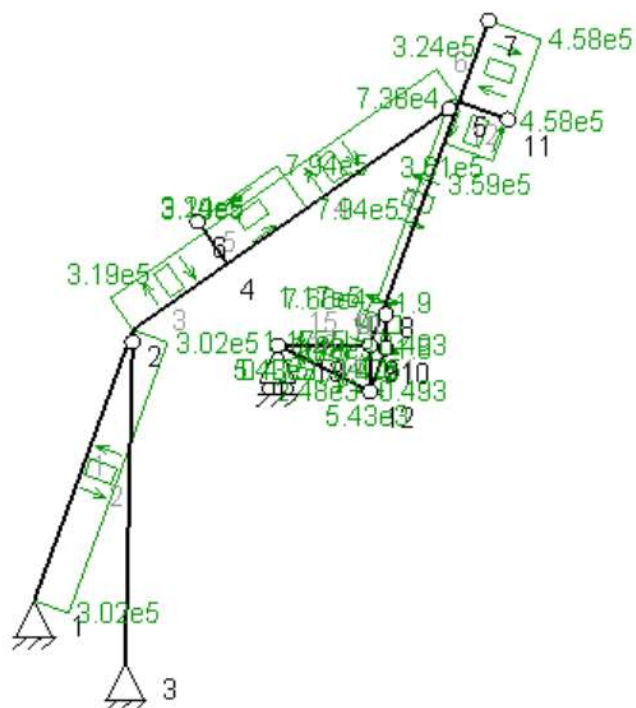
Conclusión:

Como se puede observar los valores del esfuerzo axil de todos los cilindros hidráulicos son iguales o menores a los valores máximos fijados. Por ello, esta hipótesis de carga se considera válida.

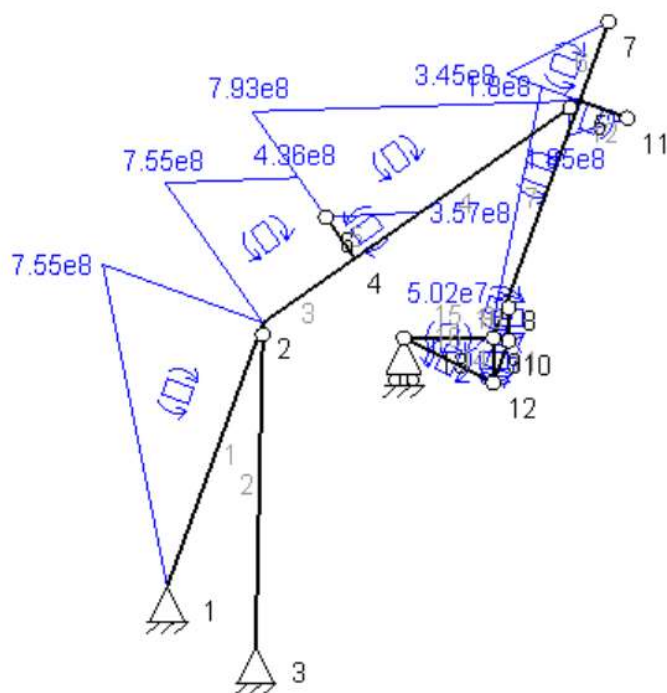
2.6.3. Posición intermedia del ciclo de carga. Hipótesis de carga 9

**AXILES (N)**

CORTANTES (N)



MOMENTOS FLECTORES (N·mm)



ANEXOS

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

HIPÓTESIS NÚMERO 9	
CILINDRO	AXIL (N)
1	-1311000
2	-794 430
3	-363 540

FUERZA EN LA PUNTA DEL CAZO
-109080

SECCIONES DE LA PLUMA				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	A	545270	323850	0
	B	545270	323850	-160983768
2	C	545270	323850	-160983768
	D	545270	323850	-793420000
3	E	-249120	127180	-436170000
	F	-249120	318740	-754900000
4	G	854950	-301960	-754900000
	H	854950	-301960	0

SECCIONES DEL BRAZO				
SECCIÓN		AXIL (N)	CORTANTE (N)	FLECTOR MÁXIMO (N-mm)
1	I	814570	-117360	0
	J	814570	-117360	50226000
2	K	751510	-73791	50226000
	L	751510	-73791	179880000
3	M	639580	461130	345300000
	N	639580	461130	0

ESFUERZO AXIL BARRAS 3 Y 5 (N)	
Barra 3	-69280
Barra 5	-606840

Conclusión:

Como se puede observar, el valor del esfuerzo axil del cilindro 1 es superior a la fuerza que es capaz de desarrollar, por tanto, esta hipótesis debe ser considerada como nula.



2.7. Resumen de valores máximos de esfuerzos

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.

En esta recopilación de datos, se ha tenido en cuenta que, por norma general, un momento flector elevado genera mayores tensiones en una sección que un axil.

Por lo que, la hipótesis más desfavorable en cada sección será aquella cuyo momento flector sea máximo y, en valores muy próximos, se tendrá en cuenta el axil en la sección a diseñar.

Para el caso de las barras 3 y 5, el esfuerzo máximo es únicamente a tracción o compresión, por lo que solo se tendrá en cuenta el valor máximo para su dimensionamiento en el anexo III.

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 2.15.

SECCIONES IDÉNTICAS POR CONTINUIDAD		
C	=	B
D	=	E
F	=	G
L	=	M
J	=	K

Tabla 2.15. Secciones idénticas por continuidad

En las tablas 2.16, 2.17 y 2.18 se muestran los valores de dicho resumen de esfuerzos para cada sección de la pluma, brazo y barras 3 y 5.

ANEXOS

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

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 35º
	B	170,000	0	105,101,449	BASE 20º
2	C				
3	D	170,000	0	518,000,000	BASE 20º
	E				
4	F	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20º
	G				
4	H	304840	57002	0	5

Tabla 2.16. Valores máximos de los esfuerzos en la pluma

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				
3	L	84,332	691,050	518,470,000	BASE 85º
	M				
3	N	-781670	141810	0	1

Tabla 2.17. Valores máximos de los esfuerzos en el brazo

Además, en la tabla 2.18 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 2.18. Valores máximos de los esfuerzos axiales en las barras 3 y 5



ANEXO III. Selección de los cilindros hidráulicos

3.1. Introducción

Teniendo en cuenta el análisis de las distintas posiciones, recogido en el anexo II, se han mayorado las fuerzas a desarrollar por los cilindros para compensar el peso propio del conjunto.

La mayoración realizada para el cilindro 1 es de un 30%, para el cilindro 2 es de un 10% y para el cilindro 3 es de 5%.

Estas fuerzas deben ser desarrolladas por cilindros hidráulicos que satisfagan las condiciones de trabajo tanto a tracción como a compresión. Dichas fuerzas a desarrollar se muestran en la tabla 2,19 estando ya mayoradas.

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 2.19. Valores mayorados de las fuerzas de los cilindros

En la selección de modelos comerciales capaces de desarrollar dicha fuerza, se ha tenido una especial dificultad en encontrar cilindros hidráulicos con valores tan elevados de fuerza a desarrollar con una carrera tan elevada como la de este diseño.

Finalmente, se seleccionaron 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 2.20. se recogen las principales características de trabajo comunes a todos ellos.

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

Tabla 2.20. Características generales de los cilindros

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 respecto 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.

LIEBHERR facilita que los clientes puedan hacer variaciones de sus modelos base si se requiere, por lo que, en ese aspecto y dada la gran longitud de los cilindros en su posición más desfavorable a pandeo, es posible que se necesite aumentar el diámetro del vástago del cilindro respecto al modelo base para evitar su fallo a pandeo.

3.2. Cilindro número 1

3.2.1. Diámetro del pistón

Como se ha expuesto anteriormente, en el caso del cilindro 1, este debe ejercer una fuerza a tracción de, al menos, 215 800 N.

Las imagen 2.22, extraída del catálogo comercial de LIEBHERR, han sido recortadas para facilitar la visualización, y en ellas se observa como el primer cilindro que cumple esa condición tiene un diámetro interior del pistón de 120 mm y diámetros de vástago disponible de 80 y 85 mm.

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K
100	65	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
100	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	85	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
125	80	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240
125	85	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240

Distance bottom head - SAE interface	Minimal installation length**	Min. stroke	Max. stroke	Tube-Ø	Flange ring-Ø	Bearing head-Ø	Area ratio	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	Volume flow at 0.1m/s
L	M _{min}	N _{min}	N _{max}	O	P	R	A _{D/A} Annular	A _D cm ²	A _{Annular} cm ²	Compression kN Tension kN	Extend l/min Retract l/min
70	830	300	1,900	123	132	171	1.73	78.54	45.36	274.89 158.75	47.12 27.21
70	830	300	1,900	123	132	171	1.96		40.06	140.19 24.03	
70	830	300	1,900	129	139	171	1.80	86.59	48.11	303.07 168.37	51.95 28.86
70	830	300	1,900	129	139	171	2.04		42.41	148.44 25.45	
70	830	300	1,900	135	145	171	1.68	95.03	56.55	332.62 197.92	57.02 33.93
70	830	300	1,900	135	145	171	1.87		50.85	177.99 30.51	
70	835	300	1,900	141	153	176	1.74	103.87	59.69	208.92 35.81	62.32 32.16
70	835	300	1,900	141	153	176	1.94		53.60	187.61 32.16	
70	835	300	1,900	147	160	186	1.80	113.10	62.83	219.91 37.70	67.86 33.81
70	835	300	1,900	147	160	186	2.01		56.35	197.23 33.81	
70	835	300	1,900	153	166	186	1.69	122.72	72.45	253.59 43.47	73.63 39.58
70	835	300	1,900	153	166	186	1.86		65.97	230.91 39.58	

Imagen 2.22. Características del cilindro 1

3.2.2. Carrera del cilindro

La longitud máxima del cilindro 1 se mide cuando Φ es igual a 90° , siendo de 2926 mm, y la mínima cuando es 20° , con 1744 mm. La diferencia entre ambas menos la longitud de la parte fija, que es la de instalación, corresponde a la carrera del cilindro.



Por tanto, la variación de longitud de este cilindro es:

$$2926 \text{ mm} - 1744 \text{ mm} = 1182 \text{ mm}$$

Se comprueba que la carrera está disponible para el modelo base. Para el cilindro 1, la carrera máxima disponible es de 1800 mm. Además, se ha de tener en cuenta que la longitud de las partes fijas, es decir, las que no son computables a la carrera del cilindro, se determina mediante la resta de la longitud mínima de instalación menos el valor de la carrera mínima.

Para este cilindro las partes fijas, e invariables, tienen una longitud de 535 mm.

En la siguiente ecuación se demuestra que el cilindro seleccionado cumple los requisitos en cuanto a la longitud del cilindro se refiere.

$$L_{\text{máx}} - (M_{\text{mín}} - N_{\text{mín}}) \leq 2 \cdot N_{\text{máx}} \rightarrow 2926 \text{ mm} - (835 - 300) = 2391 \text{ mm} < 2 \cdot 1800 \text{ mm}$$

El valor de N , correspondiente al valor de la carrera y se calcula a continuación:

$$L_{\text{máx}} - (M_{\text{mín}} - N_{\text{mín}}) \leq 2 \cdot N \rightarrow 2926 \text{ mm} - (835 - 300) = 2391 \text{ mm} = 2 \cdot N \rightarrow N = 1195.5 \text{ mm}$$

3.2.3. Comprobación a pandeo.

En el propio catalogo comercial de LIEBHERR se proporciona una ecuación correspondiente al pandeo por Euler en el apartado "*Calculation of Buckling*".

Calculation of buckling force
as per Euler

$$F_B = \frac{\pi^2 \times E \times I}{v \times L^2 \times 1,000} \text{ [kN]}$$

Siendo:

- E , el módulo elástico del acero, que se nos proporciona con un valor de 210 000 MPa.
- I , la inercia de la sección circular del vástago, siendo esta igual a:
$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \text{ [mm}^4\text{]}$$
- v , el coeficiente de seguridad a pandeo. Entre 3 y 6.
- L , longitud total del cilindro entre pasadores.
- F_B , carga límite de pandeo.



Para el cilindro número 1, se sustituyen los valores con el fin de calcular el coeficiente de seguridad y cumplir que sea de, al menos, 3.

Dado que hay distintas posiciones en las cuales, el cilindro 1 debe vencer o igualar una fuerza determinada se han seleccionado las tres situaciones críticas, que se muestran en la tabla 2.21.

Cabe recordar que en estas situaciones el cilindro se encuentra estático, es decir, el cilindro debe soportar simplemente la fuerza al que está sometido. En las hipótesis de cálculo se ha considerado que los cilindros que deben provocar el movimiento del conjunto sean los otros dos cilindros. Por ello, el cilindro 1 se comporta como una simple viga. Si el cilindro ejerciese una fuerza superior a la considerada en las distintas hipótesis se carga lo que provocaría sería un movimiento del punto L, que une el cilindro 1 con la pluma.

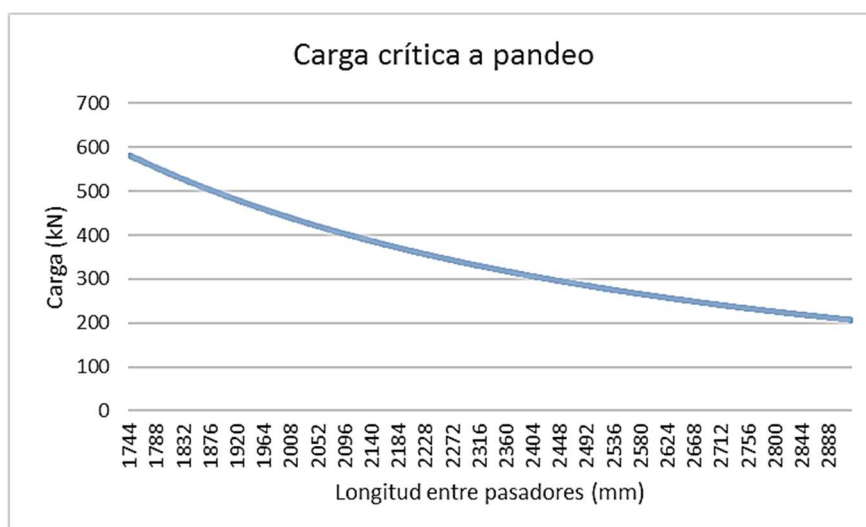
COMPROBACIÓN A PANDEO DEL CILINDRO 1				
Fuerza (N) a compresión	Longitud (mm)	Hipótesis	Diámetro vástago	CS (v)
322 290	1949	3	80	3.4039
			85	4.3380
177 565	1983	5	80	5.9682
			85	7.6061
112 340	2926	8	80	4.3328
			85	5.5218

Tabla 2.21. Fuerzas máximas del cilindro 1 según las hipótesis planteadas

Para cumplir con el factor de seguridad sería necesario un diámetro de vástago de 80 mm.

Sin embargo, en el caso que se quiera activar el cilindro 1 al máximo con una fuerza a compresión de 395 840 N y a la máxima longitud (2926 mm) sería necesario un diámetro de vástago de 100 mm, pues con un vástago de 85 mm el coeficiente de seguridad mínimo sería de 1.56.

En la gráfica 2.1. se puede observar la evaluación de la carga máxima que puede soportar a pandeo en función de la longitud total del cilindro con un vástago de 80 mm de diámetro.



Gráfica 2.1. Evolución de la carga crítica a pandeo del cilindro 1 con un vástago de 80 mm de diámetro

Como se puede observar, los valores de la carga límite son bastante superiores a los valores teóricos de las hipótesis de carga. En su posición más recogida puede desarrollar una fuerza de 582 kN sin pandear, algo que nunca ocurrirá pues sólo puede desarrollar 395.84 kN.

Y en su posición más extendida, puede desarrollar 206 kN, cuando en la hipótesis más desfavorable desarrollaba 112 kN. Por lo que, el cilindro 1 cumple requisitos a diseño, puesto que no se ha encontrado una posición en la cual exista una fuerza que genere una oposición que genere un valor de carga crítica a pandeo

Otra opción, sería encargar un cilindro hidráulico a medida y que funcione con una presión distinta a los otros dos cilindros.

En el caso estudiado, con un vástago de 100 mm, se puede lograr la fuerza buscada a tracción y a compresión la misma que en el cilindro comercial con un diámetro de pistón de 148 mm y una presión de trabajo de 22,9234 MPa.

Esta segunda opción será la escogida debido a que garantiza la seguridad de que, en el caso de no haber considerado una hipótesis límite y pandee, no pueda ocasionar daños personales en el caso de fallo del conjunto. Además, aunque en este proyecto no se estudia, las excavadoras disponen de un



ANEXOS

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

gancho situado en la parte superior del cazo, por lo que podría darse el caso en el que el cilindro 1 pudiese trabajar a su máxima sollicitación a compresión al levantar una carga.

3.3. Cilindro número 2

3.3.1. Diámetro del pistón

El cilindro 2 debe desarrollar una fuerza de al menos 762.27 kN a compresión, por lo que, tal y como se observa en la tabla 2.22. el primer cilindro que cumple esa condición tiene un diámetro interior de 170 mm y diámetros de vástago disponibles de 110 y 120 mm.

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K
100	65	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
100	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	85	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
125	80	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240
125	85	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240
130	85	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
130	90	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
135	85	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
135	95	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
140	90	100	90	92	90	1"	150 110	115	95	270
140	100	100	90	92	90	1"	150 110	115	95	270
145	95	100	90	92	90	1"	150 115	115	95	275
145	100	100	90	92	90	1"	150 115	115	95	275
150	95	110	100	97	97	1"	155 130	120	102	280
150	105	110	100	97	97	1"	155 130	120	102	280
155	100	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	120	102	280
155	110	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	120	102	280
160	105	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
160	110	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
165	105	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
165	115	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
170	110	130	120	120	125	1 1/4"	210 130	135	135	280
170	120	130	120	120	125	1 1/4"	210 130	135	135	280
180	115	130	120	120	125	1 1/2"	210 130	135	135	335
180	125	130	120	120	125	1 1/2"	210 130	135	135	335

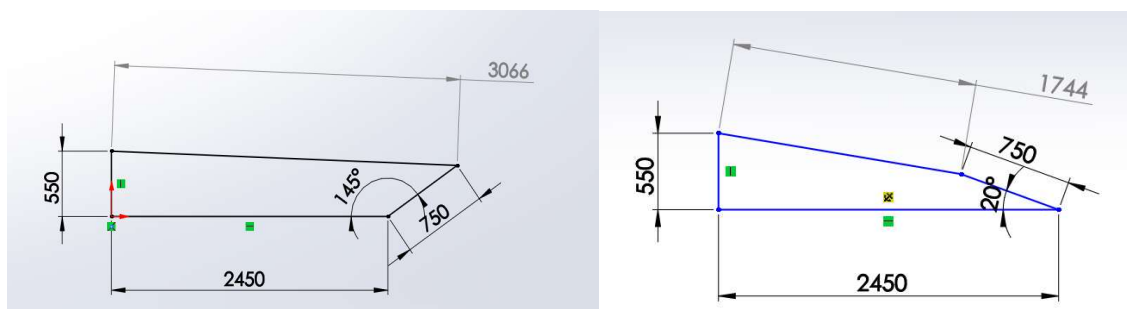
Distance bottom head - SAE interface	Minimal installation length**	Min. stroke	Max. stroke	Tube- Ø	Flange ring-Ø	Bearing head-Ø	Area ratio	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	Volume flow at 0.1m/s		
L	M _{min}	N _{min}	N _{max}	O	P	R	A _{D/A} Annular	A _D cm ²	A _{Annular} cm ²	Compression kN	Tension kN	Extend l/min	Retract l/min
70	830	300	1,900	123	132	171	1.73		45.36		158.75		27.21
70	830	300	1,900	123	132	171	1.96	78.54	40.06	274.89	140.19	47.12	24.03
70	830	300	1,900	129	139	171	1.80		48.11		168.37		28.86
70	830	300	1,900	129	139	171	2.04	86.59	42.41	303.07	148.44	51.95	25.45
70	830	300	1,900	135	145	171	1.68		56.55		197.92		33.93
70	830	300	1,900	135	145	171	1.87	95.03	50.85	332.62	177.99	57.02	30.51
70	835	300	1,900	141	153	176	1.74		59.69		208.92		35.81
70	835	300	1,900	141	153	176	1.94	103.87	53.60	363.54	187.61	62.32	32.16
70	835	300	1,900	147	160	186	1.80		62.83		219.91		37.70
70	835	300	1,900	147	160	186	2.01	113.10	56.35	395.84	197.23	67.86	33.81
70	835	300	1,900	153	166	186	1.69		72.45		253.59		43.47
70	835	300	1,900	153	166	186	1.86	122.72	65.97	429.51	230.91	73.63	39.58
70	845	300	1,900	159	174	207	1.75		75.99		265.96		45.59
70	845	300	1,900	159	174	207	1.92	132.73	69.12	464.56	241.90	79.64	41.47
70	845	300	1,900	165	184	207	1.66		86.39		302.38		51.84
70	845	300	1,900	165	184	207	1.98	143.14	72.26	500.99	252.90	85.88	43.35
85	910	300	1,900	170	190	220	1.70		90.32		316.12		54.19
85	910	300	1,900	170	190	220	2.04	153.94	75.40	538.78	263.89	92.36	45.24
85	915	300	1,900	176	197	220	1.75		94.25		329.87		56.55
85	915	300	1,900	176	197	220	1.91	165.13	86.59	577.95	303.07	99.08	51.95
85	930	300	1,800	183	204	232	1.67		105.83		370.41		63.50
85	930	300	1,800	183	204	232	1.96	176.71	90.12	618.50	315.44	106.03	54.07
85	935	300	1,800	189	211	232	1.71		110.15		385.53		66.09
85	935	300	1,800	189	211	232	2.01	188.69	93.66	660.42	327.81	113.22	56.20
85	940	300	1,800	195	218	248	1.76		114.47		400.65		68.68
85	940	300	1,800	195	218	248	1.90	201.06	106.03	703.72	371.10	120.64	63.62
85	945	300	1,800	201	224	248	1.68		127.23		445.32		76.34
85	945	300	1,800	201	224	248	1.94	213.82	109.96	748.39	384.85	128.29	65.97
105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.72		131.95		461.81		79.17
105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.99	226.98	113.88	794.43	398.59	136.19	68.33

Tabla 2.22. Características del cilindro 2.



3.3.2. Carrera del cilindro

La longitud máxima del cilindro 2 se mide cuando γ es igual a -145° y Φ es igual a 35° , siendo de 3066 mm, y la mínima cuando γ es igual a -20° , con 1769 mm. La diferencia entre ambas menos la longitud de la parte fija, que corresponde con la de instalación, corresponde a la carrera del cilindro.



Por tanto, la variación de longitud de este cilindro es:

$$3066 \text{ mm} - 1769 \text{ mm} = 1297 \text{ mm}$$

Se comprueba que la carrera está disponible para el modelo base. Para el cilindro 2, la carrera máxima disponible es de 1800 mm.

En la siguiente ecuación se demuestra que el cilindro seleccionado cumple los requisitos en cuanto a la longitud del cilindro se refiere.

Para este cilindro las partes fijas, e invariables, tienen una longitud de 300 mm.

$$L_{\text{máx}} - (M_{\text{mín}} - N_{\text{mín}}) \leq 2 \cdot N_{\text{máx}} \rightarrow 3066 \text{ mm} - (1030 - 300) = 2336 \text{ mm} \leq 2 \cdot 1800 \text{ mm}$$



El valor de N , corresponde al valor de la carrera y se calcula a continuación.

$$L_{\max} - (M_{\min} - N_{\min}) \leq 2 \cdot N \rightarrow 3066 \text{ mm} - (1030 - 300) = 2391 \text{ mm} = 2 \cdot N \rightarrow \mathbf{N = 1168 \text{ mm}}$$

3.3.3. Comprobación a pandeo.

Para el cilindro número 2, se sustituyen los valores con el fin de calcular diámetro del vástago para que no se produzca el fallo a pandeo.

$$794.43 \text{ kN} = \frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{64}}{3 \cdot 3066^2 \cdot 1000} \rightarrow D = 121.81 \text{ mm}$$

Como se puede observar será necesario un diámetro de vástago de 121.81 mm, pero en los modelos disponibles no existe un diámetro superior a 120 mm de vástago y con un diámetro de pistón de 170 mm.

El diámetro disponible para el vástago de 120 mm haría trabajar al cilindro con un coeficiente de seguridad a pandeo de 2.82, es decir, estaría por debajo del coeficiente de seguridad de 3.

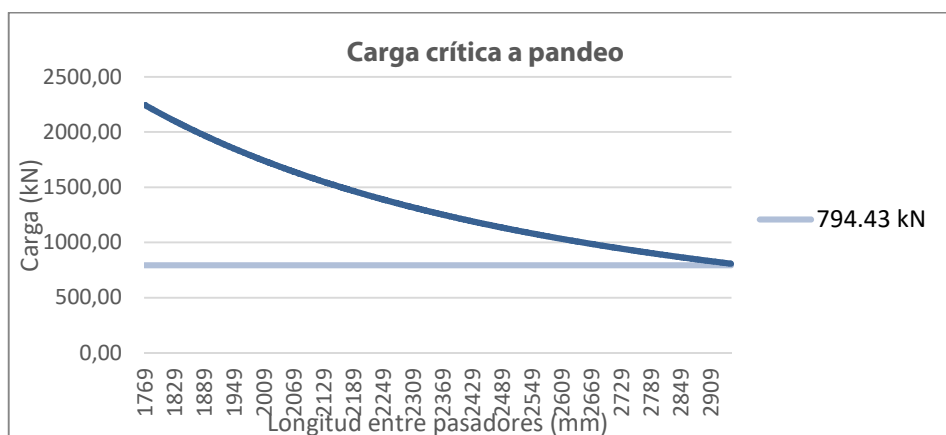
Por ello, la solución adoptada es el encargo de un cilindro con dimensiones especiales basado en el cilindro seleccionado, pero con un vástago de 125 mm.

En la siguiente grafica se muestran la evolución de la carga limite a pandeo y como a partir de una carga admisible es menor que la realizada por el cilindro.



ANEXOS

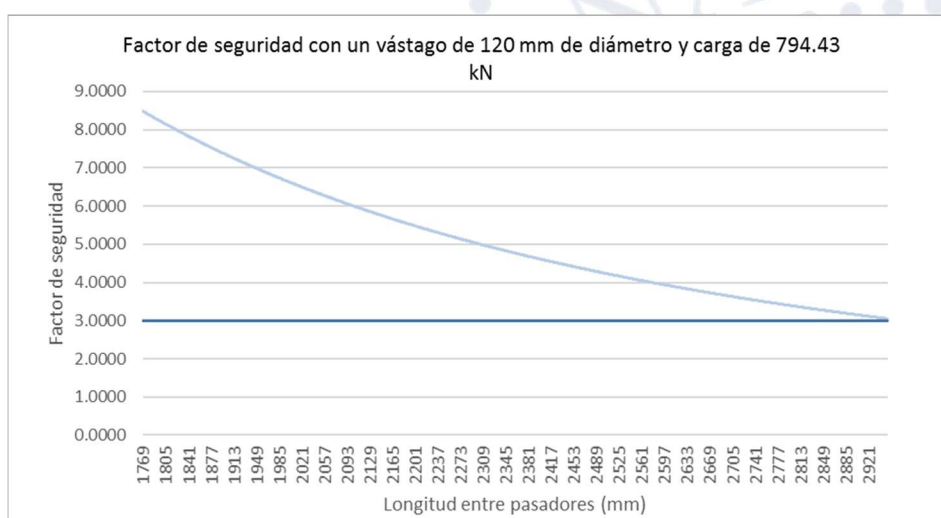
ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 kN



Gráfica 2.2. Evolución de la carga crítica a pandeo del cilindro 2 con un vástago de 120 mm de diámetro

*Nota: Esta situación llevó al planteamiento de modificar el diseño de la pluma monobloque, acortando la longitud del cilindro, pero ello conllevaba un aumento del esfuerzo axial del cilindro 1. Este aumento del esfuerzo axial conllevaba una modificación tan grande del diseño del cilindro que se descartó para evitar modificaciones mayores en este.

En la siguiente gráfica se muestra la evolución del factor de seguridad en función de la distancia (azul claro) y un valor fijo de 3. Se puede observar como la primera línea corta con la segunda casi al final del recorrido.



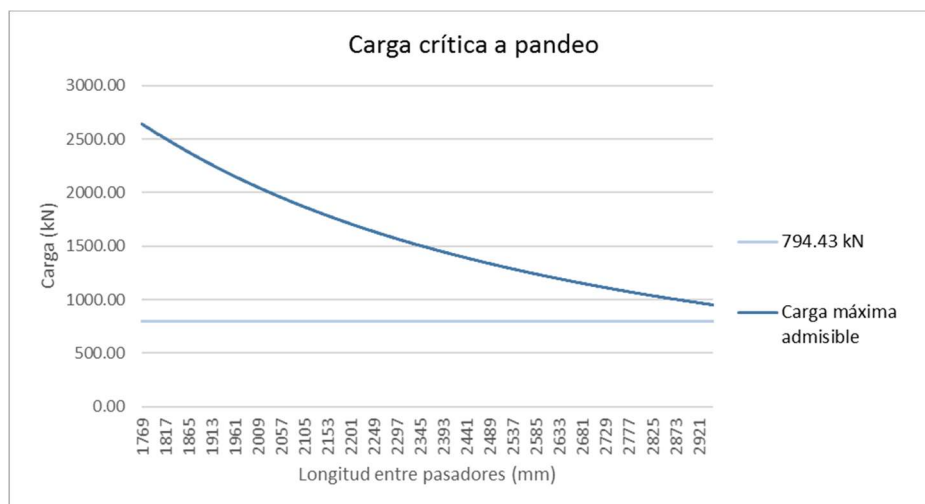
Gráfica 2.3. Evolución del factor de seguridad a pandeo del cilindro 2 con un vástago de 120 mm de diámetro



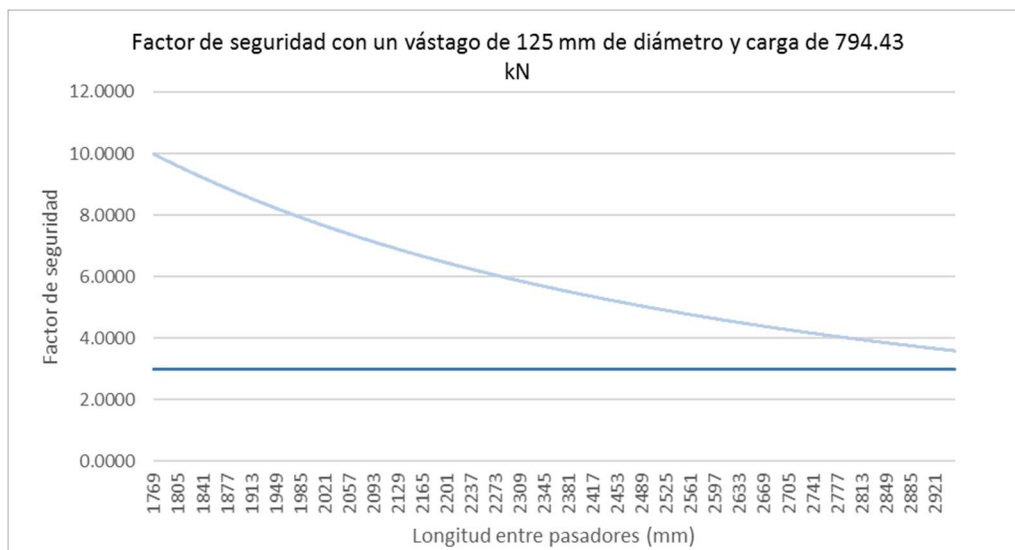
ANEXOS

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

Con el vástago solicitado al fabricante de 125 mm se observa como en ningún momento se sobrepasa la carga crítica y como el factor de seguridad se encuentra siempre por encima del valor fijado (3).



Gráfica 2.4. Evolución de la carga crítica a pandeo del cilindro 2 con un vástago de 125 mm de diámetro



Gráfica 2.5. Evolución del factor de seguridad a pandeo del cilindro 2 con un vástago de 125 mm de diámetro



ANEXOS

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

3.4. Cilindro número 3

3.4.1. Diámetro del pistón

El cilindro 3 debe desarrollar una fuerza de, al menos, 357.945 kN a compresión, por lo que, tal y como se observa en la tabla 2.23. el primer cilindro que cumple esa condición tiene un diámetro interior de 115 mm y diámetros de vástago disponibles de 75 y 80 mm.

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	Radius bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K
100	65	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
100	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
105	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	70	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
110	75	90	70	72	72	3/4"	125 90	95	81	220
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
120	85	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
125	80	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240
125	85	90	80	85	78	3/4"	145 90	95	81	240
130	85	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
130	90	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
135	85	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
135	95	90	90	97	97	1"	165 90	105	85	265
140	90	100	90	92	90	1"	150 110	115	95	270
140	100	100	90	92	90	1"	150 110	115	95	270
145	95	100	90	92	90	1"	150 115	115	95	275
145	100	100	90	92	90	1"	150 115	115	95	275
150	95	110	100	97	97	1"	155 130	120	102	280
150	105	110	100	97	97	1"	155 130	120	102	280
155	100	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	120	102	280
155	110	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	120	102	280
160	105	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
160	110	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
165	105	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
165	115	110	100	97	97	1 1/4"	155 130	130	102	280
170	110	130	120	120	125	1 1/4"	210 130	135	135	280
170	120	130	120	120	125	1 1/4"	210 130	135	135	280
180	115	130	120	120	125	1 1/2"	210 130	135	135	335
180	125	130	120	120	125	1 1/2"	210 130	135	135	335

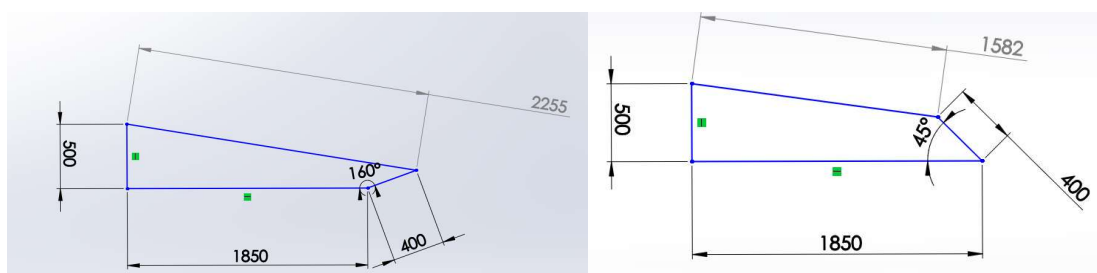
Distance bottom head - SAE interface	Minimal installation length**	Min. stroke	Max. stroke	Tube-Ø	Flange ring-Ø	Bearing head-Ø	Area ratio	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	Volume flow at 0.1m/s
L	M _{min}	N _{min}	N _{max}	O	P	R	A D/A Annular	A D cm²	A Annular cm²	Compression kN Tension kN	Extend l/min Retract l/min
70	830	300	1,900	123	132	171	1.73	78.54	45.36	274.89 158.75	47.12 27.21
70	830	300	1,900	123	132	171	1.96		40.06	140.19 24.03	
70	830	300	1,900	129	139	171	1.80	86.59	48.11	168.37 28.86	51.95 25.45
70	830	300	1,900	129	139	171	2.04		42.41	148.44 25.45	
70	830	300	1,900	135	145	171	1.68	95.03	56.55	197.92 33.93	57.02 30.51
70	830	300	1,900	135	145	171	1.87		50.85	177.99 30.51	
70	835	300	1,900	141	153	176	1.74	103.87	59.69	363.54 208.92	62.32 35.81
70	835	300	1,900	141	153	176	1.94		53.60	187.61 32.16	
70	835	300	1,900	147	160	186	1.80	113.10	62.83	395.84 219.91	67.86 37.70
70	835	300	1,900	147	160	186	2.01		56.35	197.23 33.81	
70	835	300	1,900	153	166	186	1.69	122.72	72.45	253.59 43.47	73.63 24.03
70	835	300	1,900	153	166	186	1.86		65.97	230.91 39.58	
70	845	300	1,900	159	174	207	1.75	132.73	75.99	265.96 45.59	79.64 41.47
70	845	300	1,900	159	174	207	1.92		69.12	241.90 41.47	
70	845	300	1,900	165	184	207	1.66		86.39	302.38 51.84	
70	845	300	1,900	165	184	207	1.98	143.14	72.26	500.99 252.90	85.88 43.35
85	910	300	1,900	170	190	220	1.70		90.32	316.12 54.19	
85	910	300	1,900	170	190	220	2.04	153.94	75.40	538.78 263.89	92.36 45.24
85	915	300	1,900	176	197	220	1.75		94.25	329.87 56.55	
85	915	300	1,900	176	197	220	1.91	165.13	86.59	577.95 303.07	99.08 51.95
85	930	300	1,800	183	204	232	1.67		105.83	370.41 63.50	
85	930	300	1,800	183	204	232	1.96	176.71	90.12	618.50 315.44	106.03 54.07
85	935	300	1,800	189	211	232	1.71		110.15	385.53 66.09	
85	935	300	1,800	189	211	232	2.01	188.69	93.66	660.42 327.81	113.22 56.20
85	940	300	1,800	195	218	248	1.76		114.47	400.65 68.68	
85	940	300	1,800	195	218	248	1.90	201.06	106.03	703.72 371.10	120.64 63.62
85	945	300	1,800	201	224	248	1.68		127.23	445.32 76.34	
85	945	300	1,800	201	224	248	1.94	213.82	109.96	748.39 384.85	128.29 65.97
105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.72		131.95	461.81 79.17	
105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.99	226.98	113.88	794.43 398.59	136.19 68.33

Tabla 2.23. Características del cilindro 3.



3.4.2. Carrera del cilindro

La longitud máxima del cilindro 1 se mide cuando τ es igual a 20° , siendo de 2255 mm, y la mínima cuando τ es igual a 135° , con 1582 mm. La diferencia entre ambas menos la longitud de la parte fija, que corresponde con la de instalación, corresponde a la carrera del cilindro.



Por tanto, la variación de longitud de este cilindro es:

$$2255 \text{ mm} - 1582 \text{ mm} = 673 \text{ mm}$$

Se comprueba que la carrera necesaria esté disponible para el modelo base. Para el cilindro 3, la carrera máxima disponible es de 1800 mm.

En la siguiente ecuación se demuestra que el cilindro seleccionado cumple los requisitos en cuanto a la longitud del cilindro se refiere.

$$L_{\text{máx}} - (M_{\text{mín}} - N_{\text{mín}}) \leq 2 \cdot N_{\text{máx}} \rightarrow 2255 \text{ mm} - (835 - 300) = 1720 \leq 2 \cdot 1800$$

Para este cilindro las partes fijas, e invariables, tienen una longitud de 300 mm.

El valor de N , corresponde al valor de la carrera y se calcula a continuación.

$$L_{\text{máx}} - (M_{\text{mín}} - N_{\text{mín}}) \leq 2 \cdot N \rightarrow 2255 \text{ mm} - (835 - 300) = 1720 \text{ mm} = 2 \cdot N \rightarrow N = 860 \text{ mm}$$

3.4.3. Comprobación a pandeo

Para el cilindro número 3, se sustituyen los valores con el fin de calcular diámetro del vástago para que no se produzca el fallo a pandeo.

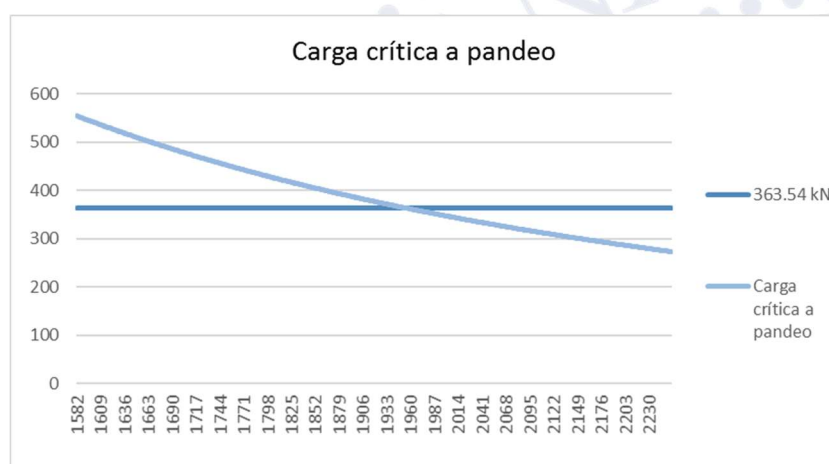
$$363.54 \text{ kN} = \frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{64}}{3 \cdot 2255^2 \cdot 1000} \rightarrow D = 85.92 \text{ mm}$$

Como se puede observar será necesario un diámetro de vástago de 85.92 mm, pero en los modelos disponibles no existe un diámetro superior a 80 mm de vástago y con un diámetro de pistón de 115 mm.

El diámetro disponible para el vástago de 80 mm haría trabajar al cilindro con un coeficiente de seguridad a pandeo de 2.25, es decir, estaría por debajo del coeficiente de seguridad de 3.

Por ello, la solución adoptada es el encargo de un cilindro con dimensiones especiales basado en el cilindro seleccionado, pero con un vástago de 90 mm.

En la siguiente grafica se muestra la evolución de la carga límite a pandeo y como, a partir de una cierta longitud de cilindro, la carga aplicada es superior a la carga crítica de pandeo.



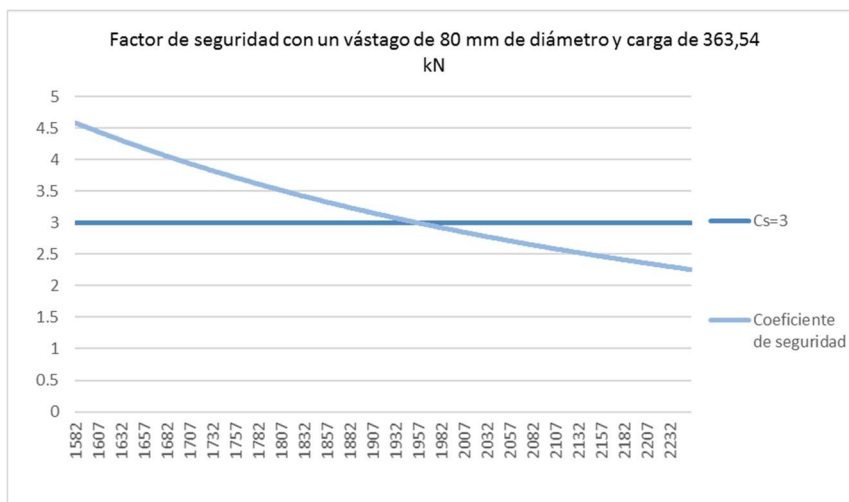
Gráfica 2.6. Evolución de la carga crítica a pandeo del cilindro 3 con un vástago de 80 mm de diámetro



ANEXOS

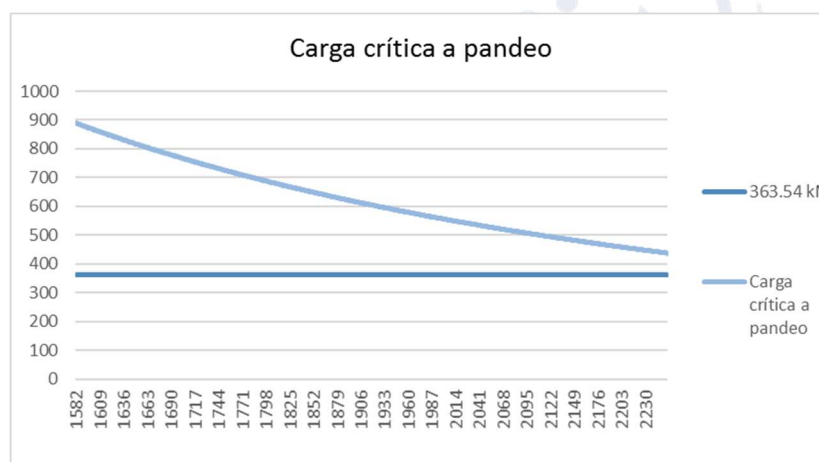
ANÁLISIS, DISEÑO Y MODELADO DEL BRAZO DE UNA EXCAVADORA DESARROLLANDO UNA FUERZA EN EL EXTREMO DEL CAZO DE 170 kN

En la figura siguiente se muestra la evolución del factor de seguridad y como no siempre está por encima de 3.



Gráfica 2.7. Evolución del factor de seguridad a pandeo del cilindro 3 con un vástago de 80 mm de diámetro

Por ello, y tal y como se muestra en las gráficas, si se aumenta el diámetro del vástago a 90 mm, se cumplen los requisitos del coeficiente de seguridad y carga máxima posible a aplicar.

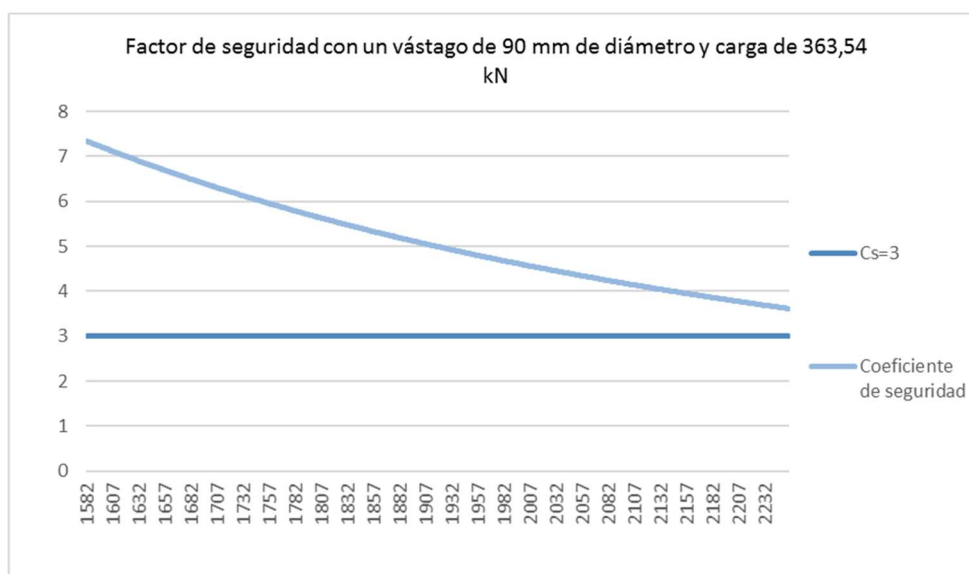


Gráfica 2.8. Evolución de la carga crítica a pandeo del cilindro 3 con un vástago de 90 mm de diámetro



ANEXOS

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



Gráfica 2.9. Evolución del factor de seguridad a pandeo del cilindro 3 con un vástago de 90 mm de diámetro.

