



Universidad
Zaragoza



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

PROYECTO FIN DE CARRERA

ANÁLISIS DE UN CARGADOR
FRONTAL AGRÍCOLA

AUTOR

ALBERTO GÓMEZ SEBASTIÁN

DIRECTOR

PAULA CANALÍS MARTÍNEZ

ESPECIALIDAD

MECÁNICA

CONVOCATORIA

SEPTIEMBRE 2013

ÍNDICE

1. ASPECTOS GENERALES.....	4
1.1. TEMA OBJETO DEL PROYECTO.....	4
1.2. PETICIONARIO.....	4
1.3. DESTINATARIO.....	5
1.4. FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO.....	5
2. INTRODUCCION.....	6
2.1. INFORMACIÓN GENERAL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	6
2.1.1. CARGADOR FRONTAL.....	6
2.1.2. MODELOS DE CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	7
2.1.3. CAZO O HERRAMIENTA.....	11
3. PARTES FUNDAMENTALES DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	14
3.1. DESPIECE FUNDAMENTAL DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	14
3.2. PARTES FUNDAMENTALES DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	15
3.3. CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES BÁSICAS DEL CHASIS PRINCIPAL DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA ANALIZADO. ...	16
3.3.1. CARACTERÍSTICAS BÁSICAS.....	16
3.3.2. DIMENSIONES BÁSICAS.....	17
4. ANÁLISIS DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	20
4.1. HIPÓTESIS DE TRABAJO.....	20
4.2. ANÁLISIS DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE.....	21
4.2.1. ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS POSICIÓN 1.....	23
4.2.2. ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS POSICIÓN 2.....	30
4.2.3. COMPARACIÓN DE FUERZAS ENTRE POSICIÓN 1 Y POSICIÓN 2.....	37
4.2.4. CÁLCULO DE PASADORES.....	37
4.2.5. RESUMEN DIMENSIONAMIENTO DE PASADORES.....	41
4.2.6. RESUMEN DE PASADORES SELECCIONADOS.....	42
4.2.7. CÁLCULO DE OREJETAS Y ESPESORES DE PIEZAS.....	43
4.2.8. RESUMEN ESPESORES DE PIEZAS.....	46
4.2.9. RESUMEN ESPESORES DE PIEZAS SELECCIONADOS.....	47
4.2.10. CÁLCULO DE LOS CILINDROS.....	48
5. SIMULACIÓN DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA.....	55
5.1. ASPECTOS GENERALES DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS.....	55
5.1.1. INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS.....	55
5.1.2. SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION.....	56
5.2. MODELADO EN 3D.....	58
5.2.1. ENSAMBLAJE.....	63
5.3. PREPROCESO DE SIMULACIÓN.....	65
5.4. POSTPROCESO. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS.....	69
5.4.1. ACOUPLE DE HERRAMIENTAS.....	69
5.4.2. BARRA.....	71
5.4.3. BARRA LARGA.....	73
5.4.4. PIEZA 4.....	75
5.4.5. BRAZO POSICIÓN 1.....	77
5.4.6. BRAZO POSICIÓN 2.....	82



MEMORIA

5.4.7. ENGANCHE POSICIÓN 1	84
5.4.8. ENGANCHE POSICIÓN 2	88
6. CONCLUSIONES.....	91
7. BIBLIOGRAFÍA.....	93

1 ASPECTOS GENERALES

1.1 TEMA OBJETO DEL PROYECTO

El presente proyecto está basado en la integración de herramientas CAD / CAE en el proceso de diseño.

Este proyecto ha sido realizado por el alumno Alberto Gómez Sebastián de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza.

El objeto del proyecto es el análisis de un cargador frontal agrícola, con el fin de asimilar los siguientes objetivos:

- 1) Integración de SolidWorks como herramienta de CAD / CAE
- 2) Análisis de un cargador frontal agrícola a partir de un modelo comercial de similares características perteneciente al fabricante El león, el cual nos ha proporcionado un catalogo, y un plano de una de las piezas que lo componen.

La integración de SolidWorks como herramienta de diseño nos permite tener una idea más visual de cómo funciona el cargador, así como las restricciones de movimientos y la manera de transmisión de fuerzas de unos elementos a otros.

El segundo objetivo del proyecto es comprobar, a través del cálculo en SolidWorks, que los cálculos analíticos realizados, las diferentes hipótesis y las condiciones del diseño que posteriormente comentaremos sean las correctas.

1.2 PETICIONARIO

El presente proyecto ha sido realizado a petición de la Escuela Universitaria de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza como proyecto fin de carrera, correspondiente al título de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.



1.3 DESTINATARIO

Los sectores destinatarios de estas máquinas son principalmente empresas encargadas de realizar los servicios agrícolas, ganaderos, obras públicas y construcción, quienes hacen de su uso para el transporte y manipulación de mercancías a si como otro tipo de herramientas. El empleo de estas máquinas supone un trabajo más rápido, ergonómico, intuitivo y eficaz para el operario debido a la flexibilidad de operaciones además de gran polivalencia ya que combinando diferentes herramientas se cumplen varias necesidades.

1.4 FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO

Firmado por el autor del proyecto:

ALBERTO GÓMEZ SEBASTIÁN

2 INTRODUCCIÓN

Este proyecto consiste en diseñar un cargador frontal agrícola, el cual su uso estaría destinado para el sector agrícola, ganadero, construcción y obras públicas.

El diseño se va a realizar partiendo de las características dimensionales y de cargas de un modelo comercial, calculando las reacciones en los diferentes elementos que componen la pala para las posiciones más desfavorables en función de las características dimensionales de esta.

También se escogerán los cilindros comerciales necesarios para cumplir las características de cargas requeridas y se definirá tanto el material como los diámetros necesarios para los pasadores y orejetas.

La segunda parte del proyecto consiste en dimensionar y modelizar los elementos que componen el mecanismo atendiendo a los criterios de tensión, coeficientes de seguridad y de desplazamientos requeridos.

2.1 INFORMACIÓN GENERAL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

2.1.1 CARGADOR FRONTAL

Se llama cargador frontal agrícola, pala cargadora o cargador a la pala mecánica compuesta por un tractor sobre orugas o neumáticos provisto de una cuchara, herramienta o cazo el cual su movimiento de elevación se ejecuta mediante dos brazos laterales articulados.

A estos brazos laterales articulados se les acoplan los cilindros hidráulicos y dos cuadriláteros articulados para formar el chasis principal del cargador frontal.

En los tractores agrícolas es necesario acoplar un subchasis específico a cada modelo de tractor agrícola concreto. A este subchasis específico montado en cada tractor agrícola acoplaremos el chasis principal del cargador frontal.

El sistema hidráulico del cargador frontal se alimenta del propio sistema hidráulico del tractor agrícola al cual se acopla.

Los propios cilindros hidráulicos del cargador frontal toman el fluido del propio tractor impulsado por la bomba hidráulica que el mismo posee.

El sistema hidráulico de este tipo de cargadores esta compuesto por dos parejas de cilindros hidráulicos.

La pareja de cilindros hidráulicos principales es la encargada de elevar la carga, los cilindros hidráulicos secundarios son los encargados de mover el cazo, herramienta o cuchara.

El manejo de los cargadores frontales agrícolas es sencillo rápido e intuitivo. Los movimientos se controlan desde el propio puesto de conducción del tractor agrícola mediante un distribuidor hidráulico.

En la actualidad existen diversos modelos de cargadores frontales agrícolas según las características requeridas.

Las características principales son definidas según la carga elevar, y la altura a la que elevemos la carga.

La masa a elevar varía entre 500kg y 2000kg, y la altura entre 2.5m y 4.5m.

Cada tractor agrícola, según sus características de potencia, caudal y presión del sistema hidráulico que posee, a si como su peso, necesitara un modelo distinto de cargador frontal.

2.1.2 MODELOS DE CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

Existen modelos simples, que no son paralelos o sin sistemas de autonivelación. Por otro lado existen modelos con diferentes sistemas de autonivelación.

Estos sistemas de autonivelación pueden ser mecánicos con el cuadrilátero sobre el chasis principal, mecánicos con el cuadrilátero en el interior del chasis principal o hidráulico.

En las *Fig.1*, *Fig.2*, *Fig.3*, *Fig4* y *Fig.5* podemos ver distintos modelos.



Fig.1: Cargador frontal López Garrido modelo LG1, sistema de autonivelación mecánico con el cuadrilátero sobre el chasis principal.



Fig.2: Cargador frontal El León modelo 410E



Fig.3: Cargador frontal Deutz Fahr modelo L8, sistema de autonivelación con cuadrilátero en el interior del chasis principal.



Fig.4: Cargador frontal Tenias modelo T30. Sistema de autonivelación con cuadrilátero en el interior del chasis principal



Fig.5: Cargador frontal MX con sistema de auto nivelación hidráulico (PCH System).

Las principales diferencias entre los cargadores autonivelables y los no autonivelables es que los autonivelables están provistos de un sistema mecánico o hidráulico formado

por un cuadrilátero el cual se encarga de mantener la herramienta o cazo en la misma posición (ángulo con respecto al suelo) durante la elevación de la carga.

En cuanto a la diferencia entre los distintos sistemas de auto nivelación existente es una evolución acorde con las necesidades de determinados usuarios los cuales necesitan una mayor visibilidad o precisión en los trabajos que realizan.

Esta mayor visibilidad se consigue eliminando elementos de la zona delantera del puesto de conducción que impiden la visión del operario.

Estos elementos son situados de forma que no interfieran en la visión del operario situándolos debajo del chasis principal en el caso de auto nivelación hidráulica (Fig.5) o en el interior del chasis principal (Fig.4)

Los cargadores frontales sin sistema de autonivelación la principal característica es que hay que estar corrigiendo continuamente desde el puesto de control la posición de la herramienta, pues el ángulo que se mantiene constante no es con el suelo si no con el chasis del cargador. Por lo que la carga al llegar al punto mas alto de su elevación se nos caerá hacia atrás y al descender se nos caerá hacia delante.

La visibilidad con los diferentes modelos de cargador frontal se aprecian en las Fig.6 y Fig.7.

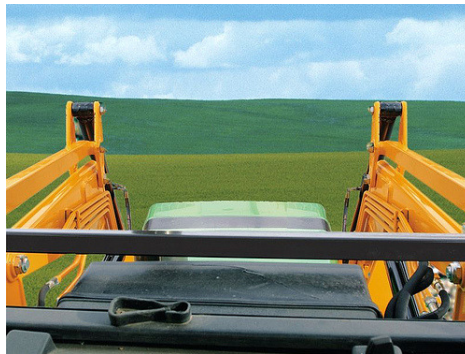


Fig.6: Cargador frontal con sistema de nivelación en el cual el cuadrilátero se encuentra sobre el chasis principal.



Fig.7: Cargador frontal con sistema de nivelación hidráulico.

2.1.3 CAZO O HERRAMIENTA

Se llama cazo o herramienta al apero que se acopla en la parte delantera del cargador frontal, los cazos o cucharas tienen diferentes características en función de sus aplicaciones o trabajos a realizar.

En la actualidad existe gran cantidad de herramientas según su aplicación. Habitualmente cada fabricante también construye sus propios cazos por lo que es habitual que cada fabricante diseñe sus propios acoples entre el cargador frontal y sus cazos. Aunque en la actualidad existe una tendencia a normalizar este tipo de amarres.

Con los últimos diseños de estos acoples se ha conseguido que las operaciones de amarre de los cazos sean totalmente automáticas, por lo que se ha ganado en rapidez y comodidad con el consiguiente ahorro de tiempo.

Los cargadores frontales son aperos muy polivalentes y versátiles a la hora de operar gracias al gran número de variantes que poseen dada la multitud de herramientas existentes. Con los cuales podemos realizar todas las tareas necesarias tanto en el sector de la agricultura, como en la construcción, minería u obras públicas.

El catálogo de cazos en el mercado es muy amplio desde robustas cucharas de áridos a elevados volúmenes de carga en las cucharas de cereal pasando por las horquillas forestales, de balas o de limpieza de estiércol.

En las siguientes figuras se muestran algunos ejemplos: *Fig.8, Fig.9, Fig.10, Fig.11, Fig.12.*



Fig.8: Cuchara de áridos.



Fig.9: Cuchara de cereal.



Fig.10: Horquilla de balas.



Fig.11: Pinza forestal.



Fig.12: Horquilla estiércol.

3 PARTES FUNDAMENTALES DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

3.1 DESPIECE FUNDAMENTAL DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

En la siguiente figura (*Fig.13*) se muestran el despiece del cargador frontal agrícola analizado:

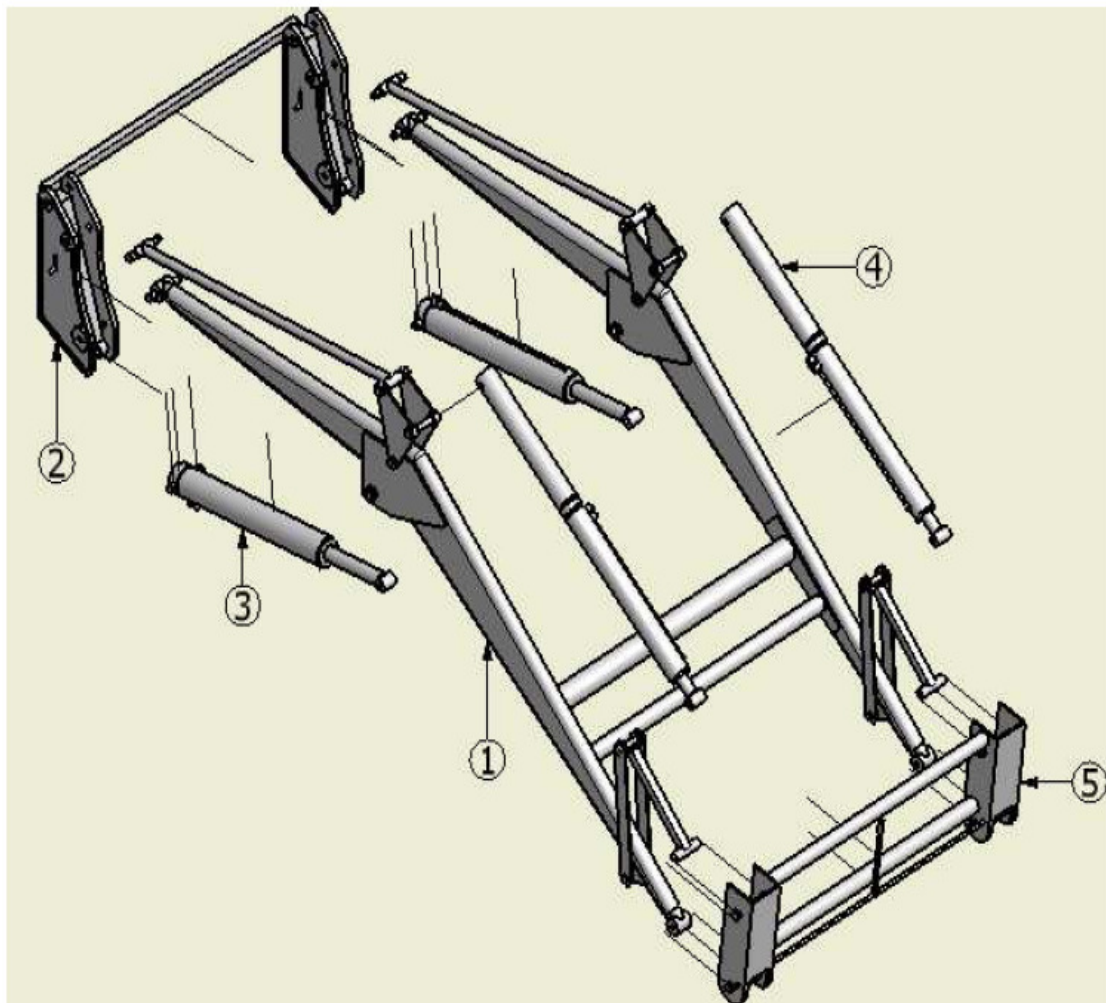


Fig.13: Despiece cargador frontal agrícola.

3.2 PARTES FUNDAMENTALES DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

A continuación se describen las distintas partes del desglose del cargador frontal agrícola:

1. **BRAZOS DE ELEVACIÓN:** Forma el chasis principal del mecanismo. Es el encargado de soportar las fuerzas en el movimiento de las cargas, además de servir como sujeción del resto de elementos.
2. **SUBCHASIS:** Es la pieza encargada de unir el chasis del tractor agrícola con el chasis principal del cargador frontal, además de unir los cilindros hidráulicos principales con el chasis principal del cargador para que éste pueda elevarse o descender.
3. **CILINDROS HIDRÁULICOS PRINCIPALES:** Este par de cilindros hidráulicos son los encargados de proporcionar el movimiento requerido al chasis principal del cargador frontal y así poder elevar la carga. Está unido mediante pasadores en un extremo al subchasis y en el otro a los brazos de elevación que forman el chasis principal. Estos cilindros están alimentados por el sistema hidráulico del tractor agrícola.
4. **CILINDROS HIDRÁULICOS SECUNDARIOS:** Este par de cilindros hidráulicos son los encargados de proporcionar en movimiento al cazo o herramienta del cargador frontal. Con este movimiento se puede variar el ángulo de la herramienta con respecto a la horizontal. Estos cilindros hidráulicos están unidos mediante pasadores al chasis principal del cargador frontal en un extremo y en el otro al acoplamiento de las herramientas. Estos cilindros hidráulicos están alimentados por el sistema hidráulico del tractor agrícola.
5. **ACOPLAMIENTO DE CAZOS O HERRAMIENTAS:** Esta pieza sirve para acoplar al cargador frontal las diferentes herramientas mediante un sistema rápido y sencillo.

3.3 CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES BÁSICAS DEL CHASIS PRINCIPAL DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA ANALIZADO.

En este apartado se van a analizar las características y dimensiones básicas del modelo comercial seleccionado a partir del cual desarrollaremos nuestro cargador frontal.

3.3.1 CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

En la *Fig. 14* se muestran las características básicas en mm. y Kg. del cargador frontal agrícola analizado:

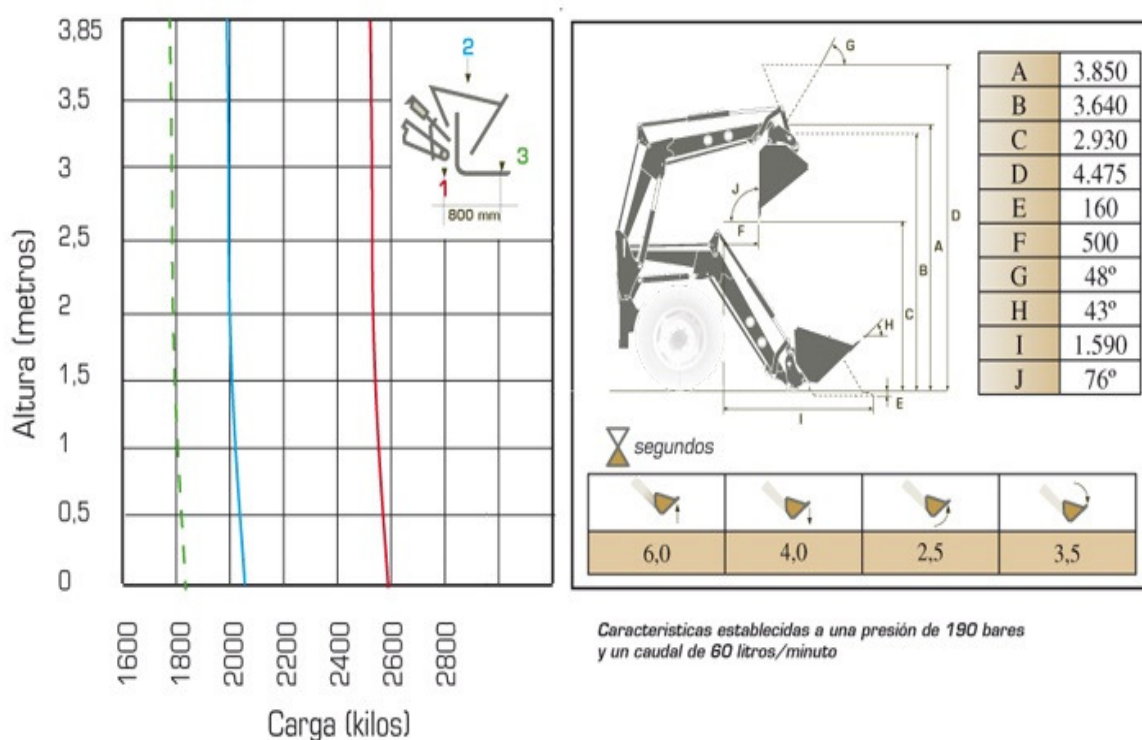


Fig.14: Características del cargador analizado.

