



# DISEÑO Y CALCULO DE UNA PALA CARGADORA PARA TRACTOR AGRICOLA

**MEMORIA.**

- Jesús Guajardo Iguaz.
- Convocatoria: Junio de 2011.

## MEMORIA

---

Quiero aprovechar esta página para agradecer la colaboración que han prestado para el desarrollo de este proyecto a las empresas MEHI S.L., Ghesa S.L. y Tenias S.A. Así como a los profesores que me han ayudado a desarrollar este proyecto José Manuel Auria y Javier Abad sin su colaboración este proyecto no habría sido posible.

Muchas Gracias

Jesús Guajardo Iguaz.

# MEMORIA

---

## INDICE GENERAL

1.1 ENUNCIADO DEL PROYECTO .....	5
1.1.1 TEMA OBJETO DEL PROYECTO.....	5
1.1.2 PETICIONARIO .....	5
1.1.3 DESTINATARIO.....	5
1.1.4 RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	6
1.1.5 FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO.....	6
1.2 INTRODUCCION.....	7
1.2.1 DEFINICION PALA CARGADORA .....	7
1.2.2 DEFINICION DE CAZO .....	8
1.3 PARTES FUNDAMENTALES DEL DISEÑO .....	10
1.3.1 PARTES FUNDAMENTALES DE LA PALA CARGADORA .....	10
1.3.2 PARTES FUNDAMENTALES DE LA HORQUILLA PORTA BALAS .....	11
1.4 AUTODESK INVENTOR.....	12
1.5 ANTECEDENTES Y EVOLUCIÓN .....	14
1.6 SOLUCIONES POSIBLES Y ADOPTADAS .....	19
1.7 CALCULOS ANALITICOS Y SIMULACUÓN DE MOVIENTO. ....	25
1.7.1 HIPOTESIS DE TRABAJO. ....	25
1.7.3 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO. ....	26
1.7.3 CALCULO DE LAS TENSIONES EN LOSM PASADORES. ....	27
1.7.4 CALCULO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS .....	39
1.7.5 Cilindros Principales .....	40
1.7.5.1 Calculo Diámetro del Tubo.....	41
1.7.5.2 Calculo Diámetro del Vástago .....	41
1.7.5.3 Calculo de los Pasadores .....	43
1.7.6 Cilindros Secundarios .....	44
1.7.6.1 Calculo Diámetro del Tubo .....	45
1.7.6.2 Calculo Diámetro del vástago .....	45
1.7.6.3 Calculo de los Pasadores .....	47
1.8 ANCHURA MINIMA EN LAS OREJETAS.....	49
1.9 ANALISIS MECANICO DE LA PALA CARGADORA.....	52
1.9.1. INTRODUCCION A SOLIDWORS.....	52

## MEMORIA

---

1.9.2 INTRODUCCION A COSMOS WOKS .....	54
1.9.3 METODO DE LOS ELEMETOS FINITOS .....	56
1.9.4 SUPOSICIONES DEL ANALISIS ESTATICO LINEAL.....	56
1.9.5 PROCESO DEL ANALISIS MECANICO ESTATICO .....	60
1.9.6 RESULTADO DE LOS ANALISIS ESTATICOS. ....	64
1.10 BIBLIOGRAFIA.....	80

## **1.1 ENUNCIADO DEL PROYECTO**

### **1.1.1 TEMA OBJETO DEL PROYECTO**

Este proyecto fin de carrera tiene como objetivo el diseño y calculo de una pala cargadora para tractor agrícola así como de una horquilla para balas rectangulares.

Las dos premisas específicas que debe cumplir la máquina diseñada son:

- Poder elevar una carga de 1.000 Kg.
- La altura mínima de elevación sea desde el suelo 3,5 m.

### **1.1.2 PETICIONARIO**

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

### **1.1.3 DESTINATARIO**

Los destinatarios de estas maquinas son principalmente agricultores, quienes las utilizan para la carga y descarga de una gran variedad de mercancías pesadas. Estas maquinas suponen un gran ahorro de trabajo y tiempo con un coste económico reducido.

Como se expone en este documento gracias a la gran cantidad de caños que se pueden encontrar hoy en día en el mercado para este tipo de palas se convierte en el apero más versátil y uno de los más importantes que existen en mundo de la agricultura y la ganadería. Actualmente las palas cargadoras permiten el movimiento de materiales pesados, tales como áridos o balas de forraje, de manera mecánica, lo cual permite que los trabajos realizados se han mucho más rápidos y cómodos.

## MEMORIA

---

### 1.1.4 RESUMEN DEL PRESUPUESTO

El importe total de la pala cargadora es la suma del coste total del sistema hidráulico sumado al coste total de las piezas de fabricación y el coste de las púas.

Al importe total que en este documento aparece es obligado añadirle el importe correspondiente al IVA que esté vigente en el momento de la compra.

El coste total de la pala cargadora y la horquilla porta balas es:

**Coste Total =3.213,75+5.855,56+150,96= 9.220,3 €**

**(Nueve mil doscientos veinte euros con tres céntimos)**

### 1.1.5 FECHA Y FIRMA DEL PROYECTO

La fecha del proyecto es 6 de Mayo de 2011.

Firmado por el proyectista:

JESUS GUAJARDO IGUAZ.

## **1.2INTRODUCCION**

### **1.2.1 DEFINICION PALA CARGADORA**

Se llama pala cargadora, cargadora de pala frontal, pala cargadora frontal o simplemente cargador, a la pala mecánica compuesta de un tractor sobre orugas o neumáticos equipado de una cuchara cuyo movimiento de elevación se logra mediante dos brazos laterales articulados. Estos brazos o largueros articulados se acoplan los cilindros hidráulicos y dos cuadriláteros articulados. Este conjunto forma el chasis principal de la pala cargadora.

En el caso de los tractores agrícolas el chasis principal se acopla al chasis del propio tractor agrícola mediante un subchasis específico para cada modelo de tractor. Este subchasis es diseñado y fabricado de forma particular para cada marca y modelo de tractor agrícola.

El sistema hidráulico de la pala cargadora se alimenta del sistema hidráulico del propio tractor al cual esta acoplada. La pala cargadora toma del tractor el fluido de trabajo y la bomba de presión. El sistema hidráulico de este tipo de palas cargadoras está formado por dos parejas de cilindros hidráulicos. Los cilindros hidráulicos principales son los encargados de elevar la carga y los cilindros hidráulicos secundarios encargados mover el cazo.

El manejo de este tipo de palas cargadoras es muy sencillo e intuitivo, los movimientos se controlan desde la misma cabina del tractor mediante un distribuidor hidráulico.

En las fig.1 y fig.2 podemos ver dos modelos distintos de palas cargadoras para tractor agrícolas.

## MEMORIA

---



*Fig.1: Pala Cargadora Tenias Modelo 300.*



*Fig.2: Pala Cargadora Fendt.*

## 1.2.2 DEFINICION DE CAZO

Se define cazo al apero que se acopla en la parte frontal de la pala cargadora, estos cazos poseen distintas características en función del trabajo que se desempeña con ellos.

Actualmente existe una gran cantidad de cazos distintos para realizar distintos trabajos. Habitualmente los fabricantes de los cazos son los propios fabricantes de las palas cargadoras. Por ello es habitual que cada fabricante diseñe sus propios amarres entre la pala cargadora y los cazos que fabrica. Con la modernización de estos aperos se ha conseguido que la operación de amarre del cazo sea completamente automática, lo cual representa un gran avance en comodidad y un ahorro de tiempo.

Las palas cargadoras son unos aperos de gran polivalencia en gran medida gracias a la cantidad de cazos que podemos acoplar a las mismas. En el mercado existen una amplia gama de cazos con los cuales podemos realizar una gran cantidad de trabajos distintos, no solo en el mundo de la agricultura sino en la industria en general.

Como se ha comentado anteriormente cada fabricante de palas cargadoras ofrece su propio catálogo de cazos, si bien son fundamentalmente los mismos entre los distintos fabricantes. En las figuras siguientes podemos ver distintos modelos de cazos del fabricante de palas cargadoras Tenias. Con este pequeño ejemplo podemos ver la cantidad de trabajos distintos que podemos realizar con las palas cargadoras.



*Fig.3: Grapa De Balas Redondas Platicadas.*

## MEMORIA

---



Fig.4: Horquilla Hidráulica De Troncos.



Fig.5: Horquilla Mecánica De Balas Rectangulares.

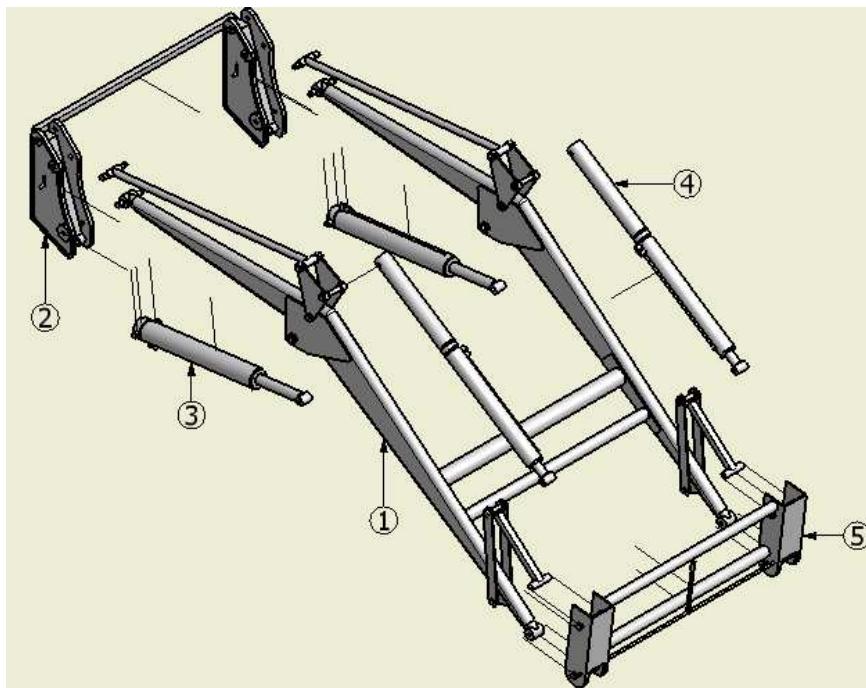


Fig.6: Cazo Para Áridos.

## **1.3 PARTES FUNDAMENTALES DEL DISEÑO**

### **1.3.1 PARTES FUNDAMENTALES DE LA PALA CARGADORA**

En la figura 7 se muestran las partes fundamentales que forman la pala cargadora diseñada en este proyecto.



*Fig.7: Perspectiva Explosiónada De La Pala Cargadora Diseñada.*

- 1 **LARGEROS:** Junto con los refuerzos en las zonas que más tensión soportan forman el chasis principal, es el encargado de soportar las distintas fuerzas además de servir como sujeción de los demás elementos.
- 2 **SUBCHASIS:** Es la pieza de unión entre el chasis de tractor agrícola y el chasis principal y el cilindro hidráulico principal.
- 3 **CILINDRO HIDRÁULICO PRINCIPAL:** Estos cilindros son los encargados de elevar el chasis principal y por lo tanto la carga que queremos elevar. Está conectado por un extremo a los largueros y por el otro al subchasis.
- 4 **CILINDRO HIDRÁULICO SECUNDARIO:** Estos cilindros son los encargados de bascular la carga, están unidos a dos cuadriláteros articulados en sus dos extremos.
- 5 **ACOPLAMIENTO CAZOS:** Esta pieza sirve como acoplamiento entre la pala cargadora y los distintos cazos.

## 1.3.2 PARTES FUNDAMENTALES DE LA HORQUILLA PORTA BALAS

En la figura 8 se muestran las partes fundamentales que forman la horquilla porta balas rectangulares diseñada en este proyecto.

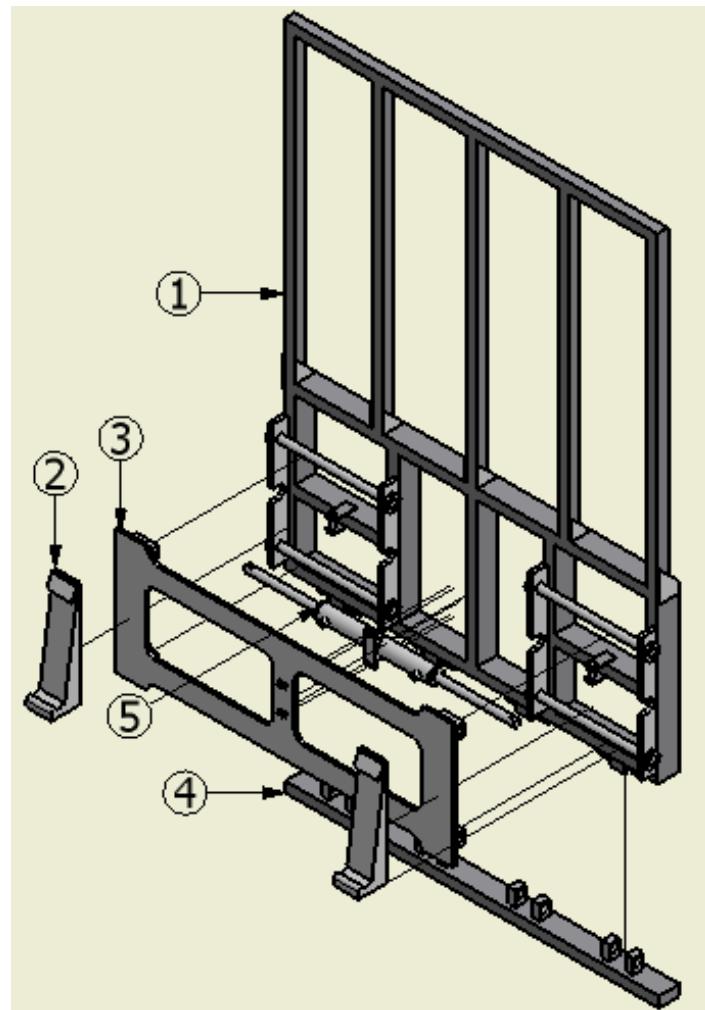


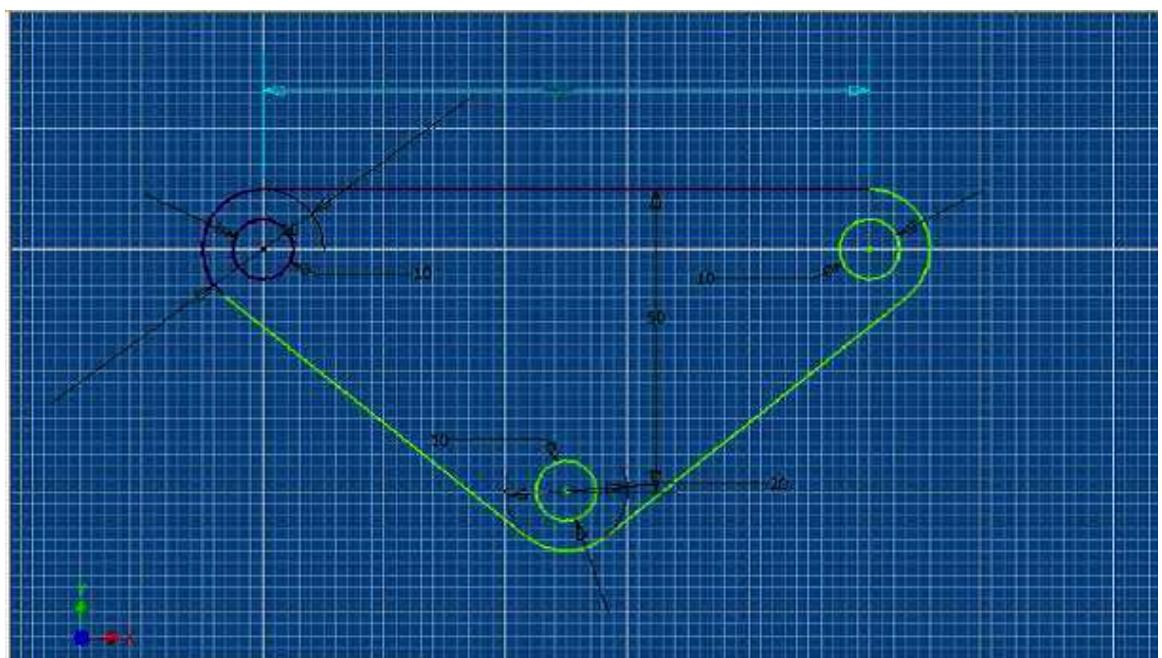
Fig.8: Perspectiva De La Horquilla Porta Balas Diseñada.

1. **CHASIS PRINCIPAL:** Es la pieza fundamental que forma la horquilla, debe soportar todas las tensiones que crea la carga. Otra de las funciones que tiene esta pieza es la de evitar que las balas o pacas caigan hacia el tractor una vez cargadas.
2. **ENGANCHE RAPIDO:** Es la pieza encargada de acoplar la horquilla a la pala cargadora de forma rápida y fiable.
3. **SUBCHASIS HORQUILLA:** Es la pieza que une el chasis principal de la horquilla con los enganches rápidos.
4. **PLACA PUAS:** En esta pieza se acoplan las púas necesarias para cargar las balas.

5. **CILINDRO DESPLAZAMIENTO:** Es el encargado de darle movimiento horizontal al chasis principal con respecto al subchasis.

## **1.4 AUTODESK INVENTOR**

Autodesk Inventor es un programa de CAD del desarrollador de programas Autodesk. Autodesk Inventor se basa en técnicas de modelado paramétrico. Como observamos en la figura 9 los usuarios comienzan diseñando *piezas* que se pueden combinar en ensamblajes. Corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas variantes.



*Fig.9: Boceto Inicial.*

Como modelador paramétrico, no debe ser confundido con los programas tradicionales de CAD. Inventor se utiliza en diseño de ingeniería para producir y perfeccionar productos nuevos, mientras que en programas como Autocad se conducen solo las dimensiones. Un modelador paramétrico permite modelar la geometría, dimensión y material de manera que si se alteran las dimensiones, la geometría actualiza automáticamente basándose en las nuevas dimensiones. Esto permite que el diseñador almacene sus conocimientos de cálculo dentro del modelo, a diferencia del modelado no paramétrico, que está más relacionado con un “tablero de bocetos digitales”. Inventor también tiene herramientas para la creación de piezas metálicas.

# MEMORIA

Los bloques de construcción cruciales de Inventor son las piezas. Se crean definiendo las características, que a su vez se basan en bocetos (dibujos en 2D), como hemos visto en la figura 9. Por ejemplo, para hacer un cubo simple, un usuario primero haría un boceto con forma de cuadrado y después utilizaría la herramienta extrusión para levantar el cuadrado y darle volumen, convirtiéndolo en el cubo. Si un usuario desea entonces agregar un eje que salga del cubo, podría agregar un boceto en la cara deseada, dibujar un círculo y después extruirlo para crear un eje. En la figura 10 podemos ver como se extruye el boceto creado anteriormente.

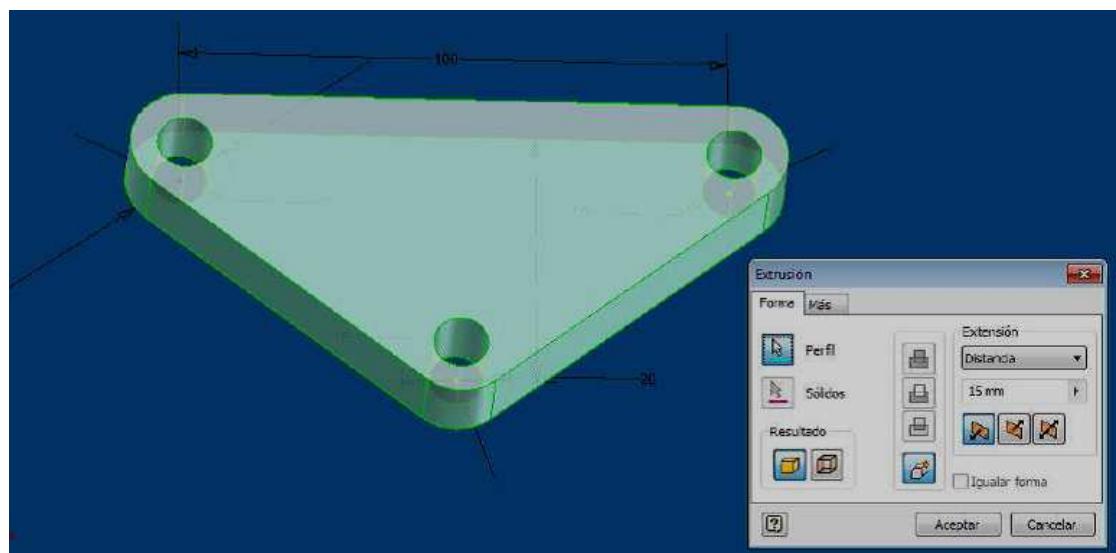


Fig.10: Extrusión Del Boceto.

También pueden utilizarse los planos de trabajo para producir los bocetos que se pueden compensar de los planos útiles de la partición. La ventaja de este diseño es que todos los bocetos y las características se pueden corregir más adelante, sin tener que hacer de nuevo la partición entera. Este sistema de modelado es mucho más intuitivo que en ambientes antiguos de modelado, en los que para cambiar dimensiones básicas era necesario generalmente suprimir el archivo entero y comenzar de cero.

Como parte final del proceso, las partes se conectan para hacer ensamblajes. Los ensamblajes pueden consistir en piezas u otros ensamblajes. Las piezas son ensambladas agregando restricciones entre las superficies, bordes, planos, puntos y ejes. Por ejemplo, si uno coloca un piñón sobre un eje, una restricción insertada podría agregarse al eje y el piñón haciendo que el centro del eje sea el centro del piñón. La distancia entre la superficie del piñón y del extremo del eje se puede también especificar con la restricción insertada. Otras restricciones incluyen flush, mate (acoplar), insert (insertar), angle (ángulo) y tangent (tangente). En la figura 11 podemos observar un ejemplo de ensamblaje.



*Fig.11: Ensamblaje.*

Este método de modelado permite la creación de ensamblajes muy grandes y complejos, especialmente porque los sistemas de piezas pueden ser puestos juntos antes de que se ensamblen en el ensamblaje principal; algunos proyectos pueden tener muchos sub-ensamblajes parciales.

Inventor utiliza formatos específicos de archivo para las piezas (.IPT), ensamblajes (.IAM) y vista del dibujo (.IDW), pero el formato del archivo de AutoCAD .DWG puede ser importado/exportado como boceto.

## **1.5 ANTECEDENTES Y EVOLUCIÓN**

La maquinaria agrícola ha sufrido grandes transformaciones a lo largo de los últimos treinta años, especialmente significativo ha sido la modernización de los aperos utilizados. Si bien gran parte de los aperos que actualmente se utilizan en la agricultura ya existían, han sufrido una gran

## MEMORIA

---

modernización, un ejemplo de este cambio es el tractor agrícola, como podemos observar en las figuras 12 y 13. Actualmente los tractores agrícolas son mucho más potentes que hace treinta años y dotados con una gran carga tecnológica. Esta evolución ha propiciado que la mano de obra que trabaje en el campo sea mucho menor, pues los trabajos pueden ser realizados por menos personal de una manera más cómoda y rápida.

Esta evolución ha permitido no solo que los tractores sean más potentes y cómodos sino que además sean mucho más seguros, gracias a cabinas antivuelco más seguras.



*Fig. 12: Tractor John Deere 2130 (90CV)*

# MEMORIA

---



*Fig.13: Tractor John Deere 8430 (300CV).*

Paralelamente a la evolución de los tractores agrícolas, las palas cargadoras han sufrido una gran evolución, si bien conservan los mismo fundamentos que entonces. Como se detalla en los siguientes apartados. Actualmente las palas cargadoras son mucho más potentes y robustas, además de rápidas y precisas. Actualmente las palas cargadoras son un apero fundamental en el mundo de la agricultura y la ganadería gracias a su polivalencia.



*Fig.14: Primeras Palas Cargadoras.*

## MEMORIA

---

Las palas más antiguas poseen los mismos principios como se observa en la figura 14. Son mucho más simples en cuanto su fabricación, no poseen ningún refuerzo en sus chasis principal. Los largueros son más cortos además de tener una sección menor por ello la altura de elevación y el peso que pueden elevar es menor.

Los cilindros principales encargados de elevar la carga son de simple efecto, es decir el cilindro solo tiene una entrada de aceite a presión, la cual se utiliza para elevar la carga. En el momento en que queremos descender la carga esta desciende por la fuerza de la gravedad. Esto propicia que no podamos ejercer fuerza en sentido descendente.

Este tipo de palas no poseen ningún cuadrilátero articulado, por ellos la inclinación del cazo es dependiente directamente de la altura de elevación, esto propicia que la carga pueda caerse cuando la pala cargadora se encuentra en su punto más elevado. El cazo es basculado directamente mediante la fuerza ejercida por un cilindro hidráulico, este sistema no permite multiplicar la fuerza que ejerce este cilindro sobre el cazo, además el ángulo de inclinación del mismo está limitado por la carrera del cilindro.



*Fig.15: Evolución de la Palas Cargadora.*

## MEMORIA

---

Los posteriores modelos de palas como podemos ver en la figura 15, son más robustas pues ya poseen refuerzos en su chasis principal además de estar fabricados con mejores materiales y métodos de fabricación. Son capaces de elevar de elevar un mayor peso, los largueros poseen una mayor largura lo cual propicia una mayor altura de elevaciones.

Los cilindros hidráulicos principales siguen siendo de simple efecto. Este tipo de palas incorporan un cuadrilátero articulado lo cual propicia que la inclinación del cazo ya no es directamente dependiente de la elevación de la pala. Esta evolución propicia que podamos elevar la carga de manera totalmente horizontal durante todo su recorrido.



*Fig.16: Pala Cargadora Evolution del Fabricante Tenias.*

Como observamos en la figura 16 la nueva pala cargadora del fabricante tenias, incorpora una imagen mucho más moderna con un carenado que protege el cuadrilátero articulado. Además incorpora mejores materiales así como un método de fabricación mejorado, lo cual propicia que sea una pala mucho más robusta y de mayor precisión.

## **1.6 SOLUCIONES POSIBLES Y ADOPTADAS**

Para el diseño de la pala cargadora han sido estudiadas las soluciones técnicas que utilizan los principales fabricantes de palas cargadoras tanto para tractor agrícola como industriales. Es interesante el análisis de las palas cargadoras industriales pues son máquinas específicamente diseñadas para la carga de mercancías, mayoritariamente áridos, lo cual implica que adopten soluciones técnicas más avanzadas. Algunas de las cuales pueden ser extrapolables para nuestro diseño.



*Fig.17: Pala Cargadora Caterpillar.*



*Fig.18: Pala Cargadora Tenias.*

Como podemos observar en la figura 17 y 18 las palas cargadoras para tractor agrícola como las palas cargadoras industriales comparte el mismo fundamento.

Las dos máquinas utilizan dos largueros principales los cuales están unidos a tres puntos fundamentales. Estos puntos se explican a continuación.

