



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Título del trabajo:

Análisis, Cálculo y Modelado de una pala cargadora frontal.

### **ANEXO I: CÁLCULOS ANALÍTICOS**

Autor/es

Alberto Gómez Rubio

Director/es

Paula Canalís Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza

2016 – 2017



## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS .....	4
3. HIPÓTESIS DE TRABAJO .....	5
4. ANÁLISIS DE LAS TRES POSICIONES DE TRABAJO .....	6
4.1 ANÁLISIS POSICIÓN 1 .....	8
4.2 ANALISIS POSICIÓN 2 .....	13
4.3 ANÁLISIS POSICIÓN 3 .....	18
5. COMPARACIÓN ENTRE LAS TRES POSICIONES .....	23
6. CÁLCULOS DE BULONES Y ESPESORES .....	24
6.1 CÁLCULO DE BULONES .....	24
6.2 CÁLCULO DE OREJETAS Y ESPESORES DE PIEZAS .....	29

## 1. INTRODUCCIÓN

En el presente anexo se van a exponer los cálculos analíticos realizados sobre la pala cargadora frontal. Mediante los diagramas de sólido libre de cada una de las piezas principales de la pala cargadora frontal se obtendrán las reacciones y así podremos obtener los esfuerzos a los que están sometidas cada una de dichas piezas.

Debido a que nuestra pala cargadora frontal es totalmente simétrica se va a analizar solamente uno de los dos brazos elevadores. El material empleado en todos los cálculos es el acero E-350 y se ha tomado un valor de coeficiente de seguridad de 3 para el dimensionamiento de todas las piezas.

En cuanto a las unidades empleadas se empleará el sistema internacional en el que las fuerzas se expresarán en Newton [N], las longitudes en milímetro [mm] y por lo tanto las tensiones se expresarán en mega pascuales [MPa].

A partir de cada una de las fuerzas obtenidas se dimensionarán tanto los pasadores como los espesores de las piezas. En todos los diagramas de sólido libre se tomará como momentos positivos el sentido anti horario de las agujas del reloj. El sistema de coordenadas será el siguiente:

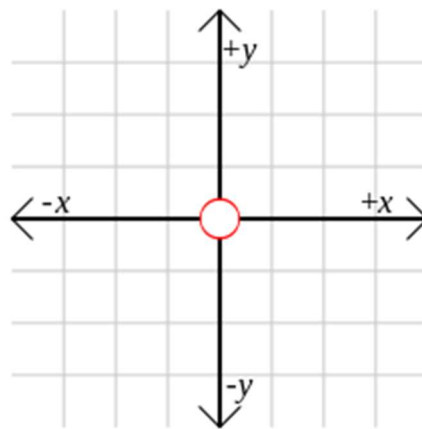


Ilustración 1: Sistema de coordenadas

## 2. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

En la siguiente figura se muestran las características y dimensiones básicas del modelo de John Deere 603 R sin nivelación automática.

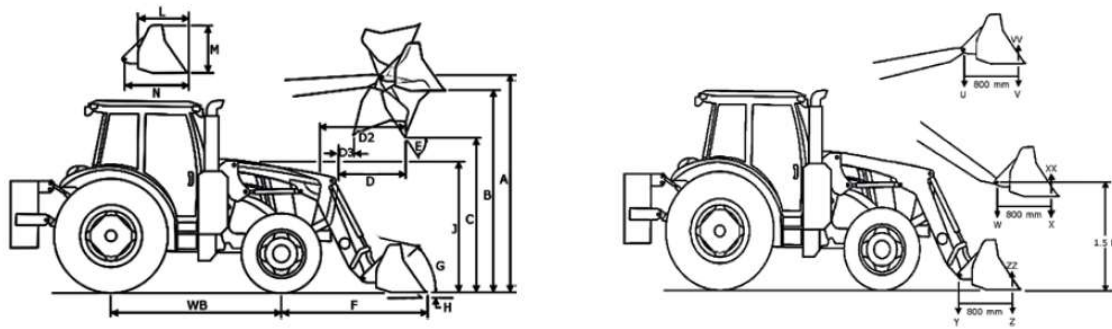


Ilustración 2: Dimesiones básicas

MODELO DE TRACTOR				6095/6105/6115 MC/I
NEUMÁTICO DELANTERO				480/70R24
NEUMÁTICO TRASERO				520/70R38
BATALLA	(WB)	mm		2400
CAPACIDAD DE LA BOMBA		lpm		114
PRESIÓN NOMINAL		BAR		200
PALA CARGADORA				603R NSL
CAZO				Cazo estándar 1850m
PESO DEL CAZO		kg		236
CAPACIDAD DE ELEVACIÓN*	MEDIDA EN PIVOTE	(U)	kg	2308
A ALTURA MÁXIMA	MEDIDA A 800mm DELANTE DEL PIVOTE	(V)	kg	1590
CAPACIDAD DE ELEVACIÓN*	MEDIDA EN PIVOTE	(W)	kg	2593
a 59 ° (1,5m)				
ALTURA DE ELEVACIÓN	MEDIDA A 800mm DELANTE DEL PIVOTE	(X)	kg	1985
FUERZA DE ROTURACIÓN	MEDIDA EN PIVOTE	(Y)	kg	2809
DE LOS BRAZOS	MEDIDA A 800mm DELANTE DEL PIVOTE	(Z)	kg	2025
CAZO	A ALTURA MÁXIMA	(VV)	kg	2363
FUERZA DE RETRASO	A 59 ° (1,5m) DE ALTURA	(XX)	kg	4200
	A NIVEL DEL SUELO	(ZZ)	kg	4360
<b>ALTURA MÁXIMA DE ELEVACIÓN*</b>		<b>(A)</b>	<b>mm</b>	<b>3900</b>
DESPEJE*	A MÁXIMA ALTURA - CAZO NIVELADO	(B)	mm	3630
	A MÁXIMA ALTURA - CAZO EN DESCARGA	(C)	mm	2880
LONGITUD TOTAL		(WB+F)	mm	5069
PROFUNDIDAD DE EXCAVACIÓN*		(H)	mm	-120
ALCANCE*	A ALTURA MÁXIMA	(D)	mm	891
	AL SUELO - CAZO NIVELADO	(F)	mm	2489
ÁNGULOS DEL CAZO	ÁNGULO DE VACIADO A ALTURA MÁX.	(E)	grados	-56
	RETRASO EN SUELO	(G)	grados	48
	ÁNGULO DE DESCARGA EN SUELO		grados	-143
TIEMPOS DE CICLO	ELEVACIÓN DE PALA		seg.	3,11
	DESCENSO DE PALA		seg.	2,34
	DESCARGA DEL CUCHARON		seg.	2,65

Ilustración 3: Catálogo de características principales

La pala cargadora tiene una altura máxima de elevación de 3900 mm y una capacidad de elevación a altura máxima de 1590 kg. Los cálculos se van a desarrollar a partir de las dimensiones del brazo elevador ya que esta marca la altura máxima de elevación.

### 3. HIPÓTESIS DE TRABAJO

En primer lugar, se parte de un diseño comercial que es el modelo 603R de John Deere y se extraen las características básicas tales como dimensiones y geometrías, así como las carreras de los cilindros elevadores.

Después, se van a analizar tres posiciones de altura distintas y se seleccionara aquella posición que sea más desfavorable para su posterior dimensionado. La pala cargadora frontal es totalmente simétrica por lo que los esfuerzos analizados serán los que soportan uno de los brazos elevadores.

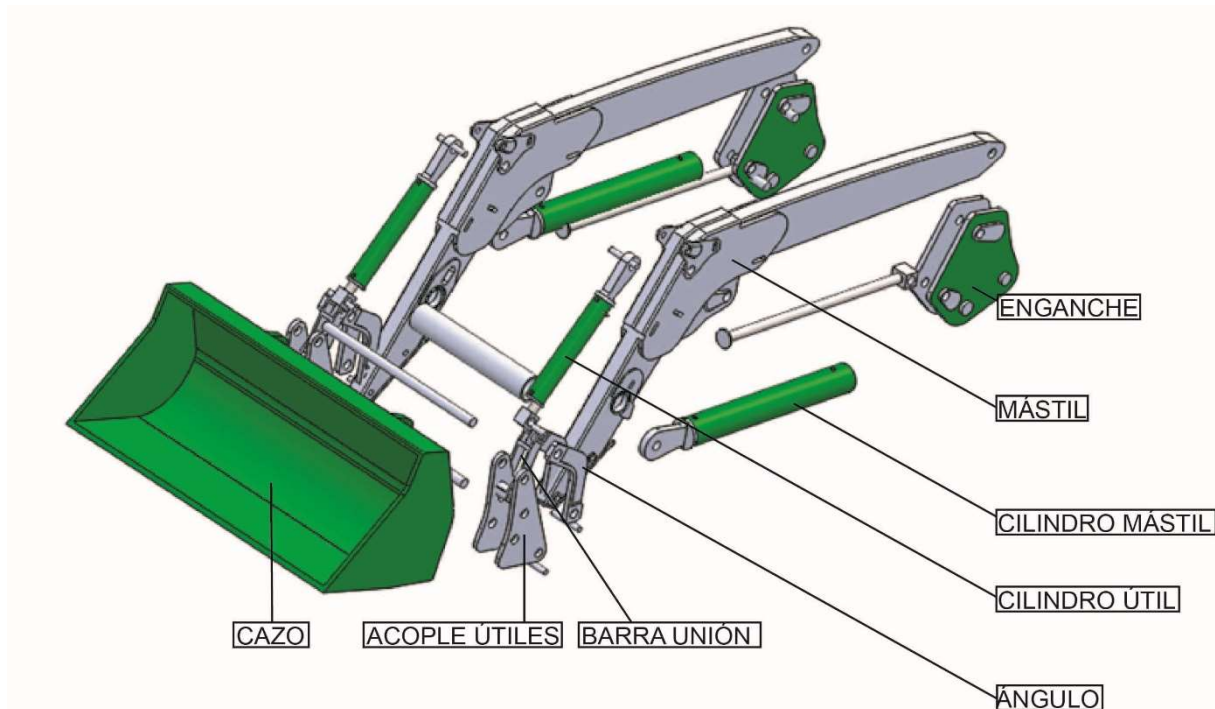
Los siguientes puntos son los que se van a analizar teniendo también en cuenta las propiedades mecánicas del material utilizado y los coeficientes de seguridad exigidos según la teoría de cortante máximo.

- Fuerzas en cada una de las uniones para cada posición
- Diámetro de cada uno de los bulones en las uniones
- Espesores de piezas
- Dimensionamiento de los cilindros

#### 4. ANÁLISIS DE LAS TRES POSICIONES DE TRABAJO

Para poder seleccionar y analizar la posición más desfavorable se van a estudiar las tres posiciones de trabajo más extremas con la carga máxima que puede elevar la pala cargadora en ambos casos.

En la siguiente figura se muestran cada uno de los elementos a analizar.



*Ilustración 4: Vista en explosión*

## 1. ACOUPLE ÚTILES

Se trata de la pieza donde se acoplan las distintas herramientas tales como el cazo para cereal, la pinza forestal o los pinchos para balas.

## 2. BARRA UNIÓN

Forma parte del cuadrilátero paralelo, une el acople de útiles con el ángulo y el cilindro secundario.

### 3. ÁNGULO

Es el encargado de mantener el paralelismo entre el cilindro secundario y el brazo elevador, une el brazo elevador, la barra y el cilindro secundario.

#### 4. AGUILÓN

Se trata de los brazos elevadores que elevan la carga.



**5. CILINDRO MÁSTIL**

Cilindro principal encargado del movimiento de los brazos elevadores.

**6. CILINDRO ÚTIL**

Cilindro secundario encargado de dotas de movimiento al acople de herramientas.

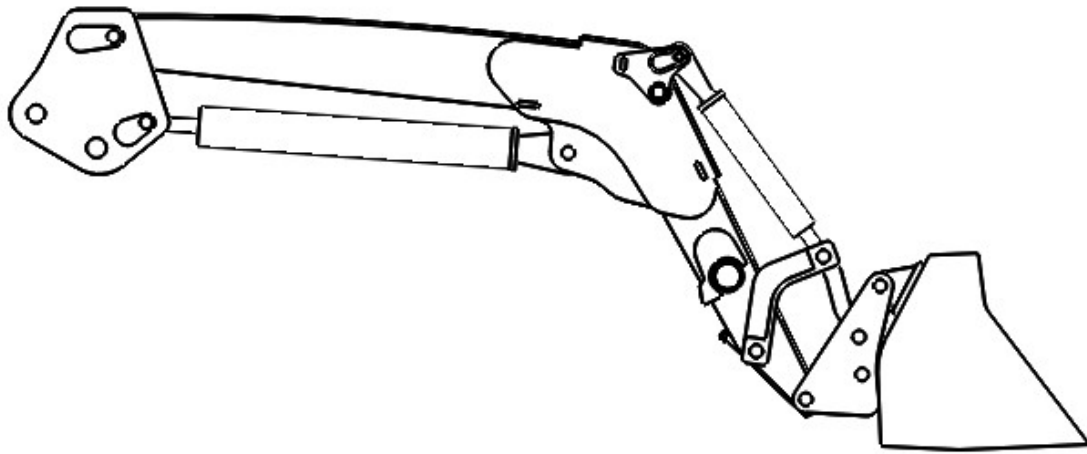
**7. ENGANCHE**

Es el encargado de unir la pala cargadora con el tractor o maquinaria correspondiente.

**8. CAZO**

Es la herramienta de mayor uso en este tipo de maquinaria. Su destino principal es la carga y descarga de cereales.

En el siguiente apartado se realiza el análisis del a pala cargadora frontal con carga en posición con altura a cota cero. Se realiza el análisis por separado de cada elemento realizando su correspondiente diagrama de solido libre.



*Ilustración 5: Posición 1*

## 1. ACOPLÉ ÚTILES

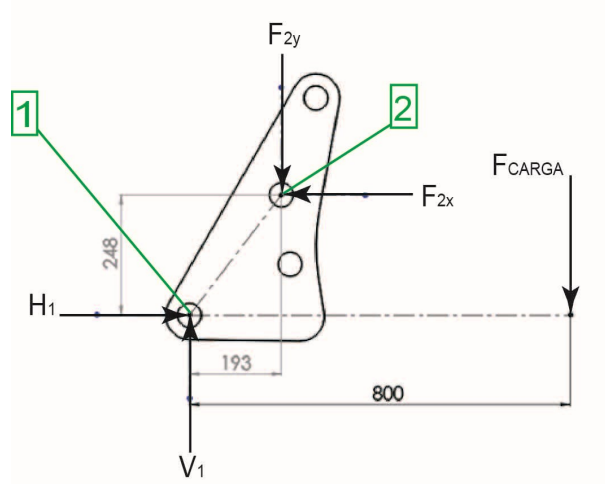


Ilustración 6: DSL Acople útiles

$$\sum F_x: -F_{2x} + H_1 = 0$$

$$\sum F_y: -F_{2y} + V_1 = 0$$

$$\sum M_1: +F_{2x} \cdot 248 - F_{2y} \cdot 193 - F_{CARGA} \cdot 800 = 0$$

$$H_1 = 10950 \text{ N}$$

$$V_1 = -10433 \text{ N}$$

$$F_{2x} = 10950 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -18224 \text{ N}$$