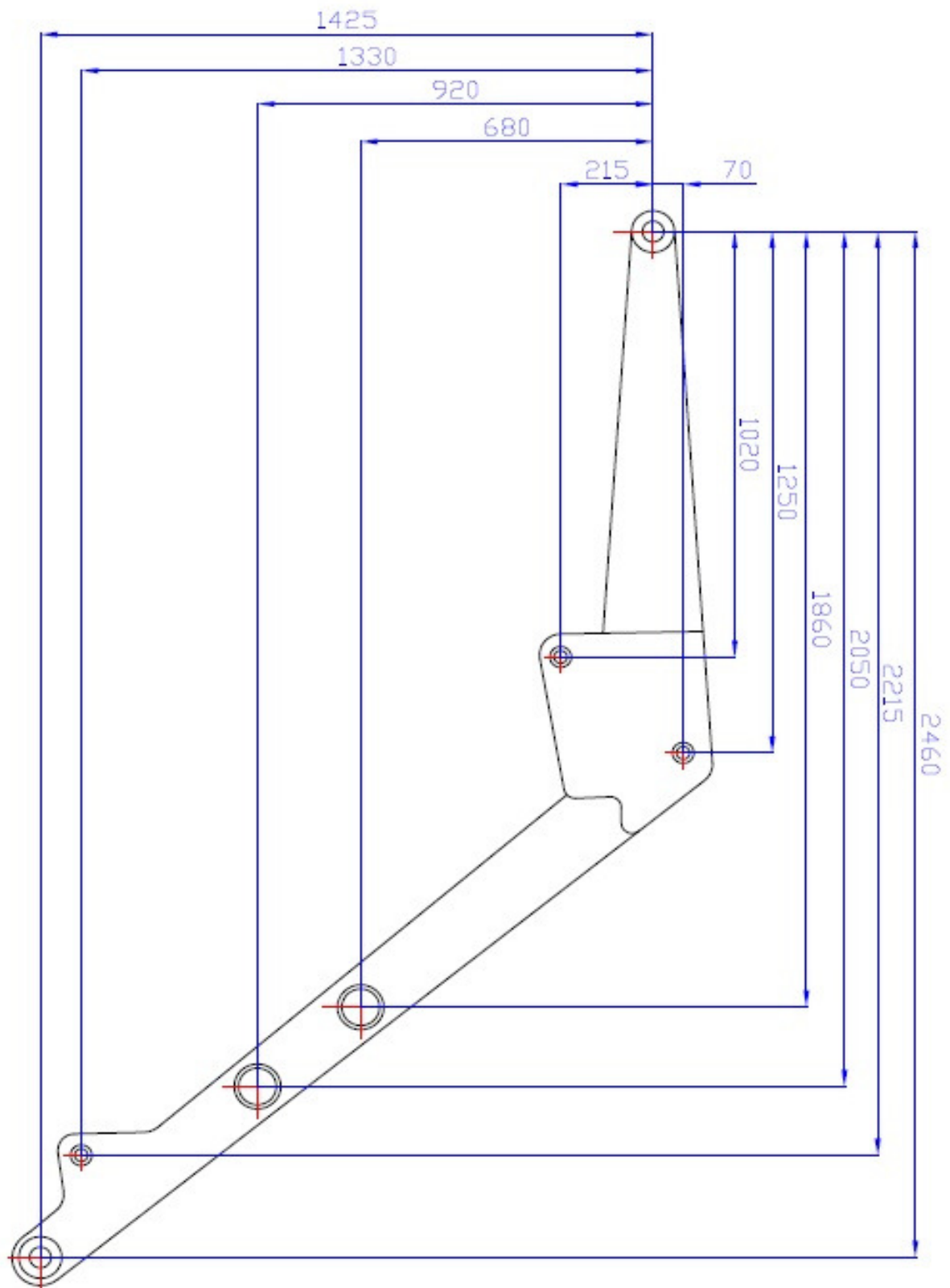
El cargador estudiado tiene una altura máxima de elevación 3850 mm. y una capacidad de elevar 2600 Kg. en el acople de las herramientas, 2000kg a una distancia de 400 mm y 1800 kg a 800 mm del acople de implementos.

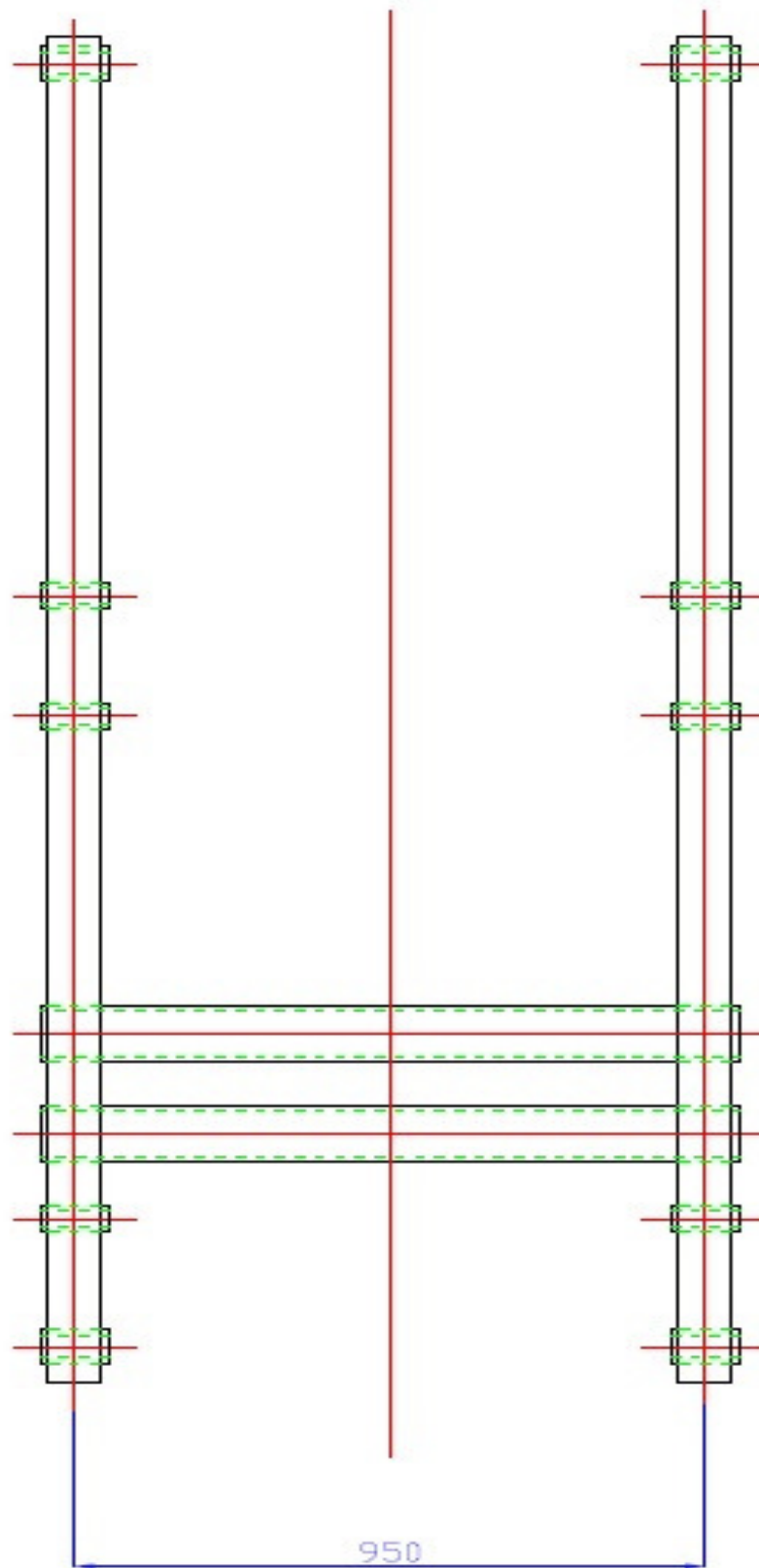


3.3.2 DIMENSIONES BÁSICAS

En las figuras *Fig.15* y *Fig.16* se muestran las dimensiones básicas del chasis principal o brazos de elevación el cargador frontal agrícola analizado.

El proyecto lo desarrollamos a partir de las dimensiones del brazo elevador, puesto que este elemento nos marcará la altura máxima de elevación.

*Fig.15: Plano alzado.*

*Fig.16: Plano planta.*

4 ANÁLISIS DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

4.1 HIPÓTESIS DE TRABAJO

Para realizar el primer diseño se parte de un diseño comercial ya existente, del que se extrajeron las características básicas que una máquina de este tipo debe cumplir a sí como las carreras de los cilindros hidráulicos que lo dotan de movimiento.

En primer lugar vamos a analizar las dos posiciones extremas del cargador frontal, una vez analizadas elegiremos la posición más desfavorable.

La posición más desfavorable será la que dimensionaremos del siguiente modo:

Las uniones de las piezas principales y la unión de los cilindros hidráulicos se realizarán mediante pasadores.

Teniendo en cuenta las características de los materiales utilizados en cada elemento a sí como los coeficientes de seguridad exigidos según la teoría de cortante máximo, se tienen que determinar los siguientes puntos:

1. Fuerza que tienen que realizar los cilindros hidráulicos.
2. Dimensiones de los cilindros hidráulicos
3. Diámetro de los pasadores
4. Anchura de las orejetas.

El cargador frontal es simétrico, por lo que solamente calcularemos los esfuerzos que soportan los pasadores de uno de los brazos elevadores.

Una vez conocidas las acciones a las que está solicitado cada pasador calcularemos las tensiones que los elemento sobre los que puede darse el fallo.

Las tensiones reales que puedan aparecer serán siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles.

El coeficiente de seguridad mínimo admisible exigido será de 3 y se aplicará el criterio de tensiones del cortante máximo.

El material utilizado para los pasadores será el E- 500 con $\sigma_f = 500$ Mpa y para el resto de piezas E-350 con $\sigma_f = 350$ Mpa

4.2 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN MÁS DESFAVORABLE

Para analizar la posición más desfavorable, vamos a estudiar las dos posiciones extremas con la carga máxima que debe soportar el cargador.

Esta carga es de 1800 kg situada a 800mm del acople herramientas.

Al ser una máquina simétrica, analizaremos un solo brazo elevador, por lo que la carga máxima en cada brazo será: $(1800\text{kg} \cdot 9.81)/2 = 8829\text{N}$

La primera posición será con la carga sobre la horizontal, perpendicular a la misma.

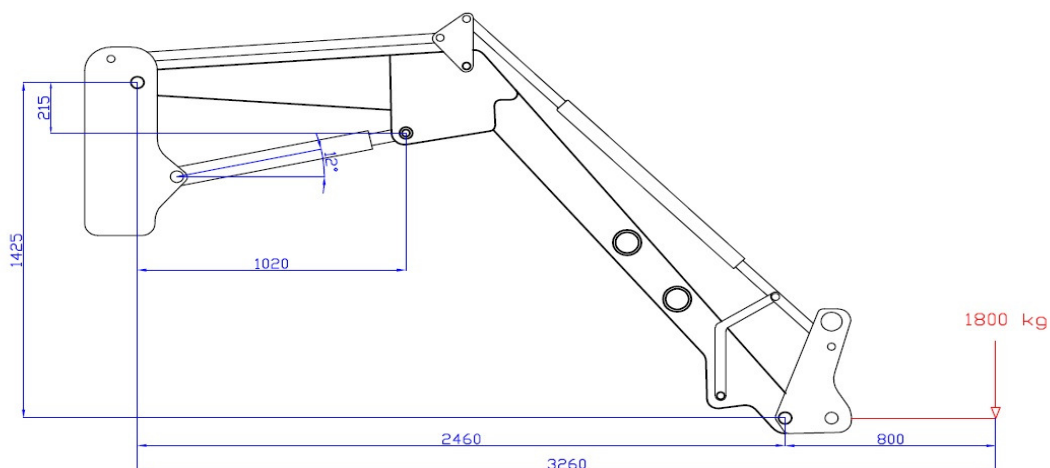


Fig.17: Plano posición 1.

La segunda posición extrema será con la carga elevada a 3850 mm, y situada en la misma posición.

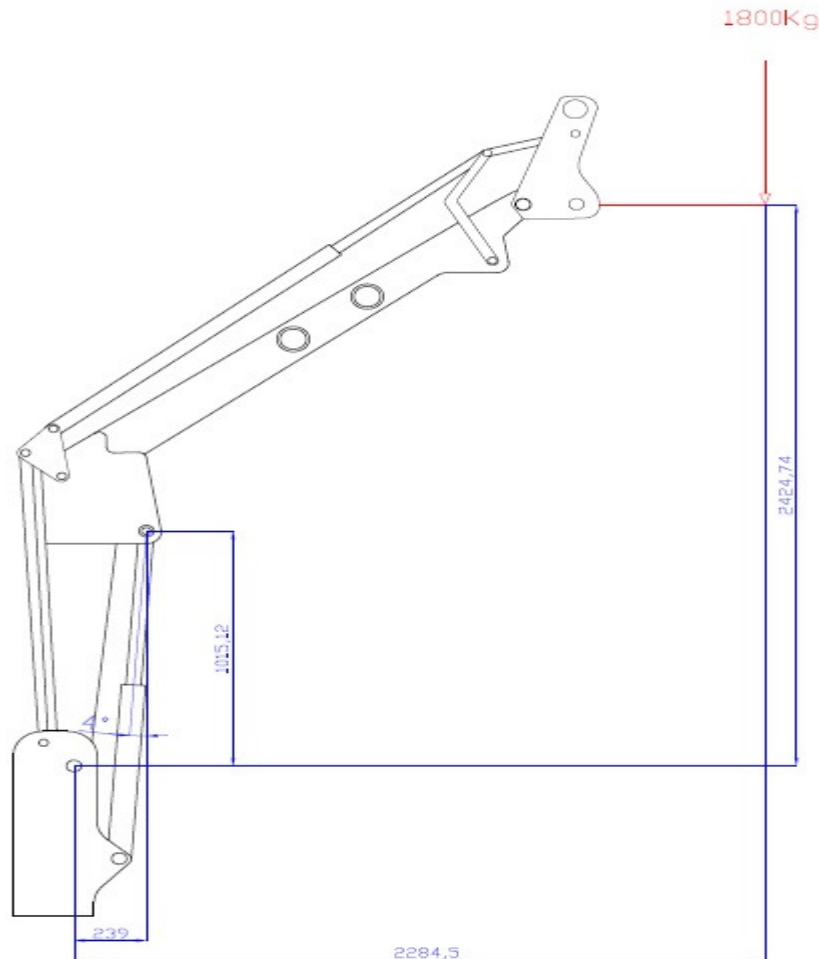


Fig.18: Plano posición 2.

Analizaremos los diferentes elementos de la misma en ambas posiciones por separado, haciendo un diagrama de sólido libre de cada uno de los elementos para conocer las fuerzas que actúan sobre los mismos.

A continuación dimensionaremos los elementos en la posición mas solicitada.

4.2.1 ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS POSICIÓN 1

Vamos a realizar el análisis de los elementos de forma individual en la posición 1, cuando el cargador frontal se encuentra en la posición inferior, con altura nula.

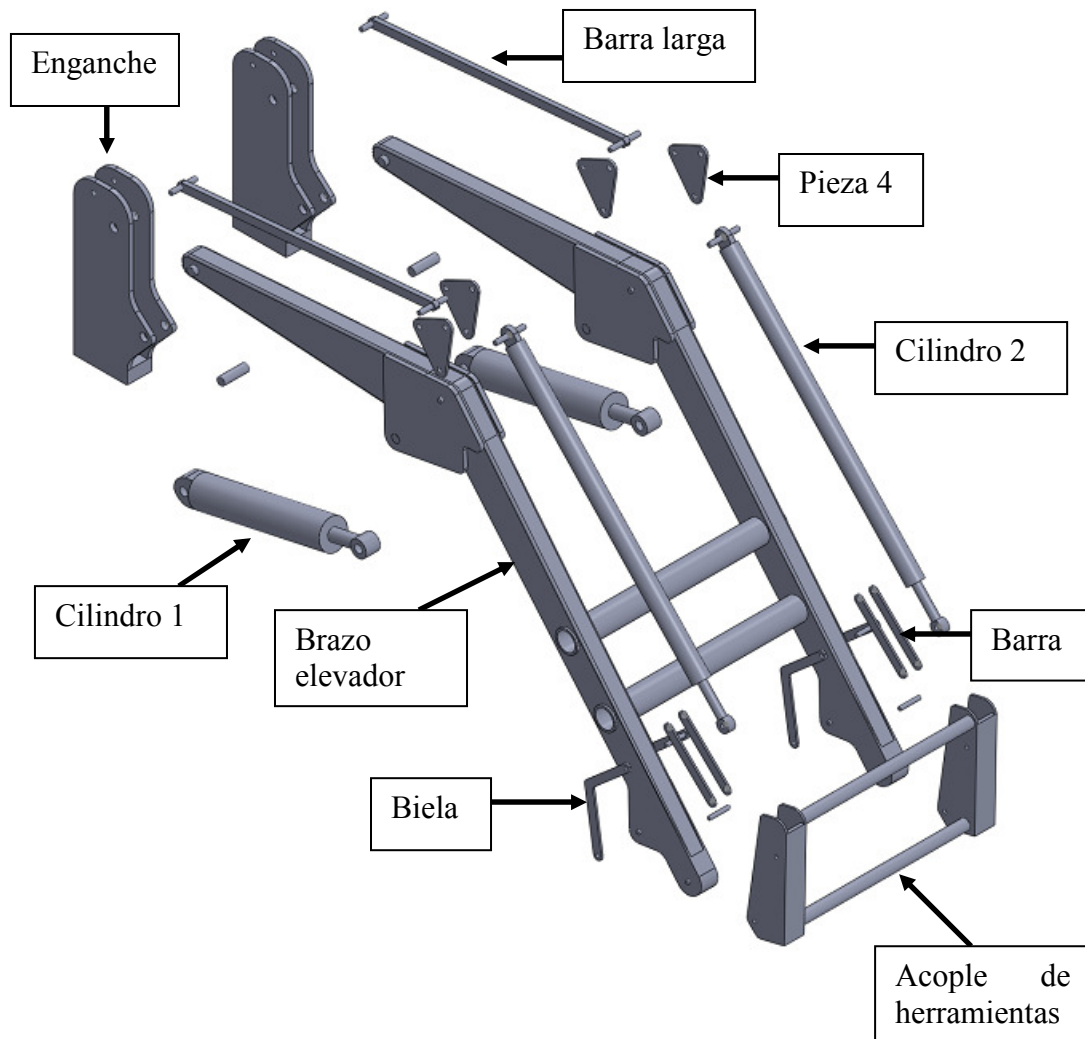


Fig.19: Elementos analizados

A continuación se muestra el orden en el cual se realizan los cálculos analíticos de los elementos que componen el cargador frontal:

1. acople de herramientas
2. barra
3. biela

4. pieza 4

5. brazo elevador.

El elemento barra larga, no es necesario calcularlo, solo reciben la fuerza F_5 del elemento pieza 4

El elemento enganche, no es necesario calcularlo, ya que las fuerzas que recibe serán las del brazo elevador, barra larga y cilindro1, las cuales ya las tendremos calculadas al final del análisis del resto de elementos.

1. ACOPLA DE HERRAMIENTAS

A continuación se muestra el análisis de fuerzas de la pieza acople de herramientas.

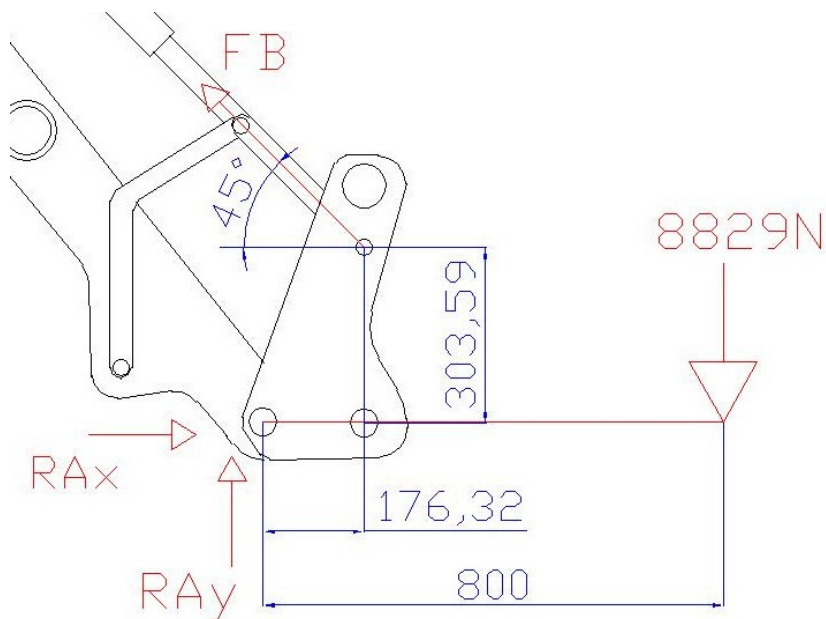


Fig.20: Diagrama de sólido libre

$$\Sigma M_A = 0$$

$$8829 \cdot 800 - F_1 \cdot \cos 45^\circ \cdot 303,59 - F_1 \cdot \sin 45^\circ \cdot 176,32 = 0$$

$$F_1 = 20814,05 \text{ N}$$

MEMORIA

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_1 \cdot \cos 45^\circ = 0$$

$$R_{Ax} = 14717.75 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} + F_1 \cdot \sin 45^\circ = 0$$

$$R_{Ay} = 14717.75 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 20814.05 \text{ N}$$

2. BARRA

Análisis de fuerzas de la barra del cuadrilátero paralelo.

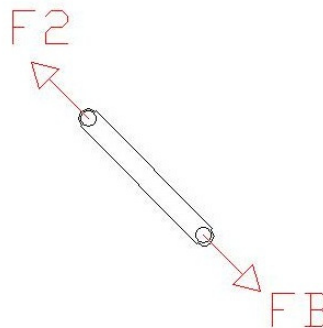


Fig.21: Diagrama de sólido libre.

$$F_2 = F_B = 20814.05 \text{ N}$$

3. BIELA

Análisis de fuerzas de la biela cuadrilátero paralelo.

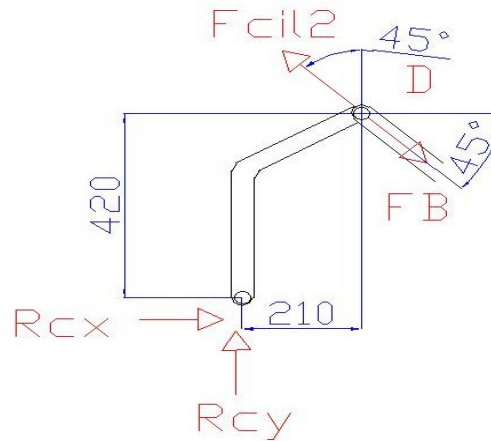


Fig.22: Diagrama de sólido libre

$$\Sigma MC = 0$$

$$F_1 \cdot \cos 45^\circ \cdot 420 + F_1 \sin 45^\circ \cdot 210 - F_{cil2} \cdot \cos 45^\circ \cdot 420 - F_{cil2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 210 = 0$$

$$F_{cil2} = 20814.05 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{cx} + F_1 \cdot \cos 45^\circ - F_2 \cos 45^\circ = 0$$

$$R_{cx} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{cy} + F_1 \cdot \sin 45^\circ - F_2 \cdot \cos 45^\circ = 0$$

$$R_{cy} = 0 \text{ N}$$

4. PIEZA 4

Análisis de fuerzas de la pieza 4, que une la primera parte del cuadrilátero paralelo con la segunda parte.

