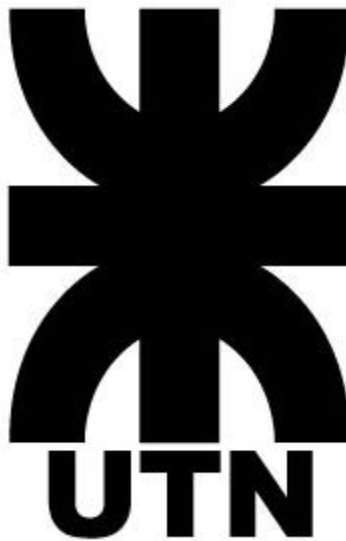


Proyecto Final

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA



Ingeniería Mecánica

PALA EXCAVADORA DE ÁRBOLES

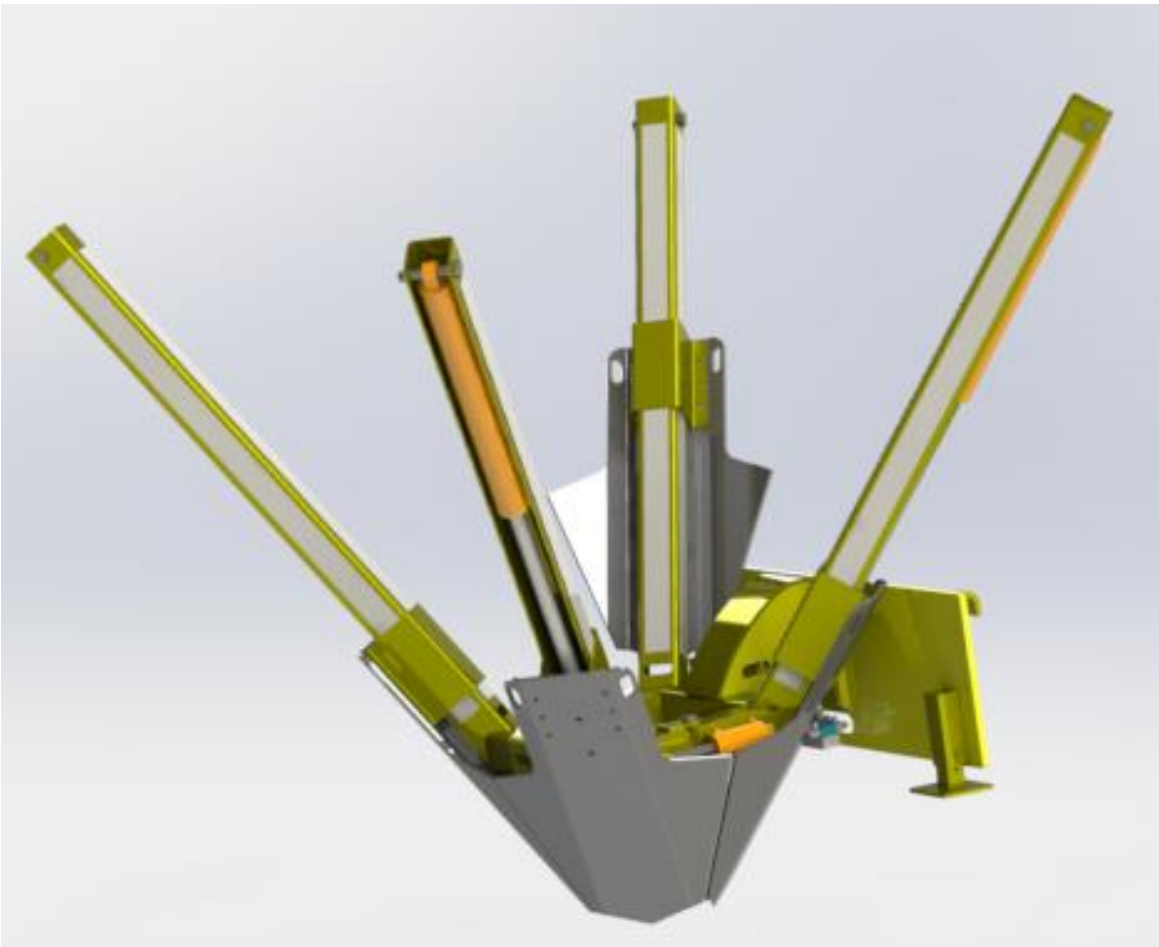
DEALBERA MAURICIO

Ing. Di Cola, Américo

Ing. Costamagna, Marcelo

Ing. Marino, Marcos

Villa María 09/05/2024





Resumen

Proyecto final de ingeniería mecánica que consta del diseño y cálculo de partes estructurales de una pala excavadora de árboles, o tree spade en inglés.

Dicha maquina sirve para reubicar árboles en lugares convenientes transplantando el espécimen con el volumen de tierra que contiene las raíces del mismo, sin poner en peligro su vida.

La misma tiene piezas móviles impulsadas por cilindros hidráulicos.

La movilidad de los cilindros, así como el movimiento de traslación de la máquina y la alimentación de componentes eléctricos, corren por cuenta de un tractor, que agarra a la maquina con un brazo articulado frontal.

Palabras clave

Pala Excavadora; Impulsada por tractor; Estructura; Tansplante.



Índice

Índice de Imágenes	VI
Índice de tablas.....	IX
1 Objetivo del proyecto	1
1.1 Descripción y funcionamiento de la máquina	1
1.2 Conceptos generales de uso	3
2 Ensayos y conceptos generales para el diseño.....	3
2.1 Características de las plantas.....	3
2.2 Característica de los suelos.....	5
2.3 Fuerza de penetración en el suelo.....	6
2.3.1 Ensayo de penetración en suelo por rozamiento	6
2.3.2 Ensayo para determinar la fuerza de corte de raíces.....	8
2.3.3 Fuerza total de penetración para trasplante.....	10
2.4 Tractor de movilización	11
2.5 Características geométricas preliminares	12
3 Conjunto Columna de pala	13
3.1 Dimensionamiento del cilindro hidráulico de pala	13
3.1.1 Características del cilindro y fuerzas actuantes	13
3.1.2 Cálculo del cilindro a pandeo.....	14
3.1.3 Otras características del cilindro de pala	16
3.2 Accesorios de acople del cilindro hidráulico de pala	16
3.2.1 Ojo articulado o cabeza con rótula.....	16
3.2.2 Horquilla	17
3.3 Cálculo de pernos de cilindro de pala	18
3.3.1 Corte en los pernos	18
3.3.2 Traba de los pernos.....	19
3.4 Diseño de la columna soporte	20
3.4.1 Características de la columna y cálculos preliminares	20
3.4.2 Aplastamiento en la columna por parte del perno	22
3.4.3 Conformado de la columna.....	23
3.4.4 Placas de deslizamiento de columna.....	23
3.5 Soporte de pala	24



3.5.1	Diseño de sujeción cilindro-pala	24
3.5.2	Cordones de soldadura del soporte de pala	26
3.5.3	Cálculo de bulones que fijan el soporte de pala.....	29
3.6	Guía de pala.....	31
3.6.1	Cálculo de guía de pala	31
3.6.2	Tipo de esfuerzo N°1	32
3.6.3	Tipo de esfuerzo N°2.....	34
3.6.4	Comprobación de bulones que sostienen guía de pala.....	37
3.7	Diseño de pala.....	39
3.7.1	Condiciones geométricas de la pala	40
3.7.2	Selección de material para la pala.....	42
4	Dimensionamiento del bastidor	43
4.1	Diseño y esfuerzos en el bastidor	43
4.1.1	Esfuerzos axiales a la sección transversal de la viga.....	47
4.1.2	Esfuerzos de corte puro en la sección transversal de la viga.....	47
4.1.3	Esfuerzos debido a momentos flectores en la sección transversal de la viga 47	
4.1.4	Esfuerzos referidos al punto K de la viga.....	48
4.1.5	Esfuerzos referidos al punto H de la viga.....	50
4.1.6	Corroboración por software	54
4.2	Bisagra del bastidor	55
4.2.1	Esfuerzo 1 en el perno.....	57
4.2.2	Esfuerzo 2 en el perno.....	58
4.2.3	Dimensionamiento del perno de bisagra.....	66
4.2.4	Cálculo y verificación del cojinete sobre el que gira el perno de bisagra.....	67
4.2.5	Dimensionamiento en el agarre horquilla barra.....	69
4.3	Compuerta del bastidor	72
4.3.1	Comprobación en software de traba del bastidor.....	76
4.4	Cilindros hidráulicos de apertura del bastidor	76
4.4.1	Ubicación y dimensionamiento del vástago del cilindro a pandeo.....	77
4.4.2	Dimensionamiento del embolo del cilindro.....	80
4.4.3	Otras características del cilindro de apertura de bastidor	81
4.5	Dimensionamiento de los pernos del cilindro de apertura de bastidor.....	81



4.5.1	Esfuerzos de corte en el perno	81
4.5.2	Esfuerzo de aplastamiento en el perno.....	82
4.5.3	Chaveta partida	82
4.6	Horquillas que sostienen al cilindro apertura de bastidor	83
4.6.1	Cálculo de la horquilla	84
4.6.2	Simulación en software de la horquilla.....	85
5	Marco principal de enganche	86
5.1	Sistema de enganche al brazo del tractor.....	86
5.2	Verificación en software.....	88
5.3	Pies de apoyo de la máquina.....	89
6	Sistema Hidráulico	90
6.1	Circuito hidráulico	90
6.2	Aspectos a tener en cuenta sobre las válvulas y manifold	92
6.3	Potencia necesaria para el accionamiento de los actuadores.....	92
6.3.1	Potencia requerida por el cilindro de pala	93
6.3.2	Potencia requerida por el cilindro apertura del bastidor	94
6.3.3	Requerimientos de bomba.....	95
6.4	Selección de mangueras hidráulicas y conexiones	96
6.4.1	Principios de diseño.....	96
6.4.2	Determinación del diámetro óptimo	96
6.4.3	Cálculos de pérdidas de carga en las mangueras	98
6.5	Soporte de mangueras hidráulicas	102
6.6	Acople hidráulico al tractor.....	102
7	Circuito eléctrico de comando	103
8	Requerimientos y transporte del vehículo motor	106
8.1	Especificaciones técnicas generales	106
8.2	Requerimientos para la movilidad de la máquina.....	106
8.3	Ejemplo con tractor Pauny – 180A.....	107
8.4	Requerimientos de circulación vial.....	108
8.5	Mantenimiento	109
9	Aclaraciones finales respecto al cálculo	109
9.1	Criterio de rotura utilizado.....	109
9.2	Diseño respecto a la fatiga	109



10	Conclusión	109
11	Referencias.....	110
11.1	Material bibliográfico consultado.....	110
11.2	Softwares utilizados.....	110
12	Planimetría.....	111
12.1	Sistema de codificación de planos.....	111
12.2	Listado de planos	112