$$F_1 = \sqrt{(H_1)^2 + (V_1)^2} = 15124 \text{ N}$$

## 2. BARRA UNIÓN

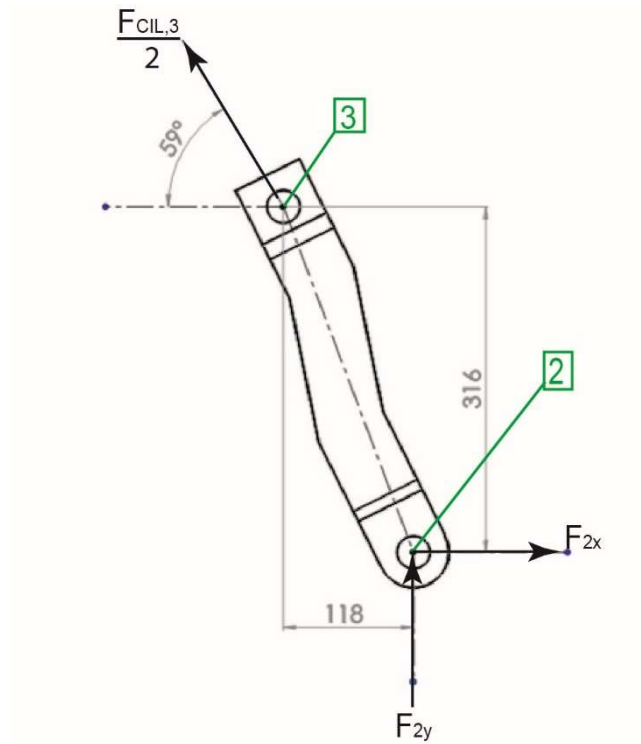


Ilustración 7: DSL Barra unión

$$\sum F_x: F_{2x} - 0.5 \cdot F_{CIL3} \cdot \cos 59 = 0$$

$$\sum F_y: F_{2y} + 0.5 \cdot F_{CIL3} \cdot \sin 59 = 0$$

$$F_{CIL;3} = 42521 \text{ N}$$

### 3. ÁNGULO

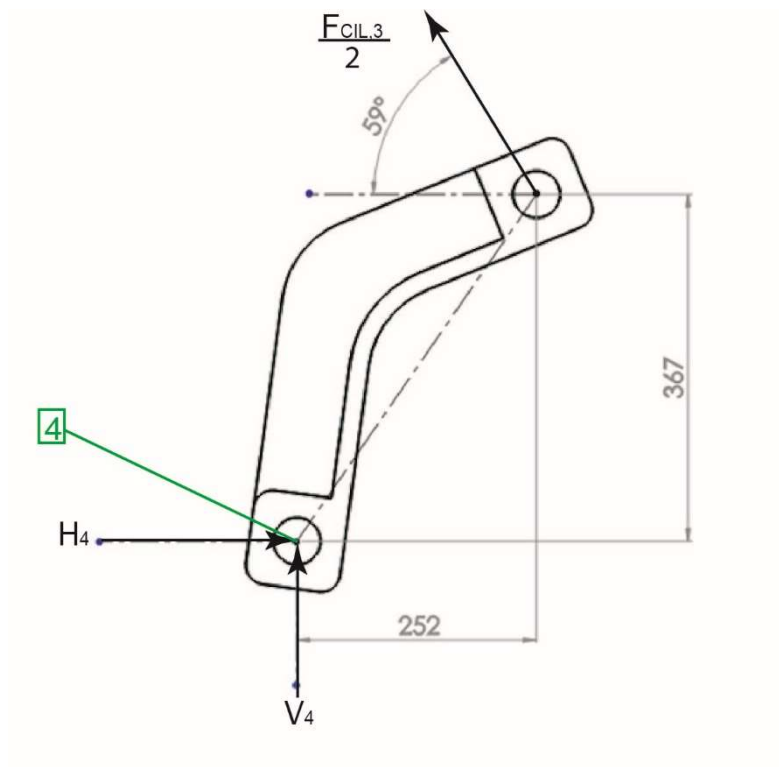


Ilustración 8: DSL Ángulo

$$\sum F_x: + H_4 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 59 = 0$$

$$\sum F_y: + V_4 - F_{CIL_3} \cdot \sin 59 = 0$$

$$H_4 = 10950 \text{ N}$$

$$V_4 = 18224 \text{ N}$$

$$F_4 = \sqrt{(H_4)^2 + (V_4)^2} = 21261 \text{ N}$$

#### 4. AGUILÓN

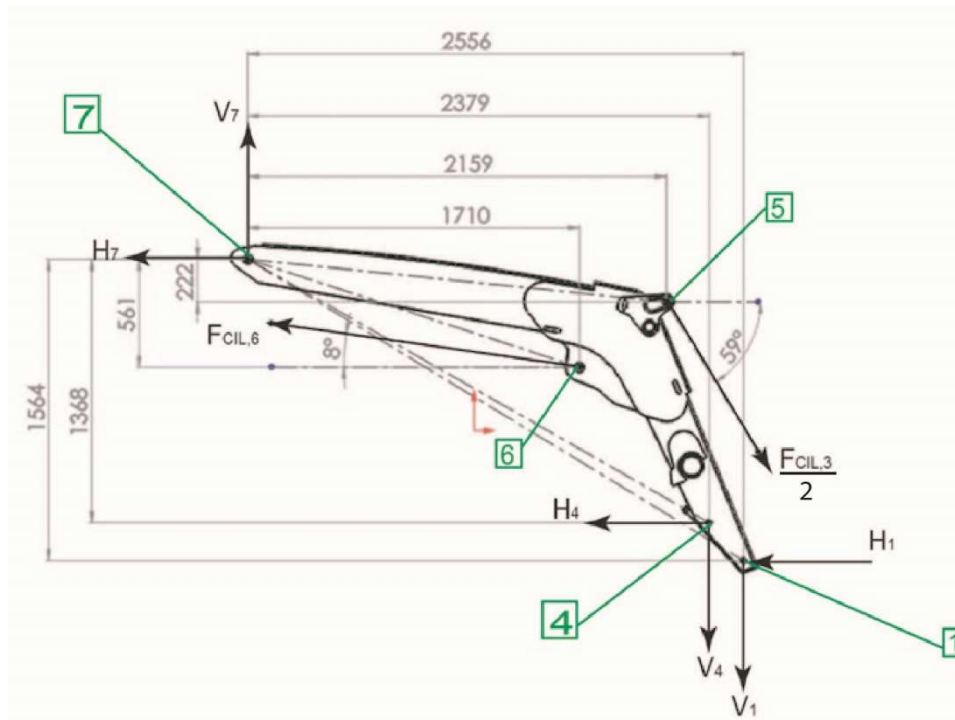


Ilustración 9: DSL Aguilón

$$\sum F_x: -F_{CIL_6} \cdot \cos 8 - H_7 - H_4 - H_1 + 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 59 = 0$$

$$\sum F_y: +F_{CIL_6} \cdot \sin 8 + V_7 - V_4 - V_1 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 59 = 0$$

$$\sum M_7: +F_{CIL_6} \cdot \sin 8 \cdot 1710 - H_4 \cdot 1368 - V_4 \cdot 2379 - H_1 \cdot 1564 - F_{CIL_3} \cdot \cos 59 \cdot 222 - V_1 \cdot 2556 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 59 \cdot 2159 - F_{CIL_6} \cdot \cos 8 \cdot 561 = 0$$

$$H_7 = 271485 \text{ N}$$

$$V_7 = 62708 \text{ N}$$

$$F_7 = \sqrt{(H_7)^2 + (V_7)^2} = 279323 \text{ N}$$

$$F_{CIL;6} = -285210 \text{ N}$$

## 4.2 ANALISIS POSICIÓN 2

En este apartado se realiza el análisis de la pala cargadora con altura de elevación media con cota de 1500 mm.

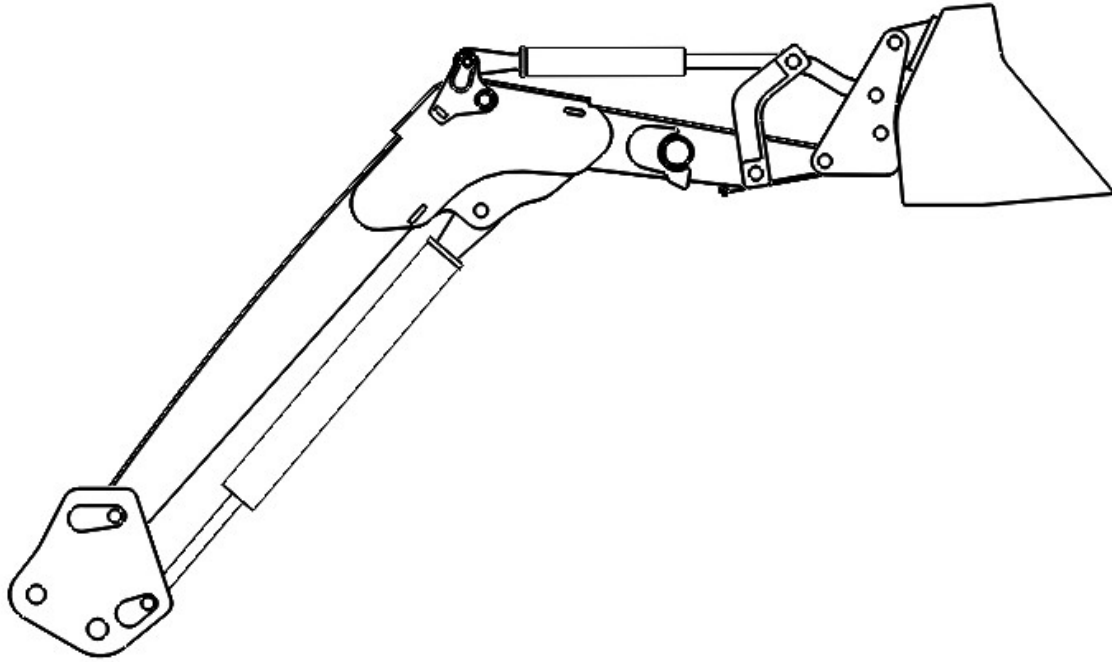


Ilustración 10: Posición 2

## 1. ACOUPLE ÚTILES

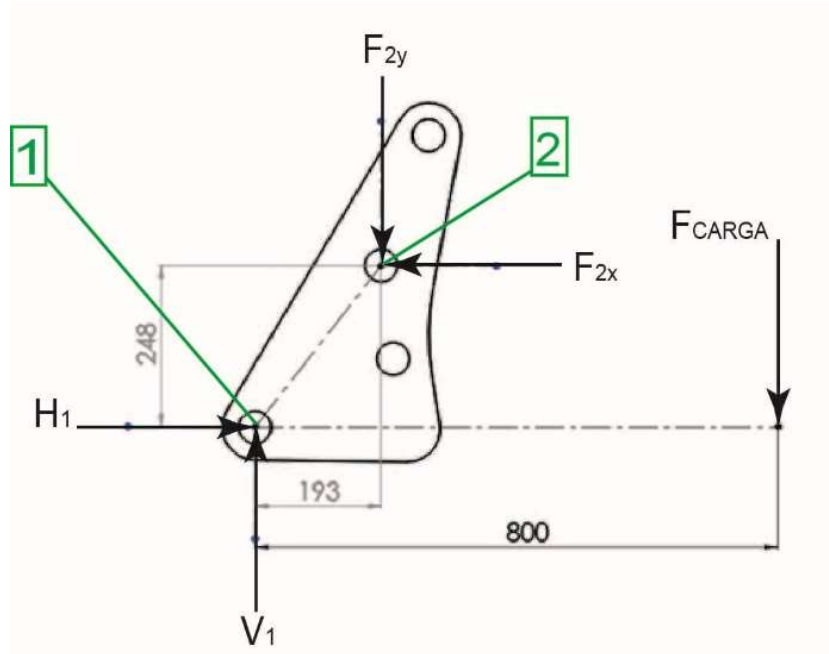


Ilustración 11: DSL Acople útiles

$$\sum F_x: -F_{2x} + H_1 = 0$$

$$\sum F_y: -F_{2y} + V_1 - F_{CARGA} = 0$$

$$\sum M_1: +F_{2x} \cdot 248 - F_{2y} \cdot 193 - F_{CARGA} \cdot 800 = 0$$

$$H_1 = 21305 \text{ N}$$

$$V_1 = 2872 \text{ N}$$

$$F_{2x} = 21305 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -4919 \text{ N}$$

$$F_1 = \sqrt{(H_1)^2 + (V_1)^2} = 21497 \text{ N}$$

## 2. BARRA UNIÓN

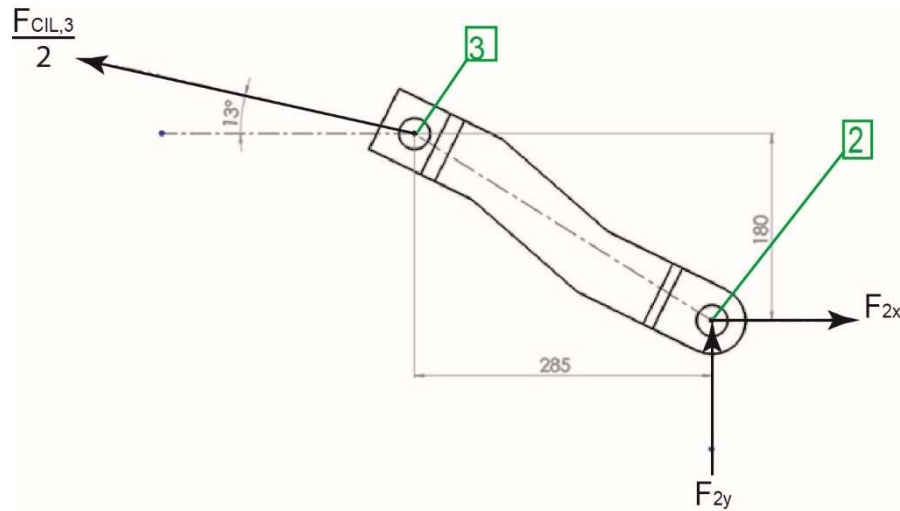


Ilustración 12: DSL Barra unión

$$\sum F_x: F_{2x} - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_y: F_{2y} + 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 13 = 0$$

$$F_{CIL;3} = 43730 \text{ N}$$

### 3. ÁNGULO

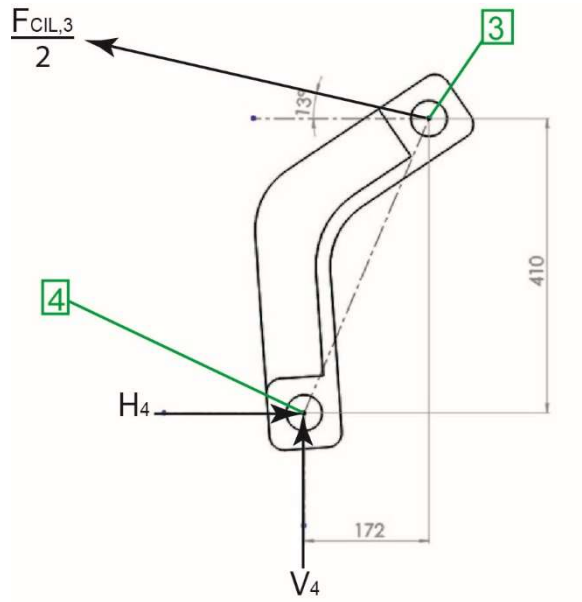


Ilustración 13: DSL Ángulo

$$\sum F_x: + H_4 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_y: + V_4 + 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 13 = 0$$

$$H_4 = 21305 \text{ N}$$

$$V_4 = -4919 \text{ N}$$

$$F_4 = \sqrt{(H_4)^2 + (V_4)^2} = 21865 \text{ N}$$

#### 4. AGUILÓN

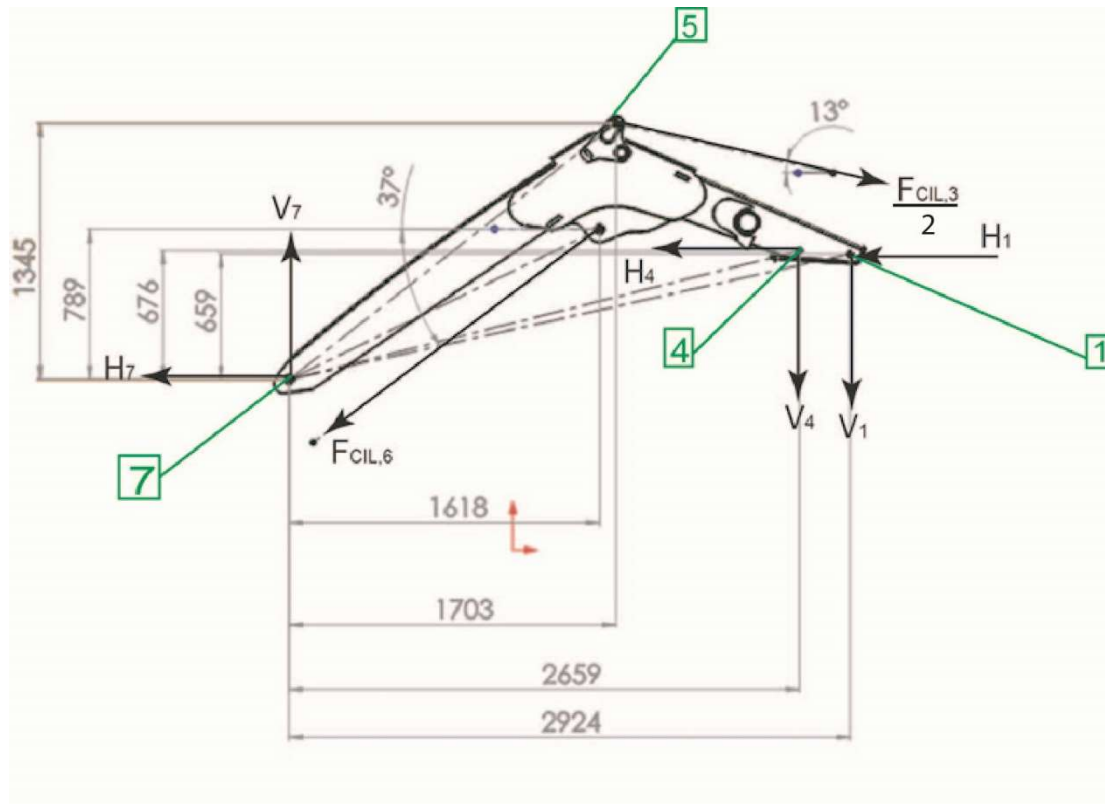


Ilustración 14: DSL Aguilón

$$\sum F_x: -F_{CIL_6} \cdot \cos 37 - H_7 - H_4 - H_1 + 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_y: -F_{CIL_6} \cdot \sin 37 + V_7 - V_4 - V_1 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 13 = 0$$

$$\sum M_7: -F_{CIL_6} \cdot \sin 37 \cdot 1618 + H_4 \cdot 676 - V_4 \cdot 2659 + H_1 \cdot 659 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 \cdot 1345 - V_1 \cdot 2924 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 13 \cdot 1703 - F_{CIL_6} \cdot \cos 37 \cdot 789 = 0$$

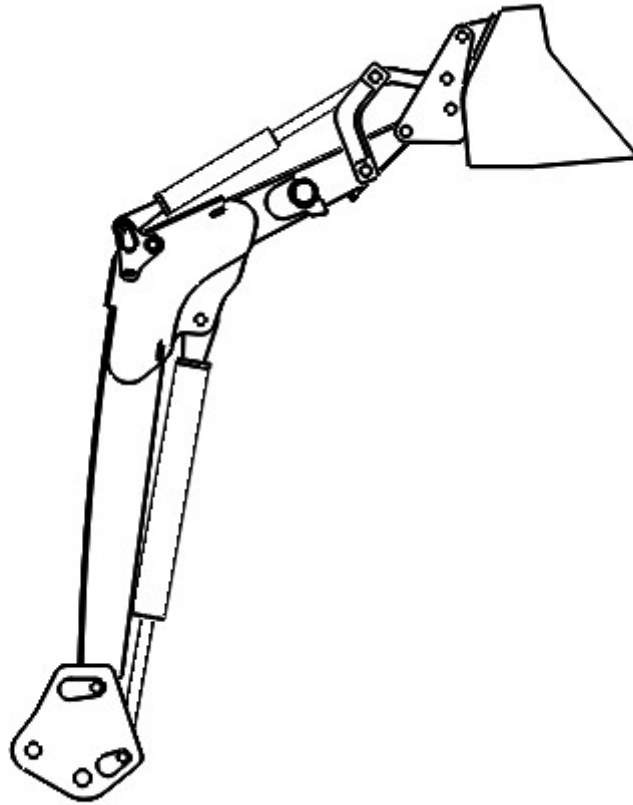
$$H_7 = -19358 \text{ N}$$

$$V_7 = 1405 \text{ N}$$

$$F_7 = \sqrt{(H_7)^2 + (V_7)^2} = 19408 \text{ N}$$

$$F_{CIL;6} = -2438 \text{ N}$$

Por último, se realiza el análisis de la pala cargadora con altura de elevación máxima a 3900 mm de cota.