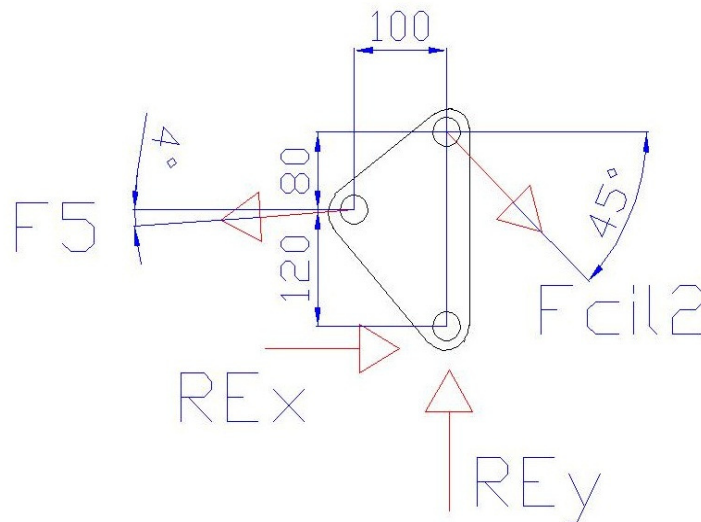


Fig.23: Diagrama de sólido libre.

$$\Sigma M_E = 0$$

$$F_{cil2} \cdot \cos 45^\circ \cdot 200 - F_5 \cdot \cos 4^\circ \cdot 120 - F_5 \cdot \sin 4^\circ \cdot 100 = 0$$

$$\mathbf{F_5 = 23235.88N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ex} + F_{cil2} \cdot \cos 45^\circ - F_5 \cos 4^\circ = 0$$

$$\mathbf{R_{Ex} = 8461.28N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ey} - F_{cil2} \cdot \sin 45^\circ - F_5 \cdot \sin 4^\circ = 0$$

$$R_{Ey} = 16338,85 \text{ N}$$

$$F_E = F_B = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = 18399,76 \text{ N}$$

5. BRAZO ELEVADOR

Análisis de fuerzas del brazo elevador.

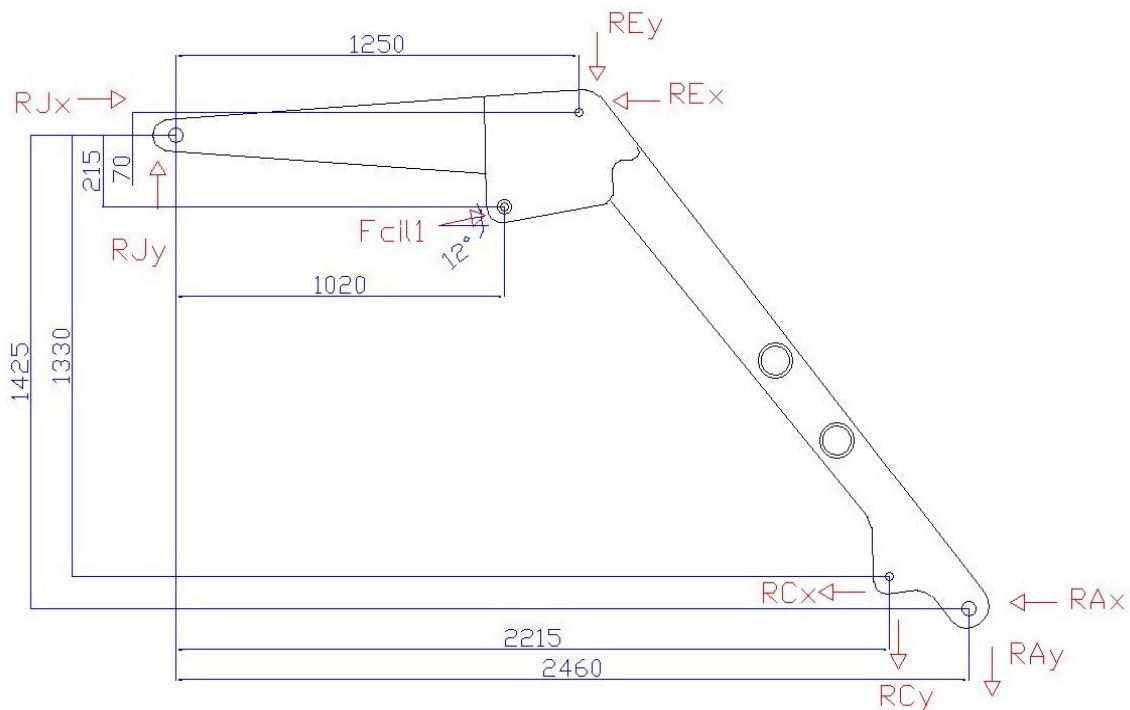


Fig.24: Diagrama de sólido libre.



MEMORIA

$$R_{AX}=14717.75\text{N}$$

$$R_{AY}=14717.75\text{N}$$

$$R_{CX}=0\text{N}$$

$$R_{CY}=0\text{N}$$

$$R_{EX}=8461.28\text{N}$$

$$R_{EY}=16338.85\text{N}$$

$$\Sigma M_J = 0$$

$$R_{EY} \cdot 1250 - R_{EX} \cdot 70 - F_{cill} \cdot \cos 12^\circ \cdot 215 - F_{cill} \cdot \sin 12^\circ \cdot 1020 + R_{AY} \cdot 2460 + R_{AX} \cdot 1425 = 0$$

$$\mathbf{F_{cill}=182331.97\text{N}}$$

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{JX} + F_{cill} \cdot \cos 12^\circ - R_{EX} - R_{AX} = 0$$

$$\mathbf{R_{JX}=-155168.55}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{JY} + F_{cill} \cdot \sin 12^\circ - R_{EY} - R_{AY} = 0$$

$$\mathbf{R_{JY}=-6852.35\text{N}}$$

$$\mathbf{F_J = \sqrt{R_{JX}^2 + R_{JY}^2} = 155319.77\text{N}}$$

$$\mathbf{F_I = F_{cill} = 182331.97}$$

4.2.2 ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS POSICIÓN 2

Vamos a realizar el análisis de los elementos de forma individual en la posición 2, cuando el cargador frontal se encuentra en la posición superior, con altura máxima.

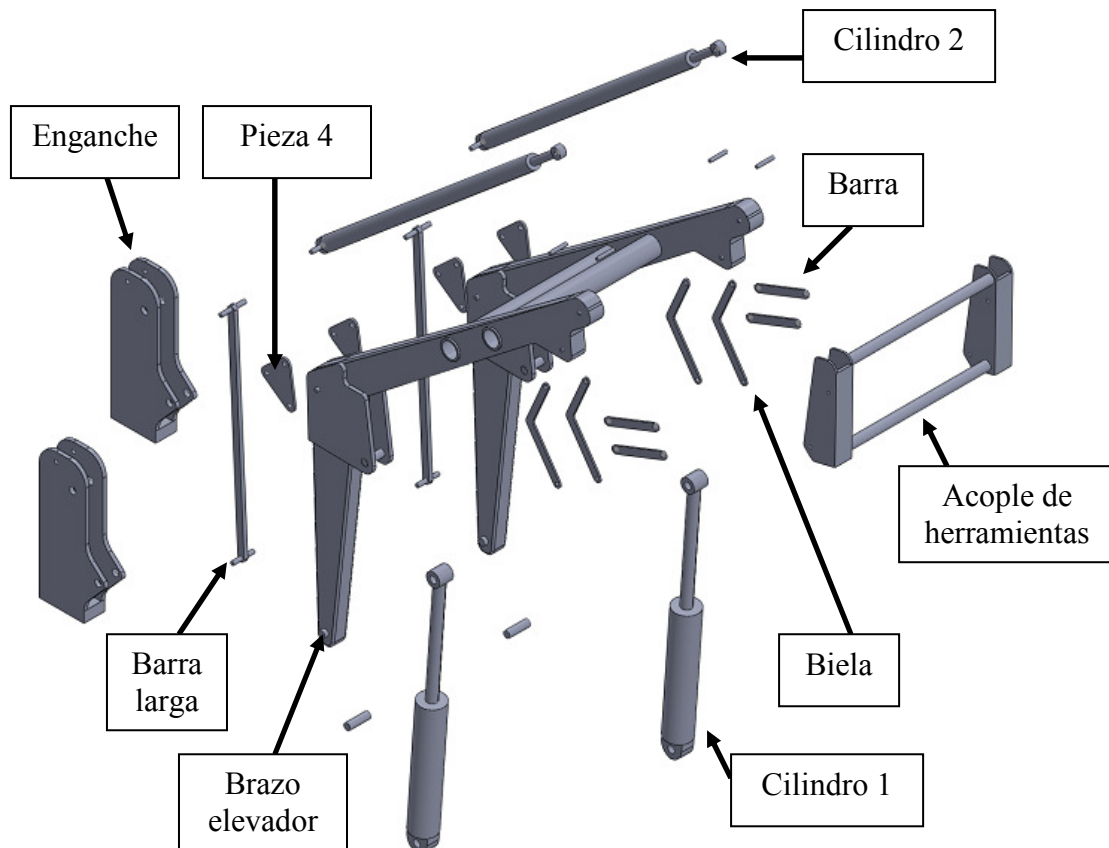


Fig. 25: Elementos analizados.

A continuación se muestra el orden en el cual se realizan los cálculos analíticos de los elementos que componen el cargador frontal:

1. Acople de herramientas
2. Barra
3. Biela
4. Pieza 4
5. Brazo elevador.

El elemento barra larga, no es necesario calcularlo, solo reciben la fuerza F_5 del elemento pieza 4

1. ACOUPLE DE HERRAMIENTAS

Análisis de fuerzas del acople de herramientas.

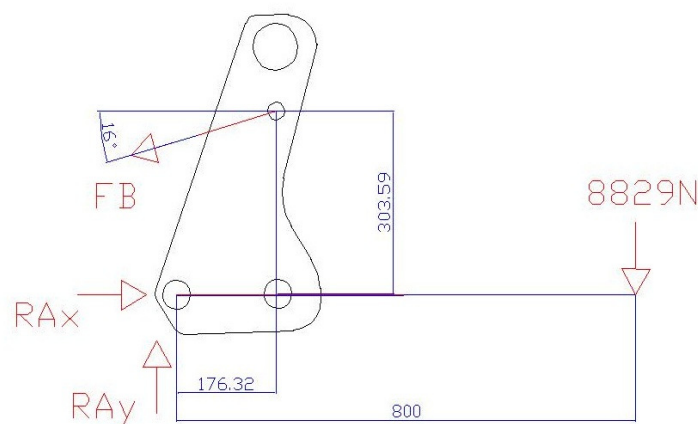


Fig.26: Diagrama de sólido libre.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$8829 \cdot 800 + F_1 \cdot \sin 16^\circ \cdot 176.32 - F_1 \cdot \cos 16^\circ \cdot 303.59 = 0$$

$$F_1 = 29039.29 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_1 \cdot \cos 16^\circ = 0$$

$$R_{Ax} = 27914.36 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} - F_1 \cdot \sin 16^\circ - 8829 = 0$$

$$R_{Ay} = 16833.31 \text{ N}$$

$$F_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 32597.11 \text{ N}$$

$$F_B = F_1 = 29039.29 \text{ N}$$

2. BARRA

Análisis de la barra del cuadrilátero paralelo.

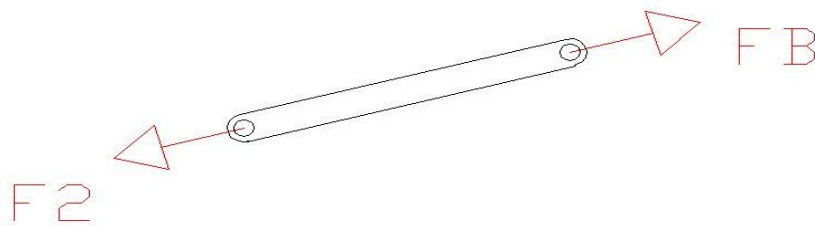


Fig.27: Diagrama de sólido libre.

$$F_1 = F_2 = 29039.29 \text{ N}$$

3. BIELA

Análisis de la biela del cuadrilátero paralelo.

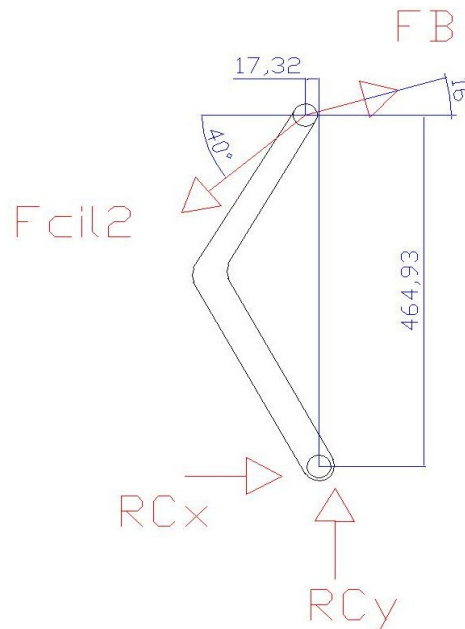


Fig.28: Diagrama de sólido libre.

$$\Sigma M_C = 0$$

$$F_2 \cdot \cos 16^\circ \cdot 464.93 + F_2 \cdot \sin 16^\circ \cdot 17.32 - F_{cil2} \cdot \cos 40^\circ \cdot 464.93 - F_{cil2} \cdot \sin 40^\circ \cdot 17.32 = 0$$

$$F_{cil2} = 35712.52 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{cx} - F_{cil2} \cdot \cos 40^\circ + F_2 \cos 16^\circ = 0$$

$$R_{cx} = -556.97 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{cy} - F_{cil2} \cdot \sin 40^\circ + F_2 \cdot \sin 16^\circ = 0$$

$$R_{CY} = -14951.25 \text{ N}$$

$$F_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = 14961.63 \text{ N}$$

4. PIEZA 4

Análisis de la pieza 4 del cuadrilátero paralelo.

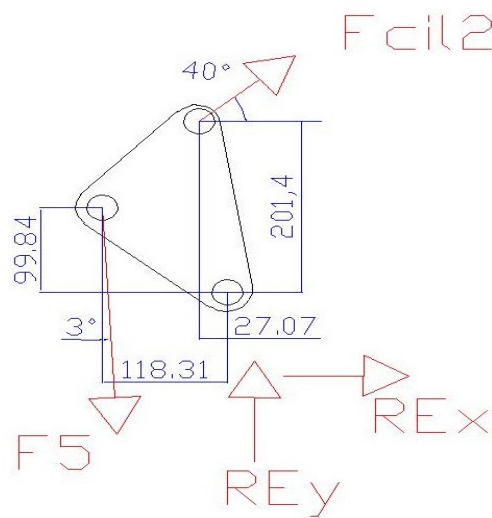


Fig.29: Diagrama de sólido libre.

$$\Sigma M_E = 0$$

$$F_{cil2} \cdot \cos 40^\circ \cdot 201.4 + F_{cil2} \cdot \sin 40^\circ \cdot 27.07 - F_5 \cdot \cos 3^\circ \cdot 118.31 + F_5 \cdot \sin 3^\circ \cdot 99.84 = 0$$

$$F_5 = 54296.7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ex} + F_{cil2} \cdot \cos 40^\circ - F_5 \sin 3^\circ = 0$$

$$R_{Ex} = -30199.05 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ey} + F_{cil2} \cdot \sin 40^\circ - F_5 \cdot \cos 3^\circ = 0$$

$$R_{Ey} = 31266.72 \text{ N}$$

$$F_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = 43469.68 \text{ N}$$

5. BRAZO ELEVADOR

Análisis del brazo elevador.

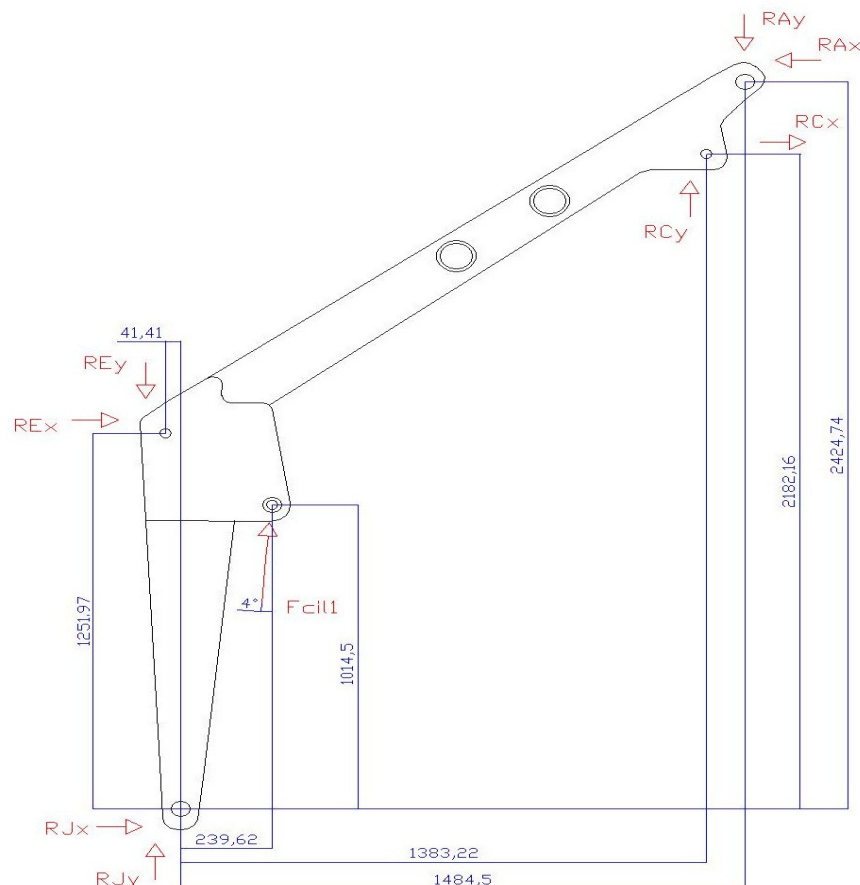


Fig.30: Diagrama de sólido libre.

$$R_{AX}=27914.36\text{N}$$

$$R_{AY}=16833.31\text{N}$$

$$R_{CX}=1135.27\text{N}$$

$$R_{CY}=14466\text{N}$$

$$R_{EX}=30199.05\text{N}$$

$$R_{EY}=31266.72\text{N}$$

$$\Sigma M_J = 0$$

$$-R_{EY} \cdot 41.41 + R_{EX} \cdot 1251.97 - F_{cill} \cdot \cos 4^\circ \cdot 239.62 + F_{cill} \cdot \sin 4^\circ \cdot 1014.5 + R_{AY} \cdot 1484.5 - R_{AX} \cdot 2424.74 + R_{CX} \cdot 2182.16 - R_{CY} \cdot 1383.22 = 0$$

$$F_{cill} = -140941.32\text{N}$$

$$\Sigma F_X = 0$$

$$R_{JX} - F_{cill} \cdot \sin 4^\circ + R_{EX} - R_{AX} + R_{CX} = 0$$

$$R_{JX} = 6411.61\text{N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{JY} - F_{cill} \cdot \cos 4^\circ - R_{EY} - R_{AY} + R_{CY} = 0$$

$$R_{JY} = 187562.75\text{N}$$

$$F_J = \sqrt{R_{JX}^2 + R_{JY}^2} = 187672.3\text{N}$$

$$F_I = F_{cill} = -140941.32\text{N}$$

4.2.3 COMPARACIÓN DE FUERZAS ENTRE POSICIÓN 1 Y POSICIÓN 2

En la siguiente tabla (*Tabla 1*) se muestra el resumen de fuerza en las diferentes piezas del mecanismo, elegiremos la mayor fuerza que actúa sobre cada elemento.

Con esa fuerza, dimensionaremos los elementos, ya que será en ese caso cuando mas solicitados estén.

Tabla 1: comparación de fuerzas.

FUERZA [N]	POSICIÓN 1	POSICIÓN 2
F_1	20814,05	<u>29039,29</u>
F_A	20814,05	<u>32597,11</u>
F_2	20814,05	<u>29039,29</u>
F_{CIL2}	20814,39	<u>35712,53</u>
F_C	0	<u>14961,63</u>
F_5	23235,88	<u>54296,7</u>
F_E	18399,76	<u>43469,68</u>
F_{CIL1}	<u>182331,97</u>	-140941,32
F_J	155319,77	<u>187672,3</u>
F_I	<u>182331,97</u>	-140941,32

4.2.4 CÁLCULO DE PASADORES

Las diferentes piezas que componen el cargador están unidas mediante pasadores.

Los pasadores tienen las siguientes características:

$$\sigma_f = 500 \text{ Mpa}$$

$$C_{s,f} = 3$$

A= área del pasador



MEMORIA

D= diámetro del pasador

A continuación calculamos la tensión máxima admisible:

$$\tau_{\max, \text{adm}} = \sigma_f / 2 \cdot C_{s, f} = 500 / 2 \cdot 3 = 83.33 \text{ Mpa}$$

La tensión máxima será:

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

El área del pasador será:

$$A = F / 2 \cdot \tau_{\max, \text{adm}}$$

$$A = \pi \cdot D^2 / 4$$

El diámetro del pasador será:

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

PASADOR B

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador B es:

$$F_B = 29039,29 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_B = 29039,29 / 2 \cdot 83,33 = 174,24 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_B = \sqrt{4 \cdot 174,24 / \pi} = 14,89 \text{ mm}$$

PASADOR A

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador A es:

$$F_A = 32597,11 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_A = 32597,11 / 2 \cdot 83,33 = 195,59 \text{ mm}^2$$



MEMORIA

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_A = \sqrt{4 \cdot 195,59 / \pi} = 15,78 \text{ mm}$$

PASADOR D

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador D es:

$$F_D = F_{CIL2} = 35712,53 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_D = 35712,53 / 2 \cdot 83,33 = 214,28 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_D = \sqrt{4 \cdot 214,28 / \pi} = 16,51 \text{ mm}$$

PASADOR C

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador C es:

$$F_C = 14961,63 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_C = 14961,63 / 2 \cdot 83,33 = 89,77 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_C = \sqrt{4 \cdot 89,77 / \pi} = 10,69 \text{ mm}$$

PASADOR F

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador F es:

$$F_F = F_{CIL2} = 35712,53 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_F = 35712,53 / 2 \cdot 83,33 = 214,28 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_F = \sqrt{4 \cdot 214,28 / \pi} = 16,52 \text{ mm}$$

PASADOR E

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador E es:

$$F_E = 43469,68 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_E = 43469,68 / 2 \cdot 83,33 = 260,83 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_E = \sqrt{4 \cdot 260,83 / \pi} = 18,22 \text{ mm}$$

PASADOR G

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador G es:

$$F_G = 54296,7 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_G = 54296,7 / 2 \cdot 83,33 = 325,79 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_G = \sqrt{4 \cdot 325,79 / \pi} = 20,36 \text{ mm}$$

PASADOR J

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador J es:

$$F_J = 187672,3 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_J = 187672,3 / 2 \cdot 83,33 = 1126,07 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_J = \sqrt{4 \cdot 1126,07 / \pi} = 37,86 \text{ mm}$$

PASADOR I

La máxima fuerza a la que está solicitado el pasador I es:

$$F_I = 182331,97 \text{ N}$$

Calculamos el área del pasador:

$$A_I = 182331,97 / 2 \cdot 83,33 = 1094,03 \text{ mm}^2$$

Calculamos el diámetro del pasador:

$$D_I = \sqrt{4 \cdot 195,59 / \pi} = 37,32 \text{ mm}$$

4.2.5 RESUMEN DIMENSIONAMIENTO DE PASADORES

En la siguiente tabla (*Tabla 2*) se muestra un resumen del diámetro de los pasadores calculados:

Tabla 2: resumen de pasadores

PIEZA	PASADOR	DIAMETRO(mm)
ACOPLE DE HERRAMIENTAS	A	15,78
	B	14,89
BARRA	B	14,89
	D	16,51
BIELA	C	10,69
	D	16,51
PIEZA 4	E	18,22
	G	20,36
	F	16,52
BRAZO ELEVADOR	A	15,78
	C	10,69
	E	18,22
	I	37,32
	J	37,86

Para facilitar la construcción del cargador frontal agrícola unificaremos en la medida de lo posible los pasadores, eligiendo siempre el de mayor diámetro ya que cumpliremos con el coeficiente de seguridad requerido.