Índice de Imágenes

Imagen N°1:	Máquina de trasplante acoplada al tractor mediante enganche en brazo. .	1
Imagen N°2:	Máquina de trasplante bastidor abierto.	2
Imagen N°3:	Morfología generalizada de una palmera.	4
Imagen N°4:	Rootball de palmera pindó.	5
Imagen N°5:	Chapa de prueba y pesos.	6
Imagen N°6:	Gráfica Fuerza-Profundidad.	7
Imagen N°7:	Gráfico extrapolado de Fuerza-Profundidad.....	8
Imagen N°8:	Muestra de raíces utilizadas para la experiencia.	8
Imagen N°9:	Estructura de ensayo.	9
Imagen N°10:	Medidas geométricas preliminares.	12
Imagen N°11:	Imagen representativa del cilindro hidráulico de pala.	14
Imagen N°12:	Imagen representativa del acople superior del cilindro pala.	17
Imagen N°13:	Imagen representativa del acople superior del cilindro pala.	17
Imagen N°14:	Imagen representativa de los pernos superior e inferior respectivamente. 18	
Imagen N°15:	Imagen representativa de la columna soporte.	20
Imagen N°16:	Agujero oblongo en columna para el paso de mangueras.....	21
Imagen N°17:	Sección transversal de la columna.	21
Imagen N°18:	Arandelas soldadas en los laterales, concéntricos a los agujeros.	23
Imagen N°19:	Imagen preliminar del soporte de pala.	24
Imagen N°20:	Dimensiones necesarias para el cálculo del soporte de pala.	25
Imagen N°21:	Dimensiones necesarias para el cálculo del soporte de pala.	26
Imagen N°22:	Soldadura de filete con esfuerzos de corte en el área efectiva.....	28



Imagen N°23:	Medidas necesarias para el cálculo de fuerzas en bulones en soporte de pala.	29
Imagen N°24:	Imagen de la guía de pala de pala.	31
Imagen N°25:	Medidas de la guía de pala de pala.....	32
Imagen N°26:	Estudio de tensiones máximas en guía de pala.	33
Imagen N°27:	Estudio de deformaciones en la pieza guía de pala.	34
Imagen N°28:	Estudio de tensiones máximas en chapa guía de pala.....	36
Imagen N°29:	Estudio de factor de seguridad en chapa guía de pala.....	37
Imagen N°30:	Dimensiones implicadas en el cálculo de los pernos que fijan la chapa soporte a la pala.	38
Imagen N°31:	Diseño de pala en SolidWorks.	40
Imagen N°32:	Dibujo esquemático de la sección de pala entre el bajo tierra y el sobre tierra.	41
Imagen N°33:	Comparación de vida útil para distintos tipos de aceros.....	43
Imagen N°34:	Dimensiones exteriores del bastidor.....	44
Imagen N°35:	Representación del bastidor con la fuerza de un cilindro actuando en una esquina.	45
Imagen N°36:	Descomposición de fuerzas del cilindro de pala.....	45
Imagen N°37:	Descomposición de fuerzas del cilindro de pala en el plano normal a z. .	46
Imagen N°38:	Descomposición de fuerzas del cilindro de pala en el plano normal al eje Y.	46
Imagen N°39:	Esquema del perfil del bastidor donde los puntos H y K son los puntos a estudiar.	48
Imagen N°40:	esfuerzos en un cubo elemental en la zona de estudio K.....	49
Imagen N°41:	esfuerzos en un cubo elemental en la zona de estudio H.....	51
Imagen N°42:	Medidas finales de la viga que forma la estructura del bastidor.....	53
Imagen N°43:	Corte del bastidor estructura de bastidor.....	53
Imagen N°44:	Estudio de esfuerzo en bastidor.....	54
Imagen N°45:	Detalle de zona donde se encuentra el máximo esfuerzo.	54
Imagen N°46:	Bisagra de bastidor	55
Imagen N°47:	Fuerzas actuantes en la zona de bisagra.....	56
Imagen N°48:	Esquema de movimiento de la bisagra del bastidor.	57
Imagen N°49:	Diagrama de fuerzas y apoyos.....	57
Imagen N°50:	Diagrama de fuerzas, apoyos, ejes globales (en mayúscula) y locales (en minúscula) y numeración de nodos.....	58



Imagen N°51: Diagrama de cuerpo libre para una sola barra genérica.	59
Imagen N°52: Cubo elemental del perno en el punto de condiciones más desfavorables, donde F_1^X y F_2 son las fuerzas que provocan los “Esfuerzos 1 en el perno” y “Esfuerzo 2 en el perno” respectivamente.....	67
Imagen N°53: Estudio de tensiones máximas en buje de bisagra.....	69
Imagen N°54: Corte de sección mínima de un ala de la horquilla.	70
Imagen N°55: Barra de bisagra y su correspondiente corte en la imagen a la derecha.	71
Imagen N°56: Estudio de tensiones máximas en el conjunto de bisagra.	71
Imagen N°57: Dimensiones supuestas de la unión de la compuerta.....	72
Imagen N°58: Dimensiones supuestas de la unión de la compuerta.....	74
Imagen N°59: Corte del diseño final de la traba para la compuerta.	75
Imagen N°60: Diseño final de la traba de la compuerta con un orificio para fijación por soldadura.	75
Imagen N°61: Estudio de tensiones máximas en la traba de la compuerta.....	76
Imagen N°62: Imagen parcial de la bisagra.	77
Imagen N°63: Dimensiones de posición del cilindro bisagra.	78
Imagen N°64: Disposición de fuerzas que giran en torno a la bisagra. (F_a) cilindro de bisagra; (F_y) la componente en Y del cilindro de pala.....	78
Imagen N°65: Gráfico de límite de esbeltez.	79
Imagen N°66: Designación de chaveta partida-DIN94.	82
Imagen N°67: Sujeción del cilindro de compuerta.....	83
Imagen N°68: Estudio de tensiones máximas en la horquilla que sostiene al cilindro de apertura de bastidor.....	85
Imagen N°69: Marco principal de enganche.	86
Imagen N°70: Tipos de enganche frontal del lado del suplemento.....	87
Imagen N°71: Enganche rápido del lado del brazo en pala para árboles de gran tamaño.	87
Imagen N°72: Enganche rápido en marco de máquina.....	87
Imagen N°73: Esfuerzos en el conjunto marco - bastidor.....	88
Imagen N°74: Deformaciones en el conjunto marco - bastidor.	88
Imagen N°75: Barra de refuerzo en pala excavadora modelo 500i de Dutchman.	89
Imagen N°76: Pie regulable para altura del marco.....	90
Imagen N°77: Posición de las electroválvulas en la máquina.	91
Imagen N°78: Esquema hidráulico.....	91
Imagen N°79: Imagen de electroválvula direccional y manifold respectivamente.....	92



Imagen N°80:	Diagrama de Moody.....	100
Imagen N°81:	Acople en máquina y acople rápido plano respectivamente.....	102
Imagen N°82:	Acople en máquina y acople rápido plano respectivamente.....	102
Imagen N°83:	Ubicación y pieza “soporte de acoples” respectivamente.....	103
Imagen N°84:	Esquema del comando de la máquina desde la cabina.....	104
Imagen N°85:	Esquema de accionamiento eléctrico.....	104
Imagen N°86:	Comando del sistema y switch de tres puntos de comando.....	105
Imagen N°87:	Acoples macho y hembra eléctricos de 12 pines.....	105
Imagen N°88:	Relaciones del tractor necesarias para el cálculo de vuelco frontal.....	107

Índice de tablas

Tabla N°1:	Características de suelo.....	5
Tabla N°2:	Resistencia a la penetración del suelo de muestra.....	6
Tabla N°3:	Datos iniciales para el cálculo del cilindro de pala.....	13
Tabla N°4:	Dimensiones comerciales de chaveta R.....	19
Tabla N°5:	Medida para aro seeger y ranura DIN 471.....	19
Tabla N°6:	Tabla de pliegue para plegadora en particular.....	23
Tabla N°7:	Características del material antifricción.....	24
Tabla N°8:	Factores de resistencia según norma CIRSOC y AWS.....	27
Tabla N°9:	Valores recomendados por AWS para soldadura.....	28
Tabla N°10:	Peso que soporta la pala.....	35
Tabla N°11:	Variedad de aceros HARDOX.....	42
Tabla N°12:	Relación entre altura de pies de apoyo y dimensiones excavadas.....	89
Tabla N°13:	Componentes hidráulicos.....	92
Tabla N°14:	Velocidades máximas de circulación en circuitos oleo-hidráulicos.....	96
Tabla N°15:	Tamos de tubería hidráulica y sus características.....	99
Tabla N°16:	Regímenes de fluido hidráulico según el número de Reynolds.....	99
Tabla N°17:	Características técnicas generales de la máquina.....	106

1 Objetivo del proyecto

El objetivo del presente proyecto es el diseño de una máquina capaz de extraer una planta junto con una parte del volumen de tierra que contiene a sus raíces. Esto se debe lograr directamente desde el suelo donde se encuentra plantada para poder trasladar el espécimen y colocarlo o enterrarlo en un lugar requerido sin que se corra riesgo de que este se seque o pierda vitalidad progresivamente.

Esta máquina debe ser capaz de transportarse distancias considerables ya que no trabaja en un lugar establecido, ya sea mediante un carro para grandes distancias o mediante un tractor para su operación y transporte a cortas distancias. La movilidad mediante el último sistema de transporte mencionado es por acople entre la parte extrema del brazo frontal de un tractor y la máquina, en esto se basará el proyecto. Con respecto al transporte de largas distancias por medio de un carro solo se mencionan las posibilidades legales con las que se cuenta para su traslado en ruta.



Imagen N°1: Máquina de trasplante acoplada al tractor mediante enganche en brazo.

1.1 Descripción y funcionamiento de la máquina

La Pala excavadora para árboles es una máquina que puede realizar la extracción de una planta con su masa de tierra en la parte de sus raíces para trasplantarla en otro lugar conveniente, de una manera sencilla, con un tiempo relativamente corto y poco dañino para la ésta.

La máquina debe ir solidaria a un vehículo autopropulsado y que además esté dotado de una bomba hidráulica, así como también una fuente de alimentación eléctrica para su completo funcionamiento. En este proyecto será un tractor con brazo articulado, el cual le dará la movilidad necesaria tanto para el transporte como para la maniobrabilidad en el proceso de trasplante.

Las palas están disponibles en una variedad de tipos y tamaños, dependiendo las necesidades, de las cuales las más influyentes son; el tipo de suelo y el tipo y tamaño de planta a mover. El tamaño de la pala en sí es crítico ya que debe dar cabida a una masa de



raíz lo suficientemente grande para sostener el árbol luego de ser trasplantado. Si la masa de tierra extraída es demasiado pequeña, el acotado sistema radical del espécimen puede poner en riesgo su conservación.

La máquina que se realizará en este proyecto será diseñada con la necesidad de extracción y plantación de palmeras de tamaño medio (200 cm de altura) en suelos de tipo predominantemente *limosos* en las zonas de Villa María y sus cercanías.

Las condiciones del suelo reinante deben ser relativamente seco. Si el suelo está muy húmedo la maquina puede hundirse dañando así la estructura y al suelo circundante. Se puede proteger poniendo debajo de los apoyos una madera con superficie lo suficientemente grande como para no hundirse.

La pala excavadora consta de un bastidor en el cual debe quedar centrada la planta en cuestión. Este soporte se encontrará articulado para facilitar el rodeo del tronco de la palmera. Sobre dicho bastidor irán colocadas en posiciones equidistantes cuatro torres en los vértices, torres que tendrán una inclinación respecto a la vertical. Sobre estas se moverán las palas. Sobre el bastidor también habrá montado un marco de enganche encargado de la vinculación con el brazo del tractor.

Se cuenta, además, con un sistema hidráulico, eléctrico, y otros elementos que hacen a la funcionalidad, como pies de apoyo que dan la altura necesaria a la que es conveniente el accionamiento.