1. La pala cargadora de la figura 18 esta acoplada mediante un subchasis intermedio entre la pala cargadora y el chasis del tractor. Sin embargo en la figura 17 observamos que este larguero se acopla directamente al chasis de la máquina, pues esta específicamente diseñada para ello. Para nuestro proyecto también se ha diseñado un subchasis que acopla los largueros al chasis del tractor agrícola puesto que esta pala puede ser utilizada por distintos modelos de tractor agrícola, los cuales no comparten las mismas medidas de chasis ni los mismo puntos de anclaje.
2. Como se observa en las imágenes los largueros de ambas palas están unidos mediante un pasador que permite el giro a unos cilindros hidráulicos. Estos cilindros son los encargados de elevar la carga. En nuestro diseño estos cilindros están unidos por un lado a subchasis anteriormente mencionado y a por otro al larguero, mediante dos pasaderos.

## MEMORIA

3. Una diferencia fundamental entre ambas máquinas reside en la solución técnica que utilizan para acoplar los cazos. En la pala cargadora industrial de la figura 17 el cazo de áridos se acopla mediante un pasador al extremo del larguero. Esta solución implica que el acople entre el cazo y la pala cargadora sea más robusta y ligera. Por otro implica que el acople del cazo con la pala cargadora sea más lento e incomodo. Esta solución se adopta por los fabricantes de este tipo de máquinas pues no es habitual acoplar y desacoplar el cazo en las palas industriales.

Sin embargo una de las características de la pala cargadora diseñada en este proyecto es la polivalencia. Como se ha comentado en la introducción de este documento esta polivalencia se consigue gracias a la gran oferta de cazos distintos que actualmente existen en el mercado. Por ello se ha tomado la decisión de diseñar un acoplamiento que permita un acople y desacople de los cazos de una manera rápida y cómoda. Esta solución es adoptada por los fabricantes de palas cargadoras para tractor agrícola como se observa en la figura 18.

Para el diseño del sistema mediante el cual será basculada la carga se han estudiados las distintas soluciones existentes en el mercado tanto en palas cargadoras agrícolas como industriales.



Fig.19: Pala Cargadora Caterpillar.

## MEMORIA

Como podemos observar en la figura 19 y como se desprende del estudio de mercado realizado. Las principales marcas de palas industriales adoptan una solución técnica que consiste en la utilización de una biela, conectada por un pasador a un cilindro hidráulico para bascular el cazo.

Tras estudiar esta solución técnica es descartada para el diseño de la pala cargadora de este proyecto. La razón principal por la cual queda descartada esta solución es la falta de espacio.

El problema que surge al adoptar esta solución para tractores agrícolas es que la biela impactaría con el capo del tractor agrícola al descender la pala. En las Pala industrial no tiene cabida este problema puesto que el motor se encuentra en la parte trasera de la máquina, permitiendo tener espacio libre por delante de la cabina.



Fig.20: Pala Cargadora Tenias.

Una vez descartado la solución técnica expuesta anteriormente se opta por la inclusión de dos cilindros hidráulicos ubicados la parte superior de los largueros. Esta solución se puede ver en la figura 20, además es la técnica adoptada por la mayoría de los fabricantes de palas cargadoras para tractor agrícola.

Esta solución técnica puede tomar dos variantes, las cuales se basan en el mismo principio aunque son muy distintas en su funcionamiento. Como hemos explicado en la introducción es fundamental poder elevar la pala y que la inclinación del cazo siempre sea la deseada por el

## MEMORIA

---

usuario pues permite tener mucho más control sobre la carga que se está elevando además de una mayor precisión a la hora de descargarla. Una de las características más apreciadas de este sistema es la posibilidad de elevar una carga desde el suelo hasta el punto máximo de elevación y que en todo momento permanezca en posición horizontal con respecto al suelo. Para ello existen dos soluciones mayoritariamente aplicadas:

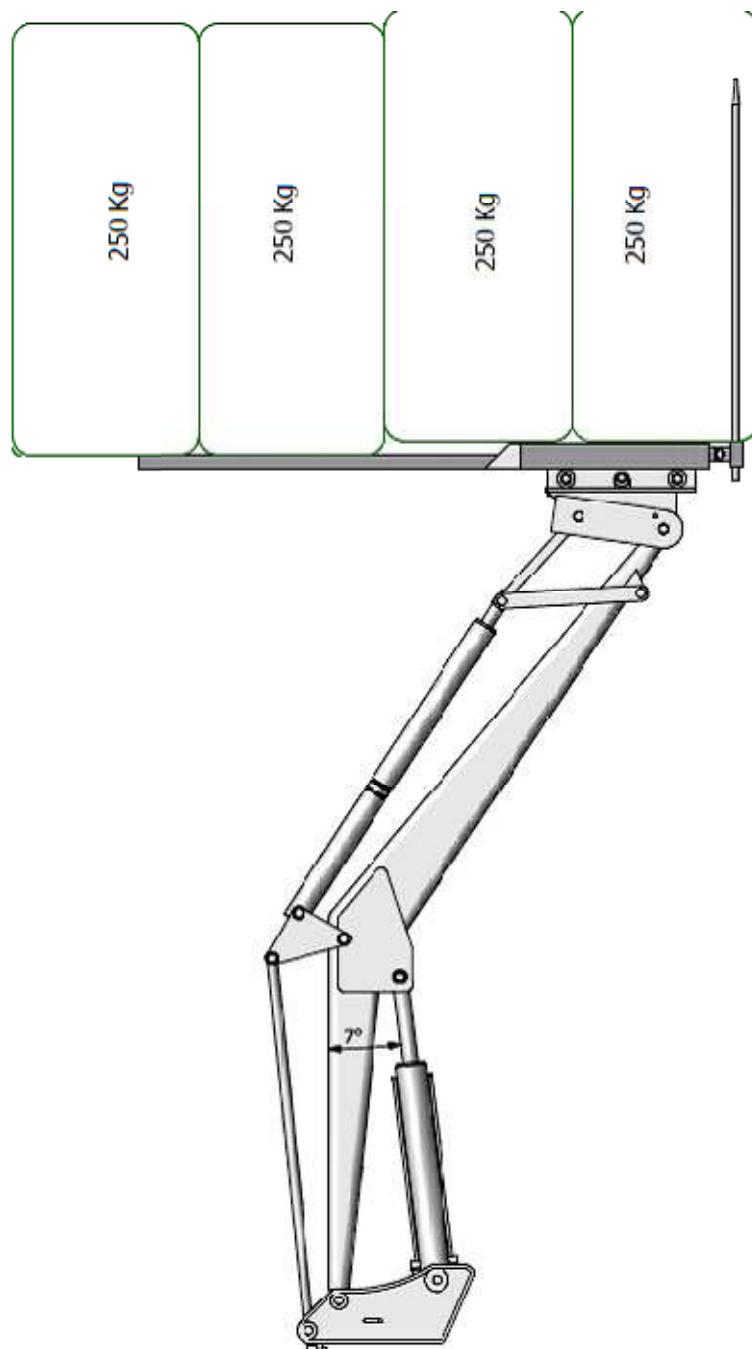
- La primera solución como se observa en la figura 20, se adopta la incorporación de un cuadrilátero articulado encima de cada larguero el cual está conectado a un cilindro hidráulico, encargado de bascular la carga.
- La segunda solución utilizada es la inclusión de una válvula hidráulica, la cual introduce aceite dentro de los cilindros secundarios mientras se eleva la pala permitiendo que la inclinación del cazo sea la deseada en todo momento.

Tras valorar las dos soluciones y consultar con un representante de la empresa GHESA, una empresa con 30 años de experiencia, dedicada a la instalación de sistemas hidráulicos. Se ha decidido descartar la segunda solución propuesta, aunque implica una mayor tecnología y precisión además de reducir el peso total de la pala cargadora. Esta decisión se fundamenta principalmente en el coste económico de la válvula necesaria en la instalación, además de complicar el sistema hidráulico de la pala cargadora. Por estos motivos la solución a adoptar es la instalación de un cuadrilátero articulado.

## 1.7 CALCULOS ANALITICOS.

### **1.7.1 HIPOTESIS DE TRABAJO.**

En la figura 21 se muestra el esquema de la pala cargadora a calcular. El objetivo del diseño es confirmar un prediseño basado en un modelo comercial de pala cargadora, ya existente. Los cálculos y estudios realizados para el diseño del sistema hidráulico son detallados en el Anexo I.



*Fig.21: Perspectiva de la Pala Cargadora.*

Tanto la unión de las piezas principales entre sí como la unión de los cilindros con dichas piezas, se realiza mediante pasadores. La fuerza de elevación esta impuesta por los objetivos del proyecto.

Teniendo en cuenta las características de los materiales utilizados en cada elemento del sistema, así como los coeficientes de seguridad exigidos según la teoría de cortante máximo, se ha de determinar los siguientes puntos:

- Fuerza que deben realizar los cilindros hidráulicos.
- Dimensiones de los cilindros hidráulicos.
- Diámetro de los pasadores.
- Anchura de las orejetas.

## 1.7.2 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

A continuación se explica el procedimiento de trabajo llevado a cabo para el diseño de la pala cargadora.

En primer lugar, se realizo un diseño previo de la maquina, inspirado en un modelo comercial ya existente. A partir de este modelo se extrajeron las carreras de los cilindros, la fuerza de elevación de la pala, así como la sección aproximada de los diferentes componentes que forman la pala cargadora.

Una vez definidos estos datos iniciales, se considero una posición como la más desfavorable y se llevo a cabo un pre dimensionamiento a partir de cálculos analíticos tanto de los cilindros hidráulicos como de los pasadores.

En segundo lugar, se realizo el modelado paramétrico de todos los componentes de la pala cargadora y su ensamblaje, con un software de diseño asistido por ordenador en 3D, llamado Inventor y anteriormente mencionado.

## 1.7.3 CALCULO DE LOS ESFUERZOS EN LOS PASADORES.

La pala cargadora es simétrica por ello se realizan los cálculos de los esfuerzos que soportan los pasadores de uno de los largueros. La carga máxima a elevar como quedó definido en el enunciado de este proyecto. Para la comprobación del diseño esta carga ha sido sobrecargada en 2000 N por seguridad.

Conocidas las acciones que actúan sobre los pasadores, es necesario determinar qué tipo de esfuerzos van a producir y a partir de allí calcular las máximas tensiones en las posibles secciones de fallos. Los elementos se dimensionarán para que en cualquier punto de la sección más desfavorable, las tensiones que aparezcan sean siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles.

El coeficiente de seguridad mínimo ( $C_{s,F}$  es igual a 3, se aplicará el criterio de Tensión cortante máxima, siendo el material acero E-500 ( $\sigma_F$ : 500 MPa).

Debido a la acción de los cilindros y al apoyo de los pasadores en las orejetas, todos los pasadores están sometidos a un esfuerzo cortante que puede suponer rotura por dos planos (doble cortadura).

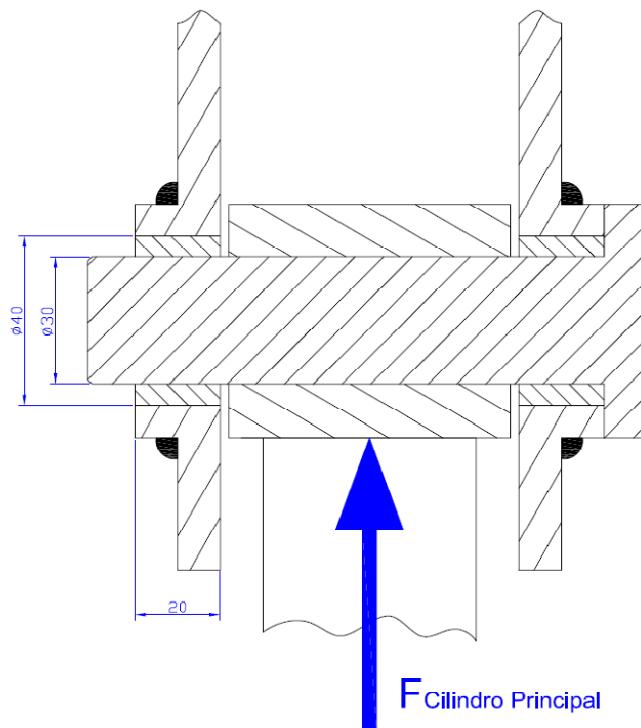


Fig.22: Bulón Sometido a Doble Cortadura.

# MEMORIA

Comenzamos el calculo de los esfuerzos en los pasadores como observamos en la figura 22 por la horquilla porta balas. Para calculo de los esfuerzos en los pasadore A y B como se indica en la figura 23 analizamos el sólido libre de la horquilla al aplicar la fuerza máxima que puede elevar la pala en la posición más desfavorable.

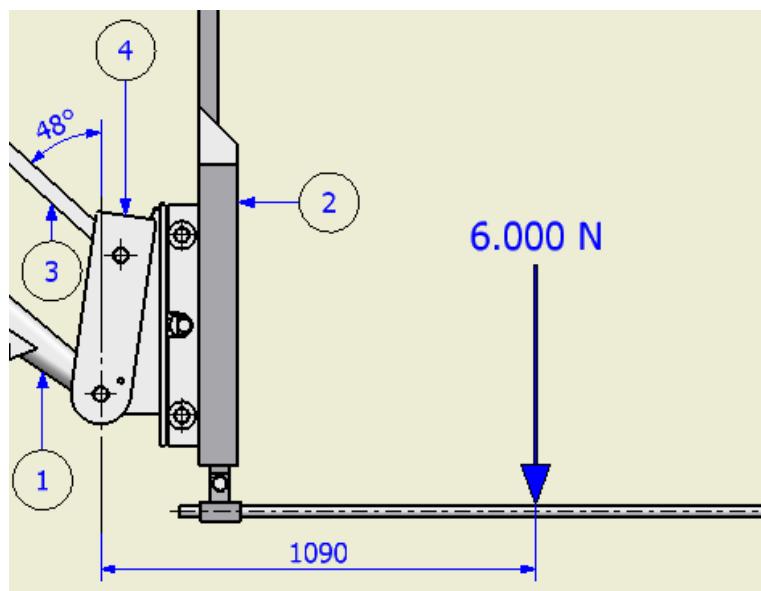


Fig.2: Esquema de la Horquilla.

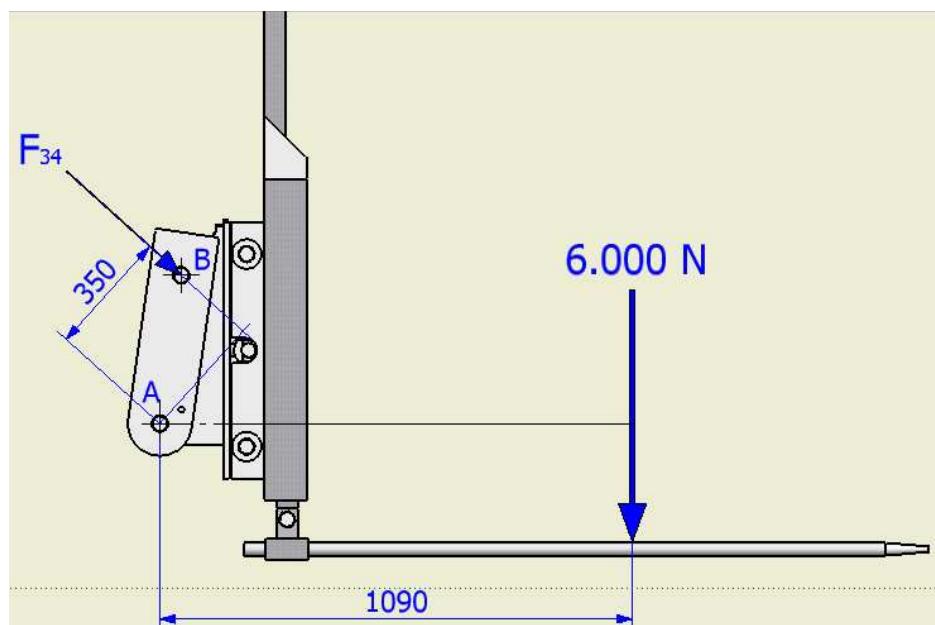


Fig.24: Diagrama del Sólido Libre de la Horquilla.

# MEMORIA

$$\sum M_A = 0$$

$$(6000N \times 1089mm) + (F_{43} \times 350mm) = 0$$

$$F_{43} = -18.668,6N = F_B.$$

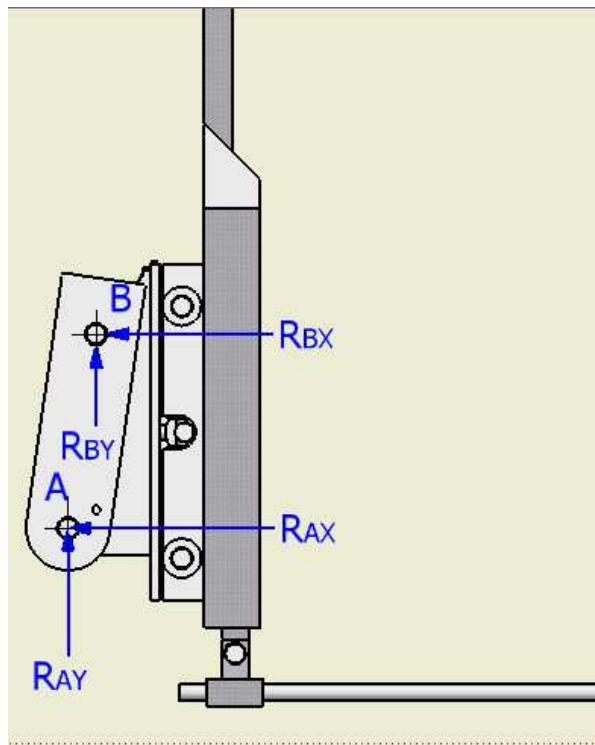


Fig.25: Reacciones en los Pasadores.

Calculamos las reacciones en los ejes normales X e Y en los pasadores A y B.

$$R_{By} = F_{43} \times \cos 48^\circ = 12.491,7N$$

$$R_{Bx} = F_{43} \times \sin 48^\circ = 12.491,7N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$6000 = R_{Ay} + R_{By}$$

$$R_{Ay} = 6000 - 12491,7 = -6491,7N$$

$$\sum F_x = 0$$

# MEMORIA

---

$$0 = R_{Ax} + R_{Bx}$$

$$R_{Ax} = -13.873,5N$$

## Pasador B:

Comprobamos el pasador B porque está sometido a una mayor tensión que el pasador A y ambos son del mismo diámetro, por ello es más desfavorable.

$$\sigma_F = 500 \text{ MPa.}$$

$$C_{s,F} = 5.$$

$$F_B = 18.668,6 \text{ N.}$$

Diámetro del pasador A prediseñado: 30 mm.

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2x C_{s,F}} = \frac{500 \text{ MPa}}{2x5} = 50 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{cilindro principal}}{2xA}; \frac{16.668,6N}{2xA} = 50 \text{ MPa.}$$

$$A_{pasador} = 166,686 \text{ mm}^2.$$

$$A = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) x \pi; 166,686 = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) x \pi.$$

$$d_{pasador} = 14,54 = 15 \text{ mm.}$$

$$d_{pasador} \leq d_{prediseño}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas. Aunque se podría aproximar el diámetro del pasador a un diámetro más cercano al teórico calculado, por motivos de diseño y sobre todo de fabricación se ha buscado simplificar la fabricación de los pasadores unificando diámetros.

# MEMORIA

Calculamos los esfuerzos que soportan los pasadores C y D.

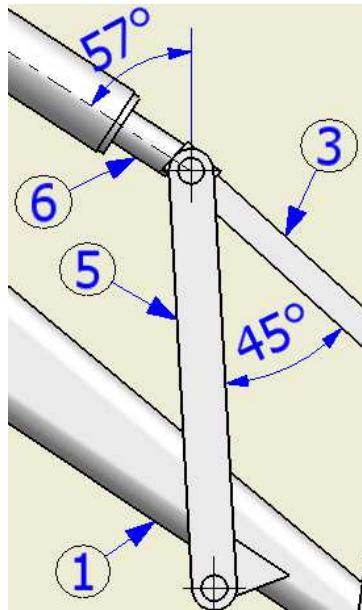


Fig.26: Esquema de los Pasadores.

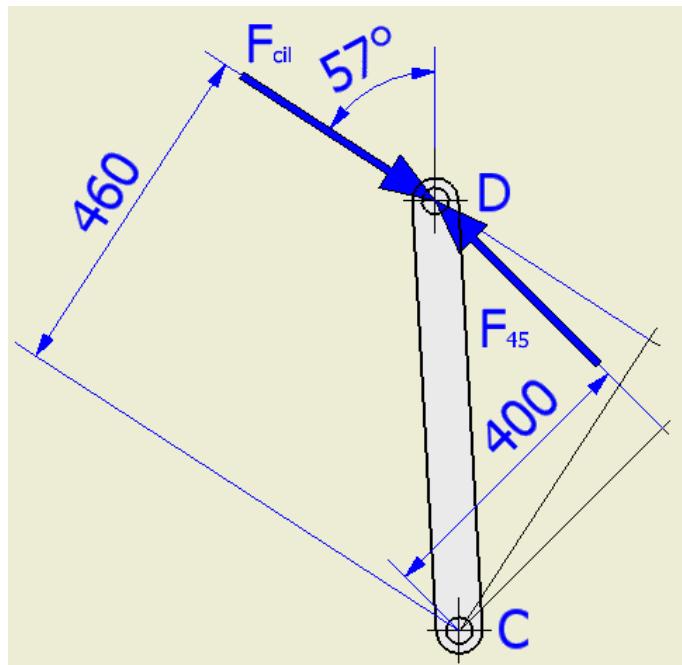


Fig.27: Diagrama de Sólido Libre Pieza 5.

Como se observa en la figura 26 calculamos las tensiones en los pasadores mediante el diagrama de sólido libre de la pieza 5. La  $F_{34} = F_{35}$  porque la pieza 3 es una biela que únicamente está sometida a esfuerzo en sus extremos, como se aprecia en la figura 27.

# MEMORIA

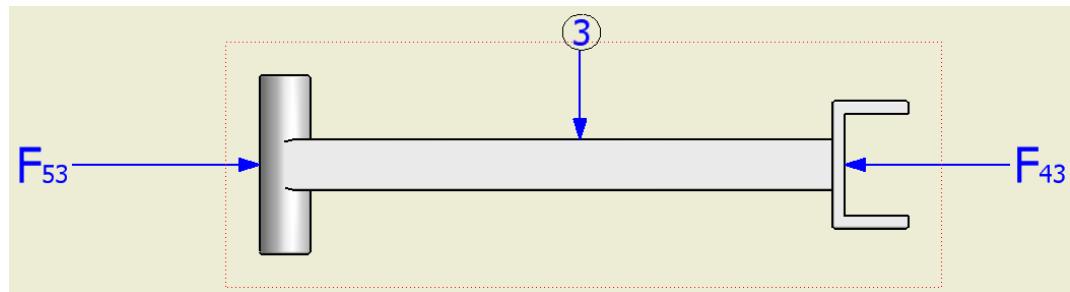


Fig.28: Diagrama de Solido Libre la Biela 3.

$$\sum M_c = 0$$

$$(F_{cil}x460) = (F_{43}x400)$$

$$F_{cil} = \frac{(-18668,6N)x400}{460}$$

$$F_{cil} = -16.233,56N.$$

En el apartado 1.2.5 de este documento se calculan las dimensiones de los cilindros secundarios a partir de este cálculo teórico. Por lo tanto dimensionaremos el diámetro del pasador con la fuerza máxima que ejercerá el nuevo cilindro hidráulico, esta debe ser mayor a la calculada teóricamente.

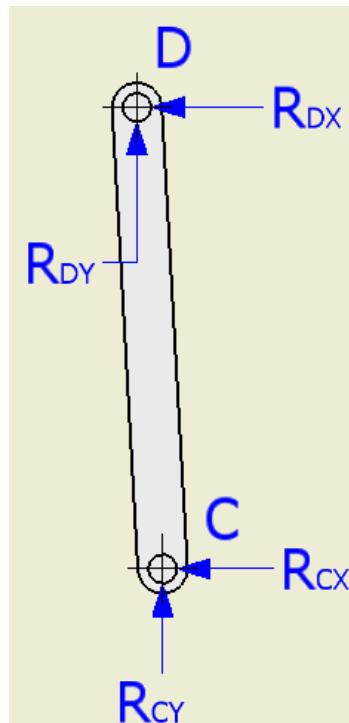


Fig.29: Reacciones en los Pasadores.

# MEMORIA

---

$$\sum F_{xc} = 0$$

$$R_{cx} + (F_{43} x \cos 42^\circ) = F_{cil} x \sin 57^\circ$$

$$R_{cx} = \left( \left( \frac{-16233,56}{2} \right) x \sin 57^\circ \right) - \left( \left( \frac{-18668,6}{2} \right) x \cos 42^\circ \right)$$

$$R_{cx} = 129,4 N.$$

$$\sum F_{yc} = 0$$

$$R_{cy} + (F_{43} x \sin 42^\circ) = F_{cil} x \cos 57^\circ$$

$$R_{cy} = \left( \left( \frac{-16233,56}{2} \right) x \cos 57^\circ \right) - \left( \left( \frac{-18668,6}{2} \right) x \sin 42^\circ \right)$$

$$R_{cy} = 1.825,1 N.$$

## Pasador C:

Calculamos el diámetro necesario en el pasador C.

$$\sigma_F = 500 MPa.$$

$$C_{s,F} = 5.$$

$$F_B = 1829,6 N.$$

Diámetro del pasador A prediseñado: 25 mm.

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \times C_{s,F}} = \frac{500 MPa}{2 \times 5} = 50 MPa.$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{cilindro principal}}{2 \times A}; \frac{1.829,6 N}{2 \times A} = 50 MPa.$$

$$A_{pasador} = 18,3 mm^2.$$

# MEMORIA

$$A = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \pi; 18,3 = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \pi.$$

$$d_{pasador} = 4,82 = 5mm.$$

$$d_{pasador} \leq d_{prediseño}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas. Aunque se podría aproximar el diámetro del pasador a un diámetro más cercano al teórico calculado, por motivos de diseño y sobre todo de fabricación se ha buscado el simplificar la fabricación de los pasadores unificando diámetros.

Calculamos los esfuerzos en los pasadores como se indica en la figura 29, para ello aplicamos al diagrama de sólido libre de la pieza 7 y las fuerzas que hemos calculado anteriormente y se observan en la figura 30.