Unificación de pasadores:

1. Acople de herramientas, barra y biela: estas tres piezas contienen los pasadores A, B, C, D. Elegimos el pasador de mayor diámetro, por lo que el diámetro de los pasadores A, B, C, D será de 16,34mm, para elegir un diámetro comercial será de 17mm.
2. Pieza 4: contiene los pasadores E, F, G. Elegimos el pasador de mayor diámetro, por lo que el diámetro de los pasadores E, F, G, será de 20,15mm, para elegir un diámetro comercial será de 21mm.
3. Brazo elevador: contiene los pasadores A, C, E, I, J. En este ultimo elemento solo tendremos que elegir los pasadores I y J ya que los A, C y E ya los hemos seleccionado. Por lo que el diámetro de los pasadores I y J será de 37,5mm, para elegir un diámetro comercial será de 38mm.

4.2.6 RESUMEN DE PASADORES SELECCIONADOS

En la siguiente tabla (*Tabla 3*) se muestra un resumen de los pasadores seleccionados:

Tabla 3: resumen de pasadores.

PASADORES	DIÁMETRO(mm)
A, B, C, D	17
E, F, G	21
I, J	38

Elegiremos tres diámetros distintos de pasadores para que el diseño sea el exigido.

4.2.7 CÁLCULO DE OREJETAS Y ESPESORES DE PIEZAS.

En este apartado vamos a dimensionar el espesor de las piezas y las orejetas. La estructura del cargador frontal agrícola al igual que las piezas que lo componen las construiremos con acero estructural E-350. El tipo de unión seleccionado se muestra en la (Fig.31).

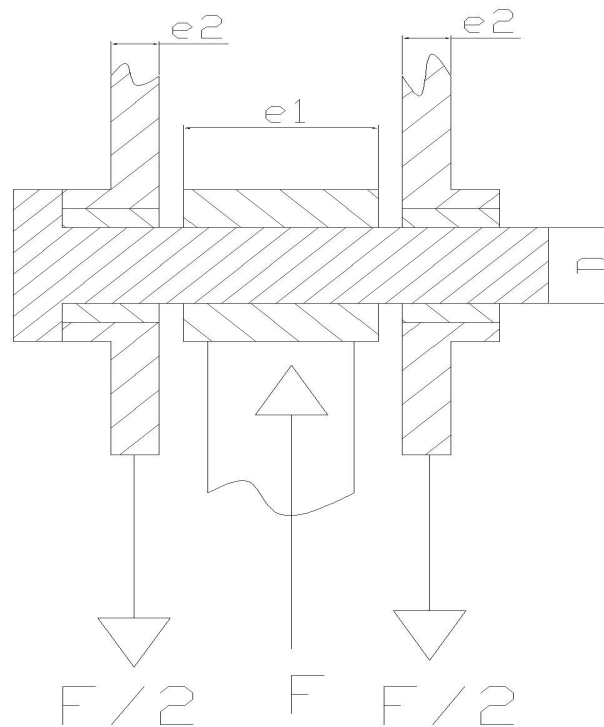


Fig.31: Detalle orejeta.

A continuación se muestra el cálculo de los espesores de las diferentes piezas.

La tensión de fluencia es $\sigma_f = 350 \text{ Mpa}$

El coeficiente de seguridad es $C_{s, f} = 3$

La tensión de aplastamiento es $\sigma_{\text{Aplastamiento}} = \sigma_f / C_{s, f}$

Calculamos la tensión de aplastamiento: $\sigma_{\text{Aplastamiento, adm}} = 350/3 = 116.66 \text{ Mpa}$

De aquí sacamos que: $\sigma_{\text{Aplastamiento}} = F/D \cdot e$

Calculamos el espesor de las dos piezas que une el pasador:

Pieza sometida a simple cortadura:

$$e_1 = F / \sigma_{\text{Aplastamiento, adm}} \cdot D$$

Pieza sometida a doble cortadura:

$$e_2 = F / 2 \cdot \sigma_{\text{Aplastamiento, adm}} \cdot D$$

PASADOR B

$$F_B = 29039,29 \text{ N}$$

$$D_B = 17 \text{ mm}$$

$$e_1 = 29039,29 / 116,66 \cdot 17 = 14,64 \text{ mm}$$

$$e_2 = 29039,29 / 2 \cdot 116,66 \cdot 17 = 7,32 \text{ mm}$$

PASADOR D

$$F_D = 35712,53 \text{ N}$$

$$D_D = 17 \text{ mm}$$

$$e_1 = 35712,53 / 116,66 \cdot 17 = 18 \text{ mm}$$

$$e_2 = 35712,53 / 2 \cdot 116,66 \cdot 17 = 9 \text{ mm}$$

PASADOR A

$$F_A = 32597,11 \text{ N}$$

$$D_A = 17 \text{ mm}$$

$$e_1 = 32597,11 / 116,66 \cdot 17 = 16,43 \text{ mm}$$



MEMORIA

$$e_2 = 32597,11 / 2 \cdot 116,66 \cdot 17 = 8,22 \text{ mm}$$

PASADOR C

$$F_C = 14961,63 \text{ N}$$

$$D_C = 17 \text{ mm}$$

$$e_1 = 14961,63 / 116,66 \cdot 17 = 7,54 \text{ mm}$$

$$e_2 = 14961,63 / 2 \cdot 116,66 \cdot 17 = 3,77 \text{ mm}$$

PASADOR F

$$F_F = 35712,53 \text{ N}$$

$$D_F = 21 \text{ mm}$$

$$e_1 = 35712,53 / 116,66 \cdot 21 = 14,57 \text{ mm}$$

$$e_2 = 35712,53 / 2 \cdot 116,66 \cdot 21 = 7,29 \text{ mm}$$

PASADOR E

$$F_E = 43469,68 \text{ N}$$

$$D_E = 21 \text{ mm}$$

$$e_1 = 43469,68 / 116,66 \cdot 21 = 17,74 \text{ mm}$$

$$e_2 = 43469,68 / 2 \cdot 116,66 \cdot 21 = 8,87 \text{ mm}$$

PASADOR G

$$F_G = 54296,7 \text{ N}$$

$$D_G = 21 \text{ mm}$$

$$e_1 = 54296,7 / 116,66 \cdot 21 = 22,16 \text{ mm}$$

$$e_2 = 54296,7 / 2 \cdot 116,66 \cdot 21 = 11,08 \text{ mm}$$

PASADOR J

$$F_J = 187672,3 \text{ N}$$

$$D_J = 38 \text{ mm}$$

$$e_1 = 187672,3 / 116,66 \cdot 38 = 42,33 \text{ mm}$$

$$e_2 = 187672,3 / 2 \cdot 116,66 \cdot 38 = 21,16 \text{ mm}$$

PASADOR I

$$F_I = 182331,97 \text{ N}$$

$$D_I = 38 \text{ mm}$$

$$e_1 = 182331,97 / 116,66 \cdot 38 = 41,12 \text{ mm}$$

$$e_2 = 182331,97 / 2 \cdot 116,66 \cdot 38 = 20,56 \text{ mm}$$

4.2.8 RESUMEN ESPESORES DE PIEZAS

En la siguiente tabla (*Tabla 4*) se muestra un resumen de los espesores de todas las piezas que componen el mecanismo.

Tabla 4: resumen espesores de las piezas.

PIEZAS	PASADORES	ESPESORES(mm)
ACOPLE DE HERRAMIENTAS	A	8,22
	B	7,32
BARRA	B	14,64
	D	18
BIELA	D	9
	C	3,77
PIEZA 4	E	8,87
	F	7,29
	G	11,08
BARRA LARGA	G	22,16
BRAZO ELEVADOR	A	16,43

	C	7,54
	E	17,74
	I	20,56
	J	42,33
ENGANCHE	J	21,16
	G	11,08
	I	20,56

4.2.9 RESUMEN ESPESORES DE PIEZAS SELECCIONADOS

Para facilitar la construcción del cargador frontal agrícola unificaremos en la medida de lo posible los espesores de las piezas según los cálculos anteriores, eligiendo siempre en la misma pieza el de mayor espesor ya que cumpliremos con el coeficiente de seguridad requerido.

En la siguiente tabla (*Tabla 5*) se muestran los espesores seleccionados:

Tabla 5: espesores de piezas seleccionados.

PIEZAS	PASADORES	ESPESORES(mm)
ACOPLE DE HERRAMIENTAS	A	9
	B	9
BARRA	B	9
	D	9
BIELA	D	9
	C	9
PIEZA 4	E	11
	F	11
	G	11
BARRA LARGA	G	22
BRAZO ELEVADOR	A	18
	C	8
	E	18
	I	21
	J	42
ENGANCHE	J	21
	G	21
	I	21

4.2.10 CÁLCULO DE LOS CILINDROS

Los cilindros hidráulicos del cargador frontal agrícola trabajan con la misma presión y caudal de aceite determinado por el tractor agrícola en el cual esta montado.

Los tractores agrícolas trabajan con una presión y caudal de aceite variable según sus requerimientos. En este caso el tractor agrícola requerido deberá poseer una bomba hidráulica que trabaje a 190 bares con un caudal de 60l/min.

CILINDRO PRINCIPAL

El cilindro principal es el encargado de proporcionar el movimiento de elevación a los brazos principales los cuales son los encargados de elevar la carga.

En primer lugar vamos a analizar las dos posiciones extremas para conocer la carrera del cilindro.

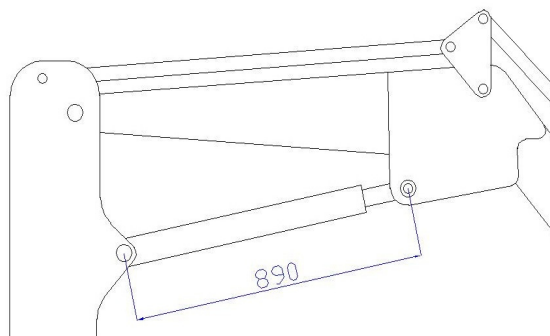


Fig.32: Longitud del cilindro principal en posición 1

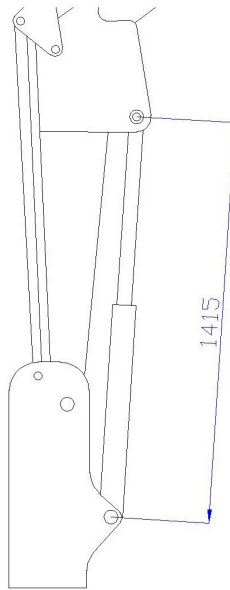


Fig.33: Longitud del cilindro principal en posición 2.

Carrera cilindros principales: $1415 - 890 = 525 \text{ mm}$

A continuación se dimensionaran los cilindros principales:

Fuerza de avance: $F_a \text{ [N]} = [P[\text{bar}] \cdot (\pi \cdot D^2)/4[\text{mm}]] / 9,81$

Fuerza de retroceso: $F_r \text{ [N]} = [P[\text{bar}] \cdot (\pi \cdot D^2 - d^2)/4[\text{mm}]] / 9,81$

Fuerza máxima del cilindro a compresión:

$$F_{\text{cil1, pos1}} = 182331,97 \text{ N}$$

Fuerza máxima del cilindro a tracción:

$$F_{\text{cil1, pos2}} = -140941,32 \text{ N}$$

Fuerza de avance:

La calculamos con la fuerza máxima a compresión, ya que es la que se opondrá al avance del cilindro:

$$182331,97 = [150 \cdot (\pi \cdot D^2)/4] / 9,81 \quad D = 123,21 \text{ mm}$$

Fuerza de retroceso:

La calculamos con la fuerza máxima a compresión, ya que impedirá el retroceso del cilindro:

$$140941,32 = [150 \cdot (\pi \cdot 125^2 - d^2) / 4] / 9,81 \quad d = 64,32 \text{ mm}$$

Dimensionamiento del vástago:

Para calcular el vástago del cilindro principal, primero tenemos que conocer la longitud efectiva de este, que depende del tipo de apoyo del cilindro y de la longitud de vástago.

$$L_e = \beta \cdot L$$

$\beta = 2$ Unión con vástago articulado y guiado con cilindro fijado mediante articulación en la parte posterior.

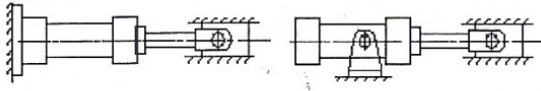
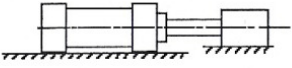
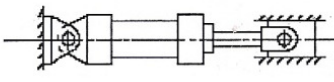
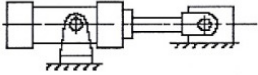
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Articulado y rígidamente guiado		1.5
Apoyado, pero no rígidamente guiado		2.0
Articulado y rígidamente guiado		2.0
Articulado y apoyado, pero no rígidamente guiado		3.0

Fig. 34: Selección condiciones de apoyo.

$L = 525 \text{ mm}$ longitud del vástago

$$L_e = 2 \cdot 525 = 1050 \text{ mm}$$

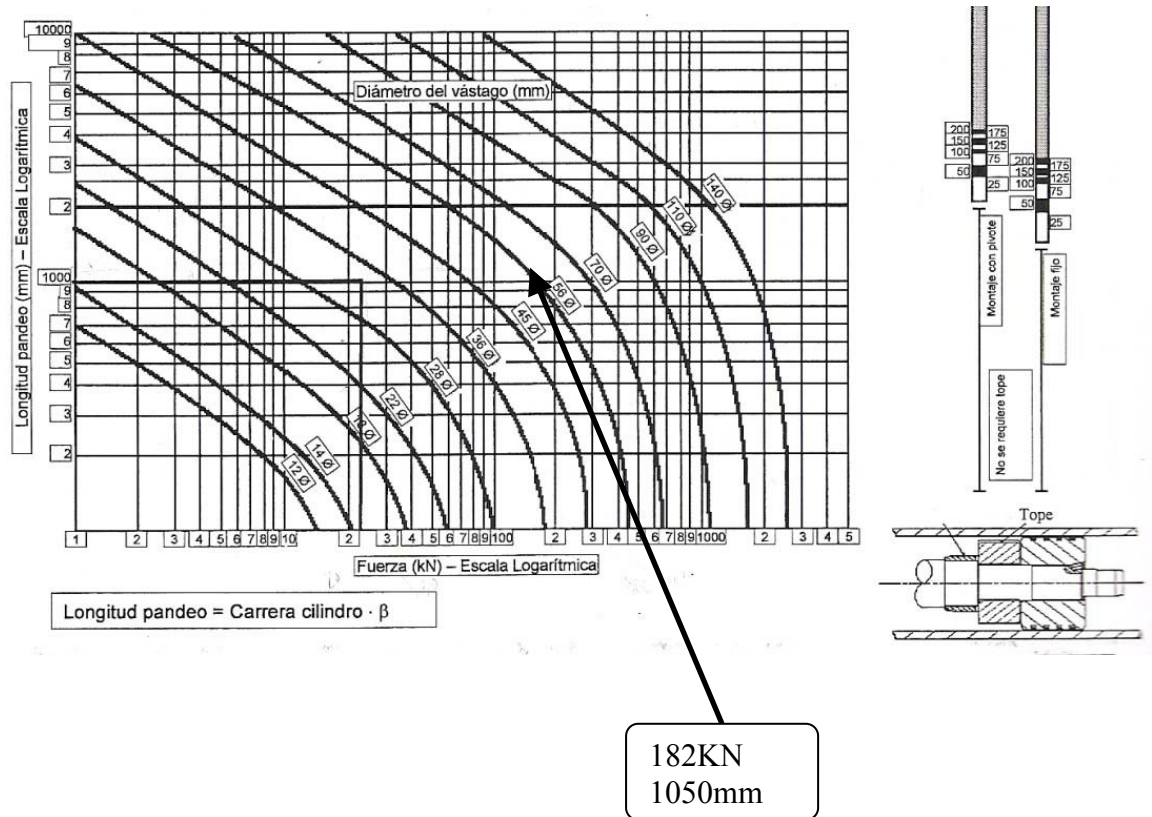
Diámetro del vástago a compresión:

Para calcular el diámetro del vástago a pandeo, utilizamos la fuerza de compresión

$$F_a = 182331,97 \text{ N}$$

Entraremos en la tabla (Tabla 6) con 183 kN y $L_e = 1050 \text{ mm}$

Tabla 6: tabla para la selección del diámetro del vástago.



Obtenemos un diámetro del vástago de:

$$D_v = 56\text{mm}$$

A continuación comprobamos el diámetro del vástago a tracción para saber si cumple con los requisitos:

Diámetro del vástago a tracción

Para dimensionar el vástago a tracción, utilizamos la fuerza máxima de tracción a la que esta sometido:

$$F_r = 137996,26$$

La tensión de fluencia será: $\sigma_f = F_r / A_v < \sigma_{adm}$

La tensión máxima admisible es: $\sigma_{adm} = \sigma / 3 = 350 / 3 = 116,66 \text{ Mpa}$

Igualamos a expresión: $116,66 = 137996,26 / A_v$

El área del vástago será: $A_v = 1182,9\text{mm}^2$

El diámetro del vástago será: $D_v = 38,8\text{mm}$

$$D_v = 38,8\text{mm} < 56\text{mm}$$

Por lo tanto, elegiremos el vástago de $D_v = 56\text{mm}$ ya que nos cumple tanto a tracción como a compresión.

CILINDRO SECUNDARIO

Es el encargado de dotar de movimiento al acople de herramientas, con este movimiento se posiciona la herramienta en el ángulo adecuado para realizar el trabajo o movimiento de la carga requerido.

Para calcular la carrera del cilindro secundario, calcularemos la diferencia entre las dos posiciones extremas:

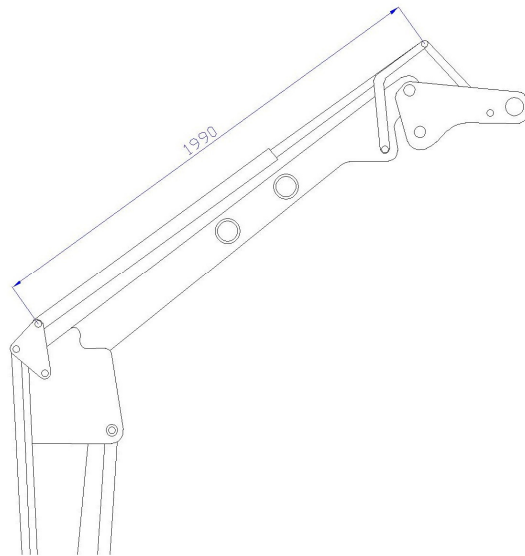
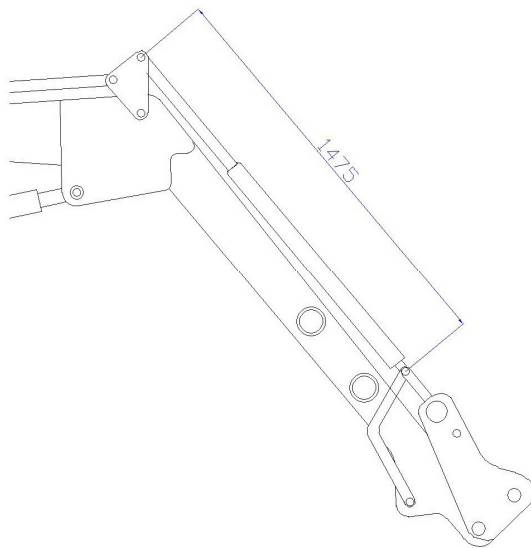


Fig.35: posición extrema 1 del cilindro secundario Fig.36: posición extrema 2 del cilindro secundario

$$\text{Carrera cilindros secundarios: } 1990 - 1475 = 515\text{mm}$$

A continuación se dimensionaran los cilindros secundarios:

Para dimensionar los cilindros secundarios utilizaremos la máxima fuerza que debe realizar dichos cilindros

$$F_{\text{cil2, máx.}} = 35712,53\text{N}$$

En este caso utilizaremos la misma fuerza tanto para el avance como para el retroceso.

Fuerza de avance:

$$35712,53 = [150 \cdot (\pi \cdot D^2)/4]/9,81 \quad D=53,95\text{mm}$$

Fuerza de retroceso:

$$35712,53 = [150 \cdot (\pi \cdot 54^2 - d^2)/4]/9,81 \quad d=2,25\text{mm}$$

Dimensionamiento del vástago:

Para dimensionar el vástago tenemos que calcular la longitud efectiva que depende del apoyo del cilindro y de la longitud del vástago:

$$L_e = \beta \cdot L$$

$\beta = 2$ unión con vástago articulado y guiado con cilindro fijado mediante articulación en la parte posterior.