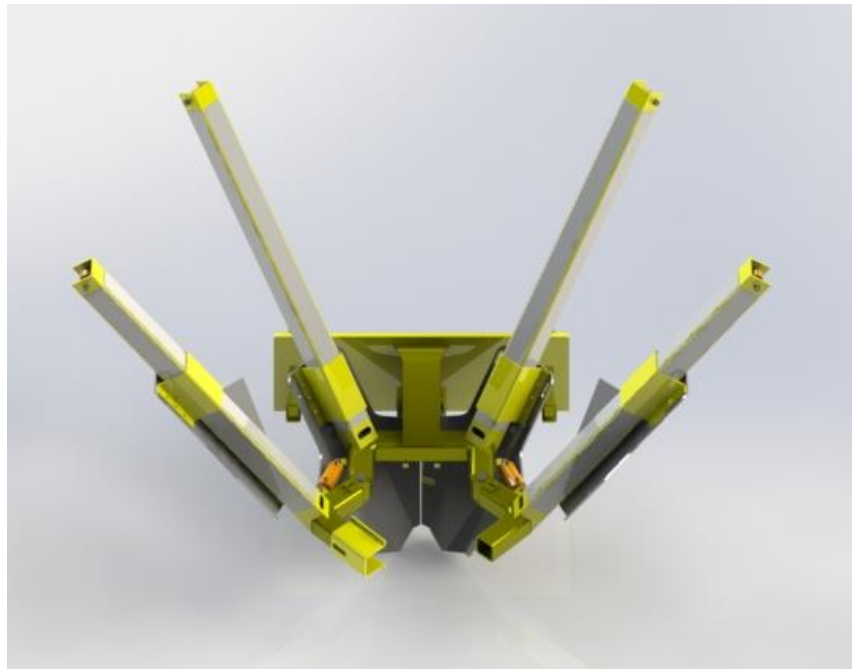


Imagen N°2: Máquina de trasplante bastidor abierto.



1.2 Conceptos generales de uso

El trasplante de un árbol con esta pala resultará inicialmente más caro que comprar un árbol joven y plantarlo. Sin embargo, la pala excavadora puede ser la mejor opción para no perder un ejemplar. También se ahorra mano de obra, tiempo y años de mantenimiento de una planta joven.

Por este motivo estas máquinas se utilizan de diversas maneras en las industrias verdes. En viveros que comercializan grandes árboles cultivados, en empresas paisajistas y arbolistas. De igual manera se pueden utilizar para movilizar árboles en zonas residenciales.

La colocación correcta de los árboles es importante para el diseño del paisaje. Es necesario seleccionar una ubicación en la que el árbol no crecerá para interferir con las estructuras, líneas eléctricas, limpieza de caminos y otras plantas existentes.

Siempre es necesario previamente estar en contacto con empresa o municipio para asegurarse de no dañar algún servicio público subterráneo previo a la excavación y también es necesario que se ubiquen líneas privadas como sistemas de riego o alumbrados.

2 Ensayos y conceptos generales para el diseño

2.1 Características de las plantas

La raíz de la planta es la parte de esta la cual se encarga de la absorción de agua y minerales del suelo donde son conducidas hacia el tallo y hojas. Además, las raíces fijan a las plantas al suelo por medio de resistencia al dobléz.

Los sistemas radiculares que poseen las plantas se dividen en dos tipos, los cuales son:

- **Sistema Radical Alorrizo:** Consta de una raíz principal de la cual se desprenden raíces laterales secundarias. Estas raíces tienen un diámetro considerablemente grande cerca del tronco, y a medida que se alejan este diámetro decrece.
- **Sistema Radical Homorrizo:** No tiene una raíz principal claramente definida, si no que aquí las raíces se desarrollan desde el tallo de la planta y su diámetro es casi igual durante toda la longitud de la raíz y relativamente pequeño.

Las palmeras que es la planta que se tiene como objetivo para el trasplante está dotada de un sistema radical homorrizo, por lo que tiene una gran densidad de raíces en un volumen dado, pero de raíces de diámetros considerablemente menores al sistema radical alorrizo.

El sistema radical de la palmera no tiene una profundidad en el suelo demasiado grande y en palmeras de una altura de 200 a 250 cm de altura difícilmente tendrán una raíz de una profundidad mayor a 60 cm independientemente de la especie de palmera.

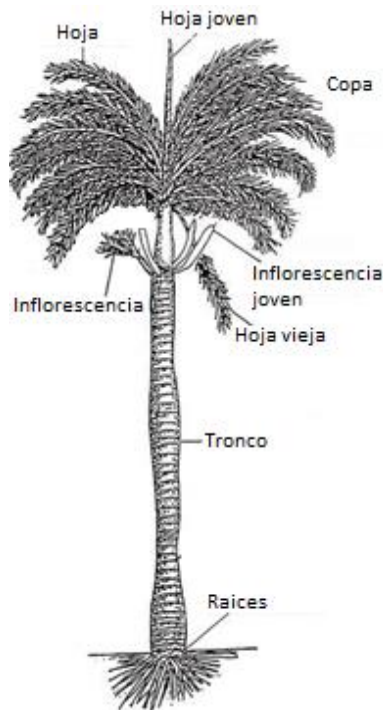


Imagen N°3: Morfología generalizada de una palmera.

Para trasplantar una especie con un elevado grado de éxito para su supervivencia, se deberá tener en cuenta una semiesfera con eje de simetría en el eje axial del tronco, dentro del cual no se pueden cortar las raíces. Siendo un volumen mínimo y necesario, conocido como rootball.

El rootball es definido mediante su radio, el cual varía entre especies. Dedicándose este proyecto al trasplante de palmeras se tiene que el radio varía entre 15 y 30 cm para especies como *Syagrus romazoffiana* (Pindó) que es una de las especies más plantadas en el mundo y otras que requieren uno mayor, entre 30 y 61 cm en especies como la *Washingtonia robusta* y *Roystonea regia*.

El radio también cambia de acuerdo al tamaño del espécimen dentro de una misma especie dependiendo de su tamaño, entre más pequeña la palmera se requerirá un radio menor para el corte de su raíz.

El proyecto se enfocará en la especie *Syagrus romazoffiana* (Pindó) cuyo rootball máximo es de 30 cm. Para abarcar el mejor corte posible sin tener que ir a una profundidad demasiado grande, se eligió un ángulo de 35° con respecto al eje axial del tronco.

Esto indica que la profundidad del corte máximo es de aproximadamente 43 cm respecto al nivel del suelo como se indica en la *Imagen N° 4*.

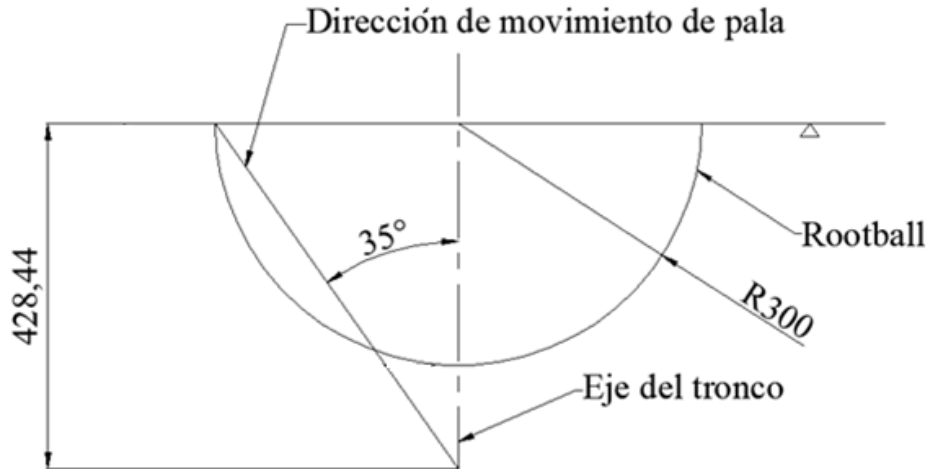


Imagen N°4: Rootball de palmera pindó.

2.2 Característica de los suelos

El tipo de suelo es un factor determinante en el trabajo ya que depende como sea su conformación, el mecanismo requerirá mayor fuerza para la extracción del ejemplar.

Muchas de las características del suelo de importancia agronómica derivan de las proporciones en que se encuentran las partículas sólidas, líquidas y gaseosas, y de las relaciones de masa y volumen entre ellas.

Los suelos tienen distintas texturas según los componentes y la proporción de estos que lo conformen, las cuales se han dividido por el INTA en varias clases de textura, determinadas por la proporción de sus cuatro componentes básicos que son:

- Arcillosa: Clase textural donde predominan las partículas de arcilla con un mínimo de 40% de esta fracción y 45% de arena o 40% de limo.
- Arenosa: Clase textural donde predominan las partículas de arena con más de 85% de esta fracción y 10% de arcilla.
- Franca: Clase textural con tenores de entre 7-27% de arcilla, 28 al 50% de limo y menos del 52% de arena.
- Limosa: Clase textural donde predominan con más del 80% las partículas de esta fracción y menos de 12% de arcilla.

Estos también constan de distintas capas a medida que se alejan de la superficie, encontrando también distintas características entre ellas.

Según los datos analíticos del perfil típico de la serie de muestras de Villa María en el cuadro N° 28 de la carta de suelos realizada por INTA da los siguientes datos:

Horizonte	A1	A2	B2t	B3	Cca
Profundidad de la muestra (cm)	0-24	24-31	31-45	45-68	68 a +

Tabla N°1: Características de suelo.



Sus características y densidades aparentes (densidad del volumen seco y espacios porosos)

- A1: húmedo, franco limoso y de gran contenido orgánico. $\delta = 1,4 \frac{g}{cm^3}$
- A2: húmedo, franco limoso, no plástico, no adhesivo. $\delta = 2,39 \frac{g}{cm^3}$
- B2t: Color pardo grisáceo oscuro, húmedo, ligeramente adhesivo. $\delta = 5,3 \frac{g}{cm^3}$
- B3: Color pardo a pardo oscuro, franco limoso, ligeramente plástico y adhesivo.
- Cca: color pardo a pardo oscuro, franco limoso, no plástico ni adhesivo.

2.3 Fuerza de penetración en el suelo

2.3.1 Ensayo de penetración en suelo por rozamiento

Tomando en cuenta unas medidas estimativas de la pala se realizó un ensayo del cual nos vamos a valer para obtener valores de la fuerza de penetración en el suelo.

Para esta experiencia se tomó una chapa de espesor 1,5 mm el cual tomaremos como despreciable y un ángulo de punta para la incisión sobre la tierra de 64° (ángulo de la chapa de prueba), que es el ángulo que se obtuvo en el diseño aproximado (Imagen N°1).

El ensayo se realizó en el mes de Julio donde las lluvias son escasas, por lo que, previsiblemente, el suelo opone mayor fuerza a ser cortado.



Imagen N°5: Chapa de prueba y pesos.

Se apoyó el vértice inferior en el suelo y se fue le fue agregando peso de modo progresivo y lento para que se tome en cuenta como carga estática y en base a eso se confeccionó la siguiente tabla.

Fuerza (Kgf)	Profundidad (cm)
15,3	2,5
24,3	3,6
30,6	4,2
55	5,2

Tabla N°2: Resistencia a la penetración del suelo de muestra.