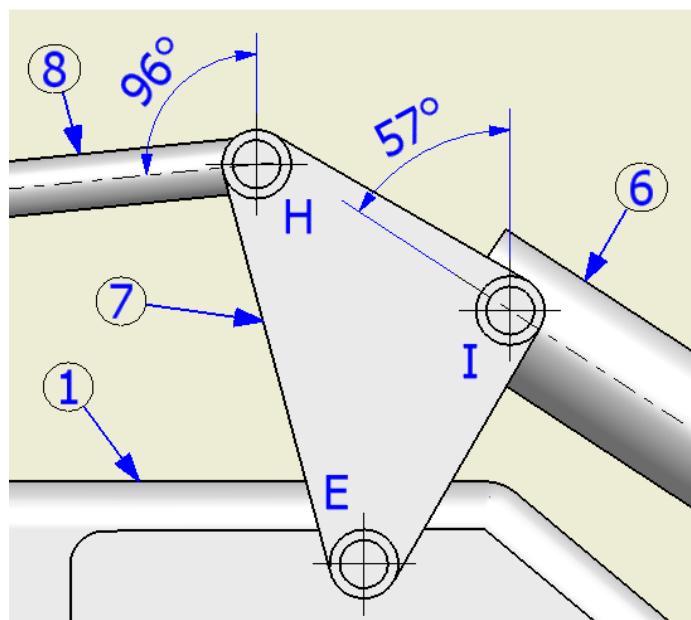


Fig.30: Esquema de los Pasadores.

# MEMORIA

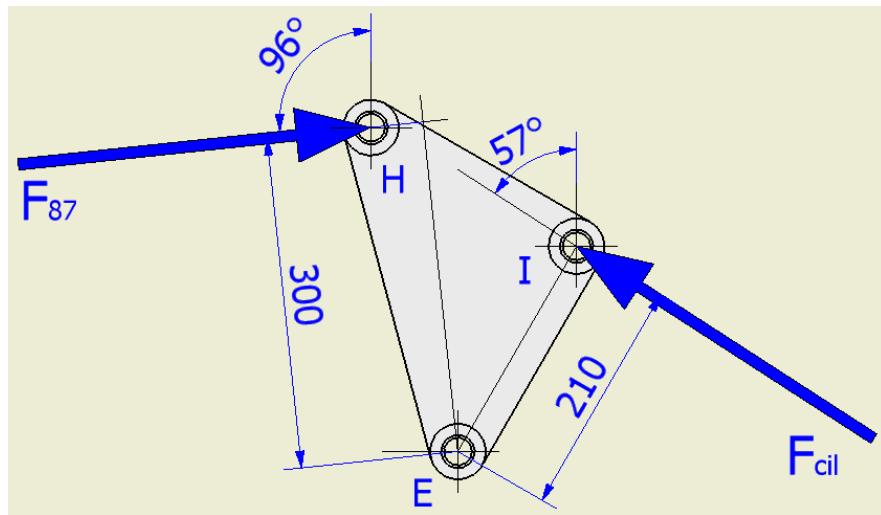


Fig.31: Diagrama de Solido Libre de la Pieza 7.

$$\sum M_E = 0$$

$$(F_{87} \times 300) = F_{cil} \times 210$$

$$F_{87} = \frac{(-16233,5) \times 210}{300} = -11.363.5 \text{ N}$$

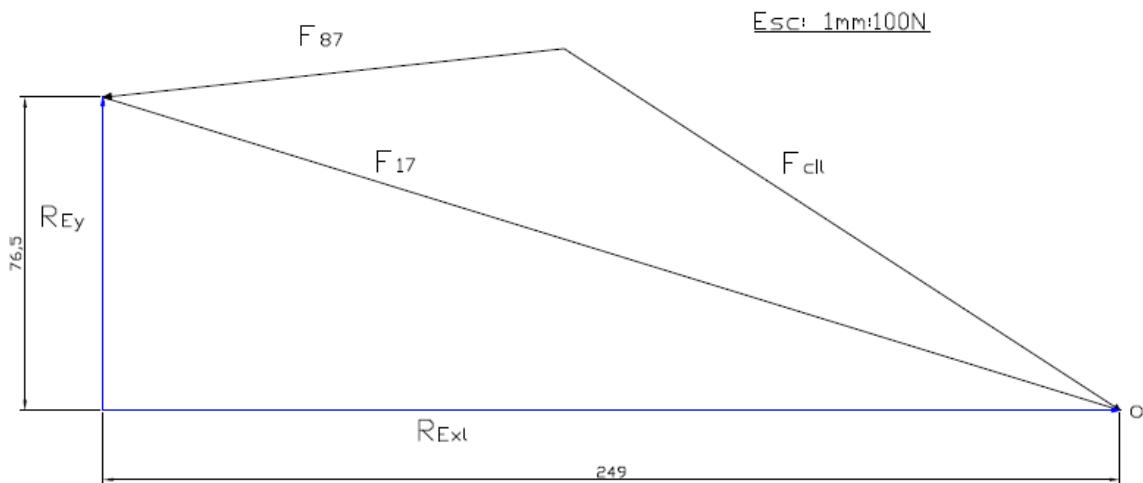


Fig.32: Vectores de Fuerzas de la Pieza 7.

Calculamos mediante el diagrama de fuerzas del sólido libre de la pieza 7, figura 31, la tensión que soporta el pasador E.

$$R_{Ey} = 7650 \text{ N}$$

$$R_{Ex} = 24.900 \text{ N}$$

# MEMORIA

---

$$F_{17} = F_E = 26.048,7N$$

## Pasador E:

Calculamos el diámetro en el pasador E, este pasador es el más desfavorable porque soporta mayor tensión y tener el mismo diámetro que los pasador I y H.

$$\sigma_F = 500 \text{ MPa.}$$

$$C_{s,F} = 3.$$

$$F_E = 26.048,7N$$

El diámetro prediseñado para estos pasadores es 25mm.

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \times C_{s,F}} = \frac{500 \text{ MPa}}{2 \times 3} = 83,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_E}{2 \times A}; \quad \frac{26.048,65 \text{ N}}{2 \times (A)} = 83,33 \text{ MPa.}$$

$$A_{pasador} = 156,3 \text{ mm}^2$$

$$A = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \times \pi; \quad 156,3 = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \times \pi.$$

$$d_{pasador} = 14,1 = 14 \text{ mm.}$$

$$d_{pasador} \leq d_{prediseño}$$

Las dimensiones del pasador calculado en el prediseño son correctas. Aunque se podría aproximar el diámetro del pasador a un diámetro más cercano al teórico calculado, por motivos de diseño y sobre todo de fabricación se ha buscado el simplificar la fabricación de los pasadores unificando diámetros.

Calculamos la fuerza necesaria en los cilindros principales utilizando el diagrama de sólido libre del larguero, figura33. Las reacciones de los pasadores A, C y E son los calculados anteriormente.

## MEMORIA

---

**$R_{Ay} = -6.491,7N.$**

**$R_{Ax} = -13.873,5N.$**

**$R_{Cy} = 1.825,1N.$**

**$R_{Cx} = 129,4N.$**

**$R_{Ey} = 7650N.$**

**$R_{Ex} = 24.900N.$**

# MEMORIA

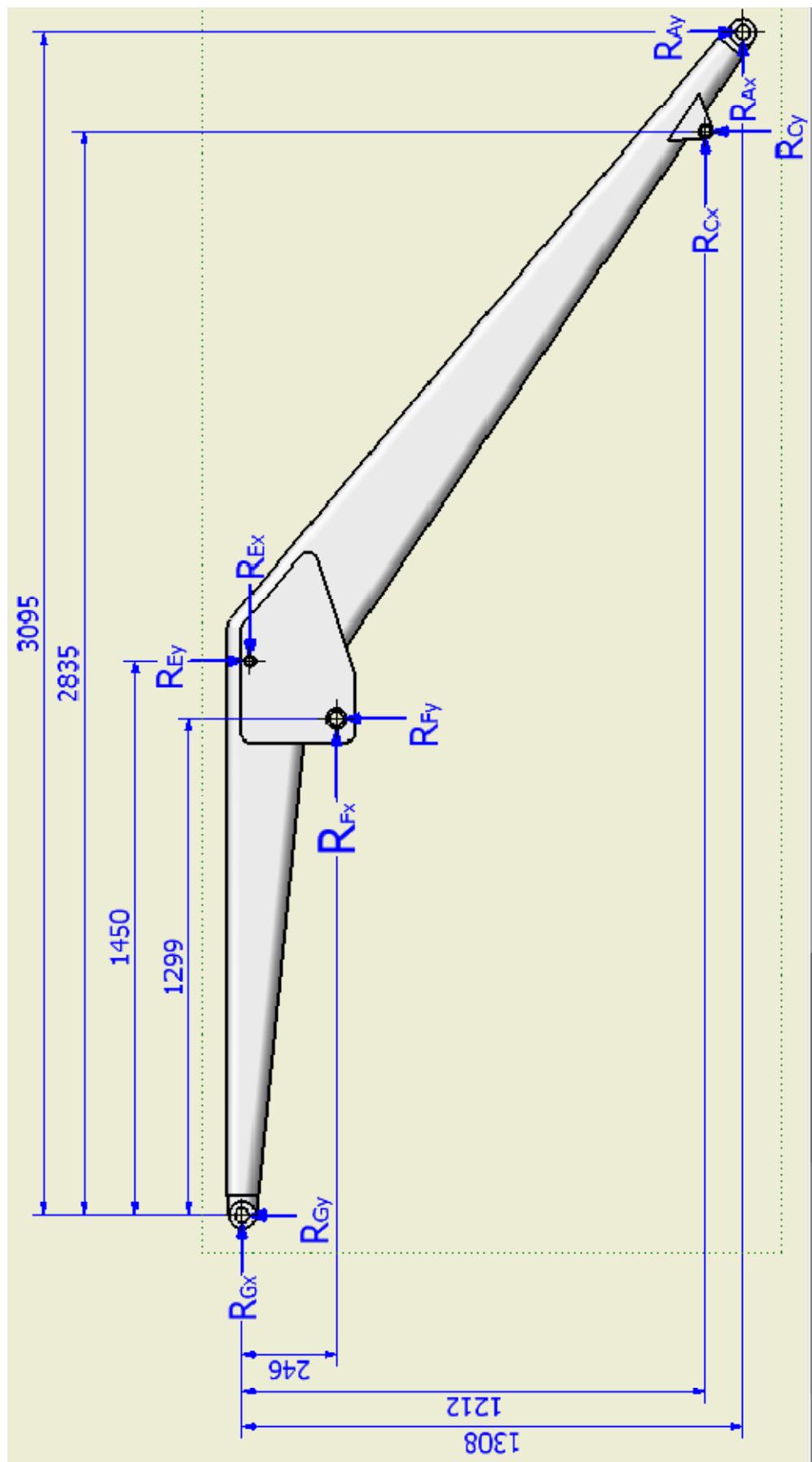


Fig.33: Diagrama de Solido Libre del Larguero

$$\sum M_G = 0$$

$$\begin{aligned} & ((R_E y \times 1450) + (R_C y \times 2835) + (R_A y \times 3095)) \\ & = ((F_{cil} x \times 246) + (F_{cil} y \times 1299) + (R_C x \times 1212) + (R_A y \times 1308)) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & ((24900 \times 1450) + (1825,1 \times 2835) + ((-6491,7) \times 3095)) \\ & = (((F_{cil} \times \cos 7^\circ) \times 246) + ((F_{cil} \times \sin 7^\circ) \times 1299) + (129,4 \times 1212) \\ & + ((-13873,5) \times 1308)) \end{aligned}$$

$$F_{cil} = 97.340,4 \text{ N.}$$

## 1.7.4 CALCULO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

Todos los cilindros de la pala cargadora trabajan con la misma presión y caudal de aceite, los cuales estarán determinados por el tractor agrícola en el cual está montada la pala cargadora diseñada.

Como se desprende del estudio de mercado mencionado anteriormente, actualmente todos los tractores agrícolas incorporan bombas de aceite con una presión de trabajo de 200 bar y 100 l/min. Los cilindros serán dimensionados con una presión de 160 bar, debido a las pérdidas de carga en tuberías y actuadores. El caudal utilizado para los cálculos es de 75l/min determinado por el distribuidor electrónico utilizado.

En la construcción de la pala cargadora se instalarán cilindros hidráulicos comerciales del fabricante MEHI SL. MEHI SL es una empresa con más de 30 años de experiencia en la fabricación de cilindros hidráulicos a medida. Con esta decisión conseguimos un trabajo fiable y con garantías de éxito, además de posibilitar a los posibles usuarios repuestos en tiempo mínimo de una de las partes fundamentales del sistema hidráulico.

Las características fundamentales para los tres tipos de cilindros son comunes y vienen determinadas a continuación:

# MEMORIA

---

## **PRESIÓN:**

- Mínima de trabajo = 10 bar.
- Máxima de trabajo = 200 bar.
- Normal en servicio = 160 bar.

## **TEMPERATURA:**

- Juntas estándar.
  - Mínima -20° C.
  - Máxima 70° C.
- Juntas para temperaturas elevadas.
  - Mínima -10° C.
  - Máxima 160° C.

## **VELOCIDAD:**

Aptos para trabajar con velocidades máximas entre 6 y 10 m/mín. con juntas estándar y hasta 10 m/s, con juntas especiales.

## **FLUIDO:**

Los cilindros se suministran con juntas estándar para trabajar con aceite mineral hidráulico (viscosidad de 2 a 10°E. A 50° C.), bajo demanda pueden suministrarse para trabajar con fluidos resistentes al fuego (inflamables), como pueden ser del tipo este fosfato o agua-glicol, para lo cual habría que colocar las juntas adecuadas.

## **CAMISA:**

Construida en tubo de acero de calidad ST-52, laminado en frío con una tolerancia de diámetro H-8 y una rugosidad entre 0.3 y 0.2 micras.

## VÁSTAGO:

Obtenido de acero F-114 rectificado y cromado con una tolerancia de acabado de f-7 y un espesor de cromo de 2.5 micras. Bajo demanda se puede suministrar en acero inoxidable, con más capas de cromo, etc.

## JUNTAS:

Las juntas dinámicas correspondientes a la estanqueidad del pistón son de caucho sintético más tejido. Su diseño garantiza su estanqueidad perfecta y su bajo coeficiente de rozamiento.

El anillo rascador está fabricado en caucho el cual está reforzado mediante acero. Estas juntas son de tipo estándar y para una temperatura de trabajo entre -20 y 70° C.

## CONEXIONES:

Las roscas de las conexiones de entrada y salida son del tipo BSP (rosca gas), su posición puede verse en los planos. Las roscas serán todas 3/8'' Hembra.

### 1.7.5 Cilindros Principales.

**3-CILINDRO HIDRÁULICO PRINCIPAL:** Estos cilindros son los cargados de elevar la el chasis principal y por lo tanto la carga que queremos elevar. Está conectado por un extremo a los largueros y por el otro al subchasis. Figura 31.

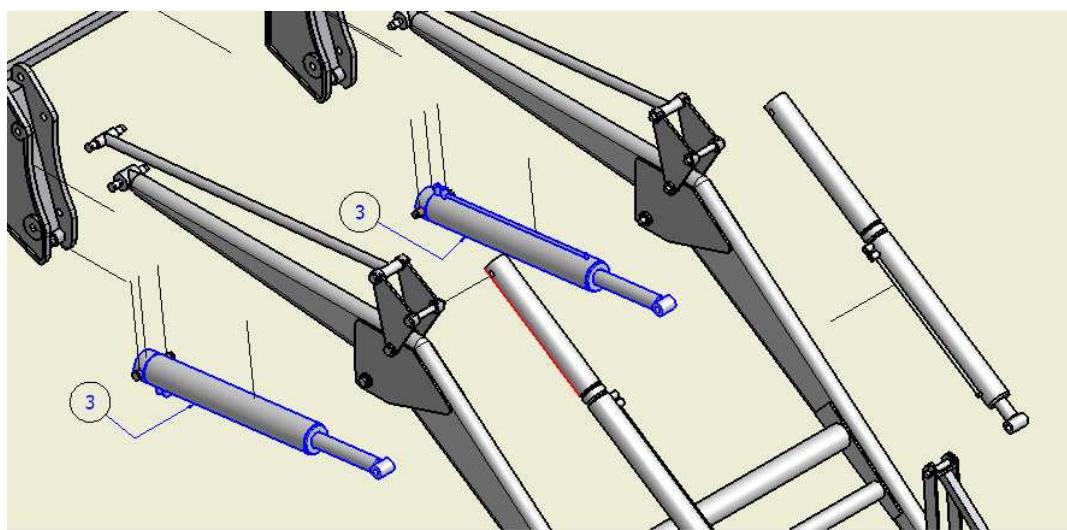


Fig.34: Perspectiva De La Pala Cargadora Diseñada.

## 1.7.5.1 Calculo Diámetro del Tubo

Para dimensionar el cilindro utilizamos la fuerza que ha sido calculado en el apartado anterior de este documento. Recordemos:  $F_{cil} = 97.340,4\text{ N}$ .

La presión de trabajo viene determinada por la bomba de aceite del tractor agrícola como hemos explicado anteriormente, y es de 160 bar. Las medidas del cilindro han sido predimensionadas al inicio del proyecto, comprobaremos ahora si estas dimensiones son correctas y por lo tanto admisibles para diseño final. Los diámetros predimensionados para el tubo del cilindro hidráulico son:  $\emptyset 120 \times 100\text{ mm}$ .

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{d}{2}\right)^2 \times \pi\right) \times (P \times (100.000)) \times \mu$$

d: Diámetro interior del cilindro en m.

P: Presión de trabajo en bar.

$\mu$ : Rendimiento del cilindro (0,8).

F<sub>cil</sub>: Fuerza desarrollada por el cilindro.

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{0,1}{2}\right)^2 \times \pi\right) \times (160 \times (100.000)) \times 0,8$$

$$F_{cil} = 100.530,9\text{ N}$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que desarrolla es mayor a la necesaria para elevar la carga.

## 1.7.5.2 Calculo Diámetro del Vástago

El vástago de un cilindro trabaja siempre a tracción, a compresión o a pandeo: la consideración de compresión o pandeo dependerá del diámetro del vástago y de la longitud del mismo.

De una forma general, y teniendo en cuenta solamente el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión lateral, cuando se cumpla la relación:

$$\frac{L}{i} \geq 40$$

L: Longitud del vástago en cm.

# MEMORIA

---

i: Radio de giro de la sección en cm.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

I: Momento de inercia de la sección en  $cm^4$ .

A: Área de la sección recta en  $cm^2$ .

$$L_{vástago} = 1560\text{mm}$$

$$d_{vástago} = 80\text{mm}$$

$$I = \frac{(\pi \times d^4)}{64}$$

$$I = \frac{(\pi \times (8)^4)}{64}$$

$$I = 201,06\text{ cm}^4$$

$$A = (r_{vástago}^2) \times \pi$$

$$A = (4^2) \times \pi$$

$$A = 50,26\text{cm}$$

$$i = \sqrt{\frac{201,06}{50,26}}$$

$$i = 2\text{cm}$$

$$\frac{1560}{2} \geq 40$$

Para el cálculo del vástago a pandeo se empleará la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{(\pi^2 \times E \times I)}{(L_p^2 \times C_s)}$$

# MEMORIA

---

Fp: Carga axial de pandeo en daN.

E: Módulo de elasticidad del material del vástago en daN/cm<sup>2</sup>. En el acero se puede considerar  $2,1 \times 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>.

I: Momento de inercia de la sección del vástago en cm<sup>4</sup>. En el caso de una sección circular.

Lp: Longitud de pandeo en cm

Cs: Coeficiente de seguridad. En vástago suele oscilar entre 2y3.

dvástago: Diámetro del vástago en cm.

$$F_p = \frac{(\pi^2 \times (2,1 \times 10^6) \times (201))}{((312)^2 \times 3)}$$

$$F_p = 142.654 \text{ N} > F_{cil} = \mathbf{100.530,9 \text{ N}}$$

Un diámetro de 80mm es apto para la fuerza realizada por el cilindro.

## 1.7.5.3 Calculo de los Pasadores

Comprobamos el pre dimensionamiento de los pasadores que se encuentra en los extremos del mismo conocida la fuerza real que este ejercerá. El procedimiento de cálculo seguido es similar al utilizado en el apartado *1.2.3 Calculo de los esfuerzos en los pasadores* de este mismo documento

$$\sigma_F = 500 \text{ MPa.}$$

$$C_{s,F} = 3.$$

$$F_{CILINDRO PRINCIPAL} = 100.531 \text{ N.}$$

Recordemos que el diámetro prediseñado para este pasador es de 30 mm.

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2 \times C_{s,F}} = \frac{500 \text{ MPa}}{2 \times 3} = 83,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{cilindro principal}}{2 \times A}; \quad \frac{100531 \text{ N}}{2 \times (A)} = 83,33 \text{ MPa.}$$

# MEMORIA

$$A_{pasador} = 603,2 \text{ mm}^2$$

$$A = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \pi; \quad 603,2 = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) \pi.$$

$$d_{pasador} = 27,7 = 28 \text{ mm.}$$

$$d_{pasador} \leq d_{prediseño}$$

Las dimensiones del pasador son adecuadas por soportar la máxima fuerza realizada por el cilindro hidráulico.

## 1.7.6 Cilindros Secundarios

**4 -CILINDRO HIDRÁULICO SECUNDARIO:** Estos cilindros son los encargados de bascular la carga, están unidos a dos cuadriláteros articulados en sus dos extremos. Figura 32.

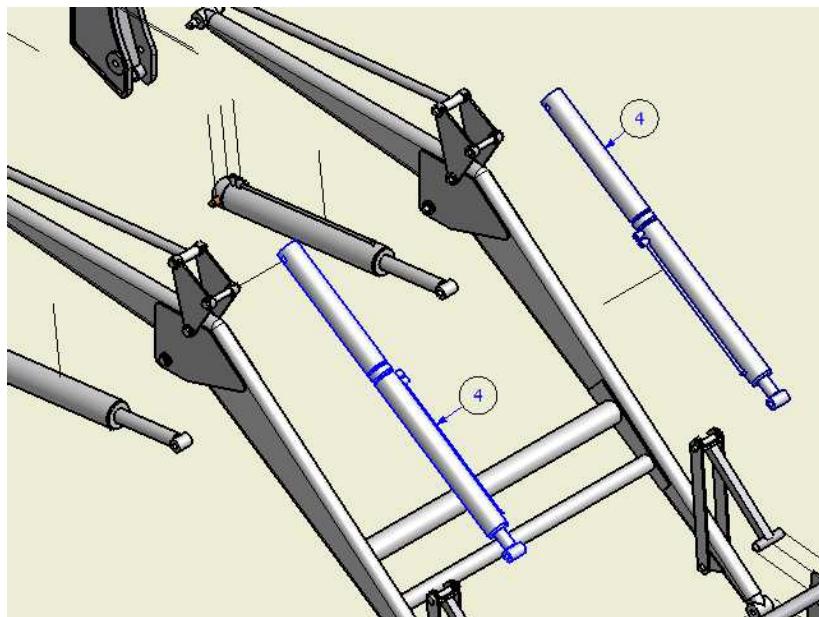


Fig.35: Perspectiva De La Pala Cargadora Diseñada.

## 1.7.6.1 Calculo Diámetro del Tubo

Para dimensionar el cilindro utilizamos la fuerza que ha sido calculado en el apartado anterior de este documento. Recordemos:  $F_{cil} = 16.233,6N$ .

La presión de trabajo viene determinada por la bomba de aceite del tractor agrícola como hemos explicado anteriormente, y es de 160 bar. Las medidas del cilindro han sido predimensionadas al inicio del proyecto, comprobaremos ahora si estas dimensiones son correctas y por lo tanto admisibles para diseño final. Los diámetros predimensionados para el tubo del cilindro hidráulico son:  $\emptyset 70x80mm$

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{d}{2}\right)^2 \times \pi\right) \times (P \times (100.000)) \times \mu$$

d: Diámetro interior del cilindro en m.

P: Presión de trabajo en bar.

$\mu$ : Rendimiento del cilindro (0,8).

$F_{cil}$ : Fuerza desarrollada por el cilindro.

$$F_{cil} = \left(\left(\frac{0.07}{2}\right)^2 \times \pi\right) \times (160 \times (100.000)) \times 0,8$$

$$F_{cil} = 49.260,17 N$$

Las medidas del cilindro son aceptables, la fuerza que desarrolla es mayor a la necesaria para bascular la carga. La fuerza que ejerce el cilindro es mayor a la calculada teóricamente, lo cual nos permitirá bascular la carga sin problemas.

## 1.7.6.2 Calculo Diámetro del vástago

El vástago de un cilindro trabaja siempre a tracción, a compresión o a pandeo: la consideración de compresión o pandeo dependerá del diámetro del vástago y de la longitud del mismo.

De una forma general, y teniendo en cuenta solamente el vástago, se considera que puede existir pandeo o flexión lateral, cuando se cumpla la relación:

# MEMORIA

---

$$\frac{L}{i} \geq 40$$

L: Longitud del vástago en cm.

i: Radio de giro de la sección en cm.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

I: Momento de inercia de la sección en  $cm^4$ .

A: Área de la sección recta en  $cm^2$ .

$$L_{vástago} = 650mm$$

$$d_{vástago} = 50mm$$

$$I = \frac{(\pi \times d^4)}{64}$$

$$I = \frac{(\pi \times (5)^4)}{64}$$

$$I = 30,67 \text{ } cm^4$$

$$A = (r_{vástago}^2) \times \pi$$

$$A = (2,5^2) \times \pi$$

$$A = 19,63 \text{ } cm$$

$$i = \sqrt{\frac{30,67}{19,63}}$$

$$i = 1,25 \text{ } cm$$

# MEMORIA

---

$$\frac{650}{1,25} \geq 40$$

Para el cálculo del vástago a pandeo se empleará la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{(\pi^2 \times E \times I)}{(L_p^2 \times C_s)}$$

Fp: Carga axial de pandeo en daN.

E: Módulo de elasticidad del material del vástago en daN/cm<sup>2</sup>. En el acero se puede considerar  $2,1 \times 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>.

I: Momento de inercia de la sección del vástago en cm<sup>4</sup>. En el caso de una sección circular.

Lp: Longitud de pandeo en cm

Cs: Coeficiente de seguridad. En vástago suele oscilar entre 2 y 3.

dvástago: Diámetro del vástago en cm.

$$F_p = \frac{(\pi^2 \times (2,1 \times 10^6) \times (63,6))}{((130)^2 \times 3)}$$

$$F_p = 12.538 \text{ N}$$

Un diámetro de 40mm es apto para la fuerza realizada por el cilindro. El vástago trabaja a tracción. El vástago solo trabajara a compresión cuando se bascule la carga, lo cual implica que la fuerza será mínima. Ya que la misma carga debido a la fuerza de la gravedad tiende a bascula la carga.

## 1.7.6.3 Calculo de los Pasadores

Comprobamos el pre dimensionamiento de los pasadores que se encuentra en los extremos del mismo conocida la fuerza real que este ejercerá. El procedimiento de cálculo seguido es similar al utilizado en el apartado 1.2.3 *Calculo de los esfuerzos en los pasadores* de este mismo documento.

---

$$\sigma_F = 500 \text{ MPa.}$$

# MEMORIA

---

$$C_{S,F} = 3.$$

$$F_{CILINDRO\ SECUNDARIO} = 49.260\ N.$$

Recordemos que el diámetro prediseñado para este pasador es de 25 mm.

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2xC_{S,F}} = \frac{500\ MPa}{2x3} = 83,33\ MPa.$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{cilindro\ secundario}}{2xA}; \frac{49.260N}{2x(A)} = 83,33\ MPa.$$

$$A_{pasador} = 295,57\ mm^2$$

$$A = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) x \pi; 295,57 = \left( \frac{d_{pasador}^2}{4} \right) x \pi.$$

$$d_{pasador} = 19,39 = 20\ mm.$$

$$d_{pasador} \leq d_{prediseño}$$

Las dimensiones del pasador son adecuadas por soportar la máxima fuerza realizada por el cilindro hidráulico.