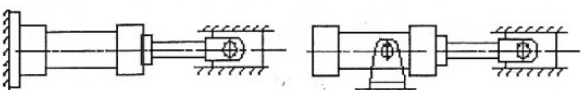
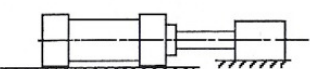
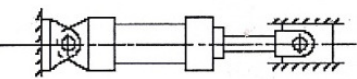
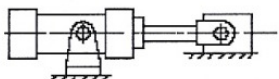
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo (β)
Articulado y rigidamente guiado		1.5
Apoyado, pero no rigidamente guiado		2.0
Articulado y rigidamente guiado		2.0
Articulado y apoyado, pero no rigidamente guiado		3.0

Fig. 37: Selección condiciones de apoyo.

$L=515\text{mm}$ longitud del vástago

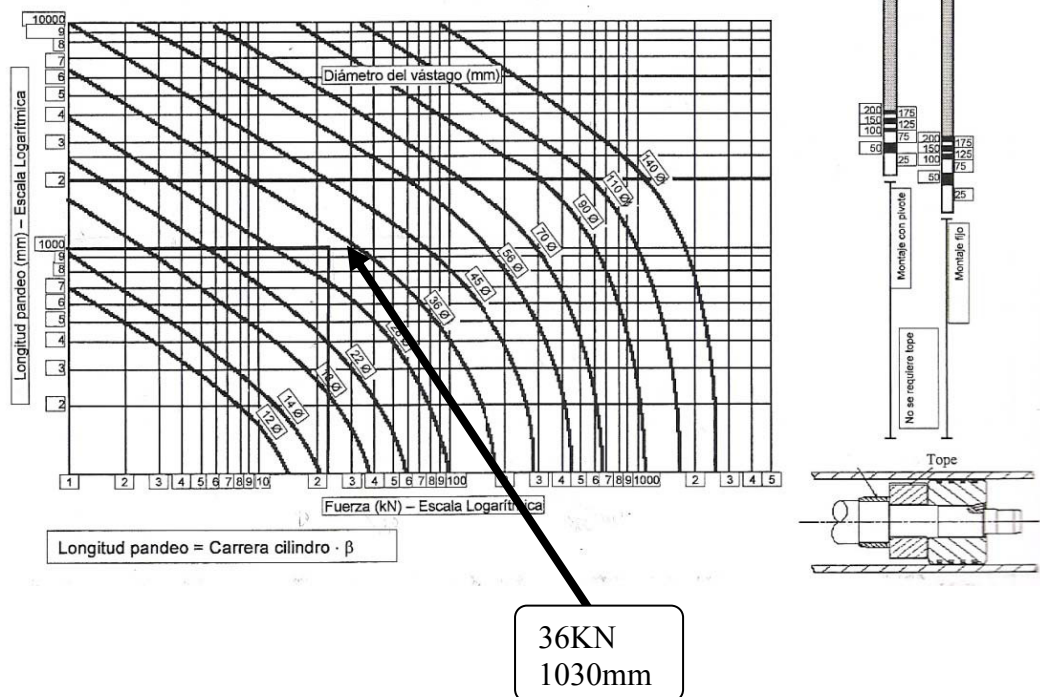
$$L_e = 2 \cdot 515 = 1030\text{mm}$$

Diámetro del vástago a compresión

$$F_a = 35712,53 \text{ N}$$

Para conocer el diámetro del vástago, entraremos en la tabla (*Tabla 7*) con una fuerza de 36kN y una longitud efectiva de 1030mm

Tabla 7: tabla para la selección del diámetro del vástago.



Obtenemos que el diámetro de vástago es $D_v = 36 \text{ mm}$

Diámetro del vástago a tracción:

Para calcular el diámetro a tracción, utilizamos: $F_r = 35712,53 \text{ N}$

La tensión de fluencia es $\sigma_f = F_r / A_v < \sigma_{adm}$

La tensión máxima admisible es $\sigma_{adm} = \sigma / 3 = 350 / 3 = 116,66 \text{ Mpa}$

Igualamos a expresión: $116,66 = 34957,61 / A_v$

Obtenemos que el área del vástago es $A_v = 299,65 \text{ mm}^2$

Y el diámetro del vástago es $D_v = 19,53 \text{ mm} < 36 \text{ mm}$

Elegiremos el vástago de $D_v = 36 \text{ mm}$ ya que cumple tanto a pandeo como a tracción.

5 SIMULACIÓN DEL CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA

5.1 ASPECTOS GENERALES DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS

5.1.1 INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS

SolidWorks es un software de diseño asistido por ordenador para la automatización de modelado mecánico. Es un modelador de sólidos paramétrico.

El programa permite modelar piezas y conjuntos con rapidez y experimentar con operaciones para crear modelos detallados. Permite extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción de dichos modelos. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en plasmar una idea en el sistema CAD.

Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera automatizada.

SolidWorks emplea un procedimiento de diseño en 3D. Al diseñar una pieza, desde el croquis inicial hasta el resultado final, está creando un modelo en 3D. A partir de este modelo, puede crear dibujos en 2D o componentes de relaciones de posición que consten de piezas o subensamblajes para crear ensamblajes en 3D. También puede crear dibujos en 2D a partir de los ensamblajes en 3D.

Cuando se diseñe un modelo con SolidWorks, puede visualizarse en tres dimensiones para ver su aspecto una vez fabricado.

Por otro lado SolidWorks dispone de multitud de herramientas de dibujo, diseño, ensamblaje, análisis, simulación, productividad, gestión de proyectos y presentación.

5.1.2 SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION

Para realizar el análisis haremos una simulación de cada una de las piezas de manera independiente en posición más desfavorable para cada una.

Para ello haremos uso de la herramienta SolidWorks Simulation basada en el análisis mediante MEF (Método de los Elementos Finitos) que lleva incorporado el programa SolidWorks.

El MEF es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o cálculo de desplazamientos. El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a estudiar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados “Elementos”. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.

Los programas basados en MEF 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 Y, X y Z en función de la carga, las restricciones de movimiento y las propiedades mecánicas del material empleado.

El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones y las tensiones resultantes.

Finalmente, representa el modelo tridimensional con una gama de colores que indican las tensiones y deformaciones sufridas bajo las condiciones de contorno definidas (restricciones, material y cargas).

Para realizar los cálculos se suponen las siguientes hipótesis de trabajo:

Estudio estático

El modelo ensayado debe soportar las cargas aplicadas de forma lenta y gradual hasta alcanzar la magnitud máxima 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 o impacto.

Permite simular los desplazamientos, las fuerzas de reacción, las tensiones y las deformaciones unitarias que se producen en el modelo tridimensional bajo unas condiciones de contorno definidas previamente.

También permite evaluar el factor de seguridad del modelo en función de las diferentes teorías de fallo.

Modelo lineal

La respuesta del modelo es proporcional a la carga aplicada. El incremento de la carga incrementa los desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones de forma proporcional.

Cuando las tensiones aplicadas son bajas las deformaciones son proporcionales a dicha tensión según el Modulo de elasticidad o Modulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo.

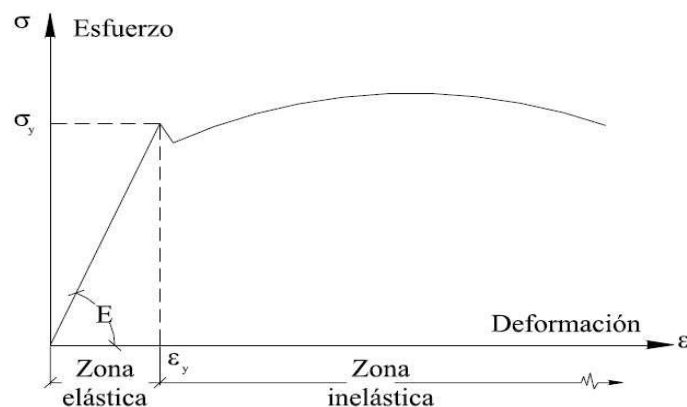


Fig. 38: Modelo lineal.

Modelo elástico

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.

5.2 MODELADO EN 3D

Para realizar el análisis del cargador frontal agrícola hemos seguido los siguientes pasos:

Realizamos los croquis y diseños de las diferentes piezas con los datos obtenidos del cálculo analítico, para poder construir las piezas tal y como son en la realidad.

1. Acople de herramientas

Es la primera pieza a construir, es en la cual se acoplan las distintas herramientas.

Esta construida por acero E-350, tiene un espesor de 9mm, y dos tubos que unen las dos partes para darle la rigidez necesaria.

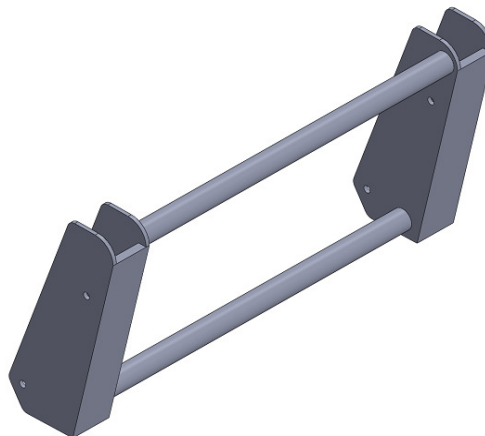


Fig. 39: Acople de herramientas

2. Barra

Forma parte del cuadrilátero paralelo, une el acople de herramientas con la biela y el cilindro secundario, esta fabricada en acero E-350 y tiene un espesor de 9mm.

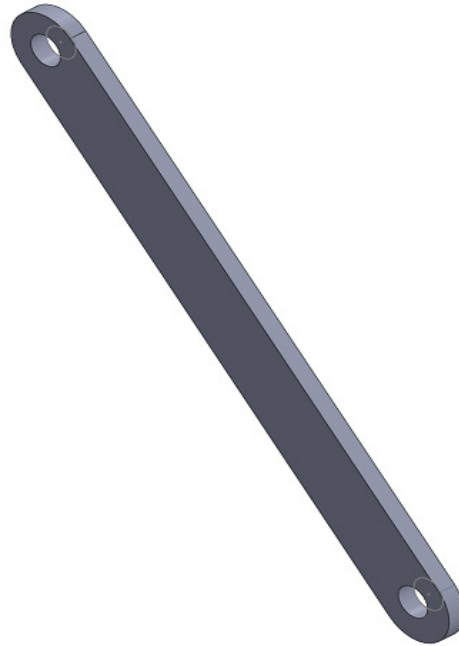


Fig. 40: Barra.

3. Biela

Es la encargada de mantener el paralelismo entre el cilindro secundario y el brazo elevador, une el brazo elevador, la barra y el cilindro secundario, esta fabricada en E-350 y tiene un espesor de 9mm.



Fig. 41: Biela

4. Barra larga

Es la última parte del cuadrilátero paralelo, es paralela al brazo elevador y une todo el conjunto con el enganche, esta fabricada en E-350 y tiene un espesor de 22mm.

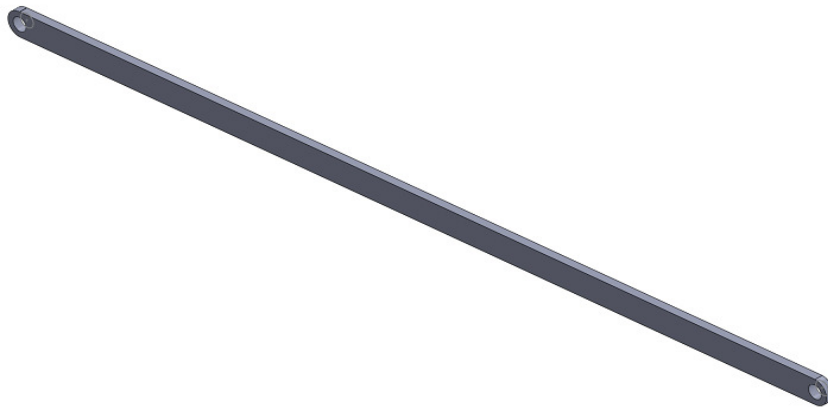


Fig. 42: Barra larga.

5. Pieza 4

Es la unión de las dos partes del cuadrilátero paralelo, y a su vez esta unida al brazo elevador, esta construida en E-350 y tiene un espesor de 11mm.

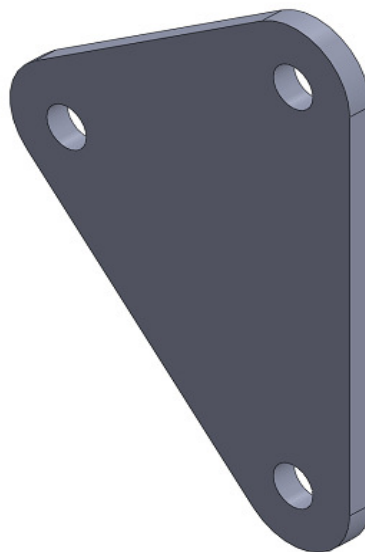


Fig. 43: Pieza 4

6. Enganche

Es la unión del todo el mecanismo, además es el acople del mecanismo al subchasis del tractor agrícola, esta fabricada en acero E-350 y tiene un espesor de 21mm.

Esta formada por dos orejetas unidas entre si para sea una pieza rígida.

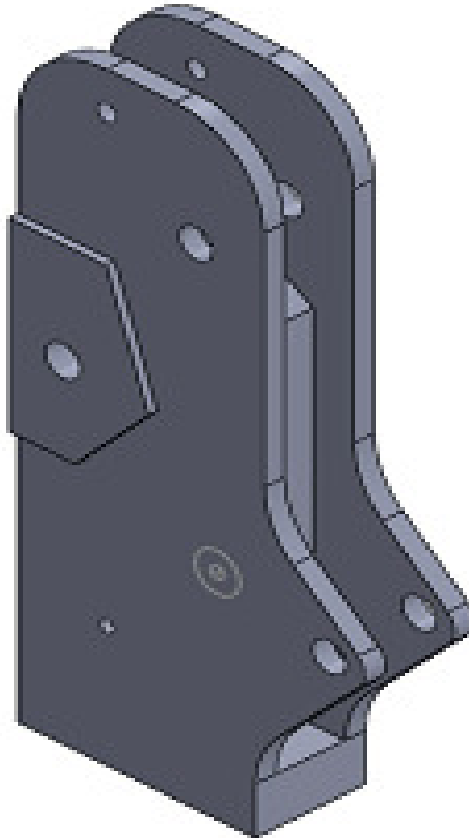


Fig. 44: Enganche

7. Brazo elevador

Es el elemento fundamental, es el encargado de elevar y descender las cargas o herramientas, esta construida en E-350.

Consta del ensamblaje de tres piezas, el brazo principal y las dos orejetas donde se ancla el cilindro principal. Une todos los elementos con el enganche.



Fig. 45: Brazo elevador.

Una vez contruidos los elementos realizamos el ensamblaje del mecanismo para definir si es correcto.

5.2.1 ENSAMBLAJE

Procedemos al ensamblaje de todos los elementos en las posiciones correspondientes para crear el mecanismo en las dos posiciones extremas estudiadas.

CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA EN LA POSICIÓN 1

En la figura (*Fig. 46*) se muestra el mecanismo ensamblado en la posición desfavorable 1, es el momento en que se encuentra en la posición extrema inferior.



Fig. 46: Ensamblaje posición 1

CARGADOR FRONTAL AGRÍCOLA EN LA POSICIÓN 2

En la figura (*Fig. 47*) se muestra el mecanismo ensamblado en la posición desfavorable 2, es en el momento en que se encuentra a la altura máxima.



Fig. 47: Ensamblaje posición 2

5.3 PREPROCESO DE SIMULACIÓN

A continuación se muestran y describen los pasos para poder llevar a cabo la simulación de los elementos.

1. **Material:** hay que definir el material de cada uno de los elementos que forman el mecanismo. SolidWorks tiene una amplia biblioteca de materiales de la cual se puede elegir el material definido si lo deseamos, pero también existe la posibilidad de crear nuestra propia biblioteca de materiales. Nosotros hemos decidido crear nuestros materiales comerciales E-350 y E-500 introduciendo las características de los mismos.

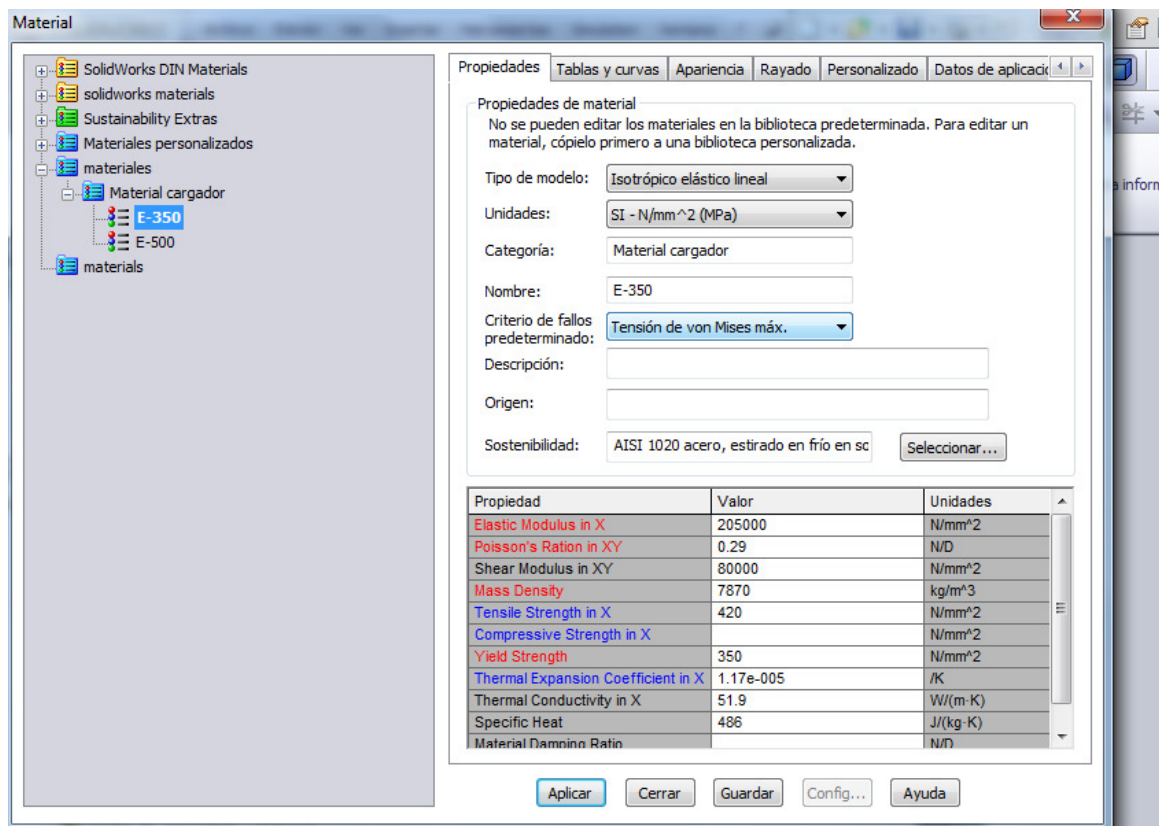


Fig. 48: Selección del material.

2. Conectores: tenemos que definir la forma en la que se unen las diferentes piezas entre si, en el ensamblaje del cargador frontal, las piezas van unidas entre si con pasadores. Como vamos a realizar un análisis pieza por pieza de forma individual, esto solo lo tendremos que hacer en el caso del brazo elevador, ya que esta pieza si que es un subensamblaje.

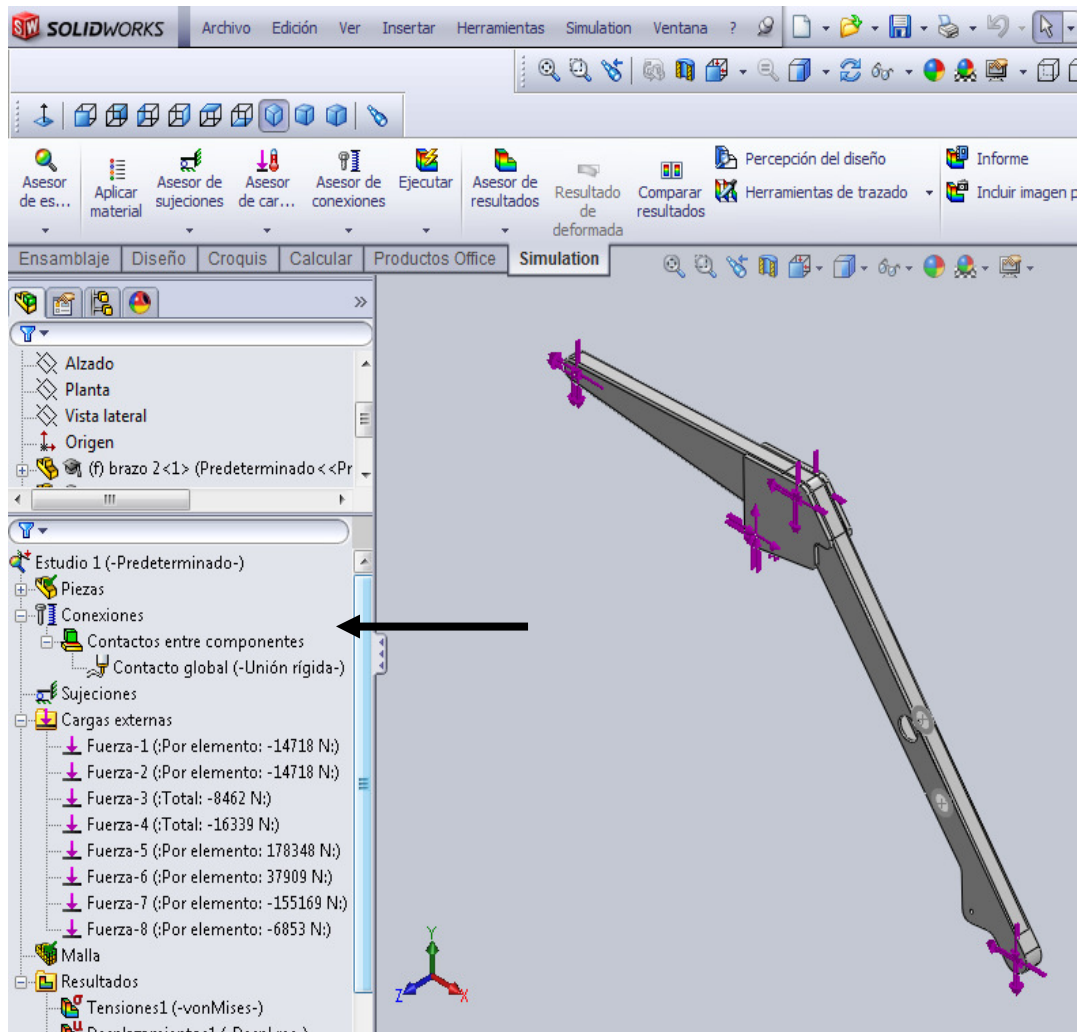


Fig. 49: Selección de contactos.