De la *Tabla N°2* se elaboró la gráfica siguiente:

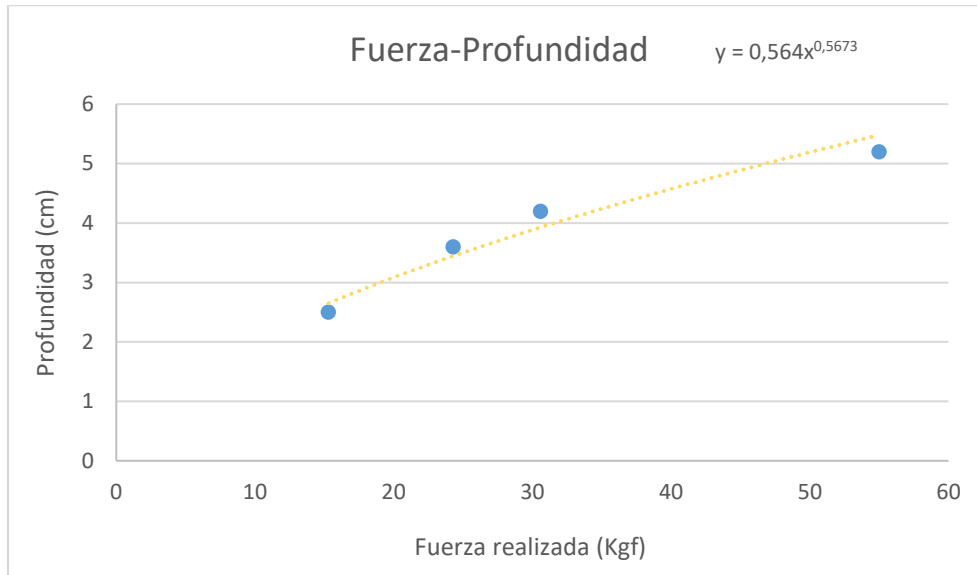


Imagen N°6: Gráfica Fuerza-Profundidad.

Con los datos obtenidos se busca una función que se aproxime a estos puntos experimentales para luego extrapolar a una profundidad de 43 cm bajo suelo. Obteniendo así la fuerza necesaria de penetración.

La función de aproximación que da el programa es $y = 0,564x^{0,5673}$ donde y representa la profundidad y x la fuerza.

Dado que se busca una profundidad de 43cm reemplazamos ese valor en y y despejamos x para encontrar que la fuerza necesaria para realizar ese trabajo es:

$$x = 2078,75 \text{ Kg.}$$

A esta fuerza se la debe multiplicar por un coeficiente de incertidumbre ya que en los suelos existen variantes, como puede ser; distintas características del suelo a medida que avanza la profundidad, también se puede dar la presencia de pequeñas rocas u otros materiales, zonas de mayor compactación del suelo, etc.

Además, hay que tener en cuenta que la experiencia se realizó con una chapa de pequeño espesor (1,5mm), siendo que la pala deberá tener un espesor mayor.

Por ello la fuerza final de penetración del suelo utilizada es de:

$$F_p = 2078,75 \text{ Kg} \times 1,4 = 2910,25 \text{ Kg} \cong 3000 \text{ Kg}$$

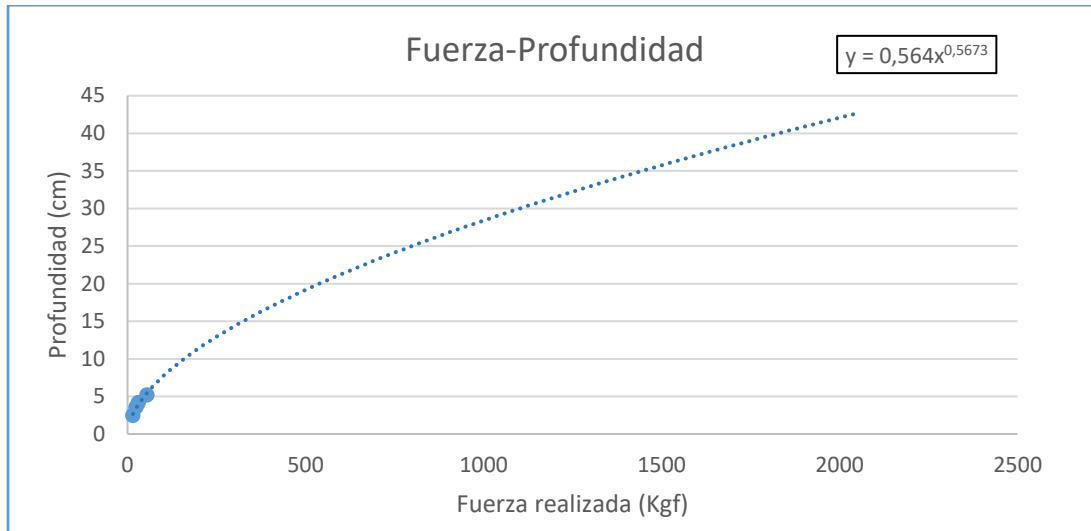


Imagen N°7: Gráfico extrapolado de Fuerza-Profundidad.

2.3.2 Ensayo para determinar la fuerza de corte de raíces

Para poder llevar a cabo su función, el cilindro hidráulico encargado de penetrar el suelo deberá, además, ser capaz de cortar las raíces de la planta mientras hace avanzar a la pala en su camino.

Para calcular esta fuerza se realizó el ensayo que se verá a continuación:

- 1- Se tomaron muestras de raíces de una palmera del tipo *Syagrus romazoffiana* (Pindó) de aproximadamente cuatro años de edad. A la cual se le midió el diámetro, siendo este $\varnothing_r = 4 \text{ mm}$.



Imagen N°8: Muestra de raíces utilizadas para la experiencia.

- 2- Se calculó la resistencia al corte de una de estas raíces a partir de un ensayo realizado por medio de una tenaza a la cual se le fue aplicando fuerza gradualmente en el extremo del agarre. Luego, por medio de igualdad de momentos se pudo llegar a la fuerza que soportó.

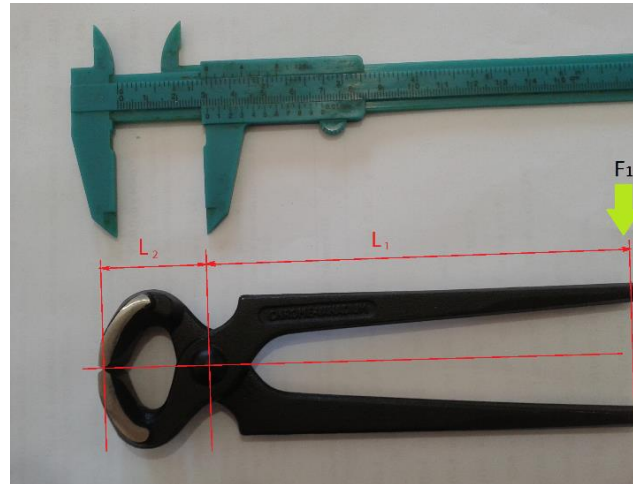


Imagen N°9: Estructura de ensayo.

$$L_1 F_1 = L_2 F_2 \rightarrow F_2 = \frac{F_1 L_1}{L_2}$$

Donde $F_1 = 3 \text{ Kg}$ (carga de prueba), $L_1 = 14 \text{ cm}$ (largo mayor de palanca) y $L_2 = 3 \text{ cm}$ (largo menor de palanca)

Dando como resultado que la fuerza necesaria para cortar la raíz es:

$$F_2 = 14 \text{ Kg}$$

- 3- A la fuerza encontrada por medio del ensayo se le da un margen de incertidumbre ya que esta fuerza puede variar de raíz en raíz y un error por rozamiento en la tenaza.

$$F_r = F_2 \times 1.2 = 16,8 \text{ Kg}$$

Con esta fuerza se calcula una tensión de corte para la madera de la raíz:

$$\sigma = \frac{F_r}{n_r} = \frac{16,8 \text{ Kg}}{0,12566 \text{ cm}^2} = 133,7 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Con la fuerza de una raíz no basta, ya que en la práctica puede darse el caso de que una pala tenga que cortar más de una raíz al mismo tiempo, por lo que es conveniente tener una estimación de la densidad de raíces por área de corte.

Para tener este dato se excavó un pequeño agujero a una distancia de 30 cm de radio con respecto al eje axial al tronco de la palmera pindó.

En este agujero se tomó un área perpendicular a la superficie del suelo y radial con respecto a la planta, y se procedió a contar la cantidad de raíces.



Lo anterior da que en un área de:

$$A_1 = 35\text{cm} \times 16\text{cm} = 560\text{ cm}^2$$

Hay una cantidad de raíces de $n_r = 30$

Para calcular la cantidad de raíces que podrían llegar a hallarse al mismo tiempo en una línea de corte de la pala, se relacionara un área A_p al perímetro de la pala (la parte del filo). Este perímetro es preliminar ya que todavía no ha diseñado la pala. Al área A_p se la relacionará con el área A_1 para calcular la densidad de raíces en el contorno o filo de la pala.

Una aproximación geométrica de la pala da un perímetro de corte de 115 cm aproximadamente y se dejará un ancho de franja de unos 4 cm. Lo que nos da un área de corte de:

$$A_p = 115\text{cm} \times 4\text{cm} = 460\text{ cm}^2$$

Relacionando el área experimental A_1 y el área supuesta A_p encontramos que en esa franja se pueden hallar en promedio una cantidad de raíces al mismo tiempo de:

$$N = \frac{A_p n_r}{A_1} = \frac{460\text{cm}^2 \times 30}{560\text{ cm}^2} = 24,64 \cong 25\text{ raices}$$

La fuerza necesaria para cortar 25 raíces al mismo tiempo es de:

$$F_R = F_r \times N = 25 \times 16,8\text{ Kg} = 420\text{ Kg}$$

Agregando un coeficiente de incertidumbre:

$$F_R = 420\text{ Kg} \cdot 1,7 = 714\text{ Kg}$$

2.3.3 Fuerza total de penetración para trasplante

Teniendo por separado las fuerzas que actúan en el proceso de penetración de la pala (fuerza para cortar las raíces F_R y la fuerza de rozamiento con el suelo F_p), se calculará entonces, la fuerza total que necesitará para que la pala recorra el trayecto previsto.

Como se concluyó en los ensayos, la fuerza para penetrar en el suelo es mucho más grande respecto a la fuerza que se requiere para cortar las raíces.

Como la pala penetra el suelo por rozamiento con éste o cortando las raíces, se toma la fuerza mayor. Entonces la fuerza de penetración total será igual a F_p :

$$F_t = F_p$$

$$F_t = 3000\text{ Kg}$$

Siendo F_t la fuerza total de penetración.

Ésta será la fuerza que tendrá que ejercer el actuador hidráulico para poder efectuar así la máquina el trabajo necesario para cumplir su función.



2.4 Tractor de movilización

La máquina debe ser movilizada y accionada hidráulica y eléctricamente mediante una maquina externa que pueda proveer de estos requerimientos. Para este proyecto se usará un tractor Pauny modelo 180 A, por ser sencillo y versátil.



Imagen N°10: Foto de Pauny 180 A con brazo para pala cargadora

Cuyas características técnicas necesarias para el proyecto son:

Sist. Hidráulico	
Tipo	De centro abierto. Con bomba de engranajes.
Caudal de trabajo (l/min)	55
Presión máxima (bar)	120
Control remoto	2 salidas con acople rápido
Sist. Eléctrico	
Tensión (V)	12 V, con negativo a masa.
Características constructivas	
Dist. Entre ejes (mm)	2242
Peso sin lastre (Kg)	3225

Tabla N°3: Datos del tractor



2.5 Características geométricas preliminares

Las siguientes características geométricas se precisar datos necesarios para el cálculo del cilindro hidráulico que mueve a la pala.

- El ángulo que marcará cada columna con respecto a la vertical será de 35° .
- La pala debe recorrer 43 cm de profundidad en el suelo.
- A la distancia anterior debemos sumar la distancia vertical desde el nivel de la tierra hasta la base del bastidor. Esta distancia se deja ya que el bastidor no se apoya directamente en el suelo, sino que se apoya en unas patas debido a que el suelo generalmente no está nivelado por lo que apoyaría de forma despareja, sacando así la planta de manera un tanto inclinada.
- Radio mínimo de seguridad (rootball 30 cm máx.) para que la planta pueda ser trasplantada sin riesgo de perder el ejemplar.