3.5. Resumen de las dimensiones de los cilindros

En la tabla 2.24. se muestra en resumen de las características finales que deberán tener

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 2.24. Resumen de las dimensiones de los cilindros

3.6. Hojas de encargo de los cilindros a medida

Dado que será necesario el encargo de ciertas variaciones de los cilindros hidráulicos base, se han rellenado el impreso que LIEBHERR pone a disposición de sus clientes para les haga llegar el encargo. Se han rellenado los aspectos relevantes para el presente proyecto tal y como se muestra a continuación.



ANEXOS

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

3.6.1. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 1

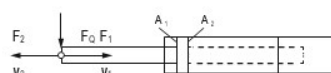
Request Data Hydraulic Cylinders

Request Date:	Telephone:
Company:	E-Mail:
Contact Person:	Application:
Road:	Machine / Type:
Postcode: Location:	Required quantity:
Country:	Requested delivery date:

Cylindervariant-series 350 bar

Piston-Ø [mm] (D):	
Piston rod-Ø [mm]	
Stroke [mm] (N):	
Installation length = Zero stroke length + stroke [mm] (M):	
End of stroke cushioning, rod side	☐ yes ☐ no
End of stroke cushioning, piston side	☐ yes ☐ no
Piston rod coating:	
Hardened piston rod	☐ yes ☐ no
Corrosion protection	☐ standard ☐ sea water
Required colour (RAL):	
Required add-on parts (valve blocks, etc.):	

Belastungsspezifikation



F₁ = kN Tensile force
F₂ = kN Compressive force
F₀ = kN Lateral force
V₁ = m/s
V₂ = m/s

Special solution - variance from standard

Piston-Ø [mm] (D):	148
Piston rod-Ø [mm] (d):	100
Stroke [mm] (N):	1195.5
Installation length [mm] (M):	835
Pin-Ø, rod side [mm] (B):	80
Pin-Ø, piston side [mm] (B):	80
Piston rod head width [mm] (A):	90
Cylinder head width [mm] (A):	90
Head radius, rod side [mm] (C):	85
Head radius, piston side [mm] (C):	85
SAE connection, rod side ["] (F):	¾"
SAE connection, piston side ["] (F):	¾"
Miscellaneous:	

Special solution - variance from standard

Max. operating pressure [bar]:	230
Compressive force [kN]:	385.84
Tensile force [kN]:	219.91
Lateral force [kN]:	
Planned service life [Oh]:	
Ambient temperatures [°C]:	
Operating temperatures [°C]:	
Corrosive media (e. g. sea air):	
Medium used:	
Volume flow, rod side (V ₁) [l/min]:	
Volume flow, piston side (V ₂) [l/min]:	
Retracting and extending speed [m / s]:	
Load / usage (compression)	☐ static ☐ dynamic
Load / usage (tensile)	☐ static ☐ dynamic
Miscellaneous:	



3.6.2. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 2

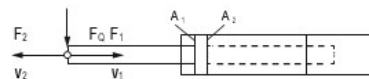
Request Data Hydraulic Cylinders

Request Date:	Telephone:	
Company:	E-Mail:	
Contact Person:	Application:	
Road:	Machine / Type:	
Postcode:	Location:	Required quantity:
Country:	Requested delivery date:	

Cylindervariant – series 350 bar

Piston-Ø [mm] (D):	
Piston rod-Ø [mm]	
Stroke [mm] (N):	
Installation length = Zero stroke length + stroke [mm] (M):	
End of stroke cushioning, rod side	☐ yes ☐ no
End of stroke cushioning, piston side	☐ yes ☐ no
Piston rod coating:	
Hardened piston rod	☐ yes ☐ no
Corrosion protection	☐ standard ☐ sea water
Required colour (RAL):	
Required add-on parts (valve blocks, etc.):	

Belastungsspezifikation



F₁ = kN Tensile force
F₂ = kN Compressive force
F₀ = kN Lateral force
V₁ = m/s
V₂ = m/s

Special solution – variance from standard

Piston-Ø [mm] (D):	170
Piston rod-Ø [mm] (d):	125
Stroke [mm] (N):	1168
Installation length [mm] (M):	1030
Pin-Ø, rod side [mm] (B):	120
Pin-Ø, piston side [mm] (B):	120
Piston rod head width [mm] (A):	130
Cylinder head width [mm] (A):	130
Head radius, rod side [mm] (C):	120
Head radius, piston side [mm] (C):	120
SAE connection, rod side ["] (F):	1 1/4"
SAE connection, piston side ["] (F):	1 1/4"
Miscellaneous:	

Special solution – variance from standard

Max. operating pressure [bar]:	350
Compressive force [kN]:	794.43
Tensile force [kN]:	364.915
Lateral force [kN]:	
Planned service life [Oh]:	
Ambient temperatures [°C]:	
Operating temperatures [°C]:	
Corrosive media (e. g. sea air):	
Medium used:	
Volume flow, rod side (V ₁) [l/min]:	
Volume flow, piston side (V ₂) [l/min]:	
Retracting and extending speed [m / s]:	
Load / usage (compression)	☐ static ☐ dynamic
Load / usage (tensile)	☐ static ☐ dynamic
Miscellaneous:	



3.6.3. Hoja a rellenar para el pedido del cilindro 3

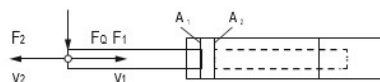
Request Data Hydraulic Cylinders

Request Date:	Telephone:
Company:	E-Mail:
Contact Person:	Application:
Road:	Machine / Type:
Postcode: Location:	Required quantity:
Country:	Requested delivery date:

Cylindervariant-series 350 bar

Piston-Ø [mm] (D):	
Piston rod-Ø [mm]	
Stroke [mm] (N):	
Installation length = Zero stroke length + stroke [mm] (M):	
End of stroke cushioning, rod side	☐ yes ☐ no
End of stroke cushioning, piston side	☐ yes ☐ no
Piston rod coating:	
Hardened piston rod	☐ yes ☐ no
Corrosion protection	☐ standard ☐ sea water
Required colour (RAL):	
Required add-on parts (valve blocks, etc.):	

Belastungsspezifikation



F_1 = kN Tensile force
 F_2 = kN Compressive force
 F_0 = kN Lateral force
 v_1 = m/s
 v_2 = m/s

Special solution - variance from standard

Piston-Ø [mm] (D):	115
Piston rod-Ø [mm] (d):	90
Stroke [mm] (N):	860
Installation length [mm] (M):	835
Pin-Ø, rod side [mm] (B):	90
Pin-Ø, piston side [mm] (B):	90
Piston rod head width [mm] (A):	75
Cylinder head width [mm] (A):	75
Head radius, rod side [mm] (C):	80
Head radius, piston side [mm] (C):	80
SAE connection, rod side ["] (F):	3/4"
SAE connection, piston side ["] (F):	3/4"
Miscellaneous:	

Special solution - variance from standard

Max. operating pressure [bar]:	350
Compressive force [kN]:	363.54
Tensile force [kN]:	179.375
Lateral force [kN]:	
Planned service life [Oh]:	
Ambient temperatures [°C]:	
Operating temperatures [°C]:	
Corrosive media (e. g. sea air):	
Medium used:	
Volume flow, rod side (V_1) [l/min]:	
Volume flow, piston side (V_2) [l/min]:	
Retracting and extending speed [m / s]:	
Load / usage (compression)	☐ static ☐ dynamic
Load / usage (tensile)	☐ static ☐ dynamic
Miscellaneous:	



ANEXO IV. Dimensionado de los distintos componentes que forman el conjunto del brazo de la excavadora

4.1. Objetivo

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

4.2. 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.

4.3. Secciones de la pluma

Para el dimensionado de la pluma se deberá encontrar la posición más desfavorable en la cual las tensiones sean máximas en distintas secciones resistentes del conjunto.

Conocidos los esfuerzos máximos, de tracción, compresión y flexión correspondientes para cada sección se calcula el valor del espesor necesario y la altura total de la sección (H) para cumplir el coeficiente de seguridad a fluencia (3) con el acero escogido (S355).

Así pues, se supone que una sección cualquiera está sometida a un esfuerzo axial N , un esfuerzo cortante V y un momento flector M .



ANEXOS

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

Como criterio de diseño se ha decidido fijar el valor de la anchura total en 325 mm y dimensionar el resto de la sección según los cálculos que se desarrollan a continuación.

Sea una sección cualquiera del brazo como la que se representa en la imagen 2.23.

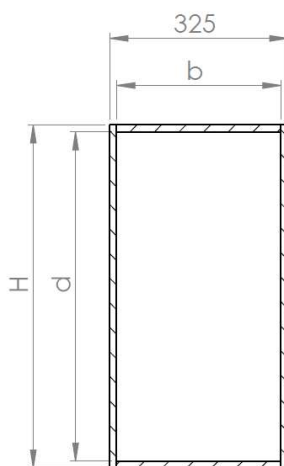


Imagen 2.23. Sección cualquiera de una sección de la pluma

Con inercia:

$$I_{(\text{mm}^4)} = \frac{1}{12} \cdot 325 \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot d^3$$

Y con área:

$$A_{(\text{mm}^2)} = 325 \cdot H - b \cdot d$$

Así pues, la tensión de von Mises en cada sección debe ser inferior a 118.33 MPa y será proporcional al momento flector, el esfuerzo cortante y el esfuerzo axil.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{M}{\frac{1}{12} \cdot 325 \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot d^3} \cdot \frac{H}{2} + \frac{N}{325 \cdot H - b \cdot d} \right)^2 + 3 \cdot (\tau)^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de las tensiones tangenciales se ha de tener en cuenta que estas son máximas en la mitad de la sección. Por lo que se ha planteado el análisis de la tensión de von Mises tanto en el extremo inferior o superior de la sección (el caso más desfavorable de ambos) y en la mitad de la sección.

Este cálculo se ha realizado aplicando el teorema de Colignon, cuya fórmula a aplicar es:

$$\tau = \frac{V(N) \cdot Q}{I_{zz} \cdot b}$$

Donde:

- I_{zz} , es el momento de inercia de la sección total respecto a un eje perpendicular a la dirección del cortante.
- b , es el espesor de la figura a lo largo de un eje perpendicular a la dirección del cortante.
- Q , primer momento de área parcial.
- V , es el esfuerzo cortante en dicha sección.

Dado que el momento flector esta provocado por una carga puntual, este será lineal y por tanto se debe dimensionar una sección variable que satisfaga la condición del factor de seguridad. En la siguiente imagen se muestra la geometría básica de la pluma monobloque.

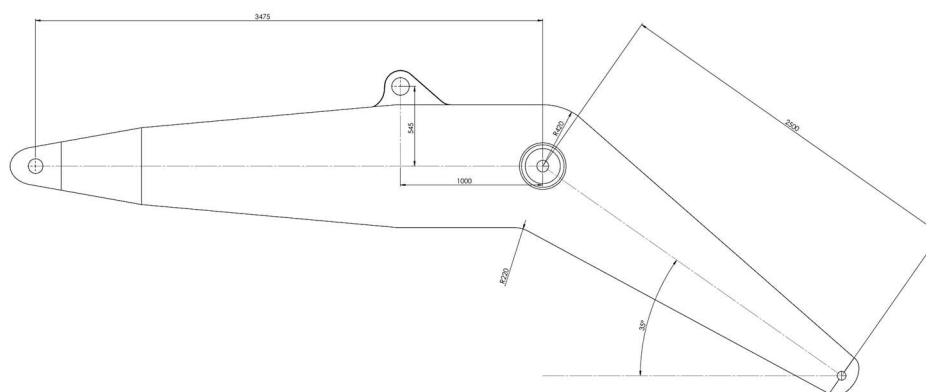


Imagen 2.24. Pluma completa

Para la comprobación del factor de seguridad se dividirá la pluma en cuatro tramos, tal y como se muestra en la imagen 2.25 y cuya explicación completa está redactada en el anexo II.

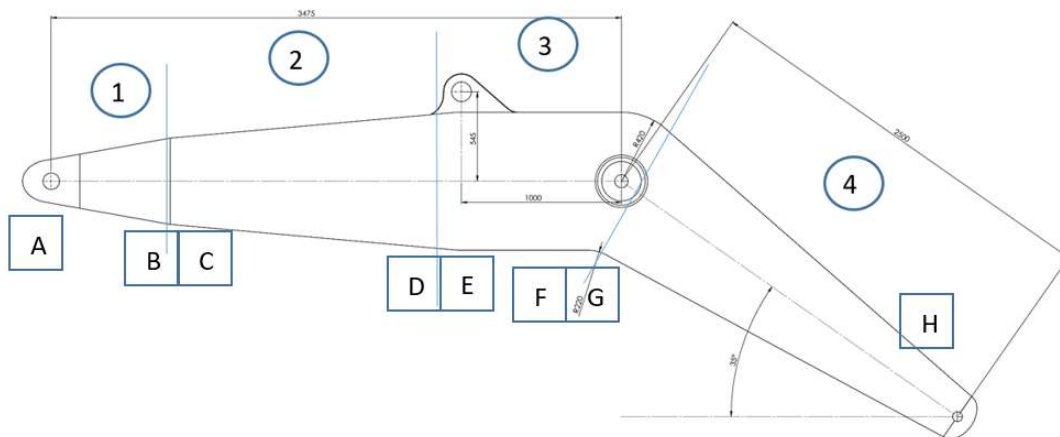


Imagen 2.25. Secciones de la pluma

Así pues, según lo obtenido en el anexo II, estos son los esfuerzos máximos que deberán soportar cada una de las secciones y en que hipótesis de cálculo tienen lugar.

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 35º
	B	170,000	0	105,101,449	BASE 20º
2	C	170,000	0	518,000,000	BASE 20º
	D	170,000	0	518,000,000	BASE 20º
3	E	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20º
	F	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20º
4	G	304840	57002	0	5
	H	304840	57002	0	5

Tabla 2.25. Esfuerzos máximos del brazo

A continuación, se propondrán las geometrías de las secciones en cada uno de los cuatro tramos en las que ha dividido la pluma con la ayuda del programa informático Excel/.



3.3.1. Dimensiones de las secciones de la pluma

Sección A

(correspondiente a las orejetas que unen en el brazo con la pluma monobloque)

Esta sección está sometida a un esfuerzo axil y cortante procedente del pasador del punto C. Se sitúa inmediatamente después del alojamiento del pasador en la orejeta por lo que se desprecia el momento flector

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

Tabla 2.26. Dimensiones de las orejetas del punto C

Sección B

(correspondiente a la sección de las orejetas que están unidas a la sección BC)

Dicha sección son dos rectángulos cuyo lado mayor es de 550 mm y su base es de 12.5 mm en cada uno de ellos.

En la siguiente tabla se muestra tanto el área como la inercia de cada uno de ellos.

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

Tabla 2.27. Dimensiones la sección B

Sección BC

(inicio de la sección rectangular hueca)

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

Tabla 2.28. Dimensiones la sección BC



ANEXOS

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

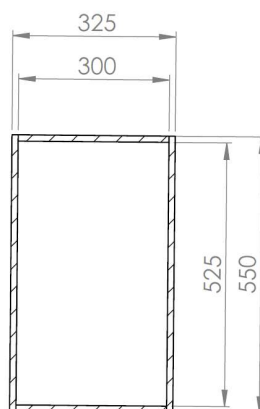


Imagen 2.26. Croquis de la sección BC

Sección DE

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

Tabla 2.29. Dimensiones la sección DE

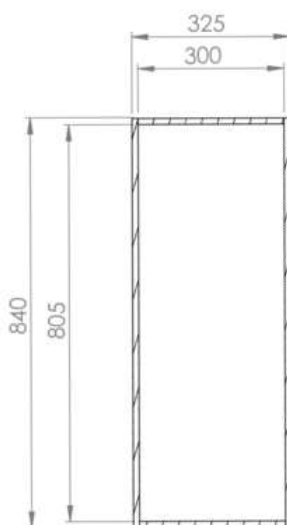


Imagen 2.27. Croquis de la sección DE



ANEXOS

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

SECCIÓN FG

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

Tabla 2.30. Dimensiones la sección FG

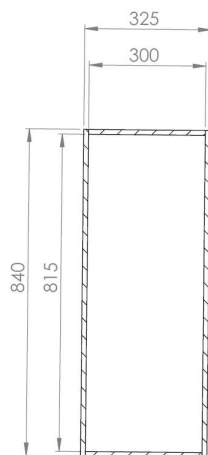


Imagen 2.28. Croquis de la sección FG

SECCIÓN H

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

Tabla 2.31. Dimensiones la sección H

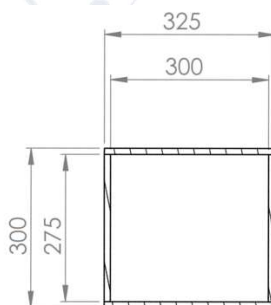


Imagen 2.29. Croquis de la sección H



ANEXOS

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

4.3.2. Tensiones de von Mises en las secciones de la pluma

ESFUERZOS Y TENSIÓN 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 35º	71.83830737		71.2567221	118.33=355/3
	B	170,000	0	105,101,449	BASE 20º	Orejeta	6.182	95.74991017	
2	C					Rectangular	8	40.53323477	
	D	170,000	0	518,000,000	BASE 20º	5.396825397		77.65436494	
3	E								
	F	-174,050	207,340	518,530,000	BASE 20º	22.27729628		80.35528555	
4	G								
	H	304840	57002	0	5	25.4560306	20.32266667		

Tabla 2.32. Tensiones de von Mises máximas de la pluma

Como se puede observar, en todas las secciones el valor de la tensión es menor de 118.33 MPa.

4.4. Secciones del brazo

Para el dimensionado del brazo se deberá encontrar la posición más desfavorable en la cual las tensiones sean máximas para cada una de las secciones resistentes, tal y como se ha realizado con la pluma.

Conocidos los esfuerzos máximos, de tracción, compresión y flexión correspondientes para cada sección se calcula el valor del espesor necesario y la altura total de la sección (H) para cumplir el coeficiente de seguridad (3) con el acero escogido (S355).

Así pues, se supone que una sección cualquiera está sometida a un esfuerzo axil N , un esfuerzo cortante V y un momento flector M .

Como criterio de diseño se ha decidido fijar el valor de la anchura total en 290 mm.



ANEXOS

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

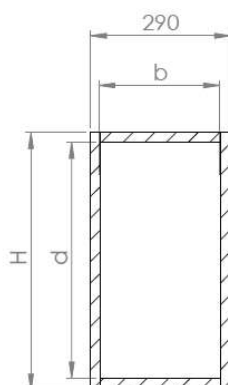


Imagen 2.30. Croquis de una sección cualquiera del brazo

Con inercia:

$$I_{(\text{mm}^4)} = \frac{1}{12} \cdot 325 \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot d^3$$

Con área:

$$A_{(\text{mm}^2)} = 325 \cdot H - b \cdot d$$

Así pues, la tensión de von Mises en cada sección debe ser inferior a 118.33 MPa y será proporcional al momento flector, el esfuerzo cortante y el esfuerzo axial.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{M}{\frac{1}{12} \cdot 325 \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot d^3} \cdot \frac{H}{2} + \frac{N}{325 \cdot H - b \cdot d} \right)^2 + 3 \cdot (\tau)^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{V(N) \cdot Q}{I_{zz} \cdot b}$$

Dado que el momento flector esta provocado por cargas puntuales este será lineal y por tanto se debe dimensionar una sección variable que satisfaga la condición del factor de seguridad. En la siguiente imagen se muestra la geometría básica del brazo.



ANEXOS

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

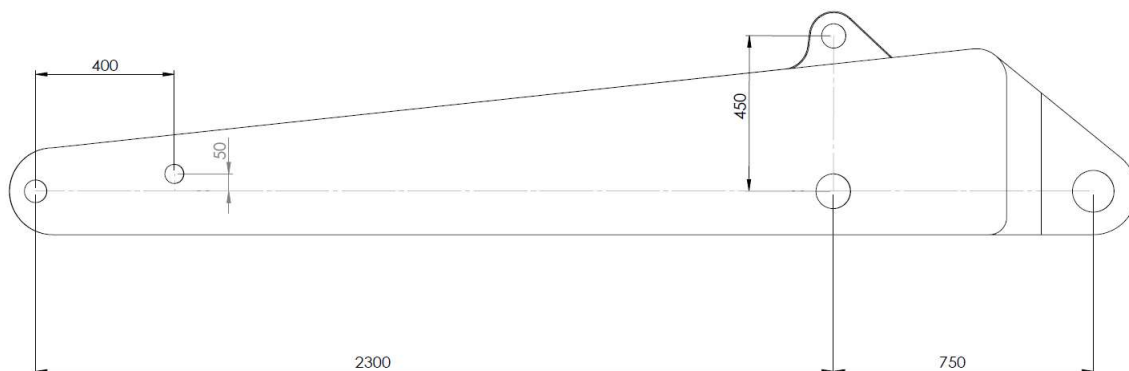


Imagen 2.31. Brazo completo

Para la comprobación del factor de seguridad se dividirá el brazo en tres tramos, tal y como se muestra en la siguiente imagen.

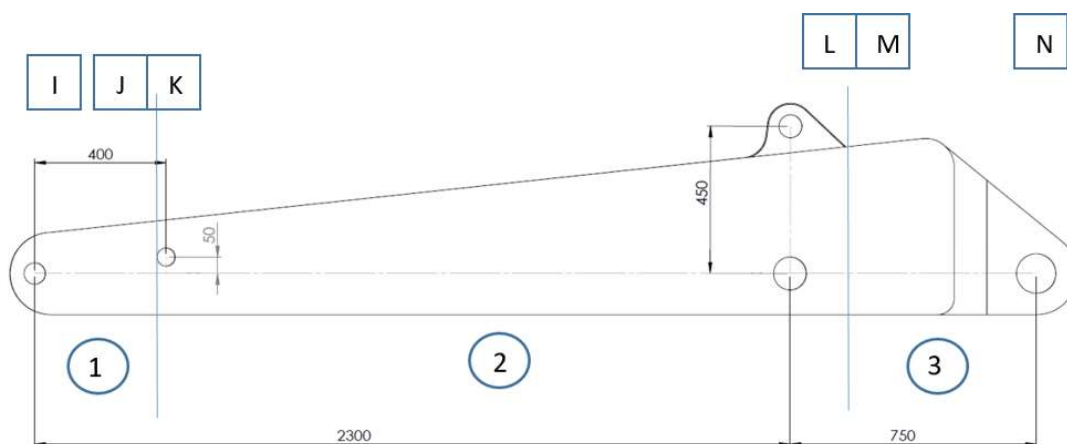


Imagen 2.32. Secciones del brazo

El criterio de diseño será idéntico al planteado en el caso del dimensionamiento del brazo, se prioriza la continuidad de la sección.

En la tabla 2.33, se muestran los esfuerzos máximos para cada sección y la hipótesis en la cual se produce esa situación más desfavorable.



ANEXOS

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

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				
	N	-781670	141810	0	1

Tabla 2.33. Esfuerzos máximos del brazo

4.4.1. Dimensiones de las secciones del brazo

Para el diseño de las secciones del brazo se ha tenido que realizar una sección asimétrica respecto al eje de giro debido al esfuerzo transmitido por la orejeta cercana a la sección "LM", lo que elevaba de manera muy pronunciada los valores de la tensión.

Así pues, en la zona cercana a la orejeta que une el cilindro 3 al brazo se ha establecido un espesor de 25 mm, al igual que en el lado contrario. Además, se ha aumentado el espesor de las chapas laterales a un valor de 20 mm, lo que conlleva un aumento del área e inercia de la sección.

Para el cálculo de tensiones tangenciales por el teorema de Colignon se ha tenido en cuenta el valor máximo posible según el primer momento de área parcial (Q).

Sección I

Esta sección deberá soportar un esfuerzo axil y cortante procedente del pasador que une el brazo al cazo.

Como factor de diseño se establece el ancho de la sección en 290 mm.

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

Tabla 2.34. Dimensiones la sección I



ANEXOS

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

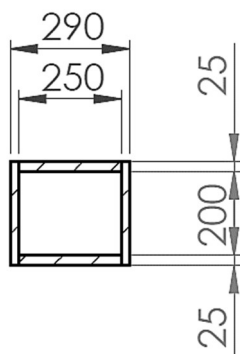


Imagen 2.33. Croquis de la sección I

Sección JK

En esta sección y dada la alta concentración de esfuerzos transmitidos por las orejetas que unen dicha sección con el cilindro 3, se ha propuesto el aumento del espesor de la chapa que contiene la base de las orejetas a un espesor de 50 mm

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

Tabla 2.35. Dimensiones la sección JK

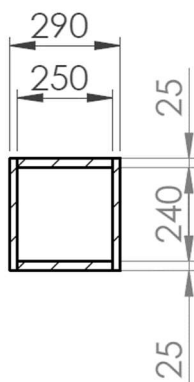


Imagen 2.34. Croquis de la sección JK



ANEXOS

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

Sección LM

SECCIÓN LM			
B (mm)	290	Inercia (mm ⁴)	1294088396
b (mm)	250	Área (mm ²)	38350
H (mm)	490	Espesor chapas(mm)	45/25/20
d (mm)	415		

Tabla 2.36. Dimensiones la sección LM

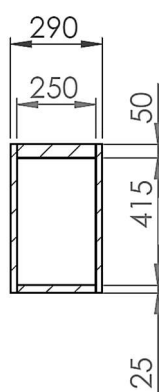


Imagen 2.35. Croquis de la sección LM

Sección N

SECCIÓN N (OREJETAS)			
B (mm)	290	Inercia (mm ⁴)	1323898125
b (mm)	250	Área (mm ²)	33900
H (mm)	535	Espesor chapas(mm)	25/20
d (mm)	485		

Tabla 2.37. Dimensiones la sección N

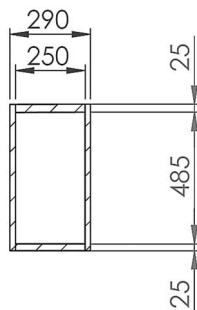


Imagen 2.36. Croquis de la sección N



4.4.2. Tensiones de von Mises en las secciones del brazo

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	118.33=355/3
	J	340,470	-170,000	68,246,000	BASE 85º	34.61070954	46.95964415	
2	K	84,332	691,050	518,470,000	BASE 85º	97.89035683	100.3570255	
	L							
3	M							
	N	-781670	141810	0	1	29.48216979	23.05811209	

Tabla 2.38. Tensiones máximas de von Mises en las secciones del brazo

Como se puede observar, en todas las secciones el valor de la tensión es menor de 118.33 MPa.

4.5. Dimensionado de los pasadores

4.5.1. Introducción

Las uniones de los distintos componentes, que componen el conjunto de la pala de la excavadora, se realiza mediante pasadores cilíndricos que permiten el giro independiente de las partes unidas.

Dentro del cálculo a realizar se deberá:

1. Determinar el tamaño necesario de los pasadores que dependan del diseño propio del conjunto.
2. Comprobar que el material seleccionado es capaz de soportar los esfuerzos a los que está sometido en los pasadores de los cilindros hidráulicos, que dependen del diámetro acotado que especifica el fabricante (LIEBHERR) en su catálogo (Anexo VIII).

Para todos los pasadores el coeficiente de seguridad a fluencia ($C_{S,F}$) será de 3.

El material usado será el mismo que el usado para el resto de componentes, es decir, un acero estructural S355 con un límite de fluencia de 355 MPa.

Para este estudio se utilizará la teoría del cortante máximo por lo que se deberá determinar la superficie necesaria para que las tensiones tangenciales no soliciten en exceso al pasador.

Esta hipótesis de cálculo se representa mediante el diagrama del círculo de Mohr en la imagen 2.37.

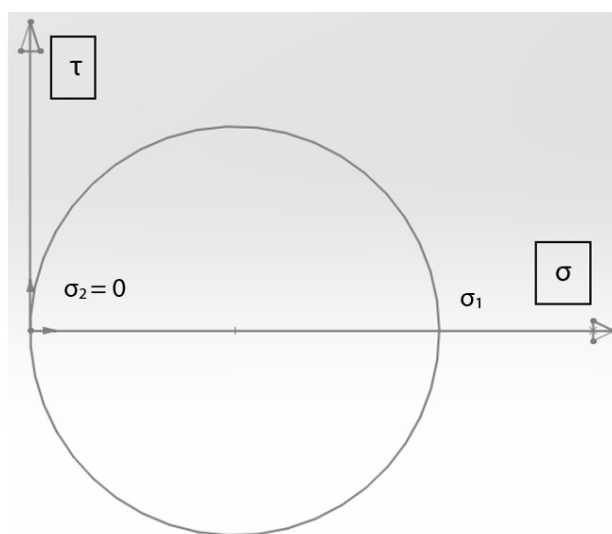


Imagen 2.37. Círculo de Mohr

$$\tau_F = \sigma_F \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{C_{S,F}}$$

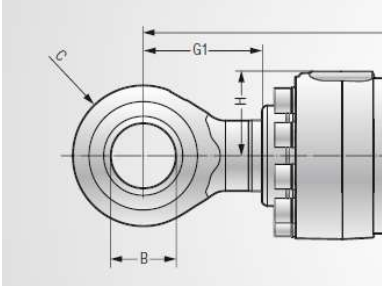
Aplicando la fórmula anterior la tensión cortante máxima que podrá soportar un pasador será una sexta parte de la tensión de fluencia del material, es decir, 59,167 MPa.

4.5.2. Pasadores de los cilindros hidráulicos seleccionados

En el anexo III se justifica la selección de los cilindros hidráulicos, pero aquí se muestran las características necesarias para el diseño de los pasadores.

4.5.2.1. Cilindro 1

En el cilindro 1, es decir, el que une la base con la pluma monobloque, tiene un diámetro interior de pasador de 80 mm, tal y como se observa en las imágenes 2.38 y 2.39 extraídas del catálogo comercial (Anexo VIII).



Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	bottom head	SAE interface	Clearance
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2
100	65	90	70	72	72	3/4"	125 90
100	70	90	70	72	72	3/4"	125 90
105	70	90	70	72	72	3/4"	125 90
105	75	90	70	72	72	3/4"	125 90
110	70	90	70	72	72	3/4"	125 90
110	75	90	70	72	72	3/4"	125 90
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90
120	80	90	80	85	80	3/4"	145 90
120	85	90	80	85	80	3/4"	145 90
125	80	90	80	85	78	3/4"	145 90
125	85	90	80	85	78	3/4"	145 90

Imagen 2.38. Características cilindro 1 (I)

Distance bottom head - SAE interface	Minimal installation length**	Min. stroke	Max. stroke	Tube-Ø	Flange ring-Ø	Bearing head-Ø	Area ratio	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	Volume flow at 0.1m/ s
L	M _{min.}	N _{min.}	N _{max.}	O	P	R	A D/A Annular	A _D cm ²	A _{Annular} cm ²	Compression kN Tension kN	Extend l/ min Retract l/ min
70	830	300	1,900	123	132	171	1.73	45.36	158.75	27.21	27.21
70	830	300	1,900	123	132	171	1.96	78.54	40.06	140.19	24.03
70	830	300	1,900	129	139	171	1.80	48.11	168.37	28.86	28.86
70	830	300	1,900	129	139	171	2.04	86.59	42.41	303.07	51.95
70	830	300	1,900	135	145	171	1.68	56.55	197.92	33.93	33.93
70	830	300	1,900	135	145	171	1.87	95.03	50.85	177.99	30.51
70	835	300	1,900	141	153	176	1.74	59.69	208.92	35.81	35.81
70	835	300	1,900	141	153	176	1.94	103.87	53.60	187.61	32.16
70	835	300	1,900	147	160	186	1.80	62.83	219.91	37.70	37.70
70	835	300	1,900	147	160	186	2.01	113.10	56.35	197.23	33.81
70	835	300	1,900	153	166	186	1.69	72.45	253.59	43.47	43.47
70	835	300	1,900	153	166	186	1.86	122.72	65.97	230.91	39.58

Imagen 2.39. Características cilindro 1 (II)

Siendo superficie de la sección del pasador del cilindro 1.

$$A_{\text{pasador, cil1}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5026.55 \text{ mm}^2.$$

Y la fuerza máxima capaz de desarrollar el cilindro 1

$$F_{\text{máxima cilindro 1}} = 395.84 \text{ kN.}$$

Esta fuerza que actúa sobre cada uno de los pasadores debe ser dividida entre el número de planos sometidos a cortadura. En el caso del cilindro 1, sólo existe un plano de cortadura al haber colocado dos cilindro de idénticas características de manera simétrica.

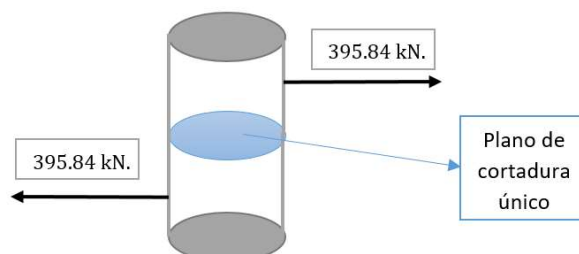


Imagen 2.40. Croquis de un esfuerzo a cortante en un plano único

Por lo tanto, el pasador estará sometido a una tensión igual a la fuerza partido por la superficie.

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima cilindro 1}}}{A_{\text{pasador, cil1}}} = \frac{395.84 \text{ kN}}{5026.55 \text{ mm}^2} \cdot 1000 \frac{\text{N}}{\text{kN}} = 78,749 \text{ MPa} > 59,167 \text{ MPa}.$$

Como se puede observar la tensión tangencial a la que estará sometida la sección resistente del pasador sobrepasa el valor límite establecido de 59.167 MPa.

Dado que el diámetro del pasador debe ser el mismo que el del cilindro seleccionado y viene impuesto por el diseño de este último, se debe seleccionar otro material con una resistencia a fluencia mayor que la del acero S355.

Así pues, realizados los cálculos, la resistencia a fluencia del nuevo material deberá ser de, al menos, 512,7 MPa. Se selecciona un acero bonificado F-222 (designación UNE) con una resistencia a tracción máxima de entre 750 y 900 MPa, y una resistencia a fluencia de 600 MPa.

4.5.2.2. Cilindro 2

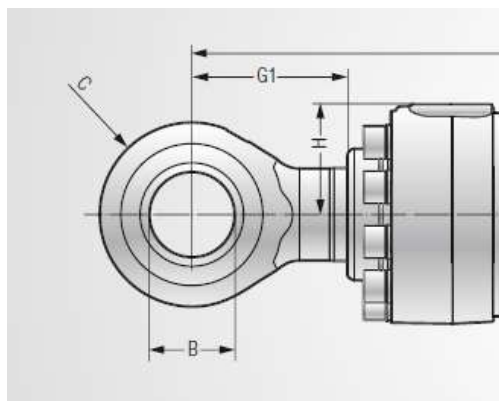


Imagen 2.41. Características cilindro 2 (I)

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	
D	d	A	B	A, D cm ²	A, Annular cm ²	Compression kN	Tension kN
100	65	90	70		45.36	158.75	
100	70	90	70	78.54	40.06	274.89	140.19
105	70	90	70		48.11	168.37	
105	75	90	70	86.59	42.41	303.07	148.44
110	70	90	70		56.55	197.92	
110	75	90	70	95.03	50.85	332.62	177.99
115	75	90	80		59.69	208.92	
115	80	90	80	103.87	53.60	363.54	187.61
120	80	90	80		62.83	219.91	
120	85	90	80	113.10	56.35	395.84	197.23
125	80	90	80		72.45	253.59	
125	85	90	80	122.72	65.97	429.51	230.91
130	85	90	90		75.99	265.96	
130	90	90	90	132.73	69.12	464.56	241.90
135	85	90	90		86.39	302.38	
135	95	90	90	143.14	72.26	500.99	252.90
140	90	100	90		90.32	316.12	
140	100	100	90	153.94	75.40	538.78	263.89
145	95	100	90		94.25	329.87	
145	100	100	90	165.13	86.59	577.95	303.07
150	95	110	100		105.83	370.41	
150	105	110	100	176.71	90.12	618.50	315.44
155	100	110	100		110.15	385.53	
155	110	110	100	188.69	93.66	660.42	327.81
160	105	110	100		114.47	400.65	
160	110	110	100	201.06	106.03	703.72	371.10
165	105	110	100		127.23	445.32	
165	115	110	100	213.82	109.96	748.39	384.85
170	110	130	120		131.95	461.81	
170	120	130	120	226.98	113.88	794.43	398.59

Imagen 2.42. Características cilindro 2 (II)

El cilindro 2, une las orejetas de la pluma monobloque (punto D) con las orejetas del brazo (punto E), y su función es la de generar la fuerza de excavación. Este cilindro tiene un diámetro interior de pasador de 120 mm y genera una fuerza máxima de 794,43 kN.

Pero, a diferencia del cilindro 1, el plano de cortadura es doble debido a la existencia de dos orejetas en cada extremo del cilindro que compensan la fuerza de tracción / compresión.

En la siguiente imagen (2.43) se muestra de forma esquemática la situación descrita.

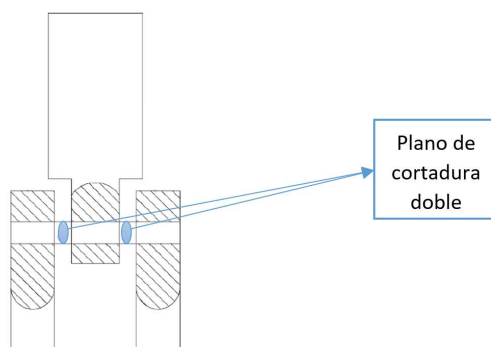


Imagen 2.43. Croquis de un esfuerzo a cortante en un plano doble

Por tanto, cada uno de los planos de cortadura recibirá la mitad de la fuerza generada por el cilindro, es decir, 397,215 kN.

$$A_{\text{pasador,cil2}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 11310 \text{ mm}^2.$$

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima cilindro 2}}}{A_{\text{pasador,cil2}}} = \frac{397,215 \text{ kN}}{11310 \text{ mm}^2} \cdot 1000 \frac{\text{N}}{\text{kN}} = 35,12 \text{ MPa} < 59,167 \text{ MPa}.$$

El diámetro establecido por el fabricante es adecuado para el material seleccionado al no superar la tensión límite, es más, el coeficiente de seguridad a fluencia es de 5,05.

4.5.2.3. Cilindro 3

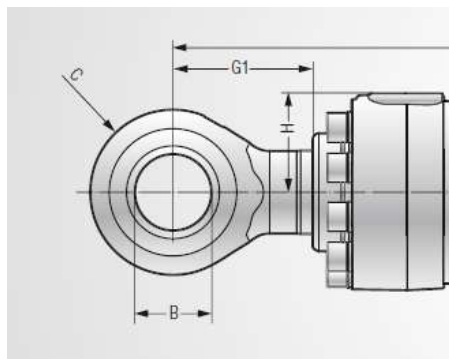


Imagen 2.44. Características cilindro 3 (I)

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Piston area	Annular area	Force at 350 bar	
D	d	A	B	A_D cm ²	A_Annular cm ²	Compression kN	Tension kN
100	65	90	70	78.54	45.36	274.89	158.75
100	70	90	70		40.06		140.19
105	70	90	70	86.59	48.11	303.07	168.37
105	75	90	70		42.41		148.44
110	70	90	70	95.03	56.55	332.62	197.92
110	70	90	70		50.85		177.99
110	75	90	70	103.87	59.69	363.54	208.92
					53.60		187.61

Imagen 2.45. Características cilindro 3 (II)

El cilindro 3, une el pasador del (punto H) con las orejetas del brazo (punto F), y su función es la de generar la fuerza de arranque. Este cilindro tiene un diámetro interior de pasador de 70 mm y genera una fuerza máxima de 363,54 kN.

Al igual que con el cilindro 2, el plano de cortadura es doble. Por lo que la fuerza recibida por cada plano de cortadura es de 181,77 kN.

$$A_{\text{pasador,cil3}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima cilindro 3}}}{A_{\text{pasador,cil3}}} = \frac{181,77 \text{ kN}}{3848,15 \text{ mm}^2} \cdot 1000 \frac{\text{N}}{\text{kN}} = 47,235 \text{ MPa} < 59,167 \text{ MPa}.$$

El diámetro establecido por el fabricante es adecuado para el material seleccionado al no superar la tensión límite, es más, el coeficiente de seguridad a fluencia es de 3.758.

4.5.3. Unión de la pluma con la base (punto A).

Para determinar el máximo esfuerzo a cortante al que puede estar sometido el pasador del punto A, se acude al anexo I y se analiza la sección H de la pluma.

Como se podrá observar en los diagramas de momentos flectores, en la sección G del tramo 4 existe un momento flector máximo creado por una carga puntual aplicada en el pasador de la base de la pluma.

Como la distancia entre los extremos del tramo 4 no ha sido variada, el mayor momento flector corresponderá con la mayor componente perpendicular a la fibra neutra de las secciones del tramo.

Además, existe un esfuerzo axil que es generado por la otra componente de la carga, en este caso aplicada de manera paralela a la fibra neutra.

Por ello, se ha de buscar la mayor carga compuesta que es aplicada en cada hipótesis de carga en el punto A.

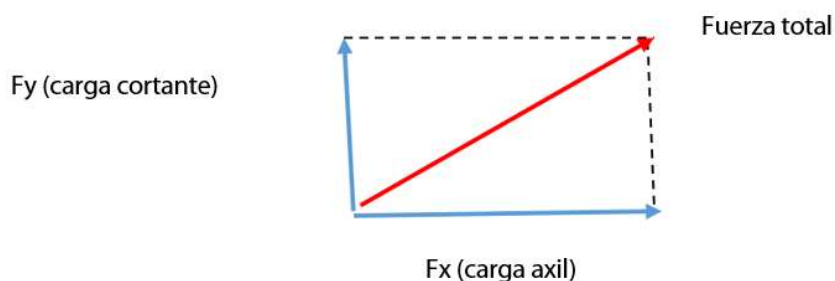


Imagen 2.46. Fuerza compuesta

$$F_{\text{TOTAL}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Por ello, se ha concluido que la fuerza máxima de reacción aplicada en el pasador del punto A corresponde a la hipótesis número 5, siendo esta de 310 124 N, distribuida en dos planos de cortadura.

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto A}}}{A_{\text{pasador, punto A}}} = \frac{310\,124\text{ N}}{2 \cdot A_{\text{pasador, punto A}} (\text{mm}^2)} = 59,167\text{ MPa.}$$



Despejando el valor del área y posteriormente el valor del diámetro de su sección circular:

$$A_{\text{pasador, punto A}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 2620.75 \text{ mm}^2 \rightarrow D = 57.76 \approx 60 \text{ mm.}$$

4.5.4. Unión de la pluma con el brazo (punto C)

Para el análisis de este punto se procede de manera idéntica que en el caso del punto A. Resultando que, en este caso, la hipótesis con mayor fuerza de reacción en el punto C es la hipótesis base a 35° con un valor de 865 453 N.

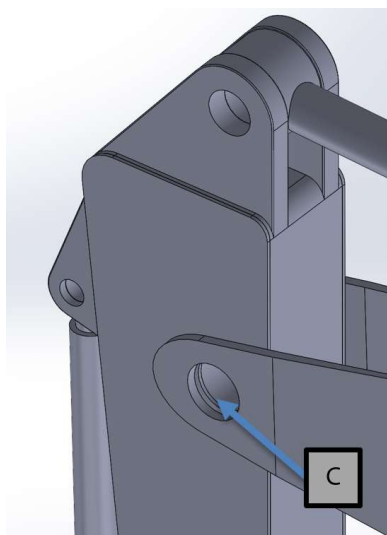


Imagen 2.47. Pasador del punto C

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto C}}}{A_{\text{pasador, punto C}}} = \frac{865\,453 \text{ N}}{2 \cdot A_{\text{pasador, punto C}} (\text{mm}^2)} = 59,167 \text{ MPa.}$$

$$A_{\text{pasador, punto C}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 7313.6461 \text{ mm}^2 \rightarrow D = 96.5 \text{ mm} \approx 100 \text{ mm}$$

4.5.5. Pasadores del cuadrilátero articulado (puntos J, H, I y G)

A continuación, se debe determinar el tamaño de los pasadores que unen los distintos componentes del cuadrilátero articulado.

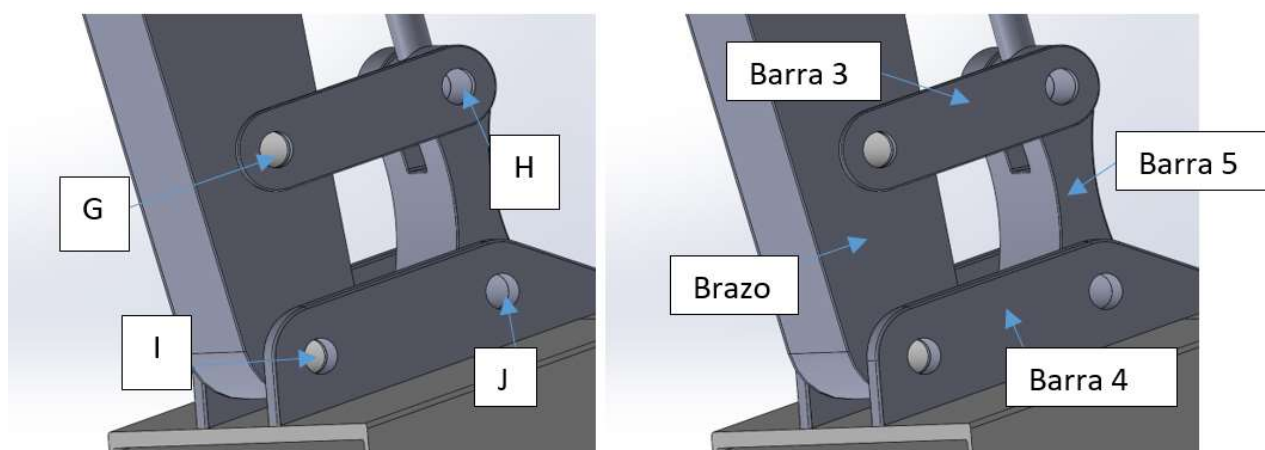


Imagen 2.48. Pasador de los puntos G, I, J y H

Estudiando el caso más desfavorable para los cuatro se determina el tamaño, en este caso habrá que variar el ángulo de inclinación τ , pues en el caso de que τ fuera un ángulo recto las barras que están unidas al brazo (3) no trabajarían o tendrían una carga mínima.

4.5.5.1. Punto H

El punto H deberá soportar una fuerza máxima de 497 170 N a doble cortadura, procedente del esfuerzo axial de la barra número 5, tal y como se demuestra en el anexo II para la hipótesis de carga número 5. Dado que el diámetro del pasador viene determinado por el diseño del cilindro número 3, deberá comprobarse que el material sea el adecuado.