3. Sujeciones: en los elementos brazo elevador enganche y acople de herramientas colocaremos dos sujeciones fijas para que se aproxime a la realidad en la medida de lo posible.

En el resto de elementos utilizaremos la propiedad de desahogo inercial y los calculara las piezas sin necesidad de colocar sujeciones.

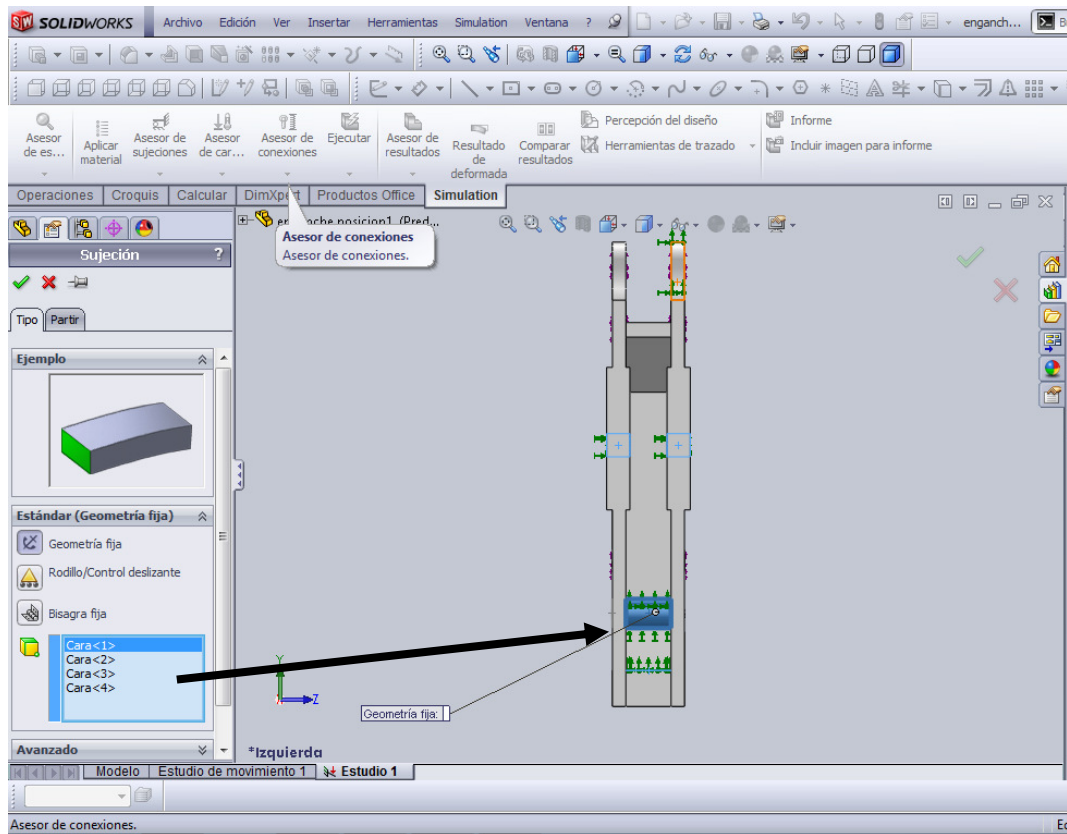


Fig. 50: Selección de sujeciones.

4. Cargas externas: elegiremos las mayores cargas calculadas anteriormente, para que sea la situación mas desfavorable para cada una de a piezas.

En esa posición se definirán las fuerzas descompuestas en los ejes x e y, y seleccionaremos la dirección y magnitud de cada una de las fuerzas a las que esta sometido dicho elemento.

Dichas fuerzas tendrán que ser aplicadas en la superficie respectiva.

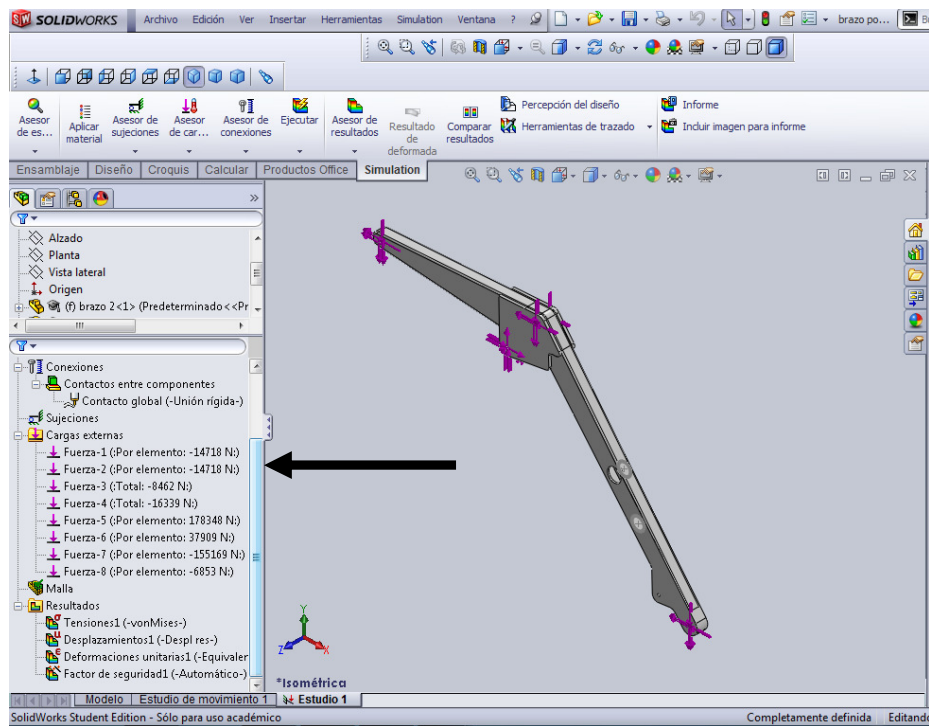


Fig. 51: Aplicación de fuerzas.

5. Malla: hay que crear la malla en los elementos, para poder analizarlos a continuación por MEF. Utilizares un mallado fino para obtener unos resultados mas exactos que si utilizamos un mallado mas grueso.

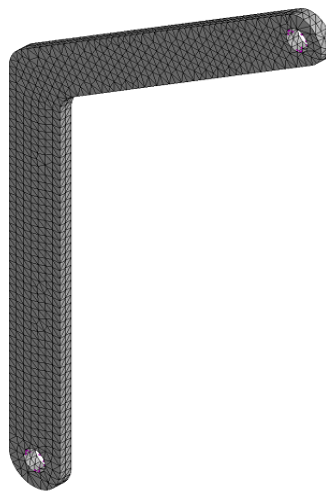


Fig. 52: Mallado.

5.4 POSTPROCESO. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS

A continuación se muestran el análisis de elementos en la situación más desfavorable para cada uno, en el análisis se muestran los resultados de tensiones desplazamientos y factor de seguridad individualmente.

Para realizar la simulación se han utilizado las sujeciones en las piezas que correspondía. Por otro lado, en aquellas piezas que no podían simularse correctamente se ha utilizado la propiedad de desahogo inercial.

5.4.1 ACOUPLE DE HERRAMIENTAS

Aplicaremos las fuerzas externas en las rotulas correspondientes, y dos sujeciones fijas en las dos barras en las cuales ira acoplada la herramienta suponiendo la carga máxima que debe soportar. Esta construida en E-350

Tensión de Von Mises

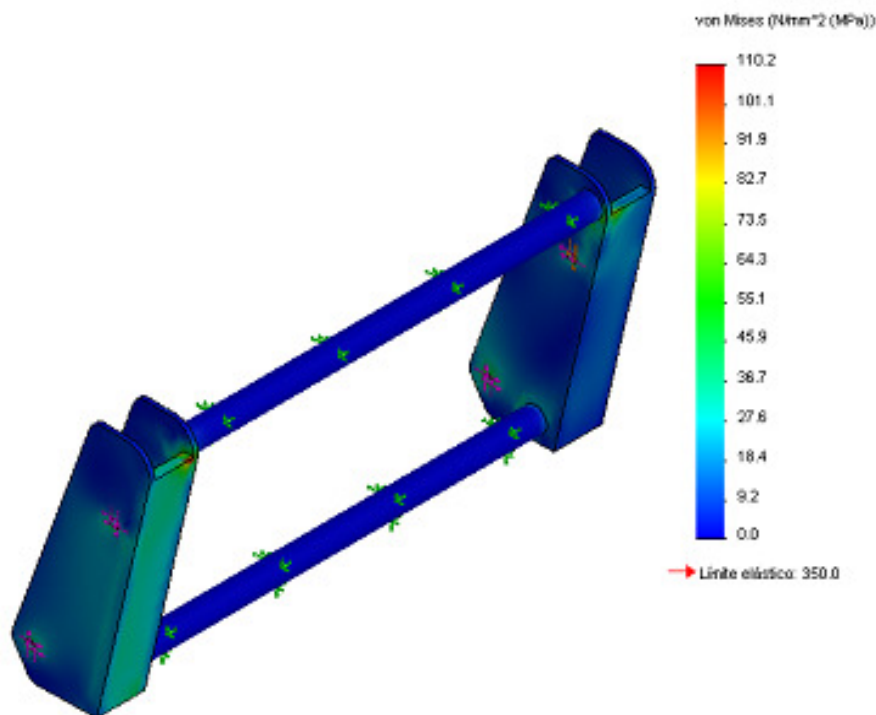


Fig. 53: Tensión de Von Mises

Se muestra la distribución de tensiones de Von Mises, las que se encuentran sometidos los ensamblajes, siendo las áreas de color rojizo aquellas que soportan mayores tensiones. De lo contrario las partes con tonos azules representan aquellas zonas o áreas que soportan menores tensiones.

En esta pieza observamos que la tensión máxima es de 110.2 Mpa. Por lo tanto la pieza tiene un diseño correcto, dado que aplicando un coeficiente de seguridad de 3, y un material $\sigma = 350$ Mpa, la tensión máxima no debería de ser superior a de 116 Mpa.

Desplazamientos

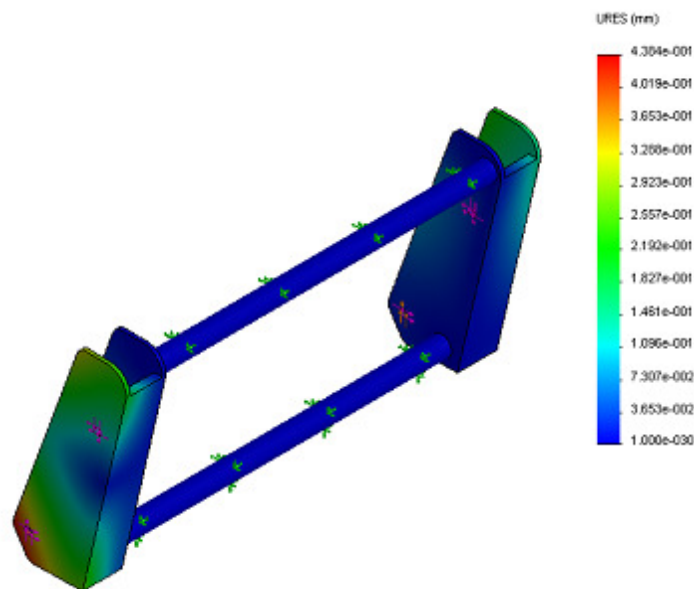


Fig. 54: Desplazamientos.

Los mayores desplazamientos aparecen en la zona en la cual la fuerza externa que aplicamos es mayor, puesto que esa rótula es la encargada de soportar la mayor parte de la carga, ya que es la que une esta pieza con el brazo elevador.

Factor de seguridad

El análisis del factor de seguridad es correcto, tiene un factor de seguridad de 3,17. a continuación se muestra el análisis con factor de seguridad de 5 para ver las zonas mas desfavorables y las zonas sobredimensionadas. Las zonas en color rojizo nos indicara que esta por debajo de 5.

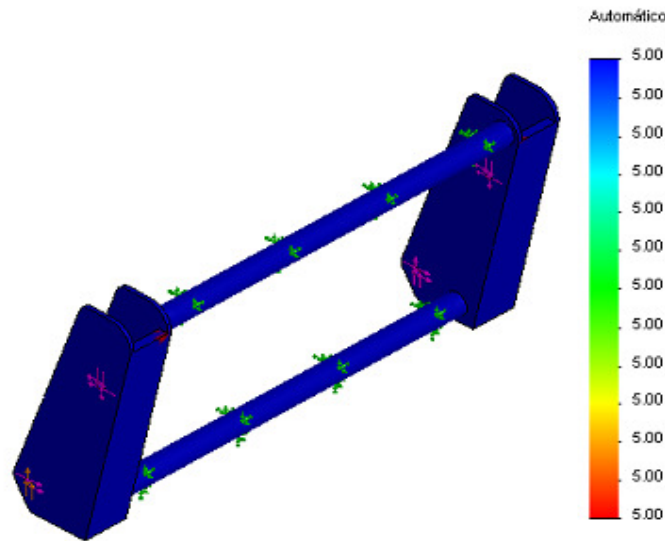


Fig. 55: Factor de seguridad.

5.4.2 BARRA

Aplicamos las fuerzas externas en las rotulas, aplicamos la propiedad de desahogo inercial y seleccionamos el material E-350. Obtenemos los siguientes resultados:

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 91,3 Mpa, aparece en la zona de unión con el resto de elementos, rotulas donde aplicamos la carga.

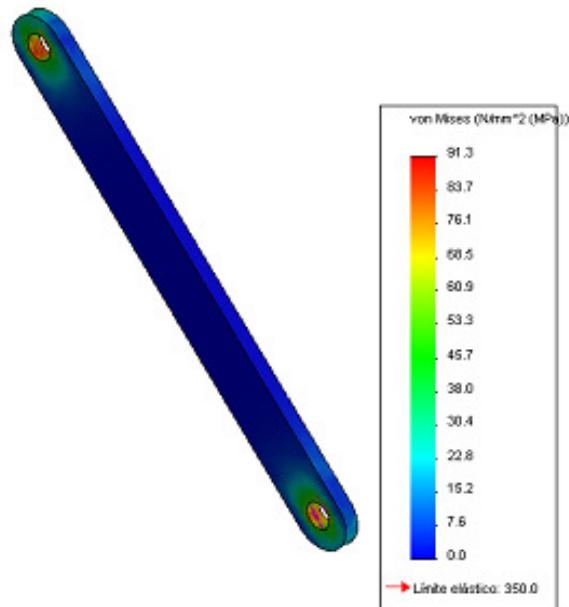


Fig. 56: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

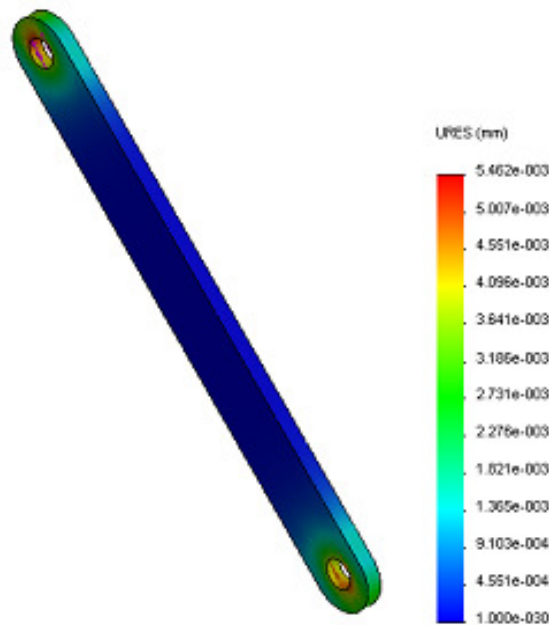


Fig. 57: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,83 por lo que es correcto. Para conocer las zonas desfavorables hemos realizado el análisis con factor de seguridad de 5. Aparecen zonas en color rojizo que nos indicara que son las zonas más desfavorables debido al concentrador de tensiones.

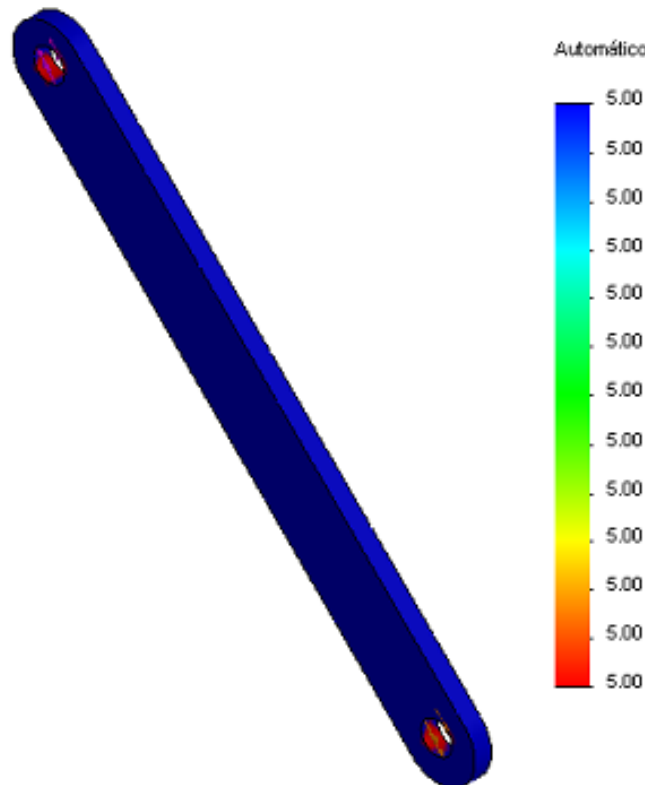


Fig. 58: Factor de seguridad.

5.4.3 BARRA LARGA

Es la última pieza del cuadrilátero paralelo, es la encargada de mantener el ángulo constante de la herramienta respecto a la horizontal a medida que varía la altura de la misma. Es paralela al brazo elevador. Aplicamos la propiedad de desahogo inercial.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 110 Mpa, por lo tanto es correcta, la tensión máxima se da en la zona donde se concentran las tensiones de la rótula.

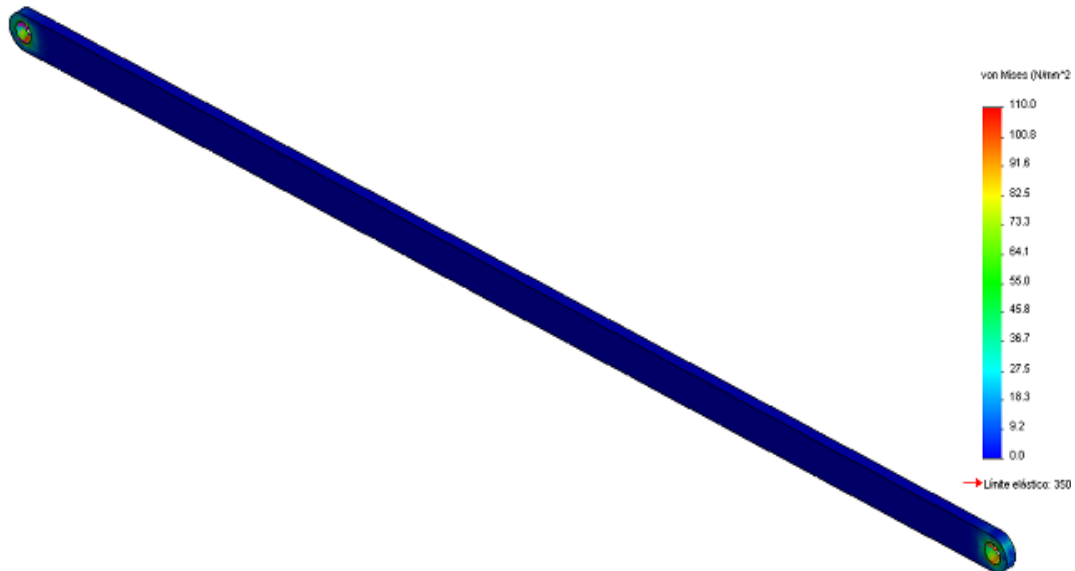


Fig. 59: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

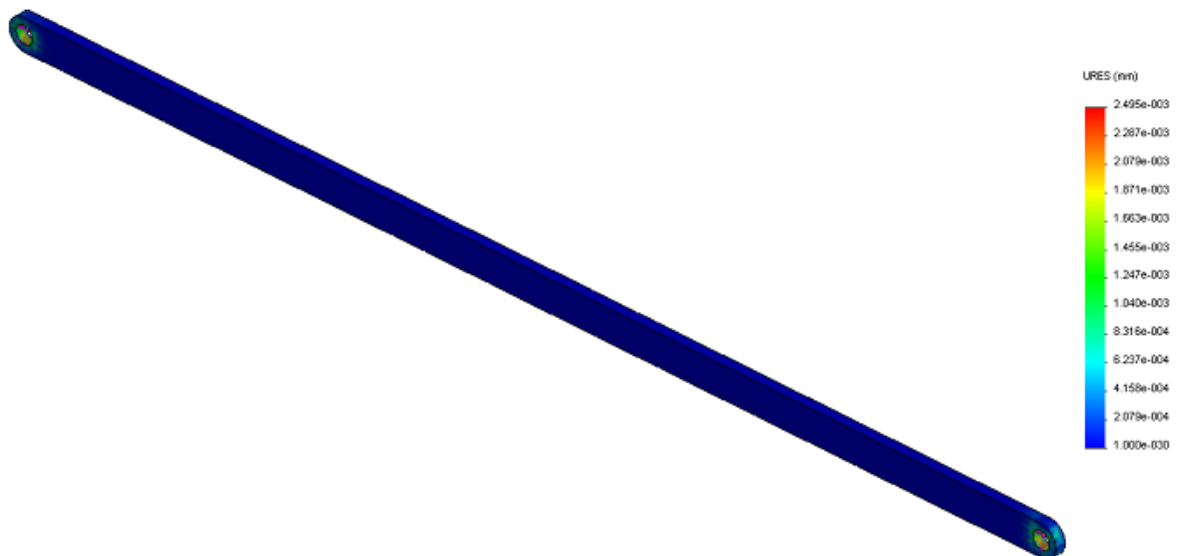


Fig. 60: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,18 es correcto, a continuación realizamos el análisis con factor de seguridad de 5, para conocer las zonas mas desfavorables. Las zonas rojizas indican que el factor de seguridad esta por debajo de 5, por lo que son las mas solicitadas, en este caso esas zonas son las de los concentradores de tensiones.