Con estos parámetros geométricos se dibuja el esquema para determinar la carrera que deberá realizar el cilindro.

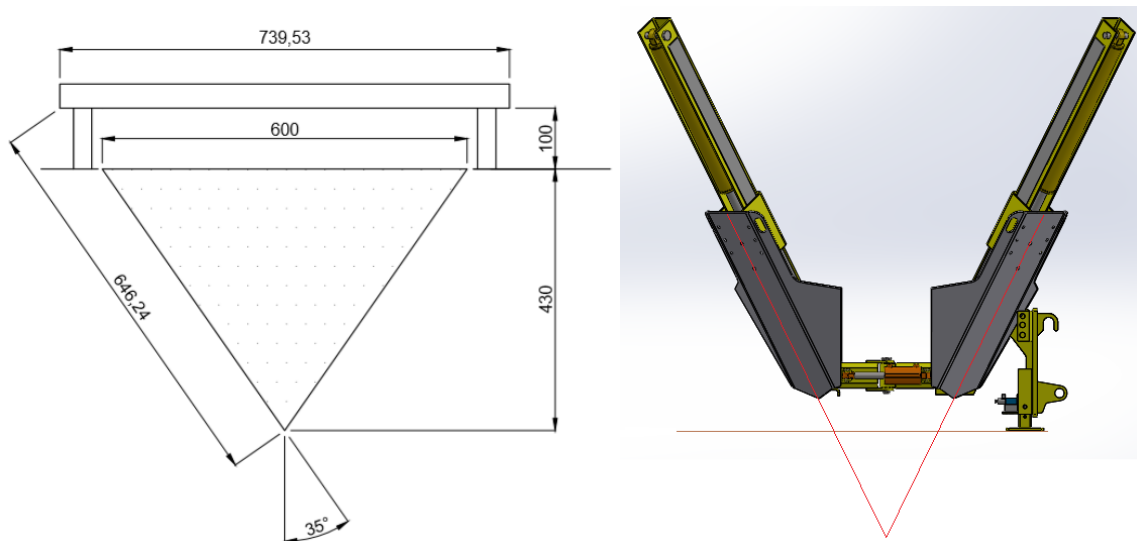


Imagen N°11: Medidas geométricas preliminares.

Para de evitar interferencia entre las palas por sus vértices una vez cerradas, se dejará una distancia donde no habrá contacto. Por esto la distancia de la carrera del cilindro será 64 cm.



3 Conjunto Columna de pala

3.1 Dimensionamiento del cilindro hidráulico de pala

3.1.1 Características del cilindro y fuerzas actuantes

A continuación, se va a calcular el cilindro hidráulico encargado de generar la fuerza sobre la pala, cuyos parámetros iniciales para comenzar su dimensionamiento están en la siguiente tabla:

Presión Nominal de trabajo	160 bar
Presión Máxima	240 bar
Rango de temperatura	-20 °C... +80 °C

Tabla N°4: Datos iniciales para el cálculo del cilindro de pala.

Dado que los 4 cilindros serán accionados usando la presión de la bomba hidráulica de un tractor tipo, mantendrá la presión ($160 \text{ bar} \approx 160 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$) se procede a calcular el diámetro del embolo:

$$F_t = F_c = P \cdot A_e \Rightarrow A_e = \frac{F_t}{P} = \frac{3000 \text{ Kg}}{160 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 18,75 \text{ cm}^2$$

Donde F_t es la fuerza máxima que requiere en la máquina para realizar el trabajo calculada anteriormente, P es la presión que transmite la bomba del tractor, A_e es el área del embolo del cilindro y F_c es la fuerza que ejerce el cilindro.

Teniendo el área se puede calcular el diámetro mínimo necesario para entregar la fuerza F_t :

$$A_e = \frac{\pi \cdot \phi_e^2}{4} \Rightarrow \phi_e^2 = \frac{4 \cdot A_e}{\pi} = \frac{4 \cdot (18,75 \text{ cm}^2)}{\pi}$$
$$\phi_e = 4,88 \text{ cm} \approx 5 \text{ cm}$$

Por este motivo el cilindro nos podrá entregar una fuerza máxima de:

$$F_c = P \cdot \frac{\pi \cdot \phi_e^2}{4} = \frac{160 \cdot \pi \cdot (5 \text{ cm})^2}{4} = 3141,6 \text{ kg}$$

Como se verá en el posterior cálculo de pandeo el diámetro del vástago será de 7cm de diámetro quedando una fuerza máxima del cilindro de:

$$F_c = P \cdot \frac{\pi \cdot \phi_e^2}{4} = \frac{160 \cdot \pi \cdot (7 \text{ cm})^2}{4} = 6157,5$$

Ya que ocurre esto, se pondrá una válvula limitadora de presión para que no se exceda una fuerza mayor a 3000 Kg (fuerza máxima necesaria para que la pala pueda ser enterrada) y no poner en riesgo componentes estructurales.



3.1.2 Cálculo del cilindro a pandeo

Dado que el cilindro será de doble efecto, su mayor fuerza actúa cuando el cilindro se abre, presionando toda la cara del embolo, y cuando se cierra solo debe elevar el peso propio de la pala.

El diámetro del vástago es un dato que supondremos y corroboraremos si verifica:

$$\phi_v = 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

La longitud efectiva del cilindro será:

$$l = X_r + 2 \cdot \text{Carrera}$$

Donde es la sumatoria de las distancias a los apoyos que no están contempladas en la carrera del embolo, como la distancia entre el agujero de la horquilla y tapa del cilindro.

Se tomará una longitud efectiva aproximada de:

$$l = 30 \text{ cm} + 2 \cdot (64 \text{ cm}) = 158 \text{ cm}$$

Redondeando hacia una medida más conservadora tomamos **160 cm**

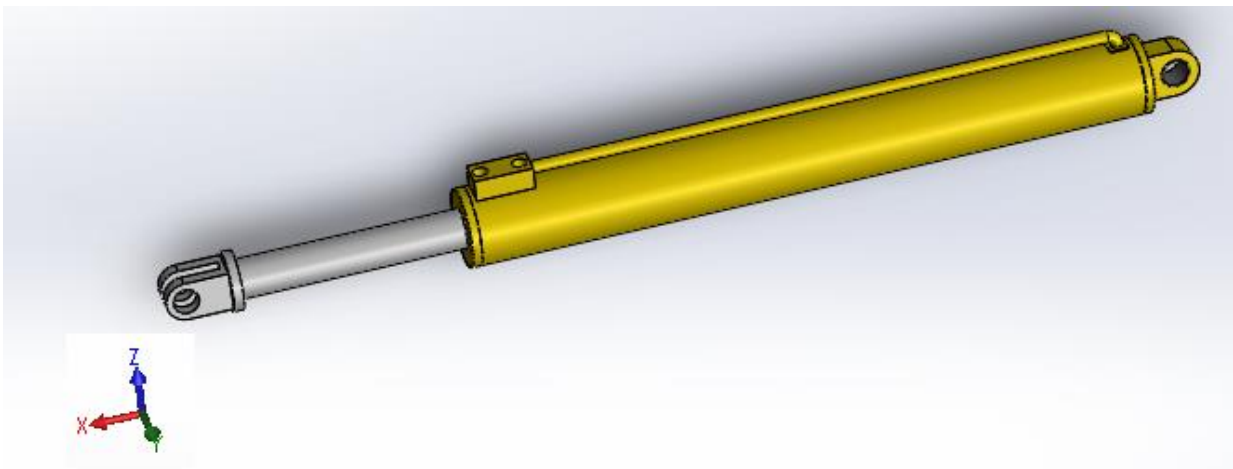


Imagen N°12: Imagen representativa del cilindro hidráulico de pala.

Para poder iniciar el cálculo se dispone de los siguientes datos:

- El material del vástago será de **acero cromado sin tratamiento térmico**.
- El límite elástico del acero $\sigma_e = 1900 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
- Módulo elástico del acero $E = 2.100.000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
- Coeficiente de pandeo $\alpha = 1$ dado que se considera el cilindro como doblemente articulado en los extremos.
- $F_c = 3000 \text{ kg}$ que es la máxima fuerza que puede entregar el cilindro.



La ecuación para calcular la carga crítica que dará inicio al pandeo es conocida como la fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A_v}{\lambda_v^2}$$

Si tenemos en cuenta un coeficiente de seguridad $n=2$ o sea que se debe cumplir que $P_{p,adm} \geq F_c$:

$$P_{p,adm} = \frac{P_{cr}}{n} \rightarrow P_{p,adm} \cdot n = P_{cr}$$

Donde $P_{p,adm} = 3000 \text{ Kg}$ que es la fuerza máxima que hace el cilindro y siendo el alaveo:

$$\lambda_v = \frac{\alpha \cdot l}{i}$$

Donde $\alpha = 1$ es la constante de pandeo que depende de los apoyos, $l = 160 \text{ cm}$ que es el largo e i es el radio de giro que dependerá de:

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

Y el I y el A_v son el momento de inercia y el área del vástago respectivamente:

$$I = \frac{\pi \cdot \phi_V^4}{64} \text{ y } A_v = \frac{\pi \cdot \phi_V^2}{4}$$

El radio de giro queda tal que:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_v}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot \phi_V^4 \cdot 4}{\pi \cdot \phi_V^2 \cdot 64}} = \sqrt{\frac{\phi_V^2}{16}} = \frac{\phi_V}{4}$$

Quedando un coeficiente de alaveo tal que:

$$\lambda_v = \frac{4 \cdot \alpha \cdot l}{\phi_V}$$

Luego de reemplazar estas ecuaciones en la formula general de pandeo queda:

$$P_{p,adm} \cdot n = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A_v}{\lambda_v^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot \phi_V^2}{4 \cdot \left(\frac{4 \cdot \alpha \cdot l}{\phi_V}\right)^2} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot \phi_V^4}{4 \cdot (4 \cdot \alpha \cdot l)^2}$$

Despejando el diámetro del vástago y reemplazando valores nos da que:

$$\phi_V = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot (4 \cdot 1 \cdot 160 \text{ cm})^2 \cdot 3000 \text{ kg} \cdot 2}{\pi^3 \cdot 2100000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}}$$



Queda un diámetro de vástago de:

$$\phi_v = 3,5 \text{ mm}$$

Con este dato podemos obtener la esbeltez del cilindro:

$$\lambda_v = \frac{4 \cdot \alpha \cdot l}{\phi_v} = \frac{4 \cdot 160 \text{ cm}}{3,5 \text{ cm}} = 183$$

Teniendo el dato de la esbeltez del vástago, este valor debe encontrarse entre medio de las dos esbelteces críticas $\lambda_{m\acute{a}x} \geq \lambda_v \geq \lambda_{m\acute{i}n}$. Donde el valor de la esbeltez máxima es de $\lambda_{m\acute{a}x} = 250$ y el valor de la esbeltez mínima para el acero es $\lambda_{m\acute{i}n} = 105$. Ya que la esbeltez obtenida es $\lambda_v = 183 \text{ cm}$ se encuentra dentro de ambos límites, por ende, se puede aplicar la ley de Euler, la cual nos da la fuerza de pandeo admisible al cilindro.

3.1.3 Otras características del cilindro de pala

- Se usará un cilindro sin amortiguamiento.
- Las juntas serán Standard, ya que no se trabajará con líquidos corrosivos y no se trabajará a velocidades y ciclos de funcionamientos altos como para utilizar juntas antifricción o material Vitón. A parte estas son juntas de buena sellabilidad.
- Conexiones de entrada y salida unificadas en el lado del vástago.
- El cilindro carece de elementos especiales como, por ejemplo: drenaje, transductor, toma rotativa, etc.