En el caso del cilindro 3, el diámetro del pasador es de 70 mm.

$$A_{\text{pasador, punto H}} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3848.451 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto H}}}{A_{\text{pasador, punto H}}} = \frac{497\,170 \text{ N}}{2 \cdot A_{\text{pasador, punto H}} (\text{mm}^2)} = 64.59 \text{ MPa} > 59,167 \text{ MPa}.$$



Al igual que en el caso de los pasadores del cilindro 1, se supera la resistencia del material. Por lo que, se selecciona un acero bonificado F-222 (designación UNE) con una resistencia a tracción máxima de entre 750 y 900 MPa, y una resistencia a fluencia de 600 MPa.

4.5.5.2. Punto G

El punto G soportará el axil de la barra 3. Este axil será máximo según se varié el grado de inclinación, es decir, cuando la barra 3 soportará mayor axil cuanto más cercano a 0 grados o a 180 grados sea τ . Como limitación de diseño, para evitar el choque de la barra 5 con el brazo, el valor mínimo de τ será de 20 grados.

En esta condición límite y con los cilindros 2 y 3 desarrollando su máxima fuerza, el esfuerzo axil de la barra 3 será de 145 970 N, sumando cada una.

Se debe destacar que en el cálculo se deberá tener en cuenta la mitad de dicho valor debido a la existencia de dos barras simétricas situadas a ambos lados del brazo, pero cada uno de los pasadores trabaja a cortadura única para esa fuerza.

Por tanto, con este dato necesario, se procede a calcular el diámetro del pasador.

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto G}}}{A_{\text{pasador, punto G}}} = \frac{145\,970\text{ N}}{2 \cdot A_{\text{pasador, punto G}} (\text{mm}^2)} = 59,167\text{ MPa.}$$

$$A_{\text{pasador, punto G}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1233.54\text{ mm}^2 \rightarrow D = 39.63\text{ mm} \approx 40\text{ mm}$$

4.5.5.2. Pasadores de las orejetas del cazo

En este caso, para el punto I y J, el esfuerzo al que están sometidos no es el de una barra sometida a axil puro, por lo que se ha decidido determinar tamaño de los pasadores una vez generado el ensamblaje para así obtener los esfuerzos cortantes que actúan realmente.



ANEXOS

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

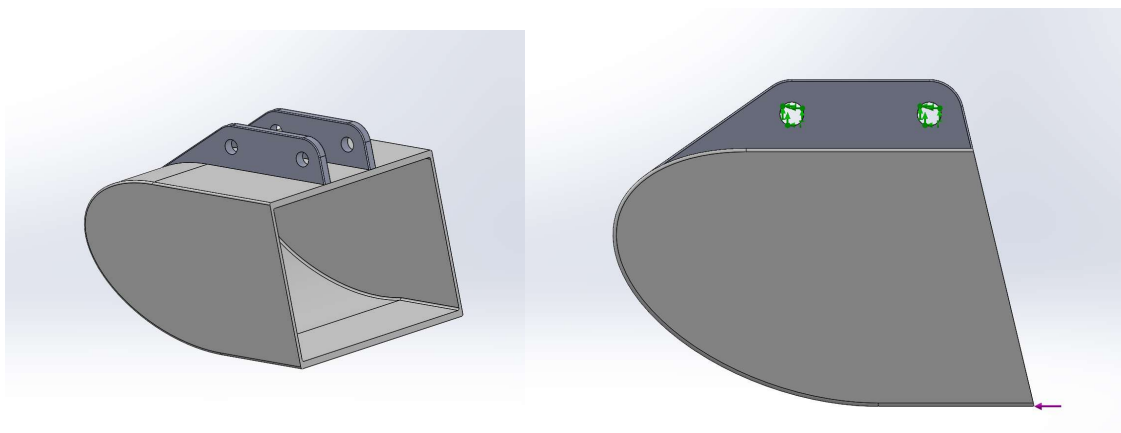


Imagen 2.49. Cazo

Gracias a la opción “Numerar fuerza del conector se observa como la fuerza a cortante del cada uno de los pasadores.

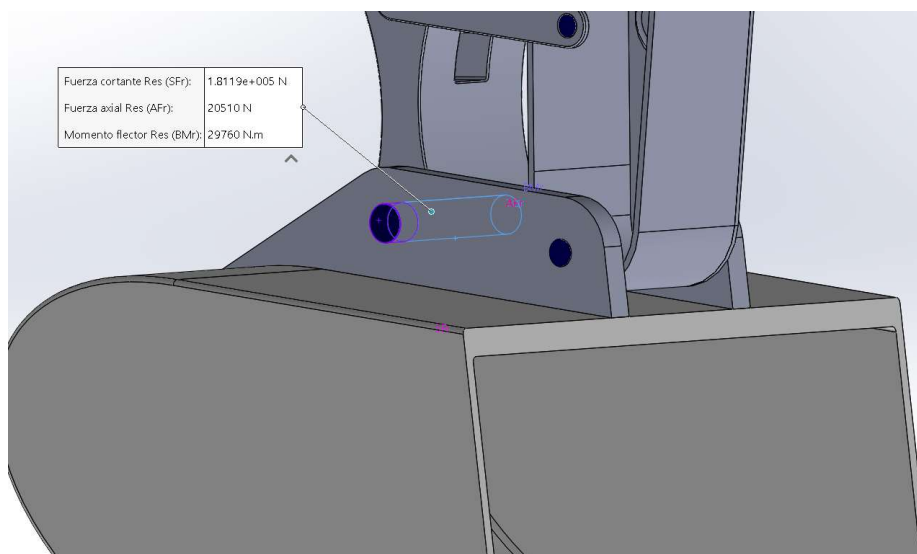


Imagen 2.50. Fuerzas de conector del pasador J

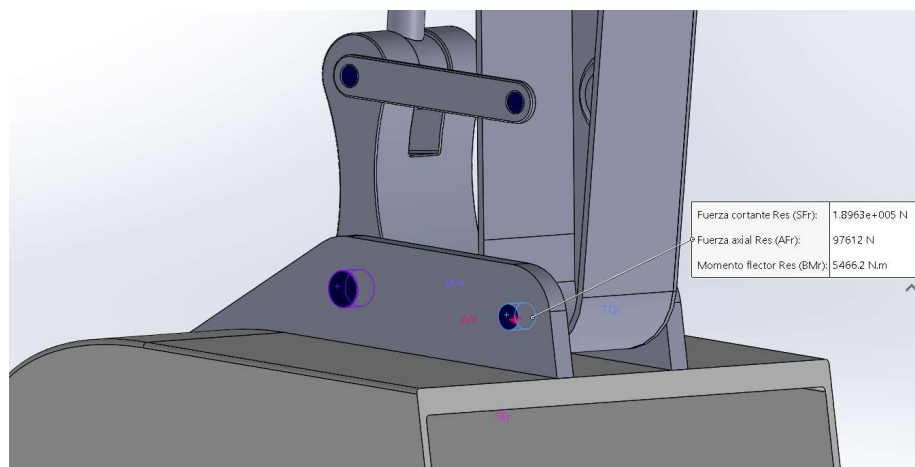


Imagen 2.51. Fuerzas de conector del pasador I

4.5.5.2.1. Punto I

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto I}}}{A_{\text{pasador, punto I}}} = \frac{189\,630\,N}{A_{\text{pasador, punto I}} (\text{mm}^2)} = 59,167\, \text{MPa}.$$

$$A_{\text{pasador, punto I}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3205\, \text{mm}^2 \rightarrow D = 63.88\, \text{mm} \approx 65\, \text{mm}$$

4.5.5.2.2. Punto J

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto J}}}{A_{\text{pasador, punto J}}} = \frac{181\,190\,N}{A_{\text{pasador, punto J}} (\text{mm}^2)} = 59,167\, \text{MPa}.$$

$$A_{\text{pasador, punto J}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3062.94\, \text{mm}^2 \rightarrow D = 62.44\, \text{mm} \approx 65\, \text{mm}$$

En este punto, hay que tener en cuenta la fuerza máxima que le puede llegar a transmitir la barra 5 (497 170N) como suma de la reacción de los dos pasadores simétricos, lo cual obliga a rehacer el cálculo del diámetro del pasador y seleccionar la opción más restrictiva.

$$\tau = \frac{F_{\text{máxima punto J}}}{A_{\text{pasador, punto J}}} = \frac{497\,170\,N}{2 \cdot A_{\text{pasador, punto J}} (\text{mm}^2)} = 59,167\, \text{MPa}.$$



$$A_{\text{pasador, punto J}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 4201.413 \text{ mm}^2 \rightarrow D = 73.14 \text{ mm} \approx 75 \text{ mm}$$

Por todo esto, es necesario seleccionar el pasador de mayor diámetro, es decir, el de 75 mm.

4.6. Dimensionado de las barras número 3

En la imagen 2.52 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.

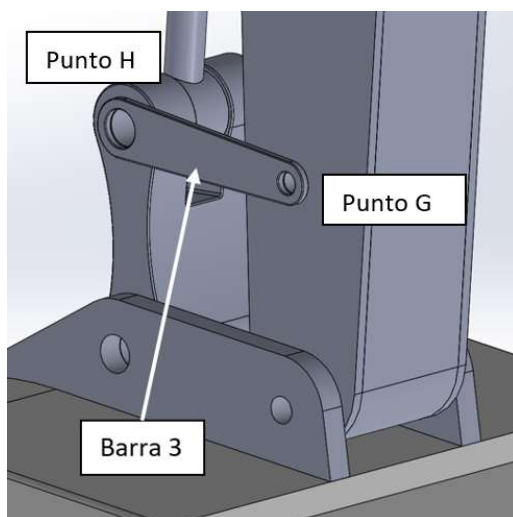


Imagen 2.52. Localización de la barra 3

En la imagen 2.53 se muestra una simplificación de la barra.

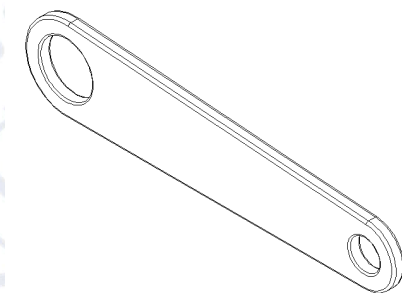


Imagen 2.53. Barra 3 simplificada

4.6.1. 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.

Con estos datos de partida se debe diseñar una barra con la sección resistente lo suficientemente grande como para no sobrepasar el coeficiente de seguridad de 3.

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

4.6.2. 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 2.54, y se debe calcular con la siguiente ecuación.

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

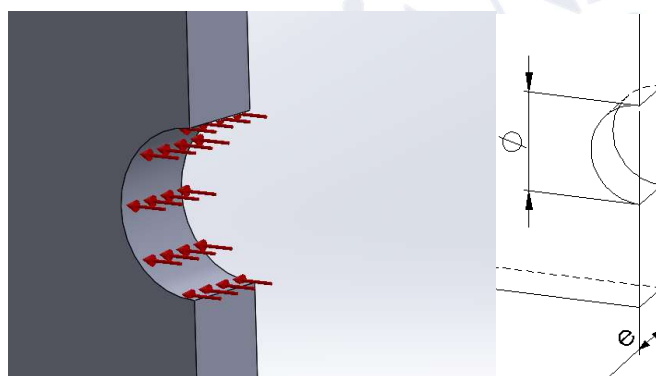


Imagen 2.54. Ilustración de la teoría del cálculo por aplastamiento

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.

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

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

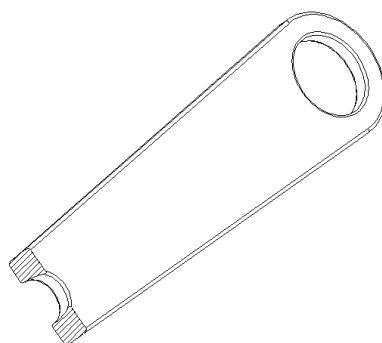


Imagen 2.55. Sección resistente a tracción

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).

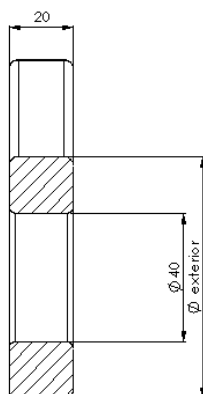


Imagen 2.56. Croquis de la sección resistente a tracción (I)



Analizando la figura anterior, el área resistente será:

$$\text{Área} = 20 (\varnothing_{\text{exterior}} - 40)$$

$$\sigma = \frac{72\,985 \text{ N}}{20 (\varnothing_{\text{exterior}} - 40)} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow \varnothing_{\text{exterior}} = 70.83 \text{ mm} \approx 75 \text{ mm}$$

Del mismo modo, el diámetro exterior en el otro extremo, con un pasador de diámetro de 70 mm, será:

$$\text{Área} = 20 (\varnothing_{\text{exterior}} - 70)$$

$$\sigma = \frac{72\,585 \text{ N}}{20 (\varnothing_{\text{exterior}} - 70)} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow \varnothing_{\text{exterior}} = 100.84 \text{ mm} \approx 105 \text{ mm}$$

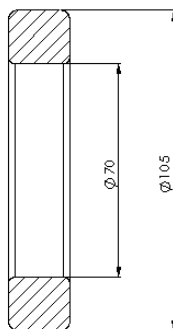


Imagen 2.57. Croquis de la sección resistente a tracción (II)

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

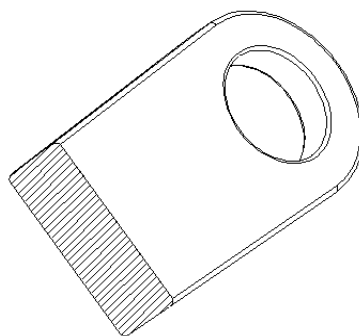


Imagen 2.58. Sección resistente a tracción en la zona central

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.

4.7. Dimensionado de la barra número 5

En la imagen 2.59 se muestra la barra 5 en el modelo de SolidWorks. Como se observa, esta barra une los puntos H y J.

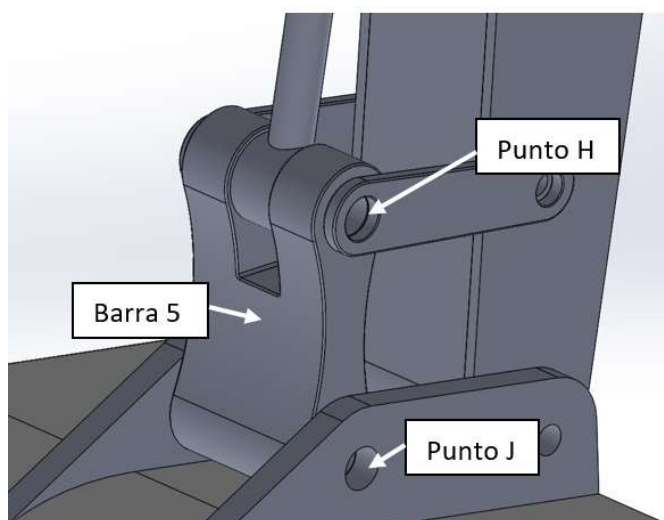


Imagen 2.59. Localización de la barra 5

En la imagen 2.60 se muestra una simplificación de la barra.

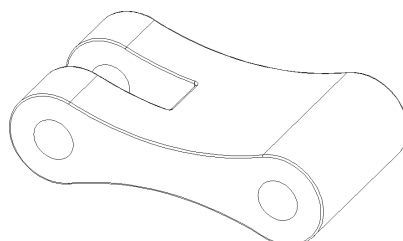


Imagen 2.60. Simplificación de la barra 5 (I)

4.7.1. 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.

Con estos datos de partida se debe diseñar una barra con la sección resistente lo suficientemente grande como para no sobrepasar el coeficiente de seguridad de 3.

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

4.7.2. Limitaciones 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. Las dimensiones del cilindro en el extremo se reflejan en las siguientes imágenes (2.61 y 2.62).

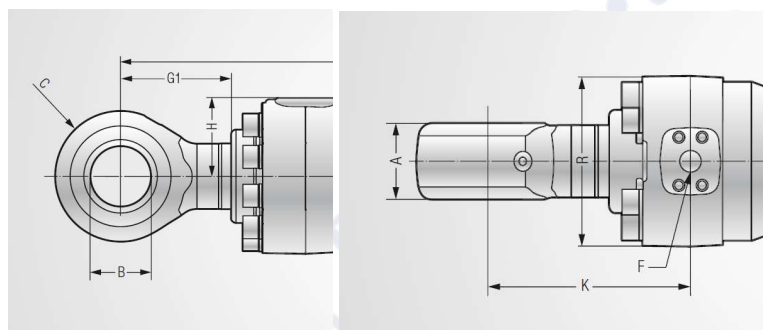


Imagen 2.61. Características cilindro 1 (III)

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	Radius bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240

Imagen 2.62. Características cilindro 3 (IV)



ANEXOS

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

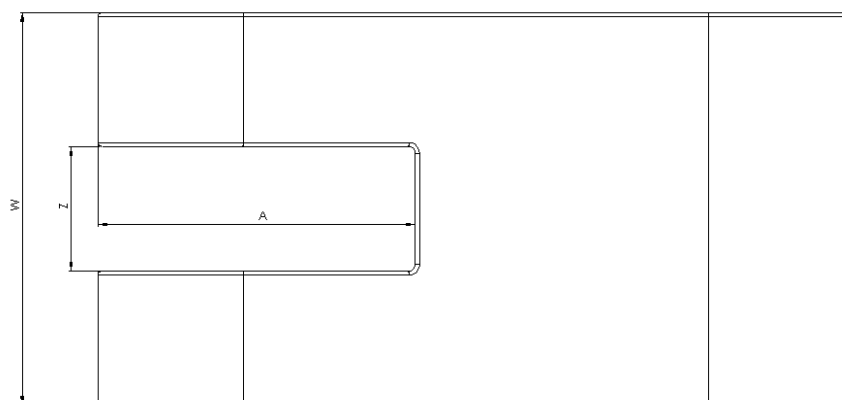


Imagen 2.63. Simplificación barra 5 (II)

Por ello, la dimensión A debe ser superior a G_1 (145 mm) y Z deberá ser superior a A (90 mm).

Además, el ancho total de la pieza debe ser el mismo que el de la pluma, es decir, 290 mm, que corresponde con la cota W .

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

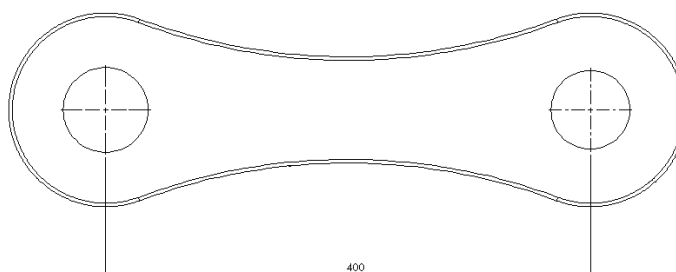


Imagen 2.64. Distancia entre pasadores de la barra 5

Aunque gran parte de la geometría de la pieza viene impuesta por el diseño y selección de otros componentes (cilindro 3) aún es necesario determinar los espesores necesarios para soportar el esfuerzo axial.

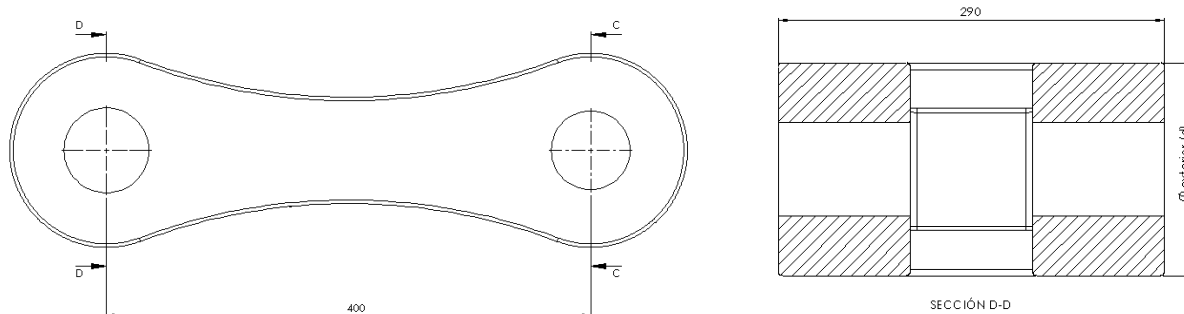


Imagen 2.65. Sección DD de la barra 5

$$\sigma = \frac{497\,170\text{ N}}{(290 - 90(=Z)) \cdot (\varnothing_{\text{exterior}} - 75)} = 118.33\text{ MPa} \rightarrow \varnothing_{\text{exterior}(d)} = 96\text{ mm} \approx 100\text{ mm}$$

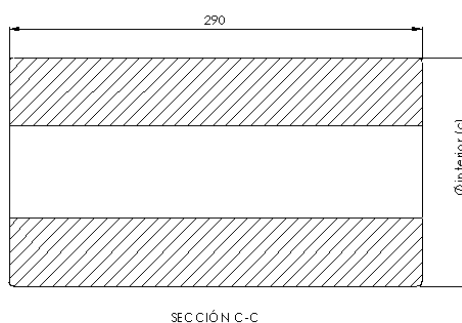


Imagen 2.66. Sección CC de la barra 5

$$\sigma = \frac{497\,170\text{ N}}{(290) \cdot (\varnothing_{\text{exterior}} - 80)} = 118.33\text{ MPa} \rightarrow \varnothing_{\text{exterior}(d)} = 94.88\text{ mm} \approx 95\text{ mm}$$

En la sección central hay que distinguir dos zonas. En la primera, la sección efectiva se encuentra en el lado más próximo al J, y no debe dejar espacio al cilindro. Mientras que en la segunda debe llevar un espacio que debe rotar al cilindro 3.

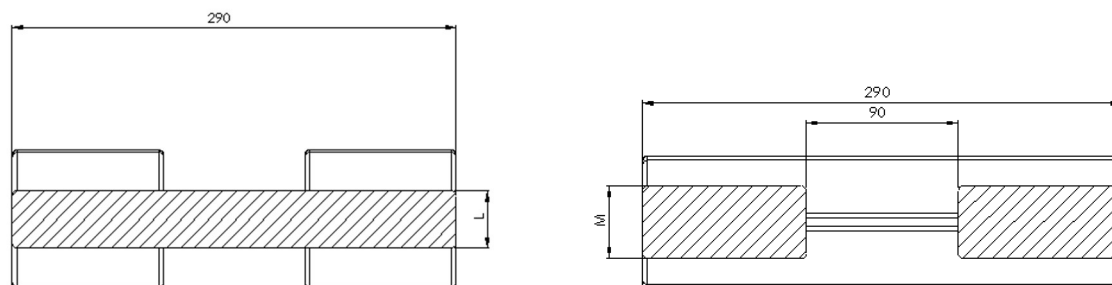


Imagen 2.67. Sección intermedia de la barra 5

$$\sigma = \frac{497\,170\text{ N}}{290 \cdot L \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow L = 14.488 \text{ mm} \approx 15 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{497\,170\text{ N}}{(290 - 90) \cdot M \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow M = 21 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

De esta forma, la barra 5 queda totalmente definida.

4.8. Alojamientos de los pasadores

En este apartado se calcularán los distintos alojamientos de los pasadores que actúan sobre la chapa exterior de los componentes. En estas zonas el mayor problema es la posibilidad de aplastamiento al tener una chapa relativamente fina (12.5 mm en la pluma y 20 mm en el brazo).

Estos puntos son cinco y se muestran a continuación en el ensamblaje (imagen 2.68).

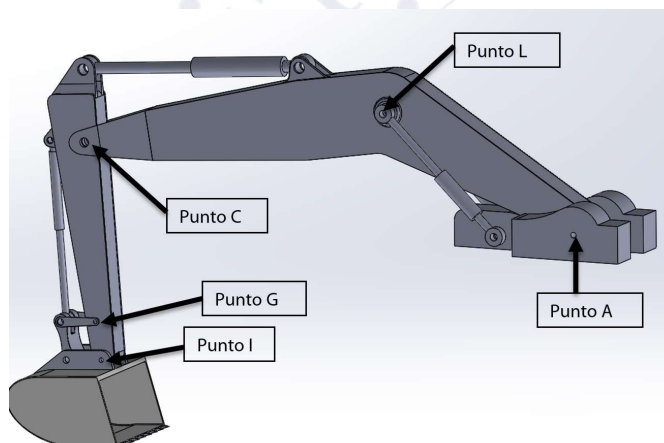


Imagen 2.68. Localización de los alojamientos de los pasadores

Hay que destacar que las fuerzas máximas que actúan en cada uno de los puntos depende de la posición en la que trabaje el conjunto.

En la siguiente tabla se recogen las fuerzas máximas que actúan sobre cada uno de los puntos y la hipótesis de cálculo en las que se produce.

Punto	Fuerza (N)	Posición			Hipótesis de carga
		$\Phi(^{\circ})$	$\gamma(^{\circ})$	$\tau(^{\circ})$	
A	310987	35	-90	20	5
C	865453	35	-90	20	BASE A 35°
G	145970	90	-90	20	8
I	189170	-	90	90	Con la mayor fuerza en la punta del cazo (170 kN) y cilindro 2 actuando
L	395840	-	-	-	Con el cilindro 1 actuando

Tabla 2.39. Fuerzas máximas que actúan en cada pasador

Dado que los pasadores ya han sido definidos anteriormente, se deberá calcular el espesor de las chapas en estos puntos.

El método de cálculo consiste en determinar el área proyectada mínima para que no se produzca el aplastamiento de esta sección. Es decir, se debe ejercer la fuerza en el área proyectada del alojamiento una vez determinado el diámetro del pasador.

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

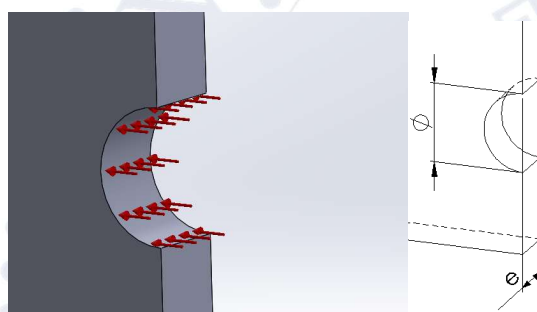


Imagen 2.69. Simplificación del cálculo por aplastamiento



ANEXOS

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

En la siguiente tabla se recogen los resultados del cálculo del diámetro de los pasadores para los puntos analizados en este apartado, según lo recogido en el apartado 3.5 de este anexo.

Punto	Fuerza (N)	Diámetro pasador (mm)
A	310987	60
C	865453	100
G	145970	40
I	189170	65
L	395840	80

Tabla 2.40. Fuerzas máximas que actúan en cada pasador y su diámetro

Resolviendo la ecuación del cálculo por aplastamiento se obtiene el valor del espesor del alojamiento para cada punto.

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 2.41. Resumen de las características de cada pasador

Cabe destacar que:

1. La chapa tiene un espesor general de 12.5 mm en la pluma y 20 mm en el brazo, por lo que habrá que añadir material equivalente a la diferencia de ambos valores para cada punto.
2. En el cálculo del espesor del alojamiento se debe tener en cuenta que la fuerza es la mitad de la total dado que es un conjunto simétrico de dos componentes.

Por todo, ello será necesario modificar el espesor del alojamiento de los puntos A y L, pertenecientes a la pluma y el punto C perteneciente al brazo.

A continuación, se muestra un ejemplo de un alojamiento acotado de forma esquemática, en este caso para la pluma.



ANEXOS

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

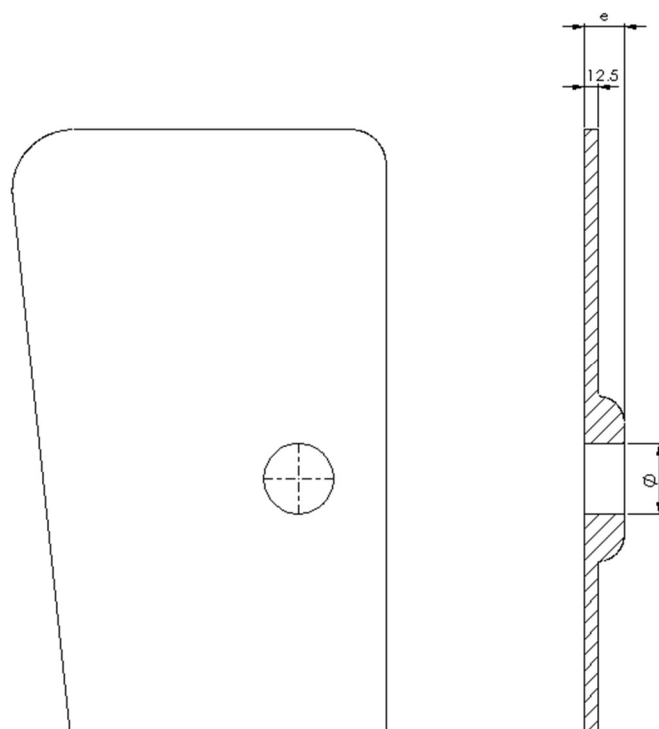


Imagen 2.70. Ejemplo de un alojamiento

4.9. Cálculo de las orejetas de conexión de los cilindros.

Las orejetas que están en contacto con los cilindros están situadas en los puntos D y E (con el cilindro 2 en pluma y brazo, respectivamente) y el punto F (cilindro 3 con el brazo).

A continuación, se muestran en el modelo de SolidWorks de las orejetas diseñadas en las imágenes 2.71, 2.72 y 2.73.



ANEXOS

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

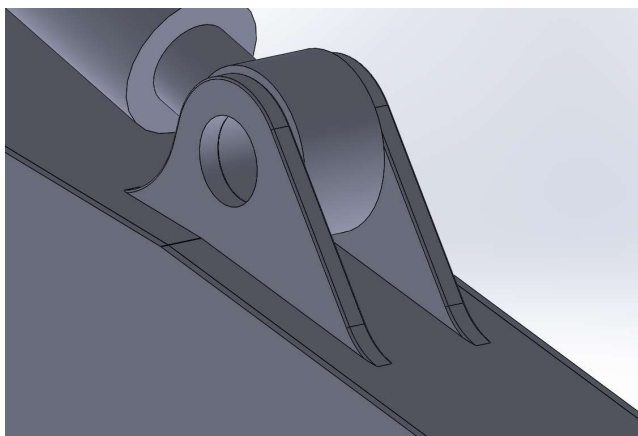


Imagen 2.71. Orejeta del punto D



Imagen 2.72. Orejeta del punto E

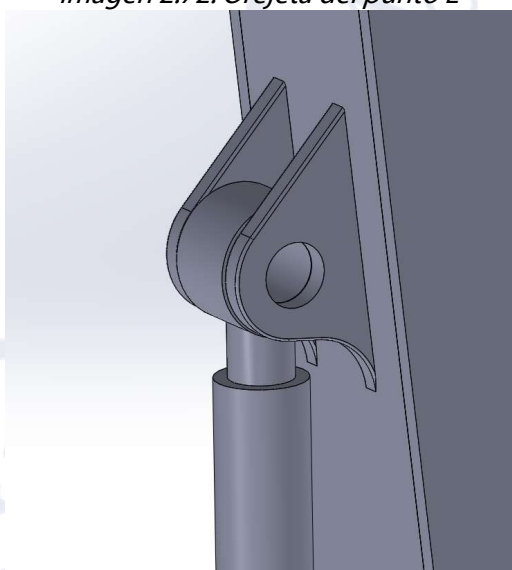


Imagen 2.73. Orejeta del punto F

4.9.1. Punto D.

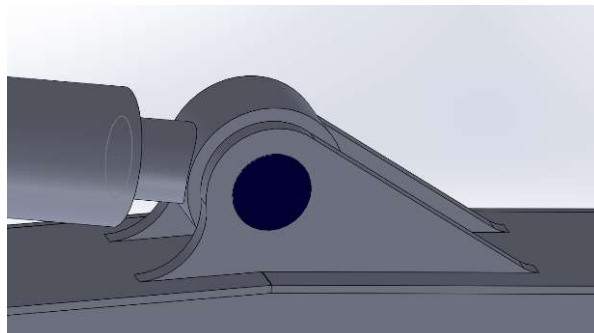


Imagen 2.74. Orejeta del punto D

4.9.1.1. Cálculo a aplastamiento

En este punto la fuerza máxima que provoca el aplastamiento es igual a la desarrollada por el cilindro 2, es decir, 794.43 kN en dos orejetas. El diámetro del pasador viene definido por el propio cilindro cuya cota se detalla en el catálogo de anexo VIII, y que es de 120 mm.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{\frac{794\,430\text{ N}}{2}}{120 \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow e = 27.97 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}.$$

4.9.1.2. Cálculo de la base de la orejeta

Pero, además, se debe estudiar las posibles tensiones en la base de la orejeta, este estudio se realizará mediante la hipótesis de que dicha orejeta se comporta como una viga empotrada con una carga puntual aplicada en la parte superior a una altura L de la base y con una carga axial orientada hacia abajo. Dicha simplificación se representa en la figura 2.1.

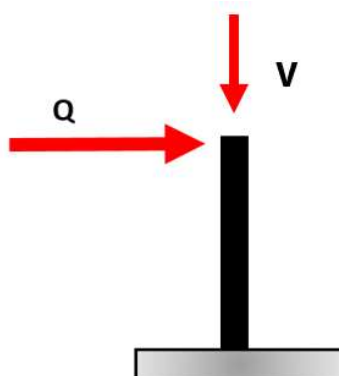


Figura 2.1. Simplificación de una orejeta

$$V = \frac{794\,430\text{ N}}{2} \cdot \frac{(750 - 400)\text{ mm}}{2468\text{ mm}} = 56\,331\text{ N}$$

$$Q = \frac{794\,430\text{ N}}{2} \cdot \frac{(2450)\text{ mm}}{2468\text{ mm}} = 394\,318\text{ N}$$

Por ello, mediante las ecuaciones de equilibrio se determina que el momento flector en la base es de $Q \cdot L$ y con un cortante de valor Q . Por diseño, la altura L es de 125 mm, así pues, en la base existirá una tensión a cortante y una tensión axial debido al momento flector.

Dado que, como se ha explicado, existe un esfuerzo axial y un esfuerzo cortante en la base, se decide aplicar el criterio de von Mises, simplificando el valor de la tensión cortante en la base al analizar las tensiones en el extremo de la sección.

$$\sigma = \frac{Q \cdot L}{\frac{1}{12} \cdot e \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} + \frac{V}{b \cdot h}$$

$$\tau = \frac{Q}{e \cdot h}$$

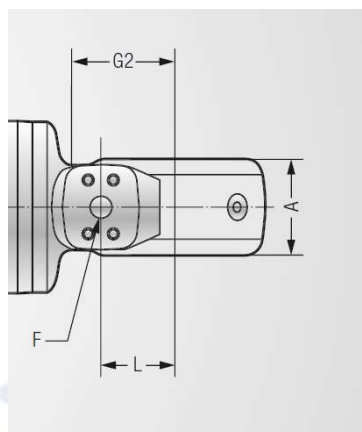
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq 118.33\text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{Q \cdot L}{\frac{1}{12} \cdot e \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} + \frac{V}{b \cdot h}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{Q}{e \cdot h}\right)^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{\frac{788636}{2} \cdot 125}{\frac{1}{12} \cdot 30 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} + \frac{56331}{30 \cdot h}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\frac{788636}{2}}{30 \cdot h}\right)^2} \leq 118.33 \text{ MPa} \rightarrow h = 439.36 \text{ mm} \approx 440 \text{ mm}$$

Según lo anteriormente calculado la distancia total correspondiente a la altura de la sección rectangular debe de ser de 440 mm, pero se ha de tener en cuenta las posibles interferencias de orejeta en el movimiento del cilindro 2.

Para dicha comprobación se ha de acudir al catálogo comercial del cilindro y determinar la distancia mínima que garantice su libertad de giro respecto del eje del pasador.



Según la figura anterior se deberá tener una libertad de movimiento correspondiente a una circunferencia de radio G_2 . Para el cilindro 2, que está conectado al brazo y a la pluma, esta cota es de 130 mm, por lo que habrá interferencias en el movimiento si se realizase de manera simétrica.

Una posible solución es desplazar la sección hacia el lado opuesto de donde se encuentra el cilindro con la consecuencia de obtener una distribución asimétrica de las tensiones en su valor absoluto.



Por tanto, se debería aplicar el teorema de Steiner por la cual se determina la inercia de una sección respecto de un eje que no pasa por su centro geométrico.

Este teorema establece que la inercia de un área respecto del eje zz' será la correspondiente a la del eje xx' , que pasa por su centro de gravedad, más el área por la distancia perpendicular entre ambos ejes, es decir, r según la figura 2.2.

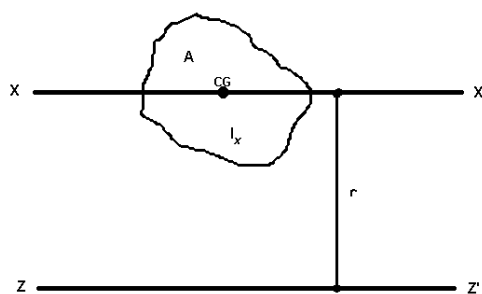


Figura 2.2. Ilustración del teorema de Steiner

Resultando la inercia total igual a $I_{xx'} + A \cdot r^2$.

Por tanto, la inercia de la sección de la orejeta se debe calcular mediante la aplicación del teorema de Steiner.

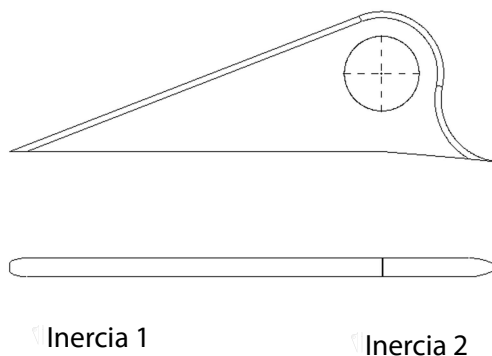


Imagen 2.75. Ejemplo de una orejeta

Como se puede observar, hay dos zonas separadas por el punto de aplicación de la fuerza del cilindro 2.



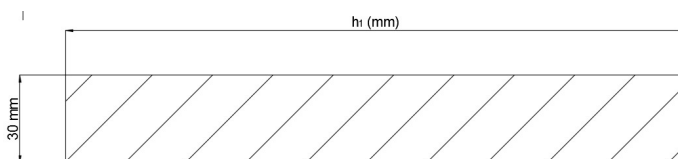
ANEXOS

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

La inercia total deberá ser la suma de ambas por lo que la inercia se ha de calcular por separado para ambas. En dicho cálculo se han obviado los redondeos realizados debido a que estos se incluyeron para evitar posibles concentradores de tensiones.

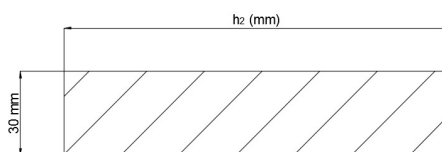
Inercia 1

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot 30 \cdot h_1^3 + 30 \cdot h_1 \cdot \frac{h_1}{2}$$



Inercia 2

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot 30 \cdot h_2^3 + 30 \cdot h_2 \cdot \frac{h_2}{2}$$



Inercia total

$$I_{\text{total}} = \frac{1}{12} \cdot 30 \cdot h_1^3 + 30 \cdot h_1 \cdot \frac{h_1}{2} + \frac{1}{12} \cdot 30 \cdot h_2^3 + 30 \cdot h_2 \cdot \frac{h_2}{2}$$

Dado que el objetivo de este cálculo modificar el diseño original de tal manera que no haya interferencias, la distancia correspondiente a h_2 debe ser menor a 130 mm. Por ello, se ha realizado una tabla paramétrica en la cual se varíe el valor de h_1 hasta que satisfaga los requisitos de diseño, tanto en geométrica como en límite de tensiones.

Como criterio de diseño se ha establecido que, para dotar de una transición lo más gradual posible, la distancia donde se genera la mayor tensión (h_1) sea el doble que h_2 . De esta manera se evitan concentradores de tensiones.

Debido a que la distancia, desde cada uno de los extremos al eje de referencia es distinta, el reparto de tensiones será asimétrico, por lo que deberá tenerse en cuenta el caso más desfavorable, es decir, en el punto más alejado (h_1).



ANEXOS

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

Una vez, determinado todo lo anterior, se introducen las siguientes ecuaciones en el programa de cálculo *EES* y se genera una tabla paramétrica.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(\frac{\frac{788636}{2} \cdot 125}{I_{total}} \cdot \frac{h_1}{2} + \frac{56331}{A_{total}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\frac{788636}{2}}{A_{total}}\right)^2} \leq 118.33 \text{ MPa}$$

$$h_1 = h_2 \cdot 2$$

Se debe puntualizar que en el punto más desfavorable el axil tiende a comprimir la orejeta al igual que el momento flector, por lo que se deben sumar las tensiones.

$$\begin{aligned} b &= 30 \\ \text{Fuerza}_{\text{horizontal}} &= \frac{788636}{2} \\ \text{Fuerza}_{\text{axial}} &= 56331 \\ \text{Momento}_{\text{flector}} &= \text{Fuerza}_{\text{horizontal}} \cdot 125 \\ \text{Inercia}_1 &= \frac{1}{12} \cdot b \cdot h_1^3 + b \cdot \frac{h_1^2}{2} \\ \text{Inercia}_2 &= \frac{1}{12} \cdot b \cdot h_2^3 + b \cdot \frac{h_2^2}{2} \\ \text{Inercia}_{\text{total}} &= \text{Inercia}_1 + \text{Inercia}_2 \\ \text{Area}_{\text{total}} &= b \cdot (h_1 + h_2) \\ \sigma &= \frac{\text{Momento}_{\text{flector}}}{\text{Inercia}_{\text{total}}} \cdot \frac{h_1}{2} + \frac{\text{Fuerza}_{\text{axial}}}{\text{Area}_{\text{total}}} \\ \tau &= \frac{\text{Fuerza}_{\text{horizontal}}}{\text{Area}_{\text{total}}} \\ \sigma_{VM} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \\ h_1 &= h_2 \cdot 2 \end{aligned}$$

Imagen 2.76. Ecuaciones introducidas en el programa EES

En la tabla paramétrica que se muestra a continuación se ha variado el valor de h_2 desde 1 mm hasta 220 mm.



ANEXOS

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

En la tabla 2.42 se puede observar como el primer valor que cumple un factor de seguridad de 3 corresponde a valores de:

$$h_2 = 147 \text{ mm}$$

$$h_1 = 294 \text{ mm}$$

Pero, el valor de h_2 es mayor que 130 mm y se puede concluir que para estos valores hay inferencia con el cilindro

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Area total	b	Fuerza axial	Fuerza horizontal	h_1	h_2	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia total	Momento flexor	σ	σ_{VM}	τ	C_s	
Run 127	11430	30	56331	394318	254	127	4.194E+07	5.363E+06	4.730E+07	4.929E+07	137.3	149.7	34.5	2.371	
Run 128	11520	30	56331	394318	256	128	4.293E+07	5.489E+06	4.841E+07	4.929E+07	135.2	147.6	34.23	2.405	
Run 129	11610	30	56331	394318	258	129	4.393E+07	5.616E+06	4.955E+07	4.929E+07	133.2	145.6	33.96	2.438	
Run 130	11700	30	56331	394318	260	130	4.495E+07	5.746E+06	5.070E+07	4.929E+07	131.2	143.6	33.7	2.472	
Run 131	11790	30	56331	394318	262	131	4.599E+07	5.878E+06	5.187E+07	4.929E+07	129.3	141.7	33.45	2.506	
Run 132	11880	30	56331	394318	264	132	4.704E+07	6.011E+06	5.306E+07	4.929E+07	127.4	139.7	33.19	2.540	
Run 133	11970	30	56331	394318	266	133	4.811E+07	6.147E+06	5.426E+07	4.929E+07	125.5	137.9	32.94	2.575	
Run 134	12060	30	56331	394318	268	134	4.920E+07	6.285E+06	5.548E+07	4.929E+07	123.7	136.1	32.7	2.609	
Run 135	12150	30	56331	394318	270	135	5.030E+07	6.424E+06	5.673E+07	4.929E+07	121.9	134.3	32.45	2.644	
Run 136	12240	30	56331	394318	272	136	5.142E+07	6.566E+06	5.798E+07	4.929E+07	120.2	132.5	32.22	2.679	
Run 137	12330	30	56331	394318	274	137	5.255E+07	6.710E+06	5.926E+07	4.929E+07	118.5	130.8	31.98	2.714	
Run 138	12420	30	56331	394318	276	138	5.370E+07	6.856E+06	6.056E+07	4.929E+07	116.9	129.1	31.75	2.749	
Run 139	12510	30	56331	394318	278	139	5.487E+07	7.004E+06	6.188E+07	4.929E+07	115.2	127.5	31.52	2.784	
Run 140	12600	30	56331	394318	280	140	5.606E+07	7.154E+06	6.321E+07	4.929E+07	113.6	125.9	31.3	2.820	
Run 141	12690	30	56331	394318	282	141	5.726E+07	7.306E+06	6.456E+07	4.929E+07	112.1	124.3	31.07	2.855	
Run 142	12780	30	56331	394318	284	142	5.848E+07	7.461E+06	6.594E+07	4.929E+07	110.6	122.8	30.85	2.891	
Run 143	12870	30	56331	394318	286	143	5.971E+07	7.617E+06	6.733E+07	4.929E+07	109.1	121.3	30.64	2.927	
Run 144	12960	30	56331	394318	288	144	6.096E+07	7.776E+06	6.874E+07	4.929E+07	107.6	119.8	30.43	2.963	
Run 145	13050	30	56331	394318	290	145	6.223E+07	7.937E+06	7.017E+07	4.929E+07	106.2	118.4	30.22	2.999	
Run 146	13140	30	56331	394318	292	146	6.352E+07	8.100E+06	7.162E+07	4.929E+07	104.8	116.9	30.01	3.036	
Run 147	13230	30	56331	394318	294	147	6.483E+07	8.265E+06	7.309E+07	4.929E+07	103.4	115.6	29.8	3.072	
Run 148	13320	30	56331	394318	296	148	6.615E+07	8.433E+06	7.458E+07	4.929E+07	102	114.2	29.6	3.109	
Run 149	13410	30	56331	394318	298	149	6.749E+07	8.603E+06	7.609E+07	4.929E+07	100.7	112.9	29.4	3.145	
Run 150	13500	30	56331	394318	300	150	6.885E+07	8.775E+06	7.763E+07	4.929E+07	99.42	111.6	29.21	3.182	
Run 151	13590	30	56331	394318	302	151	7.023E+07	8.949E+06	7.918E+07	4.929E+07	98.15	110.3	29.02	3.219	
Run 152	13680	30	56331	394318	304	152	7.162E+07	9.126E+06	8.075E+07	4.929E+07	96.9	109	28.82	3.257	
Run 153	13770	30	56331	394318	306	153	7.304E+07	9.305E+06	8.234E+07	4.929E+07	95.68	107.8	28.64	3.294	
Run 154	13860	30	56331	394318	308	154	7.447E+07	9.486E+06	8.395E+07	4.929E+07	94.48	106.6	28.45	3.332	
Run 155	13950	30	56331	394318	310	155	7.592E+07	9.670E+06	8.559E+07	4.929E+07	93.3	105.4	28.27	3.369	
Run 156	14040	30	56331	394318	312	156	7.739E+07	9.856E+06	8.724E+07	4.929E+07	92.15	104.2	28.09	3.407	
Run 157	14130	30	56331	394318	314	157	7.888E+07	1.004E+07	8.892E+07	4.929E+07	91.01	103.1	27.91	3.445	
Run 158	14220	30	56331	394318	316	158	8.038E+07	1.024E+07	9.062E+07	4.929E+07	89.9	101.9	27.73	3.483	
Run 159	14310	30	56331	394318	318	159	8.191E+07	1.043E+07	9.234E+07	4.929E+07	88.81	100.8	27.56	3.521	
Run 160	14400	30	56331	394318	320	160	8.346E+07	1.062E+07	9.408E+07	4.929E+07	87.74	99.74	27.38	3.559	
Run 161	14490	30	56331	394318	322	161	8.502E+07	1.082E+07	9.584E+07	4.929E+07	86.69	98.67	27.21	3.598	
Run 162	14580	30	56331	394318	324	162	8.661E+07	1.102E+07	9.763E+07	4.929E+07	85.65	97.63	27.05	3.636	
Run 163	14670	30	56331	394318	326	163	8.821E+07	1.123E+07	9.943E+07	4.929E+07	84.64	96.6	26.88	3.675	
Run 164	14760	30	56331	394318	328	164	8.983E+07	1.143E+07	1.013E+08	4.929E+07	83.64	95.59	26.72	3.714	
Run 165	14850	30	56331	394318	330	165	9.148E+07	1.164E+07	1.031E+08	4.929E+07	82.66	94.6	26.55	3.753	
Run 166	14940	30	56331	394318	332	166	9.314E+07	1.185E+07	1.050E+08	4.929E+07	81.7	93.62	26.39	3.792	

Tabla 2.42. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto D (I)

Como alternativa se propone fijar el valor de h_2 a 120 mm, que garantice que no haya contacto entre la orejeta y el cilindro, aun cuando esta se deforme, y variar la proporción entre h_1 y h_2 . Resultados que se recogen a continuación en la tabla 2.43.