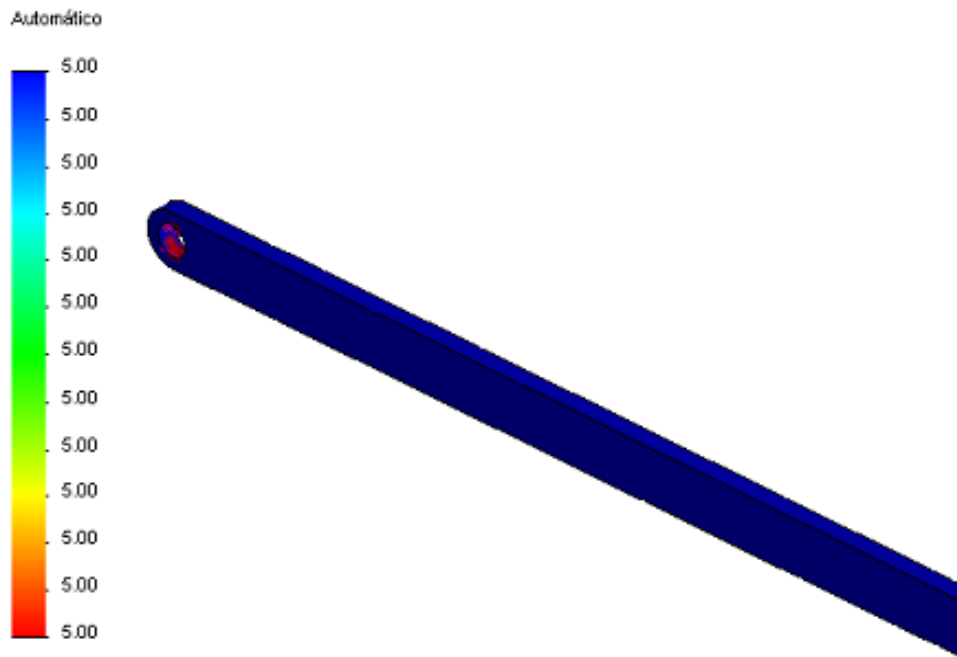


Fig. 61: Factor de seguridad.

5.4.4 PIEZA 4

Es la encargada de unir el cuadrilátero paralelo, con el brazo elevador.

Esta construida en E-350, para su análisis aplicamos la propiedad de desahogo inercial.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 94,2 Mpa, aparece en la zona de las rotulas en concreto el a unión de esta pieza con la barra larga. La pieza tiene un diseño correcto.

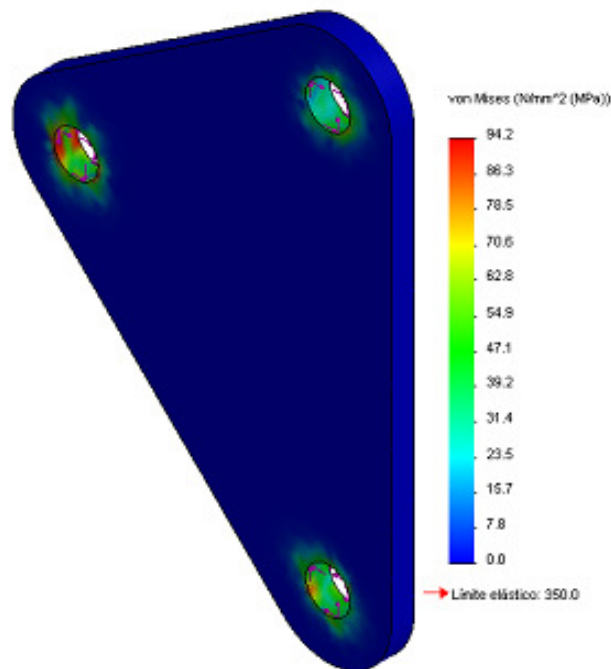


Fig. 62: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

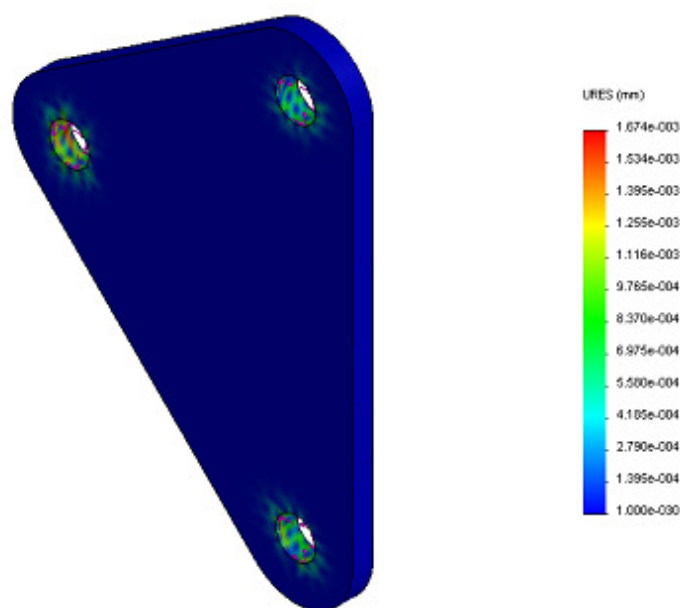


Fig. 63: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,71. Realizamos en análisis con factor de seguridad de 5 para saber qué zonas son las más desfavorables. La zona desfavorable aparece en pasador que une la pieza 4 con la segunda parte del cuadrilátero paralelo.

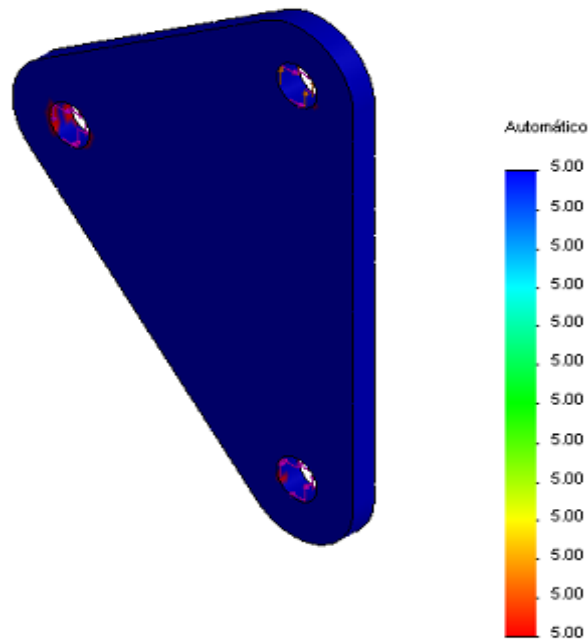


Fig. 64: Factor de seguridad.

5.4.5 BRAZO POSICIÓN 1

Es el encargado de formar el chasis principal del mecanismo, encargado de cumplir la función de elevar y soportar las cargas y/o manipular las herramientas, de forma correcta.

Al definir las sujeciones, aplicamos dos sujeciones fijas, una en la parte donde se une con el enganche y otra en las orejetas donde va unido al cilindro principal. Su material de construcción es E-350, las cargas externas que aplicamos, son las que recibe del acople de herramientas, biela y pieza 4.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 115,3Mpa, aparece en las orejetas de unión entre el brazo elevador y el cilindro principal y en la zona donde van situados los dos tubos que unen ambos brazos para dar la rigidez necesaria al chasis principal del cargador frontal.

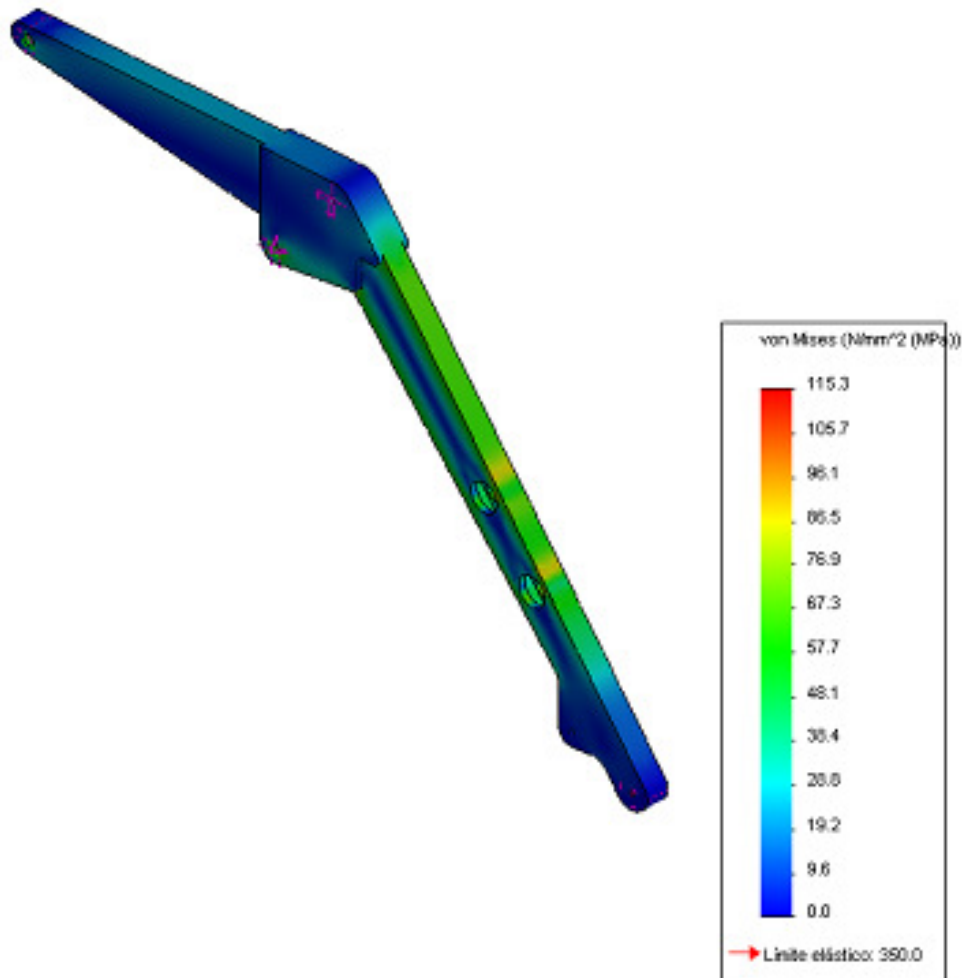


Fig. 65: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

Los desplazamientos máximos se dan en el extremo del brazo, en el lugar donde se une el acople de herramientas, donde se aplica la carga máxima que debe soportar el mecanismo. Estos desplazamientos son de 6,31 mm.

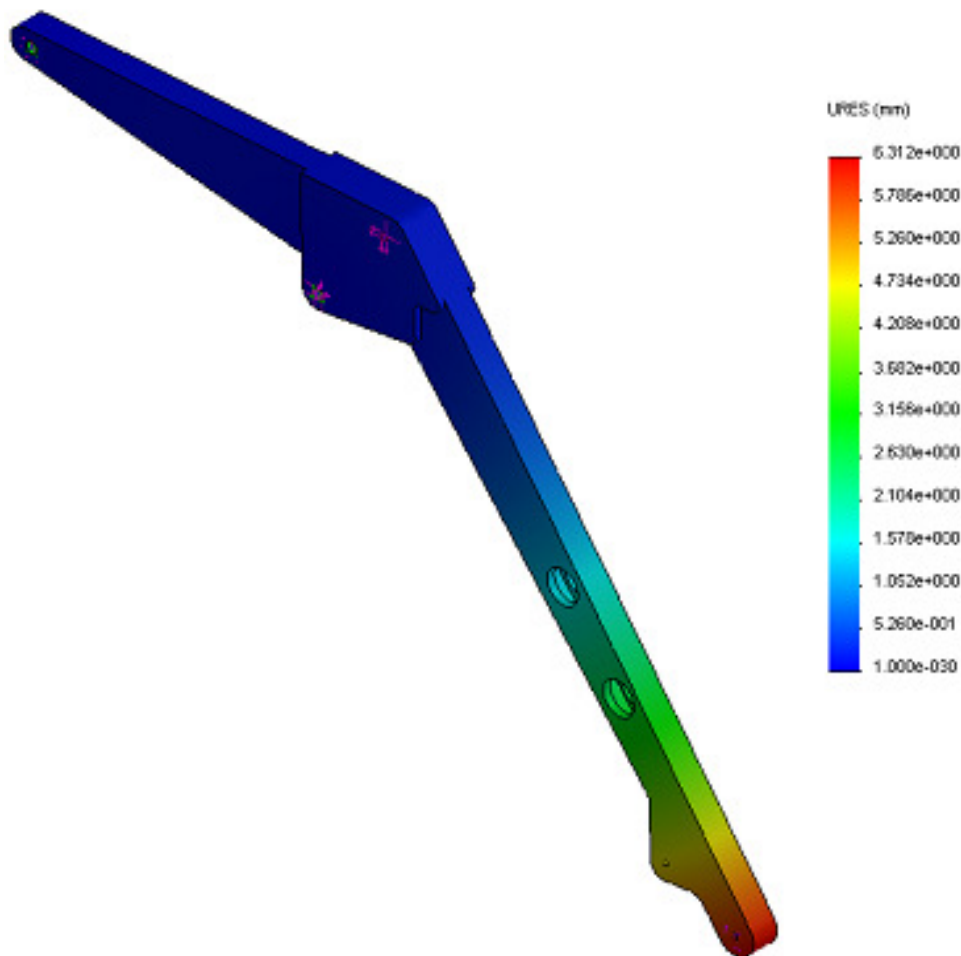


Fig. 66: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,03 por lo que es correcto. A continuación realizamos el análisis con factor de seguridad de 5, para conocer las zonas mas solicitadas.

Se muestra una vista general del análisis con factor de seguridad de 5, para apreciar las zonas desfavorables, en esta vista se ven fácilmente las zonas rojizas del brazo.

En la segunda imagen, se muestra en detalle las zonas desfavorables del brazo y de las orejetas de unión de este un el cilindro principal.

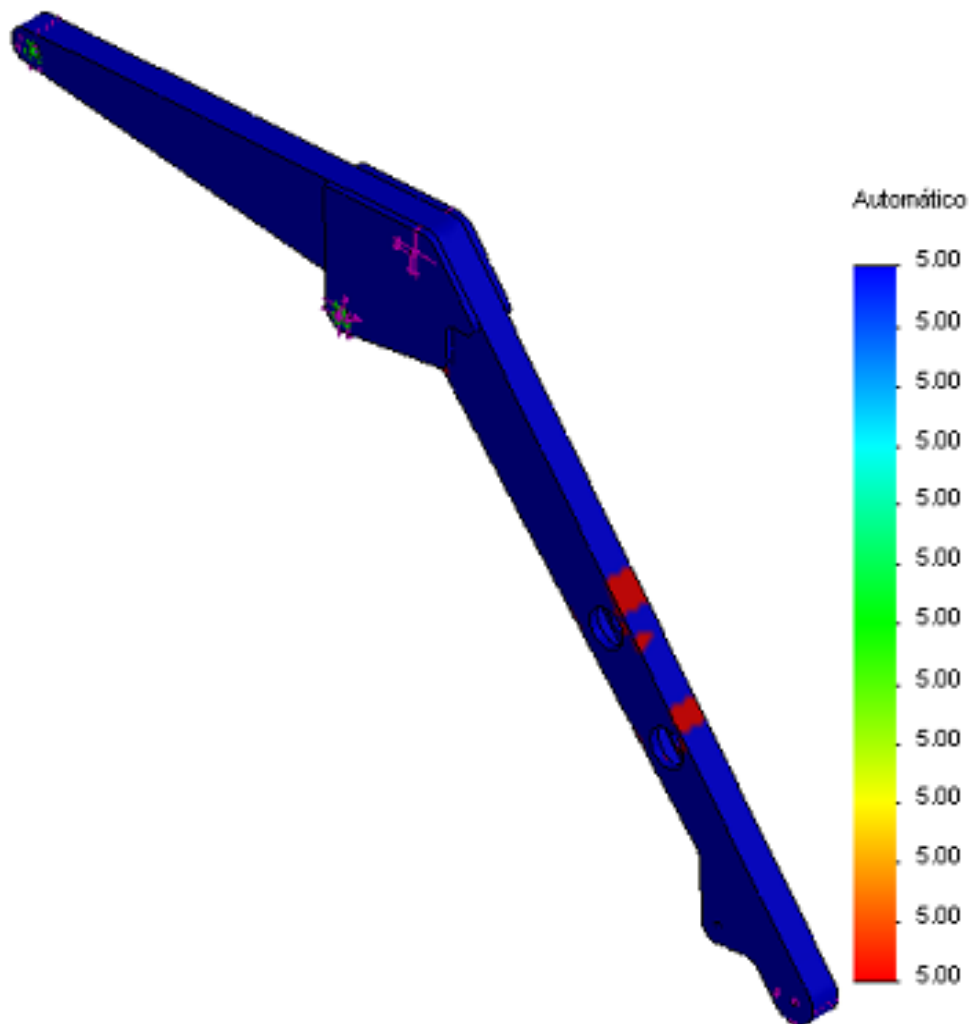


Fig. 67: Factor de seguridad.

Análisis de un cargador frontal agrícola

5.4.6 BRAZO POSICIÓN 2

Se ha decidido analizar la tensión de Von Mises en la posición desfavorable 2, puesto que las fuerzas que soporta son distintas para comprobar si el diseño es correcto.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de $104,4\text{Mpa} < 115,3\text{Mpa}$, por lo que la posición mas desfavorable para el brazo es la posición uno, en el momento en que el cargador frontal se encuentra en la posición inferior.

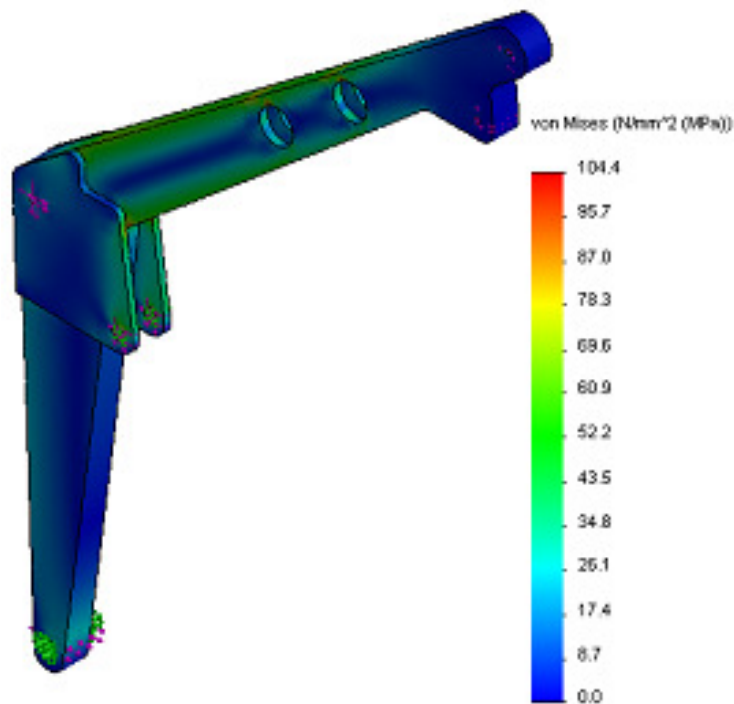


Fig. 69: Tensión de Von Mises

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,35 por lo que es correcto. A continuación realizamos el análisis con factor de seguridad de 5, para conocer las zonas mas solicitadas.

Las zonas desfavorables se ven fácilmente, son las zonas en tonos rojizos. Estas zonas aparecen en el brazo y en las orejetas de unión con el cilindro principal.

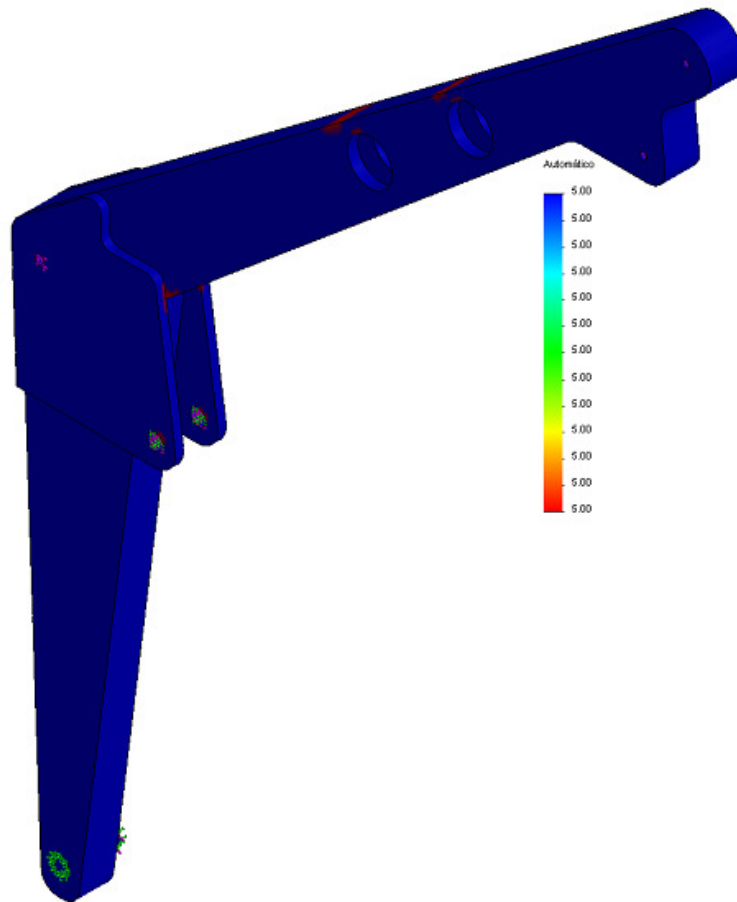


Fig. 70: Factor de seguridad.

5.4.7 ENGANCHE POSICIÓN 1

Es la pieza encargada de soportar todo el mecanismo, en ella van unidos el brazo elevador, cilindro principal y barra del cuadrilátero paralelo.