## 1.8 ANCHURA MINIMA EN LAS OREJETAS.

Siguiendo el procedimiento definido en el apartado anterior, para calcular la anchura de la orejeta en primer lugar hay que ver que fuerzas están actuando sobre la misma.

En este caso, en el punto F, está actuando la fuerza del cilindro principal que se transmite a través del pasador. Esta orejeta es la más desfavorable, debido a circunstancias del diseño es la que menor espesor tiene y además soporta un mayor esfuerzo, pues actúa sobre ella el cilindro principal.

Sobre esta orejeta como se puede observar en la figura 36, aparece un esfuerzo de compresión sobre esta última (aplastamiento).

# MEMORIA

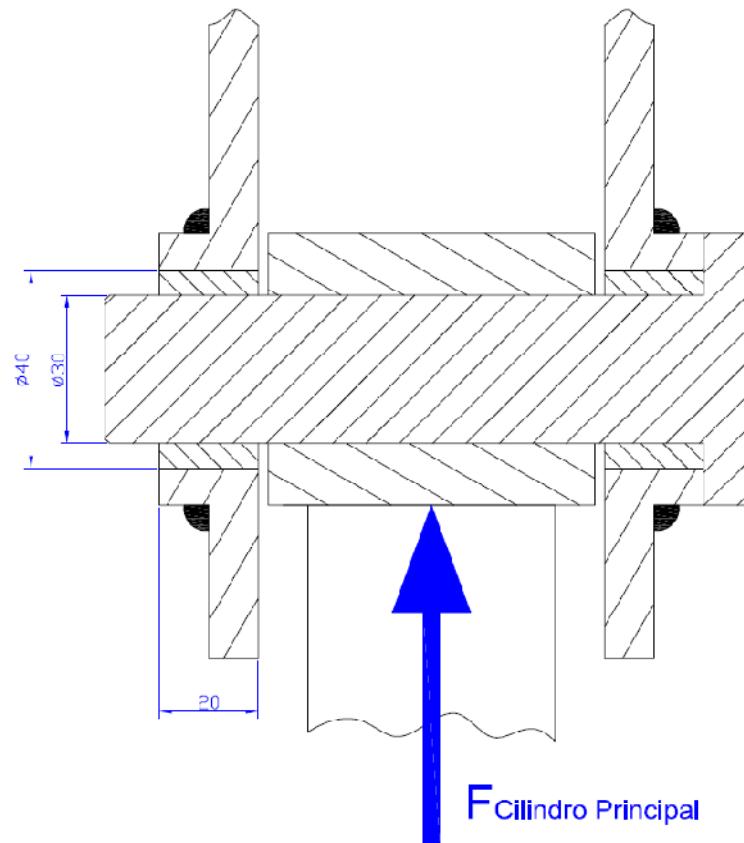


Fig.36: Perspectiva de la Orejeta.

La tensión normal se obtendrá como:

$$e=20\text{mm.}$$

$$d=30\text{mm.}$$

$$Fcilindro principal=100.531\text{N}$$

$$A = exd = 20 \times 30 = 600\text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Fcilindro principal/2}{A} = \frac{\frac{100531}{2}}{600} = 83.77\text{MPa.}$$

La tensión cortante máxima cuando solo existe tensión normal se obtiene como:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{83.77}{2} = 41.88 \text{ MPa}$$

## MEMORIA

---

Hay que tener en cuenta que la orejeta y el pasador están realizados en diferentes materiales y dado que el material de la orejeta es menos resistente ( $\sigma_f = 355 MPa$ ) la unión fallara por este elemento. El coeficiente de seguridad que debe imponerse para el diseño de la orejeta es de 4, la tensión cortante máxima admisible será ahora:

$$\tau_{max,adm} = \frac{\sigma_F}{2x C_{s,F}} = \frac{355}{2x4} = 43,37 MPa.$$

$$\tau_{max} < \tau_{max,adm}$$

$$41,88 MPa < 43,37 MPa$$

El espesor de la orejeta es correcto.

## **1.9 ANALISIS MECANICO DE LA PALA CARGADORA**

### **1.9.1. INTRODUCCION A SOLIDWORS.**

SolidWorks es una solución de diseño tridimensional completa que integra un gran número de funciones avanzadas para facilitar el modelado de piezas, crear grandes ensamblajes, generar planos y otras funcionalidades que le permiten validar, gestionar y comunicar proyectos de forma rápida precisa y fiable.

SolidWorks se caracteriza por su entorno intuitivo y por disponer de herramientas de diseño fáciles de utilizar. Todo integrado en un único programa de diseño con más de 45 aplicaciones complementarias para facilitar el desarrollo de sus proyectos.

Las principales características que hace de SolidWorks una herramienta versátil y precisa es su capacidad de ser asociativo, variacional y paramétrico de forma bidireccional con todas sus aplicaciones. Además utiliza el Gestor de diseño que facilita enormemente la modificación rápida de operaciones tridimensionales y de croquis de operación sin tener que rehacer los diseños ya plasmados en el resto de sus documentos asociados.

Junto con las herramientas de diseño de Pieza, Ensamblaje y Dibujo, SolidWorks incluye Herramientas de Productividad, de Gestión de Proyectos, de Presentación y de Análisis y Simulación que lo hacen uno de los estándares de diseño mecánico más competitivo del mercado.

Otras aplicaciones de SolidWorks:

- **Simulación y movimiento:**

Es una herramienta intuitiva de Simulación Física incluida en SolidWorks que permite agregar distintos movimientos a los componentes que forman su ensamblaje para evaluar como la forma, las dimensiones y las relaciones geométricas establecidas entre ellos definen la cinemática de su conjunto. Es una ayuda imprescindible para asegurar la ausencia de interferencias o choques entre los elementos de un ensamblaje. Además, la simulación del movimiento obtenida le ayudara en la definición de las cargas y condiciones de contorno cuando emplee la herramienta CosmoXpress para evaluar el comportamiento mecánico de su producto.

- **Análisis de interferencias:**

# MEMORIA

---

Está formado por herramientas incluidas en el Modulo de Ensamblaje cuyo objeto es detectar posibles interferencias en conjuntos o ensamblajes. De entre las principales herramientas destacan aquellas que determinan el volumen real de la interferencia entre dos o más componentes, los taladros de ajuste forzado y las interferencias entre cierres roscados, entre otras.

- **Del 2D al 3D:**

Constituye un conjunto de herramientas que le ayudara a convertir sus antiguos o modernos dibujos bidimensionales a una pieza en 3D mediante la definición del croquis y su posterior modelado tridimensional.

- **Superficies:**

Constituye un 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, entre otras.

- **Tablas de diseño:**

Herramienta que permite obtener gran numero de variaciones de un diseño de pieza o ensamblaje en único documento mediante la variación de las dimensiones, relaciones geométricas u otros parámetros. 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.

- **Moldes:**

El modulo de moldes contiene un conjunto de herramientas que permiten obtener la cavidad de un molde de inyección de plásticos (macho-hembra) a partir de una pieza en 3D. Se incluyen funciones como el Análisis del Angulo de salida, creación de la Línea de partición y la Creación automática de la cavidad, entre otras funciones.

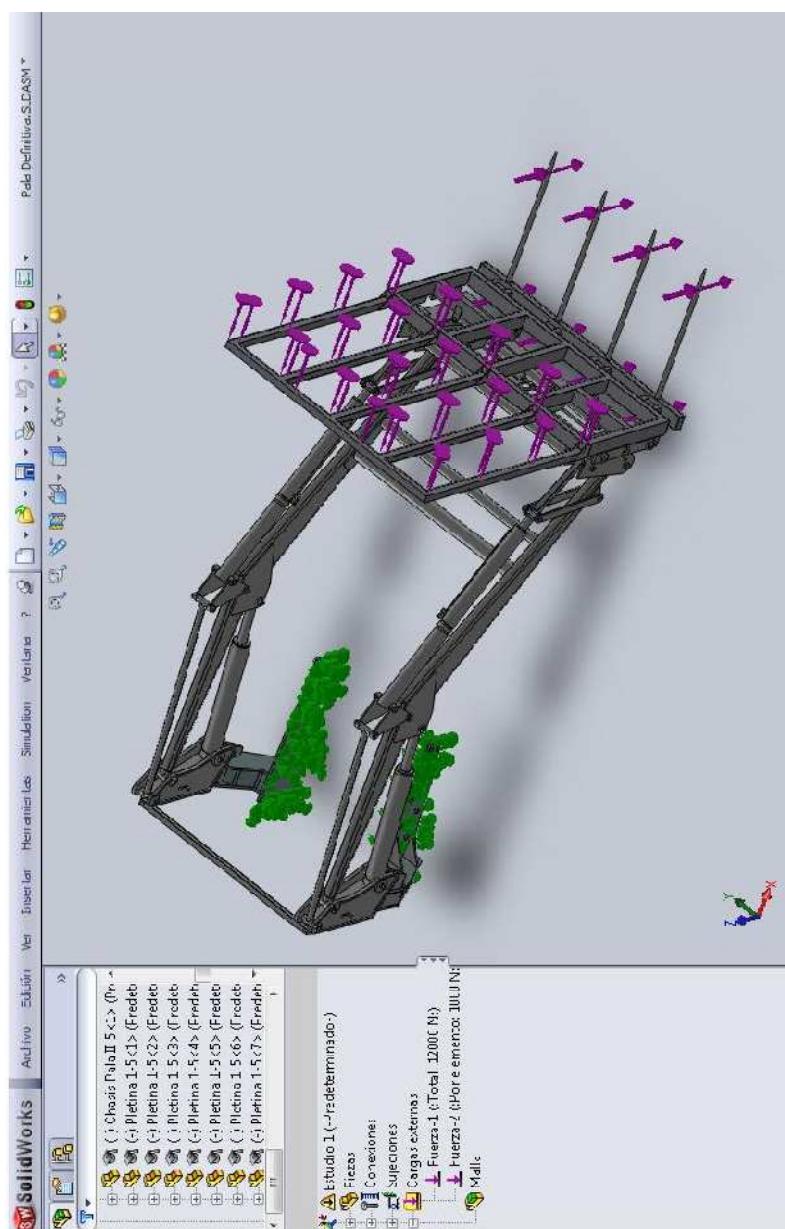
Y muchas aplicaciones más.

# MEMORIA

## 1.9.2 INTRODUCCION A COSMOS WORKS

Cosmos Works es una herramienta de validación de diseños que emplea el Método de los Elementos Finitos (MEF) en el Análisis de tensiones para calcular los desplazamientos, la deformación unitaria y las tensiones en una pieza según el material, la restricciones y las cargas aplicadas.

Es una herramienta que permite responder a cuestiones como: ¿Se romperá la pieza?, ¿Cómo se deformará?, ¿Es posible emplear menos material sin perjudicar su seguridad? Todas las respuestas se obtienen en cortos periodos de prueba-ensayo por ordenador sin crear necesidad de crear prototipos físicos y ensayos de laboratorio. En la figura 37 podemos ver un ejemplo de esta aplicación.



*Fig.37: Representación de las Cargas.*

### 1.9.3 METDODO DE LOS ELEMETOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería como análisis de tensiones o análisis estático.

El método se basa en dividir el cuerpo o geometría a validar en múltiples partes de pequeño tamaño denominados “Elementos”. Los elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.



*Fig.38: Ejemplo de Pieza Mallada.*

Los programas basados en MEF formulan ecuaciones matemáticas que rige 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, post-proceso 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).

## 1.9.4 SUPOSICIONES DEL ANALISIS ESTATICO LINEAL

El análisis estático lineal efectuado por Cosmos Works realiza tres suposiciones que debe conocer y tener en cuenta a la hora de realizar el ensayo y validar su modelo: Linealidad, Elasticidad y suposición estática.

- **Suposición de linealidad.** 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.

Esta simplificación no debe importarle cuando ensaye el modelo bajo tensiones que se encuentren en el intervalo lineal de la curva tensión-deformación, figura 39, es decir, en la zona elástica. En esta zona, las deformaciones son proporcionales a la tensión aplicada según el Modulo de elasticidad o Modulo de Young del material seleccionado y por lo tanto, el comportamiento puede ser representativo. Sin embargo, el empleo de tensiones superiores a la del Límite elástico requiere el uso de aplicaciones no lineales que tenga en cuenta las posibles deformaciones plásticas del material.

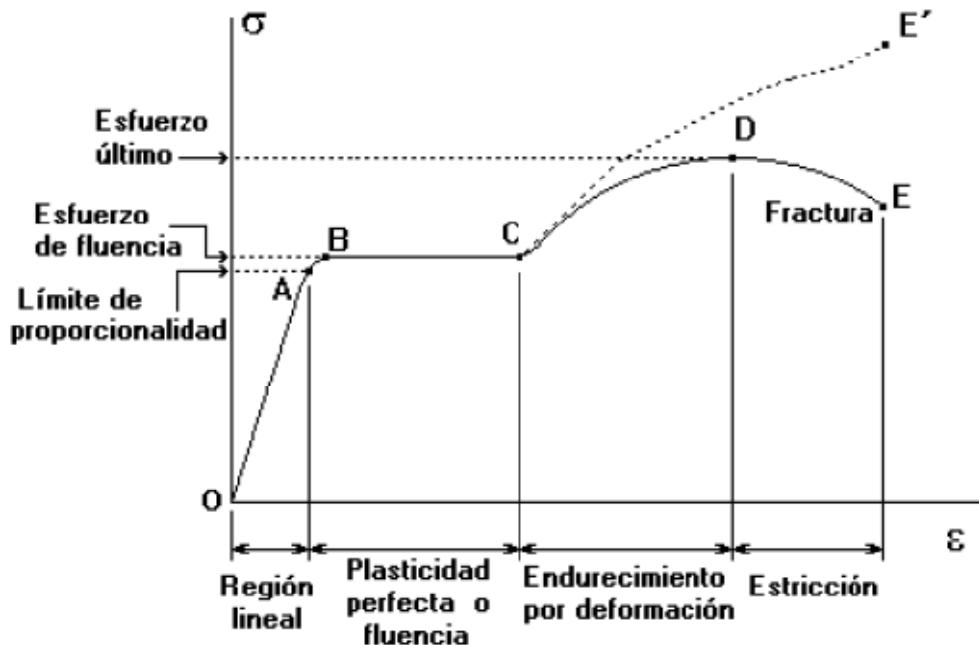


Fig.38: Curva Tensión-Deformación.

- **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.

# MEMORIA

---

- **Características de material:**

**Suposición Isotrópica del material.** Los materiales pueden ser Isotrópicos, Anisotrópicos o Ortotrópicos en función del comportamiento mecánico del modelo en las diferentes direcciones del espacio.

Cuando las propiedades mecánicas son las mismas en todas las direcciones del espacio se dice que el comportamiento es Isotrópico (acero). Los materiales Anisotrópicos tienen diferente comportamiento mecánico en las diferentes direcciones del espacio mientras que los Ortotrópicos tienen propiedades mecánicas únicas y diferentes por cada una de las direcciones por cada una de las direcciones (madera, muchos cristales y metales laminados).

Cosmos Works emplea el Modulo elástico, el Coeficiente de Poisson y el Limite elástico en la realización del análisis de esfuerzo. Los materiales Isotrópicos son definidos con el Modulo de Elasticidad (EX) y el Coeficiente de Poisson (NUXY).

**Modulo elásticos (EX)** Es la relación entre el esfuerzo ( $\sigma$ ) y deformación ( $\epsilon$ ) 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:

$$\sigma = E \epsilon \quad E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{P}{\frac{S_0}{\frac{Al}{l_0}}}$$

1MPa. Mega Newton/metro cuadrado (MN/m<sup>2</sup>)

1GPa. 1000 Giga pascal.

$\sigma$  es la tensión cuyas unidades son el Mega Pascal (MPa),  $\epsilon$  es la deformación (adimensional, cm/cm o m/m) y E es el Modulo Elástico o Modulo de Young (MPa o GPa).

**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.

# MEMORIA

Cuando un sólido está sometido a un esfuerzo en la dirección X el Coeficiente de Poisson NUXY definido por COSMOS relaciona la división de la tensión lateral en la dirección Y con la tensión longitudinal en la dirección X. Los coeficientes son adimensionales.

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 1: Modulo de Young y Coeficientes Poisson de Distintos Materiales.

**Límite elástico o SIGYLD.** 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 grafica en deformaciones elásticas y deformaciones plásticas o permanentes.

Cosmos Works emplea el Límite Elástico en el cálculo de la distribución del Factor de seguridad y supone que el material empieza a ser flexible cuando la tensión equivalente o tensión de Von Mises alcanza este valor.

- **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:

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

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.

$$S_{vonMises} \geq S_{limit}$$

- **Factor de seguridad** se calcula según:

$$\text{Factor de seguridad } (C_s) = S_{limit} / S_{vonMises}.$$

## 1.9.5 PROCESO DEL ANALISIS MECANICO ESTATICO

Tras realizar el cálculo de los elementos de la pala cargadora, debemos comprobarlos, para ello nos servirá de gran ayuda la aplicación COSMOSWORKS de SolidWorks antes presentada. Es una herramienta que como se ha explicado anteriormente utiliza el Método de los Elementos Finitos, con el fin de calcular tensiones, deformaciones, desplazamientos y distribuciones del coeficiente de seguridad de la maquina.

Para ello la aplicación nos muestra unos pasos a seguir para realizar el análisis mecánico estático de una forma correcta.

1) **Material:** se debe definir el material de cada uno de los elementos que forman el ensamblaje. SolidWorks posee una amplia biblioteca de materiales de la cual se elegirá el material definido, aunque también existe la posibilidad de definir nuestro propio material con las propiedades que se deseen.

2) **Conectores:** la aplicación necesita que definamos la manera en la que se conectan o unen las diferentes piezas entre sí. En el caso de la pala cargadora todas las piezas van unidas mediante pasadores.

Para definir los pasadores es necesario seleccionar las caras cilíndricas, que estarán en contacto con el pasador, de ambas piezas. También es necesario indicar la sección y el límite elástico de dicho pasador, para una posterior comprobación de los pasadores. Figura 39.

# MEMORIA

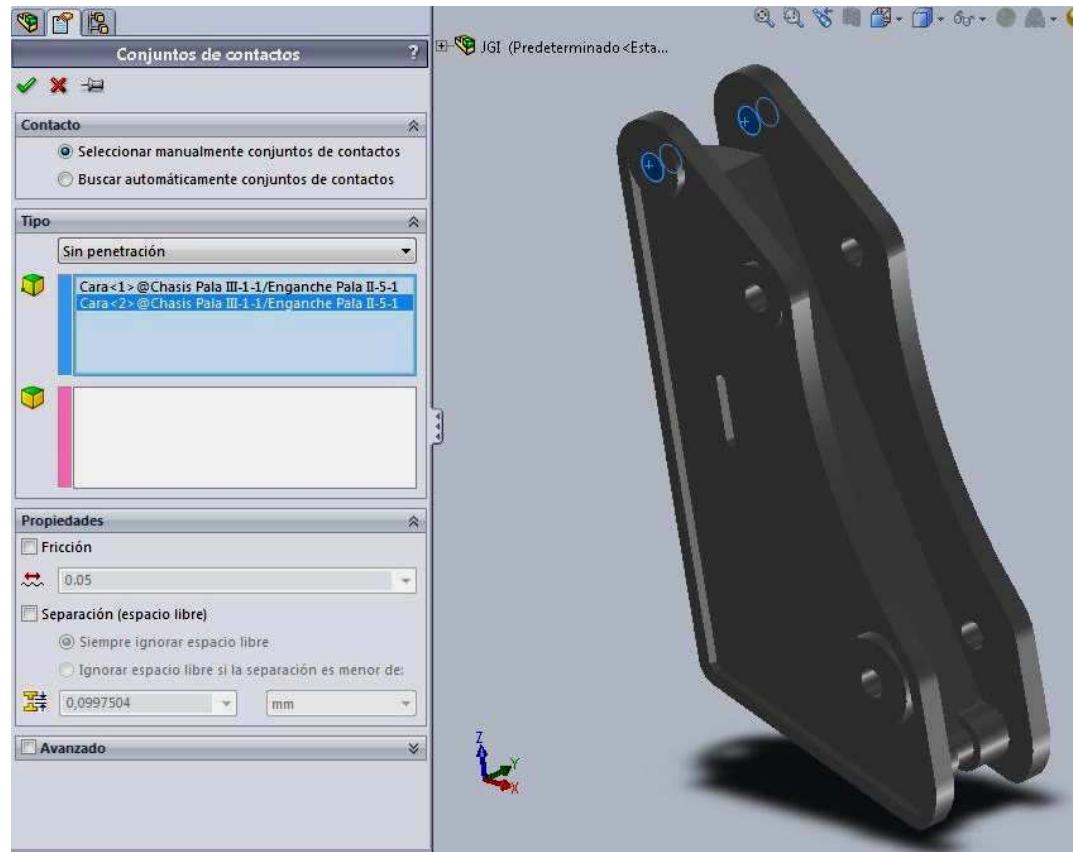
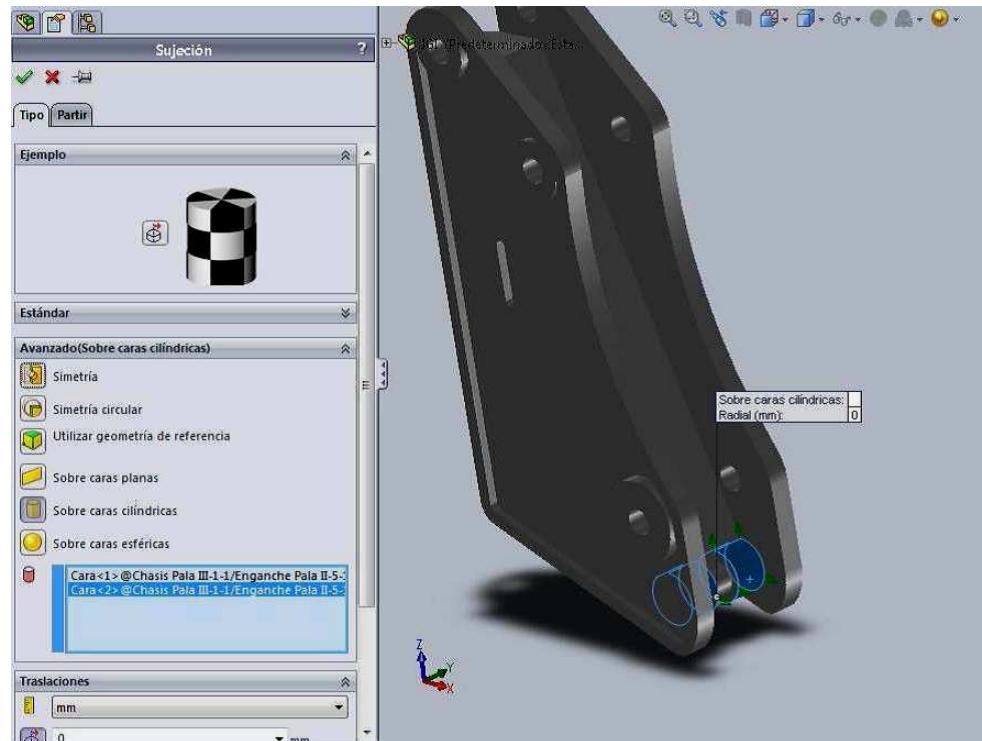


Fig.39: Ejemplo de Conectores.

3) **Restricciones:** se tiene que restringir el movimiento de las distintas piezas que estamos estudiando. Figura 40.



# MEMORIA

Fig.40: Ejemplo de Restricciones.

4) **Cargas externas:** este análisis se realizara en la posición más desfavorable, conocida anteriormente. En dicha posición se definirán las fuerzas que debe soportar la pala cargadora. Se necesita la dirección y la magnitud de la fuerza para definirla.

Para una posición determinada, se colocan las fuerzas aplicadas a la pala cargadora. Para ello la aplicación necesita que se le indique la superficie donde va a ser aplicada, una cara o arista perpendicular a la dirección de la fuerza y el valor de dicha fuerza. Figura 41.

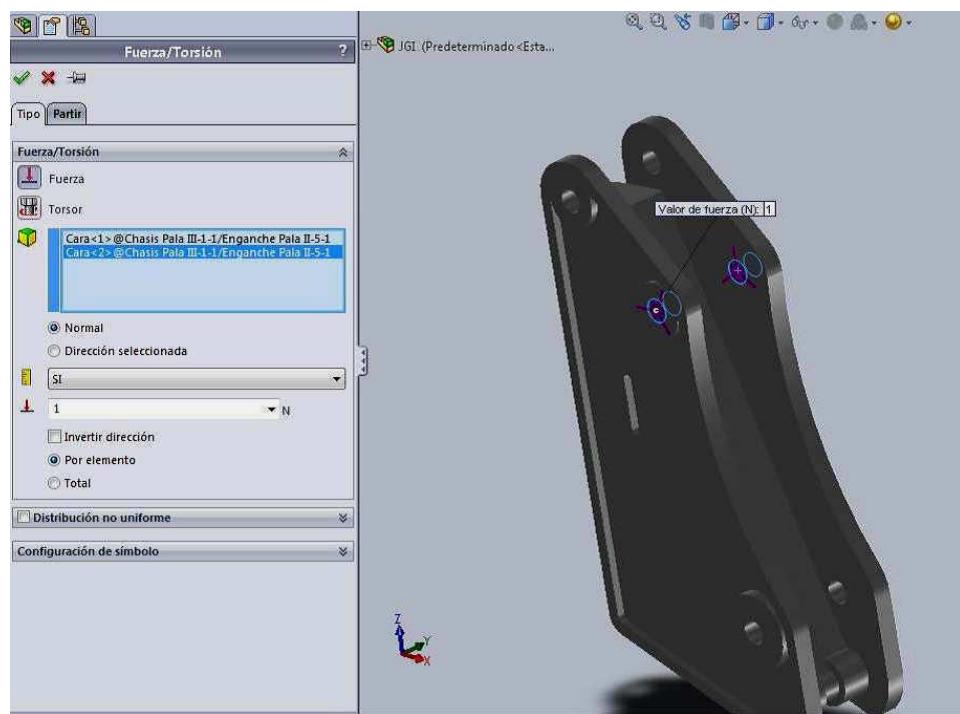


Fig.41: Ejemplo de Cargas Externas.

5) **Mallar:** una vez completados los pasos anteriores, se realizara el mallado del ensamblaje. En este caso se utiliza un mallado fino, con el tamaño de elemento y tolerancia más pequeño que nos permite en equipo donde se ha realizado en análisis. Esto nos permite obtener resultados más exactos y fiables. Figura 42.

# MEMORIA



Fig.42: Ejemplo de Pieza Mayada.

6) **Resultados:** Por último se ejecuta el motor de cálculo que nos dará los resultados de las tensiones, deformaciones, desplazamientos y CFS de la pala cargadora. Figura 43.