ANEXOS

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

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Area _{total}	b	Fuerza _{axial}	Fuerza _{horizontal}	h ₁	h ₂	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia _{total}	Momento _{sector}	σ	σ _{VM}	τ	C _s	Relacion
11696	30	56331	394318	269.9	120	5.022E+07	4.536E+06	5.476E+07	4.929E+07	126.3	139.1	33.71	2.552	2.249
11851	30	56331	394318	275	120	5.314E+07	4.536E+06	5.768E+07	4.929E+07	122.3	135.2	33.27	2.626	2.292
12006	30	56331	394318	280.2	120	5.617E+07	4.536E+06	6.071E+07	4.929E+07	118.4	131.4	32.84	2.702	2.335
12161	30	56331	394318	285.4	120	5.931E+07	4.536E+06	6.385E+07	4.929E+07	114.8	127.8	32.43	2.778	2.378
12316	30	56331	394318	290.5	120	6.257E+07	4.536E+06	6.711E+07	4.929E+07	111.3	124.3	32.02	2.855	2.421
12471	30	56331	394318	295.7	120	6.595E+07	4.536E+06	7.048E+07	4.929E+07	107.9	121	31.62	2.934	2.464
12626	30	56331	394318	300.9	120	6.944E+07	4.536E+06	7.398E+07	4.929E+07	104.7	117.8	31.23	3.013	2.507
4.9794	30	56331	394318	300.9	120	7.398E+07	4.536E+06	7.398E+07	4.929E+07	104.7	117.8	31.23	3.013	2.507

Tabla 2.43. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto D (II)

Como se observa, el primer valor de relación de h_1 entre h_2 , que cumple un coeficiente de seguridad de 3, es igual a 2.507, con $h_1 = 300.9$ mm y $h_2 = 120$ mm.

4.9.1.3. Cálculo a tracción

Como último paso a la hora de diseñar esta orejeta se realiza una comprobación de la sección que está sometida a tracción.

Esta comprobación es importante a la hora de determinar el radio de la circunferencia exterior que determina la geometría de la orejeta. A continuación, se muestra sombreada la sección que deberá soportar el esfuerzo a tracción.

El diámetro interior y la anchura ya han sido definidos, siendo de 120 mm y de 30 mm respectivamente, por lo que el área de la sección resistente será:

$$\text{Area} = \left(125 - \frac{120}{2}\right) \cdot 30 + 30 \cdot \left(h - \frac{120}{2}\right)$$

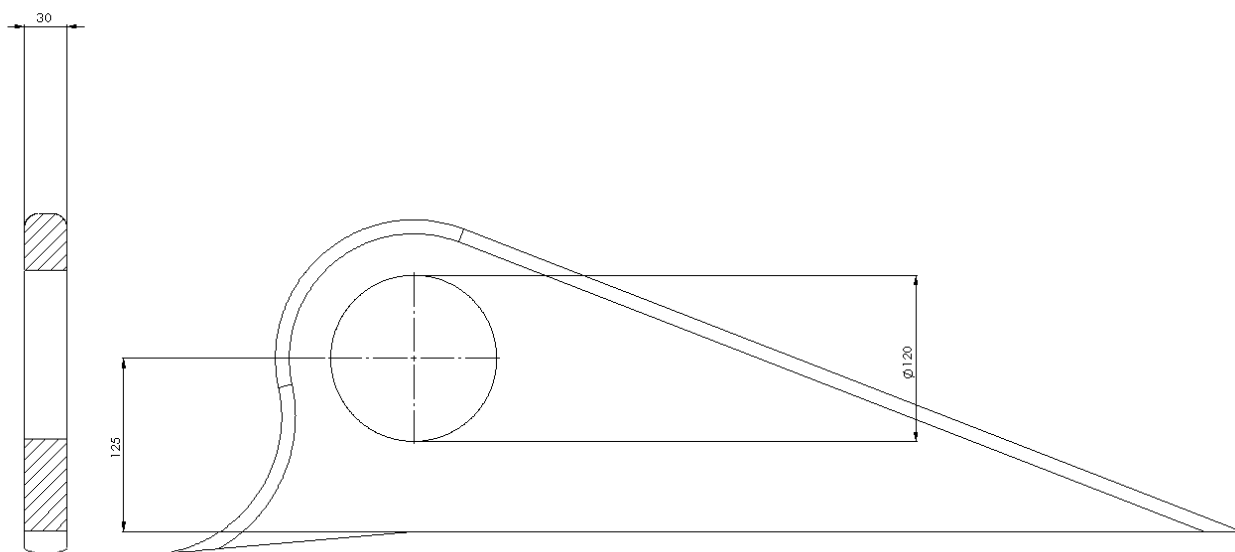


Imagen 2.77. Sección resistente a tracción de la orejeta del punto D

Esa sección resistente deberá soportar en el caso más desfavorable 394 318 N con una tensión límite de trabajo de 118.33 MPa.

$$\sigma = \frac{394\,318}{\left(125 - \frac{120}{2}\right) \cdot 30 + 30 \cdot \left(h - \frac{120}{2}\right)} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow h = 106.07 \approx 110 \text{ mm}$$

Quedando, de esta manera, totalmente definida la orejeta del punto D.



4.9.2. Orejeta punto F

Esta orejeta se muestra en la imagen 2.78 y se procede al cálculo de la misma manera que se ha desarrollado en la orejeta del punto D.

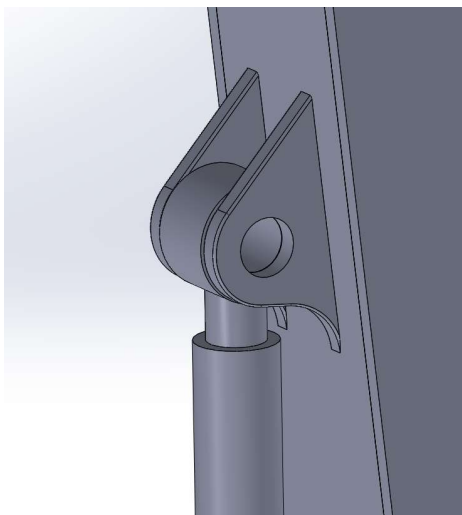


Imagen 2.78. Orejeta del punto F

3.9.2.1. Cálculo a aplastamiento

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{\frac{363540 \text{ N}}{2}}{70 \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow e = 21.944 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm.}$$

4.9.2.2. Cálculo de la base de la orejeta

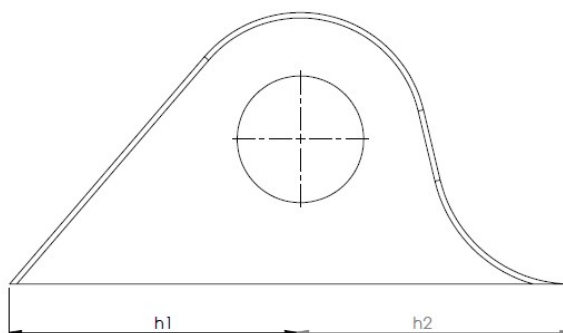


Imagen 2.79. Orejeta simplificada de perfil

De la misma manera se calcula la orejeta del punto F, generando otra tabla paramétrica y buscando las dimensiones que garanticen un coeficiente de seguridad mayor a 3.

En este caso, las dos orejetas deberán soportar la fuerza que le transmita el cilindro 3, es decir, 363 540 N repartida entre ambas.

La componente horizontal es de 363 036.13 N y la componente vertical es de 19 133.68 N. La componente horizontal está aplicada a 80 mm de la chapa.

Con ello, se plantean las siguientes mismas ecuaciones que el caso de la orejeta del punto D, pero variando el valor de las fuerzas horizontal y vertical.

Variando h_2 se resuelve la tabla paramétrica.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Area _{total}	b	Fuerza _{axial}	Fuerza _{horizontal}	h_1	h_2	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia _{total}	Momento _{rector}	σ	σ_{VM}	τ	C_s
5850	25	9567	181518	156	78	8.213E+06	1.065E+06	9.278E+06	1.452E+07	123,7	134,9	31,03	2,632
5925	25	9567	181518	158	79	8.529E+06	1.105E+06	9.635E+06	1.452E+07	120,7	131,8	30,64	2,693
6000	25	9567	181518	160	80	8.853E+06	1.147E+06	1.000E+07	1.452E+07	117,8	128,9	30,25	2,754
6075	25	9567	181518	162	81	9.185E+06	1.189E+06	1.037E+07	1.452E+07	115	126,1	29,88	2,816
6150	25	9567	181518	164	82	9.526E+06	1.233E+06	1.076E+07	1.452E+07	112,2	123,3	29,52	2,878
6225	25	9567	181518	166	83	9.874E+06	1.277E+06	1.115E+07	1.452E+07	109,6	120,7	29,16	2,941
6300	25	9567	181518	168	84	1.023E+07	1.323E+06	1.155E+07	1.452E+07	107,1	118,1	28,81	3,005
6375	25	9567	181518	170	85	1.060E+07	1.370E+06	1.197E+07	1.452E+07	104,6	115,7	28,47	3,069
6450	25	9567	181518	172	86	1.097E+07	1.418E+06	1.239E+07	1.452E+07	102,3	113,3	28,14	3,133
6525	25	9567	181518	174	87	1.135E+07	1.466E+06	1.282E+07	1.452E+07	100	111	27,82	3,198
6600	25	9567	181518	176	88	1.175E+07	1.517E+06	1.326E+07	1.452E+07	97,81	108,8	27,5	3,263
6675	25	9567	181518	178	89	1.215E+07	1.568E+06	1.371E+07	1.452E+07	95,68	106,6	27,19	3,329
6750	25	9567	181518	180	90	1.256E+07	1.620E+06	1.418E+07	1.452E+07	93,62	104,6	26,89	3,395

Tabla 2.44. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto F (I)

En el caso del cilindro 3, estas son las limitaciones geométricas:

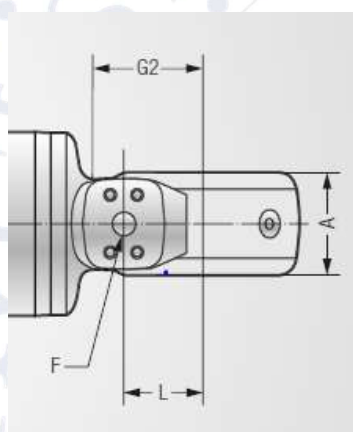


Imagen 2.80. Características del cilindro 3 (I)



ANEXOS

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

Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	Radius bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	Height SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)	Distance bottom head - SAE interface
D	d	A	B	C	E	F	G1 G2	H	J	K	L
115	75	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240	70
115	80	90	80	85	80	3/4"	145 90	95	81	240	70

Imagen 2.81. Características del cilindro 3 (II)

En este caso, no se generan interferencias entre el cilindro y la orejeta h_2 debería ser inferior a 90 mm pero, por cuestiones de diseño se decide que dejar un margen superior para evitar el contacto en caso de deformación excesiva.

Con el mismo procedimiento que en la orejeta del punto D, se propone fijar el valor de h_2 a 80 mm, que garantice que no haya contacto entre la orejeta y el cilindro, aun cuando esta se deforme, y variar la proporción entre h_1 y h_2 . Resultados que se recogen a continuación en la tabla 2.45.

Area _{total}	b	Fuerza _{axial}	Fuerza _{horizontal}	h_1	h_2	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia _{total}	Momento _{sector}	σ	σ_{VM}	τ	C_s	Relación
5722	25	9567	181518	148,9	80	7,155E+06	1,147E+06	8,301E+06	1,452E+07	131,9	142,9	31,72	2,484	1,861
5809	25	9567	181518	152,3	80	7,656E+06	1,147E+06	8,803E+06	1,452E+07	127,3	138,3	31,25	2,566	1,904
5895	25	9567	181518	155,8	80	8,181E+06	1,147E+06	9,327E+06	1,452E+07	122,9	134	30,79	2,65	1,947
5981	25	9567	181518	159,2	80	8,728E+06	1,147E+06	9,875E+06	1,452E+07	118,7	129,8	30,35	2,735	1,99
6067	25	9567	181518	162,7	80	9,300E+06	1,147E+06	1,045E+07	1,452E+07	114,6	125,8	29,92	2,822	2,033
6153	25	9567	181518	166,1	80	9,896E+06	1,147E+06	1,104E+07	1,452E+07	110,8	122	29,5	2,91	2,077
6239	25	9567	181518	169,6	80	1,052E+07	1,147E+06	1,166E+07	1,452E+07	107,1	118,4	29,09	3	2,12
6325	25	9567	181518	173	80	1,116E+07	1,147E+06	1,231E+07	1,452E+07	103,6	114,9	28,7	3,091	2,163

Tabla 2.45. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto F (II)

Como se observa, el primer valor de relación de h_1 entre h_2 que cumple un coeficiente de seguridad de 3 es igual a 2.12. Con $h_1 = 169.6$ mm y $h_2 = 80$ mm.



4.9.2.3. Cálculo a tracción

En cuanto a la sección efectiva que deberá someter el esfuerzo a tracción/ compresión será calculada a continuación:

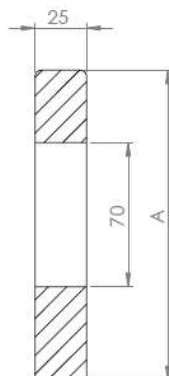


Imagen 2.82 Sección resistente a tracción

$$\sigma = \frac{\frac{363540 \text{ N}}{2}}{25 \cdot A - 70 \cdot 25} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow A = 131.44 \text{ mm} \approx 135 \text{ mm}$$

4.9.3. Orejeta del punto E

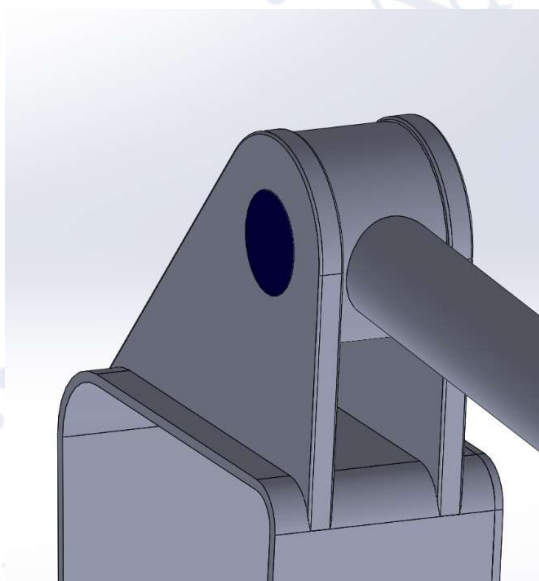


Imagen 2.83. Localización de la orejeta del punto E



4.9.3.1. Cálculo a aplastamiento

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{\frac{794\,430\text{ N}}{2}}{120 \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow e = 27.97 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm.}$$

4.9.3.2. Cálculo de la base de la orejeta

$$b = 30$$

$$\text{Fuerza}_{\text{horizontal}} = \frac{788636}{2}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{axial}} = \frac{56331}{2}$$

$$\text{Momento}_{\text{flector}} = \text{Fuerza}_{\text{horizontal}} \cdot 250$$

$$\text{Inercia}_1 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h_1^3 + b \cdot \frac{h_1^2}{2}$$

$$\text{Inercia}_2 = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h_2^3 + b \cdot \frac{h_2^2}{2}$$

$$\text{Inercia}_{\text{total}} = \text{Inercia}_1 + \text{Inercia}_2$$

$$\text{Area}_{\text{total}} = b \cdot (h_1 + h_2)$$

$$\sigma = \frac{\text{Momento}_{\text{flector}}}{\text{Inercia}_{\text{total}}} \cdot \frac{h_1}{2} + \frac{\text{Fuerza}_{\text{axial}}}{\text{Area}_{\text{total}}}$$

$$\tau = \frac{\text{Fuerza}_{\text{horizontal}}}{\text{Area}_{\text{total}}}$$

$$\sigma_{\text{VM}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$h_1 = h_2 \cdot 2$$

$$C_s = \frac{355}{\sigma_{\text{VM}}}$$

Imagen 2.84. Ecuaciones introducidas en EES

En este caso tenemos la limitación del espacio de la zona donde se unirá al brazo, que ha sido calculado anteriormente, por lo que, en el caso de que no se satisfagan las condiciones geométricas se optará por aumentar el espesor de la orejeta, que en este caso es de 30 mm.

Las limitaciones del tamaño del brazo en cuanto a sus dimensiones se recogen a continuación.

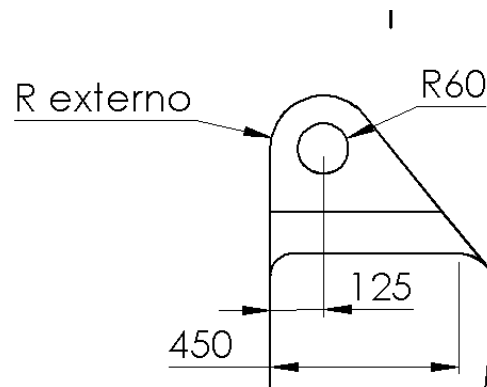


Imagen 2.85. Croquis de la orejeta E

Por tanto, h_1 está limitada a 325 mm y h_2 a 125 mm.

1	Area _{total}	2	b	3	Fuerza _{axial}	4	Fuerza _{horizontal}	5	h ₁	6	h ₂	7	Inercia ₁	8	Inercia ₂	9	Inercia _{total}	10	Momento _{flexor}	11	σ	12	σ _{VM}	13	τ	14	C _s
	17460	30	28166	394318		388	194	1.483E+08	1.882E+07	1.671E+08	9.858E+07	116.1	122.5	22.58	2.899												
	17550	30	28166	394318		390	195	1.506E+08	1.911E+07	1.697E+08	9.858E+07	114.9	121.3	22.47	2.927												
	17640	30	28166	394318		392	196	1.529E+08	1.940E+07	1.723E+08	9.858E+07	113.7	120.1	22.35	2.955												
	17730	30	28166	394318		394	197	1.552E+08	1.970E+07	1.749E+08	9.858E+07	112.6	119	22.24	2.983												
	17820	30	28166	394318		396	198	1.576E+08	1.999E+07	1.776E+08	9.858E+07	111.5	117.9	22.13	3.011												
	17910	30	28166	394318		398	199	1.600E+08	2.030E+07	1.803E+08	9.858E+07	110.4	116.8	22.02	3.04												
	18000	30	28166	394318		400	200	1.624E+08	2.060E+07	1.830E+08	9.858E+07	109.3	115.7	21.91	3.068												
	18090	30	28166	394318		402	201	1.648E+08	2.091E+07	1.857E+08	9.858E+07	108.2	114.6	21.8	3.097												

Tabla 2.46. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto E (I)

Como se puede observar, el primero que cumple el coeficiente de seguridad no cumple las limitaciones geométricas. Como una posible solución, se opta por fijar el valor de h_2 y se calcula h_1 hasta un valor que cumpla las condiciones geométricas a la par que el valor del factor de seguridad.

Area _{total}	b	Fuerza _{axial}	Fuerza _{horizontal}	h_1	h_2	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia _{total}	Momento _{flexor}	σ	σ_{VM}	τ	C_s
16050	30	28166	394318	410	125	1.748E+08	5.117E+06	1.799E+08	9.858E+07	114.1	121.7	24.57	2.916
16080	30	28166	394318	411	125	1.761E+08	5.117E+06	1.812E+08	9.858E+07	113.5	121.2	24.52	2.928
16110	30	28166	394318	412	125	1.774E+08	5.117E+06	1.825E+08	9.858E+07	113	120.7	24.48	2.941
16140	30	28166	394318	413	125	1.787E+08	5.117E+06	1.838E+08	9.858E+07	112.5	120.2	24.43	2.953
16170	30	28166	394318	414	125	1.800E+08	5.117E+06	1.851E+08	9.858E+07	112	119.7	24.39	2.966
16200	30	28166	394318	415	125	1.813E+08	5.117E+06	1.864E+08	9.858E+07	111.5	119.2	24.34	2.978
16230	30	28166	394318	416	125	1.826E+08	5.117E+06	1.877E+08	9.858E+07	111	118.7	24.3	2.991
16260	30	28166	394318	417	125	1.839E+08	5.117E+06	1.890E+08	9.858E+07	110.5	118.2	24.25	3.004

Tabla 2.47. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto E (II)

Según los resultados obtenidos, $h_1 = 417$ mm y $h_2 = 125$ mm, no se es capaz de encontrar una sección válida, por lo que se aumenta el espesor de la orejeta en la base hasta 47 mm, cumpliendo se con todos los requerimientos tal y como se puede observar en la tabla 2.48.

ANEXOS

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

Area _{total}	b	Fuerza _{axial}	Fuerza _{horizontal}	h ₁	h ₂	Inercia ₁	Inercia ₂	Inercia _{total}	Momento _{flexor}	σ	σ_{VM}	τ	C _s
20398	47	28166	394318	309	125	1,178E+08	8,017E+06	1,258E+08	9,858E+07	122,4	126,9	19,33	2,797
20445	47	28166	394318	310	125	1,189E+08	8,017E+06	1,270E+08	9,858E+07	121,7	126,2	19,29	2,812
20492	47	28166	394318	311	125	1,201E+08	8,017E+06	1,281E+08	9,858E+07	121	125,5	19,24	2,828
20539	47	28166	394318	312	125	1,212E+08	8,017E+06	1,293E+08	9,858E+07	120,3	124,9	19,2	2,843
20586	47	28166	394318	313	125	1,224E+08	8,017E+06	1,304E+08	9,858E+07	119,7	124,2	19,15	2,859
20633	47	28166	394318	314	125	1,236E+08	8,017E+06	1,316E+08	9,858E+07	119	123,5	19,11	2,875
20680	47	28166	394318	315	125	1,248E+08	8,017E+06	1,328E+08	9,858E+07	118,3	122,8	19,07	2,89
20727	47	28166	394318	316	125	1,259E+08	8,017E+06	1,340E+08	9,858E+07	117,6	122,2	19,02	2,906
20774	47	28166	394318	317	125	1,271E+08	8,017E+06	1,351E+08	9,858E+07	117	121,5	18,98	2,922
20821	47	28166	394318	318	125	1,283E+08	8,017E+06	1,363E+08	9,858E+07	116,3	120,9	18,94	2,938
20868	47	28166	394318	319	125	1,295E+08	8,017E+06	1,376E+08	9,858E+07	115,7	120,2	18,9	2,953
20915	47	28166	394318	320	125	1,307E+08	8,017E+06	1,388E+08	9,858E+07	115	119,6	18,85	2,969
20962	47	28166	394318	321	125	1,320E+08	8,017E+06	1,400E+08	9,858E+07	114,4	118,9	18,81	2,985
21009	47	28166	394318	322	125	1,332E+08	8,017E+06	1,412E+08	9,858E+07	113,7	118,3	18,77	3,001

Tabla 2.48. Tabla paramétrica del diseño de la orejeta del punto E (III)

4.9.3.3. Cálculo a tracción

En cuanto a la sección efectiva que deberá someter el esfuerzo a tracción/ compresión será calculada a continuación y en cuyo cálculo se ha simplificado el caso

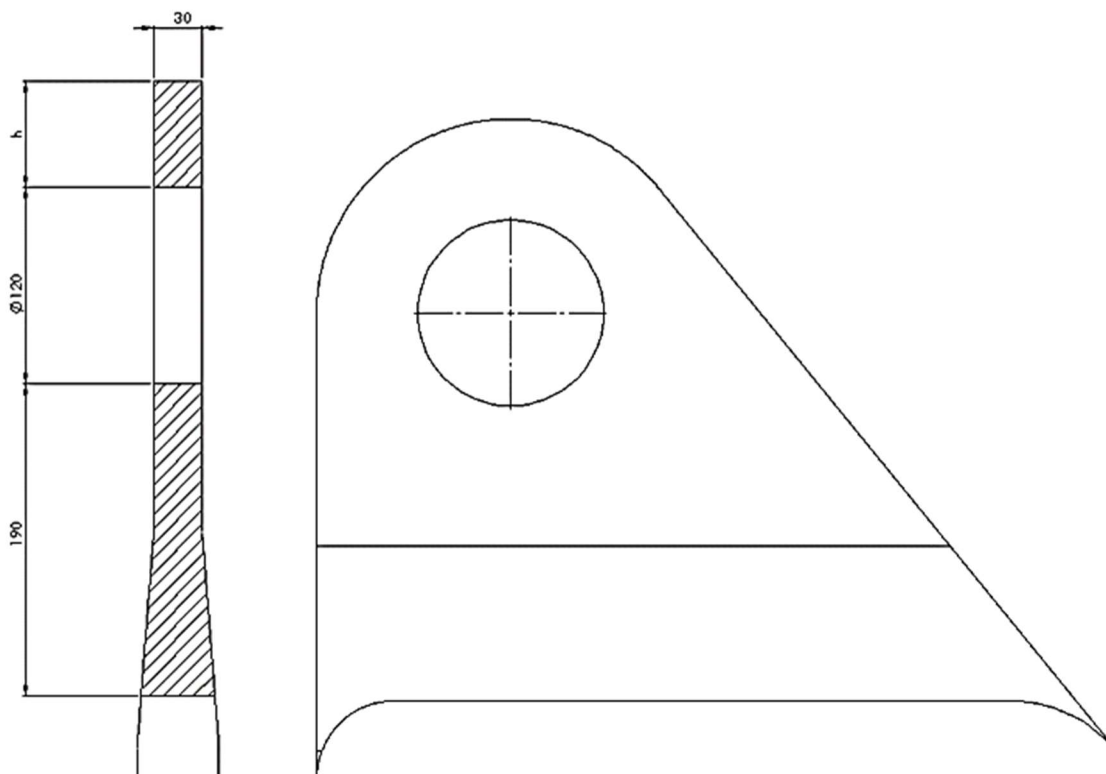


Imagen 2.86. Croquis de la orejeta del punto E (II)



ANEXOS

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

$$\sigma = \frac{394\,318}{190 \cdot 30 + 30 \cdot h} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow h = -78.92 \text{ mm}$$

En este caso, al resolver la ecuación anterior, se obtiene un valor negativo, lo que significa que el área existente ya cumple a tracción. Por lo que se opta por fijar el valor de h en 65 mm, lo que otorga un coeficiente de seguridad a tracción de 6.88.

4.10. Dimensionamiento del cazo y sus orejetas

4.10.1. Cálculo de las orejetas

En este apartado se procede al cálculo de las orejetas que conectan el cazo con el resto de los componentes. En este cálculo se tendrán en cuenta los cálculos ya realizados en cuanto el diámetro de los pasadores de dichas orejetas en el apartado 4.5.5. anexo IV y se deberá determinar el espesor de las orejetas para evitar el aplastamiento del acero usado en su diseño.

En la imagen 2.87 se muestra el conjunto del cazo con sus orejetas ensambladas.

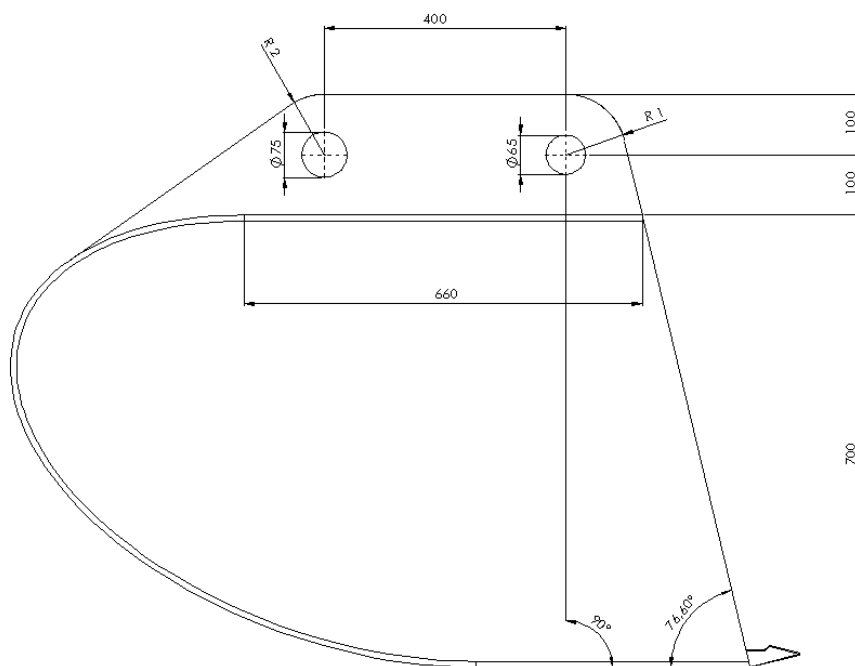


Imagen 2.87. Cazo

Del cálculo de los pasadores (Anexo IV) se ha obtenido que el diámetro de los pasadores es igual a 65 mm y a 75 mm, para los puntos I y J, respectivamente. Y que la fuerza máxima a cortante que actúa sobre ellos, se produce en el punto J, con un valor de 497 170 N, dividido entre las dos orejetas en dicho punto.

Por tanto, se procede al cálculo del espesor necesario de manera que la sección resistente sea aquella que se proyecta del producto del diámetro por el espesor necesario. Se considera que el espesor de estas será constante por lo que el cálculo se realizará con el menor de los diámetros de los puntos J e I.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{\frac{497\,170\text{ N}}{2}}{65 \cdot e \text{ (mm}^2\text{)}} = 118.33 \text{ MPa} \rightarrow e = 32 \text{ mm} \approx 35 \text{ mm}.$$

4.10.2. Diseño del cazo

En cuanto a las dimensiones de la base de las orejetas, se decide, por diseño hacer tangentes estas a las dimensiones del propio cazo. Cuyo diseño se mostrará a continuación en la imagen 2.88.

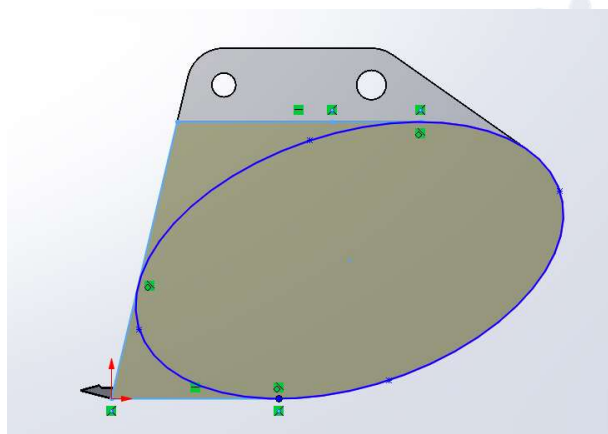


Imagen 2.88. Croquis simplificado del cazo

Su diseño se basa, principalmente, en una elipse con un radio mayor de 600 mm y un radio menor de 340 mm. Es una simplificación del modelo de cazo de la marca LIEBHERR y persigue el objetivo de conseguir una capacidad de carga de aproximadamente 0.8 m³.



Además de garantizar que las tensiones sean menores a un tercio del límite de fluencia del material, es decir 118.33 MPa.



Imagen 2.89. Ejemplo de modelo comercial

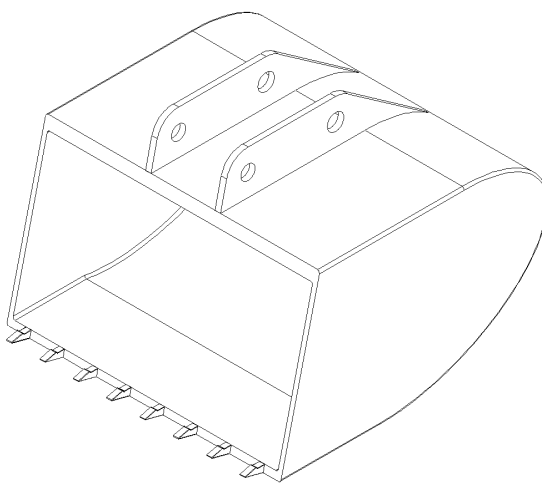


Imagen 2.90. Modelo de SolidWorks

Para su construcción se ha realizado una extrusión y un posterior vaciado del bloque creado, seleccionando como caras con mayor espesor aquella donde se aplica la fuerza y la que se encuentra en contacto con las orejetas. Estos espesores serán de 30 mm, mientras que para el resto de las caras será de 20 mm.



4.10.2.1. Comprobación del volumen

Mediante la operación "*Intersección*" se crea un volumen interno para después ser calculado por SolidWorks. El volumen final del cazo para la carga es de $80\,9201\,479.96\text{ mm}^3$, es decir, 0.809 m^3 , un valor aceptable con un error del 1.1125%.



ANEXO V. Modelizado del modelo de 3D en SolidWorks

5.1. Objetivo

La realización de un modelo en 3D en SolidWorks tiene distintos objetivos:

1. Realización de los planos de las piezas que componen el conjunto de manera simple
2. Ejecución de distintos ensayos mediante el método de elementos finitos que puedan confirmar las hipótesis planteadas.

5.2. Vista explosionada del conjunto

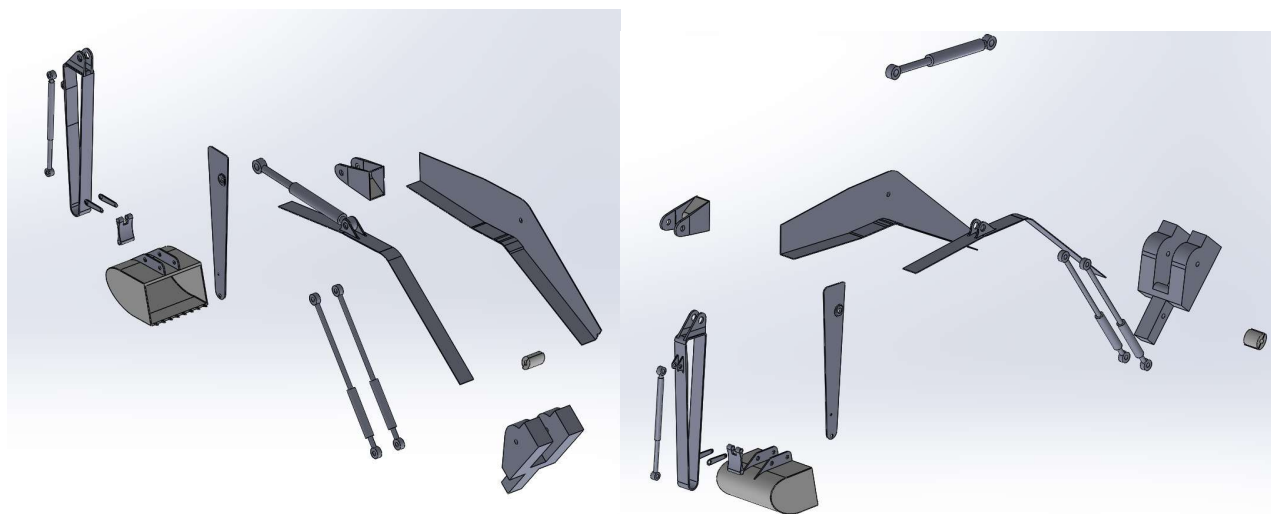


Imagen 2.91. Vistas explosionadas del modelo de SolidWorks

5.3. Contacto entre componentes

Es necesario establecer el contacto entre distintos componentes de manera que las distintas partes se unan de manera rígida. En las siguientes imágenes se muestran los conjuntos unidos de manera rígida.



ANEXOS

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

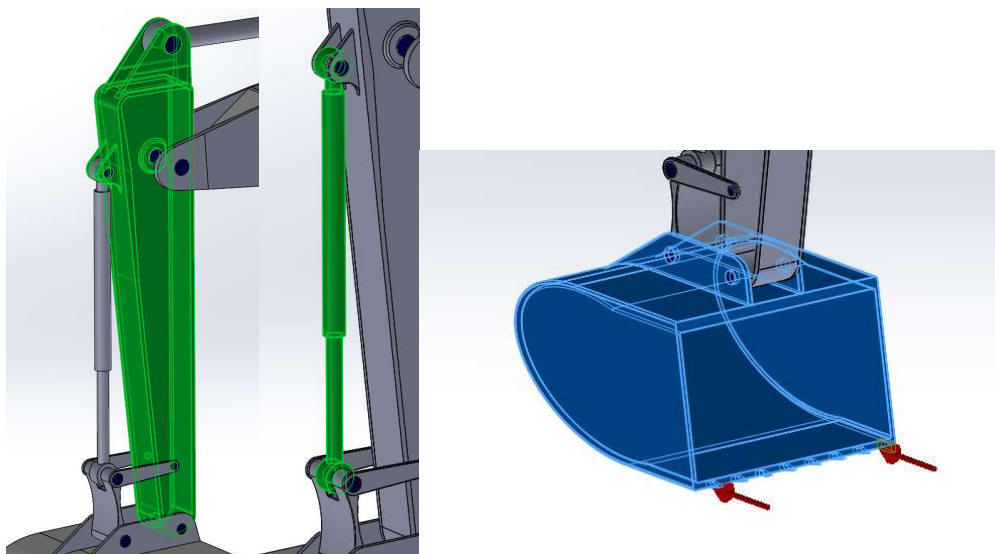


Imagen 2.92. Ensamblajes unidos rígidamente (I)

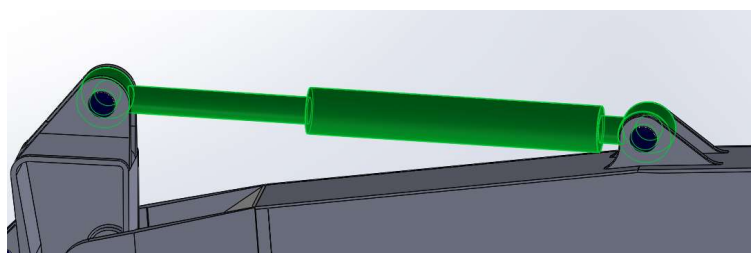


Imagen 2.93. Ensamblajes unidos rígidamente (II)

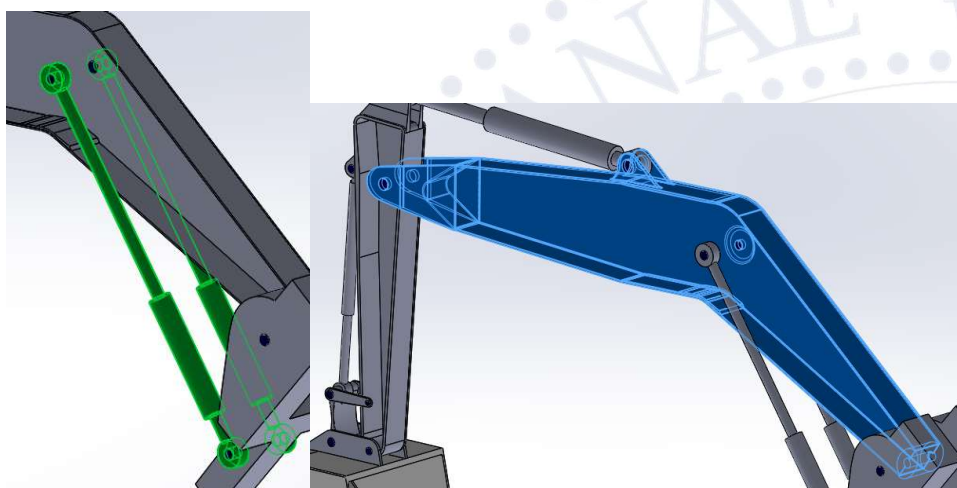


Imagen 2.94. Ensamblajes unidos rígidamente (III)

5.4. Conectores

Los pasadores se han modelizado como “Conectores” que permitan el giro relativo de los componentes seleccionando dos superficies concéntricas que sean conectadas por el pasador.

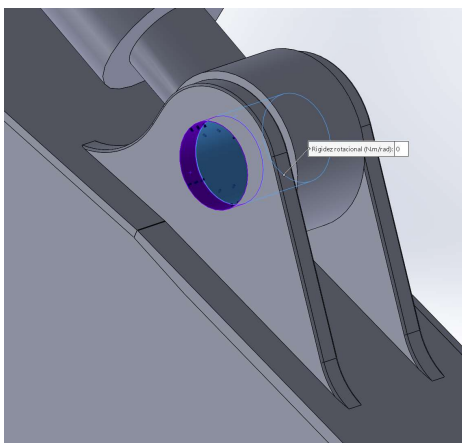


Imagen 2.95. Ejemplo de conector entre caras concéntricas

5.5. Sujeciones del conjunto

En la imagen 2.96 se muestran las caras de la base que han sido mediante “Geometría fija” simulando la sujeción de la base al resto de la excavadora de manera que impida los desplazamientos y el giro.

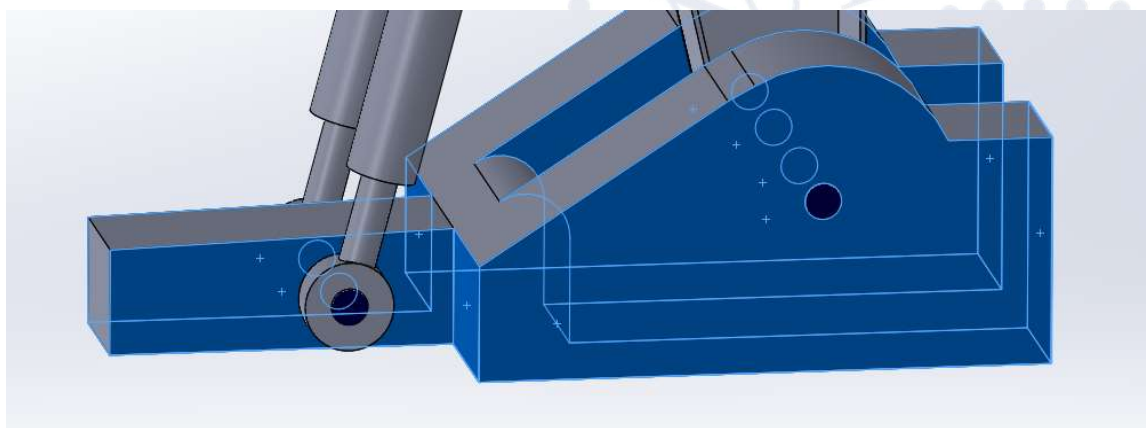


Imagen 2.96. Sujeciones de la simulación



5.6. Aplicación de la carga al modelo

Según lo establecido en la norma UNE la fuerza debe ser aplicada en la punta del cazo, pero no en los dientes del mismo. Por lo que se establece la dirección de la fuerza gracias a la orientación perpendicular de una arista en el punto más alejado posible.

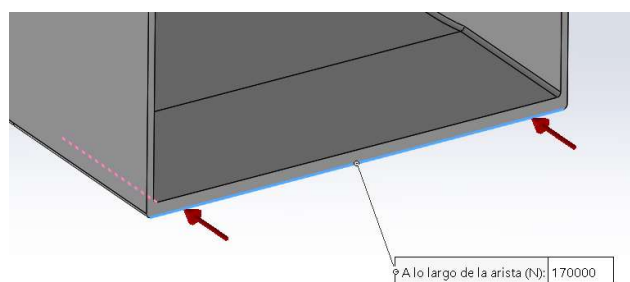


Imagen 2.97. Aplicación de la fuerza en la punta del cazo

5.7. Mallado

Dada la compleja simetría del conjunto se ha tenido que realizar en mallado en calidad borrador.

Se ha intentado realizar sin esta opción, pero dada la gran cantidad de datos que tiene que procesar el programa, se tuvo que declinar esta opción al llegar a las 5 horas de cálculo con un 10% completado. Finalmente, la configuración final de la malla se muestra en la imagen 2.98.