Esta fabricada en E-350.

Esta pieza une el cargador con el subchasis del tractor agrícola en el cual ira acoplada.

En esta pieza colocaremos 3 caras de sujeción fijas, que será donde ira acoplada al subchasis que monta el tractor agrícola.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 162 Mpa $> 116,66$ Mpa, no es correcta.

Aparece en la zona de unión con el subchasis del tractor agrícola.

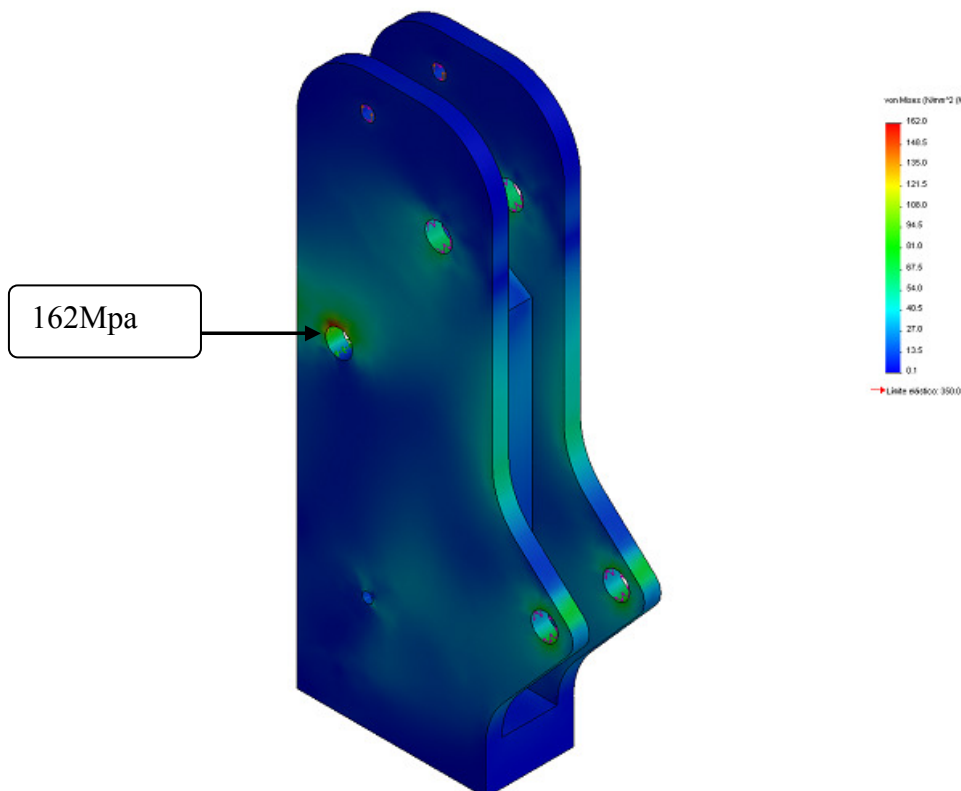


Fig. 71: Tensión de Von Mises

Factor de seguridad.

El factor de seguridad no es correcto porque aparecen colores rojizos en las zonas de acople con el subchasis del tractor agrícola, lo que indica que en estas zonas es menor de 3.

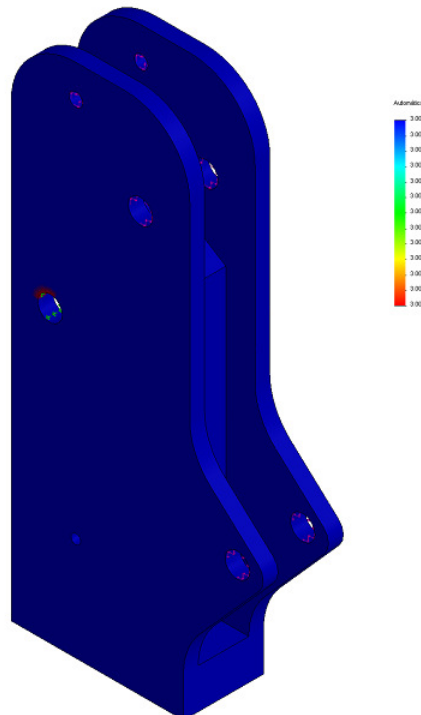


Fig. 72: Factor de seguridad.

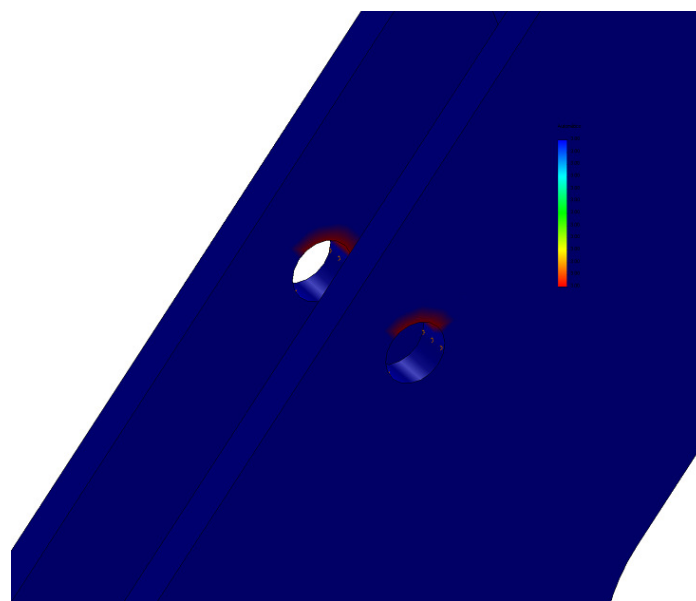


Fig. 73: Detalle factor de seguridad.

Las zonas rojas tienen un factor de seguridad de 2,16

Para solventar este problema, se ha decidido reforzar la zona aumentando el espesor de la pieza.

El espesor de la pieza es de 23mm, y en la zona más desfavorable ponemos un refuerzo de 17mm.

El espesor final en la zona desfavorable es de $23+17=40\text{mm}$

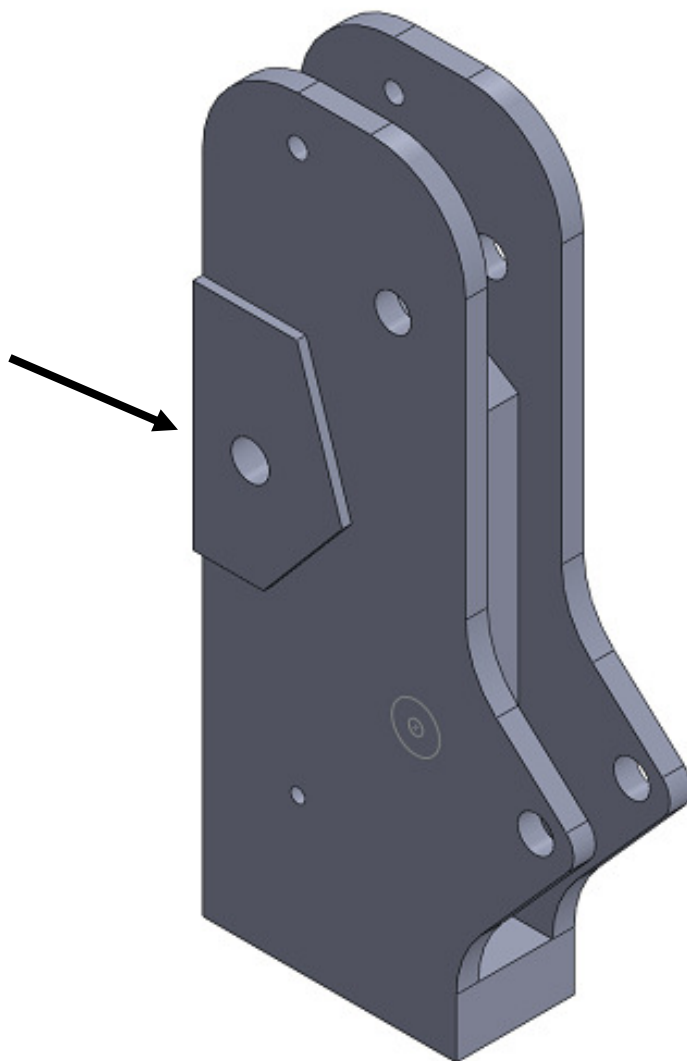


Fig. 74: Detalle del refuerzo.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 115,4Mpa, con la colocación de este refuerzo, la tensión es correcta, puesto que el límite elástico es de 350Mpa y el coeficiente de seguridad de 3:

$350/3=116,66\text{Mpa} > 115,4\text{Mpa}$ es correcto.

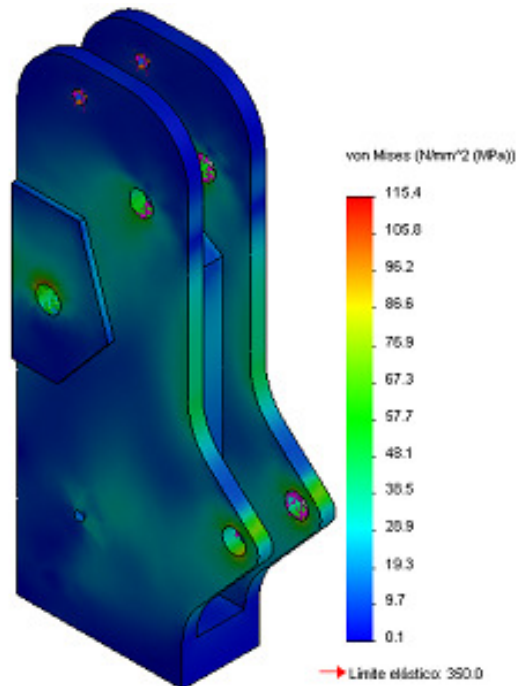


Fig. 75: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

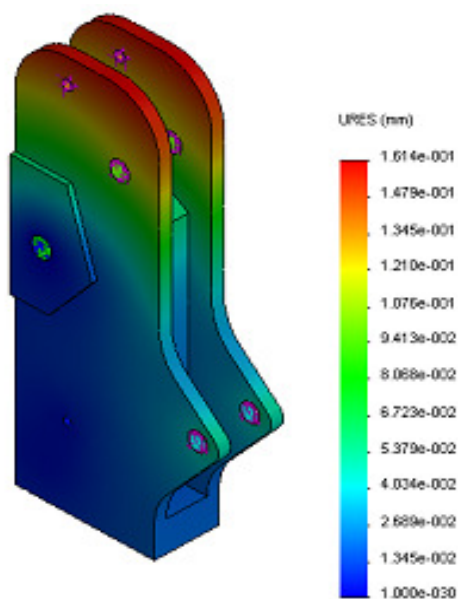


Fig. 76: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad es de 3,03. Realizamos un nuevo análisis con factor de seguridad de 5, para mostrar las zonas más desfavorables de la pieza, estas zonas aparecen en tonos rojizos.

Estas zonas son las orejetas de unión con el cilindro principal y el pasador de unión con el subchasis de acople del tractor agrícola.

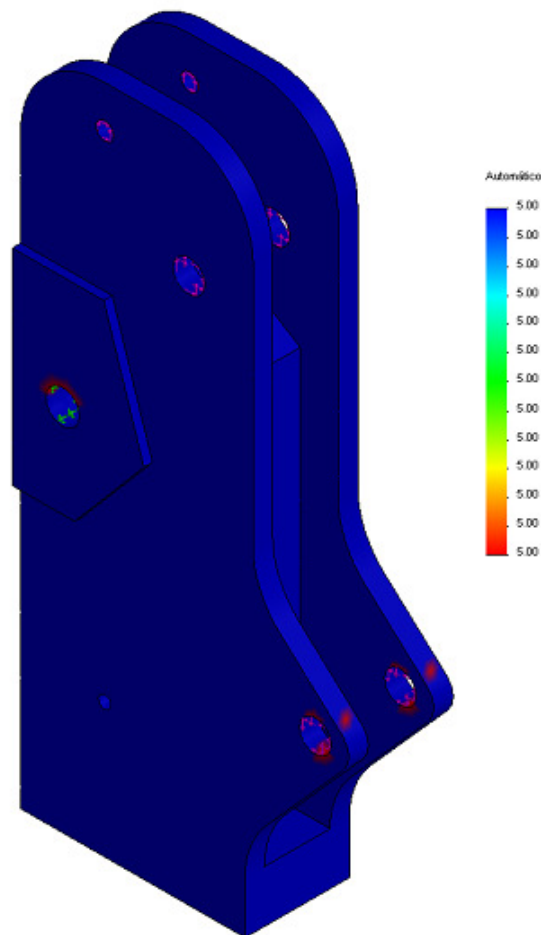


Fig. 77: Factor de seguridad.

5.4.8 ENGANCHE POSICIÓN 2

Realizamos el estudio del enganche en la posición 2, para comprobar que también cumple con los requisitos.

Tensión de Von Mises

La tensión máxima es de 106Mpa < 116,66Mpa, la tensión es correcta. En esta posición la tensión máxima parece en las orejetas de unión con el cilindro principal.

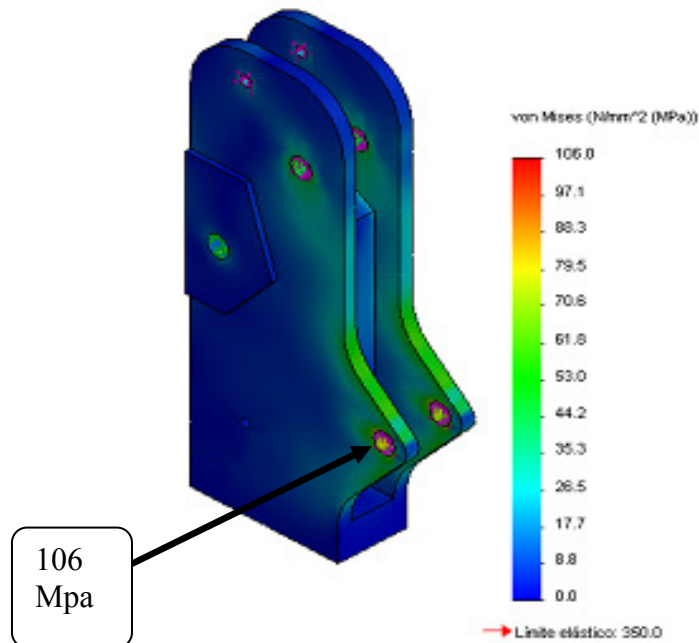


Fig. 78: Tensión de Von Mises

Desplazamientos

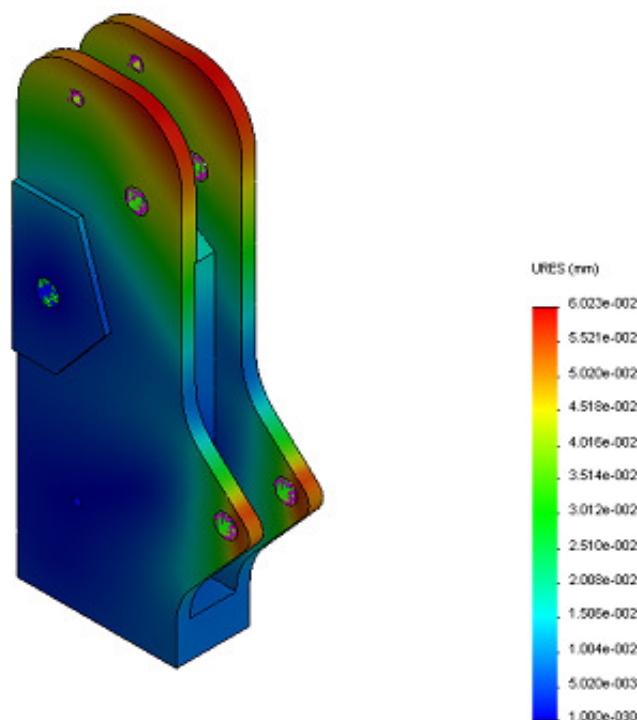


Fig. 79: Desplazamientos.

Factor de seguridad

El factor de seguridad para esta posición es de 3,3. Realizamos en análisis con factor de seguridad de 5 para ver las zonas desfavorables.

Se puede apreciar en la imagen que los tonos rojizos en las orejetas de unión con el cilindro principal.

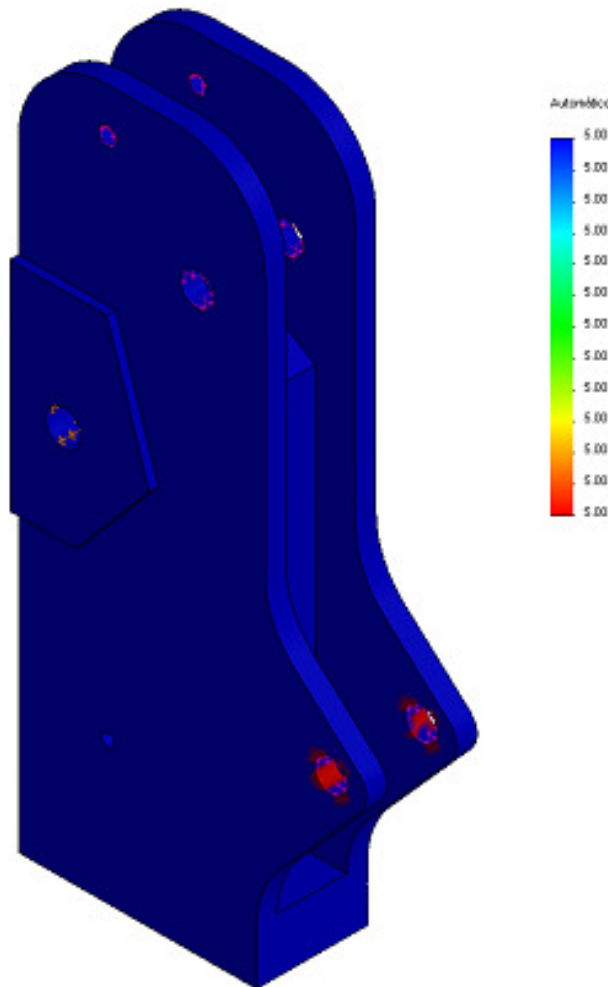


Fig. 80: Factor de seguridad.

6 CONCLUSIONES

El objeto de este proyecto es la descripción, modelado y análisis de los componentes fundamentales de un cargador frontal agrícola tanto en papel como con la integración de herramientas CAD / CAE en el proceso de diseño, lo cual se ha llevado a cabo satisfactoriamente.

Partiendo de la información proporcionada por diversos fabricantes, una vez analizados los diferentes tipos de modelos, se ha seleccionado un modelo concreto de la empresa El León S.A. Del cual se ha deducido el funcionamiento de este tipo de máquina. Antes de comenzar a realizar el modelado de las piezas que componen dicho sistema, hemos realizado una serie de cálculos analíticos para determinar las posiciones más desfavorables a analizar. Partiendo de estas posiciones hemos realizado el análisis concreto que nos ha permitido conocer las fuerzas que actúan sobre cada uno de los elementos del mecanismo para dimensionar los componentes principales del sistema.

Realizado un estudio analítico y dimensionamiento de la máquina estableciendo las hipótesis de cálculo pertinentes, pasamos a modelar con el programa SolidWorks los elementos que componen el mecanismo a partir de las medidas obtenidas en el dimensionamiento realizado anteriormente.

Para realizar el análisis de los elementos en SolidWorks es necesario realizar una serie de suposiciones que nos alejan en cierto modo de la realidad o del uso del mecanismo. Para que el análisis estuviera de acuerdo al uso del mecanismo, habría que hacer un uso correcto del mismo en todas las situaciones de trabajo.

Para realizar el análisis aproximando en la medida de lo posible a la realidad, hemos utilizado un factor de seguridad de 3.

El modelado en tres dimensiones del cargador frontal agrícola en el programa SolidWorks, ha permitido realizar el análisis de tensión de Von Mises, desplazamientos y factor de seguridad del sistema. Gracias a la herramienta *Simulation* del programa SolidWorks nos ha permitido conocer cuales son los puntos de mayor tensión por lo tanto mas solicitados de cada uno de los componentes. Destacar que se ha trabajado de manera que ninguna de las partes fundamentales del mecanismo posea un coeficiente de

seguridad inferior a 3. Para verificar que todos los componentes del ensamblaje tienen la suficiente resistencia para soportar todos los esfuerzos que pudieran estar presentes en el funcionamiento habitual de su vida útil, se han realizado dos estudios en dos posiciones diferentes del sistema, las dos posiciones extremas.

Realizado el primer estudio en la posición inicial se verifica que todos los componentes cumplen los criterios mínimos de resistencia. Para aquellos componentes que no cumplan dichos requisitos se realizan modificaciones oportunas en los mismos.

Realizadas dichas modificaciones se realiza el siguiente estudio teniendo en cuenta las modificaciones realizadas y así sucesivamente. De este modo el cargador frontal cumplirá los requisitos mínimos de resistencia para todas las posiciones de su recorrido.

Como conclusión final decir, que gracias a la utilización de la herramienta SolidWorks podemos verificar que a la hora de realizar un proyecto en el cual se diseñe una máquina, no solo es necesario realizar los cálculos analíticos sobre el papel “a mano”, sino que además es necesario complementar dichos cálculos con estudios de simulación realizados con ayuda de un software para conocer como se comportaría la maquina en la realidad. También será de gran ayuda la experiencia práctica así como datos experimentales.

7 BIBLIOGRAFÍA

La bibliografía consultada para la realización de este proyecto es muy amplia y variada, incluye apuntes tomados durante la carrera, prontuarios, libros técnicos, catálogos y paginas web. A continuación se enumeran todos ellos:

- Apuntes:
 - Diseño de máquinas impartida por Paula María Canalís Martínez.
 - Guión de practicas diseño de maquinas impartida por Paula María Canalís Martínez.
 - Oficina técnica impartida por Cesar García Hernández.
 - Elasticidad y resistencia de materiales impartida por José David Bel Cacho.
- Catálogos:
 - Catálogo empresa El León, S.A.
 - Catálogo empresa Quicke
 - Catálogo empresa MX
- Paginas webs:
 - <http://www.m-x.eu/es>
 - <http://www.quicke.nu>
 - <http://www.el-leon.es/>
 - <http://www.solidworks.es/>
 - <http://www.youtube.com/>
 - <http://www.larzep.com/>
 - http://www.magrama.gob.es/ministerio/pags/biblioteca/revistas/pdf_Agrotec/Agrotec_2001_10_60_65.pdf