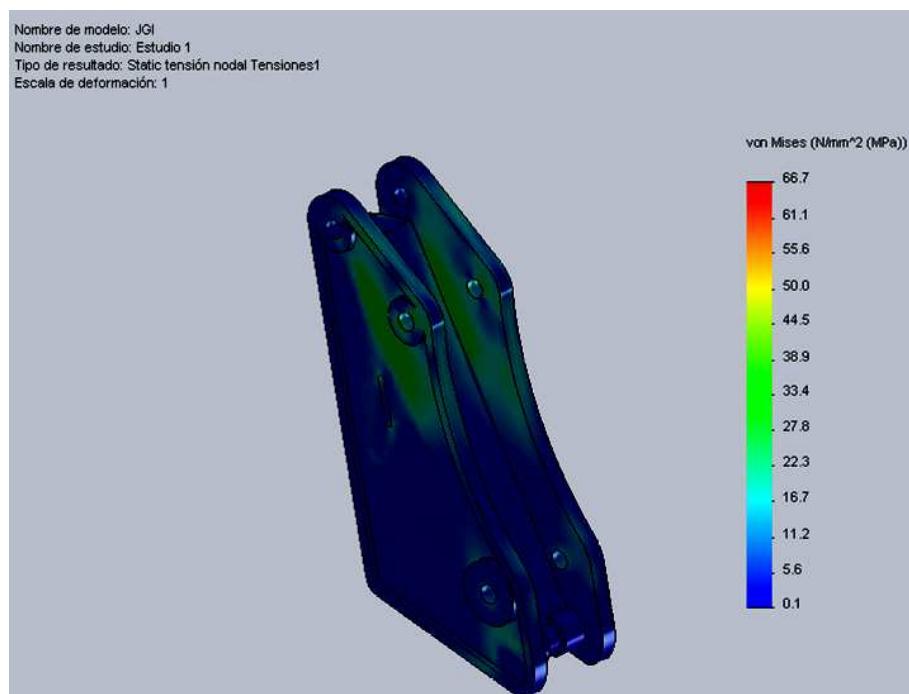


Fig.43: Ejemplo de Pieza Resuelta.

## 1.9.6 RESULTADOS DE LOS ANALISIS ESTATICOS.

El análisis mecánico, ha sido realizado en la posición que muestra la figura 44. Esta posición ha sido considerada la más desfavorable y por tanto en la que la pala cargadora soporta más esfuerzos. Es la misma posición partir de la cual se han calculado los esfuerzos en los pasadores en este mismo documento.

Por motivos técnicos no ha podido ser analizado el ensamblaje completo de la pala cargadora. Por ello ha sido necesario realizar el análisis de las partes fundamentales de la misma por separado. A continuación se muestran los resultados de las partes analizadas.

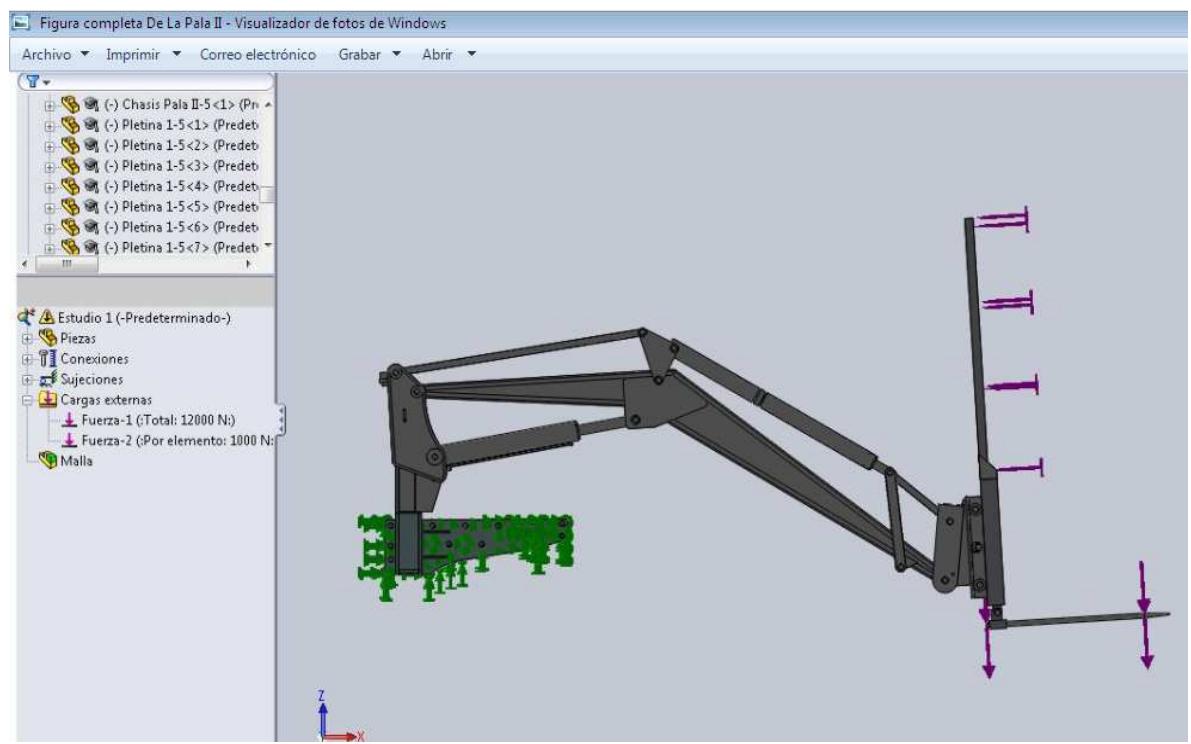


Fig.44: Posicionamiento para el Análisis.

## PLATAFORMA SUJECCIÓN PUAS

### **Modelo:**

Las púas son comerciales por lo tanto no nos interesan en el estudio, ha sido incluidas para facilitar el mismo al permitir aplicar directamente el peso máximo a elevar por la pala cargadora (10.000 N) más un pequeño lastre de (2.000 N). Como podemos comprobar la carga es la misma que la utilizada en apartados anteriores para el cálculo de los esfuerzos en los pasadores. Figura 45.

# MEMORIA

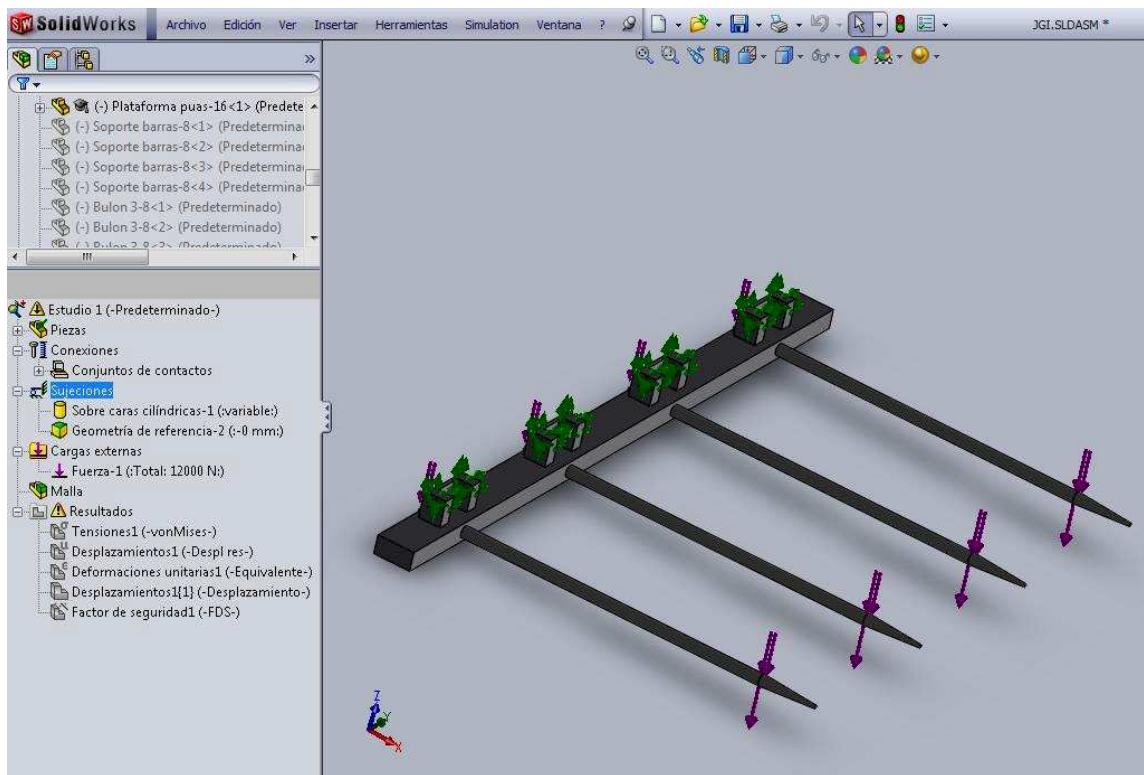


Fig.45: Modelo para Análisis de la Plataforma Sujeción Púas.

## Tensiones Von Mises:

En la figura 46 observamos la plataforma de sujeción de las púas resulta por el programa, en ella se representa la tensión Von Mises mediante un mapa de colores. Como se observa en la leyenda los colores varían del azul al rojo el cual representa la máxima tensión, como el lógico esta se da en el punto donde las púas están unidas al perfil.

La púa actúa como una viga empotrada en un extremo y con una carga repartida. Por ello la punta de la púa apenas soporta tensión.

# MEMORIA

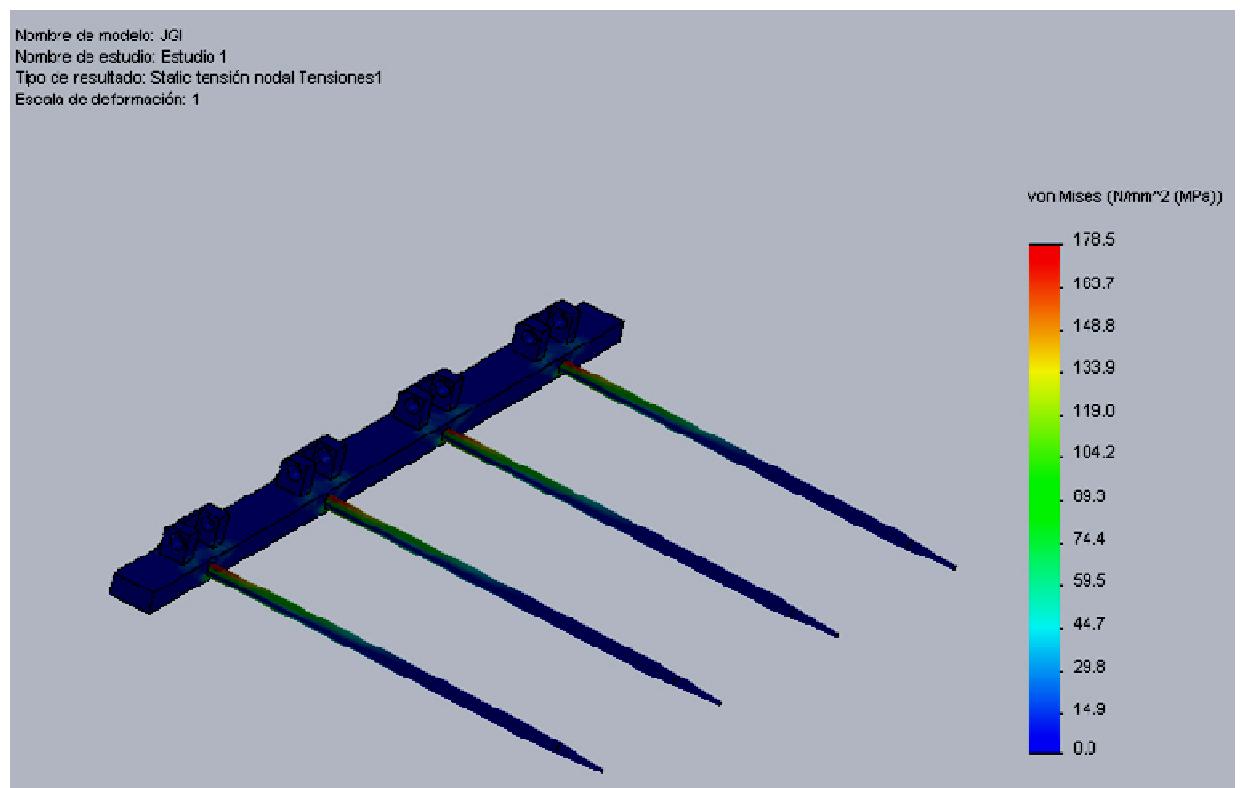


Fig.46: Tensiones de Von Mises de la Plataforma Sujeción Púas.

## Desplazamiento:

En la figura 47 observamos los desplazamientos de la plataforma igual que en la figura 46, representamos con un mapa de colores que varia del azul, para las zonas que menos se desplazan, hasta rojo que representa la zona que mayor desplazamiento sufre.

Como se ha explicado anteriormente la púa actúa como una viga empotrada en un extremo y con una carga repartida. Por ello el mayor desplazamiento está localizado en extremo de las púas, este valor máximo es de 13 mm, lo cual es despreciable teniendo en cuenta la largura de la púa.

# MEMORIA

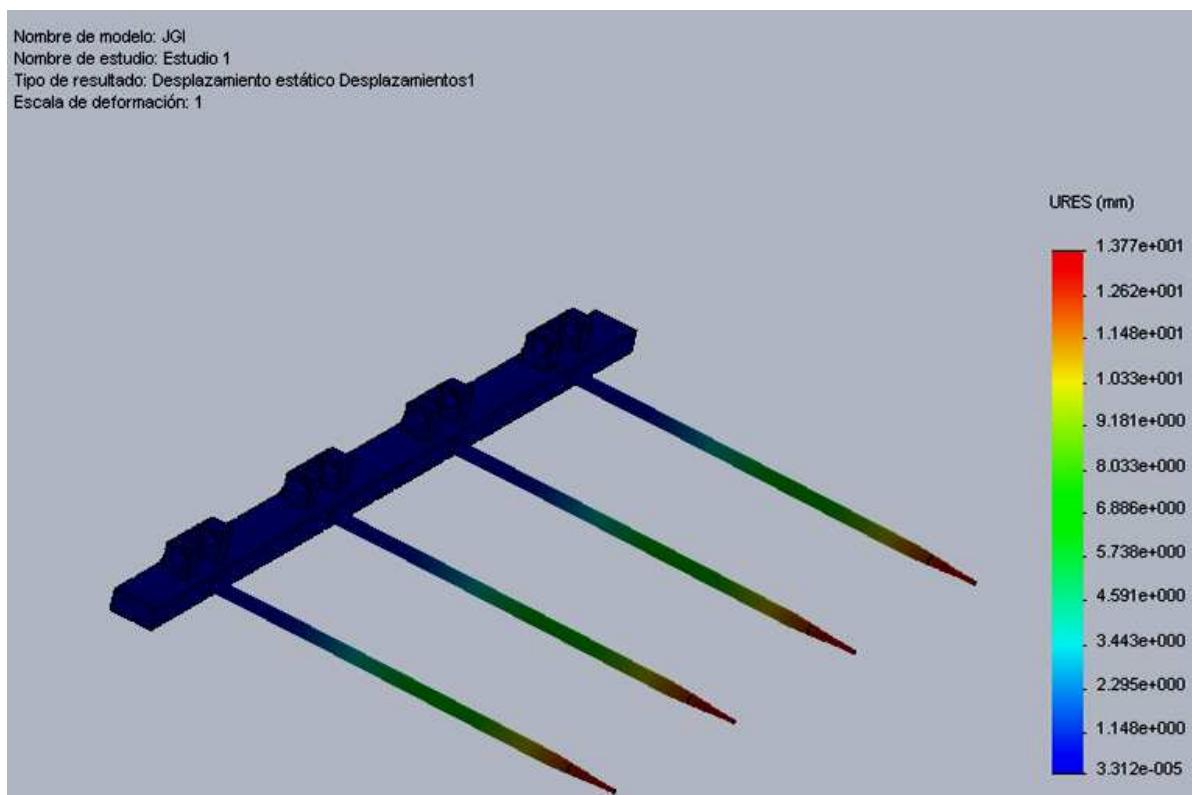


Fig.47: Desplazamientos de la Plataforma Sujeción Púas.

## Factor De Seguridad:

Por último en la figura 48 observamos la representación del factor de seguridad, en los cuadros aparecen el valor máximo y mínimo. El factor mínimo de seguridad es de 3,93 anteriormente hemos dimensionado los pasadores con un factor de seguridad de 3 por lo tanto la plataforma este por encima del factor de seguridad mínimo requerido.

# MEMORIA

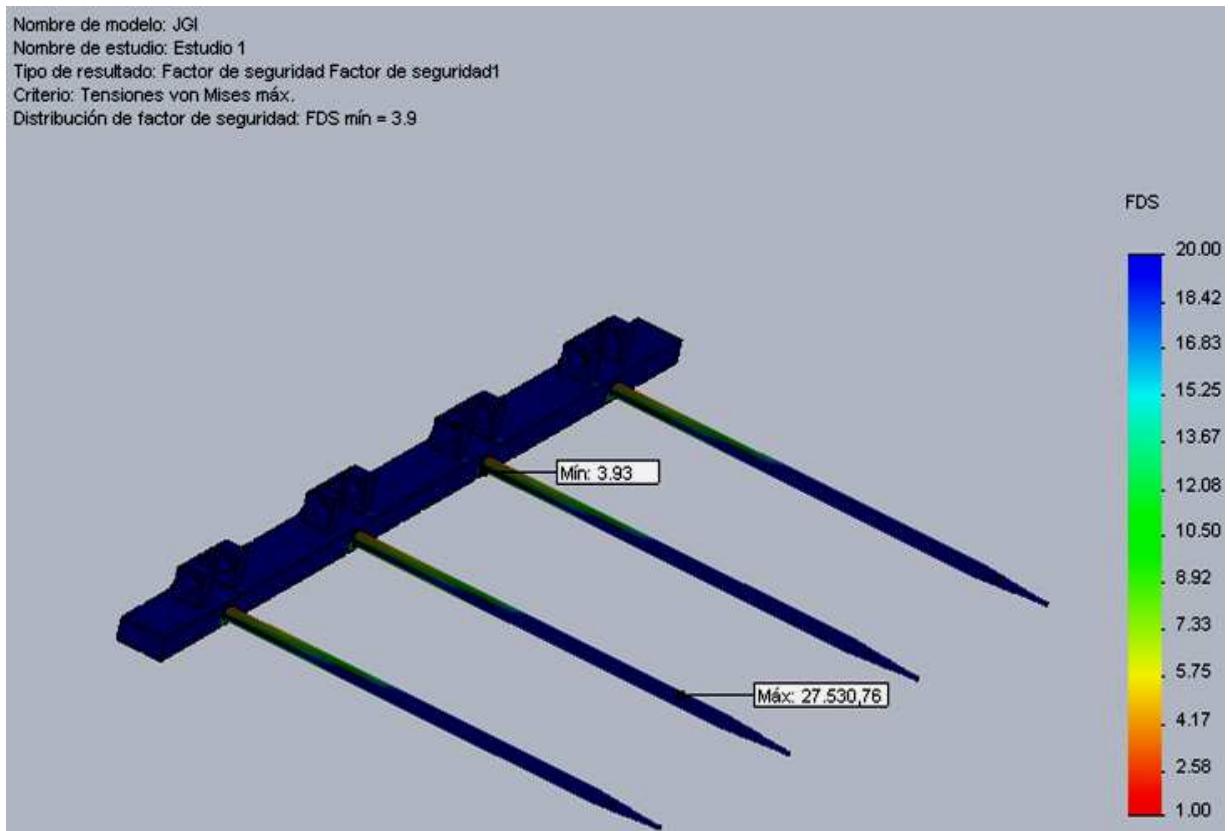


Fig.48: Distribución Factor de Seguridad de la Plataforma Sujeción Púas.

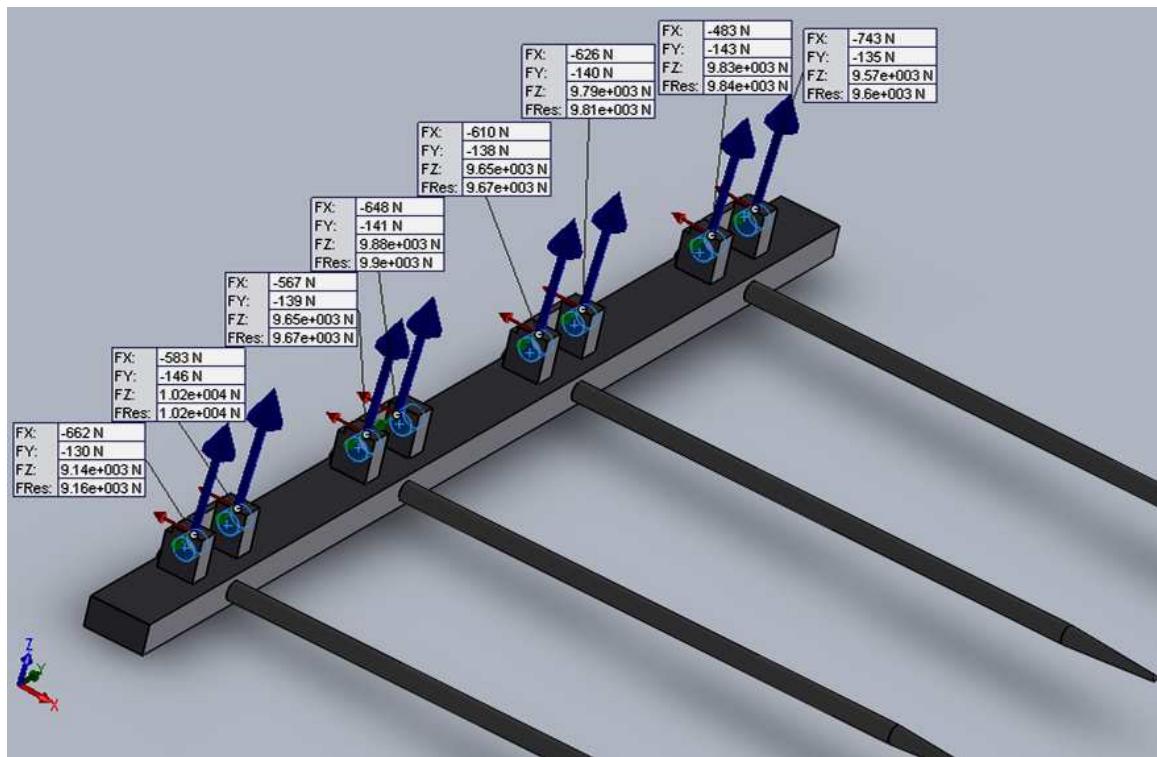


Fig.49: Reacciones en las orejetas de la Plataforma Sujeción Púas.

# MEMORIA

Los esfuerzos que soportan las orejetas y que se observan en la figura 49 se trasladan al chasis de la pala que es el ensamblaje que vamos a analizar a continuación.

## CHASIS PALA

### Modelo:

En el chasis de la pala como se observa en la figura 50 actúan dos fuerzas. Por un lado tenemos las fuerzas derivadas del análisis anterior, figura 49, y que actúan en las orejetas en las cuales se ensambla la plataforma de las púas. Por otro actúa una fuerza en sentido horizontal debido al empuje que ejercen las balas cargadas contra la parrilla superior.

Las restricciones se establecen en los enganches rápidos de la pala y son de tipo fijo, es decir actúan como un empotramiento.

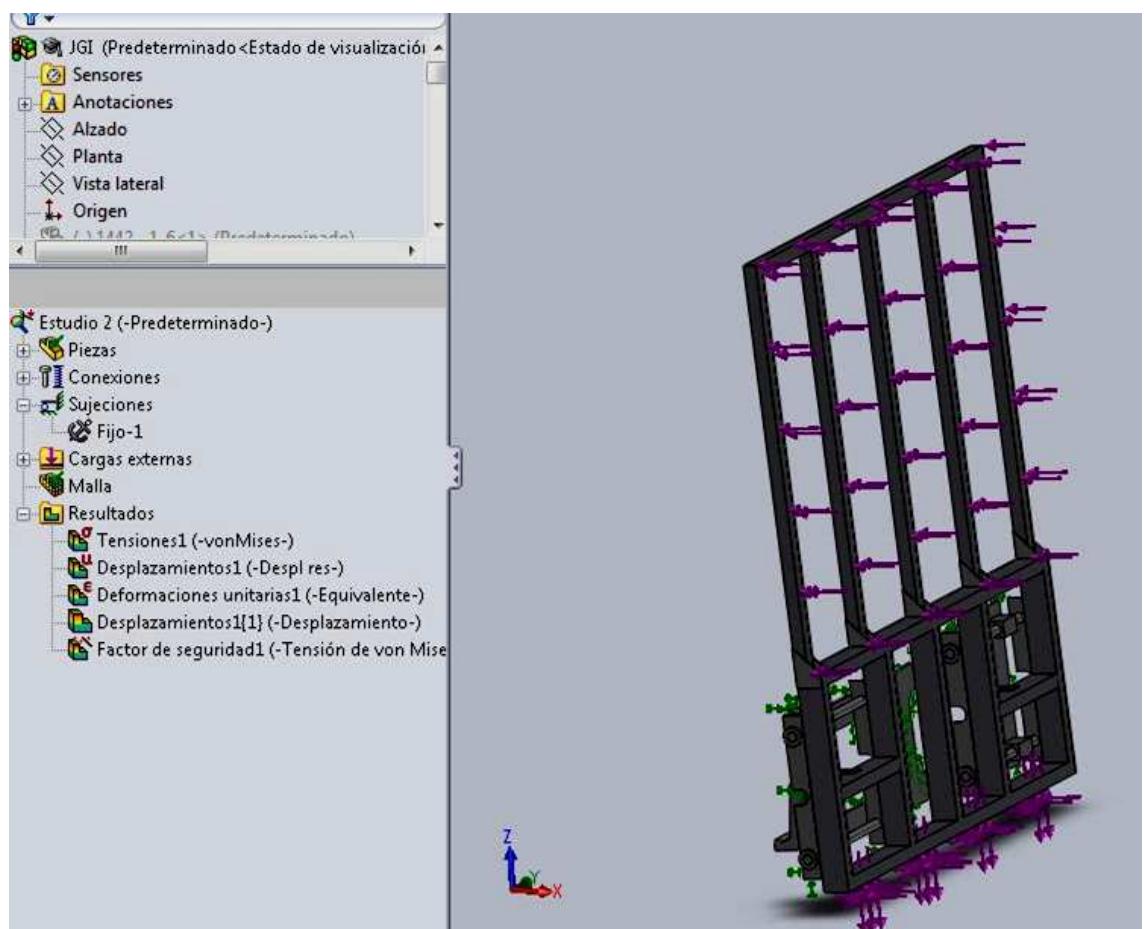


Fig.50: Modelo para Análisis del Chasis Pala.

# MEMORIA

## Tensiones De Von Mises:

En la figura 51 observamos la distribución de tensiones mediante un mapa de colores como en el apartado anterior. Las mayores tensiones se localizan como se aprecia en la figura 51 en el perfil inferior del chasis. Este perfil es el que soporta los esfuerzos transmitidos por la plataforma de las púas que se ha analizado en apartado anterior. Estas tensiones tienen un valor bajo y no producen la rotura del material como comprobaremos más adelante con el factor de seguridad.