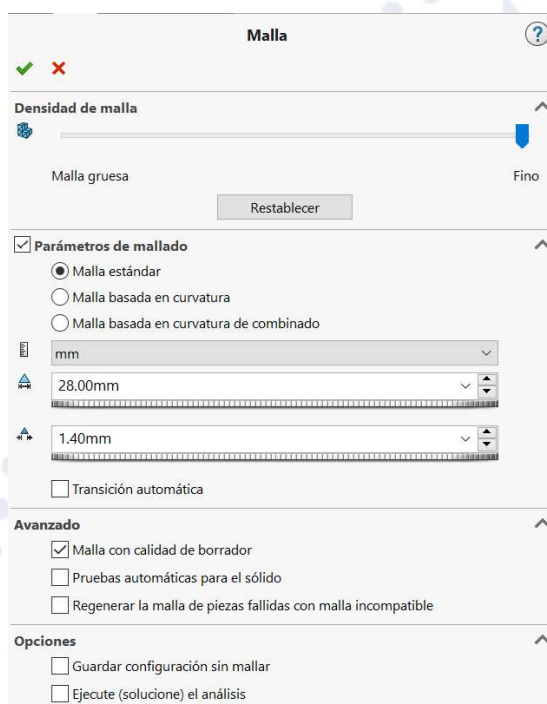


Imagen 2.98. Características de la malla



ANEXO VI. Resultados de la simulación en SolidWorks y comparativa con los valores teóricos

6.1. Objetivo

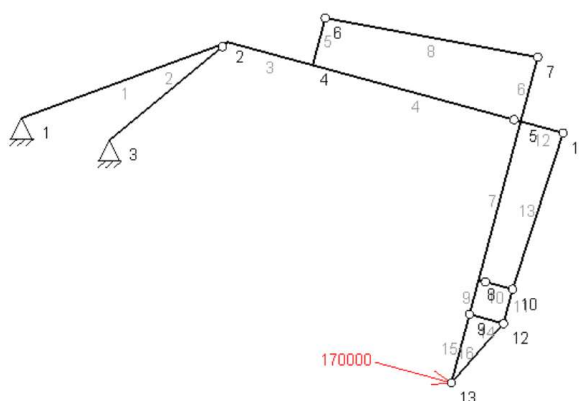
El objetivo de este anexo es mostrar los resultados de las distintas simulaciones en SolidWorks en las posiciones consideradas como válidas en el anexo I y comparar los resultados con los valores teóricos. Dicha comparativa se lleva a cabo para los valores de esfuerzo a cortante en los pasadores y en las tensiones máximas alcanzadas en cada posición en particular.

6.2. Posiciones a analizar

6.2.1. Hipótesis de posición base a 20º

En esta hipótesis se genera, teóricamente, 170 kN en la punta del cazo. La posición de esta hipótesis se resume en la tabla y se muestra en la figura de manera simplificada y representado en MEFI.

POSICIÓN BASE 1	
$\Phi(^{\circ})$	20
$\gamma(^{\circ})$	-110
$\tau(^{\circ})$	90



Variando la longitud de los cilindros en SolidWorks se logra situar el modelo en la posición deseada, tal y como se observa en la imagen 2.99.



ANEXOS

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

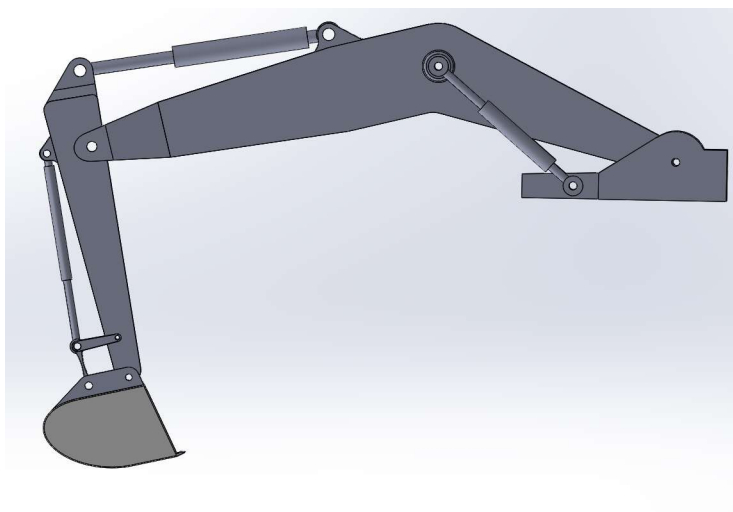


Imagen 2.99. Posición base a 20°

Se le aplica el mallado planteado y el conjunto presenta el siguiente aspecto.

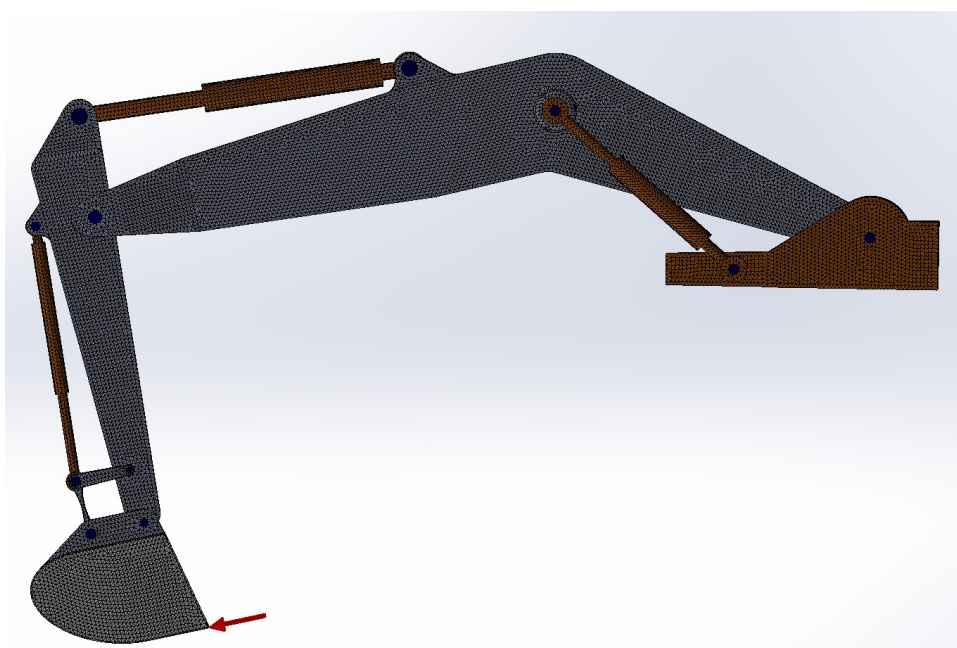


Imagen 2.100. Mallado en la posición base a 20°

Por último, se ejecuta el análisis estático para obtener los siguientes resultados:

- Análisis de tensiones de von Mises.
- Desplazamientos.
- Factor de seguridad.
- Análisis de esfuerzos a cortante en los pasadores.

6.2.1.1. Resultados del análisis de la tensión de von Mises y factor de seguridad.

En la imagen 2.101 se muestra el valor máximo de la tensión de von Mises. Como se observa, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.

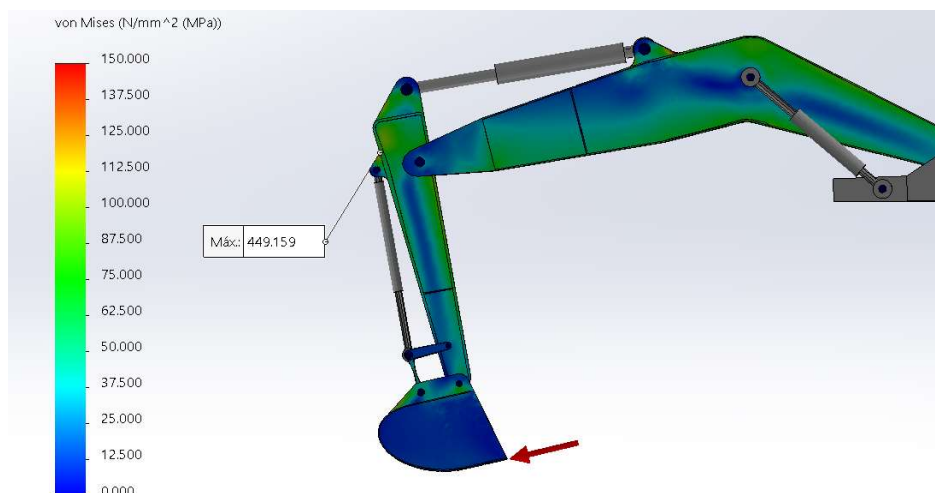


Imagen 2.101. Tensión máxima de von Mises (I)

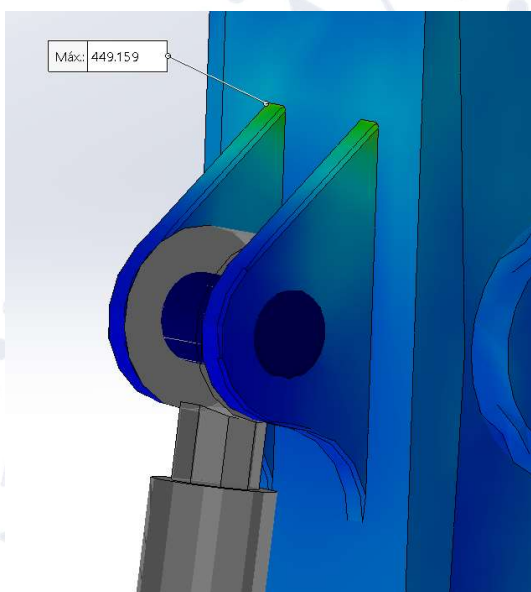


Imagen 2.102. Tensión máxima de von Mises (II)



Se configura el resultado del factor de seguridad para que se colorean de rojo las zonas con un factor de seguridad menor que 3, y como se puede observar en las imágenes, las orejetas de la pluma monobloque, del brazo y las del cazo tienen un factor de seguridad inferior a 3 en determinadas zonas. Se puede observar dicha representación gráfica en las siguientes imágenes (2.103, 2.104 y 2.105).

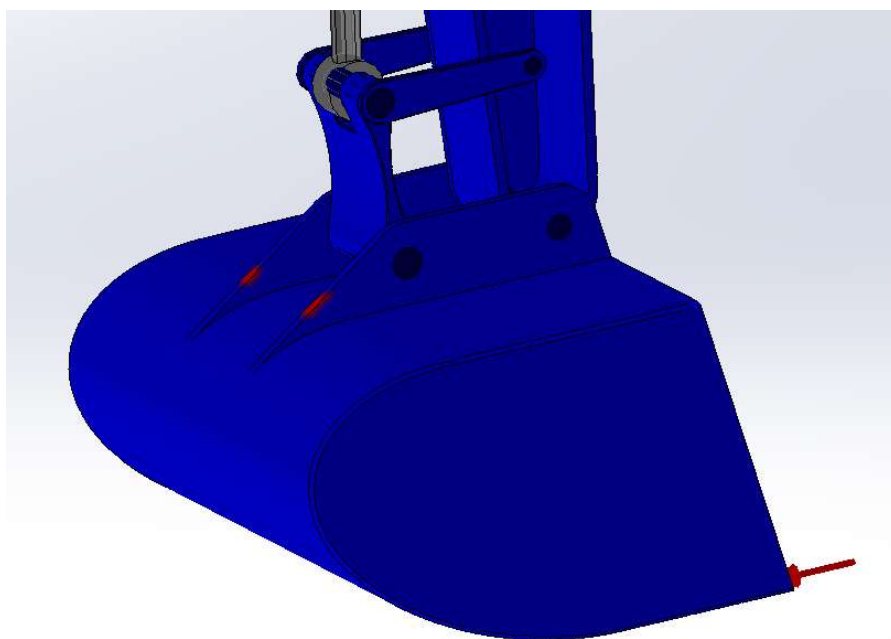


Imagen 2.103. Zonas con factor de seguridad menor a 3 (I)

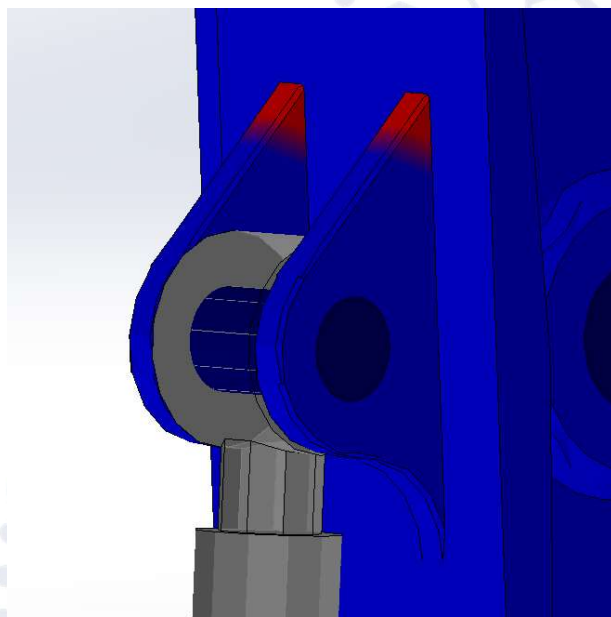


Imagen 2.104. Zonas con factor de seguridad menor a 3 (II)



ANEXOS

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

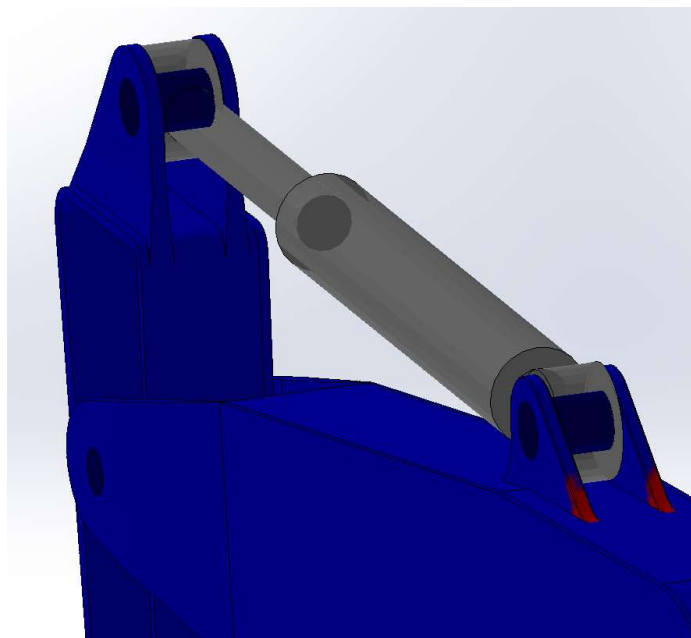


Imagen 2.105. Zonas con factor de seguridad menor a 3 (III)

Para facilitar la visualización de las tensiones del conjunto, se limita la tensión a 150 MPa a la hora de representarlo y poder observar la diferencia de colores que muestra las zonas con mayor tensión. Se puede observar dicha representación en las imágenes 2.106, 2.107, 2.108 y 2.109.

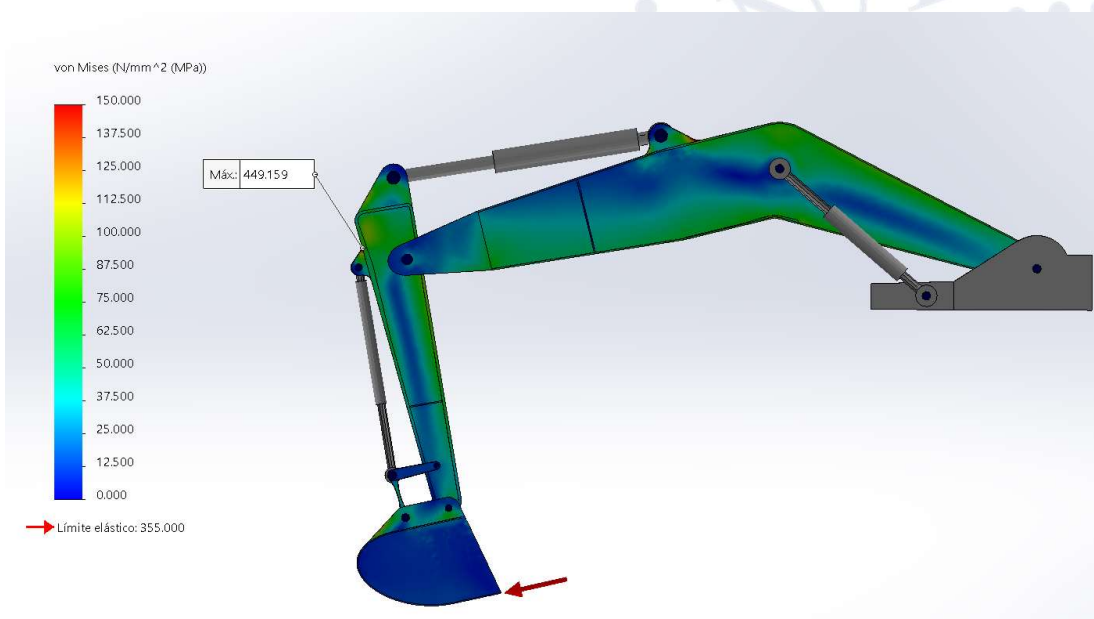


Imagen 2.106. Tensiones de von Mises (modificado)



ANEXOS

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

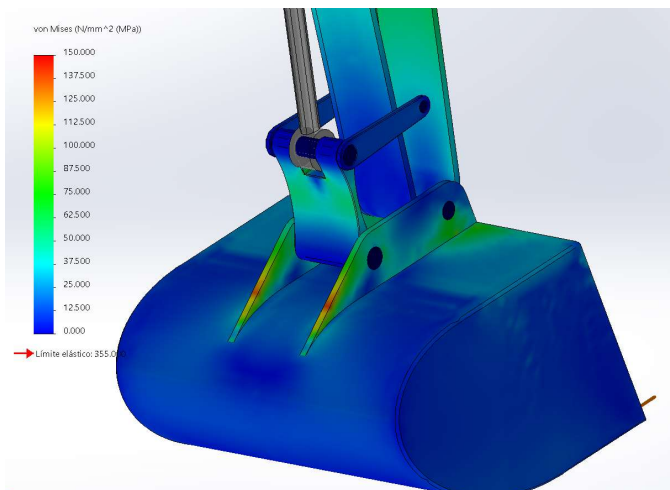


Imagen 2.107. Tensiones de von Mises (modificado)

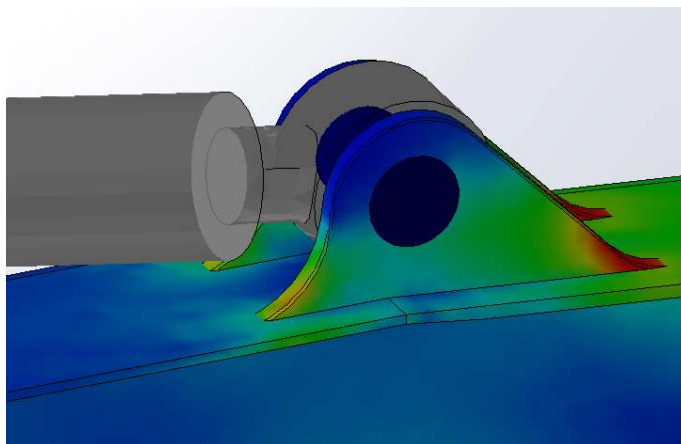


Imagen 2.108. Tensiones de von Mises (modificado)

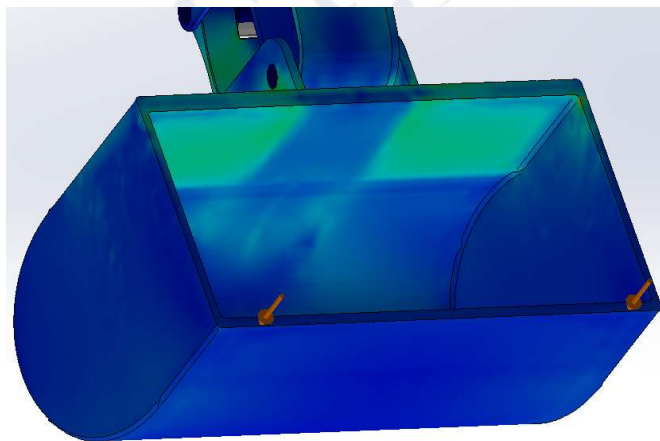


Imagen 2.109. Tensiones de von Mises (modificado)

Como se puede observar en la imagen 2.106, el valor de las tensiones en la fibra neutra teórica de las secciones el valor de las tensiones se reduce, tal y como se recoge, de manera teórica.

6.2.1.2. Comparativa de las tensiones de von Mises

En este apartado se comparan los valores de las tensiones máximas en las secciones más desfavorables para esta hipótesis de cálculo. Según el anexo III en esta posición las secciones más solicitadas son:

- BC: en el extremo del perfil, con un valor máximo de 95 MPa.
- DE: En el extremo del perfil, con un valor de 77.65 MPa.
- FG: En el extremo del perfil con un valor de 80 MPa.

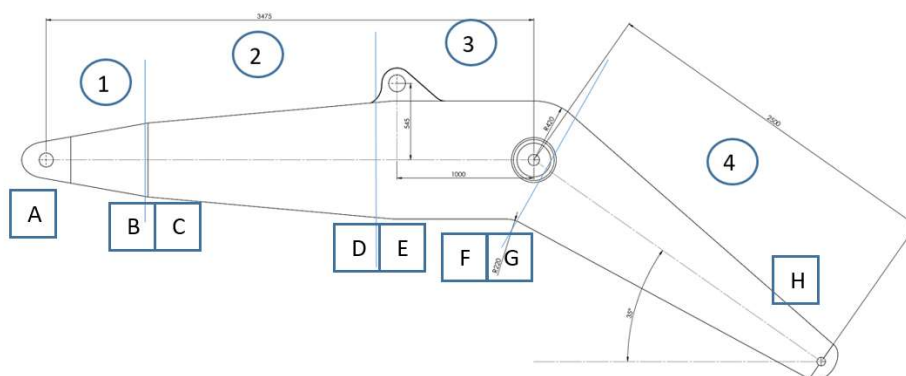


Imagen 2.110. Secciones de la pluma

Sección BC

Esta es una sección con una particularidad, en el final de la pluma se ha incluido una terminación que va soldada a las orejetas, tal y como se muestra en la imagen 2.111. y que iría soldada a las orejetas del punto C, aumentando su inercia y, por tanto, reduciendo de manera considerable la tensión máxima, no superando está los 67 MPa, cuando el valor teórico es de 95 MPa.



ANEXOS

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

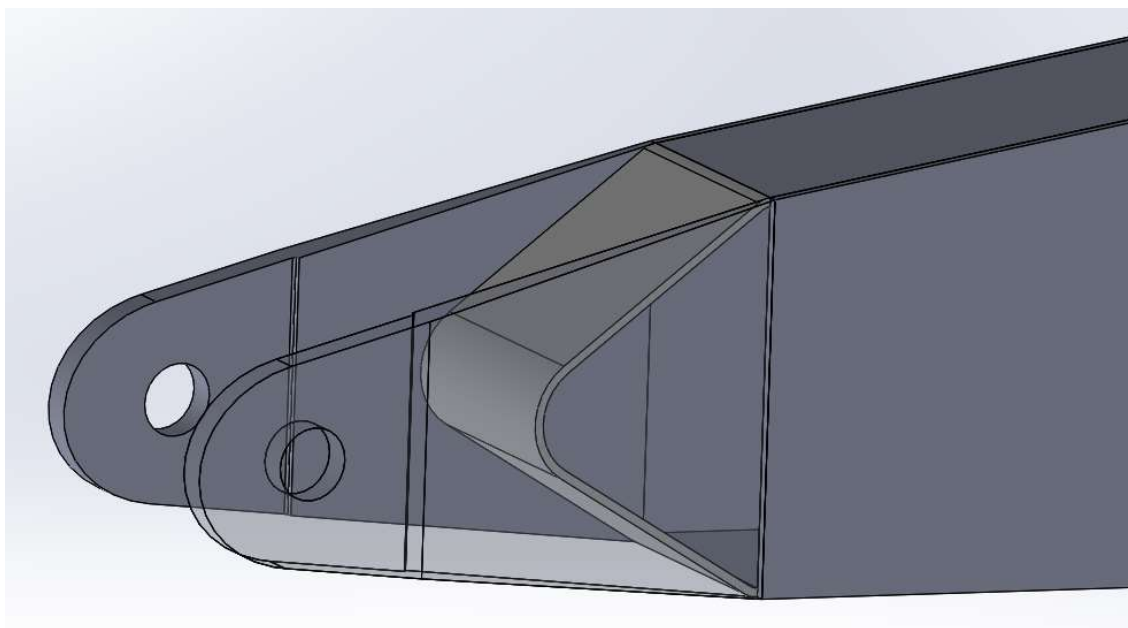
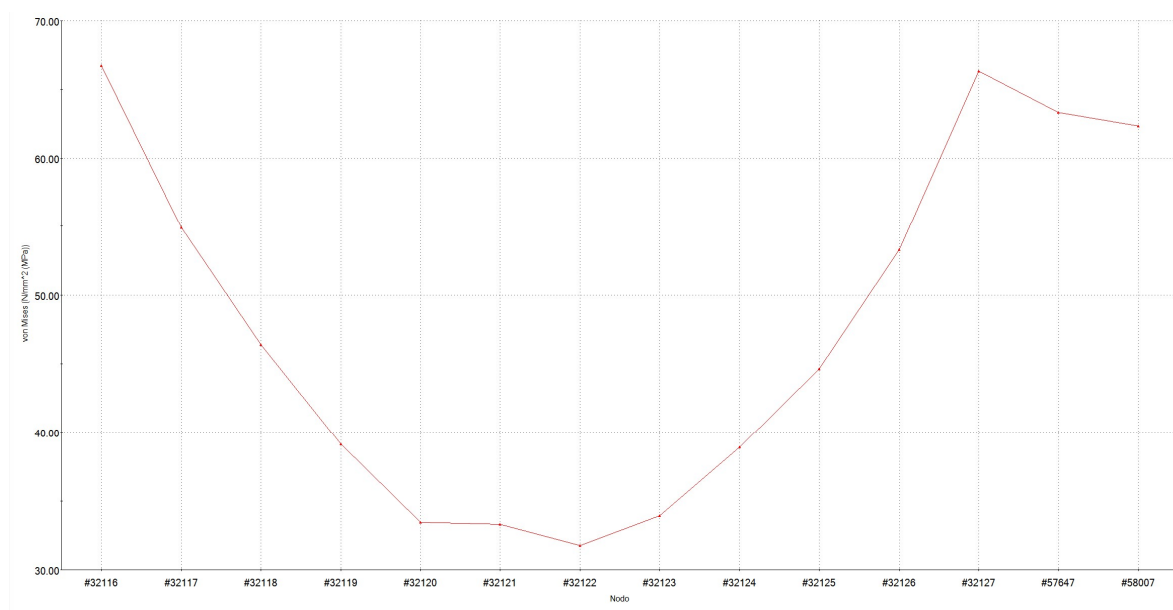


Imagen 2.111. Terminación de la pluma



Gráfica 2.10. Valores de la tensión a lo largo de la sección

Pero para comparar el valor teórico se ha realizado en análisis sin ensamblar dicha pieza. En la imagen 2.112 y en la gráfica 2.11 se observa cómo se supera la tensión de 95 MPa, esto es debido a que el cambio brusco de sección conlleva un concentrador de tensiones en el extremo, algo que no sucede en el resto del recorrido de la arista.



ANEXOS

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

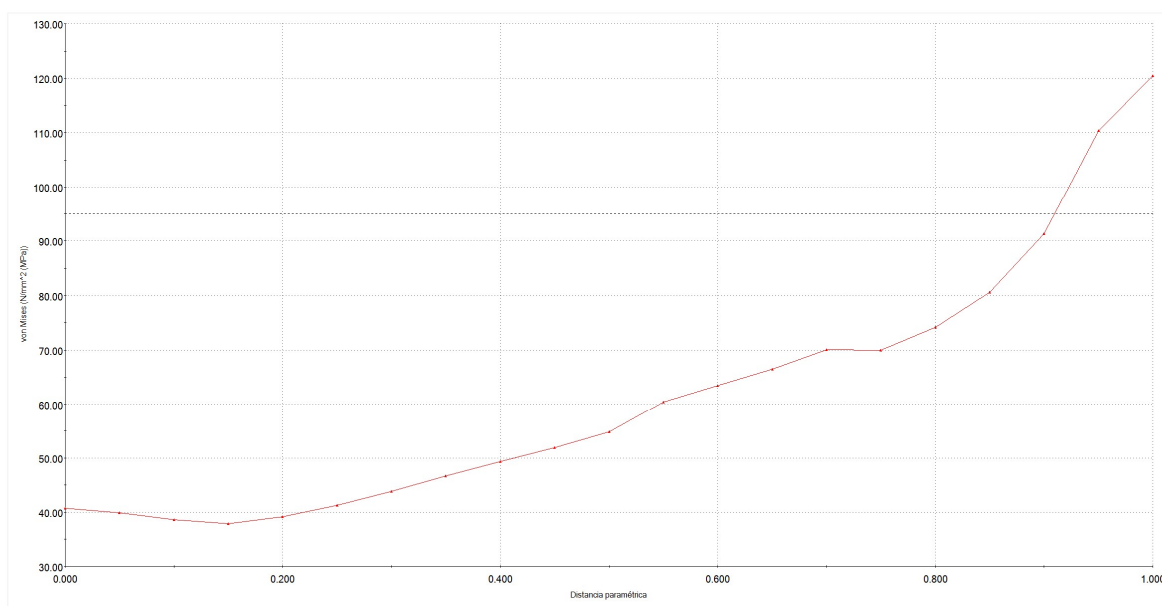
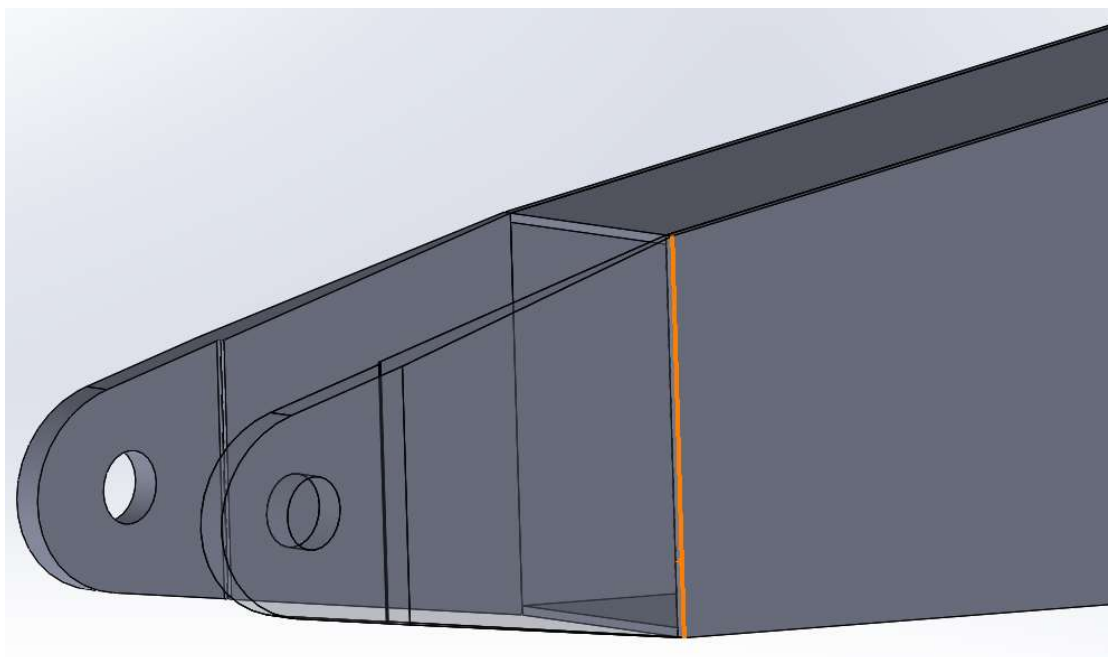


Imagen 2.112 y gráfica 2.11. Arista y valores de la tensión en ella sin la terminación.

Por lo expuesto anteriormente, se concluye que es beneficioso introducir dicha pieza ya que reduce las tensiones al eliminar el cambio brusco de secciones que se producía en el diseño original.



ANEXOS

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

Sección DE

Dado que en la parte superior de la sección descansa la orejeta que une el cilindro 2 a la pluma monobloque se ha realizado el muestreo de datos en la parte inferior tratando de evitar los concentradores de tensiones debidos a las orejetas.

Como se puede comparar en la imagen 2.113 en la simulación de SolidWorks el valor máximo es de 70.6 MPa.

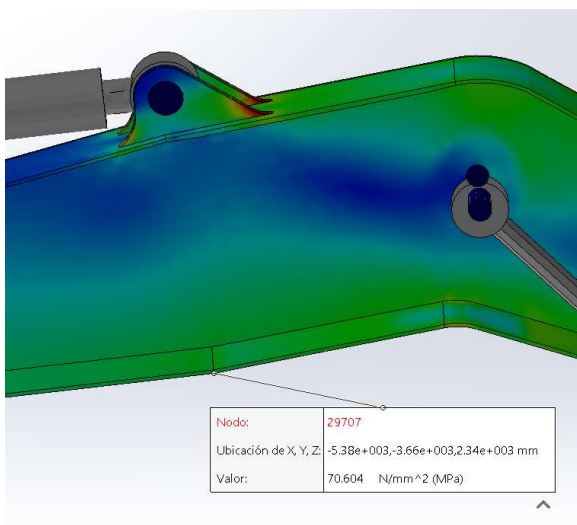


Imagen 2.113. Valores de la tensión en un punto equivalente (I)

Sección FG

En este caso el valor de la tensión en la simulación es de 76.6 MPa, valor muy próximo al teórico (80 MPa).

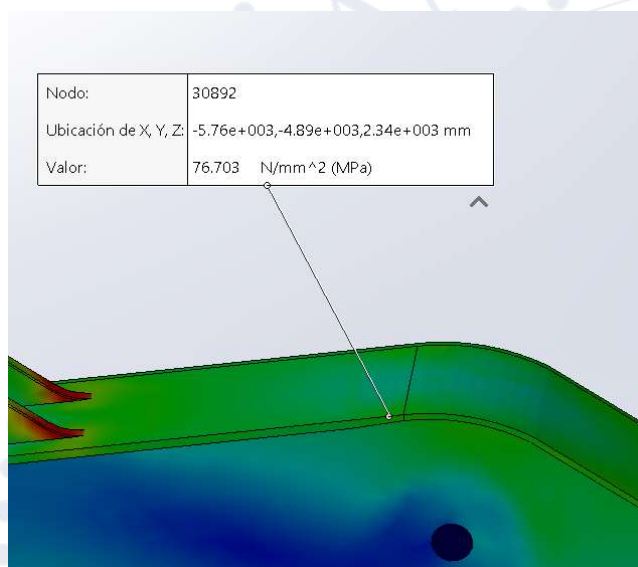


Imagen 2.114. Valores de la tensión en un punto equivalente (II)



6.2.1.3. Resultados del análisis de desplazamientos.

Para facilitar la visualización de la deformada del conjunto, se escala esta con un factor de 100:1.

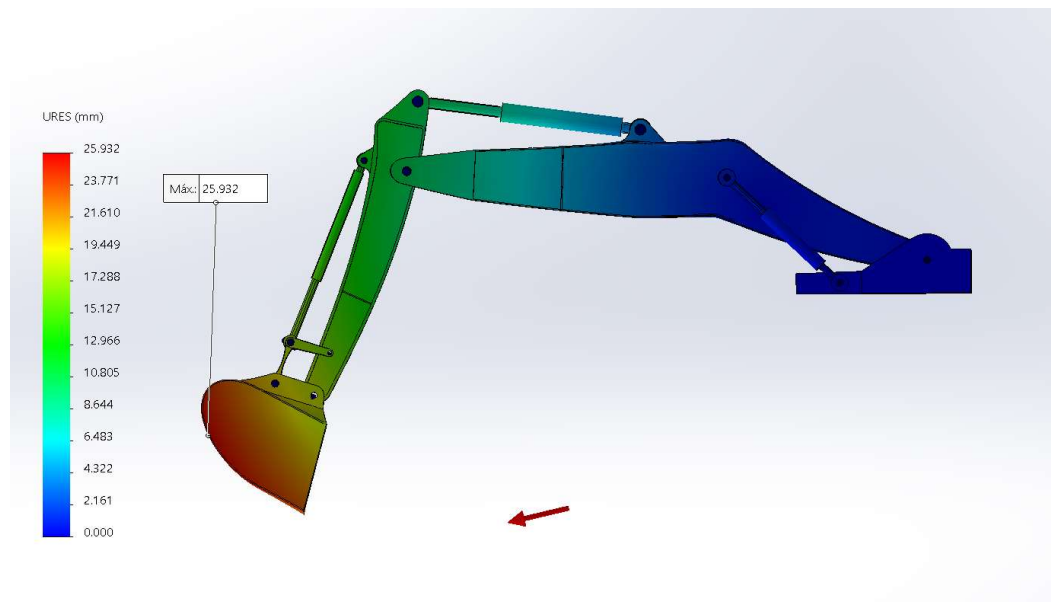


Imagen 2.115. Valores de los desplazamientos máximos

Desplazamiento máximo

25.932 mm

Este valor representa un desplazamiento equivalente al 0.307 % de la longitud máxima de la estructura en su posición de máximo alcance.

6.2.1.4. Comparativa de los esfuerzos a cortante en los pasadores.

En la tabla 2.49 se muestra la comparativa de los resultados, así como la diferencia en valor absoluto entre ambos valores.

ESFUERZO CORTANTE (N) TOTAL EN LOS PASADORES Y EN LA POSICIÓN BASE A 20º				
COMPONENTE	PUNTO	Teórico	SolidWorks	Diferencia
Pluma monobloque	A	270704	291940	21236
	C	862976	869800	6824
	D	693430	701490	8060
	L	332000	353120	21120
Brazo	E	693430	701490	8060
	F	340160	361020	20860
	G	34415	40400	5985
	I	189979	193730	3751
Barra 3	H	34265	31446	2819
Barra 5	J	169825	180930	11105
Base cilindro 1	B	332000	353120	21120

Tabla 2.49. Comparativa de los valores de esfuerzos cortantes (N)

En la imagen 2.116 se muestra un ejemplo del valor reflejado en SolidWorks para un pasador, en este caso, del punto C. Este valor para ser comparado con el teórico se debe multiplicar por dos debido a que, como se observa en la imagen solo abarca una orejeta.

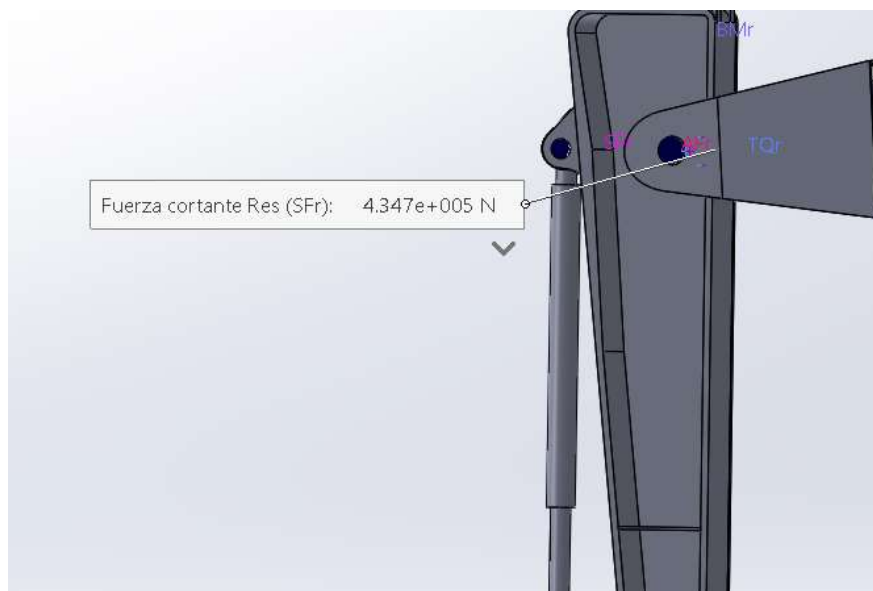
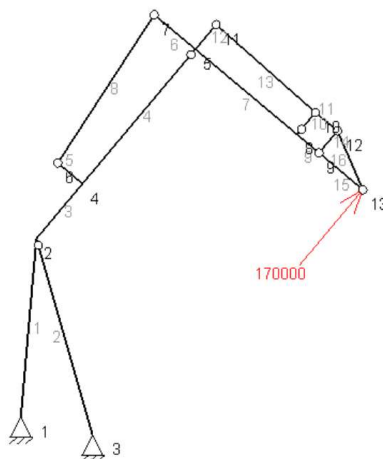


Imagen 2.116. Valores de la fuerza a cortante del conector



6.2.2. Hipótesis de posición base a 85°

En esta hipótesis se genera, teóricamente, 170 kN en la punta del cazo. La posición de esta hipótesis se resume en la tabla y se muestra en la figura de manera simplificada y representado en MEFI.



Variando la longitud de los cilindros en SolidWorks se logra situar el modelo en la posición deseada, tal y como se observa en la imagen 2.117.

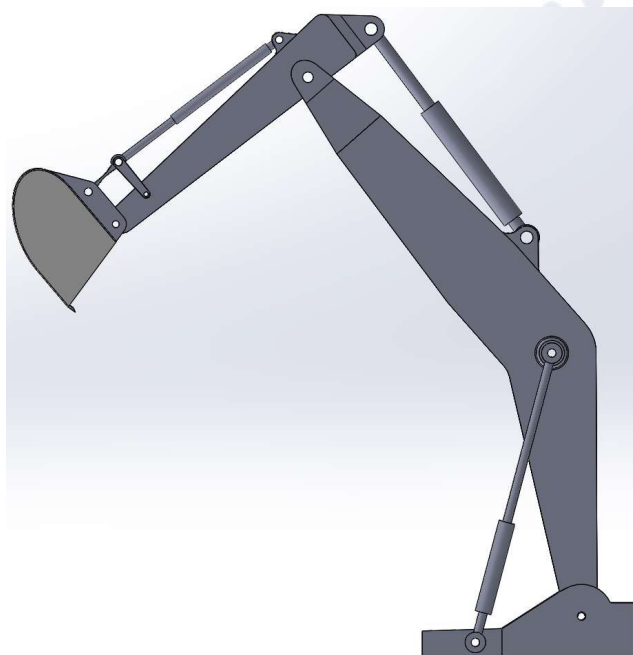


Imagen 2.117. Posición base a 85°



ANEXOS

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

Se le aplica el mallado planteado y el conjunto presenta el siguiente aspecto.



Imagen 2.118. Mallado de la posición base a 85°

Por último, se ejecuta el análisis estático para obtener los siguientes resultados:

- Análisis de tensiones de von Mises.
- Desplazamientos.
- Factor de seguridad.
- Análisis de esfuerzos a cortante en los pasadores.

6.2.2.1. Resultados del análisis de la tensión de von mises y factor de seguridad.

En la imagen 2.119 se muestra el valor máximo de la tensión de von Mises. Como se observa en la siguiente, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.



ANEXOS

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

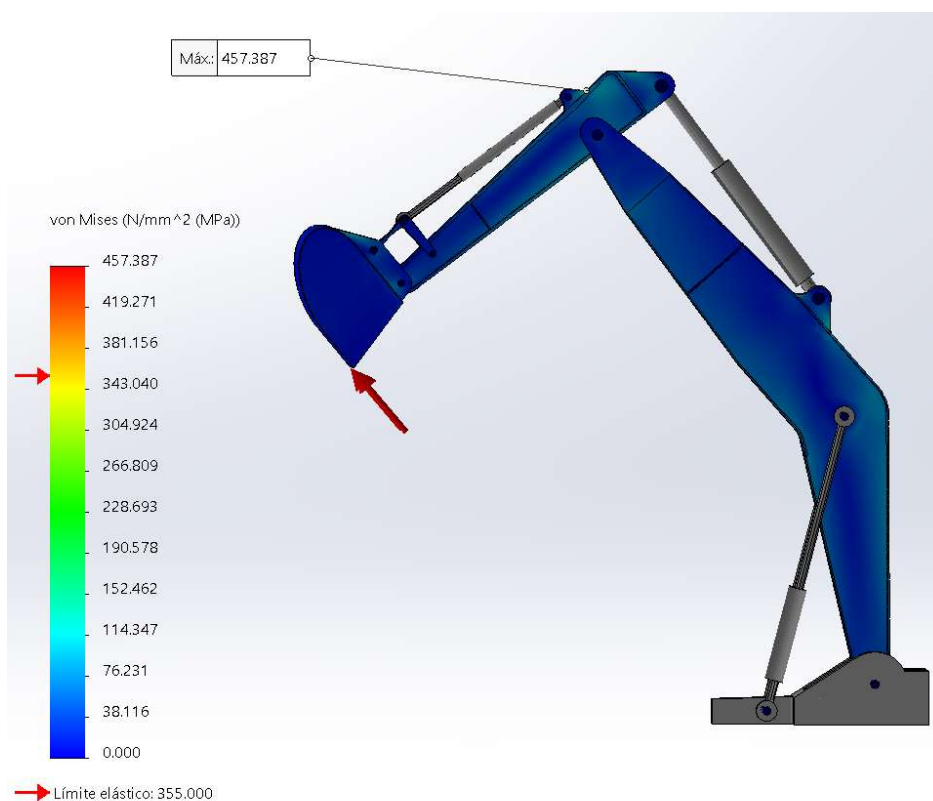


Imagen 2.119. Tensión máxima de von Mises en la posición base a 85° (I)

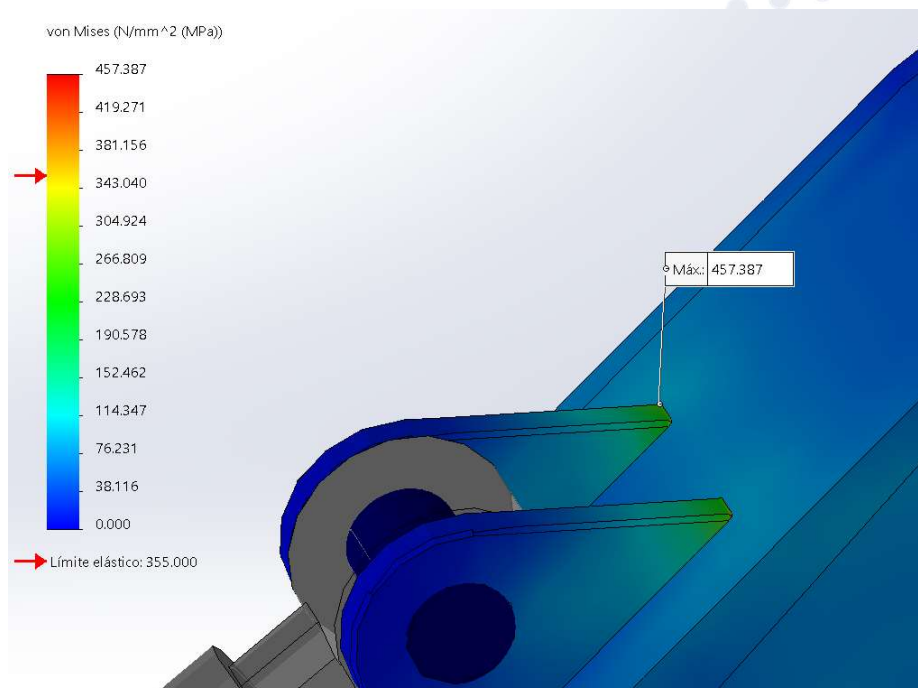


Imagen 2.120. Tensión máxima de von Mises en la posición base a 85° (II)



Se configura el resultado del factor de seguridad para que se colorean de rojo las zonas con un factor de seguridad menor que 3, y como se puede observar en las imágenes, las orejetas de la pluma monobloque, del brazo y las del cazo tienen un factor de seguridad inferior a 3.