3.2 Accesorios de acople del cilindro hidráulico de pala

En ambos extremos del cilindro irán accesorios de acople, que fijen el cilindro en la estructura requerida.

3.2.1 Ojo articulado o cabeza con rótula

Usado en el cilindro-pala: suplemento que va solidario con la tapa superior del cilindro, que se sostiene en la parte superior de la columna. Su espesor debe ser considerable para distribuir las fuerzas de una manera más uniforme en el perno, tratando de alejarnos más posible de un esquema de carga puntual en el centro de una viga con doble apoyo, para que el estudio quede encasillado en uno donde solo haya esfuerzos de corte.

Usado en el cilindro apertura del bastidor: Suplemento que va en ambos lados del cilindro, tanto en la tapa, como en el vástago. Sus dimensiones deben ser tales de soportar los esfuerzos que allí se generan.

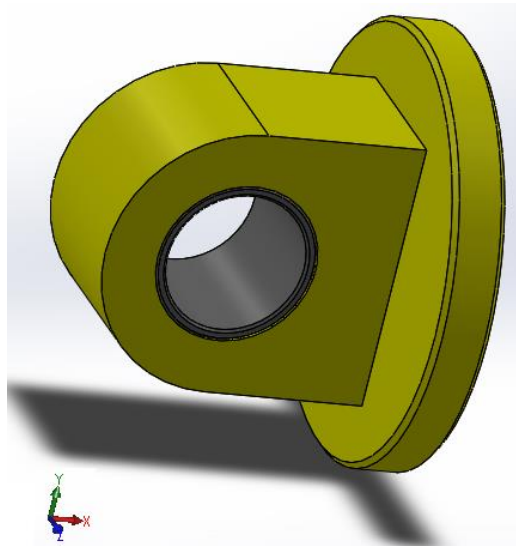


Imagen N°13: Imagen representativa del acople superior del cilindro pala.

3.2.2 Horquilla

Usado en el cilindro-pala: Suplemento utilizado solidario al vástago del cilindro hidráulico, quedando en la parte inferior de la columna. Está seleccionado de manera que encaje con el soporte de pala que se verá más adelante y pivotando en un perno que une a dos elementos; horquilla y soporte de pala.

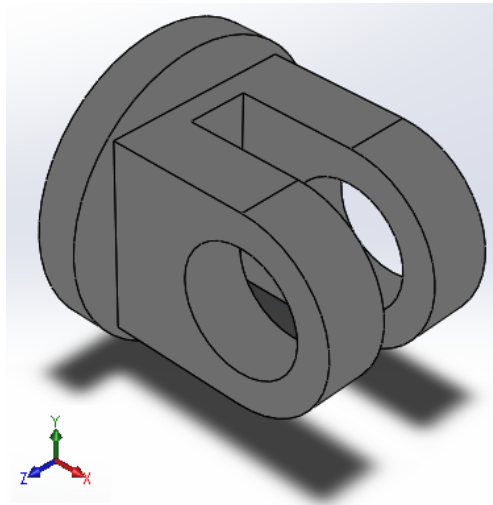


Imagen N°14: Imagen representativa del acople superior del cilindro pala.

Tener en cuenta que estos accesorios deben tener un niple de lubricación o alemite ya que tendrán un movimiento de rotación con respecto a los pernos, esto es para prevenir un desgaste prematuro en los componentes involucrados.



3.3 Cálculo de pernos de cilindro de pala

Por cada columna habrá dos pernos que dejarán al cilindro solidario con las partes requeridas.

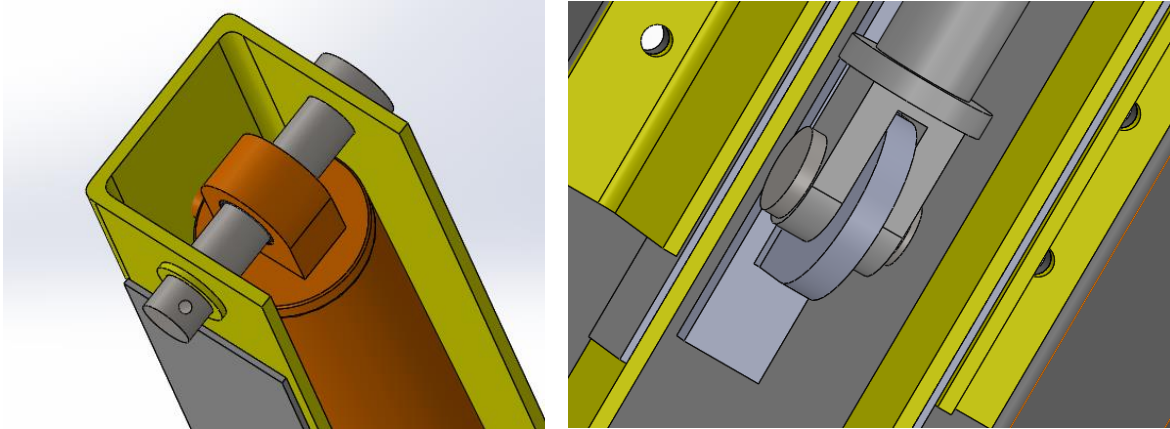


Imagen N°15: Imagen representativa de los pernos superior e inferior respectivamente.

Se supondrán que los materiales de los pernos son de SAE 1045 (Faires: Estirado en frío) para proceder a calcular su diámetro de construcción. Donde:

$$\sigma_{SAE 1045} = 5976 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{SAE 1045 S} = \sigma_{SAE 1045} \cdot 0,6 = 3585 \frac{Kg}{cm^2} \text{ (notar subíndice S)}$$

3.3.1 Corte en los pernos

Ambos pernos, tanto el de la parte superior de la columna, como el de la inferior, estarán soportando la fuerza que el cilindro transmitirá hacia ambos lados cuando la pala se esté clavando, teniendo en cuenta que la fuerza máxima es F_c entonces:

$$\frac{\sigma_{SAE 1010 S}}{N} = \frac{F_c}{A_p}$$

Con $N=3$

$$\frac{3585 \frac{Kg}{cm^2}}{3} = \frac{4000 kg \cdot 4}{\pi \cdot \phi_p^2}$$

$$\phi_p^2 = \frac{4000 kg \cdot 4 \cdot 3}{\pi \cdot 3585 \frac{Kg}{cm^2}}$$

$$\phi_p = \sqrt{4,26} = 2,064 \cong 2,54 \text{ cm (1 in)}$$



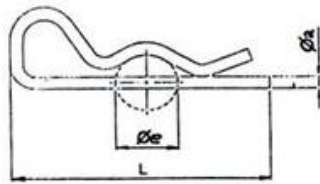
Dado que en la parte inferior del cilindro se usará el mecanismo de sujeción es horquilla-barra, actúan también la misma fuerza, se va a usar el mismo diámetro obtenido porque las condiciones son semejantes.

3.3.2 Traba de los pernos

Los pernos deben ir dotados de un elemento que impida que salgan del lugar donde fueron ensamblados ya que estos están sometidos a movimientos de giro que se producen durante la operación y/o traslado de la máquina.

Con motivos de presentar dos mecanismos de anclaje diferentes se usarán para el **perno superior**:

3.3.2.1 Chaveta R



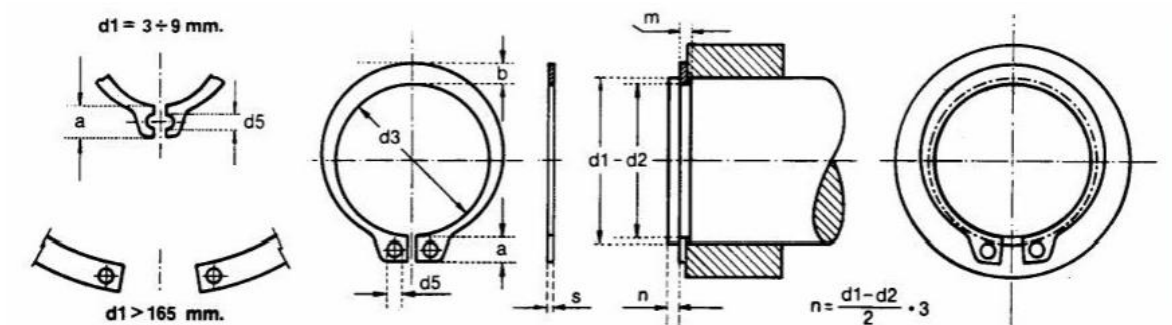
DENOMINACION COMERCIAL	DIMENSIONES GENERALES			
	REFERENCIA DE LOS DIÁMETROS DE APLICACIONES	A	L	C
1.5 x 40	de 6 a 9	1.5	40	7
2.0 x 40	de 9 a 14	2.0	40	9
2.5 x 60	de 9 a 14	2.5	60	13
3.0 x 80	de 10 a 16	3.0	80	18
3.5 x 85	de 14 a 20	3.5	85	18
4.0 x 100	de 16 a 20	4.0	100	18
4.5 x 100	de 16 a 20	4.5	100	24
5.0 x 110	de 20 a 28	4.5	100	24
5.5 x 120	de 24 a 36	5.5	120	28
6.0 x 120	de 24 a 30	6.0	120	28

Tabla N°5: Dimensiones comerciales de chaveta R.

Según la tabla anterior y el diámetro a utilizar la denominación de la chaveta R a utilizar según la norma ISO 7072 es **5.5x120**.

Mientras que el elemento de fijación para el **perno inferior** es:

3.3.2.2 Aro Seeger



Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
25	1,2	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	23,9	-0,21	1,30

Tabla N°6: Medida para aro seeger y ranura DIN 471

Entrando con el diámetro del perno a la tabla de la norma DIN 471 las medidas que caracterizan a la ranura necesaria en el perno para el aro seeger son:



$$m=1,3\text{mm}; d1=25,4\text{mm}; d2=23,9\text{mm}; n=2,25 \text{ mm}$$

3.4 Diseño de la columna soporte

3.4.1 Características de la columna y cálculos preliminares

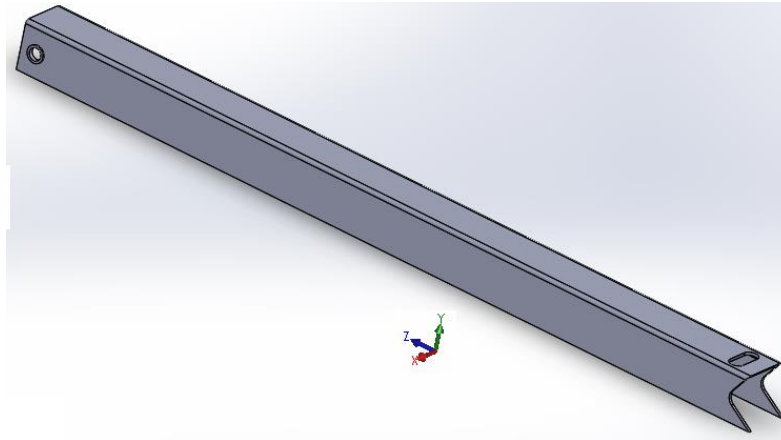


Imagen N°16: Imagen representativa de la columna soporte.

La columna cumple la función de sostener el cilindro hidráulico y marcará la pendiente, que conjuntamente con una placa guía dan el recorrido que realiza la pala.

La columna se fabricará de acero de alta resistencia MLC420 donde su resistencia de fluencia del acero MLC420 es de:

$$\sigma_{MLC420} = 420 \text{ MPa} = 4283 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo actuante en la columna es axial, mayormente de tracción, dado por la apertura y cierre del cilindro de pala.