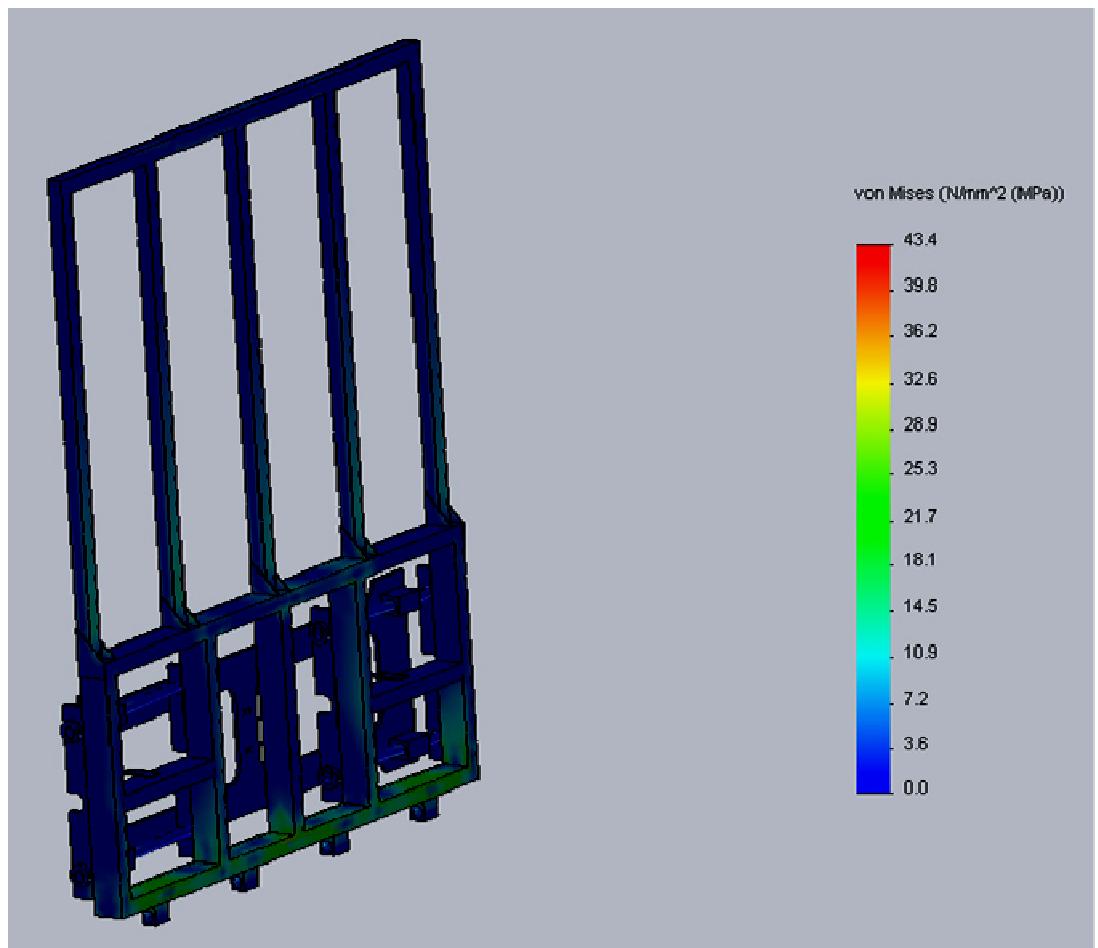


Fig.51: Tensiones de Von Mises en el Chasis de la Pala.

## Desplazamientos:

Los mayores desplazamientos del chasis de la pala se localizan los pasadores por los cuales desliza la misma y que le permiten tener movimiento horizontal. Estos pasadores son los encargados de unir el chasis principal de la pala con los enganches rápidos por ello están sometidos a un mayor desplazamiento. Estos desplazamientos son aceptables pues en su valor máximo son de 1,7 mm.

# MEMORIA

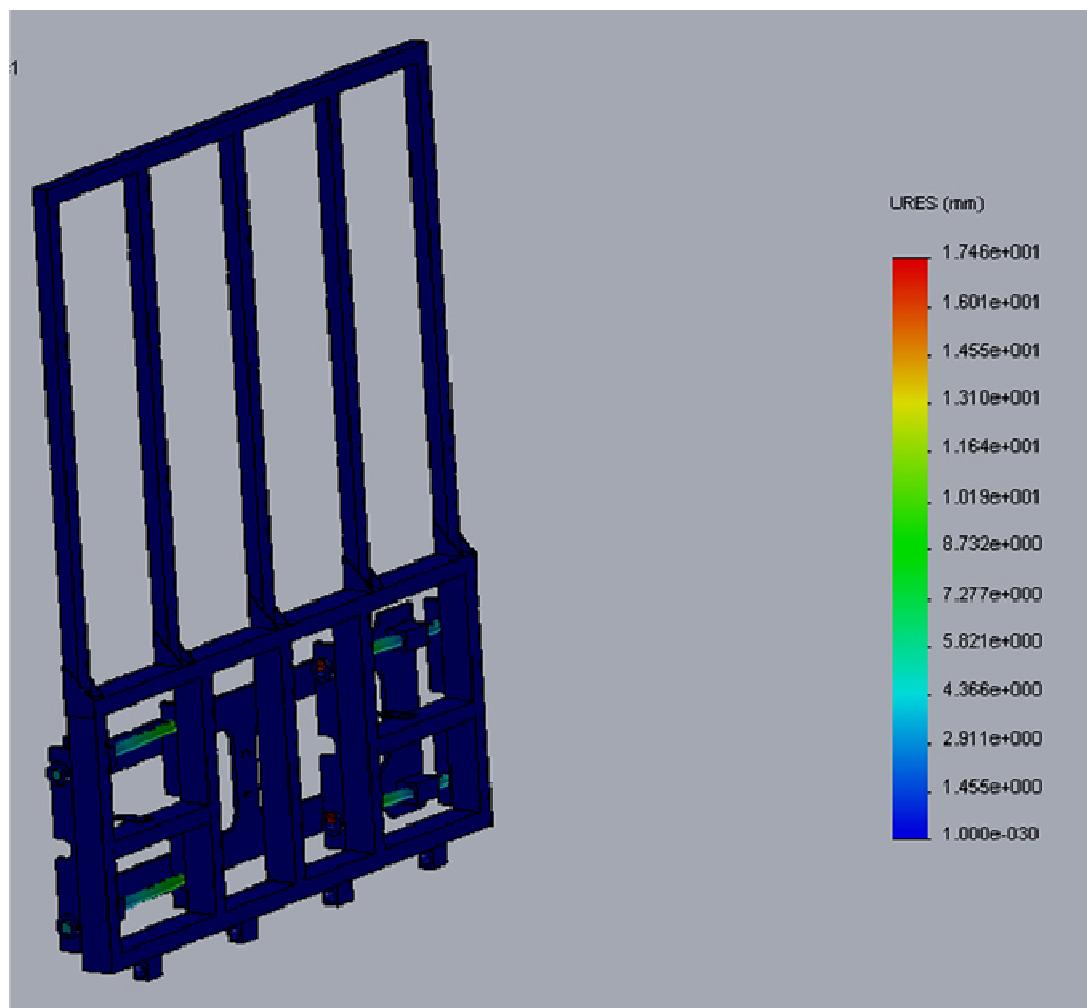


Fig.52: Desplazamientos en el Chasis de la Pala.

## Factor De Seguridad:

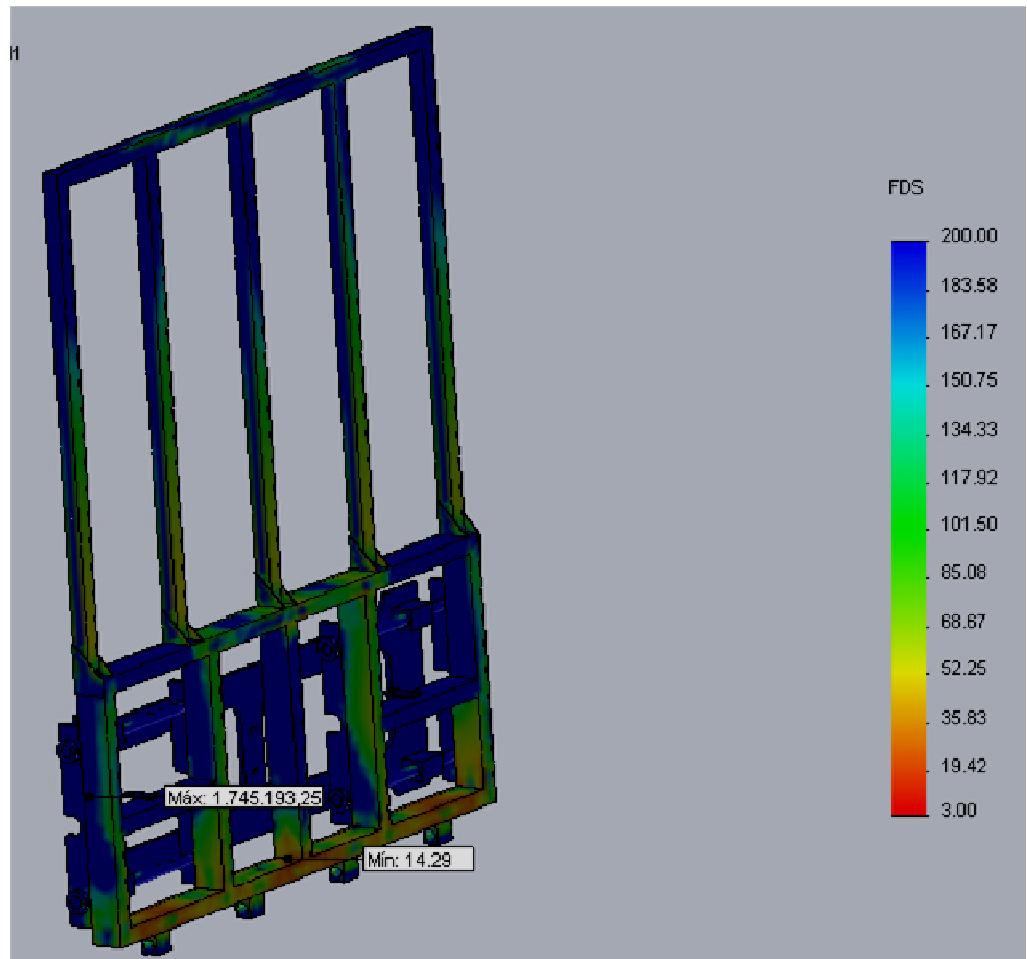


Fig.53: Distribución del Factor de Seguridad en el Chasis de la Pala.

Como observamos en la figura 53 el factor seguridad mínimo es de 14, con ello confirmamos que la pala cumplirá con garantías los esfuerzos a los que estará sometida durante su funcionamiento

## LARGUEROS:

### Modelo 1:

Como hemos podido deducir en este documento los largueros son una de las piezas fundamentales de la pala cargadora. Para el análisis del mismo, figura 54, se ha situado en la

# MEMORIA

posición más desfavorable y se han aplicado sobre él las fuerzas que hemos calculado en este documento concretamente en el apartado 1.2.3 cálculo de los esfuerzos en los pasadores.

Las condiciones de apoyo definidas a para el análisis son las mismas que se definieron en el apartado 1.2.3 anteriormente mencionado, es decir el larguero está sujeto por dos pasadores, por un lado al cilindro hidráulico principal y por otro al subchasis.

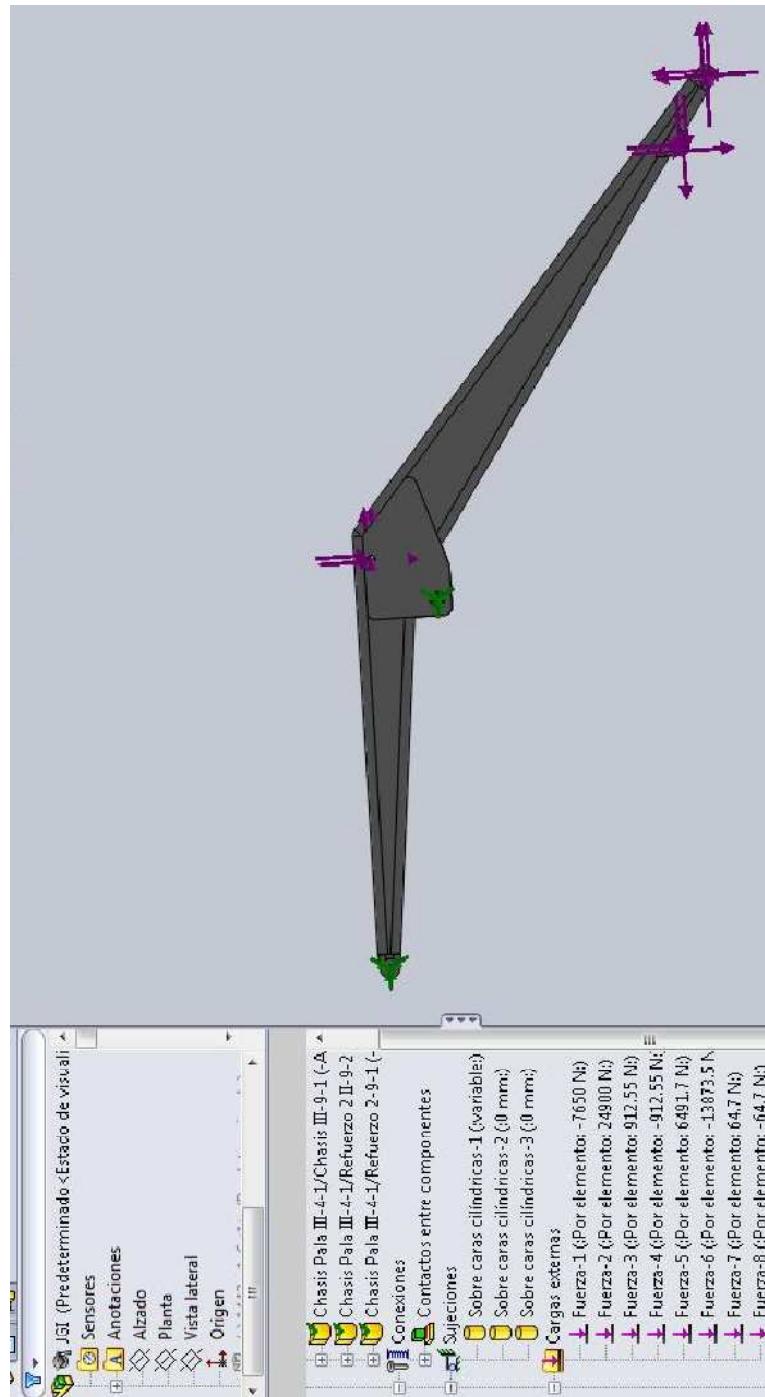


Fig.54: Modelo para Análisis del Languero.

## Tensiones De Von Mises:

Como se observa en la figura 55 las tensiones no alcanzan un valor muy alto lo cual se comprobara más adelante con la distribución del factor de seguridad. Las mayores tensiones se localizan en las orejetas en las cuales se amarra el cilindro principal.

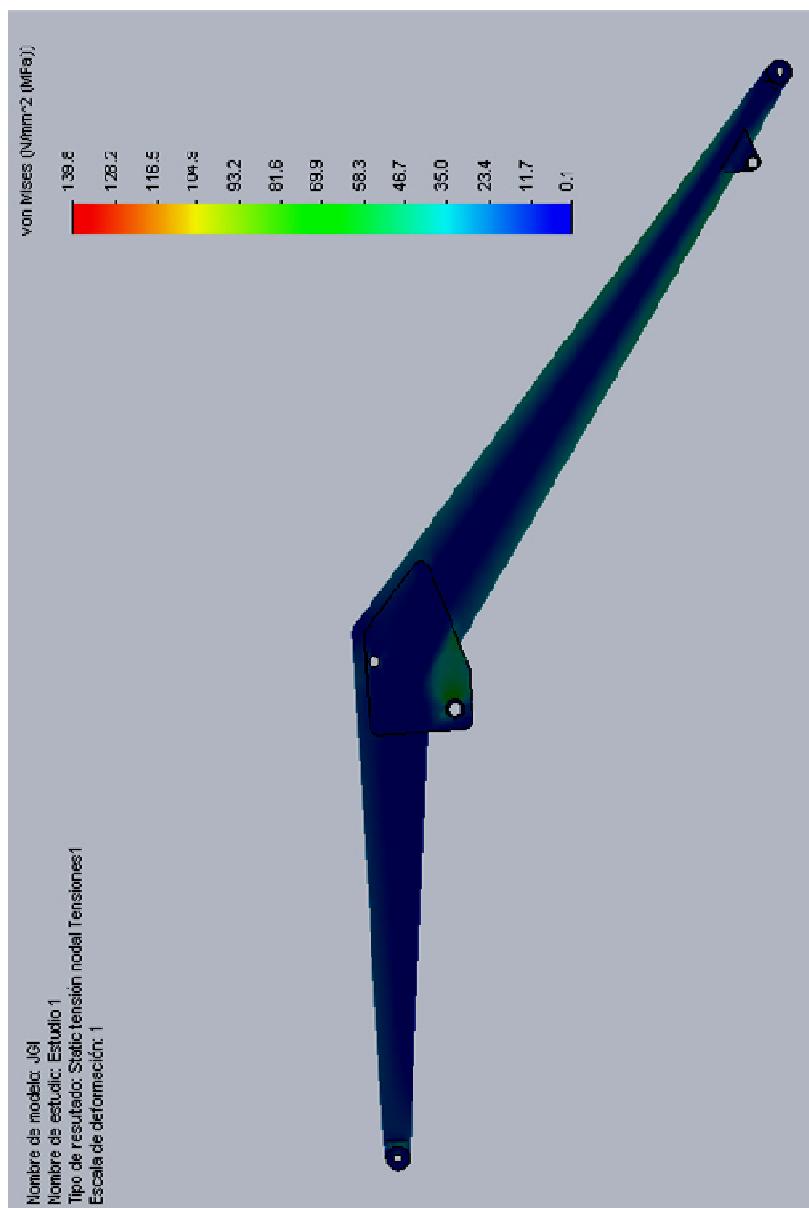


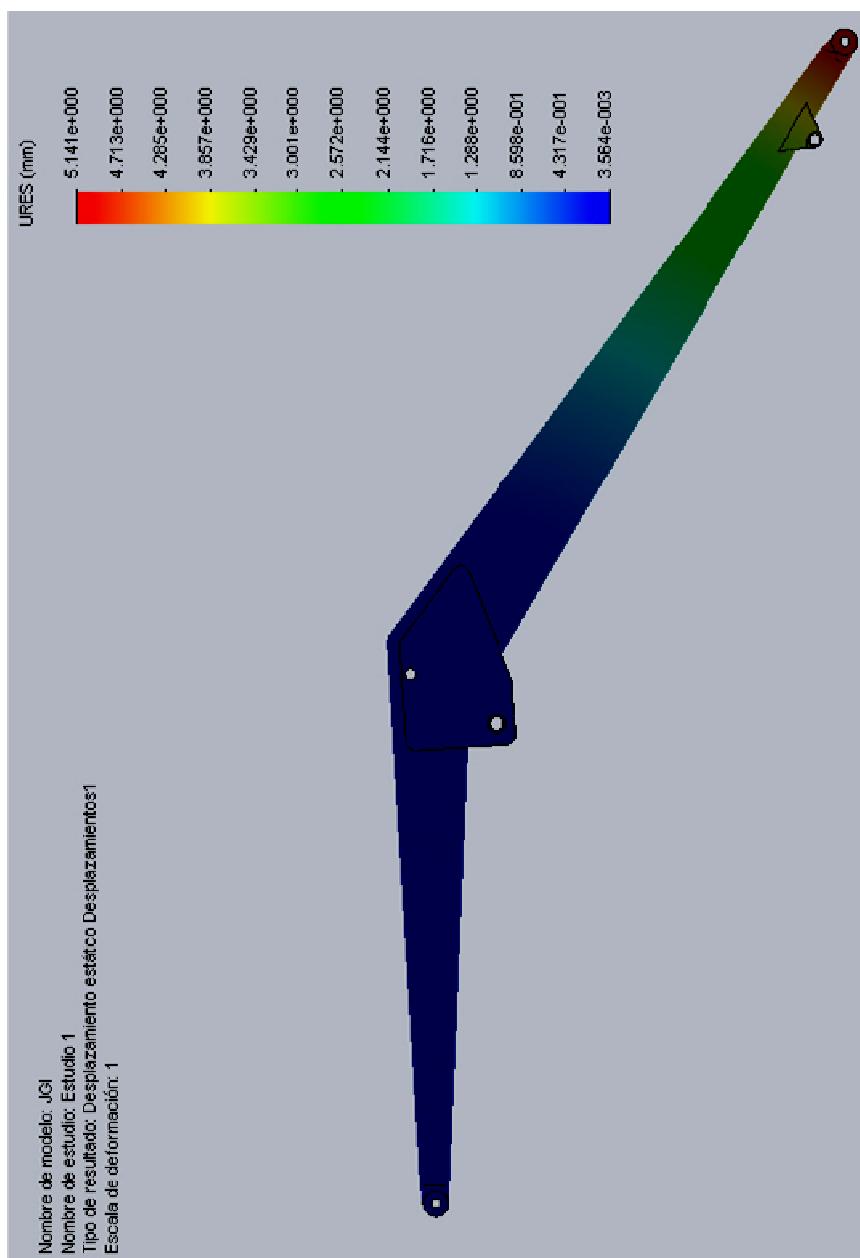
Fig.55: Tensiones en el Larguero.

# MEMORIA

## Desplazamientos:

Los esfuerzos que soporta el larguero así como las condiciones de apoyo que se han definido anteriormente hacen que los mayores desplazamientos se den en la punta del larguero. La geometría del larguero también influye en este fenómeno pues la punta del larguero es la sección de la pieza más pequeña.

Como se observa en la figura 56 el mapa de colores indica que la punta del larguero se desplaza 5 mm en sentido descendente debido al peso de las balas que está soportando, este desplazamiento se puede considerar despreciable dadas las dimensiones del larguero pues la distancia entre los dos extremos del larguero es de 3.360 mm.



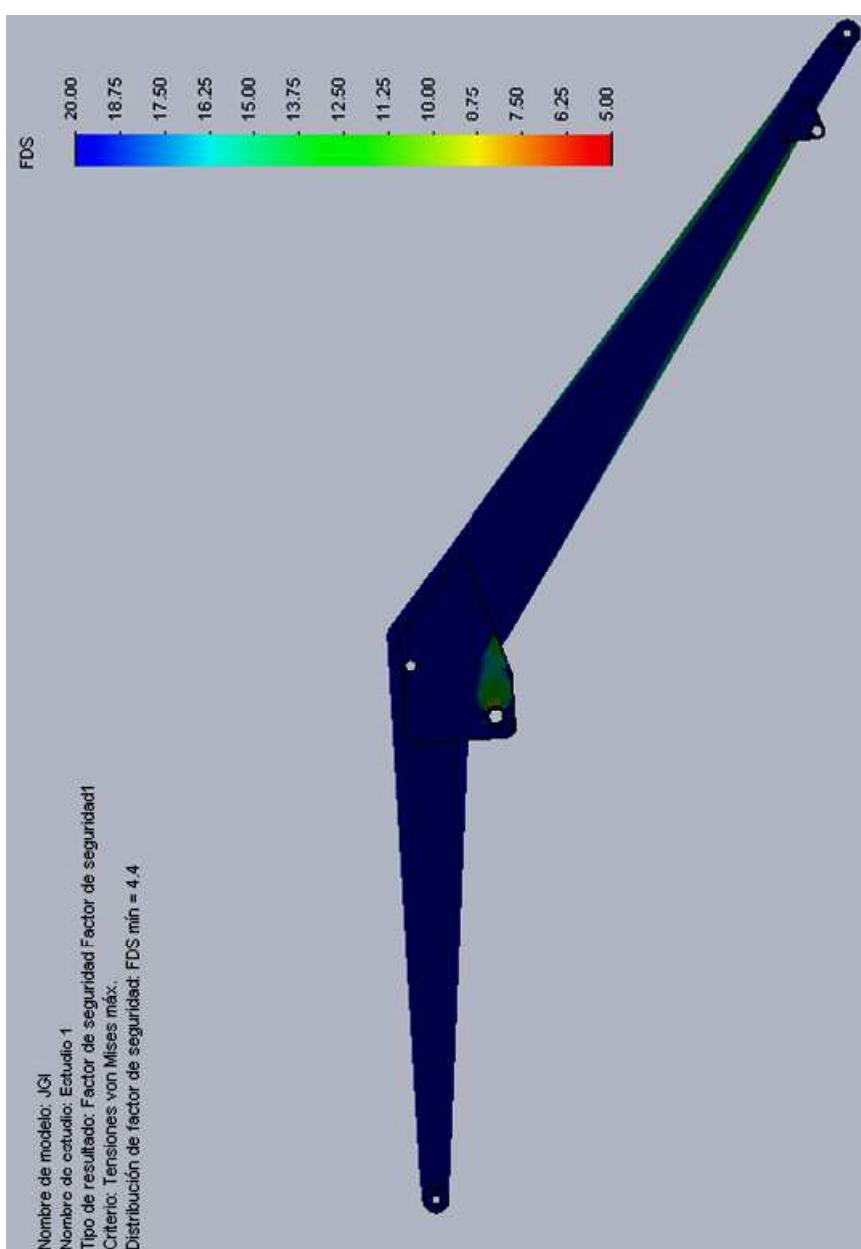
# MEMORIA

Fig.56: Desplazamientos del Larguero.

## Factor De Seguridad:

La distribución del factor de seguridad mínimo que se desprende del análisis realizado y que se puede observar en la figura 57 es de 4,4. Este factor mínimo se localiza en las orejetas en las cuales se amarra el cilindro principal y que como ha sido explicado anteriormente se localizan las mayores tensiones.

Se considera el factor de seguridad mínimo aceptable para soportar los esfuerzos a los que está sometida la pala cargadora.



# MEMORIA

Fig.57: Distribución del Factor de Seguridad en el Larguero.

## AMARRE LARGUEROS:

Las cargas utilizadas para el análisis de esta pieza son las calculadas en el apartado 1.2.3 cálculo de los esfuerzos en los pasadores y la fuerza ejercida por el cilindro principal.