Se puede observar dicha representación gráfica en las siguientes imágenes (2.121, 2.122 y 2.123).

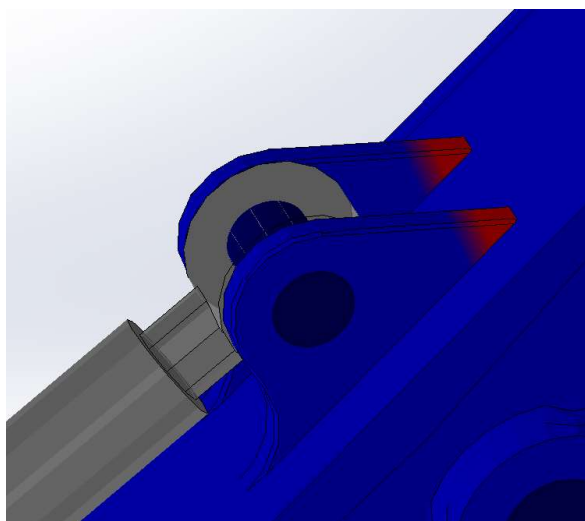


Imagen 2.121. Zonas con factor de seguridad menor que 3 (I)

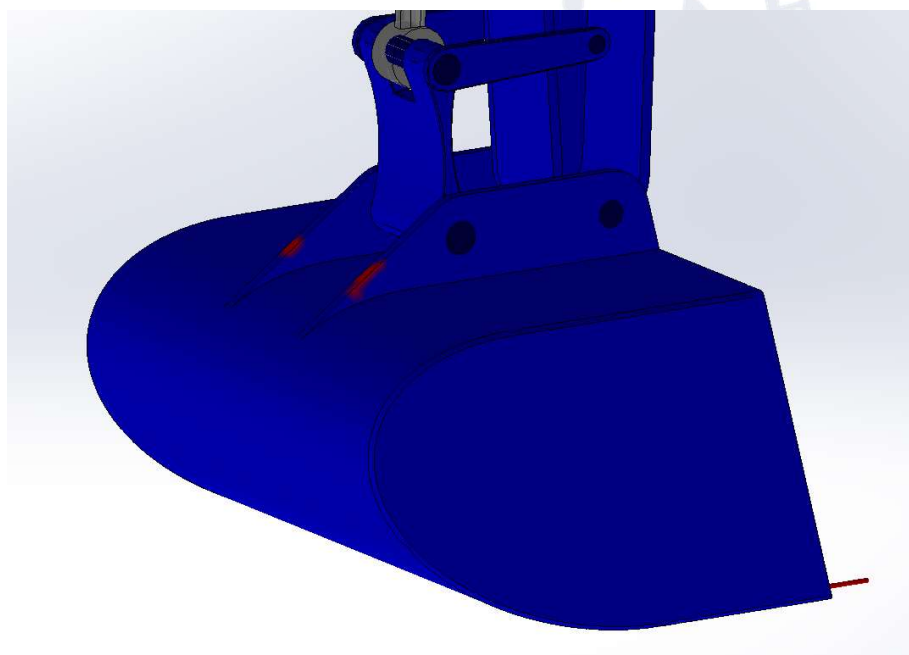


Imagen 2.122. Zonas con factor de seguridad menor que 3 (II)



ANEXOS

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

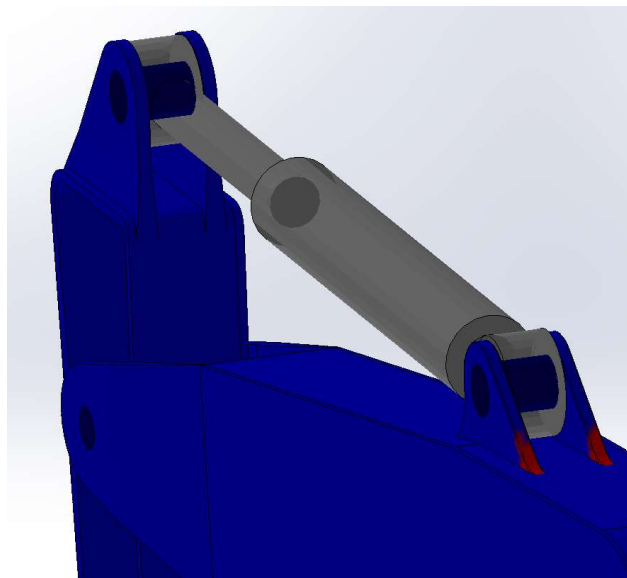


Imagen 2.123. Zonas con factor de seguridad menor que 3 (III)

Para facilitar la visualización de las tensiones del conjunto, se limita la tensión a 150 MPa a la hora de representarlo y poder observar la diferencia de colores que muestra las zonas con mayor tensión. Se puede observar dicha representación en las imágenes 2.124, 2.125 y 2.126.

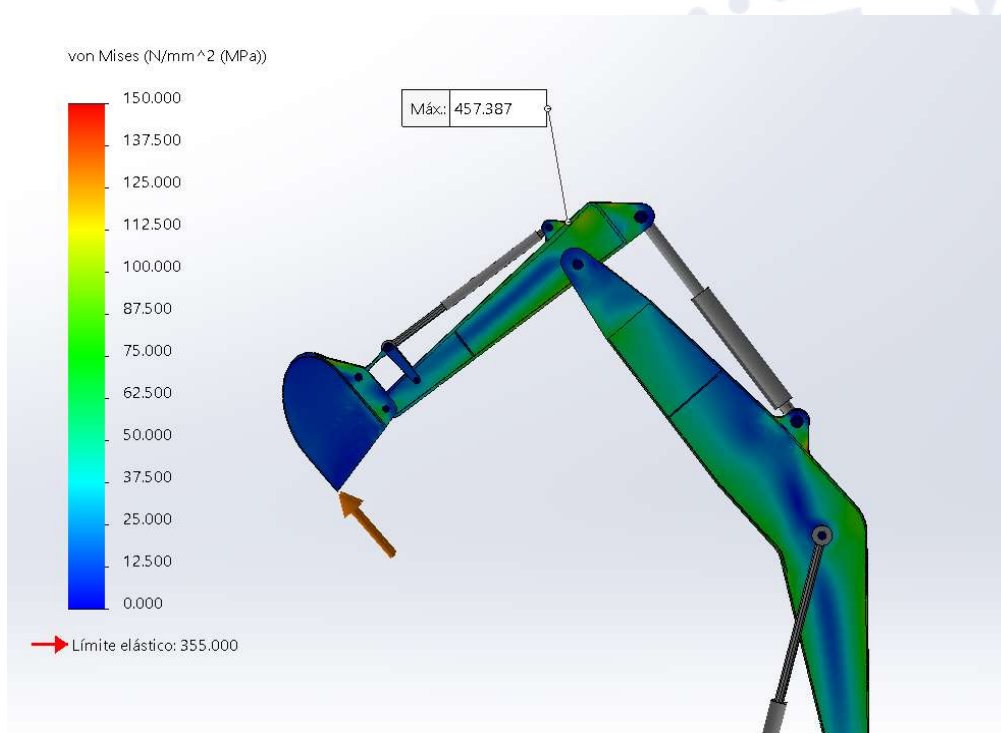


Imagen 2.124. Tensión máxima de von Mises, modificado (I)



ANEXOS

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

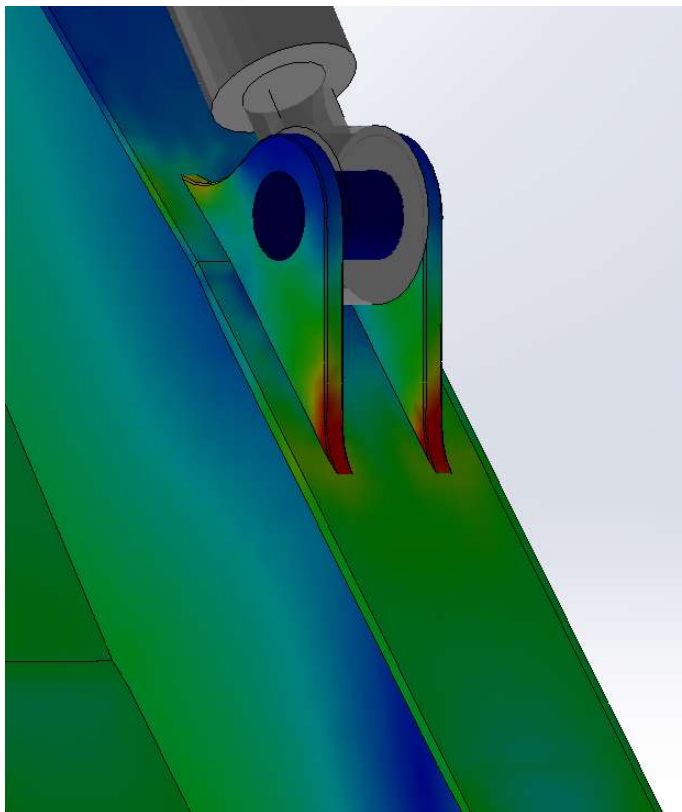


Imagen 2.125. Tensión máxima de von Mises, modificado (II)

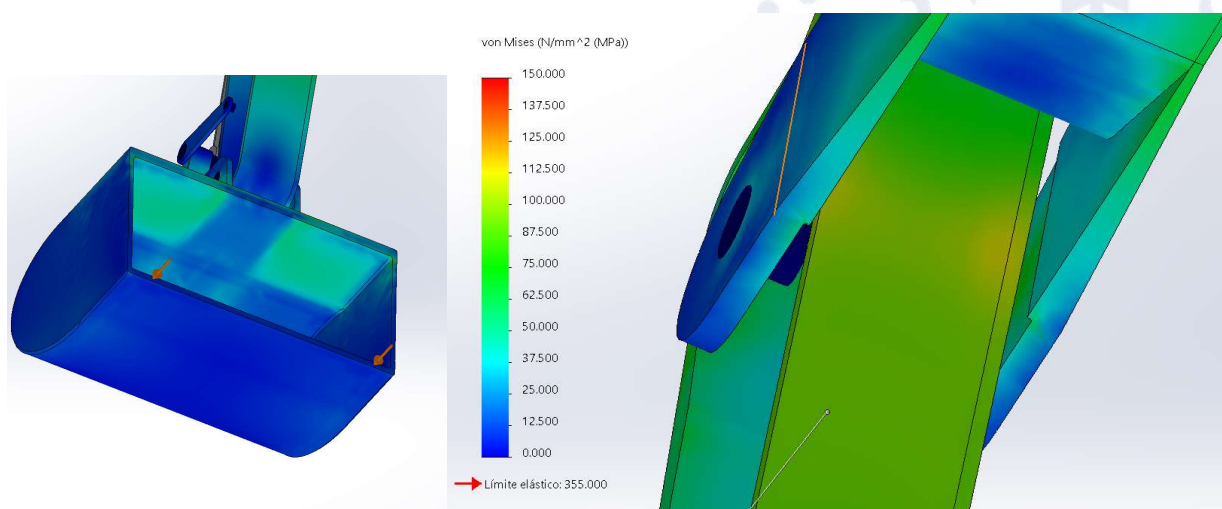


Imagen 2.126. Tensión máxima de von Mises, modificado (II)

6.2.2.2. Comparativa de las tensiones de von Mises

En este apartado se comparan los valores de las tensiones máximas en las secciones más desfavorables para esta hipótesis de caculo. Según el anexo III en esta posición las secciones más solicitadas son:

- JK: En la zona de la unión de la pluma con la barra 3 y con un valor máximo de 46 MPa en el extremo del perfil.
- LM: En el extremo del perfil, con un valor de 100.357 MPa. Zona donde se une la orejeta del cilindro 3 al brazo y donde se encuentra el alojamiento del punto C.

Para realizar este análisis en conjunto de ambas secciones se ha seleccionado la arista posterior, mostrada en la imagen 2.127 y cuyos valores de tensión de von Mises se representan en la gráfica 2.12.

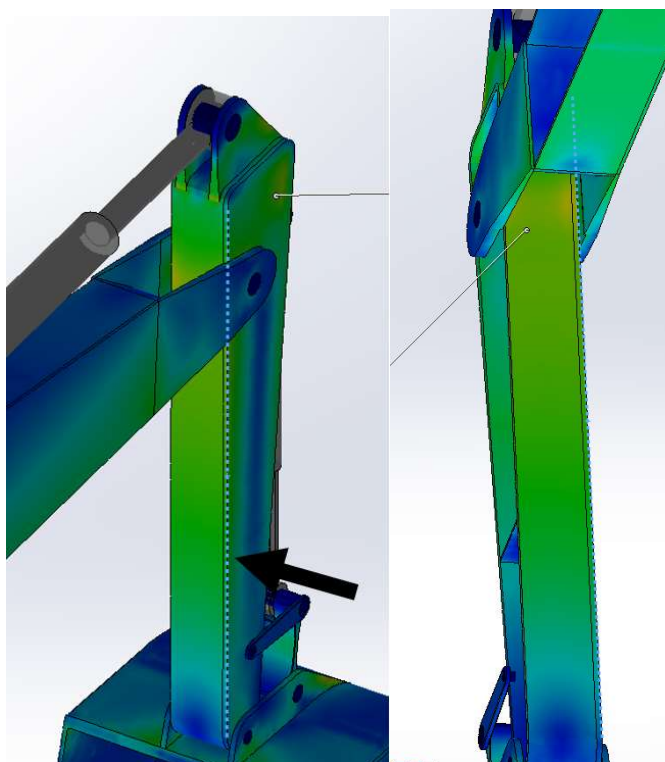
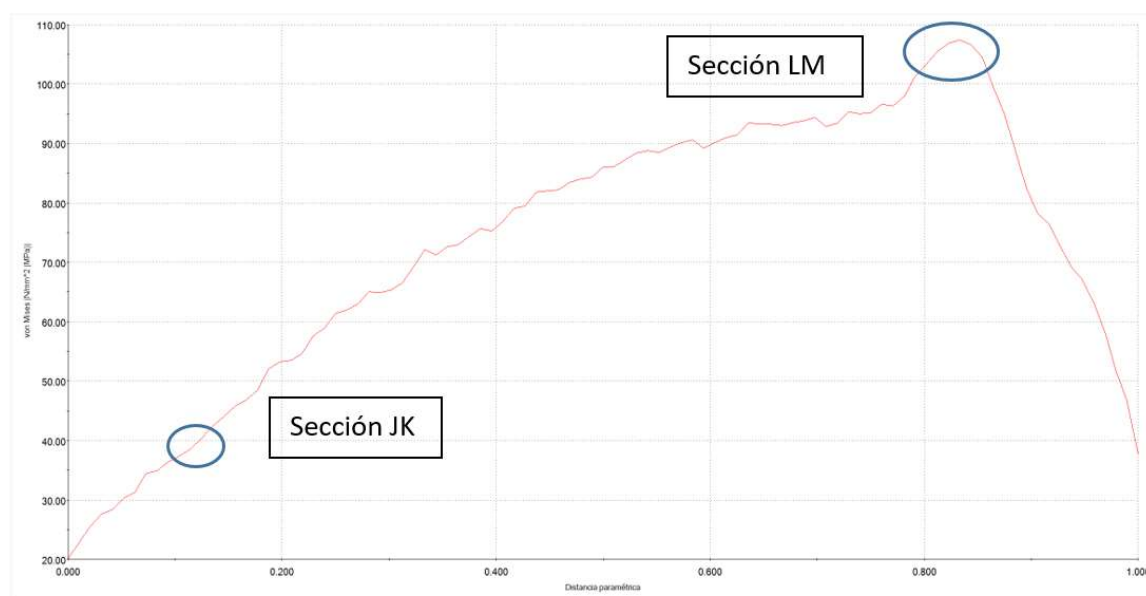


Imagen 2.127. Arista seleccionada para la comparación de valores



En la gráfica 2.12, recorrer el eje horizontal de izquierda a derecha equivaldría a recorrer la arista de la imagen 2.127 de abajo a arriba.



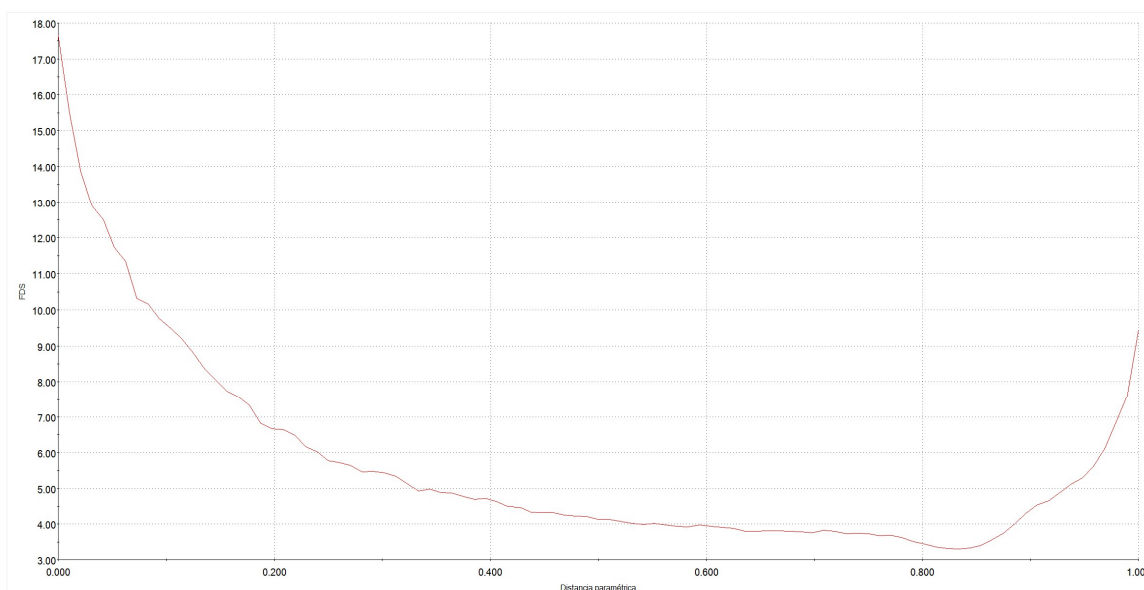
Gráfica 2.12. Tensiones a lo largo de la arista seleccionada

Se observa que se supera levemente el valor teórico, pero como se observa en la gráfica 2.13 no se encuentra en ningún momento por debajo del coeficiente de seguridad de 3, por lo que, se procede a comparar la tensión en una zona cercana a la arista, ya que esta unión puede ser un concentrador de tensiones.



ANEXOS

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



Gráfica 2.13. Factor de seguridad a lo largo de la arista

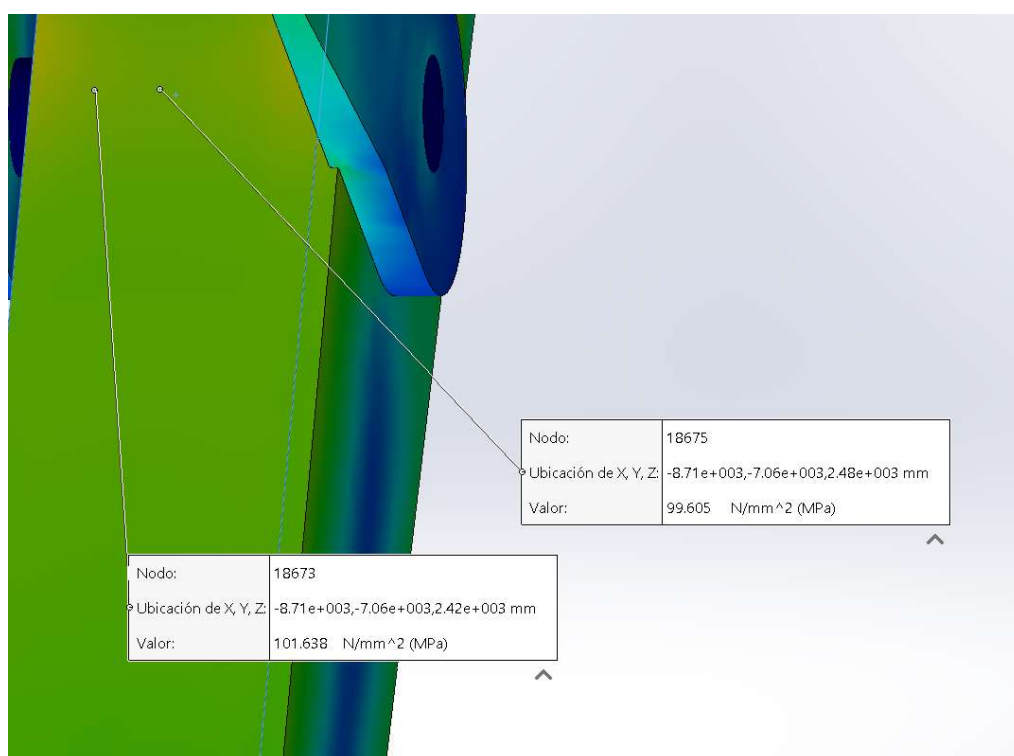


Imagen 2.128. Selección de un punto cercano a la arista

Por lo expuesto anteriormente, se concluye que el valor teórico y el valor de la simulación en SolidWorks son prácticamente idénticos.



ANEXOS

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

6.2.2.3. Resultados del análisis de desplazamientos.

Para facilitar la visualización de la deformada del conjunto, se escala esta con un factor de 100:1.

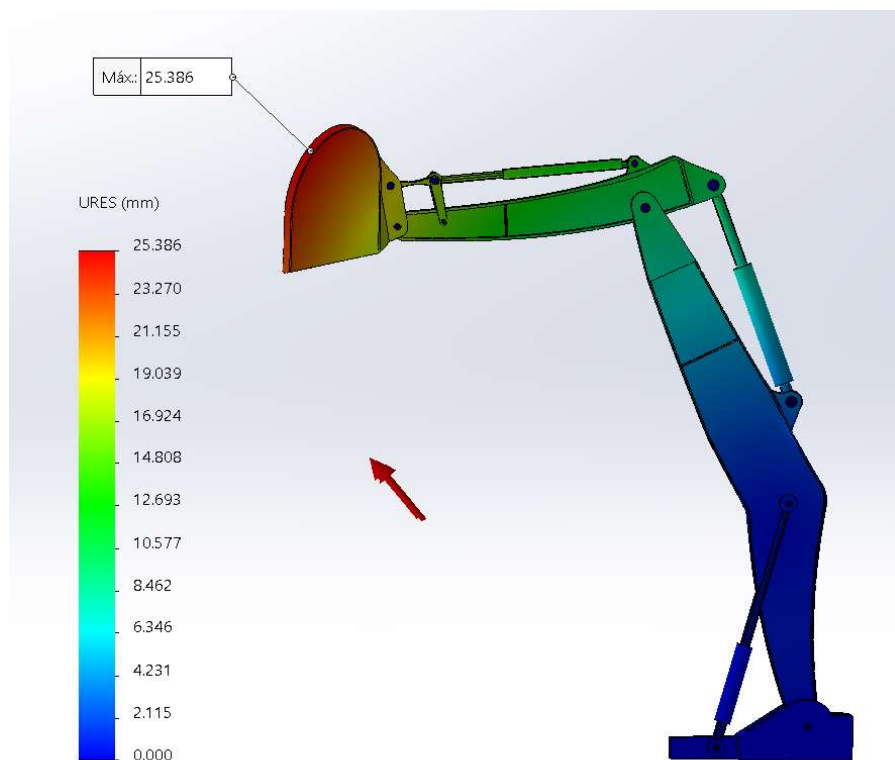


Imagen 2.129. Desplazamientos máximos en la posición base a 85°

Desplazamiento máximo

25.356 mm

Que equivale al 0.3% de la distancia de máximo alcance del conjunto.

6.2.2.4. Comparativa de los esfuerzos a cortante en los pasadores.

En la tabla 2.50. se muestra la comparativa de los resultados, así como la diferencia entre ambos valores.

ANEXOS

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

ESFUERZO CORTANTE (N) TOTAL EN LOS PASADORES Y EN LA POSICIÓN BASE A 85º				
COMPONENTE	PUNTO	Teórico	SolidWorks	Diferencia
Pluma monobloque	A	254929	275340	20411
	C	865164	870450	5286
	D	696180	701840	5660
	L	307680	335740	28060
Brazo	E	693430	698670	5240
	F	340400	361630	21230
	G	19669	21253	1584
	I	170870	193730	22860
Barra 3	H	34265	31446	2819
Barra 5	J	170953	180880	9927
Base cilindro 1	B	307680	335740	28060

Tabla 2.50. Comparativa de los valores de esfuerzos cortantes (N)

En la imagen 2.130 se muestra un ejemplo del valor reflejado en SolidWorks para un pasador, en este caso, del punto C. Este valor para ser comparado con el teórico se debe multiplicar por dos debido a que, como se observa en la imagen solo abarca una orejeta.

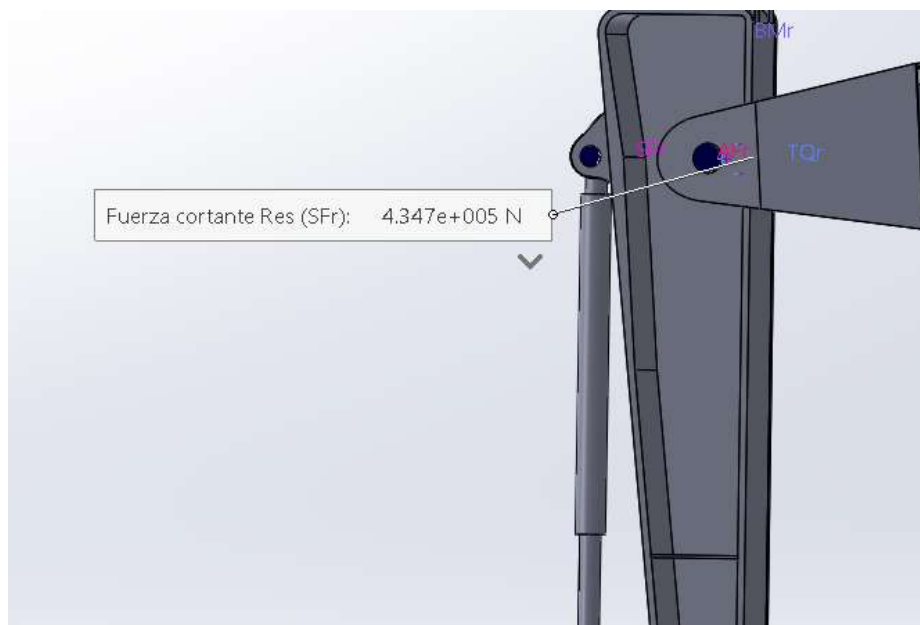


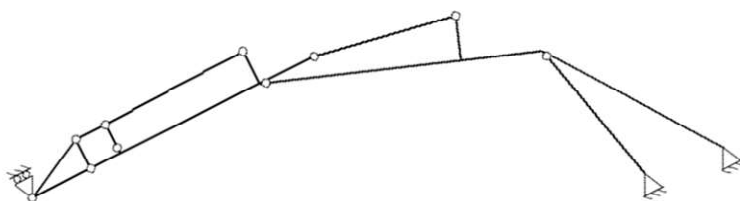
Imagen 2.130. Ejemplo de esfuerzo a cortante de un pasador



6.2.3. Hipótesis de carga 1. Posición de máximo alcance.

En esta hipótesis estaba activado el cilindro 2, generando, teóricamente, 34 308 N en la punta del cazo. La posición de esta hipótesis se resume en la tabla y se muestra en la figura de manera simplificada, tal y como se muestra en MEFI.

POSICIÓN MÁXIMO ALCANCE	
$\Phi(^{\circ})$	33
$\gamma(^{\circ})$	-22
$\tau(^{\circ})$	90



Variando la longitud de los cilindros en SolidWorks se logra situar el modelo en la posición deseada, tal y como se observa en la imagen 2.131.

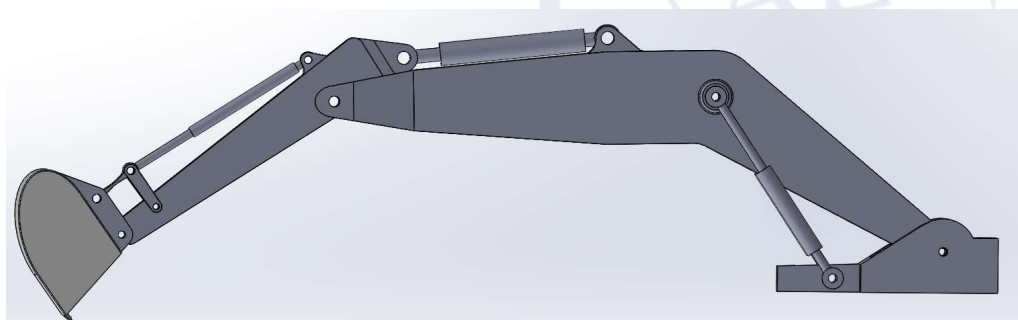


Imagen 2.131. Posición de máximo alcance



ANEXOS

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

Se le aplica el mallado planteado y el conjunto presenta el siguiente aspecto.

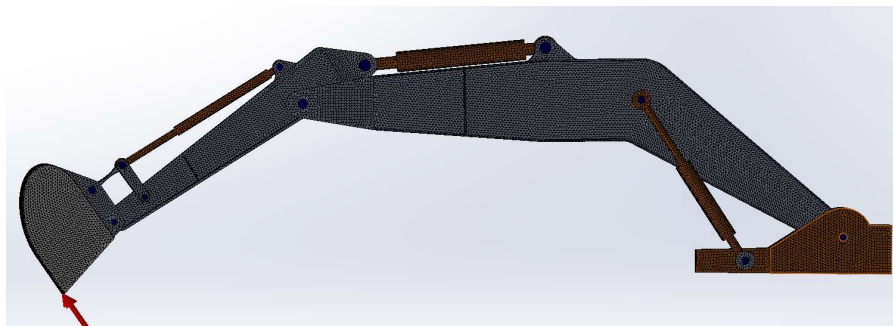


Imagen 2.132. Posición de máximo alcance mallada

Por último, se ejecuta el análisis estático para obtener los siguientes resultados:

- Análisis de tensiones de von Mises.
- Desplazamientos.
- Factor de seguridad.
- Análisis de esfuerzos a cortante en los pasadores.

6.2.3.1. Resultados del análisis de la tensión de von mises y factor de seguridad

En la imagen 2.133 se muestra el valor máximo de la tensión de von Mises, que se produce en la orejeta que une el cilindro 3 con el brazo.

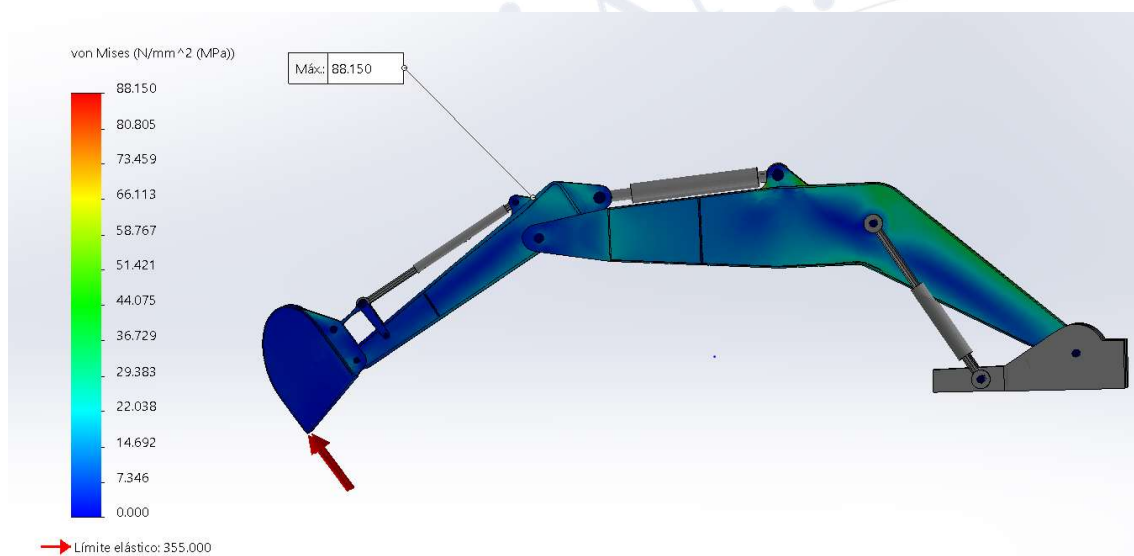


Imagen 2.133. Tensión máxima de von Mises para la hipótesis 1 de máximo alcance



ANEXOS

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

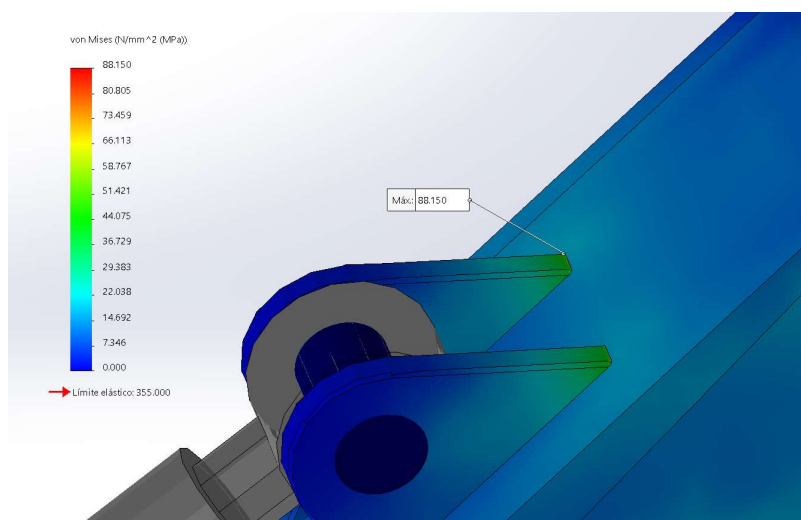


Imagen 2.134. Localización de la tensión máxima de von Mises para la hipótesis 1 de máximo alcance

Como se observa en la siguiente, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.

Se puede observar la representación gráfica de las tensiones de von Mises en las imágenes 2.135, 2.136, 2.137 y 2.138.

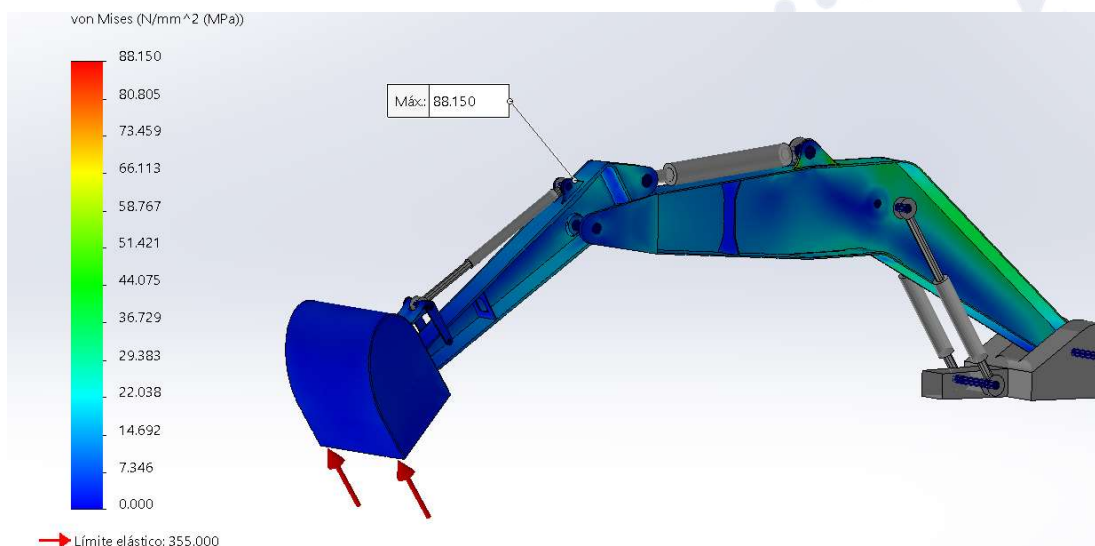


Imagen 2.135. Tensión de von Mises (I)

ANEXOS

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

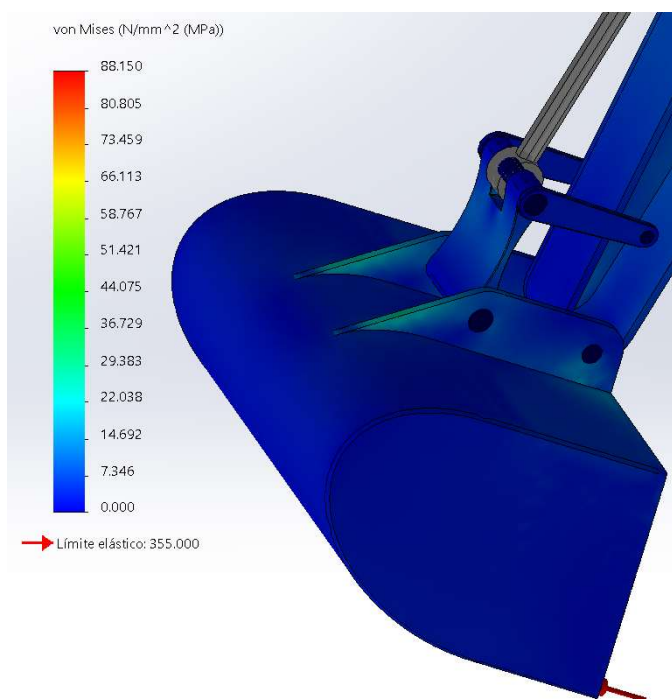


Imagen 2.136. Tensión de von Mises (II)

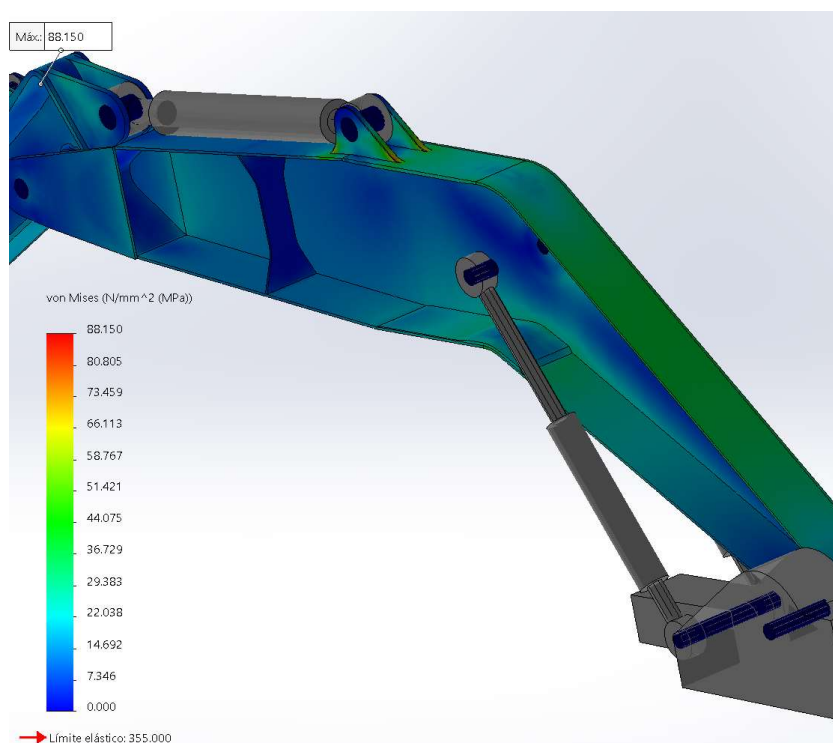


Imagen 2.137. Tensión de von Mises (III)



ANEXOS

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

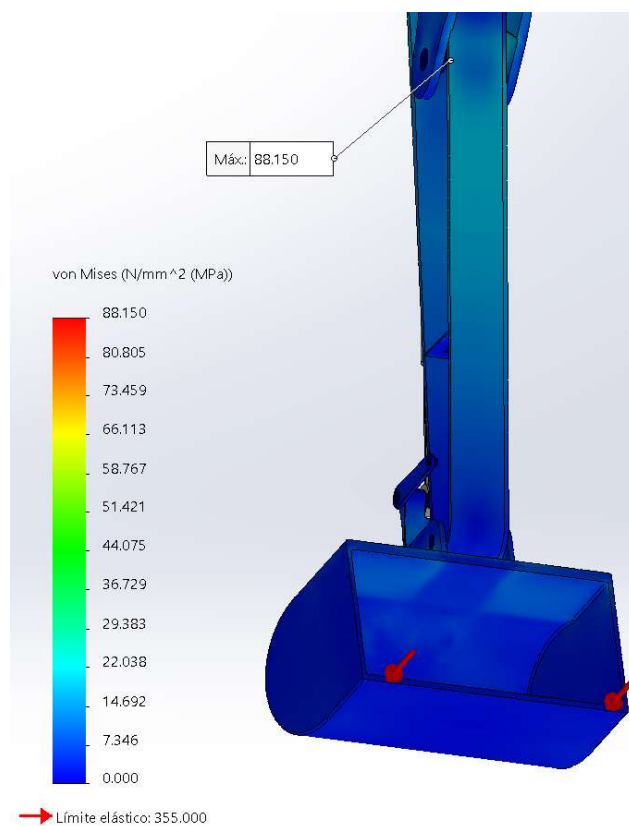


Imagen 2.138. Tensión de von Mises (IV)

6.2.3.2. Resultados del análisis de desplazamientos.

Para facilitar la visualización de la deformada del conjunto, se escala esta con un factor de 100.

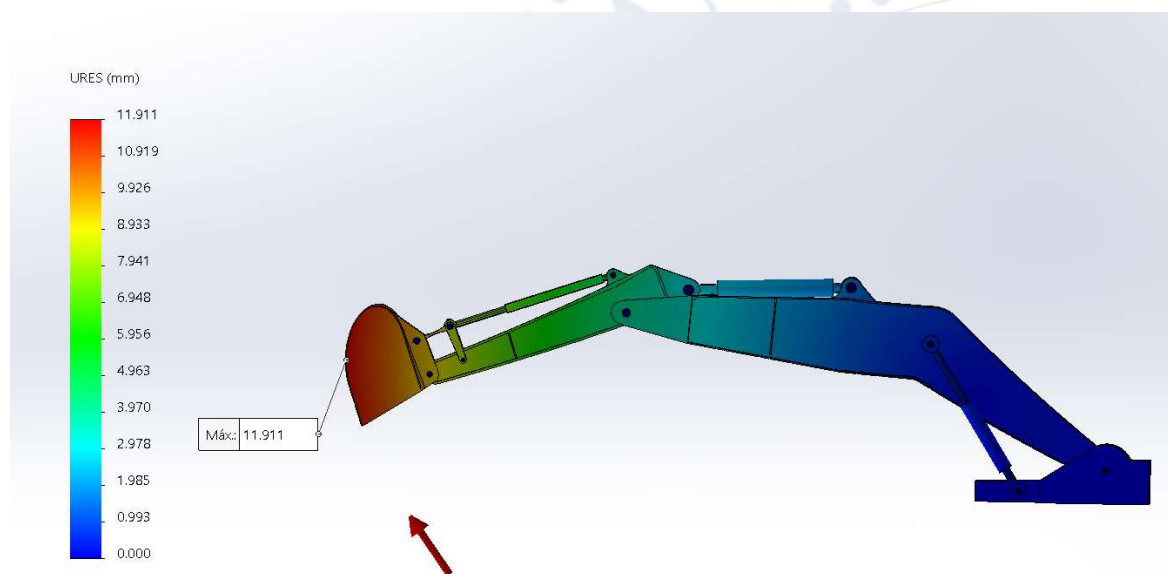


Imagen 2.139. Desplazamiento máximo en la hipótesis 1 de máximo alcance

Desplazamiento máximo

11.911 mm

Este valor máximo representa el 0.141% de la distancia de máximo alcance.

6.2.3.4. Comparativa de los esfuerzos a cortante en los pasadores.

En la tabla 2.51 se muestra la comparativa de los resultados, así como la diferencia de ambos valores en valor absoluto.

ESFUERZO CORTANTE (N) TOTAL EN LOS PASADORES Y EN LA HIPÓTESIS 1				
COMPONENTE	PUNTO	Teórico	SolidWorks	Diferencia
Pluma monobloque	A	237985	221900	16085
	C	801269	728000	73269
	D	794430	720280	74150
	L	271290	237780	33510
Brazo	E	794430	720280	74150
	F	68602	73140	4538
	G	4633	4617	16
	I	170278	168000	2278
Barra 3	H	34265	31446	2819
Barra 5	J	2746	2654	92
Base cilindro 1	B	355132	237780	117352

Tabla 2.51. Comparativa de los valores de esfuerzos cortantes (N)

En la imagen 2.140 se muestra un ejemplo del valor reflejado en SolidWorks para un pasador, en este caso, del punto F. Este valor para ser comparado con el teórico se debe multiplicar por dos debido a que, como se observa en la imagen solo abarca una orejeta.

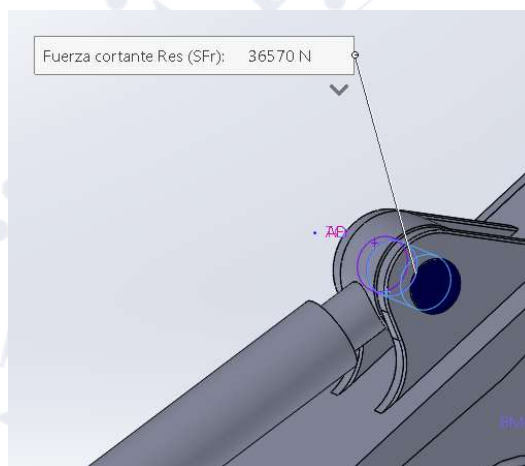
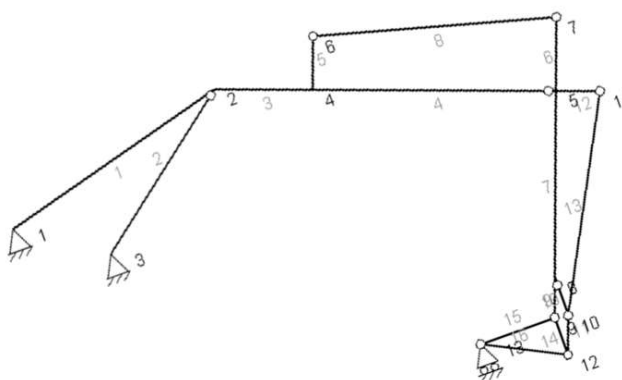


Imagen 2.140. Ejemplo de esfuerzo a cortante en un pasador

6.2.4. Hipótesis de carga 5. Posición intermedia del ciclo de trabajo

En esta hipótesis estaba activado el cilindro 3, generando, teóricamente, 84 873 N en la punta del cazo. La posición de esta hipótesis se resume en la tabla y se muestra en la figura de manera simplificada.