*Ilustración 15: Posición 3*

## 1. ACOUPLE ÚTILES

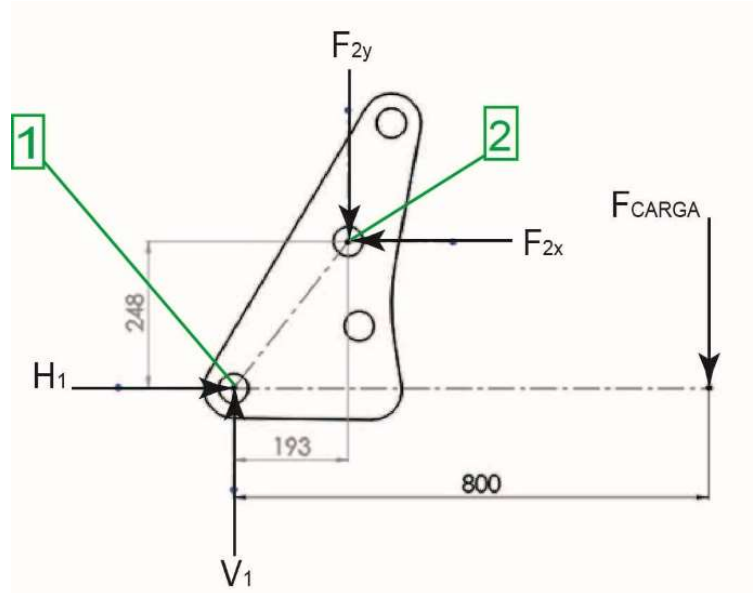


Ilustración 16: DSL Acople útiles

$$\sum F_x: -F_{2x} + H_1 = 0$$

$$\sum F_y: -F_{2y} + V_1 - F_{CARGA} = 0$$

$$\sum M_1: +F_{2x} \cdot 248 - F_{2y} \cdot 193 - F_{CARGA} \cdot 800 = 0$$

$$H_1 = 21305 \text{ N}$$

$$V_1 = 2872 \text{ N}$$

$$F_{2x} = 21305 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -4919 \text{ N}$$

$$F_1 = \sqrt{(H_1)^2 + (V_1)^2} = 21497 \text{ N}$$

## 2. BARRA UNIÓN

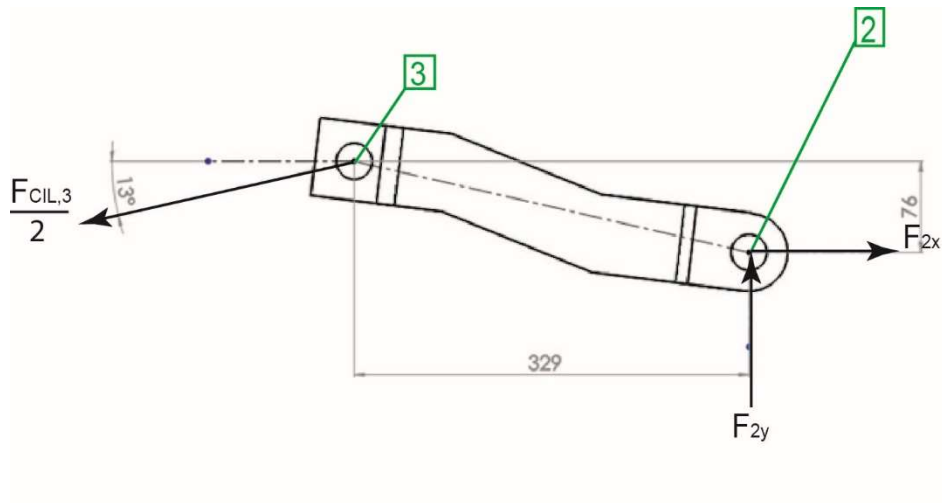


Ilustración 17: DSL Barra unión

$$\sum F_x: F_{2x} - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_Y: F_{2y} - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sen 13 = 0$$

$$F_{CIL;3} = 43730 \text{ N}$$

### 3. ÁNGULO

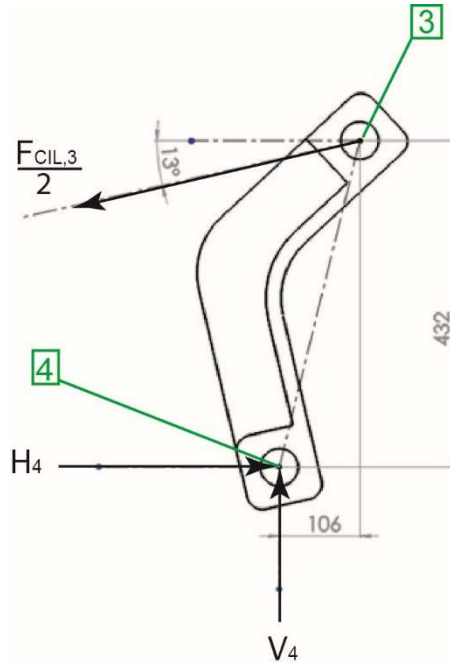


Ilustración 18: DSL Ángulo

$$\sum F_x: + H_4 - F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_y: + V_4 - F_{CIL_3} \cdot \sin 13 = 0$$

$$H_4 = 21305 \text{ N}$$

$$V_4 = 4919 \text{ N}$$

$$F_4 = \sqrt{(H_4)^2 + (V_4)^2} = 21865 \text{ N}$$

#### 4. AGUILÓN

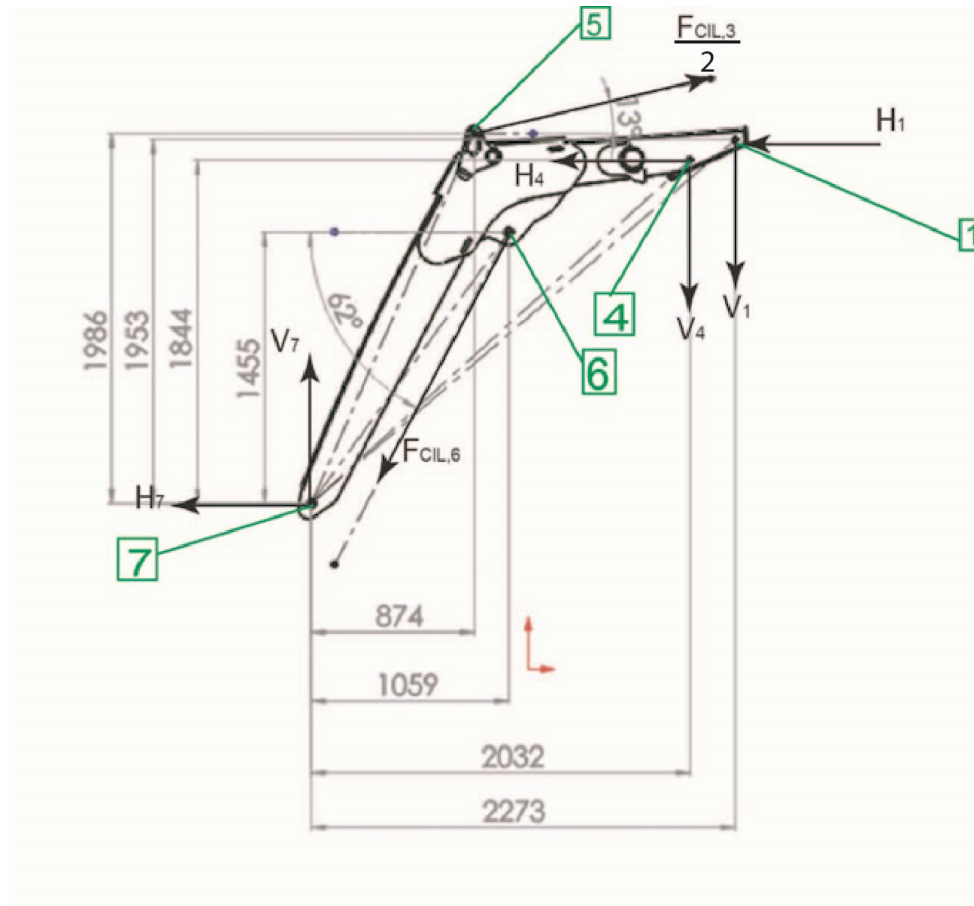


Ilustración 19: DSL Aguilón

$$\sum F_x: -F_{CIL_6} \cdot \cos 62 - H_7 - H_4 - H_1 + F_{CIL_3} \cdot \cos 13 = 0$$

$$\sum F_y: -F_{CIL_6} \cdot \sin 62 + V_7 - V_4 - V_1 - F_{CIL_3} \cdot \sin 13 = 0$$

$$\sum M_7: -F_{CIL_6} \cdot \sin 62 \cdot 1059 + H_4 \cdot 1844 - V_4 \cdot 2032 + H_1 \cdot 1953 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \cos 13 \cdot 1986 - V_1 \cdot 2273 - 0.5 \cdot F_{CIL_3} \cdot \sin 13 \cdot 874 - F_{CIL_6} \cdot \cos 62 \cdot 1455 = 0$$

$$H_7 = -26457 \text{ N}$$

$$V_7 = 22401 \text{ N}$$

$$F_7 = \sqrt{(H_7)^2 + (V_7)^2} = 34667 \text{ N}$$

$$F_{CIL;6} = 10976 \text{ N}$$

## 5. COMPARACIÓN ENTRE LAS TRES POSICIONES

FUERZA(N)	POSICIÓN 1	POSICIÓN 2	POSICIÓN 3
F1	15124	21497	21497
F2	21261	21865	21865
FCIL3	42521	43730	43730
F4	21261	21865	21865
FCIL6	-285210	-2438	10976
F7	279323	19408	34667

*Tabla 1: Comparativa fuerzas*

## 6. CÁLCULOS DE BULONES Y ESPESORES

En este apartado se procede a dimensionar tanto los diámetros de los bulones como los espesores de las diferentes piezas analizadas. Se seleccionará siempre la fuerza mayor para cada posición y a partir de esta fuerza se dimensionarán bulones de cada unión y espesores de las piezas.

### 6.1 CÁLCULO DE BULONES

Todas las piezas están unidas entre sí mediante pasadores o bulones circulares. Estos bulones están fabricados en acero E-350. Los cálculos se han realizado con un coeficiente de seguridad de tres. En el siguiente apartado se detalla el proceso analítico de cálculo de todos los pasadores.

$$\sigma_f = 350 \text{ MPa}$$

$$C_{sf} = 3$$

$$\tau_{adm}^{\max} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{sf}} = 58.33 \text{ MPa}$$

Esta será la tensión máxima admisible que podrá soportar los bulones. Ahora se calcula la tensión real que van a soportar y se comprueba que es menor que la tensión máxima admisible.

$$\tau_{\max} = \frac{F}{2 \cdot A}$$

De esta fórmula se despeja el área del bulón y como sabemos que es circular se puede obtener el diámetro de este.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

Este es el proceso a seguir para calcular el diámetro de los bulones en cada una de las uniones. Ahora se va unión por unión calculando los diámetros.

## BULÓN 1

$$F_1 = 21497 \text{ N}$$

$$A_1 = \frac{F_1}{2 \cdot \tau_{\max_{adm}}} = 184.3 \text{ mm}^2$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = 15.32 \text{ mm}$$

## BULÓN 2

$$F_2 = 21865 \text{ N}$$

$$A_2 = \frac{F_2}{2 \cdot \tau_{\max_{adm}}} = 187.4 \text{ mm}^2$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}} = 15.45 \text{ mm}$$

## BULÓN 3

La fuerza que recibe el bulón 3 es la mitad de la fuerza del cilindro 3 debido al tipo de unión entre estos.

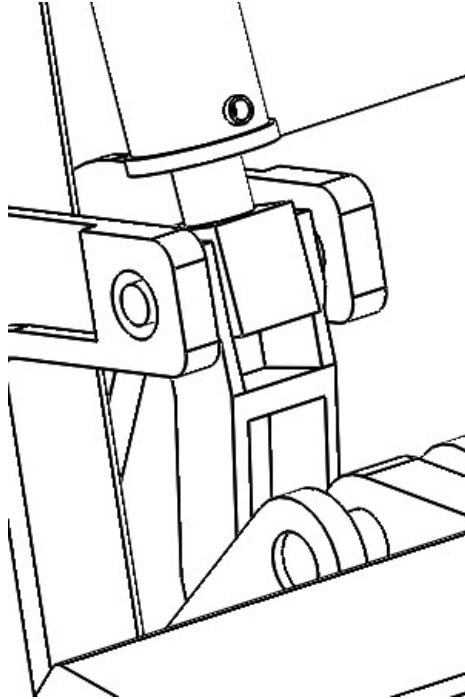


Ilustración 20: Detalle unión

$$F_3 = 21865 \text{ N}$$

$$A_3 = \frac{F_3}{2 \cdot \tau_{\max_{adm}}} = 187.4 \text{ mm}^2$$

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi}} = 15.45 \text{ mm}$$

**BULÓN 4**

$$F_4 = 21865 \text{ N}$$

$$A_4 = \frac{F_4}{2 \cdot \tau_{\max_{adm}}} = 187.4 \text{ mm}^2$$

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_4}{\pi}} = 15.45 \text{ mm}$$

**BULÓN 6**

$$F_6 = 285210 \text{ N}$$

$$A_6 = \frac{F_6}{2 \cdot \tau_{\max_{adm}}} = 2445 \text{ mm}^2$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_6}{\pi}} = 55.79 \text{ mm}$$

## BULÓN 7

$$F_7 = 279323 \text{ N}$$

$$A_7 = \frac{F_7}{2 \cdot \tau_{\max \text{ adm}}} = 2394 \text{ mm}^2$$

$$D_7 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_7}{\pi}} = 55.21 \text{ mm}$$

PIEZA	BULÓN	DIÁMETRO(mm)
ACOPLE ÚTILES	1	15,32
	2	15,45
BARRA UNION	2	15,45
	3	15,45
ÁNGULO	3	15,45
	4	15,45
AGUILÓN	1	15,32
	4	15,45
	5	21,85
	6	55,79
	7	55,21

Tabla 2: Resumen diámetros

## 6.2 CÁLCULO DE OREJETAS Y ESPESORES DE PIEZAS

En este último apartado se va a dimensionar el espesor de las piezas y de las orejetas. El tipo de unión seleccionado será el de la siguiente figura.

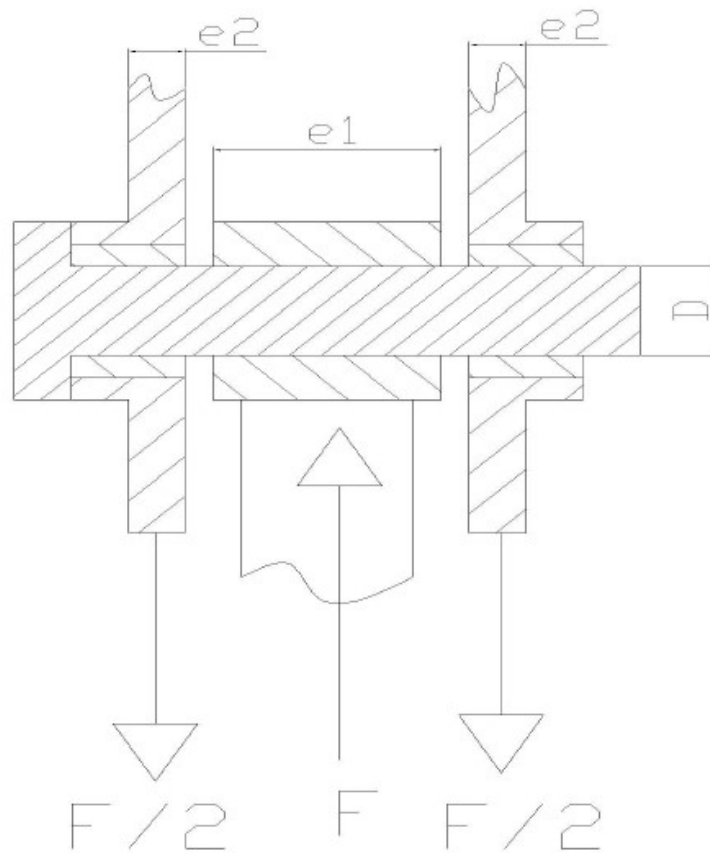


Ilustración 21: Detalle unión

Debido a la acción de los esfuerzos normales en las uniones se pueden dar dos tipos de cortadura que son: simple y doble.

Cortadura simple

$$\tau = \frac{F}{A}$$

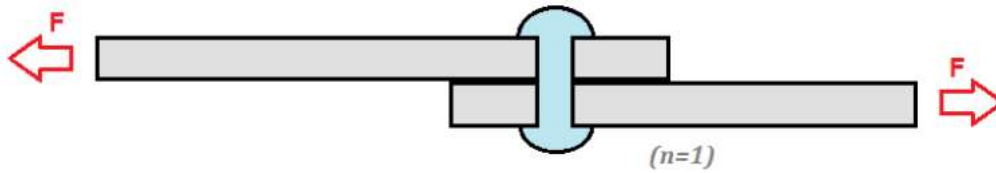


Ilustración 22: Fallo por cortadura simple

Cortadura doble

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A}$$

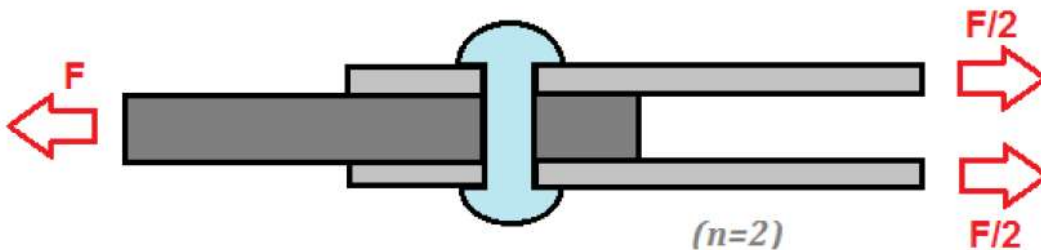


Ilustración 23: Fallo por cortadura doble

Por acción de los esfuerzos normales en las uniones de las piezas se ven sometidos a esfuerzos de aplastamiento. Para evitar un posible fallo se debe determinar el área necesaria de contacto entre ambas piezas. La tensión provocada por el aplastamiento se calcula de la siguiente forma:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{D \cdot e}$$

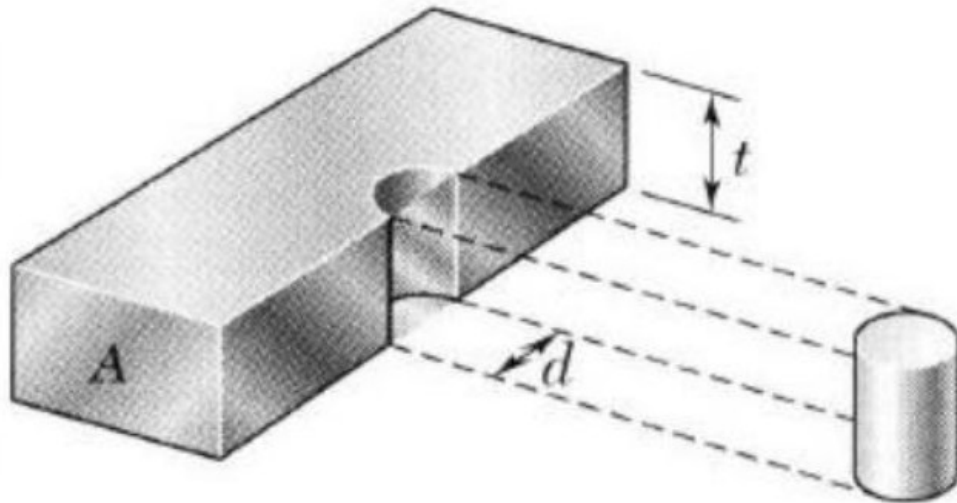


Ilustración 24: Sección placa

Se procede ahora al cálculo de espesores de cada una de las piezas.

$$\sigma_{\text{aplastamiento adm}} = \frac{350}{3} = 116.6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{D \cdot e}$$

Pieza sometida a simple cortadura:

$$e_1 = \frac{F}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D}$$

.