### Modelo:

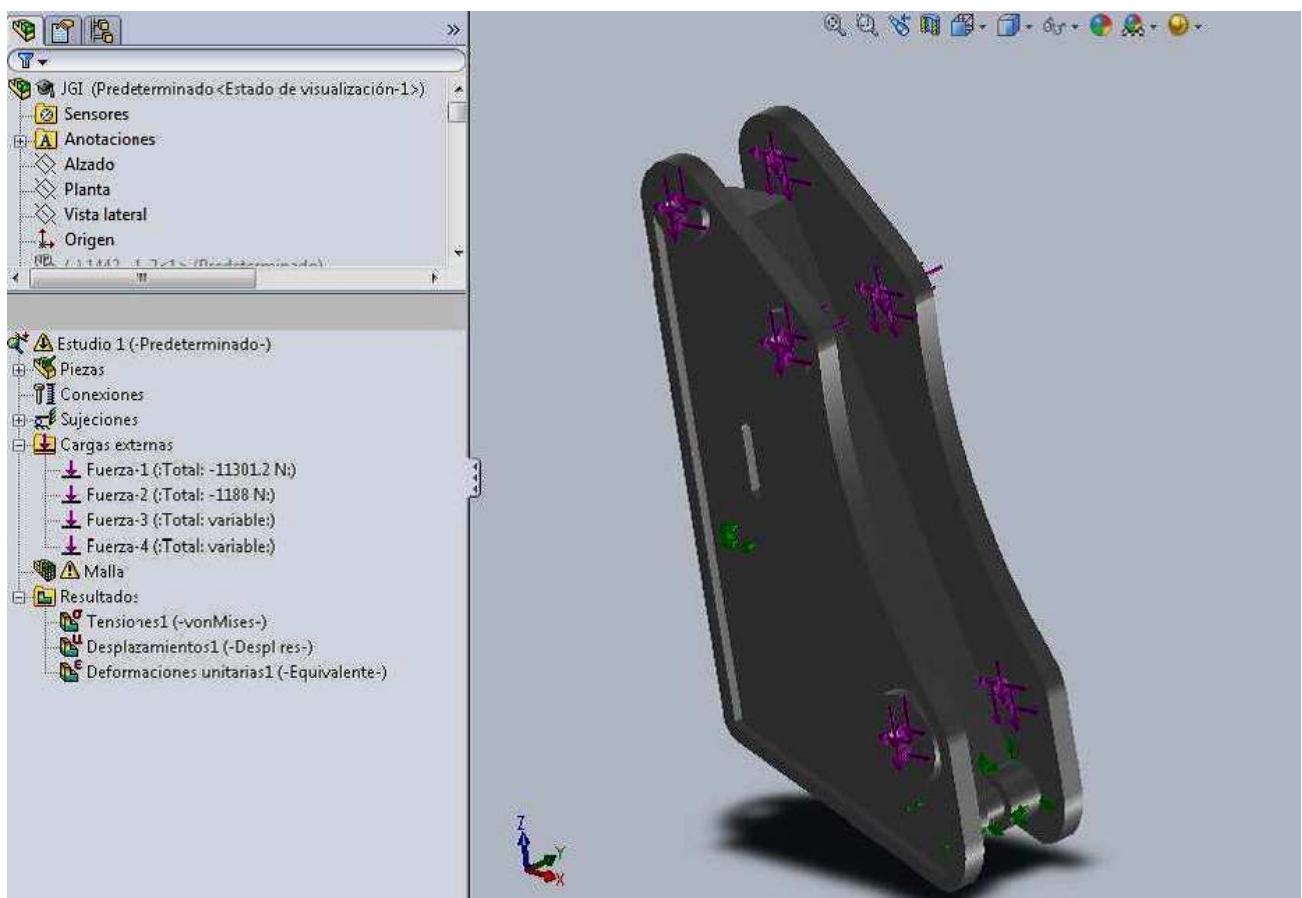


Fig.58: Modelo para Análisis del Amarre de los Largueros.

## Tensiones De Von Mises:

La distribución de tensiones que observamos en la figura 59 nos indica que las máximas tensiones se producen en las orejetas en las cuales se ensambla el larguero. Estas tensiones no tienen un valor alto por lo que el material no sufrirá una rotura, mas adelante lo comprobaremos con la distribución del factor de seguridad.

# MEMORIA

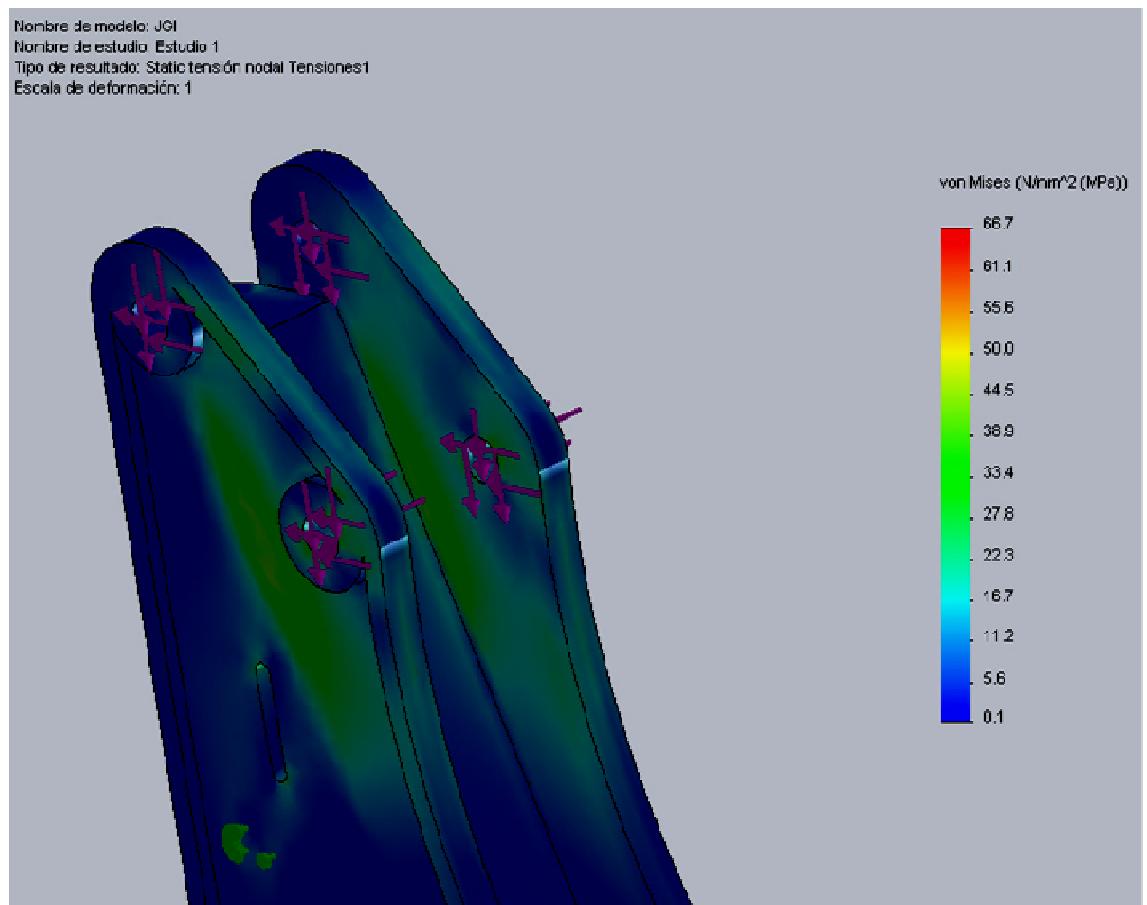


Fig.59: Tensiones en el Amarre de los Largueros.

## Desplazamientos:

Los desplazamientos que sufre esta pieza son totalmente despreciables como se observa en la figura 60. Esta pieza soporta grandes esfuerzos pero por motivos de diseño es muy robusta por lo tanto apenas sufre desplazamientos.

# MEMORIA

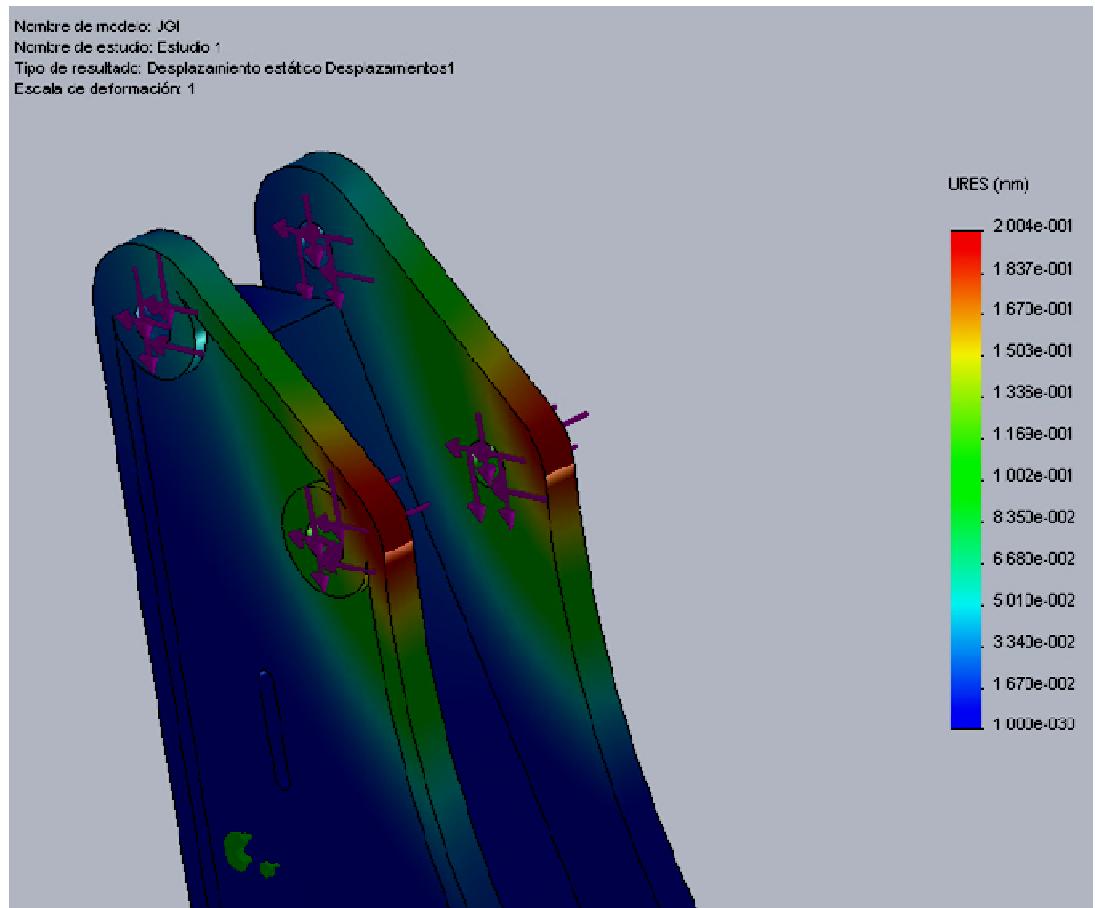


Fig.60: Desplazamientos del Amarre de los Largueros.

## Factor De Seguridad:

El factor de seguridad mínimo es de 5 como se observa en la figura 61, la pieza está preparada para soportar con garantías los esfuerzos a los cuales estará sometida.

# MEMORIA

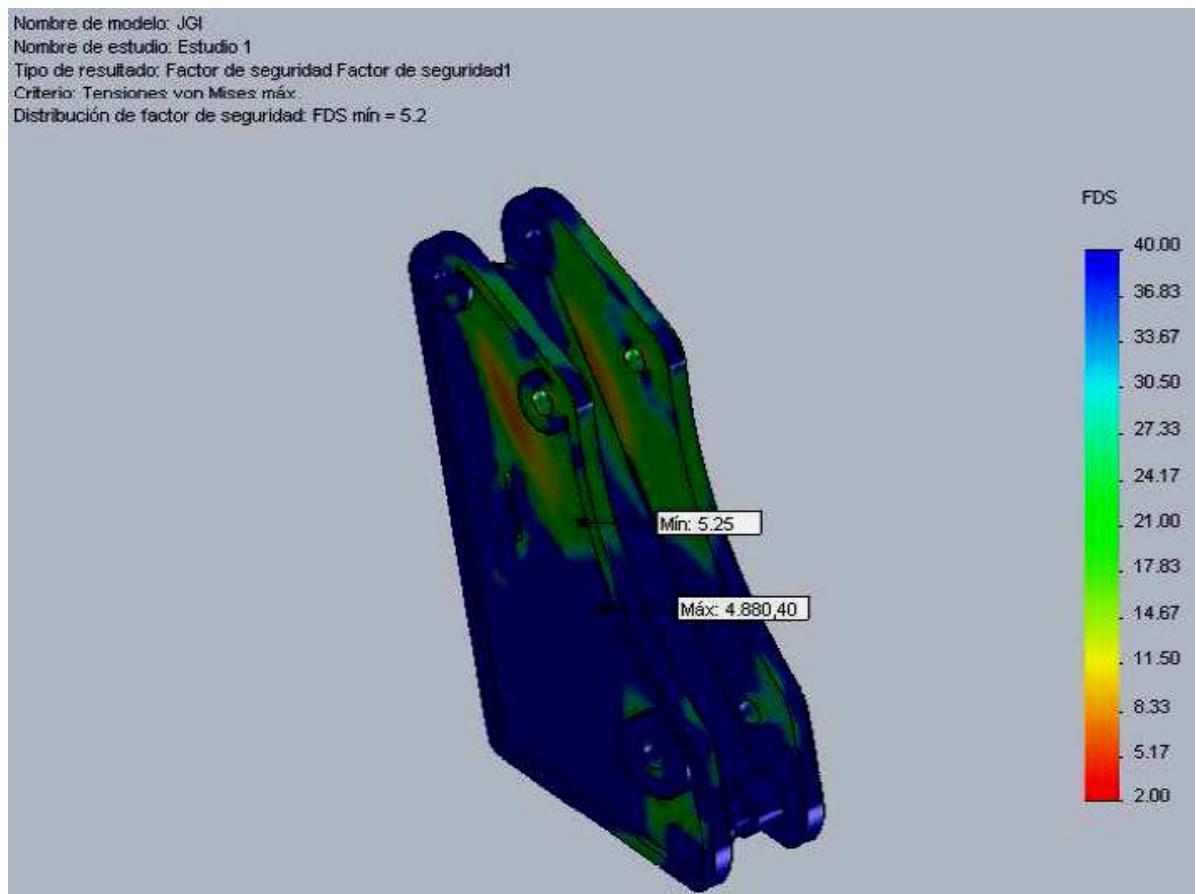


Fig.61: Distribución del Factor del Amarre de los Largueros.

## **1.10 BIBLIOGRAFIA**

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

- Apuntes:
  - Asignatura de Diseño de Maquinas impartida por Javier Abad.
  - Asignatura de Calculo y Construcción de Maquinas impartida por Antonio Serrano Nicolás.
  - Asignatura de Cinemática y Dinámica de Maquinas impartida por Luis Soldevilla.
  - Asignatura de Oficina Técnica impartida por Marcos Pueo Arteta.
- Libros técnicos:
  - *Ingeniería de Materiales para Industria y Construcción*. Autores: Jesús Martín Sanjosé, María Antonieta Madre Sediles y José Manuel Franco Gimeno.
  - *Maquinaria de Obras Públicas*. Autor: Pedro Barber Lloret.
  - *Manual del Soldador*. Autor: Germán Hernández Riesgo.
  - *Autodesk Inventor 2009*. Autor: Thom Tremblay.
  - *Diseño de Maquinaria*. Autor: Robert L.Norton.
  - *Normalización del Dibujo Técnico*. Autores: Cádido Preciado y Francisco Jesús Moral.
  - *Maquinas Manual de Taller*. Autor: A.L.Casillas.

# MEMORIA

---

- Catálogos:

- Catalogo DICSA 2010.
- Catalogo de Aceros Especiales de Aesga.
- Catalogo de San Metal.

- Páginas Webs:

- [www.DICSAES.com](http://www.DICSAES.com).
- [www.Aenor.es](http://www.Aenor.es)
- [www.Hierrosalfonso.com](http://www.Hierrosalfonso.com)
- [www.aesga.es](http://www.aesga.es)
- [www.solidworks.es](http://www.solidworks.es)
- [www.tenias.com](http://www.tenias.com)



# DISEÑO Y CALCULO DE UNA PALA CARGADORA PARA TRACTOR AGRICOLA

## ANEXO I : Sistema Hidráulico.

- Jesús Guajardo Iguaz.
- Convocatoria: Junio de 2011.

**1.1 INDICE**

1.1 INDICE .....	2
1.2 DEFINICION .....	2
1.3 ELECCION DEL FLUIDO .....	3
1.4 ELECCION DE TUBERIAS .....	4
1.4.1 Definición.....	4
1.4.2 Calculo de Tubería .....	5
1.5 CARACTERISTICAS DE LOS CILINDROS.....	8
1.6 COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO.....	10
1.7 INSTALACIÓN SISTEMA HIDRÁULICO .....	19
1.8 BIBLIOGRAFIA .....	21

## **1.2 DEFINICION**

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

El sistema hidráulico de este tipo de palas cargadoras puede parecer sencillo, sin embargo un diseño e instalación adecuados son fundamentales en el buen funcionamiento de la máquina. Este sistema es el encargado de dotar a la pala cargadora tanto de movimiento como de fuerza de trabajo. Por todo ello debe ser diseñado y calculado minuciosamente.

Como hemos definido en la memoria de este proyecto, la pala diseñada necesariamente debe ser acoplada a un tractor agrícola. Por ello el sistema hidráulico de la pala está directamente conectado al sistema hidráulico del tractor, puesto que carece de sentido el incorporar un sistema hidráulico propio en la pala cargadora.

En este anexo del proyecto vamos a definir las características fundamentales que debe poseer el tractor agrícola para el correcto funcionamiento de la misma cuando sea acoplada al tractor.

Para ello realizamos un pequeño estudio de mercado entre las principales marcas de tractores agrícolas como:

- John Deere
- Massey Ferguson
- Claas
- New Holland
- Fendt
- Deutz

Una vez analizados los datos obtenidos acerca de estos fabricantes observamos que la mayoría de los modelos con potencias comprendidas entre 110 y 170 Cv,

incorporan de serie bombas de aceite con una presión máxima de trabajo de 200 bar y un caudal de 110 litros. Como justificaremos más adelante y por cuestiones puramente de diseño, la presión de trabajo considerada será de 160 bar, así como un caudal de 75 l/min.

### **1.3 ELECCION DEL FLUIDO**

Los fluidos hidráulicos son líquidos que se emplean para transmitir potencia desde las centralitas oleo hidráulicas que generan la presión y el caudal, hasta las partes donde se desarrolla el trabajo de las máquinas.

Entre las características imprescindibles que deben reunir dichos aceites se pueden destacar entre otros el poder lubricante, el poder refrigerante, deben ser anticorrosivos, y ser capaces además de soportar ciertas temperaturas sin que se evaporen ni se deterioren. También de poseer la capacidad de soportar altas presiones y absorber el ruido y las vibraciones que se producen en los circuitos. El fluido hidráulico más utilizado en la actualidad es el aceite mineral con algunos aditivos que mejoran sus prestaciones.

Después de consultar varios catálogos y hablar con un distribuidor de la casa Burgarolas, se recomienda usar fluido cuyo grado de viscosidad SAE sea 46, prefiriendo se él FLUID DRIVE B-4. Este es un aceite hidráulico con aditivos antidesgaste, para condiciones de trabajo severas y cumple a la perfección la norma ISO-6074 como aceites hidráulicos de categoría HL.

### **1.4 ELECCION DE TUBERIAS**

#### **1.4.1 Definición**

En oleohidráulica se emplean dos tipos de tuberías: tuberías rígidas (figura 1) y tubería flexible (figura 2). La primera se emplea para la interconexión entre

componentes que se suponen fijos o sin movimiento relativo, y la segunda se utiliza cuando hay algún posible movimiento entre dichos componentes o cuando el montaje del circuito se facilite con este tipo de tuberías.



*Fig.2: Ejemplo de tubería flexible.*



*Fig.2: Ejemplo de tubería flexible.*

Con objeto de facilitar el montaje y debido a que existen movimientos relativos se ha decidido para este proyecto que todas las tuberías sean de tipo flexible.

Los tubos en los circuitos oleohidráulicos cumplen diferentes funciones y, por tanto, la elección de los mismos dependerá de esa función. Los parámetros esenciales para la elección son la presión que debe soportar, el caudal del fluido que circulará por el interior de los mismos y la velocidad del aceite. En una

en la instalación oleohidráulica existen tubos de aspiración, tubos de presión, tubos de retorno y tubos que cumplen la doble función de presión y retorno.

En el diseño de la pala cargadora todas las tuberías cumplen la doble función tanto ser tubería de presión, como ser tubería de retorno. En estas tuberías es necesario buscar un cierto equilibrio en lo que al dimensionado del diámetro interior se refiere. Se trata de dimensionarlas como tuberías de presión pero con cierta generosidad para que cumplan adecuadamente su función como tuberías de retorno.

### 1.4.2 Calculo de Tubería

Para el cálculo del diámetro de las tuberías es preciso tener en cuenta el caudal y la velocidad media de circulación del fluido por el conducto.

El caudal, como ya se sabe, es la cantidad de aceite que circula por una sección del conducto en un tiempo determinado. Dependerá pues de la velocidad media del fluido y de la sección de la tubería, según la relación siguiente:

$$d = \sqrt{\frac{Q}{1,5 \times \pi \times V}}$$

d: Diámetro interior del tubo en cm.

Q: Caudal en l/min

V: Velocidad del fluido en m/s.

VELOCIDADES DEL FLUIDO EN TUBERÍAS			
Conductos	Velocidades del fluido en m/s		
	Presiones de trabajo en bar		
	de 0 a 25	de 25 a 100	de 100 a 300
De presión	de 3,0 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6,0
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Como hemos indicado anteriormente todas las tuberías que vamos a instalar en la pala cargadora, son tuberías de tipo flexible, además todas ellas tienen la doble función de actuar como tuberías de retorno y tuberías de presión. La presión de trabajo, la cual nos viene limitada por el tractor agrícola es de 160 bar. El caudal de trabajo es 75 l/min, limitado por el distribuidor que más adelante explicaremos.

La velocidad del fluido la tomaremos de la tabla con un valor de 5,5 m/s

$$d = \sqrt{\frac{75}{1,5 \times \pi \times 5,5}} = 1,70 \text{ cm}$$

Elegimos para nuestro diseño una tubería de la casa DICSA:

Artículo	ML350916
Descripción	DN MANGUERA 1"; PRESION TRABAJO (bar) 165; PRESION ROTURA (bar) 650; TEMPERATURA (°C) (-40°C a +100°C); Ø INTERIOR 25; PESO (Kg/m) 1.55; RADIO DE CURVATURA (mm) 300

El tubo flexible elegido cumple la norma UNE-EN 853 tipo 2ST así como la antigua norma DIN SAE 100 R2. Las cuales especifican que todos los tubos deben ser capaces de trabajar con garantía entre -40°C y +100°C, cuando son utilizados con aceite. Deben también ser capaces de resistir el vacío con presiones manométrica negativas de entre -0,60 y -0,95 bar, según tipos y diámetros y deben ser resistente también a la abrasión, a los fluidos de base acuosa, el agua y al ozono.

Calculamos también la tubería que retorna el fluido de trabajo del distribuidor al depósito del tractor agrícola, esta tubería es considerada de retorno y tomamos una velocidad del fluido de 2m/s.

$$d = \sqrt{\frac{75}{1,5 \times \pi \times 2}} = 2,82 \text{ cm}$$

Elegimos para nuestro diseño una tubería de la casa DICSA:

Artículo	ML350920
Descripción	DN MANGUERA 1" 1/4; PRESION TRABAJO (bar) 125; PRESION ROTURA (bar)500; TEMPERATURA (°C) (-40°C a +100°C); Ø INTERIOR 32; PESO (Kg/m) 1.55; RADIO DE CURVATURA (mm) 300

El tubo flexible elegido cumple la norma UNE-EN 853 tipo 2ST y la antigua norma DIN SAE 100 R2. Las cuales especifican que todos los tubos deben ser capaces de trabajar con garantía entre -40°C y +100°C, cuando son utilizados con aceite. Deben también ser capaces de resistir el vacío con presiones manométrica negativas de entre -0,60 y -0,95 bar, según tipos y diámetros Y deben ser resistente también a la abrasión, a los fluidos de base acuosa, el agua y al ozono o a la presión a la intemperie.

## **1.5 CARACTERISTICAS DE LOS CILINDROS**

Los cilindro hidráulicos han sido dimensionados en la memoria de este proyecto, en este documento se incluyen las características generales que deben cumplir estos cilindros.

Todos los cilindros de la pala cargadora trabajan con la misma presión y caudal de aceite, los cuales estarán determinados por el tractor agrícola en el cual está montada la pala cargadora diseñada. Como se desprende del estudio de mercado mencionado anteriormente, actualmente todos los tractores agrícolas incorporan bombas de aceite con una presión de trabajo de 200 bar y 100 l/min. Los cilindros serán dimensionados con una presión de 160 bar, debido a las pérdidas de carga en tuberías y actuadores. El caudal utilizado para los cálculos es de 75l/min determinado por el distribuidor electrónico utilizado.

En la construcción de la pala cargadora se instalaran cilindros hidráulicos comerciales del fabricante MEHI SL. MEHI SL es una empresa con más de 30 años de experiencia en la fabricación de cilindros hidráulicos a medida. Con esta decisión conseguimos un trabajo fiable y con garantías de éxito, además de posibilitar a los posibles usuarios repuestos en tiempo mínimo de una de las partes fundamentales del sistema hidráulico.

Las características fundamentales para los tres tipos de cilindros son comunes y vienen determinadas a continuación:

#### PRESIÓN:

- Mínima de trabajo = 10 bar.
- Máxima de trabajo = 200 bar.
- Normal en servicio = 160 bar.

#### TEMPERATURA:

- Juntas estándar.
  - Mínima -20° C.
  - Máxima 70° C.
- Juntas para temperaturas elevadas.
  - Mínima -10° C.
  - Máxima 160° C.

#### VELOCIDAD:

Aptos para trabajar con velocidades máximas entre 6 y 10 m/mín. con juntas estándar y hasta 10 m/s, con juntas especiales.

**FLUIDO:**

Los cilindros se suministran con juntas estándar para trabajar con aceite mineral hidráulico (viscosidad de 2 a 10°E. A 50° C.), bajo demanda pueden suministrarse para trabajar con fluidos resistentes al fuego (inflamables), como pueden ser del tipo este fosfato o agua-glicol, para lo cual habría que colocar las juntas adecuadas.

**CAMISA:**

Construida en tubo de acero de calidad ST-52, laminado en frío con una tolerancia de diámetro H-8 y una rugosidad entre 0.3 y 0.2 micras.

**VÁSTAGO:**

Obtenido de acero F-114 rectificado y cromado con una tolerancia de acabado de f-7 y un espesor de cromo de 2.5 micras. Bajo demanda se puede suministrar en acero inoxidable, con más capas de cromo, etc.

**JUNTAS:**

Las juntas dinámicas correspondientes a la estanqueidad del pistón son de caucho sintético más tejido. Su diseño garantiza su estanqueidad perfecta y su bajo coeficiente de rozamiento. Las juntas estáticas son de caucho sintético así como el anillo rascador, el cual está reforzado mediante acero. Estas juntas son de tipo estándar y para una temperatura de trabajo entre -20 y 70° C. Para casos especiales pueden colocarse juntas cuyos límites son superiores a los indicados.