POSICIÓN INTERMEDIA DEL CICLO DE TRABAJO.	
$\Phi(^{\circ})$	35
$\gamma(^{\circ})$	-90
$\tau(^{\circ})$	20



Variando la longitud de los cilindros en SolidWorks se logra situar el modelo en la posición deseada, tal y como se observa en la imagen 2.141.

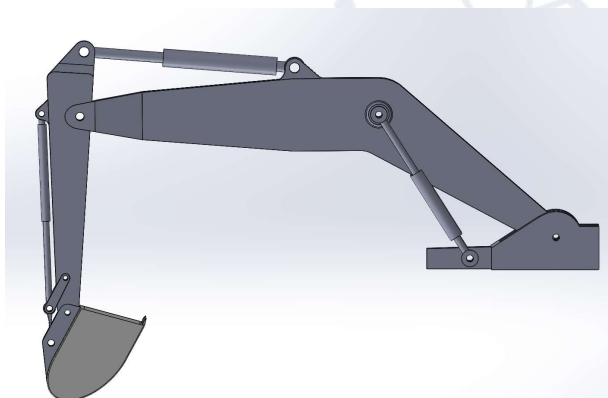


Imagen 2.141. Ejemplo de esfuerzo a cortante en un pasador

Se le aplica el mallado planteado y el conjunto presenta el siguiente aspecto.

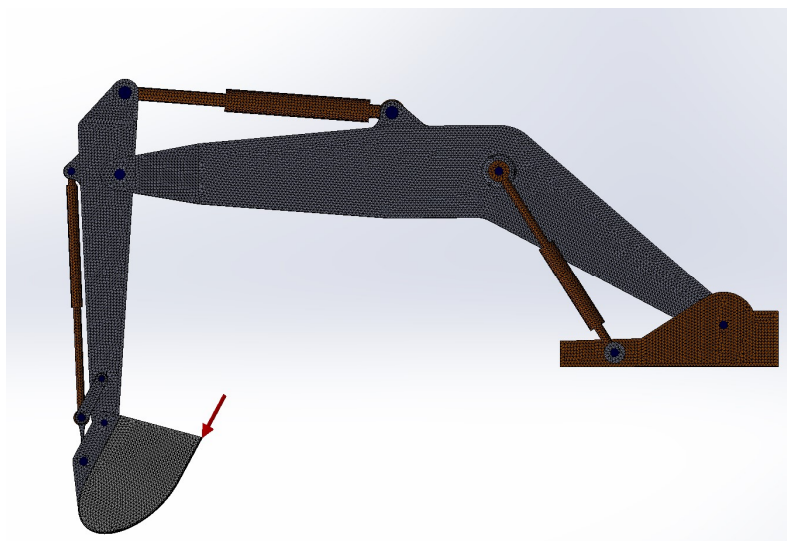


Imagen 2.142. Posición intermedia del ciclo de trabajo

Por último, se ejecuta el análisis estático para obtener los siguientes resultados:

- Análisis de tensiones de von Mises.
- Desplazamientos.
- Factor de seguridad.
- Análisis de esfuerzos a cortante en los pasadores.

6.2.4.1. Resultados del análisis de la tensión de von mises y factor de seguridad

En las imágenes 2.143 y 2.144 se muestra el valor máximo de la tensión de von Mises. El cual se sitúa en la base de la orejeta que une el cilindro 3 con el brazo, visto en detalle en la imagen de la derecha.



ANEXOS

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

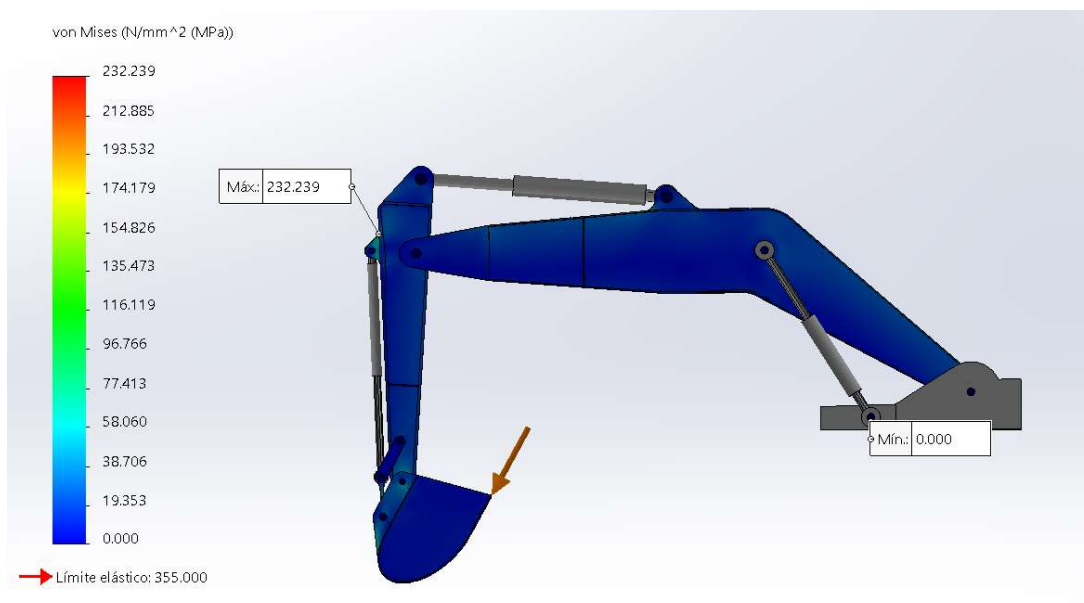


Imagen 2.143. Tensión máxima de von Mises en la posición intermedia del ciclo de trabajo (I)

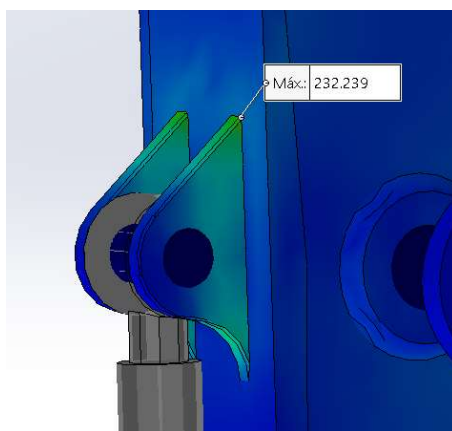


Imagen 2.144. Tensión máxima de von Mises en la posición intermedia del ciclo de trabajo (II)

Como se observa en la siguiente, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.

Se configura el resultado del factor de seguridad para que se coloreen de rojo las zonas con un factor de seguridad menor que 3, y como se puede observar en la imagen, las orejetas del brazo tienen un factor de seguridad inferior a 3.



ANEXOS

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

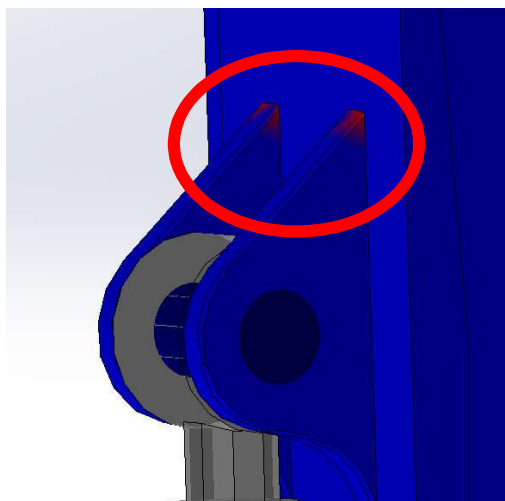


Imagen 2.145. Zonas por debajo del factor de seguridad de 3

Para facilitar la visualización de las tensiones del conjunto, se limita la tensión a 150 MPa a la hora de representarlo y poder observar la diferencia de colores que muestra las zonas con mayor tensión. Se puede observar dicha representación en las imágenes 2.146, 2.147 y 2.148.

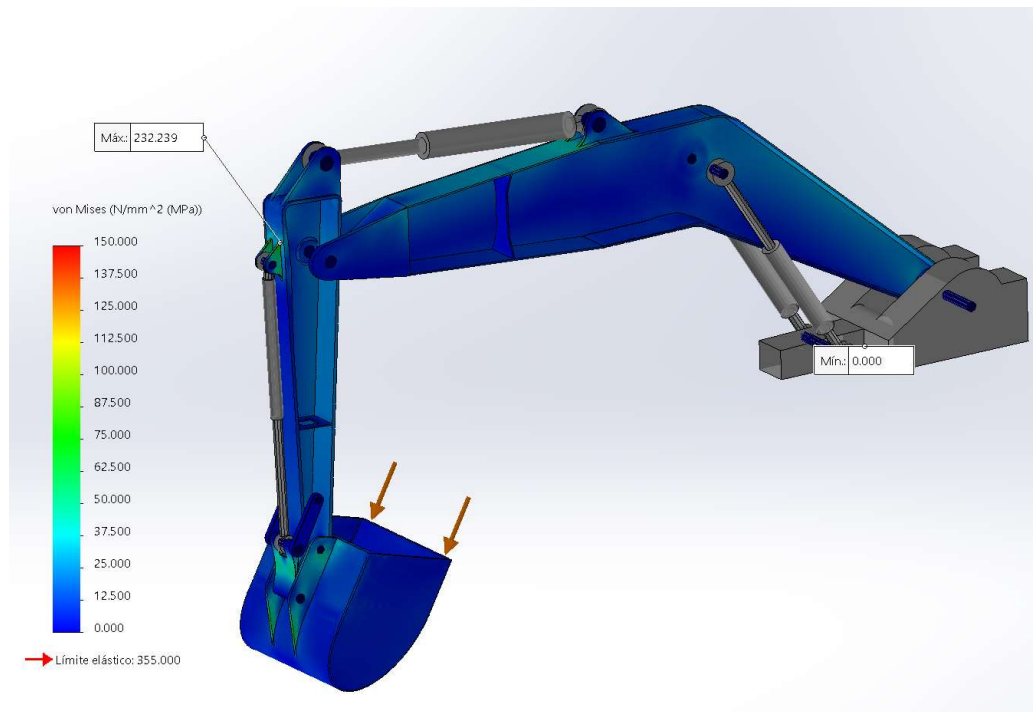


Imagen 2.146. Tensión de von Mises, modificado (I)



ANEXOS

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

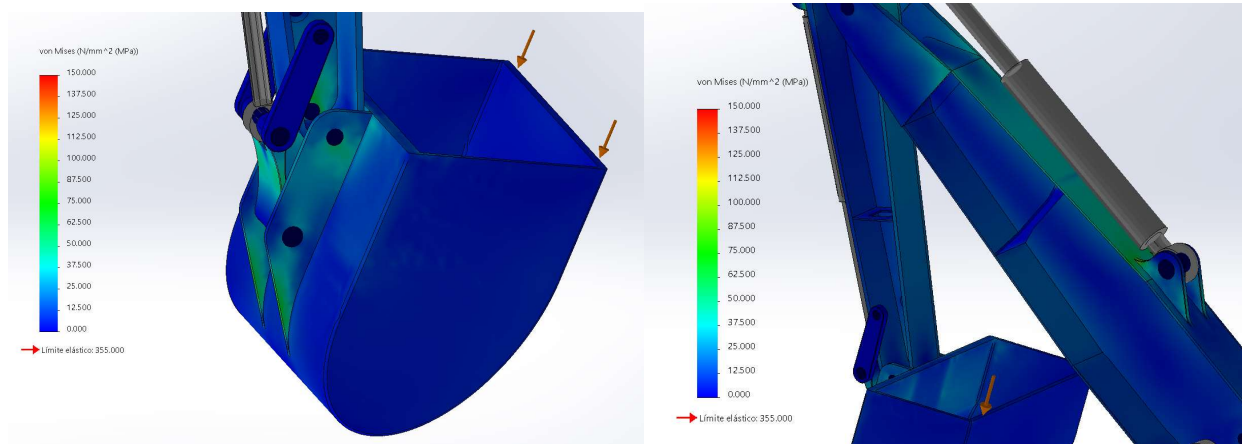


Imagen 2.147. Tensión de von Mises, modificado (II)

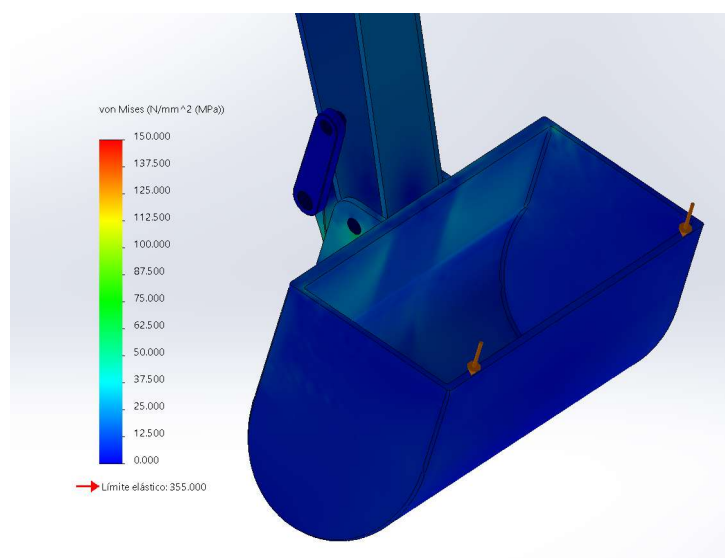


Imagen 2.148. Tensión de von Mises, modificado (III)

6.2.4.2. Resultados del análisis de desplazamientos.

Para facilitar la visualización de la deformada del conjunto, se escala esta con un factor de 100:1.

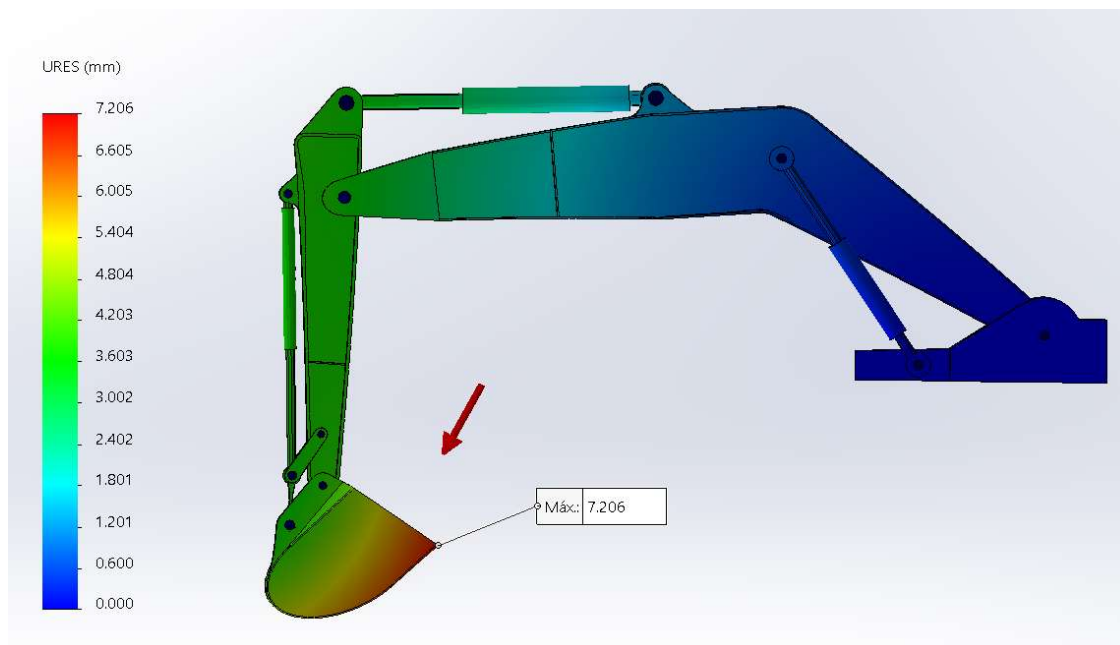


Imagen 2.149. Máximos desplazamientos en la posición intermedia de trabajo

Desplazamiento máximo
7.206

Este valor máximo representa el 0.0853 % de la distancia de máximo alcance.

6.2.4.3. Comparativa de los esfuerzos a cortante en los pasadores.

En la tabla 2.52 se muestra la comparativa de los resultados, así como la diferencia entre ambos valores expresada en valor absoluto.

ANEXOS

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

ESFUERZO CORTANTE (N) TOTAL EN LOS PASADORES Y EN LA HIPÓTESIS 5				
COMPONENTE	PUNTO	Teórico	SolidWorks	Diferencia
Pluma monobloque	A	310125	288960	21165
	C	218401	252380	33979
	D	180120	206200	26080
	L	355132	320780	34352
Brazo	E	180120	206200	26080
	F	363540	351260	12280
	G	144930	157890	12960
	I	170278	168000	2278
Barra 3	H	363540	354660	8880
Barra 5	J	496340	428758	67582
Base cilindro 1	B	355132	320780	34352

Tabla 2.52 Comparativa de los valores de esfuerzos cortantes (N)

En la imagen 2.150 se muestra un ejemplo del valor reflejado en SolidWorks para un pasador, en este caso, del punto D. Este valor para ser comparado con el teórico se debe multiplicar por dos debido a que, como se observa en la imagen solo abarca una orejeta.

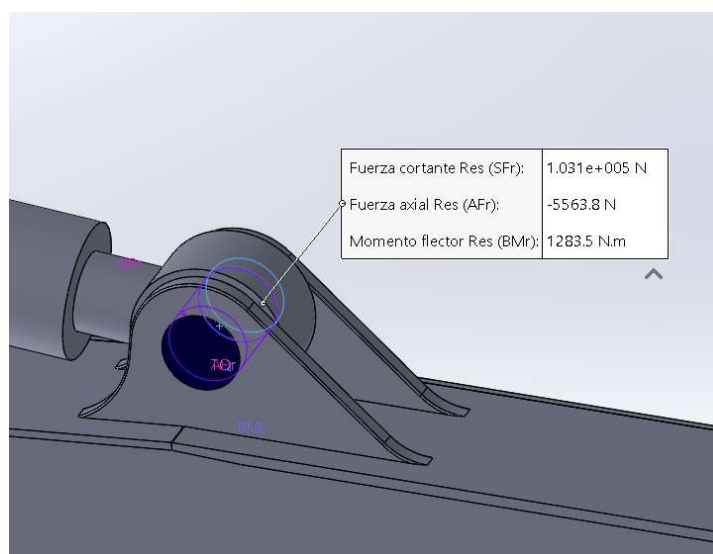


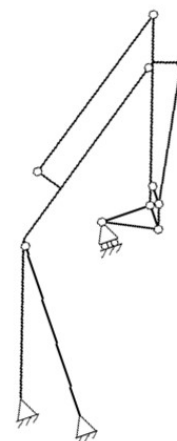
Imagen 2.150. Ejemplo del esfuerzo a cortante en un pasador



6.2.5. Hipótesis de carga 8. Posición final del ciclo de trabajo.

En esta hipótesis estaba activado el cilindro 3, generando, teóricamente, 85 336 N en la punta del cazo. La posición de esta hipótesis se resume en la tabla y se muestra en la figura de manera simplificada.

POSICIÓN CON BRAZO Y CAZO RECOGIDOS	
$\Phi(^{\circ})$	90
$\gamma(^{\circ})$	-90
$\tau(^{\circ})$	20



Variando la longitud de los cilindros en SolidWorks se logra situar el modelo en la posición deseada, tal y como se observa en la imagen.

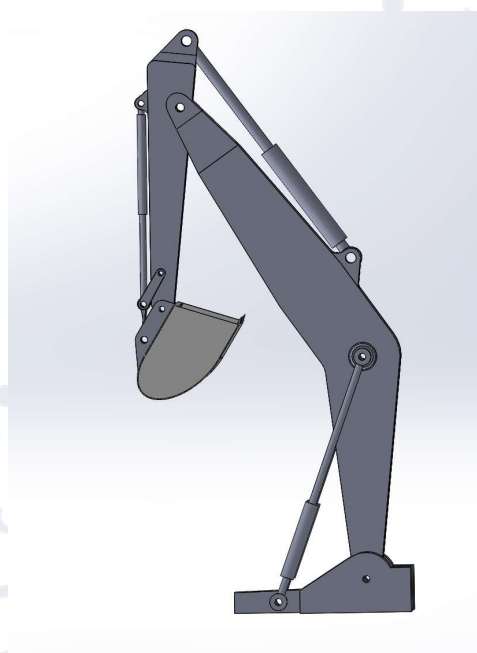


Imagen 2.151. Posición final del ciclo de trabajo



Se le aplica el mallado planteado y el conjunto presenta el siguiente aspecto.



Imagen 2.152. Mallado de la posición final del ciclo de trabajo

Por último, se ejecuta el análisis estático para obtener los siguientes resultados:

- Análisis de tensiones de von Mises.
- Desplazamientos.
- Factor de seguridad.
- Análisis de esfuerzos a cortante en los pasadores.

6.2.5.1. Resultados del análisis de la tensión de von mises y factor de seguridad

En la imagen 2.153 se muestra el valor máximo de la tensión de von Mises. Como se observa en la siguiente, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.



ANEXOS

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

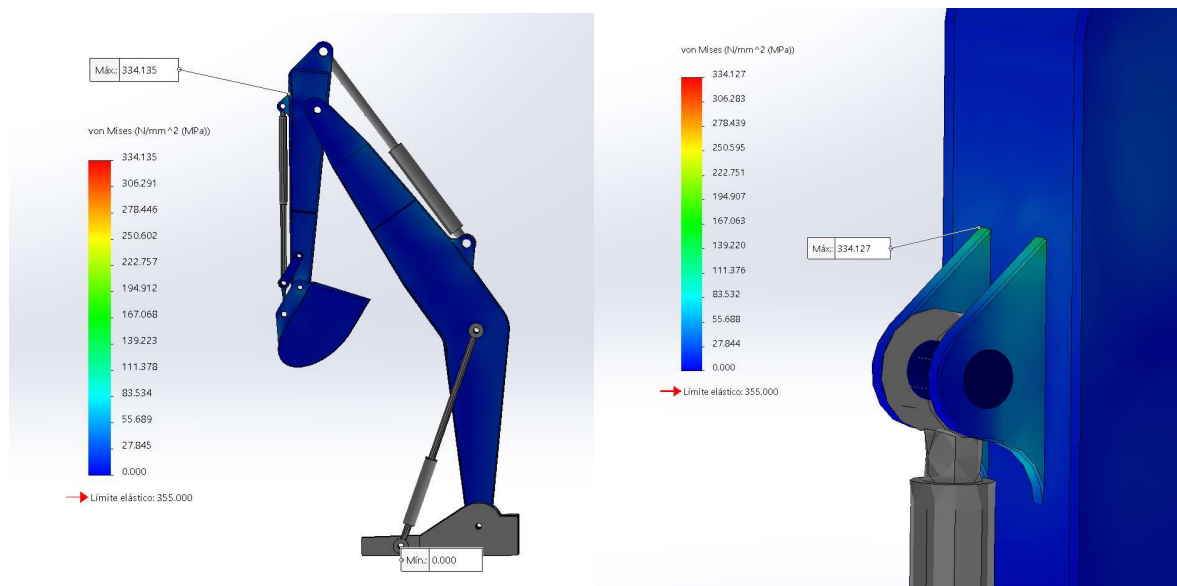


Imagen 2.153. Tensión máxima de von Mises en la posición final del ciclo de trabajo

Como se observa en la siguiente, este valor se debe a un concentrador de tensiones y a un mallado de baja calidad.

Se configura el resultado del factor de seguridad para que se coloreen de rojo las zonas con un factor de seguridad menor que 3, y como se puede observar en las imágenes, las orejetas del brazo tienen un factor de seguridad inferior a 3.

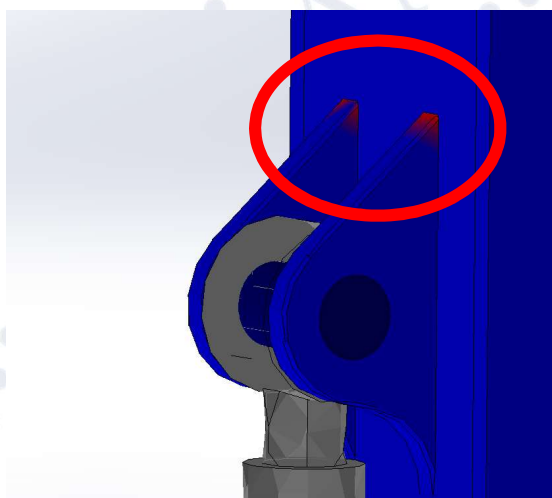


Imagen 2.154. Zonas por debajo del factor de seguridad de 3



ANEXOS

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

Para facilitar la visualización de las tensiones del conjunto, se limita la tensión a 150 MPa a la hora de representarlo y poder observar la diferencia de colores que muestra las zonas con mayor tensión. Se puede observar dicha representación en las imágenes 2.155 y 2.156.

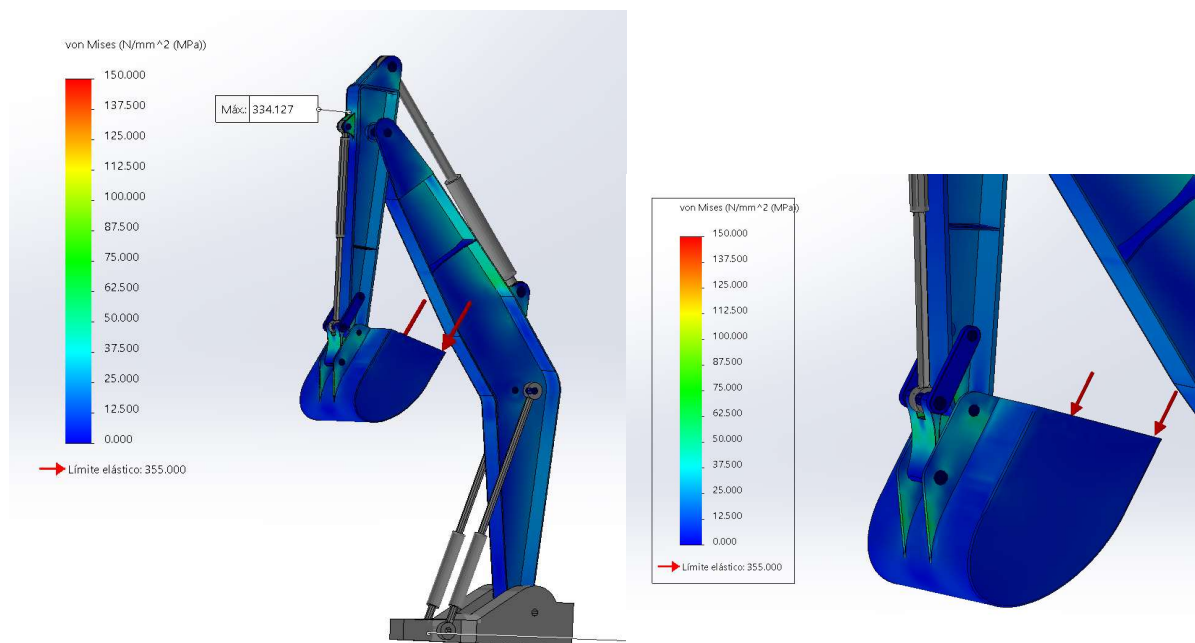


Imagen 2.155. Tensiones de von Mises (I)

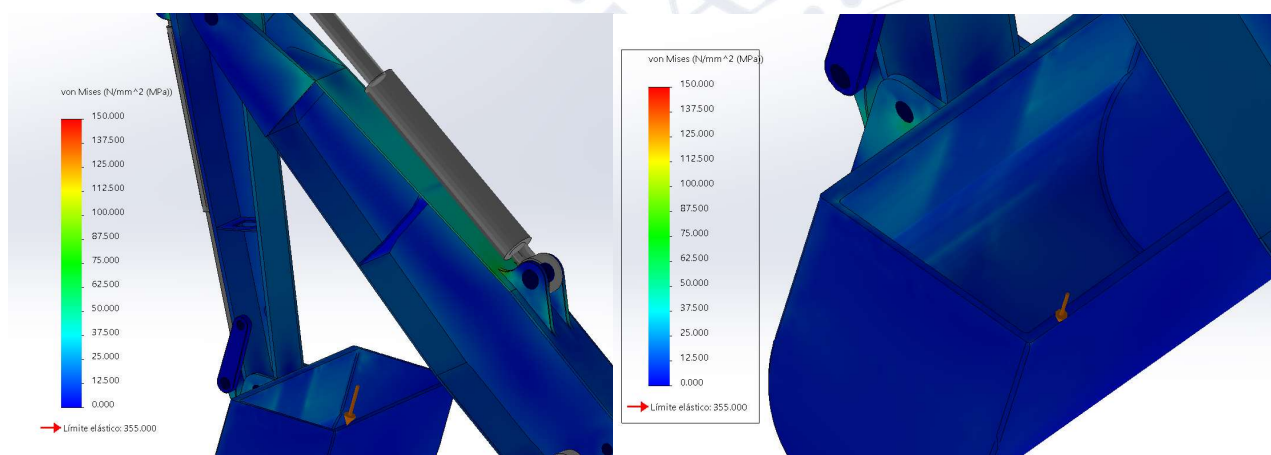


Imagen 2.156. Tensiones de von Mises (II)

6.2.5.2. Resultados del análisis de desplazamientos

Para facilitar la visualización de la deformada del conjunto, se escala esta con un factor de 100:1.

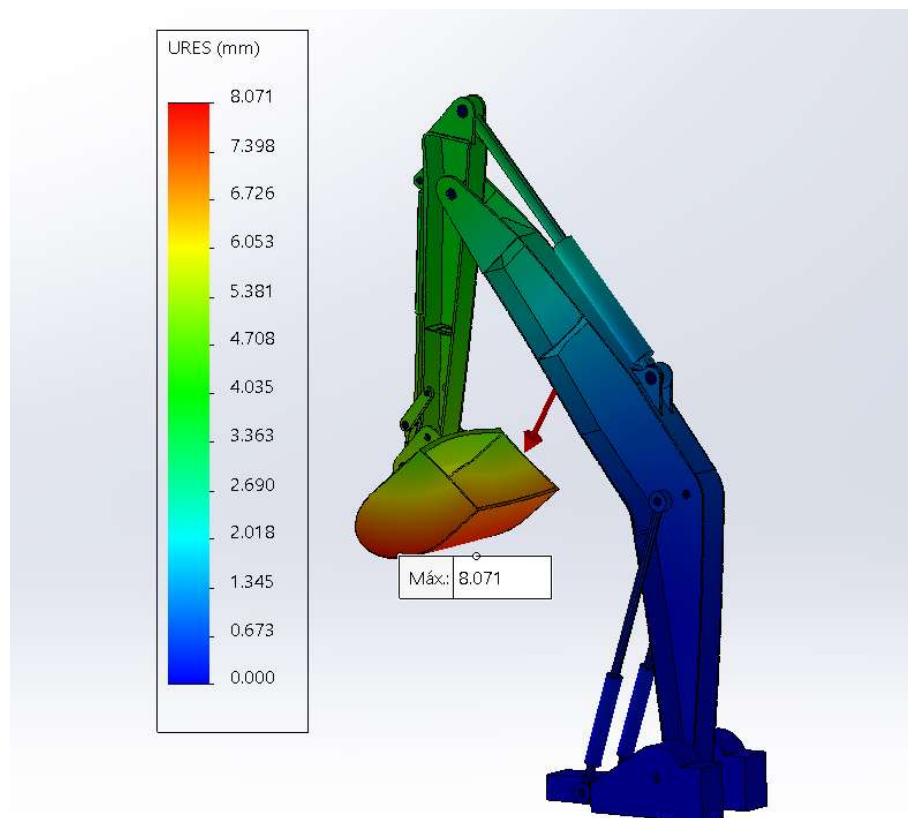


Imagen 2.157. Desplazamientos en la posición final del ciclo de trabajo

DESPLAZAMIENTO MÁXIMO

8.071 mm

Este valor equivale al 0.0955 % de la distancia de máximo alcance del conjunto.

6.2.5.3. Comparativa de los esfuerzos a cortante en los pasadores.

En la tabla 2.53 se muestra la comparativa de los resultados, así la diferencia entre ambas expresada de manera absoluta.

ANEXOS

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

ESFUERZO CORTANTE (N) TOTAL EN LOS PASADORES Y EN LA HIPÓTESIS 8				
COMPONENTE	PUNTO	Teórico	SolidWorks	Diferencia
Pluma monobloque	A	139374	144802	5428
	C	269557	282920	13363
	D	308770	305320	3450
	L	224680	246160	21480
Brazo	E	308770	305320	3450
	F	363540	354660	8880
	G	145970	162440	16470
	I	578063	623820	45757
Barra 3	H	363540	354660	8880
Barra 5	J	497170	548480	51310
Base cilindro 1	B	224680	246160	21480

Tabla 2.53 Comparativa de los valores de esfuerzos cortantes (N)

En la imagen 2.158 se muestra un ejemplo del valor reflejado en SolidWorks para un pasador, en este caso, del punto D. Este valor para ser comparado con el teórico se debe multiplicar por dos debido a que, como se observa en la imagen solo abarca una orejeta.

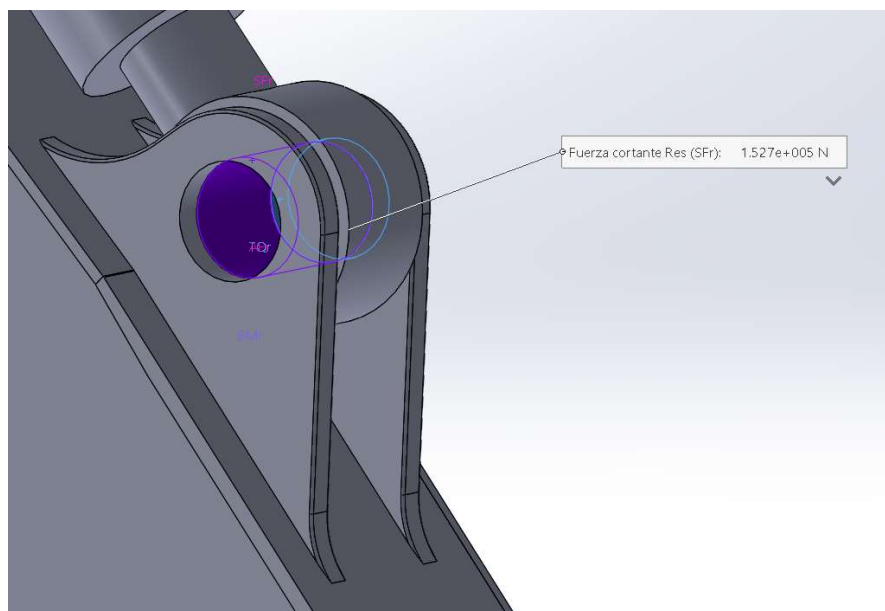


Imagen 2.158. Ejemplo del esfuerzo a cortante en un pasador



6.3. Conclusiones

En este anexo se ha demostrado, analizando los pasadores y las secciones más desfavorables, como los valores teóricos y los valores obtenidos por un programa de elementos finitos como SolidWorks tienen diferencias muy bajas entre ellos, sobretodo en las posiciones "base".

Sin embargo, se observan concentradores de tensiones en las orejetas, las cuales deben ser rediseñadas para evitar que ninguna parte del conjunto trabaje con un coeficiente de seguridad menor que 3.

Por ello, en el anexo VII se recogen las modificaciones realizadas y la demostración final de que el conjunto cumple el objetivo marcado en cuanto al coeficiente de seguridad se refiere.

Finalmente, hay que destacar que en este anexo se ha recogido que el máximo desplazamiento representa un 0.307% respecto al alcance máximo del conjunto del brazo de la excavadora.

ANEXO VII. Modificaciones del modelo inicial

7.1. Objetivo

El objetivo de este anexo es mostrar las modificaciones realizadas para reducir las tensiones en los concentradores de esfuerzos.

Como se ha demostrado en el anexo VI, los concentradores de tensiones se encuentran en:

- Orejeta del punto D, que une el cilindro 2 a la pluma
- Orejeta del punto F, que une el cilindro 3 al brazo
- Orejetas del cazo, sobre todo en la parte posterior y cercana al punto J

7.2. Modificaciones realizadas al modelo inicial

7.2.1. Modificaciones de la orejeta D

En la orejeta D se ha procedido a alargar la base desde el valor calculado en el apartado 4.9 del anexo IV y a realizar un redondeo de 5 mm para evitar el concentrador de tensiones que se muestra en la imagen 2.121 del anexo VI.

Como resultado final, la geometría final se muestra en la imagen 2.160. La comprobación del factor de seguridad se demuestra en la imagen de la derecha, en la que se puede observar como ninguna parte se ha coloreado de rojo en el caso de la hipótesis más desfavorable.

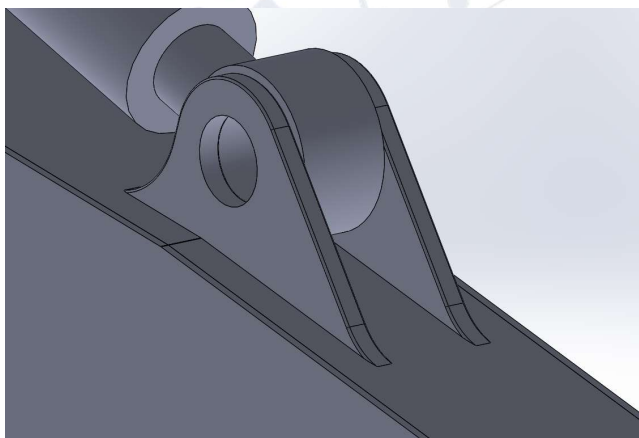


Imagen 2.159. Orejeta original del punto D

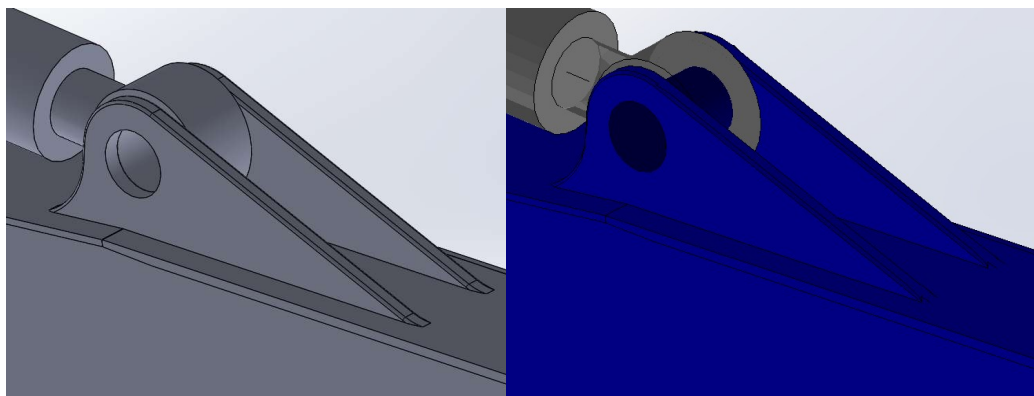


Imagen 2.160. Orejeta modificada del punto D

7.2.2. Modificaciones de la orejeta F

Los cambios aplicados a esta orejeta son similares a los de la orejeta D. En la imagen 2.162 se muestra su aspecto final y la comprobación visual del factor de seguridad.

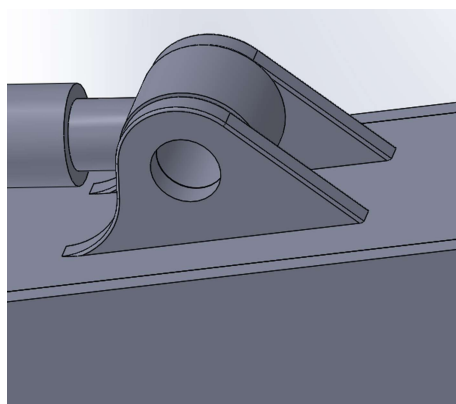


Imagen 2.161. Orejeta original del punto F

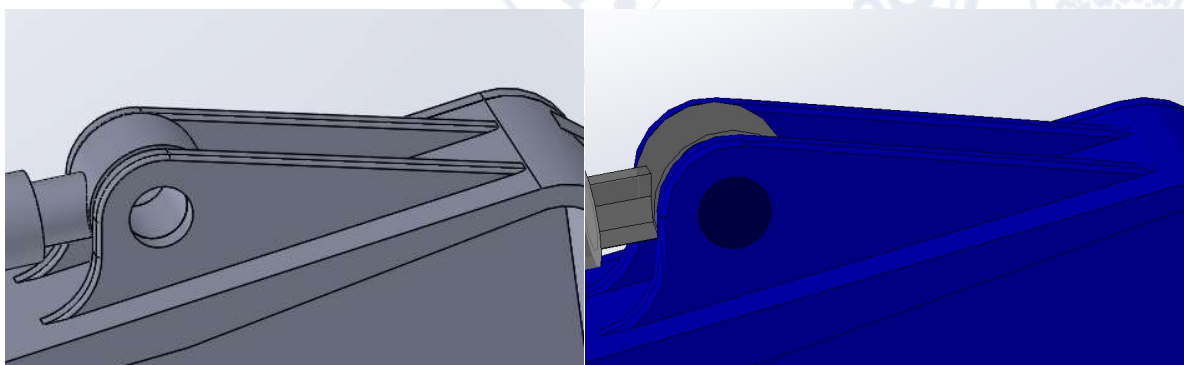


Imagen 2.162. Orejeta modificada del punto F



7.2.3. Modificaciones de las orejetas del cazo

En este caso, se ha aumentado el espesor de la zona más crítica de estas orejetas. Tal y como se puede observar en la imagen 2.164.