Pieza sometida a doble cortadura:

$$e_2 = \frac{F}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D}$$

## BULÓN 1

$$F_1 = 21497 \text{ N}$$

$$D_1 = 15.32 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_1}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_1} = 12.03 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_1}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_1} = 6.014 \text{ mm}$$

## BULÓN 2

$$F_2 = 21865 \text{ N}$$

$$D_2 = 15.45 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_2}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_2} = 12.13 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_2}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_2} = 6.065 \text{ mm}$$

### BULÓN 3

$$F_3 = 21865 \text{ N}$$

$$D_3 = 15.45 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_2}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_3} = 12.13 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_2}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_3} = 6.065 \text{ mm}$$

### BULÓN 4

$$F_4 = 21865 \text{ N}$$

$$D_4 = 15.45 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_2}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_4} = 12.13 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_2}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_4} = 6.065 \text{ mm}$$

**BULÓN 6**

$$F_6 = 285210 \text{ N}$$

$$D_6 = 55.79 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_6}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_6} = 43.82 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_6}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_6} = 21.91 \text{ mm}$$

**BULÓN 7**

$$F_7 = 279323 \text{ N}$$

$$D_7 = 55.21 \text{ mm}$$

$$e_1 = \frac{F_7}{\sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_7} = 43.37 \text{ mm}$$

$$e_2 = \frac{F_7}{2 \cdot \sigma_{\text{aplastamiento}} \cdot D_7} = 21.68 \text{ mm}$$

PIEZA	BULÓN	ESPESOR(mm)
ACOPLE ÚTILES	1	6,014
	2	6,014
BARRA UNION	2	6,014
	3	6,065
ÁNGULO	3	6,065
	4	6,065
AGUILÓN	1	6,014
	4	6,014
	5	6,065
	6	21,91
	7	21,68

*Tabla 3: Espesores piezas*



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Título del trabajo:

Análisis, Cálculo y Modelado de una pala cargadora frontal.

### **ANEXO II: SISTEMA HIDRÁULICO**

Autor/es

Alberto Gómez Rubio

Director/es

Paula Canalís Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza

2016 – 2017



## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. FUNDAMENTOS DE LA HIDRÁULICA .....	3
3. CARACTERÍSTICAS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS .....	4
3.1 TANQUES HIDRÁULICOS .....	4
3.2 FLUIDO HIDRÁULICO .....	5
3.3 BOMBA HIDRÁULICA .....	6
3.4 CILINDRO ACTUADOR .....	7
4. CÁLCULO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS .....	8
4.1 CILINDRO HIDRÁULICO MÁSTIL .....	8
4.1.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO .....	10
4.1.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL PISTÓN .....	12
4.2 CILINDRO HIDRÁULICO ÚTIL .....	13
4.2.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO .....	13
4.2.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL PISTÓN .....	16

## 1. INTRODUCCIÓN

Se define el sistema hidráulico de una pala cargadora al conjunto de actuadores, tales como los cilindros hidráulicos, tuberías de presión, empalmes y al propio fluido de trabajo.

La hidráulica es la rama de la ciencia que estudia el comportamiento de los fluidos en función de sus propiedades específicas o lo que es lo mismo estudia las propiedades mecánicas de los líquidos dependiendo de las fuerzas a las que están sometidos.

Este sistema es el encargado de dotar a la pala cargadora tanto de movimiento como de fuerza de trabajo. El sistema hidráulico de la pala está conectado directamente al sistema hidráulico del tractor. Dicho tractor debe poseer una bomba hidráulica que trabaje a una presión de 200 bares y con un caudal de funcionamiento de 114 l/min.

## 2. FUNDAMENTOS DE LA HIDRÁULICA

Los principios de la hidráulica básica se pueden demostrar al ejercer presión a un líquido para realizar un trabajo. Existen leyes que definen el comportamiento de los líquidos en condiciones de variación de flujo y aumento o disminución de presión.

Los sistemas hidráulicos se usan porque tienen, entre otras, las siguientes ventajas: los líquidos toman la forma del recipiente que los contiene, son prácticamente incompresibles y ejercen igual presión en todas las direcciones.

De acuerdo con la Ley de Pascal. “la presión ejercida en un líquido, contenido en un recipiente cerrado, se transmite íntegramente en todas las direcciones y actúa con igual fuerza en todas las áreas”.



Ilustración 1: Principio de Pascal

La prensa es un clásico ejemplo del Principio de Pascal.

### 3. CARACTERÍSTICAS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

#### 3.1 TANQUES HIDRÁULICOS

La principal función del tanque hidráulico es almacenar aceite. El tanque también debe eliminar calor y aire al aceite. También deben tener resistencia y capacidad adecuadas.

Generalmente suelen ser herméticos, aunque también pueden ser no presurizados.

El tanque presurizado está completamente sellado. La presión atmosférica no afecta a la presión del tanque. Sin embargo, a medida que el aceite fluye por el sistema, absorbe calor y se expande. La expansión del aceite comprime el aire del tanque. El aire comprimido obliga que el aceite fluya del tanque al sistema

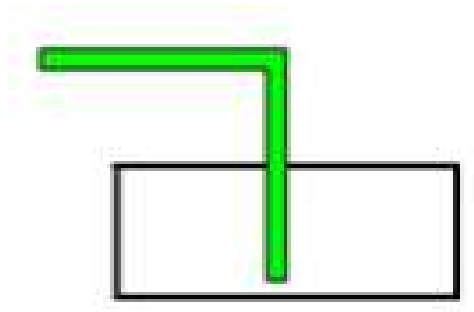


Ilustración 2: Tanque presurizado

El tanque no presurizado tiene un respiradero que lo diferencia del tanque presurizado. El respiradero hace que el aire entre y salga libremente. La presión atmosférica que actúa en la superficie del aceite obliga al aceite a fluir del tanque al sistema. El respiradero tiene una rejilla que impide que la suciedad entre al tanque.

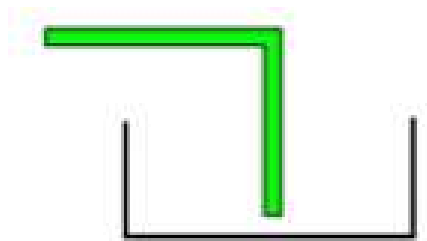


Ilustración 3: Tanque no presurizado

### 3.2 FLUIDO HIDRÁULICO

La misión principal de un fluido hidráulico es ser capaz de transmitir la potencia hidráulica producida por la bomba a uno o varios órganos receptores y a la vez ser capaz de disipar calor. Además de estas dos funciones fundamentales, el fluido hidráulico debe cumplir los siguientes requerimientos de calidad:

- Viscosidad: Se trata de la característica más importante de un fluido, por medio de la cual se obtiene su capacidad física de lubricación. Se puede definir como la resistencia interna que ofrecen entre si las moléculas al deslizarse unas sobre otras.
- Punto de inflamación: Se denomina así a la temperatura en la que los vapores de la superficie del fluido se inflaman al contacto con una llama, que desaparece al retirar la llama. Es importante el dato del punto de inflamación puesto que da una idea sobre la seguridad de utilización de un fluido, tanto en cuanto a riesgo de fuego como de volatilidad.
- Compresibilidad: En la mayoría de aplicaciones no es necesario considerar la compresibilidad de fluido; sin embargo, en algunas circunstancias tales como: gran distancia entre el elemento de control y el receptor y cilindros de largos recorridos con bajas velocidades debe ser considerado para evitar posibles problemas de funcionamiento del sistema.
- Estabilidad Química: Debe ser capaz de proporcionar resistencia a la oxidación a los componentes del sistema, sobre todo a altas temperaturas.

### 3.3 BOMBA HIDRÁULICA

La bomba hidráulica es el componente del sistema que impulsa el flujo en el interior del circuito. Su función principal es convertir la energía mecánica en energía hidráulica. Dicha bomba se impulsa gracias a una fuente que puede ser un motor eléctrico, y este a su vez transmite la energía al fluido. La bomba toma el fluido de un tanque hidráulico y lo envía a través de los conductos del sistema. Algo a tener en cuenta en las bombas hidráulicas es que no aportan energía en forma de presión, la presión se producirá por acción de la resistencia del flujo a ser conducido a medida que pasa por los diferentes elementos del circuito.

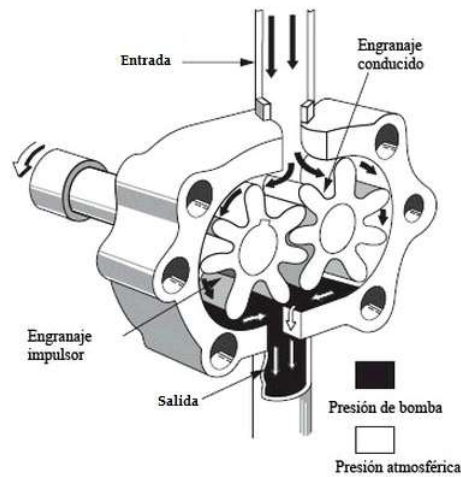


Ilustración 4: Bomba de engranajes

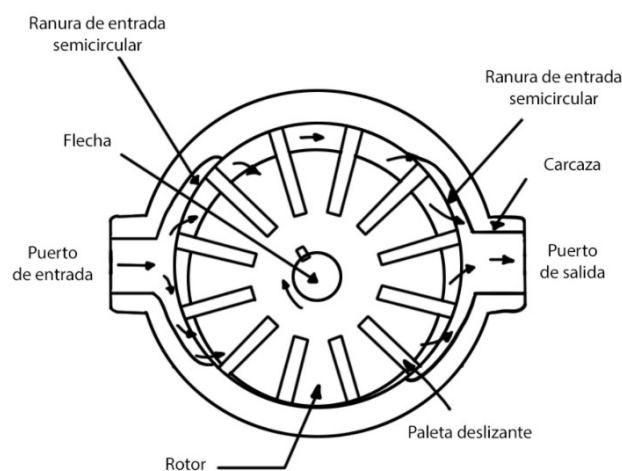
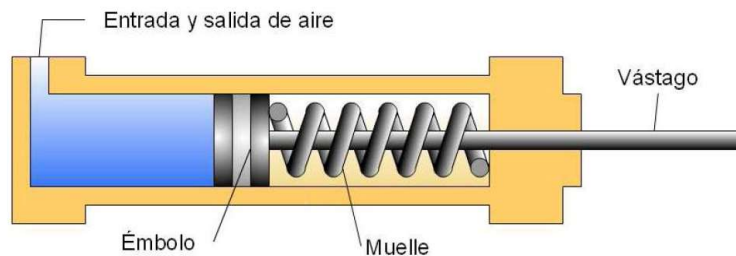


Ilustración 5: Bomba de paletas

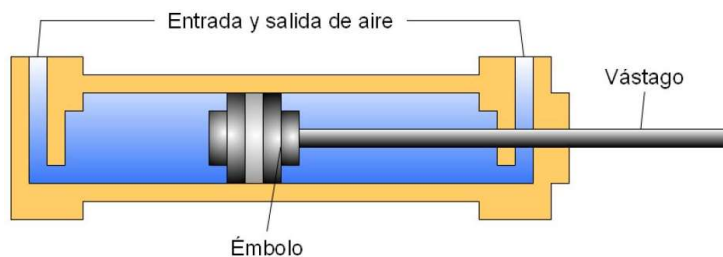
### 3.4 CILINDRO ACTUADOR

El cilindro actuador es el elemento que transmite la energía mecánica a la carga que se desea mover. Existen diferentes tipos de actuadores como rotativos o lineales.

Los cilindros lineales pueden ser de acción simple o de doble efecto. La característica principal de los cilindros actuadores de simple efecto es que el líquido hidráulico entra sólo por un lado el émbolo, por lo que sólo pueden ejercer fuerza un sentido. El retroceso del cilindro se realiza entonces por el propio peso de la carga. Los cilindros actuadores de doble efecto pueden transmitir esfuerzos en ambos sentidos ya que el aceite puede entrar por ambos lados del émbolo.



*Ilustración 6: Cilindro de simple efecto*



*Ilustración 7: Cilindro de doble efecto*

## 4. CÁLCULO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

Los cilindros hidráulicos de la pala cargadora frontal trabajan con la presión y caudal de aceite determinados por el tractor agrícola al cual están montados. En este apartado se van a realizar los cálculos analíticos necesarios para el dimensionado de los cilindros hidráulicos tanto del mástil como del acople de útil teniendo en cuenta los datos de presión y caudal de aceite propios del modelo de tractor analizado.

### 4.1 CILINDRO HIDRÁULICO MÁSTIL

Este cilindro es el encargado de elevar los aguilones o brazos principales. El primer dato que necesitaremos es la carrera máxima del cilindro entre la posición 1 y la posición 3 obtenidas del análisis realizado en el Anexo I. En las siguientes figuras se muestran las longitudes de los cilindros en la posición 1 y en la posición 3.

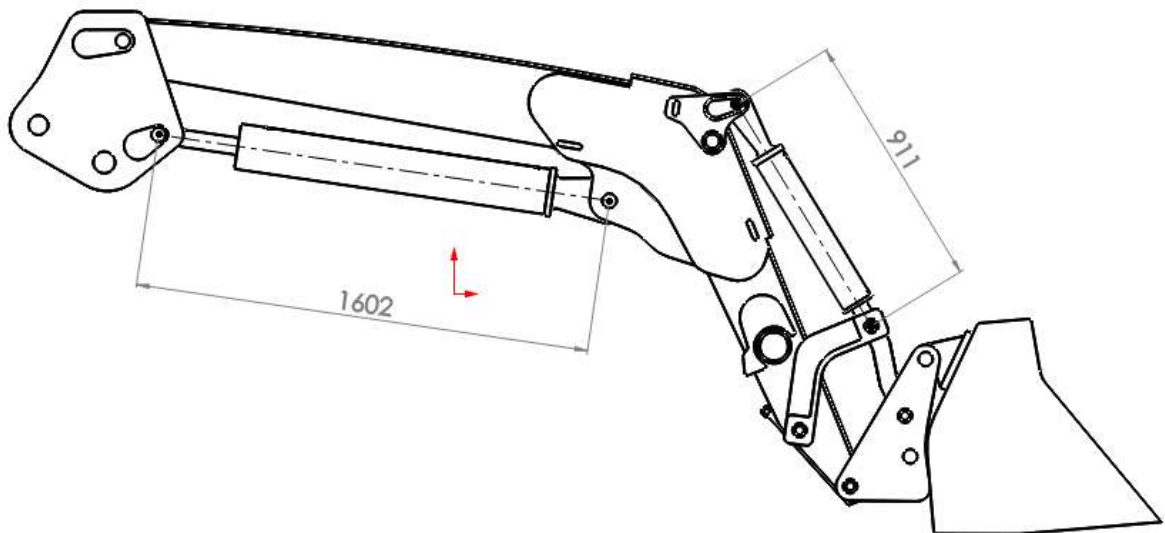


Ilustración 8: Longitud cilindros en posición 1

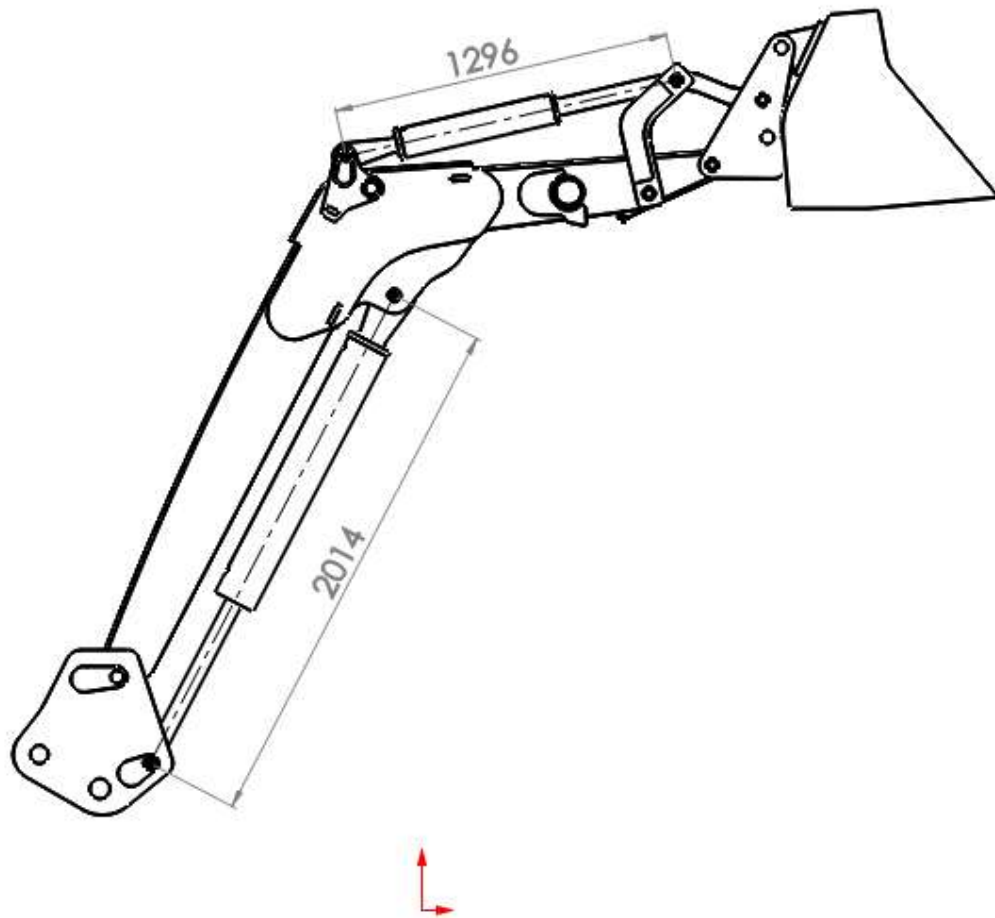


Ilustración 9: Longitud cilindros en posición 3

*Carrera Cilindro Mástil = 412 mm*

*Carrera Cilindro Útil = 385 mm*

#### 4.1.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO

El diámetro del vástago va a estar sometido a grandes esfuerzos de compresión a lo largo de su vida útil. Debido a estos esfuerzos y a su longitud existe la posibilidad de fallo a pandeo. Para analizar este tipo de fallo se va a aplicar la Teoría de Euler que proporciona la carga crítica de pandeo para una barra con extremos articulados.