Por las dimensiones del cilindro, que es de 80 mm de diámetro exterior, se optará por una chapa de forma de U donde todos los lados tienen 10 cm de longitud, teniendo en cuenta la línea neutra, por lo que el área normal de la columna será:

$$A_c = 3 \cdot (10\text{cm}) \cdot (e)$$

Para hallar el espesor de la chapa debemos hacer:

$$\frac{\sigma_{MLC420}}{N} = \frac{F_c}{A_c}$$

Despejando:

$$\frac{F_c}{3 \cdot (10\text{cm}) \cdot (e)} = \frac{\sigma_{MLC420}}{N}$$



$$e = \frac{F_c \cdot N}{3 \cdot (10\text{cm}) \cdot \sigma_{MLC420}} = \frac{3000 \text{ kg} \cdot 2}{3 \cdot (10\text{cm}) \cdot 4283 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$e = 0,0466 \text{ cm}$$

Por una sección inferior de la columna deben pasar las mangueras que acciona el cilindro hidráulico correspondiente a cada pala por lo que esta debe llevar un orificio, lo que lleva a tener una menor área de sección en esta parte de la columna.

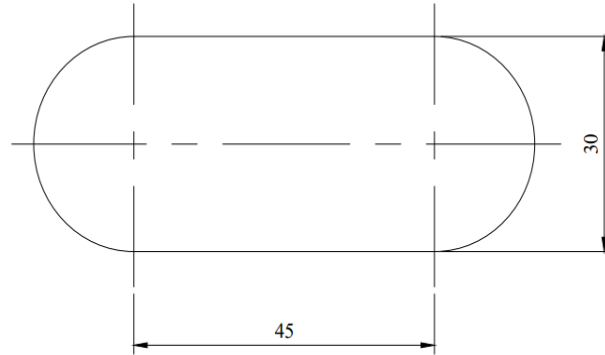
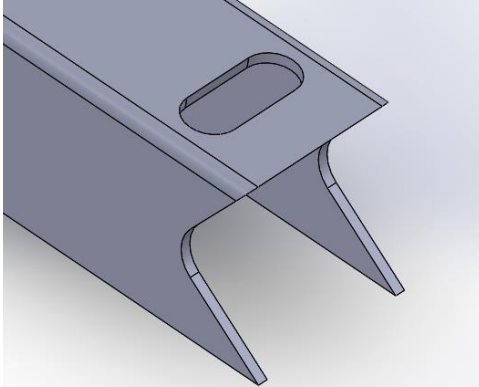


Imagen N°17: Agujero oblongo en columna para el paso de mangueras.

Las mangueras de mayor dimensión tienen un diámetro interior de 9,52 mm más el espesor de las paredes, quedando un diámetro de manguera de 12 mm, además estas pueden tener un movimiento al accionarse. Entonces se opta por dejar un orificio oblongo en la pared media del perfil de las dimensiones especificadas en la imagen anterior.

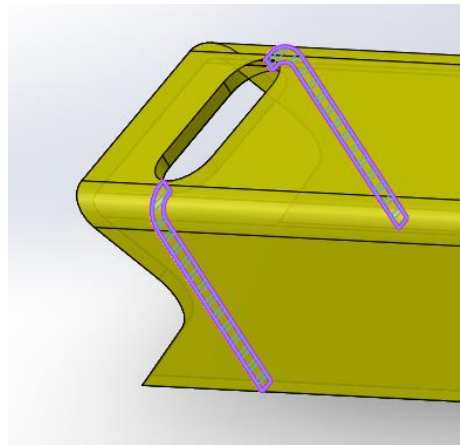


Imagen N°18: Sección transversal de la columna.

Entonces el nuevo espesor que correspondería a esta sección de la columna es:

$$e = \frac{F_c \cdot N}{[3 \cdot (10\text{cm}) - 0,75\text{cm}] \cdot \sigma_{MLC420}} = \frac{3000 \text{ kg} \cdot 2}{[3 \cdot (10\text{cm}) - 7,5\text{cm}] \cdot 4283 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$



$$e = 0,0622 \text{ cm}$$

Es impracticable un espesor de este tamaño. Por eso se dimensionará el espesor mediante otro esfuerzo que debe resistir la columna que es el del aplastamiento generado por el perno, donde puede que se requiera un área de mayor índole. Entonces el dimensionamiento del espesor será el calculado mediante la fuerza de aplastamiento que genera el perno calculado en el capítulo anterior.

3.4.2 Aplastamiento en la columna por parte del perno

Una vez calculado el diámetro del perno vamos a determinar cuánto incide sobre la columna la fuerza producida. De igual manera, se pueden soldar un par de arandelas a cada lado (como se indica en la *imagen N°19*) para tener una mayor superficie que resista el aplastamiento para disminuir las deformaciones que se producen con el uso.

Teniendo en cuenta que la columna está hecha de acero microaleado MLC420

$$\frac{\sigma_{MLC420}}{N} \geq \frac{F_c}{A_p} = \frac{F_c}{2(e \cdot \phi_p)}$$

- teniendo en cuenta un $N=2,5$ y siendo $e = \text{espesor de la chapa de la columna}$

1)

$$\frac{F_c}{A_p} = \frac{3000 \text{ kg}}{2 \cdot (e \cdot 2,54 \text{ cm})}$$

2)

$$\frac{\sigma_{MLC420}}{N} = \frac{4283 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{2,5} = 1713,2 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Comparando 1) y 2) encontramos el espesor mínimo que será necesario para que la columna resista el aplastamiento del perno.

El espesor de la chapa de la columna da:

$$e = \frac{3000 \text{ kg}}{2 \cdot (2,54 \text{ cm}) \cdot (1713,2 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})} = 0,345 \text{ cm}$$

Donde el espesor mínimo para chapa usaremos y que se encuentre de manera comercial es de 0,6cm (6 mm). Debido a que la máquina al trabajar en movimiento puede recibir un golpe que en espesores menores podría deformarla y con dicho espesor no se sobredimensiona demasiado.

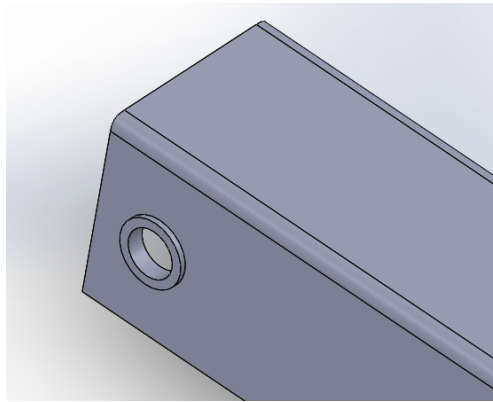


Imagen N°19: Arandelas soldadas en los laterales, concéntricas a los agujeros.

3.4.3 Conformado de la columna

Ya que es un plegado, completamos con los datos de una tabla de plegado para conocer el radio de curvatura que va a tener ésta.

ESPESSOR EN mm	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250	320	400	500	V
	4	5,5	7	8,5	11	14	18	22	28	35	43	53	71	89	113	140	175	226	280	350	D
	1	1,3	1,6	2	2,6	3,3	4	5	6,3	8	10	13	16	20	26	33	41	53	65	83	R
0,5	3																				
0,6	5	4																			
0,8	8	5	4																		
1	13	9	7	6																	
1,2	20	14	11	8	6																
1,5		22	16	13	9	7															
2			32	24	16	12	9														
2,5				42	29	20	15	11													
3					49	32	23	16	12												
4						66	43	30	27	16											
5							80	51	42	32	28										
6								82	55	48	40	23									
8									110	55	72	40	30								
10										127	92	68	51	38							
12											140	106	80	60	43						
15												190	140	103	72	55					
20													220	145	106	75	56				
25														250	180	128	90	70			
30															275	190	131	105	96		
40																285	200	170			
50																	350	250			

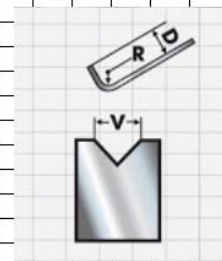


Tabla N°7: Tabla de pliegue para plegadora en particular.

Donde los números dentro del cuadro son las fuerzas en Tn para 1 metro de plegado.

3.4.4 Placas de deslizamiento de columna

Ya que sobre la columna se desplazará una guía de acero a la que va montada la pala se generará rozamiento y un consecuente desgaste sobre los elementos metálicos. Por esto se colocará un material de sacrificio más blando y de bajo coeficiente de rozamiento que se recambiará cuando esté deteriorado y no pueda cumplir su función. Ya



que se opta por fijarlo de manera abulonada en forma de planchuela, se ha seleccionado el siguiente material:

Material	Temperatura		Presiones	Alimentariedad	Aplicaciones	Color de Identificación
	Máx	Punta				
ERTALON	120°C	240°C	Altas	EE	Gran tenacidad, bajo coeficiente de fricción	Negro

Tabla N°8: Características del material antifricción.

Vienen comercialmente en forma de barra redonda y planchuelas. Otras de sus características son; la resistencia a la fatiga, un alto poder de amortiguamiento, una sobresaliente resistencia al desgaste comparado con otros plásticos.

Se concluye que se colocarán tres planchuelas de 3 mm de espesor por columna que abarquen todo el recorrido de la guía.

3.5 Soporte de pala

3.5.1 Diseño de sujeción cilindro-pala

La fuerza transmitida desde el cilindro hasta la pala se hace mediante un soporte unido a la pala mediante dos tornillos cabeza cónica y plana, y unido a la horquilla del cilindro mediante un perno de $\phi_p = 25,4 \text{ mm} = 1 \text{ in}$ previamente calculado.

Este soporte estará sometido a una fuerza de corte y a un momento flector:

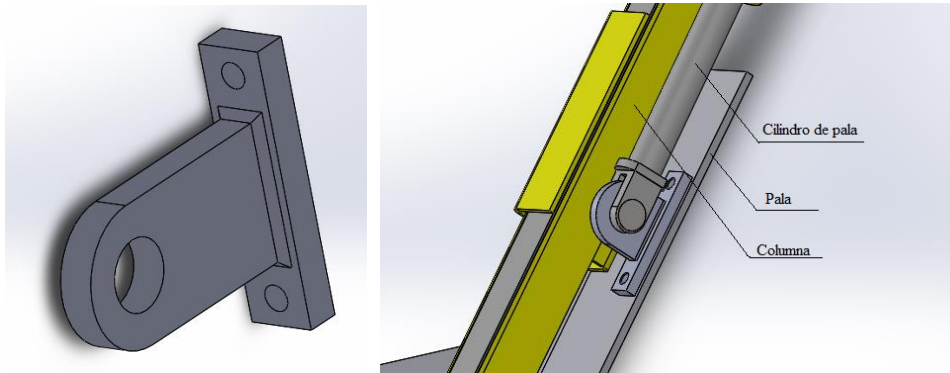


Imagen N°20: Imagen preliminar del soporte de pala.

Primero se verá la distancia desde la dirección de la fuerza hasta la pared de la pala, donde se estará empotrado. (Su unión es mediante dos pernos).