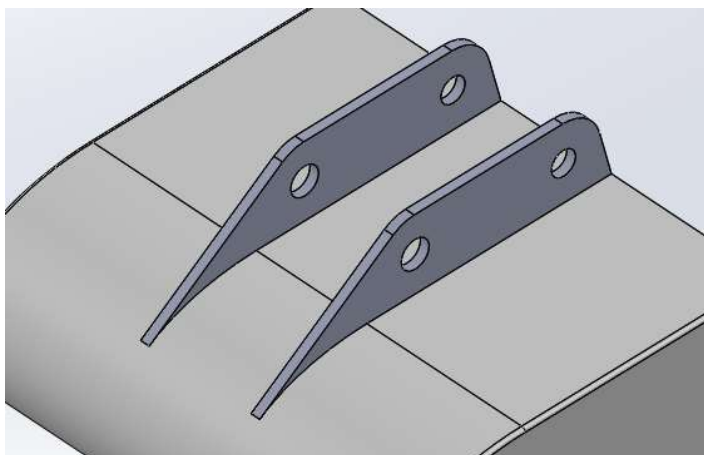


Imagen 2.163. Orejetas del cazo originales

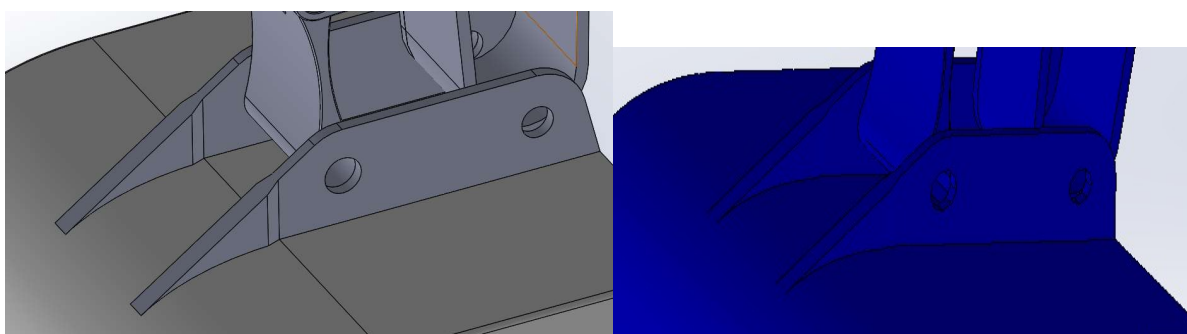


Imagen 2.164. Orejetas del cazo modificadas

ANEXO VIII. Planos

ANEXO IX. Catálogo comercial de los cilindros hidráulicos de LIEBHERR



Universidad
Zaragoza

Trabajo de final de grado

ANEXO VIII. PLANOS

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

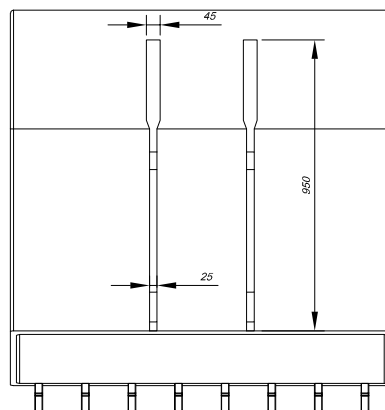
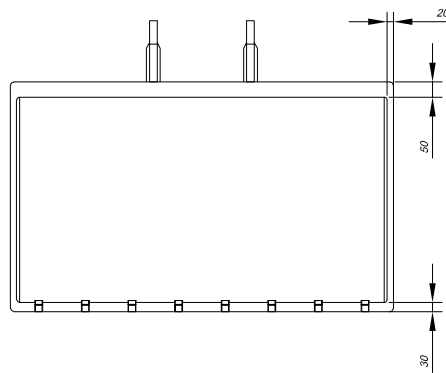
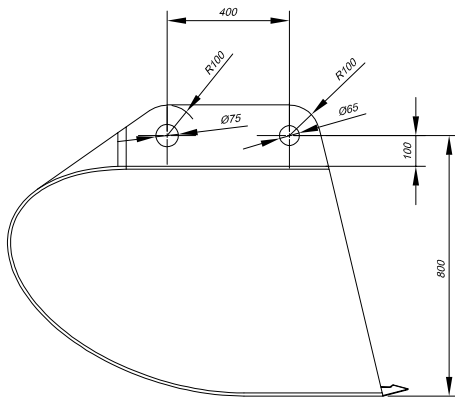
Autor

Enrique José Sánchez Erruz

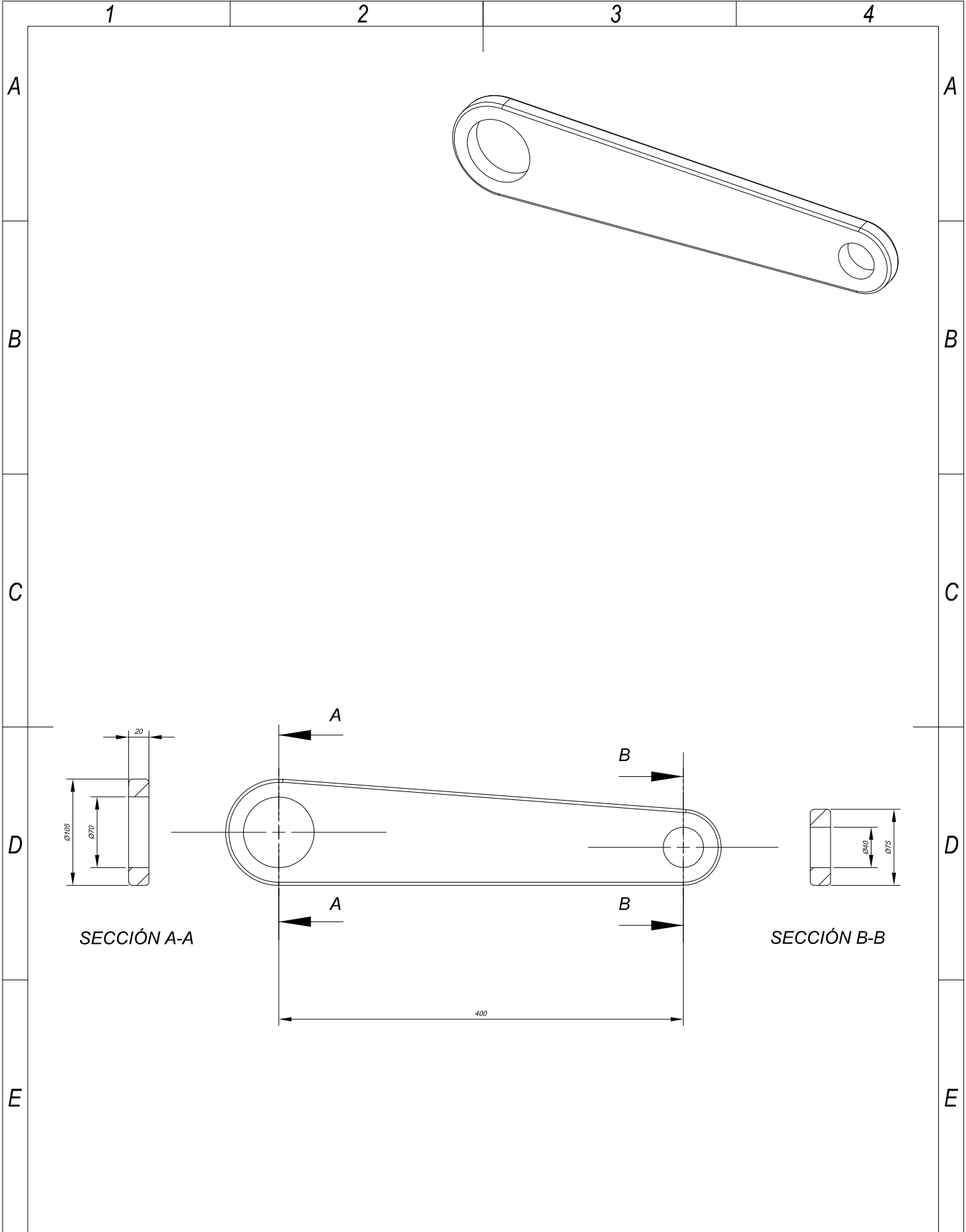
Director

D. Javier Abad Blasco

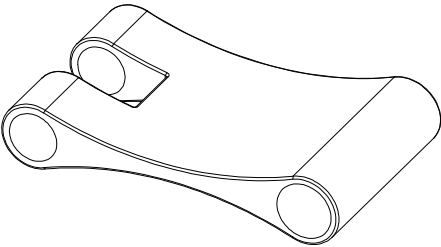
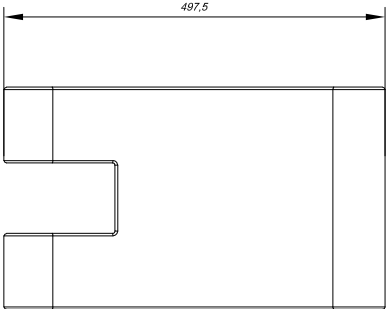
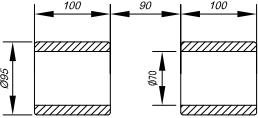
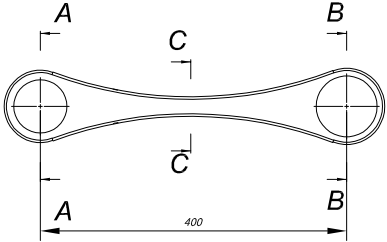
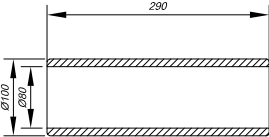
Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2017

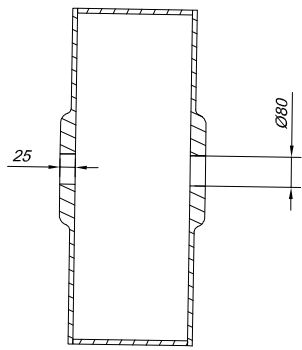


	Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ		
Comprobado				
Escala 1:25	Título CAZO	Nº Alumno 619918		
		Curso		
		Plano Nº		

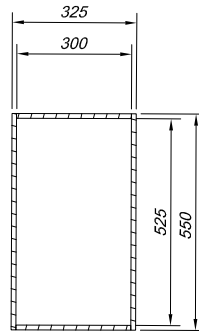


	Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	
Dibujado		ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ			
Comprobado					
F	Escala 1:5	Titulo BARRA NÚMERO 3		Nº Alumno 619918	F
				Curso	
				Plano Nº	
1	2	3	A4		

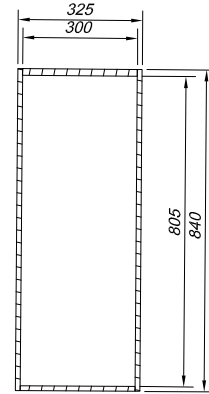
1	2	3	4																													
A				A																												
B				B																												
C				C																												
D	 SECCIÓN A-A  SECCIÓN B-B  SECCIÓN C-C			D																												
E				E																												
F	<table border="1"><tr><td></td><td>Fecha</td><td>Nombre</td><td>Firma:</td><td rowspan="3"> Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza </td></tr><tr><td>Dibujado</td><td></td><td>ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ</td><td></td></tr><tr><td>Comprobado</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Escala 1:10</td><td colspan="2">Titulo BARRA NÚMERO 5</td><td>Nº Alumno 619918</td><td>F</td></tr><tr><td></td><td colspan="2"></td><td>Curso</td><td></td></tr><tr><td></td><td colspan="2"></td><td>Plano Nº</td><td></td></tr></table>				Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza	Dibujado		ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ		Comprobado				Escala 1:10	Titulo BARRA NÚMERO 5		Nº Alumno 619918	F				Curso					Plano Nº		F
	Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza																												
Dibujado		ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ																														
Comprobado																																
Escala 1:10	Titulo BARRA NÚMERO 5		Nº Alumno 619918	F																												
			Curso																													
			Plano Nº																													
1	2	3	A4																													



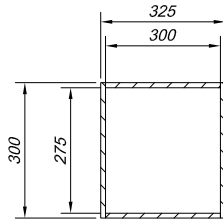
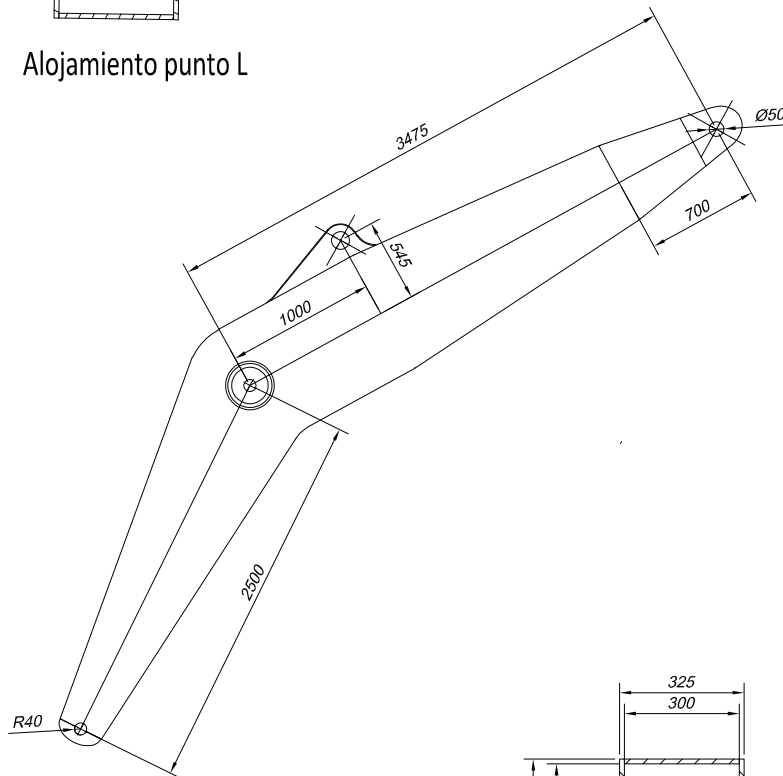
Alojamiento punto L



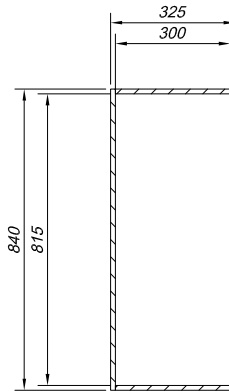
Sección BC



Sección DE



Sección H



Sección FG

	Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
Dibujado		ENRIQUE JOSÉ SÁNCHEZ ERRUZ		
Comprobado				
Escala 1:25	Titulo PLUMA			Nº Alumno 619918
				Curso
				Plano Nº



Universidad
Zaragoza

Trabajo de final de grado

ANEXO IX. CATÁLOGO COMERCIAL

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

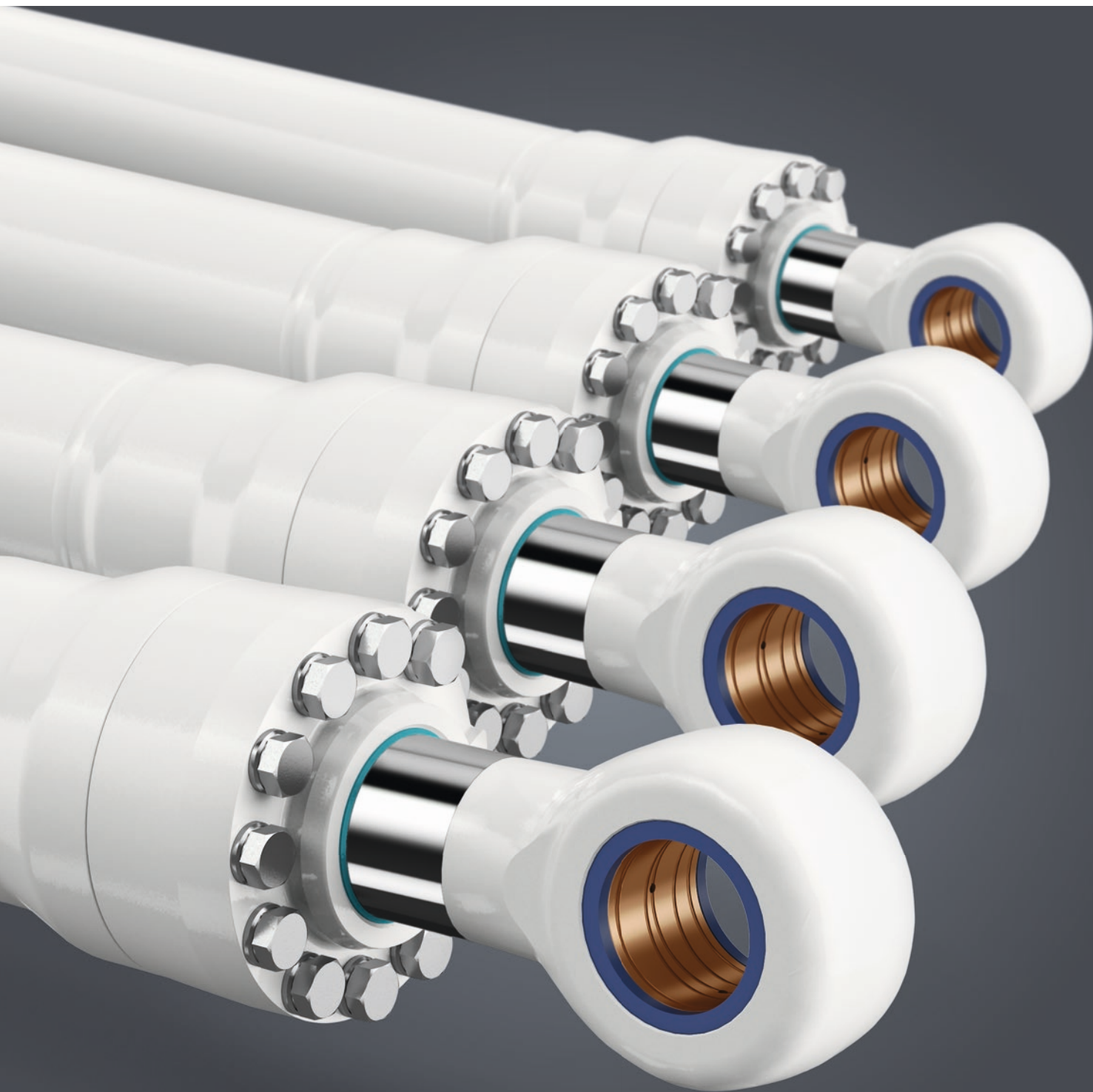
Director

D. Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2017

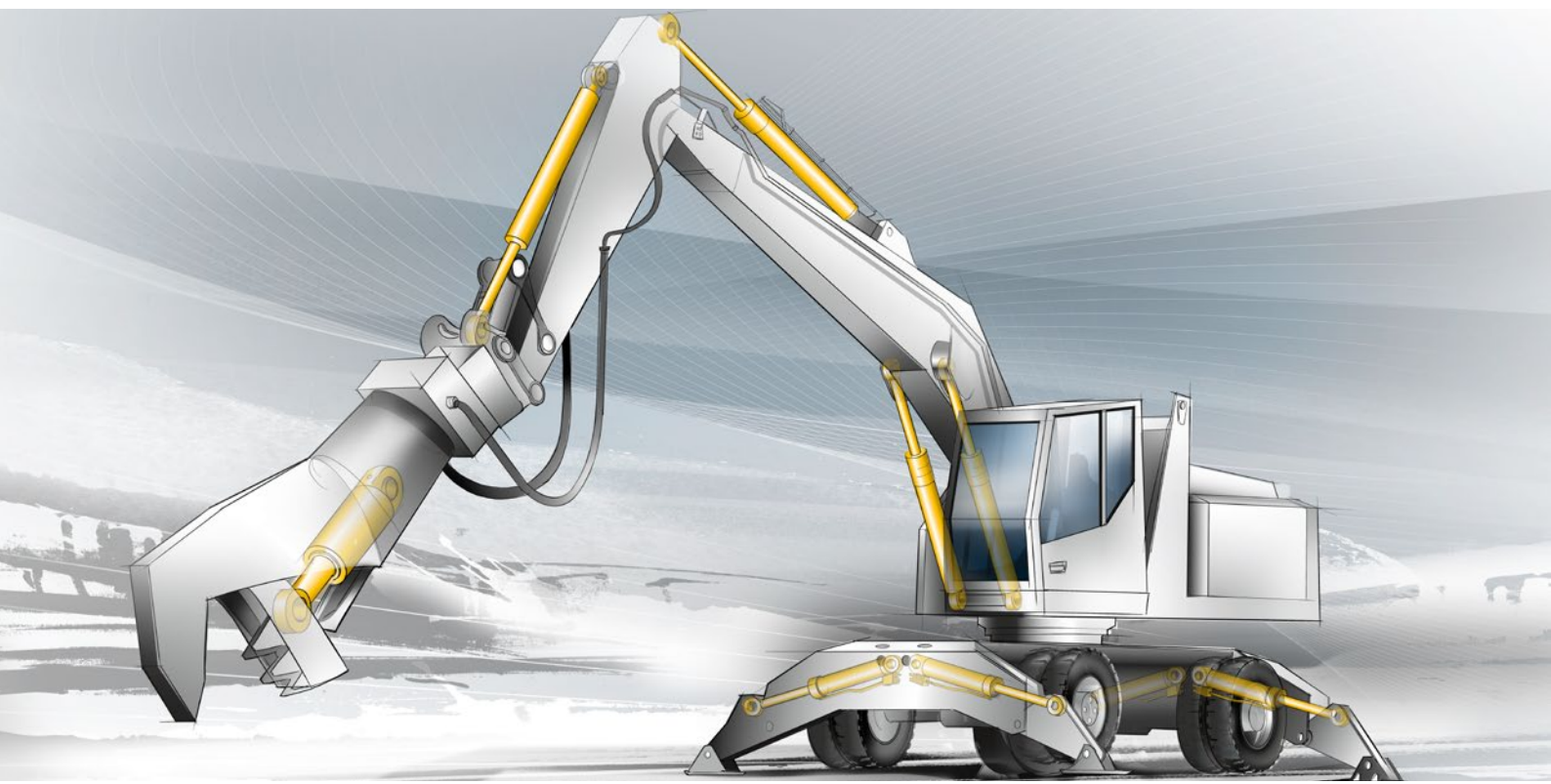
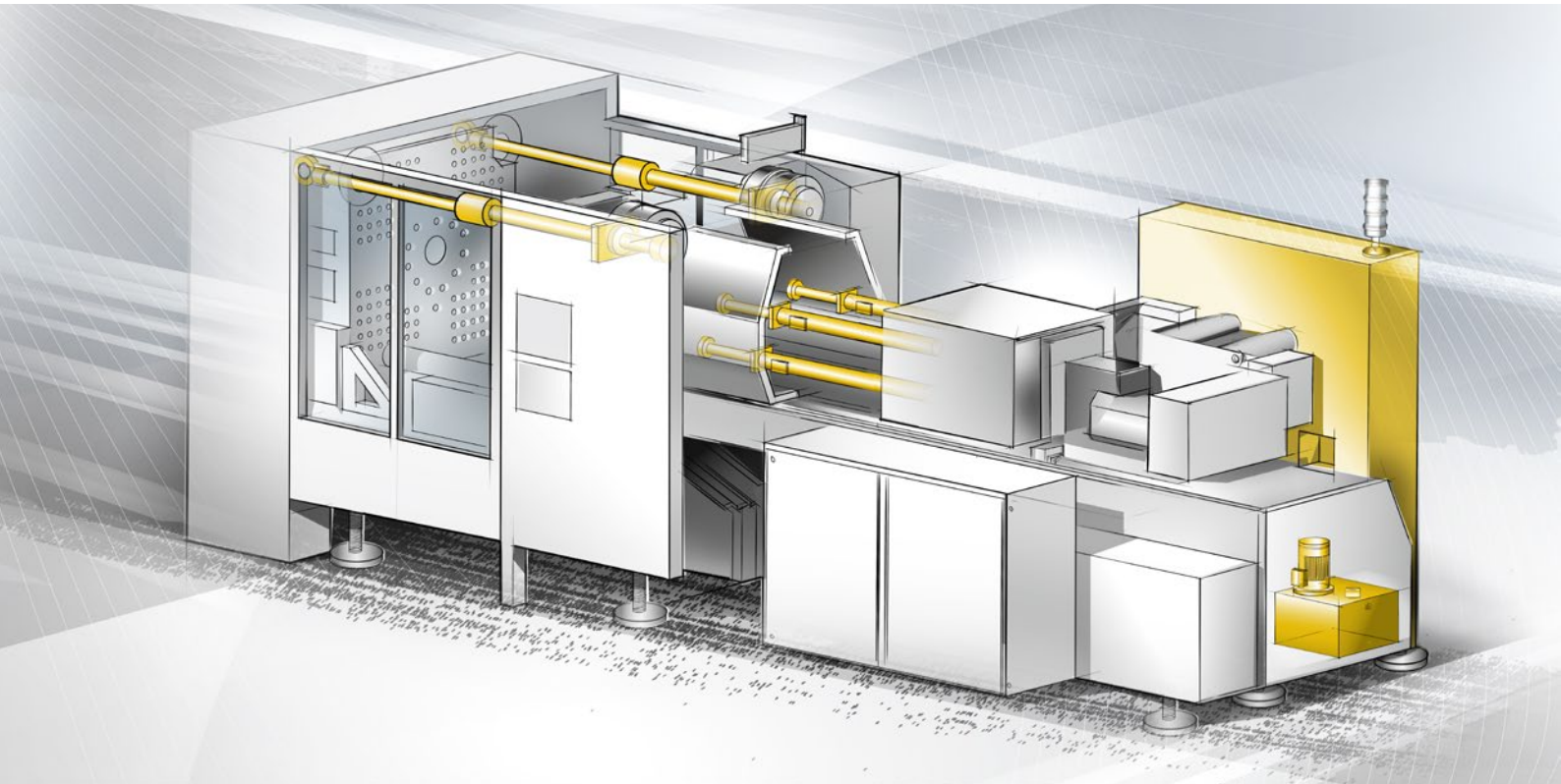
Hydraulic Cylinders by Liebherr

350 bar Series-Production Range



LIEBHERR

350 bar Series-Production Range



Flexible, with High Load Capacity and fast Availability

The Liebherr 350 bar series-production range gives customers a broad choice of flexible cylinder variants which have been proven under the toughest operating conditions. The use of standardised components means that new hydraulic cylinders and spare parts are quickly available despite the high degree of flexibility. The 350 bar series includes 40 basic variants for nominal diameter combinations of piston and piston rod. Besides stroke, numerous options can be configured for each of these basic variants. Corresponding 3D model can be supplied for each variant.

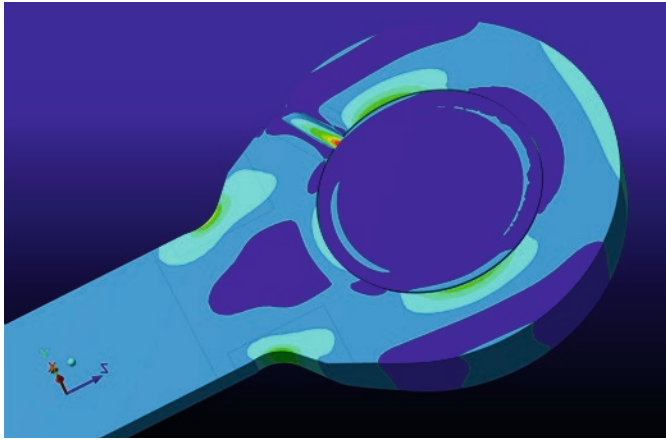
Area of application

The hydraulic cylinders of the 350 bar series-production range are employed both in mobile applications and in various industrial applications. For example, they are used wherever durable and robust products are needed for highly dynamic applications. Such applications include construction machinery, e. g. as hoist cylinder, stick cylinder or bucket cylinder for wheeled and crawler excavators.

Product range – overview

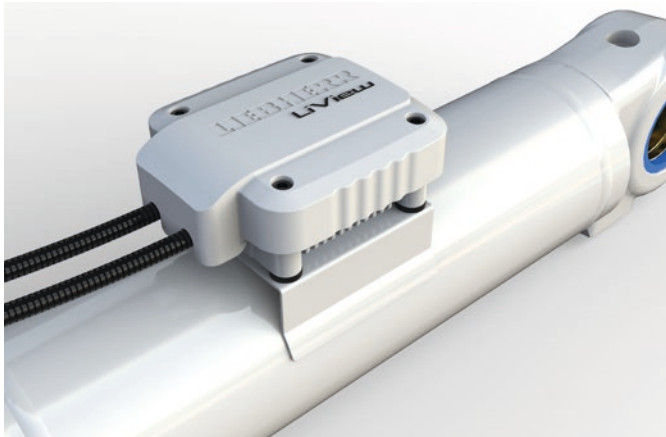
Type	Differential hydraulic cylinder
Stroke	Up to 2,300 mm
Installation length	Up to 3,100 mm
Piston diameter	100–220 mm
Piston rod diameter	65–150 mm
Weight	Up to 1000 kg
Pin diameter	70–130 mm
Piston head width	90–150 mm
End of stroke cushioning	On piston and/or rod side
Media port	SAE 3/4" – 1 1/2"
Operating fluid	Hydraulic fluids as per ISO 4406: 20/18/15
Coating	Chrome, nickel-chrome, special solutions for specific applications
Anti-corrosion	Standard paint finish, maritime paint finish
Operating temperature	-30 °C to +95 °C
Piston speed	Up to 1 m/s
Usage	Dynamic, static
Maintenance	Spare parts and sealing packages available worldwide through the Liebherr network
Applications	Construction machines, industrial applications

Technical Design



Hydraulic cylinder configuration

The hydraulic cylinders are computed and designed using state-of-the-art technology. Here, for example, the finite element method is used to help configure designs. The 350 bar series is designed for highly dynamic mobile applications and for Industrial applications. Extreme external forces of the kind encountered in construction machinery were assumed for the configuration of the hydraulic cylinders. Here, Liebherr sets a reliable standard with respect to durability and resilience in heavy operations.



Sensor technology

In order to realise many different regulation tasks, the linear movements and the response of the hydraulic cylinders have to be exactly recorded, monitored and controlled. For this reason, Liebherr has designed its new 350 bar series-production range to allow the straightforward integration of pressure sensors and position transducers. This enables durable, robust and solutions to be flexibly realised in line with specific customer requirements. As a highlight, Liebherr offers the own developed LiView® position transducer. This is the first length measuring system for cylinders, which is designed completely for highly dynamic applications. It is easy to integrate and can also be retrofitted.



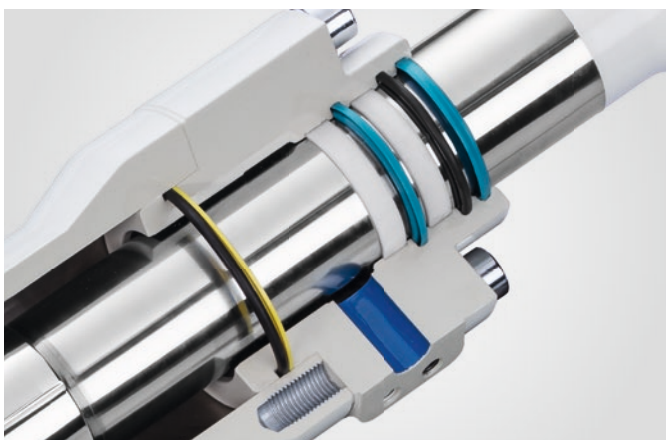
Piston rod coating

High quality chrome and nickel-chrome coatings are used as standard. Depending on the application, either a coating with normal resilience (AASS acetic acid salt spray testing as per DIN EN ISO 9227 with 96 hrs.) is used or one with increased resilience (AASS with 240 hrs.). A sea water coating (AASS with 500 hrs.) is also available. Assessment basis for all coatings is rating 10 as per DIN EN ISO 10289.



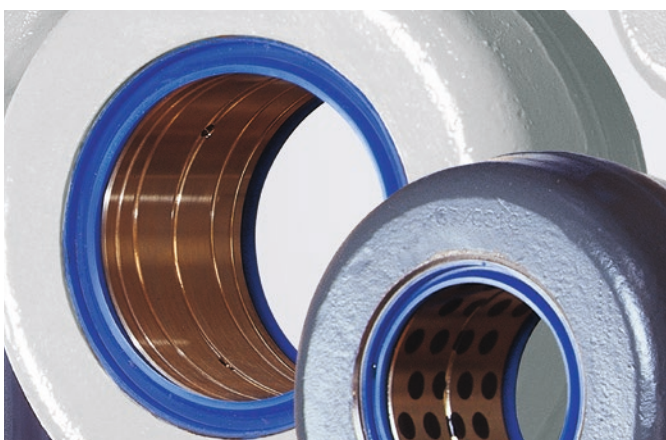
End of stroke cushioning

Controlled and gentle approach to the end positions is also important with highly dynamic movements. Here, Liebherr offers the option of an optimised cushioning system, which has proven its worth in practice on many occasions. The customer is able to choose between cushioning on piston and/or rod-side. Alternatively, the hydraulic cylinder can also be configured so that the cushioning can be retrofitted if necessary.



Seals

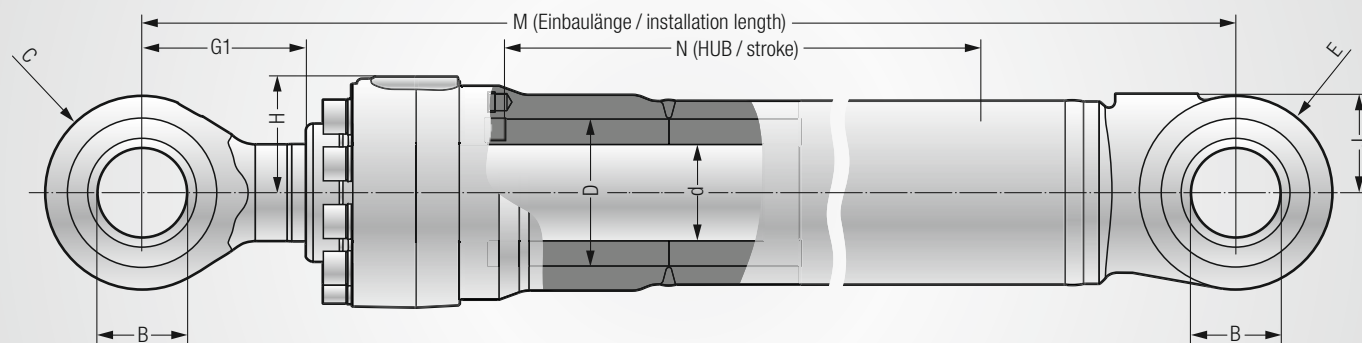
Seals are extremely important for the reliability of hydraulic cylinders. Only if they are suitably chosen to the specific application will they be long-lasting and leak-free. Liebherr uses a compact arrangement of seals and an innovative sealing system in this series to satisfy the most exacting of standards. A tandem sealing system consisting of a primary and a secondary seal is used for the rod seal. This relieves intermediate pressure and reduces the stick-slip effect.



Bearing positions

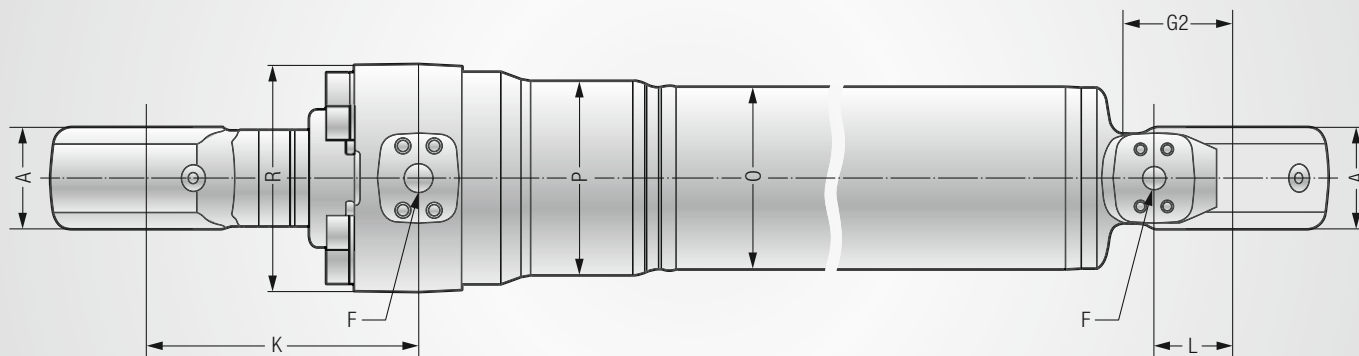
To guarantee optimal operation of the hydraulic cylinders, Liebherr has designed the bearing positions for maximum loads in both static and dynamic applications. The 350 bar series-production range employs bearing bushes with optimised lubrication surfaces to guarantee good emergency running characteristics.

Sizes and Dimensions



Piston-Ø	Piston rod-Ø	Width*	Bolt-Ø*	Radius rod head	Radius bottom head	SAE interface	Clearance	Height SAE interface head	SAE interface bottom	Distance rod head - SAE interface (retracted)	
D	d	A	B	C	E	F	G1	G2	H	J	K
100	65	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
100	70	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
105	70	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
105	75	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
110	70	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
110	75	90	70	72	72	3/4"	125	90	95	81	220
115	75	90	80	85	80	3/4"	145	90	95	81	240
115	80	90	80	85	80	3/4"	145	90	95	81	240
120	80	90	80	85	80	3/4"	145	90	95	81	240
120	85	90	80	85	80	3/4"	145	90	95	81	240
125	80	90	80	85	78	3/4"	145	90	95	81	240
125	85	90	80	85	78	3/4"	145	90	95	81	240
130	85	90	90	97	97	1"	165	90	105	85	265
130	90	90	90	97	97	1"	165	90	105	85	265
135	85	90	90	97	97	1"	165	90	105	85	265
135	95	90	90	97	97	1"	165	90	105	85	265
140	90	100	90	92	90	1"	150	110	115	95	270
140	100	100	90	92	90	1"	150	110	115	95	270
145	95	100	90	92	90	1"	150	115	115	95	275
145	100	100	90	92	90	1"	150	115	115	95	275
150	95	110	100	97	97	1"	155	130	120	102	280
150	105	110	100	97	97	1"	155	130	120	102	280
155	100	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	120	102	280
155	110	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	120	102	280
160	105	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	130	102	280
160	110	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	130	102	280
165	105	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	130	102	280
165	115	110	100	97	97	1 1/4"	155	130	130	102	280
170	110	130	120	120	125	1 1/4"	210	130	135	135	280
170	120	130	120	120	125	1 1/4"	210	130	135	135	280
180	115	130	120	120	125	1 1/2"	210	130	135	135	335
180	125	130	120	120	125	1 1/2"	210	130	135	135	335
190	125	130	120	120	125	1 1/2"	205	130	155	135	345
190	140	130	120	118	125	1 1/2"	205	130	155	135	345
200	125	150	130	136	125	1 1/2"	210	160	155	135	350
200	140	150	130	136	125	1 1/2"	180	160	155	135	320
210	140	150	130	136	125	1 1/2"	180	160	165	135	320
210	150	150	130	136	125	1 1/2"	205	160	165	135	345
220	140	150	130	136	125	1 1/2"	180	160	165	135	320
220	150	150	130	136	125	1 1/2"	205	160	165	135	345

* piston as well as the rod side



	Distance bottom head - SAE interface	Minimal installation length**	Min. stroke	Max. stroke	Tube- Ø	Flange ring-Ø	Bearing head-Ø	Area ratio	Piston area		Annular area	Force at 350 bar		Volume flow at 0.1m/ s		
	L	M _{min.}	N _{min.}	N _{max.}	O	P	R	A_D/A_Annular	A_D	cm ²	A_Annular	cm ²	Compression kN	Tension kN	Extend l/min	Retract l/min
	70	830	300	1,900	123	132	171	1.73			45.36			158.75		27.21
	70	830	300	1,900	123	132	171	1.96	78.54		40.06		274.89	140.19	47.12	24.03
	70	830	300	1,900	129	139	171	1.80			48.11			168.37		28.86
	70	830	300	1,900	129	139	171	2.04	86.59		42.41		303.07	148.44	51.95	25.45
	70	830	300	1,900	135	145	171	1.68			56.55			197.92		33.93
	70	830	300	1,900	135	145	171	1.87	95.03		50.85		332.62	177.99	57.02	30.51
	70	835	300	1,900	141	153	176	1.74			59.69			208.92		35.81
	70	835	300	1,900	141	153	176	1.94	103.87		53.60		363.54	187.61	62.32	32.16
	70	835	300	1,900	147	160	186	1.80			62.83			219.91		37.70
	70	835	300	1,900	147	160	186	2.01	113.10		56.35		395.84	197.23	67.86	33.81
	70	835	300	1,900	153	166	186	1.69			72.45			253.59		43.47
	70	835	300	1,900	153	166	186	1.86	122.72		65.97		429.51	230.91	73.63	39.58
	70	845	300	1,900	159	174	207	1.75			75.99			265.96		45.59
	70	845	300	1,900	159	174	207	1.92	132.73		69.12		464.56	241.90	79.64	41.47
	70	845	300	1,900	165	184	207	1.66			86.39			302.38		51.84
	70	845	300	1,900	165	184	207	1.98	143.14		72.26		500.99	252.90	85.88	43.35
	85	910	300	1,900	170	190	220	1.70			90.32			316.12		54.19
	85	910	300	1,900	170	190	220	2.04	153.94		75.40		538.78	263.89	92.36	45.24
	85	915	300	1,900	176	197	220	1.75			94.25			329.87		56.55
	85	915	300	1,900	176	197	220	1.91	165.13		86.59		577.95	303.07	99.08	51.95
	85	930	300	1,800	183	204	232	1.67			105.83			370.41		63.50
	85	930	300	1,800	183	204	232	1.96	176.71		90.12		618.50	315.44	106.03	54.07
	85	935	300	1,800	189	211	232	1.71			110.15			385.53		66.09
	85	935	300	1,800	189	211	232	2.01	188.69		93.66		660.42	327.81	113.22	56.20
	85	940	300	1,800	195	218	248	1.76			114.47			400.65		68.68
	85	940	300	1,800	195	218	248	1.90	201.06		106.03		703.72	371.10	120.64	63.62
	85	945	300	1,800	201	224	248	1.68			127.23			445.32		76.34
	85	945	300	1,800	201	224	248	1.94	213.82		109.96		748.39	384.85	128.29	65.97
	105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.72			131.95			461.81		79.17
	105	1,030	300	1,800	207	231	260	1.99	226.98		113.88		794.43	398.59	136.19	68.33
	105	1,140	300	1,700	219	245	260	1.69			150.60			527.10		90.36
	105	1,140	300	1,700	219	245	260	1.93	254.47		131.75		890.64	461.13	152.68	79.05
	105	1,100	300	1,700	230	258	302	1.76			160.81			562.84		96.49
	105	1,100	300	2,300	230	258	302	2.19	283.53		129.59		992.35	453.57	170.12	77.75
	110	1,100	300	2,300	242	272	302	1.64			191.44			670.04		114.86
	110	1,100	300	2,300	242	272	302	1.96	314.16		160.22		1,099.56	560.77	188.50	96.13
	110	1,100	300	2,300	255	288	320	1.80			192.42			673.48		115.45
	110	1,100	300	2,300	255	288	320	2.04	346.36		169.65		1,212.26	593.76	207.82	101.79
	110	1,110	300	2,300	267	301	320	1.68			226.19			791.68		135.72
	110	1,110	300	2,300	267	301	320	1.87	380.16		203.42		1,130.46	711.96	228.08	122.05

** at minimal stroke

Cylinder Selection

The table on the left gives an overview of the 350 bar series-production range. Each combination of piston and piston rod diameter defines a basic variant.

Individual customer solutions are possible on request and as necessary.

Starting with the necessary tensile and compression forces, the required combination of piston and piston rod diameter can be determined. The surface ratio, cylinder force and volume flow can be taken from the table for any given piston/piston rod combination.

Calculation of Buckling and Volume Flow

Buckling calculation

Buckling describes the change in shape that can be caused by a certain load. To ensure the safe design of hydraulic cylinders, they are examined for buckling resistance. The prevailing compression force (F_C) must be less than or equal to the buckling force (F_B) of the hydraulic cylinder. This buckling calculation is an approximate calculation. This can be verified by Liebherr when a cylinder is inquired about.

Force and volume flow calculations

These calculations provide information about the relationship between cylinder geometry, volume flow and stroke speed. The different sizes are essentially depending on each other. Please note that the volume flow calculations below do not take into account all efficiency levels.

Calculation of buckling force as per Euler	$F_B = \frac{\pi^2 \times E \times I}{v \times L^2 \times 1,000} \text{ [kN]}$
--	--

Only the second Euler case is considered for this series:

Case 2
 $L_k = L$

D = Piston diameter [mm]
d = Piston rod diameter [mm]
p = Operating pressure [bar]
h = Stroke [mm]
L = Installation length [mm]
v = Buckling safety factor (3..6)

I = Geometrical moment of inertia in mm⁴,
for circular cross-section = $\frac{d^4 \times \pi}{64} = 0.0491 \times d^4$
E = Elasticity module in $\frac{N}{mm^2} = 210,000$ for steel
F = External compression force

Piston surface area	$A = \frac{D^2 \times \pi}{400} = \frac{D^2 \times 0.785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$
Rod surface area	$A_{st} = \frac{d^2 \times 0.785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$
Ring surface area	$A_R = \frac{(D^2 - d^2) \times 0.785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$
Compressive force	$F_C = \frac{p \times D^2 \times 0.785}{10,000} \text{ [kN]}$
Tensile force	$F_T = \frac{p \times (D^2 - d^2) \times 0.785}{10,000} \text{ [kN]}$
Volume flow	$Q = 6 \times A \times v = \frac{V}{t} \times 60 \left[\frac{l}{min} \right]$
Piston displacement	$V = \frac{A \times h}{10,000} \text{ [l]}$
Stroke time	$t = \frac{A \times h \times 6}{Q \times 1,000} \text{ [s]}$
Stroke speed	$v = \frac{h}{t \times 1,000} = \frac{Q}{A \times 6} \left[\frac{m}{s} \right]$



Request Data

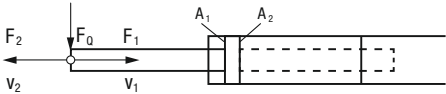
Hydraulic Cylinders

Request Date:	Telephone:	
Company:	E-Mail:	
Contact Person:	Application:	
Road:	Machine / Type:	
Postcode:	Location:	Required quantity:
Country:	Requested delivery date:	

Cylinder variant – series 350 bar

Piston-Ø [mm] (D):	
Piston rod-Ø [mm]	
Stroke [mm] (N):	
Installation length = Zero stroke length + stroke [mm] (M):	
End of stroke cushioning, rod side	☐ yes ☐ no
End of stroke cushioning, piston side	☐ yes ☐ no
Piston rod coating:	
Hardened piston rod	☐ yes ☐ no
Corrosion protection	☐ standard ☐ sea water
Required colour (RAL):	
Required add-on parts (valve blocks, etc.):	

Belastungsspezifikation



F_1 = kN Tensile force
 F_2 = kN Compressive force
 F_0 = kN Lateral force
 v_1 = m/s
 v_2 = m/s

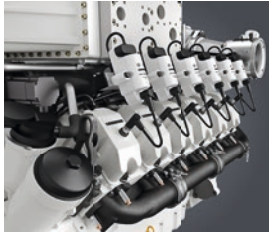
Special solution – variance from standard

Piston-Ø [mm] (D):	
Piston rod-Ø [mm] (d):	
Stroke [mm] (N):	
Installation length [mm] (M):	
Pin-Ø, rod side [mm] (B):	
Pin-Ø, piston side [mm] (B):	
Piston rod head width [mm] (A):	
Cylinder head width [mm] (A):	
Head radius, rod side [mm] (C):	
Head radius, piston side [mm] (C):	
SAE connection, rod side ["] (F):	
SAE connection, piston side ["] (F):	
Miscellaneous:	

Special solution – variance from standard

Max. operating pressure [bar]:	
Compressive force (F_2) [kN]:	
Tensile force (F_1) [kN]:	
Lateral force (F_0) [kN]:	
Planned service life [Oh]:	
Ambient temperatures [°C]:	
Operating temperatures [°C]:	
Corrosive media (e. g. sea air):	
Medium used:	
Volume flow, rod side (V_1) [l/min]:	
Volume flow, piston side (V_2) [l/min]:	
Retracting and extending speed [m/s]:	
Load / usage (compression)	☐ static ☐ dynamic
Load / usage (tensile)	☐ static ☐ dynamic
Miscellaneous:	

Liebherr Components



Gas engines



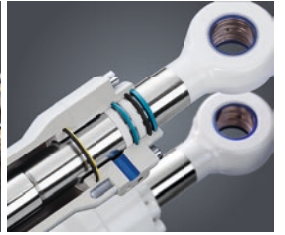
Diesel engines



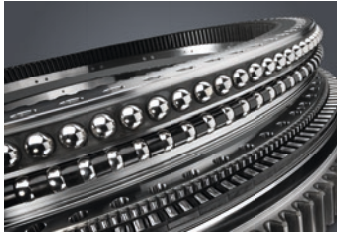
Fuel injection systems



Axial piston hydraulics



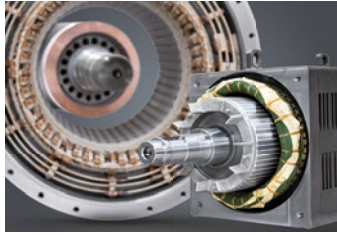
Hydraulic cylinders



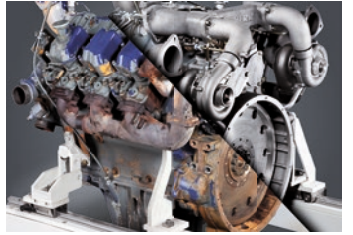
Large diameter bearings



Gearboxes and winches



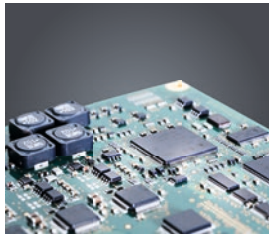
Electric machines



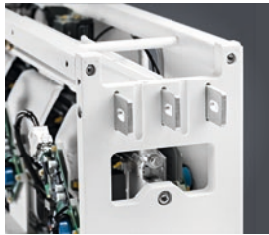
Remanufacturing



Human machine interfaces



Control electronics



Power electronics



Switchgear



Software

From A to Z – the components division of the Liebherr Group offers a broad range of solutions in the area of mechanical, hydraulic, electric and electronic drive system and control technology. The efficient components and systems are produced at a total of ten production sites around the world to the highest standards of quality. Central contact persons for all product lines are available

to our customers at Liebherr-Components AG and the regional sales and distribution branches.

Liebherr is your partner for joint success: from the product idea to development, manufacture and commissioning right through to customer service solutions like remanufacturing.

components.liebherr.com

Sales worldwide
Liebherr-Components AG
 P.O. Box 222,
 CH-5415 Nussbaumen/AG
 ☎ +41 56 296 43 00
 E-Mail: info.cos@liebherr.com

Sales North America
Liebherr-Components North America Co.
 1465 Woodland Drive, Saline,
 MI 48176 USA
 ☎ +1 (734) 944 6334
 E-Mail: info.lcn@liebherr.com

Sales Russia
Liebherr-Russland 000
 Office 2, Bolschoi Palaschewskij 13/2
 121104 Moscow, Russia
 ☎ +7 (495) 280 18 94
 E-Mail: info.components.lru@liebherr.com

Sales China
Liebherr Machinery Service (Shanghai) Co., Ltd.
 Building No. 1, 88 Ma Ji Road,
 200131, Shanghai Pilot Free Trade Zone, V.R. China
 ☎ +86 21 2893 8039
 E-Mail: components.china@liebherr.com