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

La fuerza máxima que ejerce el cilindro hidráulico del mástil viene calculada en el Anexo I de cálculos analíticos. Como en todos los cálculos realizados el coeficiente de seguridad será de 3 esto quiere decir que los cálculos se realizan con una fuerza tres veces superior a la que realmente actúa en el cilindro hidráulico.

$$F_{CR} = 3 \cdot F_{CIL6} = 427815 \text{ N}$$

La longitud efectiva de pandeo depende del tipo de fijación del cilindro hidráulico en sus extremos y se calcula de la siguiente forma:

$$L_e = \beta \cdot L$$

El cilindro hidráulico del mástil se trata de una unión articulada en ambos extremos y le corresponde un factor de pandeo de 3.

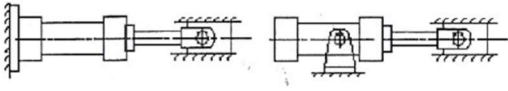
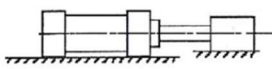
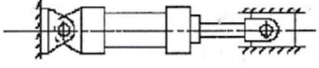
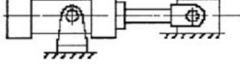
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Articulado y rigidamente guiado		1.5
Apoyado, pero no rigidamente guiado		2.0
Articulado y rigidamente guiado		2.0
Articulado y apoyado, pero no rigidamente guiado		3.0

Tabla 1: Factor de pandeo

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene el diámetro del vástago.

$$L = \text{Carrera del cilindro} = 412 \text{ mm}$$

$$L_e = \beta \cdot L = 824 \text{ mm}$$

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad \Rightarrow \quad I = 35037 \text{ mm}^4$$

$$d_{VÁSTAGO} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} = 29.07 \text{ mm}$$

Este es el diámetro mínimo necesario en el vástago para que no se produzca fallo por pandeo. Este diámetro asegura que la fuerza a la que va a estar sometida el cilindro siempre va a ser menor que la necesaria para que se produzca pandeo en el vástago del cilindro hidráulico del mástil.

Este proceso se puede realizar también de forma gráfica, aunque su precisión es menor. Se trata de seleccionar el diámetro del vástago a través de una gráfica que relaciona la longitud de pandeo con la fuerza aplicada.

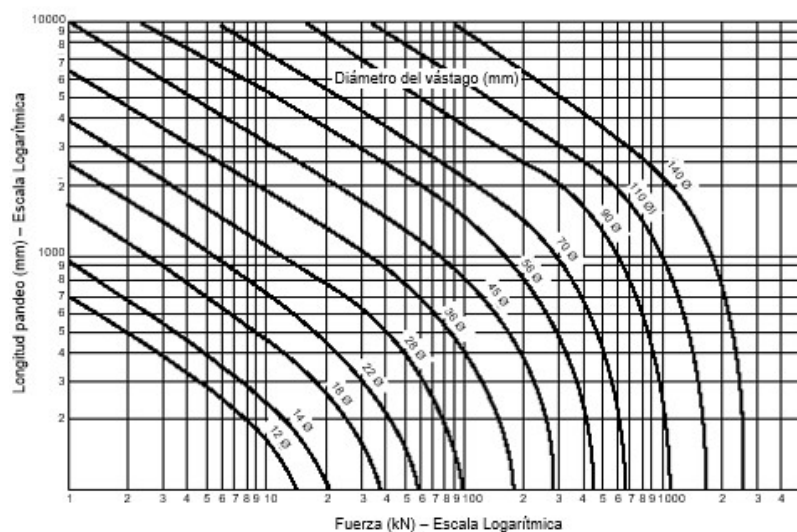


Tabla 2: Longitud de pandeo y fuerza aplicada

#### 4.1.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL PISTÓN

Ahora se va a dimensionar el diámetro del pistón en función de la fuerza máxima que va a realizar el cilindro hidráulico. Se trata de un cilindro de doble efecto ya que la pala cargadora tiene la posibilidad de elevar y descender la carga. La fuerza necesaria para elevar la carga será mayor que la fuerza para descenderla por lo tanto se va a dimensionar el diámetro del pistón en función de la fuerza de avance. La fuerza será la misma que para el apartado anterior a excepción que el coeficiente de mayoramiento será de 1,5.

$$F_{AVANCE} = \frac{P \cdot \pi \cdot D^2}{10}$$

Mediante esta fórmula se va a despejar el diámetro del pistón.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{AVANCE} \cdot 10}{P \cdot \pi}} = 165 \text{ mm}$$

Observando una tabla de cilindros hidráulicos normalizados, se selecciona el cilindro más conveniente con respecto a los cálculos realizados.

ØPISTON	ØVÁSTAGO PISTON ROD Ø	SECCIONES (cm <sup>2</sup> )AREAS (cm <sup>2</sup> )			FUERZAS (kg)* FORCES (kg)*		
		PISTON	VÁSTAGO PISTON ROD	ANULAR ANNULAR	EMPUJE PUSH	TRACCIÓN PULL	DIFERENCIAL DIFFERENTIAL
40	22	12,57	3,80	8,77	2.827,4	1.972,1	855,3
	28		6,16	6,41		1.442,0	1.385,4
50	28	19,64	6,16	13,48	4.417,9	3.032,5	1.385,4
	36		10,18	9,46		2.127,6	2.290,2
63	36	31,17	10,18	20,99	7.013,8	4.723,6	2.290,2
	45		15,90	15,27		3.435,3	3.578,5
80	45	50,27	15,90	34,36	11.309,8	7.731,3	3.578,5
	56		24,63	25,64		5.768,0	5.541,8
100	56	78,54	24,63	53,91	17.671,5	12.129,7	5.541,8
	70		38,48	40,06		9.012,5	8.659,0
125	70	122,72	38,48	84,23	27.611,7	18.952,7	8.659,0
	90		63,62	59,10		13.297,8	14.313,9
160	90	201,6	63,62	137,45	45.239,0	30.925,1	14.313,9
	110		95,03	106,03		23.856,5	21.382,5
200	125	314,16	122,72	191,44	70.686,0	43.074,3	27.611,7
	140		153,94	160,22		36.049,9	34.636,1
250	140	490,87	153,94	336,93	110.445,8	75.809,6	34.636,1
	180		254,47	236,40		53.190,1	57.255,7

Tabla 3: Cilindros normalizados

Se selecciona un diámetro de pistón de 200 mm y un diámetro de vástago de 125 mm.

## 4.2 CILINDRO HIDRÁULICO ÚTIL

En este apartado se procede a realizar el dimensionado del cilindro hidráulico del útil que es el encargado de mover la herramienta.

### 4.2.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO

El diámetro del vástago va a estar sometido a grandes esfuerzos de compresión a lo largo de su vida útil. Debido a estos esfuerzos y a su longitud existe la posibilidad de fallo a pandeo. Para analizar este tipo de fallo se va a aplicar la Teoría de Euler que proporciona la carga crítica de pandeo para una barra con extremos articulados.

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

La fuerza máxima que ejerce el cilindro hidráulico del mástil viene calculada en el Anexo I de cálculos analíticos. Se da en la posición 3 de análisis de la pala cargadora. Como en todos los cálculos realizados el coeficiente de seguridad será de 3 esto quiere decir que los cálculos se realizan con una fuerza tres veces superior a la que realmente actúa en el cilindro hidráulico.

$$F_{CR} = 3 \cdot F_{CIL3} = 131190 \text{ N}$$

La longitud efectiva de pandeo depende del tipo de fijación del cilindro hidráulico en sus extremos y se calcula de la siguiente forma:

$$L_e = \beta \cdot L$$

El cilindro hidráulico del mástil se trata de una unión articulada en ambos extremos y le corresponde un factor de pandeo de 3.

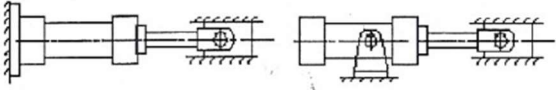
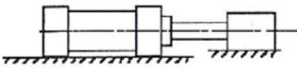
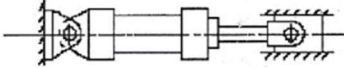
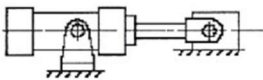
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Articulado y rigidamente guiado		1.5
Apoyado, pero no rigidamente guiado		2.0
Articulado y rigidamente guiado		2.0
Articulado y apoyado, pero no rigidamente guiado		3.0

Tabla 4: Factor de pandeo

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtiene el diámetro del vástago.

$$L = \text{Carrera del cilindro} = 385 \text{ mm}$$

$$L_e = \beta \cdot L = 770 \text{ mm}$$

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \Rightarrow I = 10714 \text{ mm}^4$$

$$d_{VÁSTAGO} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} = 21.63 \text{ mm}$$

Este es el diámetro mínimo necesario en el vástago para que no se produzca fallo por pandeo. Este diámetro asegura que la fuerza a la que va a estar sometida el cilindro siempre va a ser menor que la necesaria para que se produzca pandeo en el vástago del cilindro hidráulico del mástil.

Este proceso se puede realizar también de forma gráfica, aunque su precisión es menor. Se trata de seleccionar el diámetro del vástago a través de una gráfica que relaciona la longitud de pandeo con la fuerza aplicada.

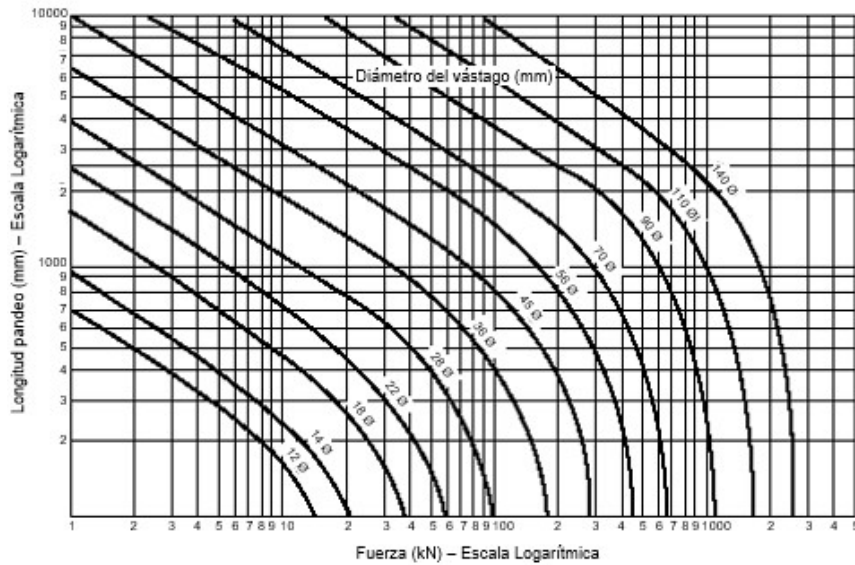


Tabla 5: Longitud de pandeo y fuerza aplicada

#### 4.2.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL PISTÓN

Ahora se va a dimensionar el diámetro del pistón en función de la fuerza máxima que va a realizar el cilindro hidráulico. Se trata de un cilindro de doble efecto ya que la pala cargadora tiene la posibilidad de elevar y descender la carga. La fuerza necesaria para elevar la carga será mayor que la fuerza para descenderla por lo tanto se va a dimensionar el diámetro del pistón en función de la fuerza de avance.

$$F_{AVANCE} = \frac{P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{10}$$

Mediante esta fórmula se va a despejar el diámetro del pistón.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{AVAN} \cdot 10}{P \cdot \pi}} = 64.62 \text{ mm}$$

Se observa una tabla de cilindros hidráulicos normalizados y se selecciona el cilindro más conveniente con respecto a los cálculos realizados.

		SECCIONES (cm <sup>2</sup> ) AREAS (cm <sup>2</sup> )			FUERZAS (kg)* FORCES (kg)*		
Ø PISTON	Ø VÁSTAGO PISTON ROD Ø	PISTON	VÁSTAGO PISTON ROD	ANULAR ANNULAR	EMPUJE PUSH	TRACCIÓN PULL	DIFERENCIAL DIFFERENTIAL
40	22	12,57	3,80	8,77	2.827,4	1.972,1	855,3
	28		6,16	6,41		1.442,0	1.385,4
50	28	19,64	6,16	13,48	4.417,9	3.032,5	1.385,4
	36		10,18	9,46		2.127,6	2.290,2
63	36	31,17	10,18	20,99	7.013,8	4.723,6	2.290,2
	45		15,90	15,27		3.435,3	3.578,5
80	45	50,27	15,90	34,36	11.309,8	7.731,3	3.578,5
	56		24,63	25,64		5.768,0	5.541,8
100	56	78,54	24,63	53,91	17.671,5	12.129,7	5.541,8
	70		38,48	40,06		9.012,5	8.659,0
125	70	122,72	38,48	84,23	27.611,7	18.952,7	8.659,0
	90		63,62	59,10		13.297,8	14.313,9
160	90	201,6	63,62	137,45	45.239,0	30.925,1	14.313,9
	110		95,03	106,03		23.856,5	21.382,5
200	125	314,16	122,72	191,44	70.686,0	43.074,3	27.611,7
	140		153,94	160,22		36.049,9	34.636,1
250	140	490,87	153,94	336,93	110.445,8	75.809,6	34.636,1
	180		254,47	236,40		53.190,1	57.255,7

Tabla 6: Cilindros normalizados

Se selecciona un diámetro de pistón 80 y un diámetro de vástago de 45 mm.

PIEZA	DIÁMETRO PISTÓN(mm)	DIÁMETRO VÁSTAGO(mm)
Cilindro Mástil	200	125
Cilindro Útil	80	45

Tabla 7: Dimensiones cilindros



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Título del trabajo:

Análisis, Cálculo y Modelado de una pala cargadora frontal.

### **ANEXO III: MODELADO SOLIDWORKS**

Autor/es

Alberto Gómez Rubio

Director/es

Paula Canalís Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza

2016 – 2017



## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	2
1.1 INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS .....	3
1.2 APLICACIONES DE SOLIDWORKS .....	3
1.3 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS .....	4
1.4 HIPÓTESIS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO .....	4
1.5 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL .....	5
1.6 PROCESO DE DISEÑO Y MODELADO .....	7
2. PROCESO DE SIMULACIÓN .....	16
3. RESULTADOS .....	17
3.1 ACOUPLE DE ÚTILES .....	17
3.2 ÁNGULO .....	20
3.3 AGUILÓN .....	22
4. CONCLUSIONES .....	24

## 1. INTRODUCCIÓN

En el siguiente anexo se va a realizar el modelado y optimizado de la pala cargadora frontal mediante el software CAD SolidWorks.

## 1.1 INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS

El software CAD SolidWorks es una aplicación de automatización de diseño mecánico que permite a los diseñadores croquizar ideas con rapidez, experimentar con operaciones y cotas, y producir modelos y dibujos detallados.

Asimismo, la herramienta “SolidWorks Simulation” está basada en el análisis mediante el método de elementos finitos. Se trata de un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

Además de las herramientas de diseño de piezas, ensamblajes y dibujos, SolidWorks incluye herramientas de productividad, gestión de proyectos y análisis y simulación que lo posicionan como unos de los programas de diseño mecánico más competitivo del mercado.

## 1.2 APLICACIONES DE SOLIDWORKS

- Simulación y Movimiento

Se trata de una herramienta de simulación física que nos permite agregar movimientos a los componentes que forman el ensamblaje para analizar la cinemática de todo el conjunto.

Mediante esta aplicación podemos asegurar la aparición de interferencias o choques entre los diferentes elementos de un ensamblaje.

- Análisis de interferencias

Constituye las herramientas incluidas en el módulo de ensamblaje cuyo objeto es detectar posibles interferencias en conjuntos o ensamblajes.

Las principales herramientas de esta aplicación son la detección de interferencias entre cierres roscados, los taladros de ajuste forzado, así como el volumen real de interferencia entre dos o más componentes.

- Conversión 2D a 3D

Forman el conjunto de herramientas que nos permitirá convertir los dibujos o bocetos bidimensionales a una pieza 3D mediante la definición del croquis y su posterior modelado tridimensional.

- Superficies

Se trata del conjunto de herramientas que permiten crear superficies complejas en el modelado de piezas mediante operaciones como recubrimientos o barridos con curvas guía, operaciones de relleno etc...

- Tablas de diseño

Mediante esta herramienta podemos crear un gran número de variaciones de un mismo diseño de una pieza o ensamblaje en un único documento variando únicamente dimensiones o relaciones geométricas. SolidWorks permite crear una familia de piezas con diferentes configuraciones mediante la creación de una hoja de cálculo en Microsoft Excel y su vinculación a SolidWorks.

### 1.3 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales utilizados en una gran variedad de problemas de ingeniería como el análisis de tensiones o el análisis estático.

Este método consiste en dividir el cuerpo o geometría a analizar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados "Elementos". Dichos elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados "Nodos".