**CONEXIONES:**

Las roscas de las conexiones de entrada y salida son del tipo BSP (rosca gas), su posición puede verse en los planos. Las roscas serán todas 3/8'' Hembra.

## **1.6 COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO**

Los distribuidores oleohidráulicos son los elementos encargados de dar paso al fluido hidráulico por un conducto, impedir dicho paso o cambiar la dirección, de gobernar el arranque, parada y cambio de sentido del movimiento del vástago de los cilindros.

Para el diseño del sistema hidráulico sea consultado con la empresa GHESA, una empresa zaragozana dedicada a la realización de instalaciones hidráulicas.

Como hemos explicado anteriormente la pala toma el fluido de trabajo del tractor agrícola al cual esta acoplado, este fluido hidráulico debe ser direccionado a los cilindros para dotar a la pala tanto de movimiento como de fuerza. Tras consultar a la empresa GHESA se ha optado por las siguientes soluciones:

- Se tomara el fluido del tractor agrícola mediante dos tuberías una de ellas estará conectada por un extremo a la línea de presión del tractor agrícola y por otro al distribuidor, el diámetro de la misma es el calculado anteriormente:

Tubo flexible de la casa DICSA:

Artículo	ML350916
Descripción	DN MANGUERA 1"; PRESION TRABAJO (bar) 165; PRESION ROTURA (bar) 650; TEMPERATURA (°C) (-40°C a +100°C); Ø INTERIOR 25; PESO (Kg/m) 1.55; RADIO DE CURVATURA (mm) 300.

La tubería de descarga conectara el distribuidor con el depósito de aceite del propio tractor, el diámetro de la tubería de retorno ha sido calculado anteriormente:

Tubo flexible de la casa DICSA:

Artículo	ML350920
Descripción DN MANGUERA 1" 1/4; PRESION TRABAJO (bar) 125; PRESION ROTURA (bar) 500; TEMPERATURA (°C) (-40°C a +100°C); Ø INTERIOR 32; PESO (Kg/m) 2,35; RADIO DE CURVATURA (mm) 420.	

- La elección del distribuidor es dependiente de la bomba hidráulica instalada en el tractor agrícola al cual esta acoplada la pala.

Existen fundamentalmente dos tipos de bombas hidráulicas instaladas: de presión constante o caudal variable. Por esta razón se ha decidido la instalación de dos distribuidores para palas de la marca NIMCO figuras 3 y 4, con esta decisión cubrimos todas las demandas de los posibles usuarios. La elección del distribuidor será tomada por el instalador de la pala cargadora en función de la bomba instalada en el tractor agrícola.

Tras consultar con la empresa GHESA se ha decidido la instalación de distribuidores del fabricante NIMCO los cuales están diseñados y fabricados específicamente para palas cargadoras, tanto agrícolas como industriales.

Ambos dos distribuidores están equipados para ser pilotados mediante sirgas. Las características principales de los dos tipos de distribuidores son las mismas:

- Presión de trabajo: 320 bar.
- Caudal máximo: 110 l/min.

**CV 452 LS**

**NIMCO CONTROLS**  
RELIABILITY FROM QUALITY

The CV 452 is a special AG loader Valve designed for medium and large size loader market. It is available in three versions, open center, constant pressure and load-sensing.

The CV 452 on demand LS version is a valve which is designed to operate with a variable pump and in a closed center system. The open center and constant pressure designs can be serial connected to achieve additional spool functions by using a high pressure carry-over fitting (Power Beyond).

The CV 452 has all cylinder ports facing forward in one direction. The valve can accommodate hand levers, cable controls or integral joystick.

## FEATURES :

- Flow : 110 lpm (29 gpm)
- Pressure : 320 bar (4600 psi)
- Load Check valves on each spool
- Work port leakage not to exceed 2 cc/min (0.12 in3/min)
- Power Beyond (H.P.C.O)
- Float and regen available



*Fig.3: Distribuidor para bomba de presión y caudal variable.*

**CV 452**

**NIMCO CONTROLS**  
RELIABILITY FROM QUALITY

The CV 452 is a special AG loader Valve designed for medium and large size loader market. It is available in three versions, open center, constant pressure and load-sensing.

The open center and constant pressure designs can be serial connected to achieve additional spool functions by using a high pressure carry-over fitting (Power Beyond).

The CV 452 has all cylinder ports facing forward in one direction. The valve can accommodate hand levers, cable controls or integral joystick.



## FEATURES :

- Flow : 110 lpm (29 gpm)
- Pressure : 320 bar (4600 psi)
- Load Check valves on each spool
- Work port leakage not to exceed 2 cc/min (0.12 in3/min)
- Power Beyond (H.P.C.O)
- Float and regen available

*Fig.4: Distribuidor para bomba de presión variable.*

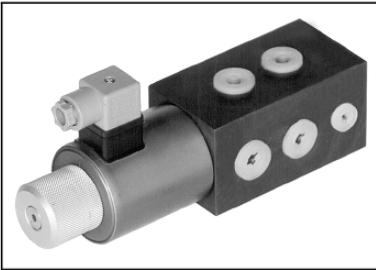
- El sistema hidráulico incorpora una electroválvula selectora de 6 vías y dos posiciones figura 6. Esta electroválvula tiene la función de direccionar el fluido de trabajo entre los cilindros secundarios y el cilindro encargado de dar movimiento a la horquilla porta balas.

Se ha elegido una electroválvula selectora del catálogo de DICSA:

Artículo	KV-6/2-6-AC-G3/8 MR
Descripción	ROSCA 3/8"; VOLTAJE (V) V.A.C; N° VIAS 6

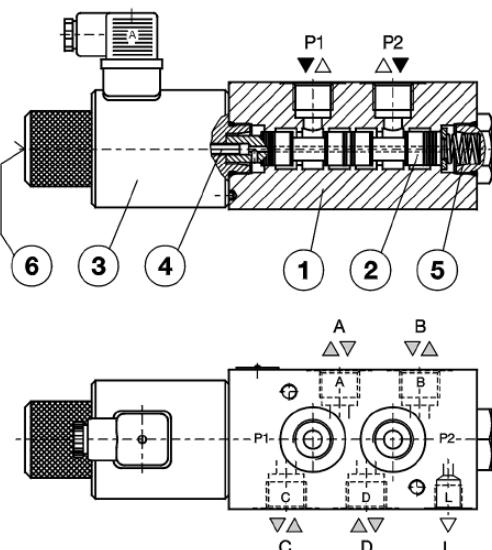
**6/2-WAY DIRECTIONAL VALVES type KV**

- NS 10
- to 315 bar
- to 80 l/min
- Direct operation by solenoid
- Plug-in connector for solenoids to ISO 4400
- Threaded connections to ISO 9974, ISO 1179
- Protection of solenoid IP 65 to DIN 40050



**KV-6/2-10**

**Description of operation**



Directional valves type KV with direct solenoid operation control the direction of the hydraulic medium flow. They are mostly used as link between two consumers and the basic directional valve, when we want to control both consumers alternately by means of one basic directional valve.

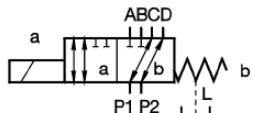
The KV type directional valves consist of a housing (1), a control spool (2), a solenoid (3) and a return spring (5).

Change-over to the operating position is done by energising the solenoid (3), whereby the solenoid plunger acts on the control spool (2) via the operating pin (4), thus clearing the corresponding flow ways and establishing respective links between the ports P1, A, B and P2.

When the solenoid (3) is de-energised, the control spool (2) is returned to its neutral position by the return spring (5), thus establishing again the links between ports P1, C, D and P2.

The change-over can also be done manually by pressing the emergency hand operator (6).

**Symbol**



**Mounting example**

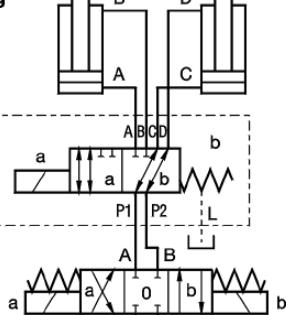


Fig.4: Electroválvula de 6 vías y dos posiciones.

- El distribuidor y la electroválvula son pilotadas mediante un joystick instalado en la cabina del tractor agrícola. Este joystick pilota el distribuidor mediante dos sirgas, la empuñadura del mismo está equipada con un pulsador conectado directamente a la electroválvula selectora.

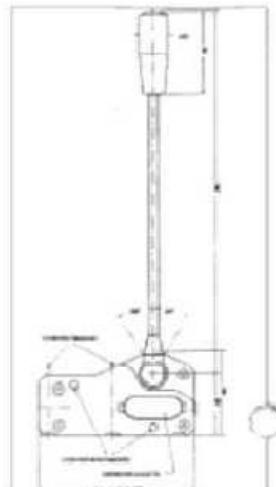
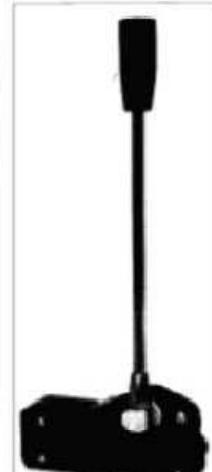
El Joystick instalado es un Joystick Estándar para 2 Sirgas con una empuñadura de accionamiento eléctrico, de la casa DICSA: Artículo MJ400:

Joystick con opción de accionamiento eléctrico.

## ACCIONAMIENTOS A DISTANCIA: CABLES Y MANDOS

### MANDO SIMPLE

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
Descripción	023040*	MS200	MS300
Carrera	13 + 13 mm	13 + 13 mm	13 + 13 mm
Peso maximo	45 kg	45 kg	45 kg
Relación de potencias	10 : 1	10 : 1	10 : 1
Bloqueo en paro	NO	NO	SI
Bloqueo anti-reverso	NO	SI	NO
Color	Negro	Negro	Negro
Tipo de cable	Duro	Duro	Duro
Temperatura de funcionamiento	-40/+80°C	-40/+80°C	-40/+80°C

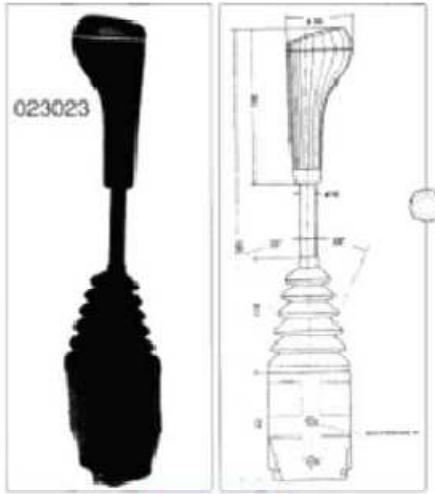


MS200  
MS300

### MANDO JOYSTICK

Rápido montaje mediante un bulón.  
Pomo multifunción.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS				
Descripción	023023* (1)	MJ300*	MJ400*	MJ500
Carrera	16 + 16 mm	16 + 16 mm	16 + 16 mm	16 + 16 mm
Peso maximo	45 kg	45 kg	45 kg	45 kg
Relación de potencias	8 : 1	8 : 1	8 : 1	8 : 1
Esquema control	Opcional	Opcional	Opcional	Opcional
Bloqueo en paro	Negro	Negro	Negro	Negro
Color	Duro	Duro	Duro	Duro
Cables				
Temperatura de funcionamiento	-40/+80°C	-40/+80°C	-40/+80°C	-40/+80°C



\* Habitualmente en stock. Resto, consultar.

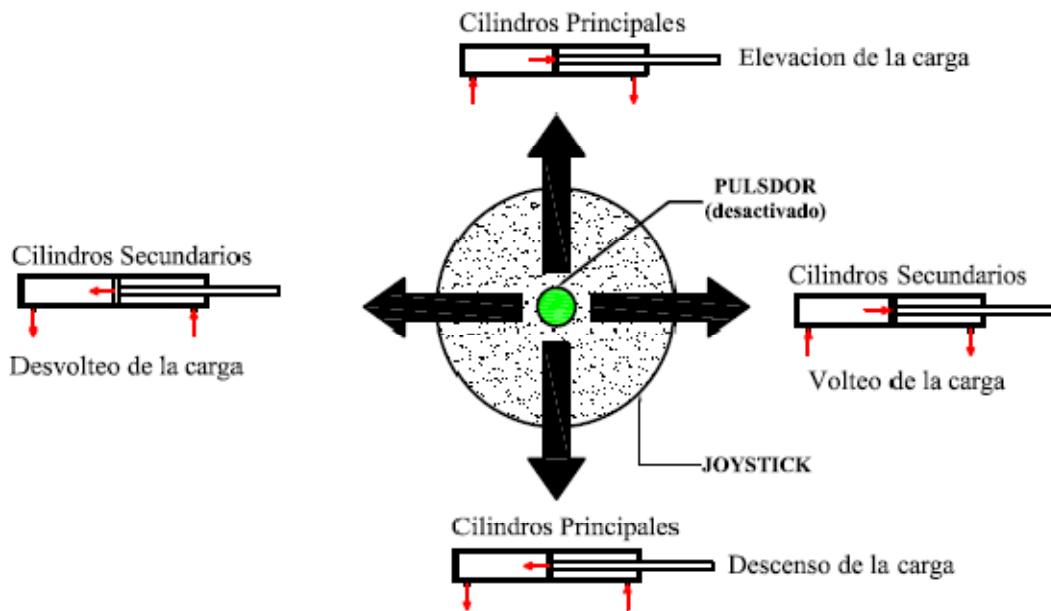
(1) Se puede suministrar con interruptor de bloqueo lateral.

Fig.5: Características del Joystick.

En las figuras 6, podemos observar el funcionamiento del Joystick así como la relación entre los movimientos del mismo y los movimientos de la pala cargadora

### **MOVIENTOS JOYSTICK**

#### **MOVIENTOS DE ELEVACION Y VOLTEO DE LA CARGA**



#### **MOVIENTO DE TRASLACION DEL CAZO**

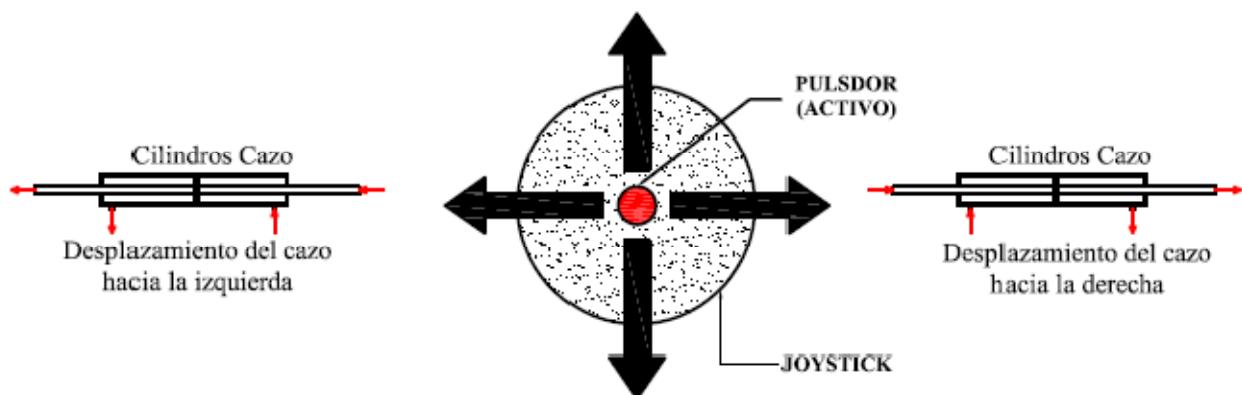


Fig.6: Movimientos del Joystick.

Los dos esquemas diseñados en este proyecto para su instalación en la pala cargadora son:

1. Esquema hidráulico para bomba de presión constante figura 7.
2. Esquema hidráulico para bomba de presión y caudal variable.

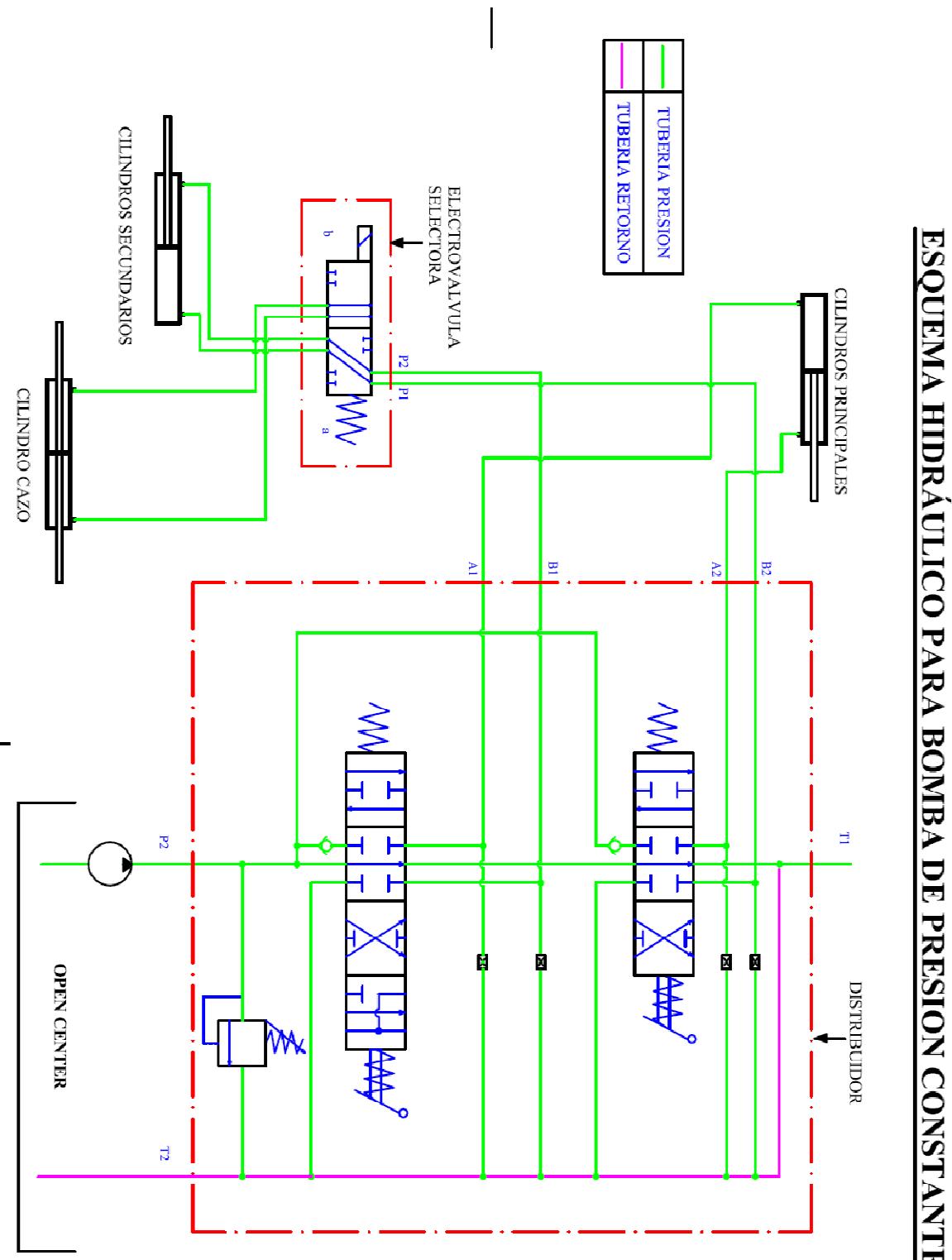


Fig.6: Esquema para Bomba de Presión Constante.

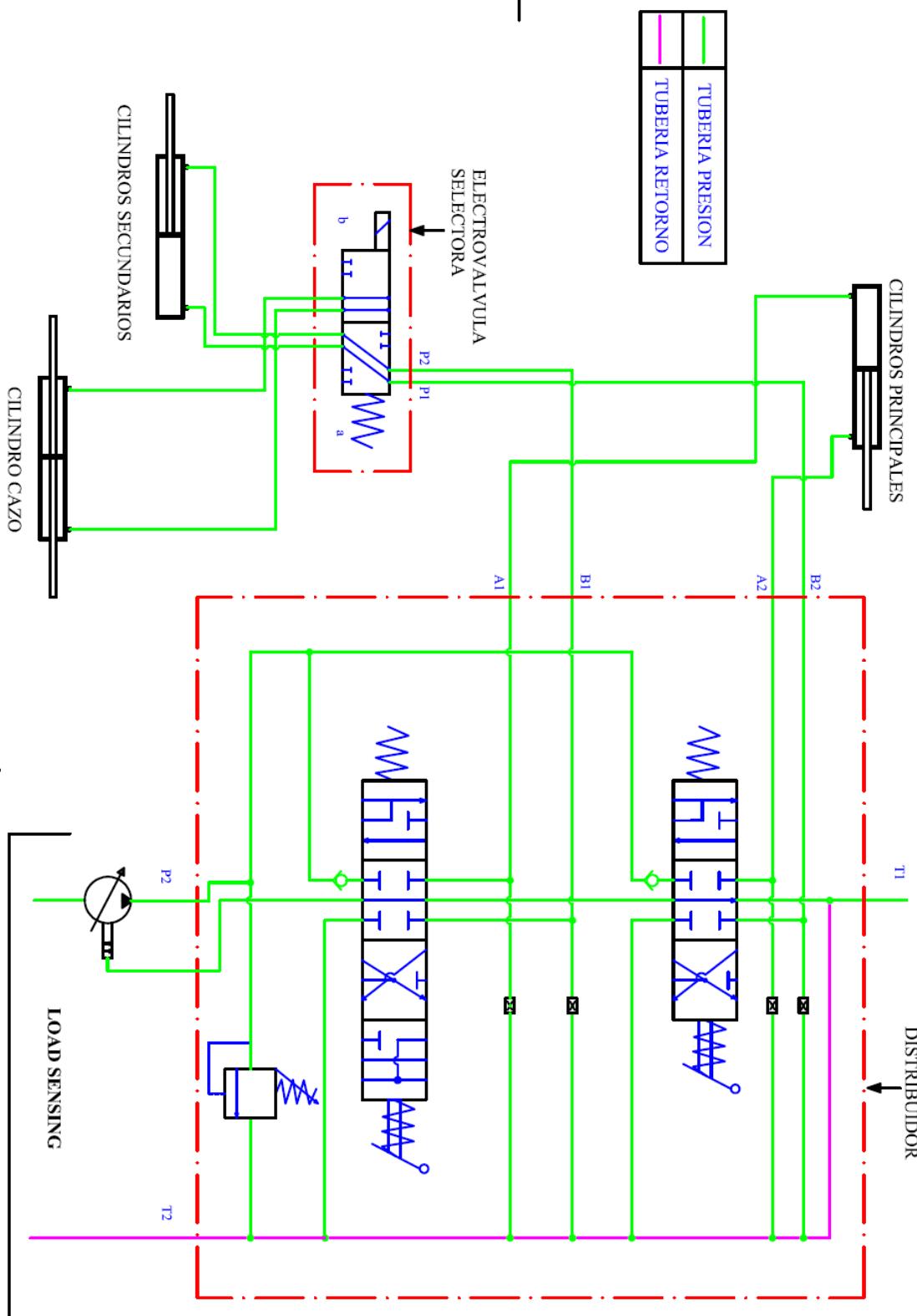


Fig.7: Esquema para Bomba de Presión y Caudal Variable.

## **1.7 INSTALACIÓN SISTEMA HIDRÁULICO**

En este apartado del anexo se especifican las instrucciones básicas para la correcta instalación del sistema hidráulico de la pala diseñada.

Como se ha explicado anteriormente la instalación de la misma es directamente dependiente del tractor agrícola al cual esta acoplada. Por ello solo se especifican en este apartado una serie de instrucciones fundamentales y comunes a todas las palas instaladas, el resto de decisiones en la instalación deberán ser tomadas por el instalador de la misma, ya que no pueden ser abarcadas en este proyecto.

- Todos los empalmes de tuberías bien sea entre ellas misma o los distintos componentes del sistema hidráulico se realizará mediante roscas de 3/8" BSP.
- El distribuidor hidráulico estará ubicado en el propio tractor agrícola. Preferentemente en un lugar protegido de las inclemencias meteorológicas y de fácil acceso para su reparación o recambio en caso de rotura. Además no deberá interferir en el resto de funciones del tractor agrícola. Si es posible estará ubicado bajo la cabina del tractor agrícola, en la parte contraria a la escalera de acceso.
- La electroválvula selectora de caudal se ubicará en el propio chasis de la pala, en larguero más cercano al distribuidor.
- Con el fin de poder enganchar y desenganchar las tuberías del sistema hidráulico de la pala con facilidad y rapidez, se instalará en el subchasis de la pala un conjunto de enchufes rápidos de la casa DICSA, como se observa en la figura 8.

Artículo	MEC44M08
Descripción	Enchufe 4 x M 1/2" BSP; Nº VIAS 4;

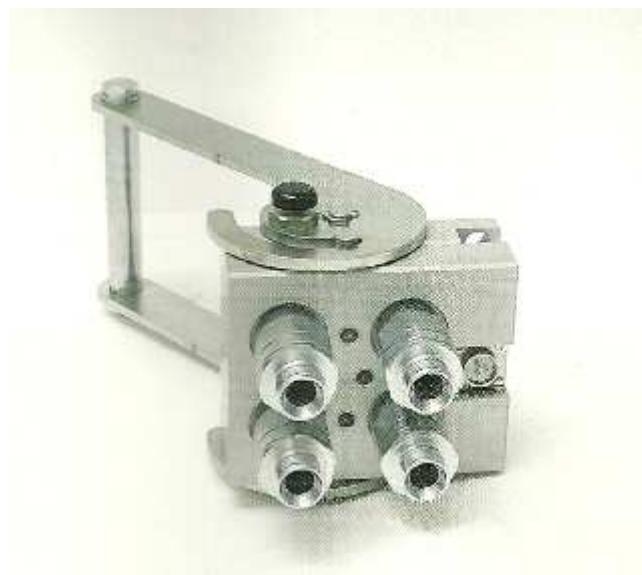


Fig.8: Fotografía del Multienchufe.

- La sujeción de todas las tuberías se realizara mediante abrazaderas para tubo, la distancia recomendada entre estas abrazaderas es de 300mm. Las abrazaderas han sido elegidas de la casa DICSA.



### **:: ABRAZADERAS DOBLES COMPLETAS ::**

Artículo	AZCFS16
Descripción	DN 16; UNIDADES POR BOLSA 10 uni; GRUPO 2

## **1.8 BIBLIOGRAFIA**

Para la elaboración de este anexo se ha consultado los apuntes de las asignaturas:

- Cinemática y dinámica de máquinas impartida por Dr. Luis Soldevilla en 2009-2010.
- Diseño de maquinas impartida por Dn. Javier Abad en 2008-2008.

Se han consultado empresas zaragozanas con treinta años de experiencia: GHESA y MEHI. Los catálogos de la empresa DICSA. También han sido consultados el libro de Oleo hidráulica del autor A. Serrano Nicolas. Las páginas webs consultadas son:

- [www.pinilla.com](http://www.pinilla.com)
- [www.dicsa.com](http://www.dicsa.com)
- [www.nimco.com](http://www.nimco.com).