Los programas basados en el método de los elementos finitos formulan ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos. Las ecuaciones matemáticas empleadas definen los desplazamientos de cada uno de los nodos en las direcciones X, Y, Z en función de varios parámetros como son el tipo de carga, las restricciones al movimiento y las propiedades mecánicas del material de estudio. A través del desplazamiento de cada uno de los nudos el MEF permite calcular las deformaciones y tensiones resultantes.

### 1.4 HIPÓTESIS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

A la hora de realizar el ensayo debemos tener en cuenta tres suposiciones que son: Linealidad, Elasticidad y Estática.

- Linealidad: La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada
- Elasticidad: Las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad del material, es decir, excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes
- Estática: El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual

## 1.5 CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL

- Isotropía del material: Los materiales pueden ser isotrópicos, anisotrópicos u ortotrópicos en función del comportamiento mecánico del modelo en las diferentes direcciones del espacio.

Un material se denomina isotrópico cuando las propiedades mecánicas son las mismas en todas las direcciones del espacio: Aceros

Un material se denomina como anisotrópico cuando sus propiedades mecánicas son únicas y diferentes por cada una de sus direcciones: Madera, cristales.

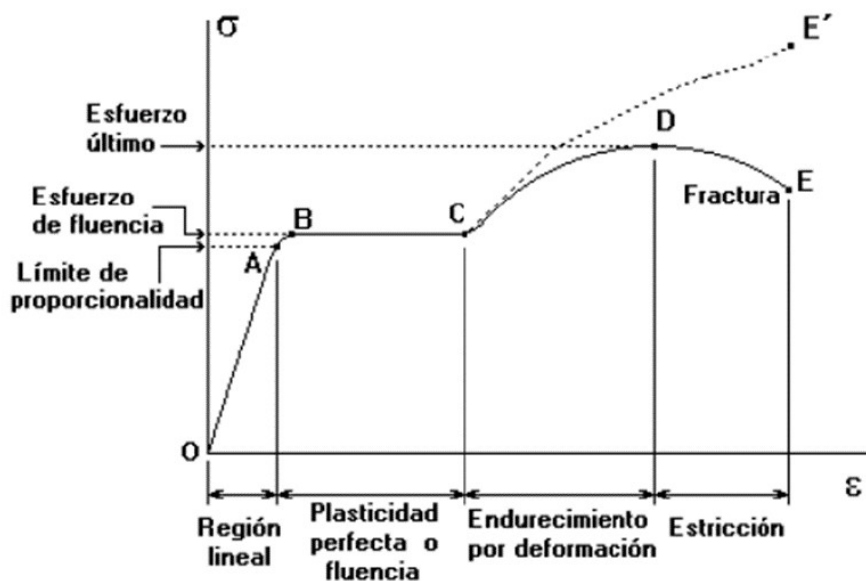


Tabla 1: Curva Tensión - Deformación

- Suposición de elasticidad: Los cálculos realizados suponen que las tensiones aplicadas se encuentran dentro de la zona de elasticidad de material empleado y que la eliminación o el cese de tensiones provocan la recuperación de las dimensiones iniciales del modelo ensayado. La suposición de elasticidad excluye los comportamientos debidos a deformaciones plásticas permanentes. En el caso de que su modelo vaya a estar sometido a tensiones superiores a la del Límite elástico y

prevea que va a sufrir deformaciones plásticas permanentes deberá utilizar aplicaciones de análisis no lineal.

- Suposición estática. El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud definida. En los casos en que el modelo deba soportar las cargas de forma repentina las deformaciones unitarias y las tensiones sufridas serán mayores y deberá usar aplicaciones de Análisis Dinámico.
- Modulo elástico: Es la relación entre el esfuerzo ( $\sigma$ ) y deformación ( $\varepsilon$ ) cuando esta es únicamente elástica. Es una medida de la rigidez del material. También se conoce como Modulo de Young (E). Para la mayoría de materiales está comprendido  $4,5 \times 10^4$  MPa y  $40,7 \times 10^4$  MPa. En las curvas tensión deformación es la pendiente de la zona elástica. La expresión que la define es:

$$\sigma = E \varepsilon \quad E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\frac{P}{S_0}}{\frac{\Delta l}{l_0}}$$

Tabla 2: Módulo de Young

- Coeficiente de Poisson (NUXY). Es la relación negativa de las deformaciones laterales y axiales que resultan de aplicar un esfuerzo axial en la deformación elástica. Relaciona la deformación elástica longitudinal producida por una tensión de tracción o compresión, con la deformación que se produce en la dirección perpendicular a la aplicación de la carga.

Material	E (GPa)	$\mu$ (Coeficiente Poisson)
Al (Aluminio)	69	0,33
Fe (Hierro)	206,9	0,27
W (wolframio)	408,3	0,28
$Al_2O_3$	379,3	0,26

$$\mu = \frac{-\varepsilon_{\text{LATERAL}}}{\varepsilon_{\text{LONGITUDINAL}}}$$

Tabla 3: Propiedades materiales

- Limite elástico. Es el esfuerzo requerido para producir deformación plástica muy pequeña del orden de 0,002. En un diagrama de tracción (Tensiones-Deformaciones), el límite elástico divide la gráfica en deformaciones elásticas y deformaciones plásticas o permanentes.

- Criterio de máxima tensión de Von Mises: El criterio de máxima tensión de Von Mises se basa en la teoría de la energía de distorsión máxima. En términos de las tensiones principales,  $S_1$ ,  $S_2$  y  $S_3$ , la tensión de Von Mises se expresa:

$$S_{vonMises} = \sqrt{\{[(S_1 - S_2)^2 + S_2 - S_3)^2 + S_1 - S_3)^2]/2\}}$$

La teoría describe como un material dúctil empieza a ceder cuando la tensión de Von Mises supera el límite de tensión (en la mayoría de los casos se emplea el límite elástico como límite de tensión). El límite elástico es una propiedad que depende de la temperatura por lo que es importante que considere la temperatura a la que se encontrara el modelo a ensayar.

- Coeficiente de seguridad: El coeficiente de seguridad (también conocido como factor de seguridad) es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido.

## 1.6 PROCESO DE DISEÑO Y MODELADO

La metodología de diseño y modelado ha sido partir de unos planos suministrados por el fabricante, en este caso la marca John Deere y también probar y analizar diferentes

modelos reales de palas cargadoras para consultar dimensiones y partes principales para poder ir realizando el modelo en tres dimensiones.

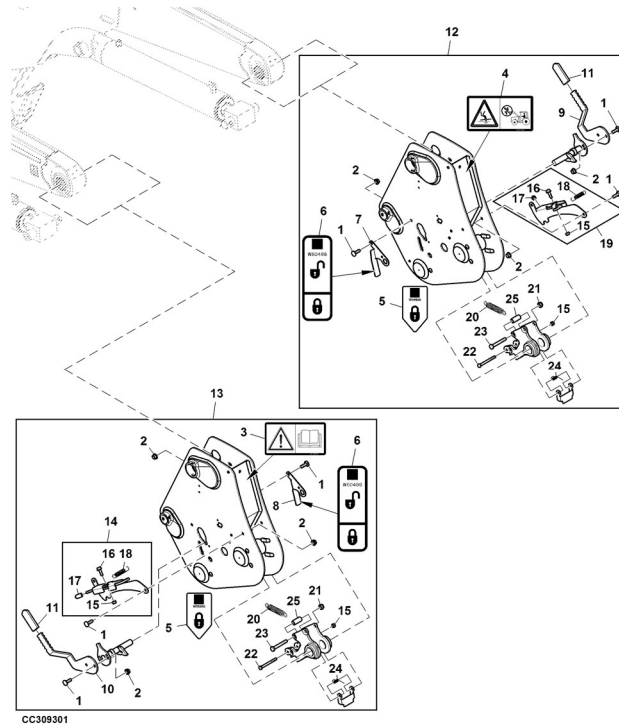


Ilustración 1: Enganche catálogo John Deere



Ilustración 2: Ángulo catálogo John Deere



*Ilustración 3: Modelo Sin Autonivelación*



*Ilustración 4: Modelo con gran visibilidad*



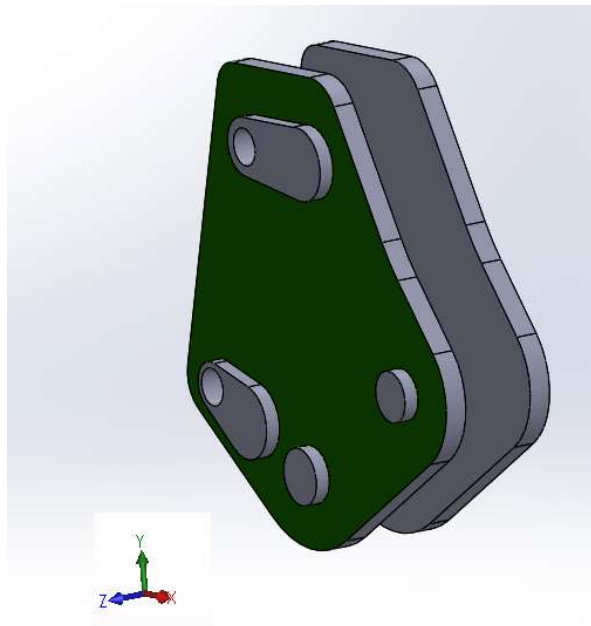
*Ilustración 5: Acople cazo - pala*



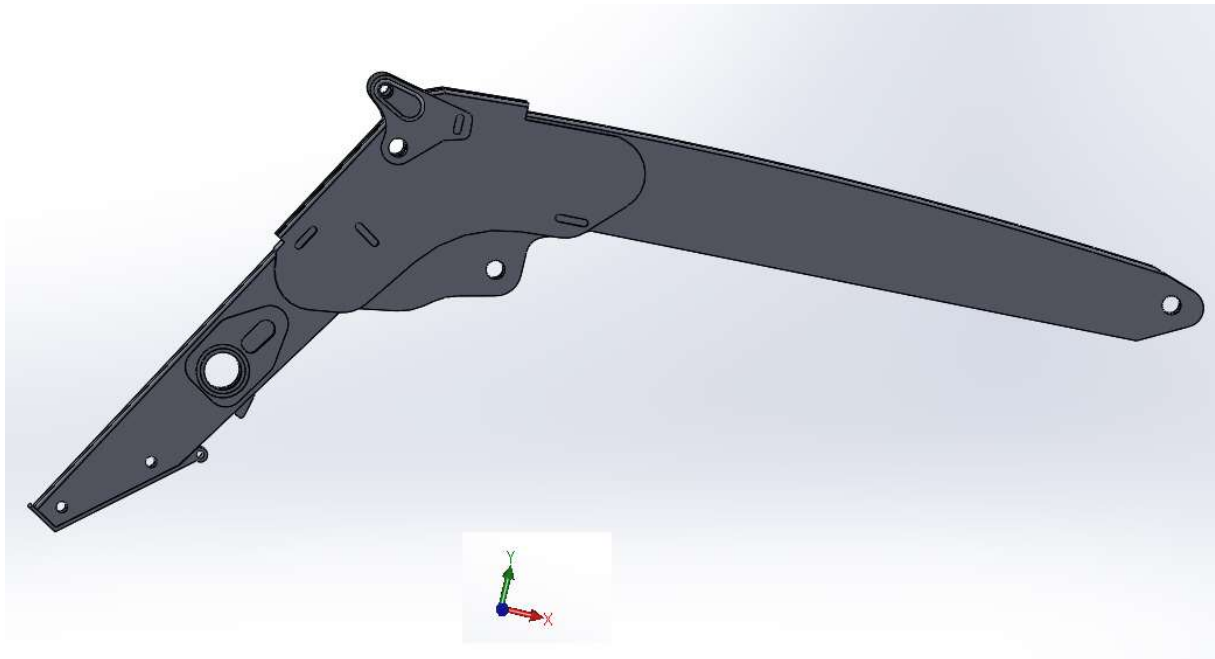
*Ilustración 6: Detalle unión cazo*



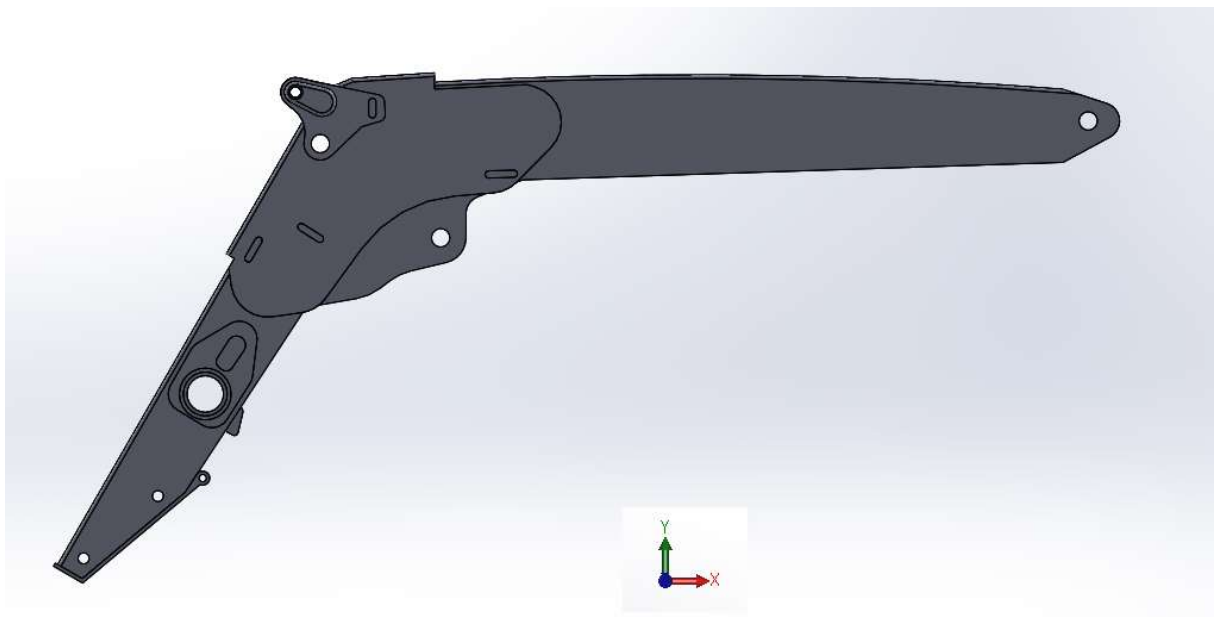
*Ilustración 7: Vista global cazo*



*Ilustración 8: Modelado enganche*



*Ilustración 9: Aguilón principal*



*Ilustración 10: Aguilón principal*

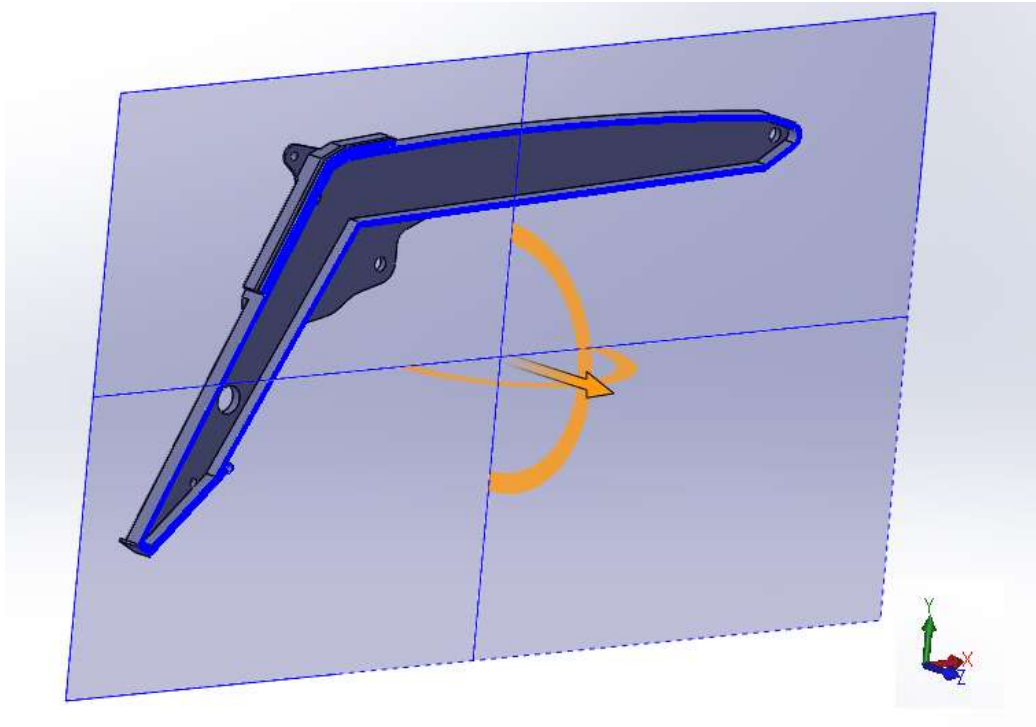


Ilustración 11: Extrusión aguilón

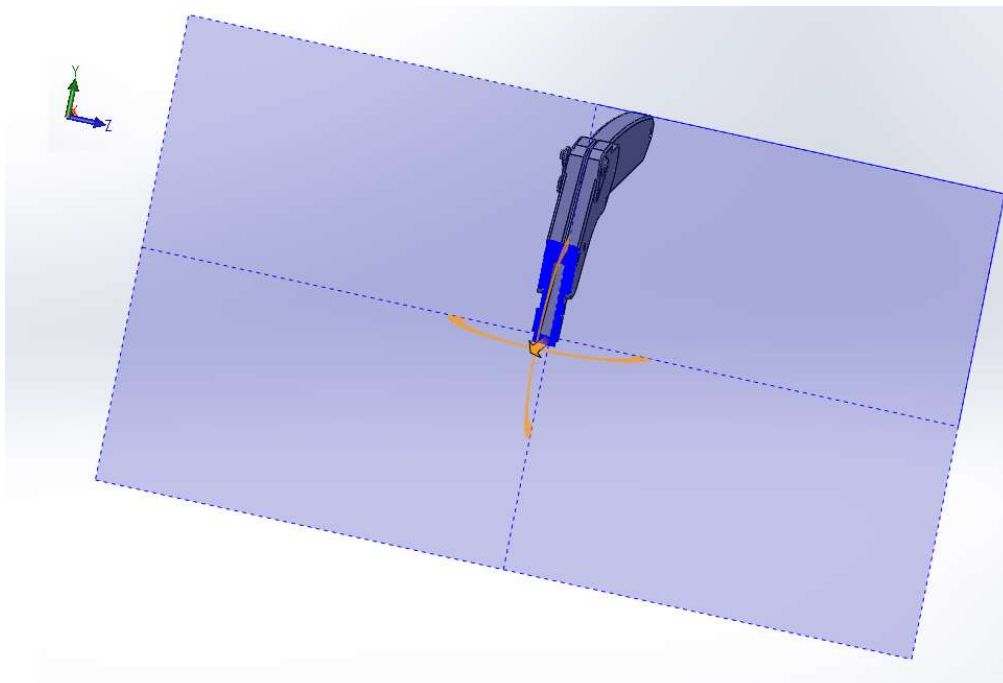


Ilustración 12: Extrusión aguilón

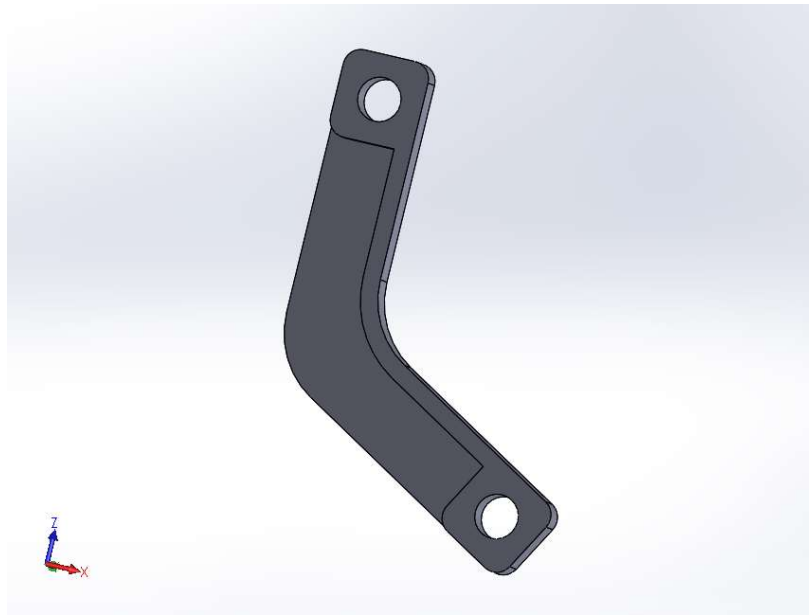


Ilustración 13: Modelado ángulo

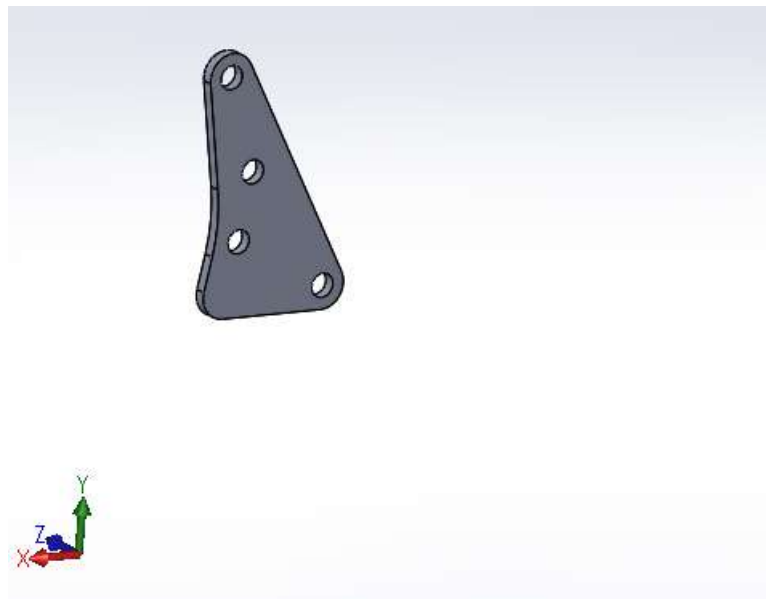
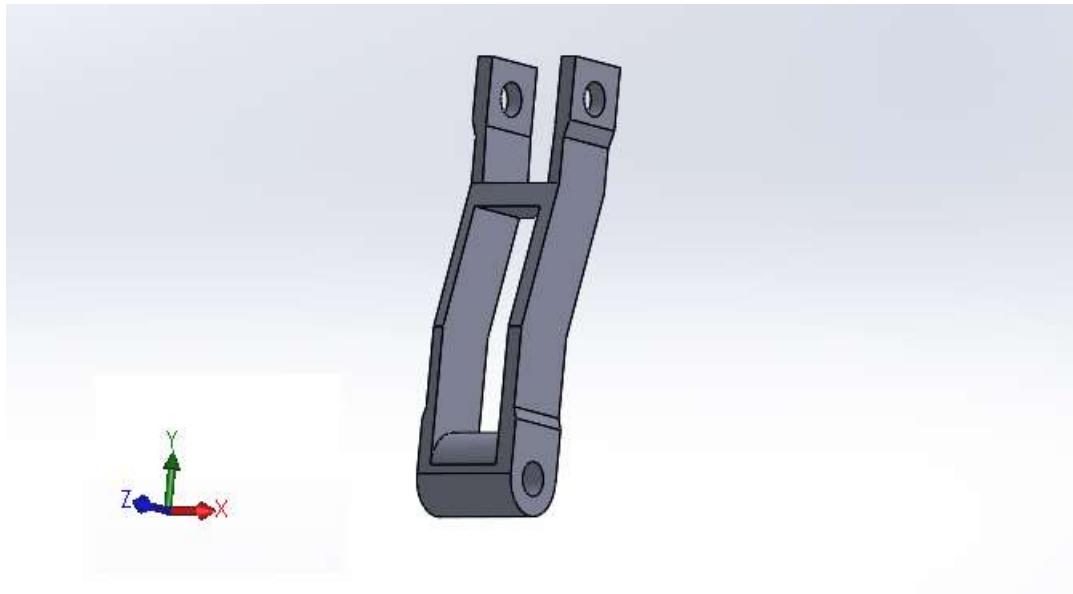
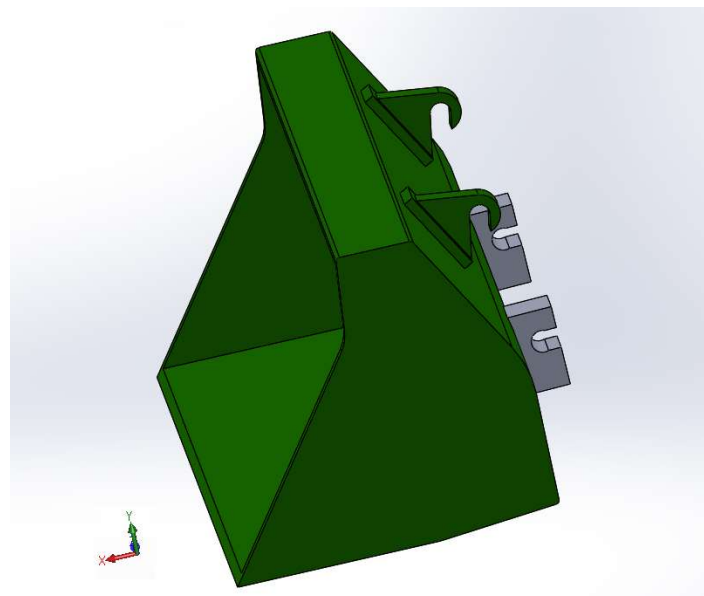


Ilustración 14: Modelado acople útiles



*Ilustración 15: Modelado barra unión*



*Ilustración 16: Modelado cazo*

## 2. PROCESO DE SIMULACIÓN

En este apartado se va a realizar un análisis estático de las partes principales estudiadas en los cálculos analíticos. Con este análisis se pretenden verificar tanto las tensiones, desplazamientos y coeficientes de seguridad que proporciona el software utilizado con los cálculos analíticos de fuerzas que se han realizado en los anexos anteriores.



Ilustración 17: Modelado del aguilón

SolidWorks posee una amplia biblioteca de materiales. En este caso se opta por realizar un material personalizado que será el acero E-350.

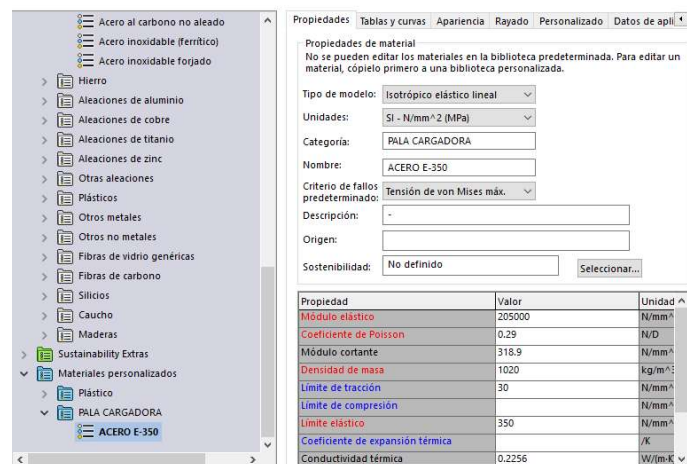


Ilustración 18: Selección del material

### 3. RESULTADOS

A continuación, se realiza en análisis de los elementos principales de la pala cargadora en su posición respectiva más desfavorable. Se ha calculado tensiones de von mises, desplazamientos y el coeficiente de seguridad en cada pieza por separado.

#### 3.1 ACOPLÉ DE ÚTILES

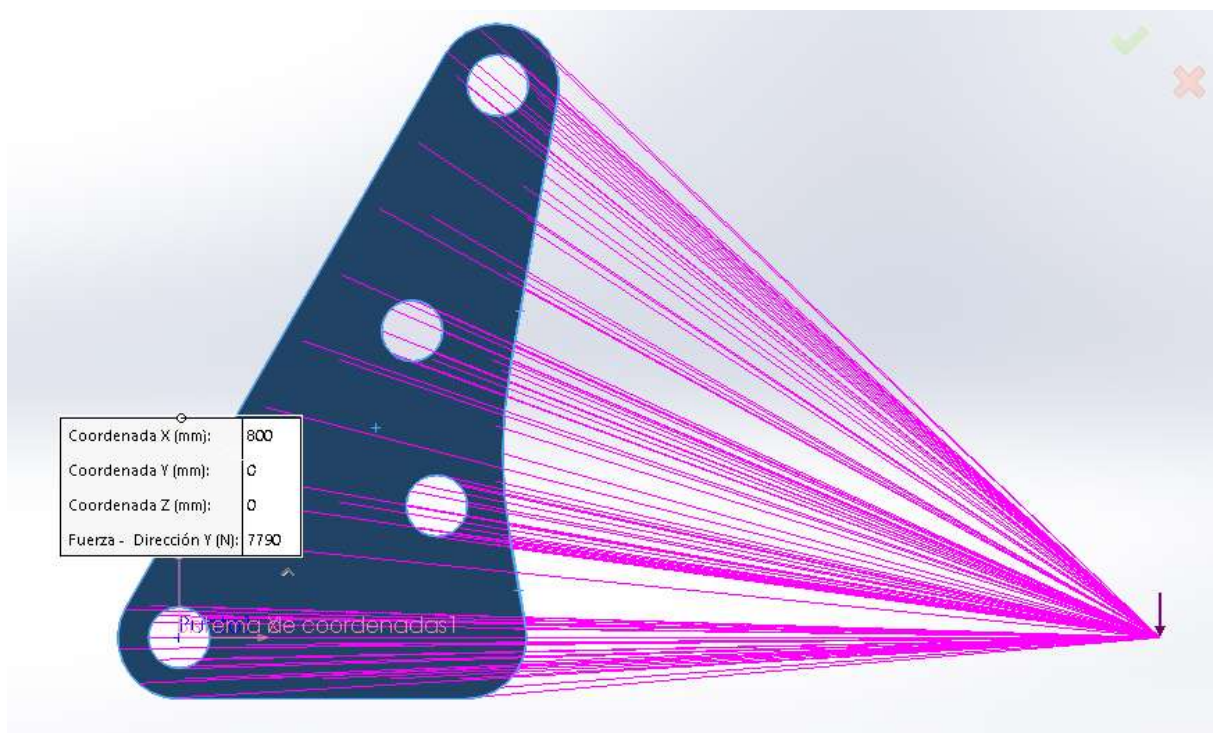


Ilustración 19: Carga remota

Para simular el acople de herramientas se selecciona la herramienta carga remota que sirve para aplicar una carga a una distancia determinada y en este caso simula la fuerza proveniente de la carga a la distancia de 800 mm.

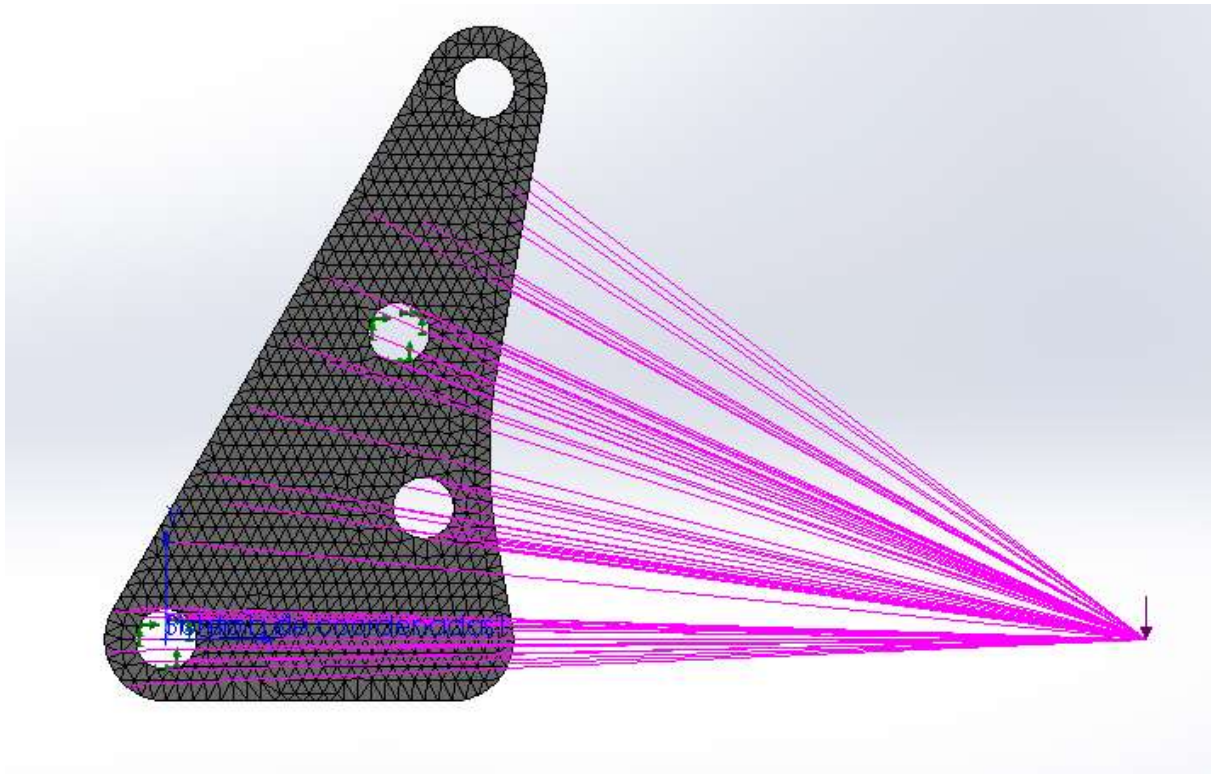


Ilustración 20: Mallado acople

## TENSIONES

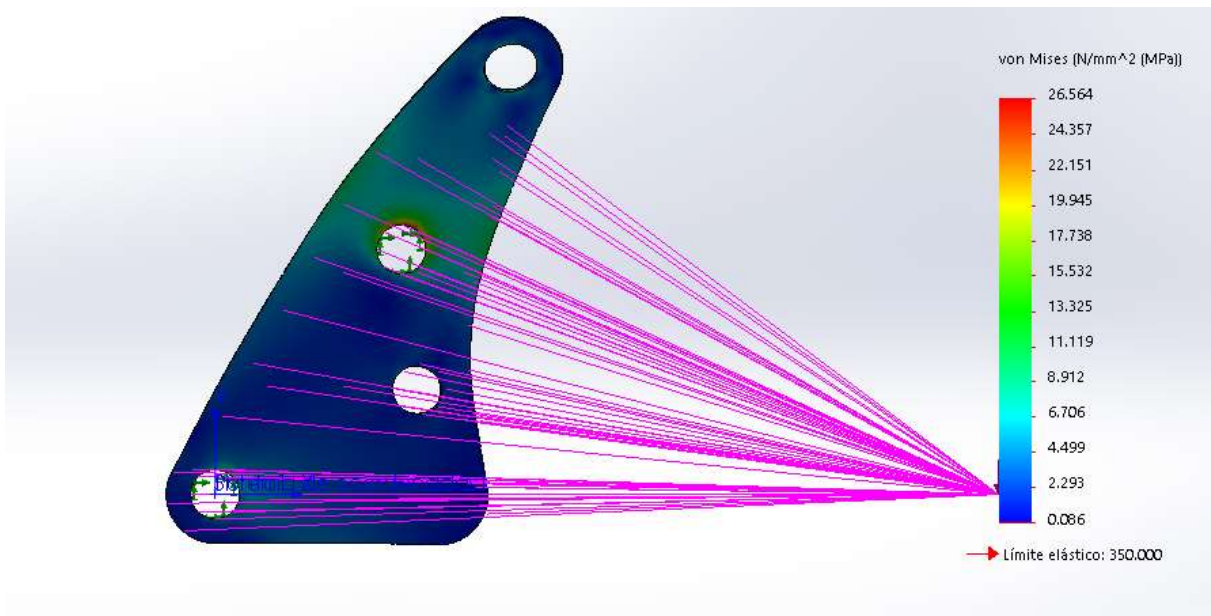


Ilustración 21: Tensiones

## DESPLAZAMIENTOS

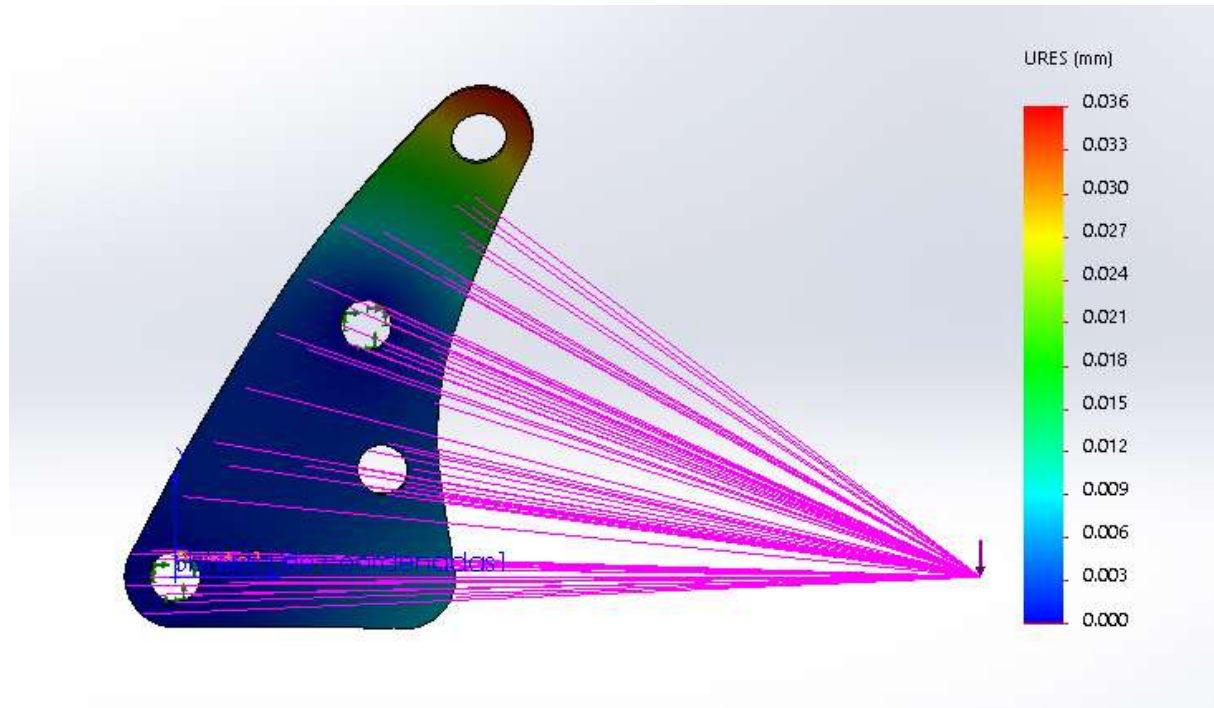


Ilustración 22: Desplazamientos

## COEFICIENTE DE SEGURIDAD

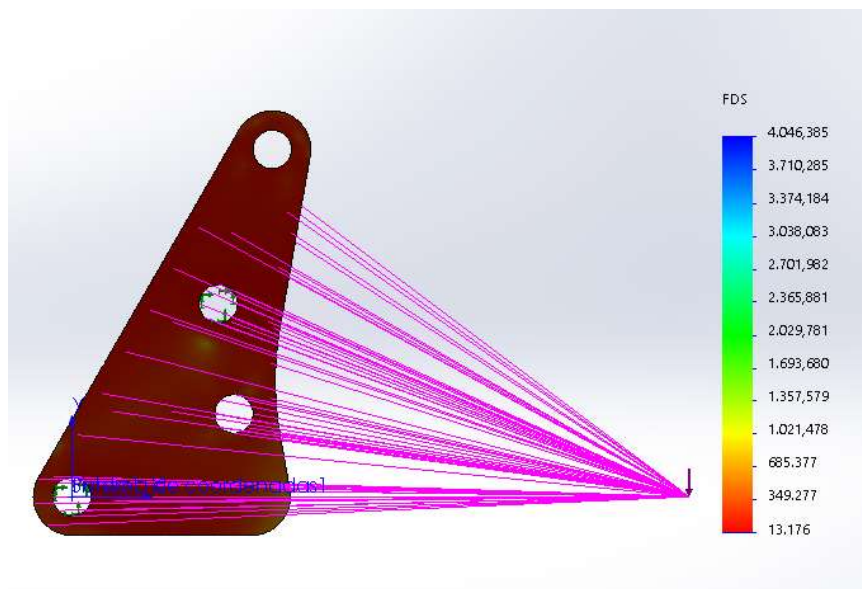


Ilustración 23: Coeficiente de seguridad

### 3.2 ÁNGULO

En el proceso de simulación del ángulo consideramos el punto 3 como geometría fija y en el punto 2 aplicamos las fuerzas correspondientes a las reacciones.

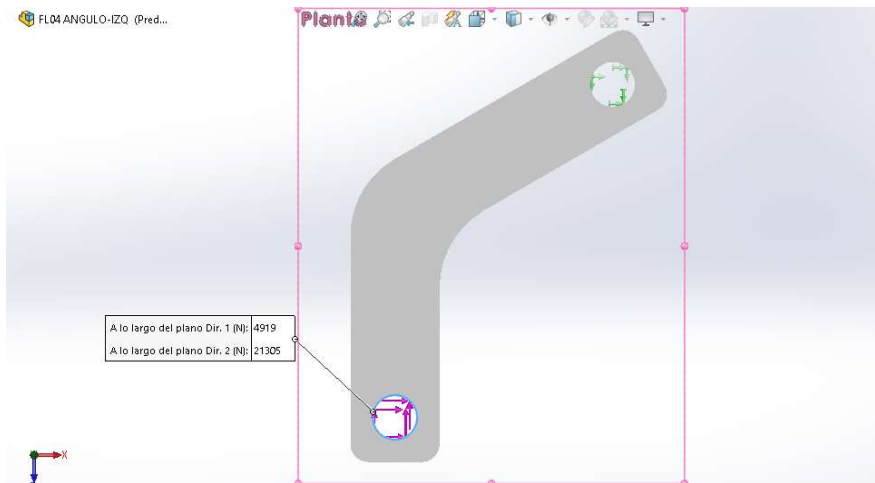


Ilustración 24: Simulación fuerzas

### TENSIONES

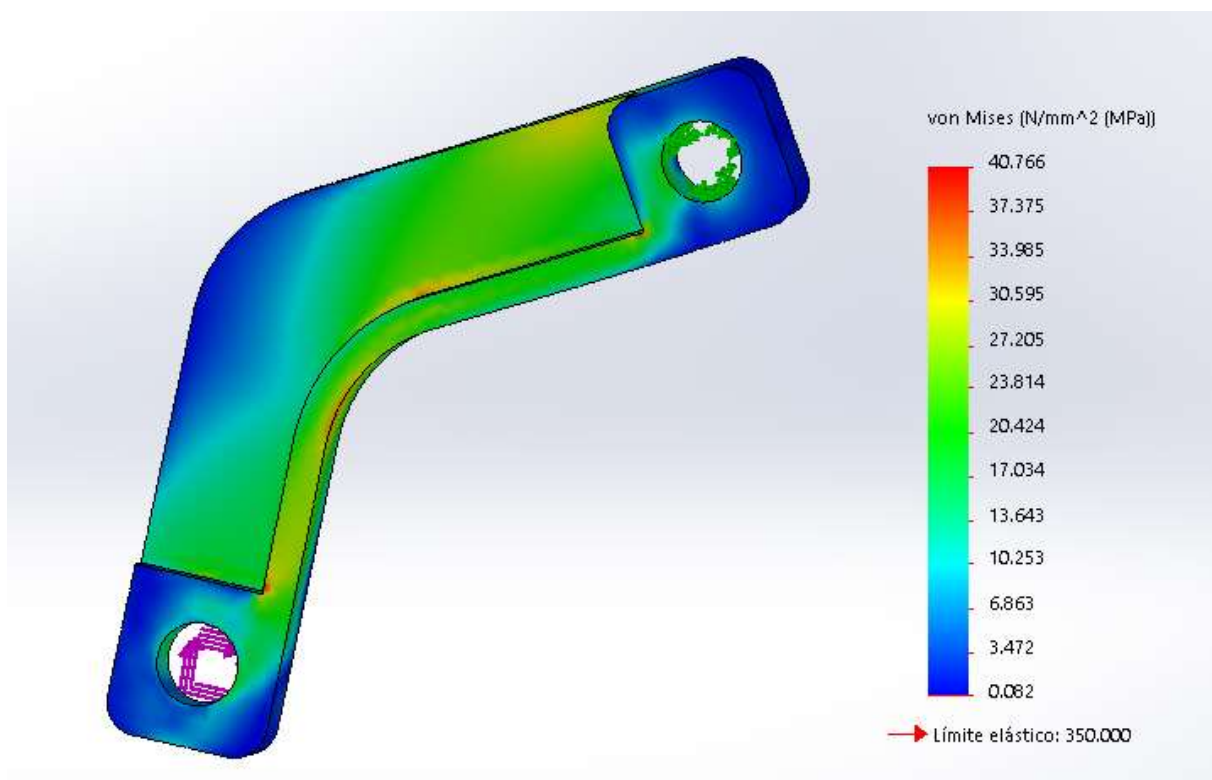


Ilustración 25: Tensiones

## DESPLAZAMIENTOS

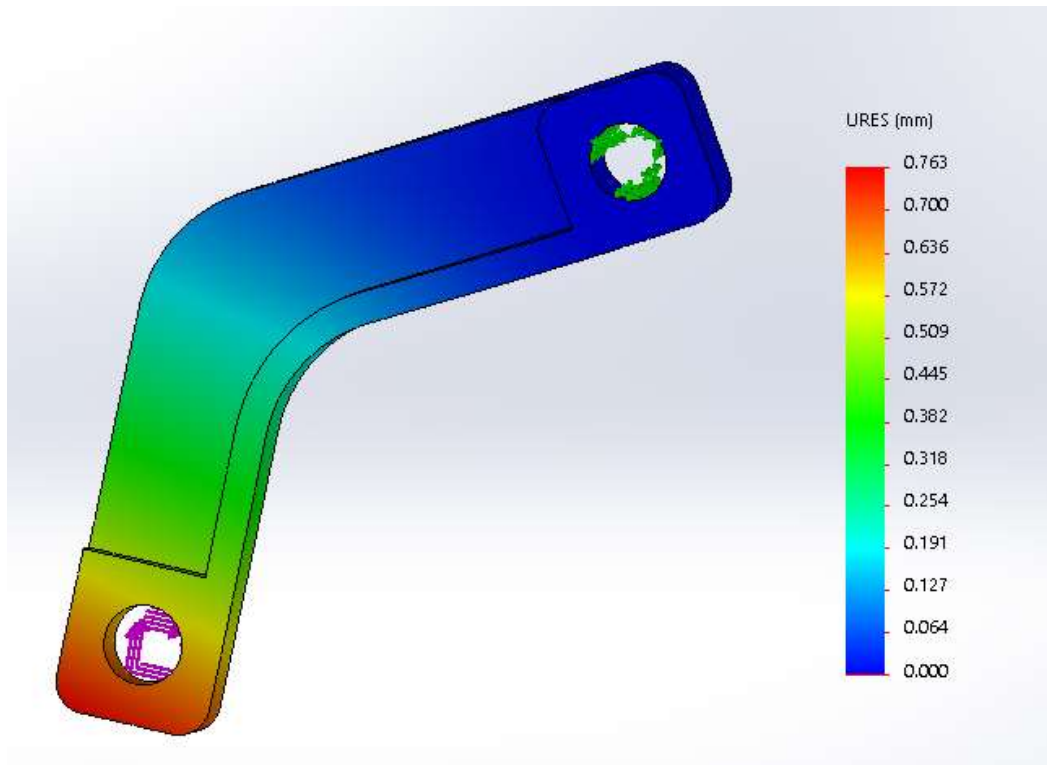


Ilustración 26: Desplazamientos

## COEFICIENTE DE SEGURIDAD

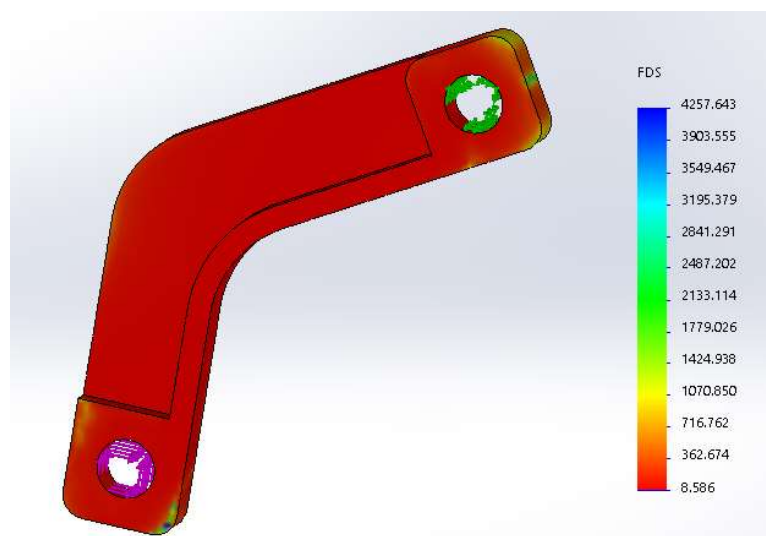


Ilustración 27: Coeficiente de seguridad

### 3.3 AGUILÓN

Al definir las sujeciones, se aplican dos sujeciones de geometría fija ambas en las uniones de los cilindros y se aplican las fuerzas correspondientes en los puntos 1,4 y 7. Su material de construcción es E-350, las cargas externas que aplicamos, son las que recibe del acople de útiles, barra unión y ángulo.

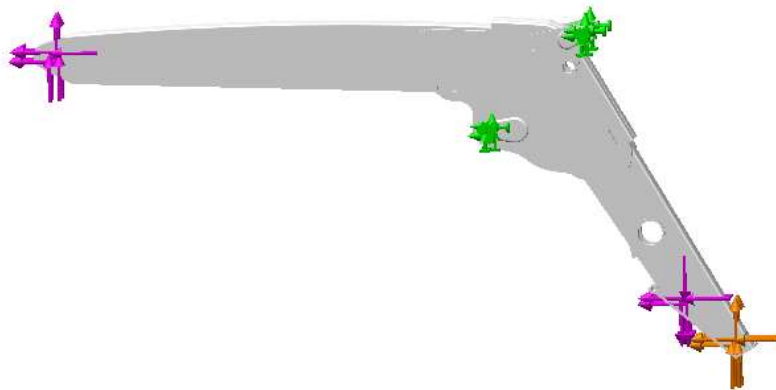


Ilustración 28: Fuerzas en aguilon

### TENSIONES

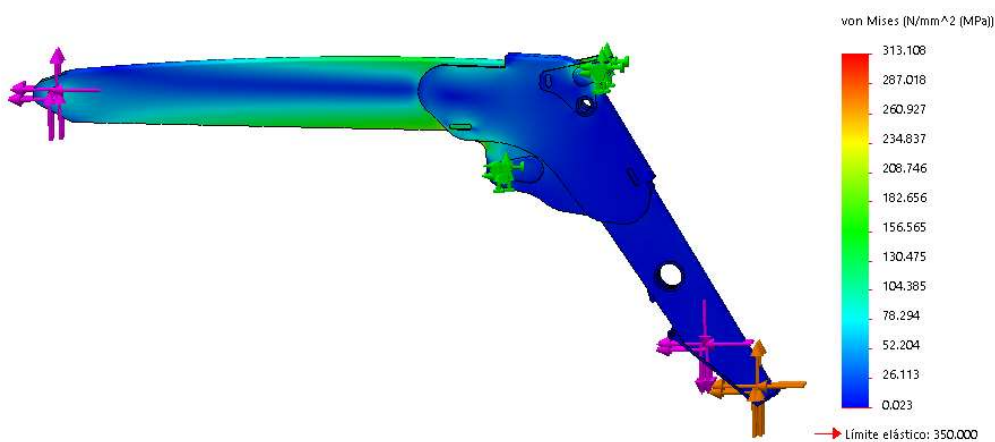
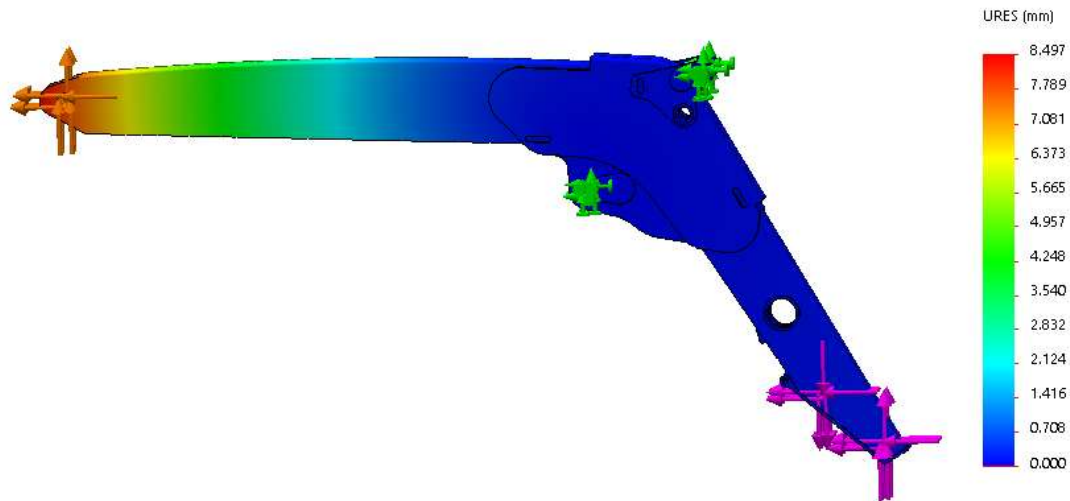


Ilustración 29: Tensiones

## DESPLAZAMIENTOS



*Ilustración 30: Desplazamientos*

## 4. CONCLUSIONES

Gracias a la modelización en tres dimensiones se puede verificar el diseño analítico realizado a la hora de diseñar este tipo de maquinaria. Se ha comprobado que el factor de seguridad elegido ha sido óptimo ya que no hay ninguna pieza donde se supere este coeficiente. Se puede observar que las tensiones obtenidas están por debajo del límite elástico del material, los desplazamientos obtenidos tienen un valor muy bajo y el coeficiente de seguridad mínimo está por encima del valor prefijado.