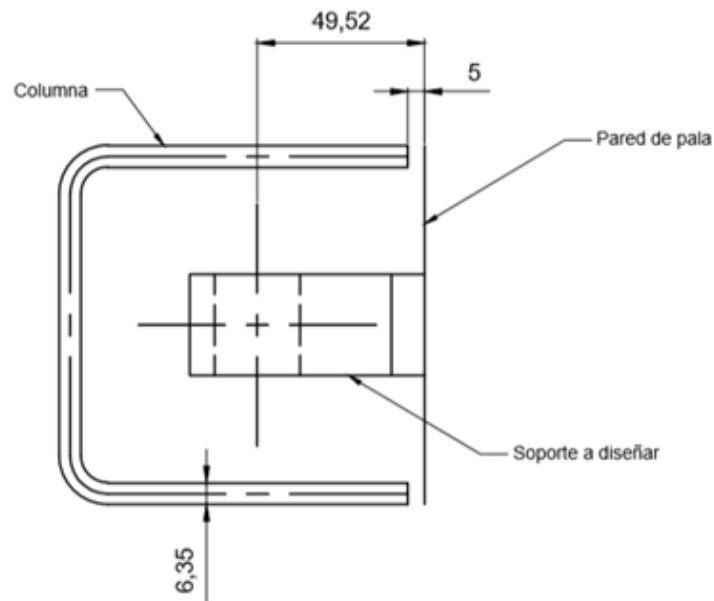


Imagen N°21: Dimensiones necesarias para el cálculo del soporte de pala.

Desde donde ejerce la fuerza el cilindro hasta donde se fija el soporte a la pala, añadiéndole un juego de 5 mm, será de casi 49,52 mm que se puede tomar en el cálculo como 50 mm.

$$M_d = F_c \cdot d = 3000 \text{ Kg} \cdot (5 \text{ cm}) = 15000 \text{ Kgcm}$$

Usando una chapa SAE 1010 de 1,27 mm (1/2 in) de espesor:

$$\frac{\sigma_{SAE 1010}}{N} = \frac{M_d}{W}$$

$$W = \frac{b \cdot H^2}{6}$$

Como se dijo, $b = 1,27 \text{ cm}$ entonces tendremos que buscar la altura adecuada.

$$\frac{\sigma_{SAE 1010}}{N} = \frac{M_d}{\frac{b \cdot H^2}{6}}$$

$$H^2 = \frac{6 \cdot M_d \cdot N}{b \cdot \sigma_{SAE 1010}} = \frac{6 \cdot (15000 \text{ Kgcm}) \cdot 2}{(1,27 \text{ cm}) \cdot 3867 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 36,35 \text{ cm}^2$$

$$H = \sqrt{36,35 \text{ cm}^2} = 6,054 \text{ cm}$$

Esta altura, que es necesaria para soportar el momento flector, no es suficiente ya que en este pasador tiene que entrar un perno de 2,52 cm, por lo que se necesitará un



agujero de 2,6 cm, así que, se procede a calcular el área necesaria para resistir la fuerza de corte y el aplastamiento ejercido por el perno en la sección menor de la pieza.

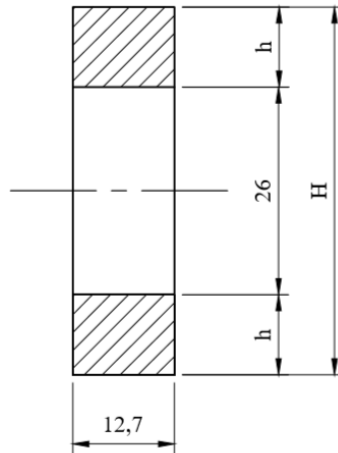


Imagen N°22: Dimensiones necesarias para el cálculo del soporte de pala.

$$\frac{\sigma_{SAE 1010}}{N} = \frac{F_c}{A} = \frac{F_c}{b \cdot 2(h)}$$

Usando un N=4

$$h = \frac{F_c \cdot N}{b \cdot 2(\sigma_{SAE 1010})} = \frac{3000 \text{ Kg} \cdot 2}{1,27 \text{ cm} \cdot 2 \cdot (3867 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2})}$$

$$h = 0,611 \text{ cm}$$

Como la placa mide H = 6 cm de alto menos los 2,6 cm del agujero, el h real será de h = 1,7 cm lo que excede en demasía la distancia mínima anteriormente calculada.

3.5.2 Cordones de soldadura del soporte de pala

Se calcularán a continuación los cordones de soldadura según la norma CIRSOC. Teniendo en cuenta solo dos cordones a ambos costados

Considerando un ancho de soldadura (medido en el cateto) d=1 cm y largo del cordón de L=6 cm, calculamos el momento de inercia (I_{xx}) de los dos cordones de soldadura que se encuentran en los costados (usando el área de la garganta del cordón b=0,707) y el módulo resistente (W_{xx})

$$I_{xx} = 2 \cdot \left(\frac{b \cdot H^3}{12} \right) = 2 \cdot \left(\frac{0,707 \text{ cm} \cdot (6 \text{ cm})^3}{12} \right) = 25,452 \text{ cm}^4$$

$$W_{xx} = \frac{25,452 \text{ cm}^4}{\left(\frac{6 \text{ cm}}{2} \right)} = 8,5 \text{ cm}^3$$



Resistencia al corte puro (S_s) en los cordones es:

$$S_s = \frac{F_c}{A_w} = \frac{3000 \text{ Kg}}{2 \cdot (0,707 \text{ cm} \cdot 6 \text{ cm})} = 353,6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Siendo: $A_w = \text{area efectiva de la soldadura}$

Resistencia en los cordones debidos a momento flector (S_f) es teniendo en cuenta que aquí se va a usar la distancia a la soldadura:

$$S_f = \frac{M_d}{W_{xx}} = \frac{3000 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{8,5 \text{ cm}^3} = 353 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Se suman los dos esfuerzos anteriores vectorialmente

$$S = \sqrt{\left(353,6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(353 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)^2} = 500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por otro lado, la resistencia de diseño para la soldadura (R_d) en pascales es:

$$R_d = \phi \cdot F_w \cdot A_w \cdot 0,1$$

Siendo: $\phi = \text{factor de resistencia}$

$F_w = \text{Resistencia nominal a rotura del material del electrodo}$

Tipo de fuerza (a)	Material	Factor de Resistencia ϕ	Resistencia Nominal F_{BM} o F_w	Nivel de Resistencia Requerida del material de aporte (b,c)
Soldaduras a Tope de Penetración Completa				
Tracción perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Debe usarse material de aporte compatible
Compresión perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura				
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,90 0,65	$0,60 F_y$ $0,60 F_{EXX}$	
Soldaduras a Tope de Penetración Parcial				
Compresión perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)				
Corte paralelo al eje de la soldadura	Base Electrodo	0,60	(e) $0,60 F_{EXX}$	
Tracción perpendicular al área efectiva	Base Electrodo	0,90 0,65	F_y $0,60 F_{EXX}$	
Soldaduras de Filete				
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,60	$0,60 F_{EXX}$	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)	Base	0,90	F_y	Del metal de aporte compatible
Soldaduras de Tapón y de Muesca				
Corte paralelo a las superficies de empalme (en el área efectiva)	Base Electrodo	0,60	(e) $0,60 F_{EXX}$	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible

Tabla N°9: Factores de resistencia según norma CIRSOC y AWS.

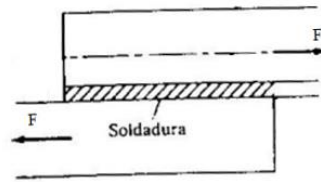


Imagen N°23: Soldadura de filete con esfuerzos de corte en el área efectiva.

De esta tabla encontramos que F_w se calcula:

$$F_w = 0,60 \cdot F_{EEXX}$$

NÚMERO DE ELECTRODO	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPA)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPA)	ELONGACIÓN %
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Tabla N°10: Valores recomendados por AWS para soldadura.

Se selecciona ese tipo de electrodo ya que se suelda un acero de bajo carbono.

Usando los datos marcados en las tablas anteriores y buscando la resistencia para 1 cm^2 :

$$R_d = \phi \cdot F_w \cdot A_w \cdot 0,1 = 0,6 \cdot (0,6 \cdot 427 \text{ MPa}) \cdot 1 \text{ cm}^2 \cdot 0,1 = 15,37 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$R_d = 1567 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El lado del filete necesario (d_{nec}) es:

$$d_{nec} = \frac{500 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{1567 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 0,32 \text{ cm}$$

El cateto del filete es menor al límite mínimo dado por la norma que es 5mm por lo que se podría hacer más chico el hilo de soldadura, pero se va a dejar de esa manera por ser más fácil su construcción, es decir, es más fácil para el operario establecer los límites



del cordón (desde que hay unión de chapa hasta que termina esta). Y se convendrá que el cateto del filete será de:

$$d = 5mm$$

3.5.3 Cálculo de bulones que fijan el soporte de pala

Se calcularán ahora los pernos de sujeción de este soporte, que como ya se dijo, serán de cabeza cónica plana, también se van a suponer algunas dimensiones:

- Ambos pernos deben estar a una distancia mayor a $h = 6 \text{ cm}$ (tener en cuenta espacio para las tuercas). Se diseñará con una distancia entre ejes de los pernos de 12 cm.
- El espesor de la base de este soporte será de 1,27 cm para aprovechar la misma chapa anteriormente usada.
- Los tornillos usados serán de denominación comercial 10.9 o sea:

$$S_u = 10000 \frac{Kg}{cm^2} \text{ y } S_y = 0,9 \cdot \left(10000 \frac{Kg}{cm^2}\right) = 9000 \frac{Kg}{cm^2}$$

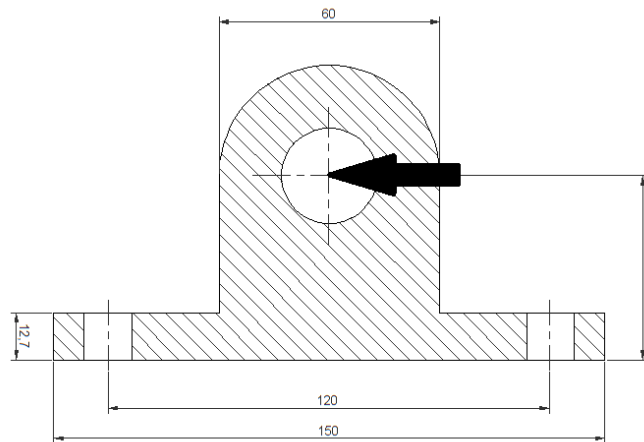


Imagen N°24: Medidas necesarias para el cálculo de fuerzas en bulones en soporte de pala.

Se identifica como F_1 a la fuerza del tornillo que está arriba y F_2 la fuerza que resiste el tornillo que está abajo. Por otro lado, el punto en el que este soporte pivotea es el vértice inferior derecho debajo de donde actúa F_2 .

La distancia a cada una de las fuerzas anteriormente mencionadas es:

$d_1 = 13,5 \text{ cm}$ Desde el punto de pivote hasta F_1 y $d_2 = 1,5 \text{ cm}$ desde el mismo punto hasta F_2 .

La fuerza F_1 está expresada en función de F_2 mediante la siguiente ecuación:



$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{\frac{E_2 \cdot \delta_2}{L_2}}{\frac{E_1 \cdot \delta_1}{L_1}} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Debido a que ambos bulones tienen la misma longitud y están hechos del mismo material podemos simplificar L (longitud) y E (coeficiente de Young).

Haciendo semejanza de triángulos podemos relacionar las deformaciones con las distancias al eje de cada bulón.

Entonces reemplazando los datos que se disponen de las distancias d_1 y d_2 :

$$F_1 = 9 \cdot F_2$$

Tomando el punto de pivote antes mencionado como centro de momentos de fuerzas nos queda:

$$\Sigma M = F_c(5cm) - F_1(d_1) - F_2(d_2) = 0$$

$$\Sigma M = 3000 Kg (5cm) - F_1(13,5 cm) - F_2(1,5 cm) = 0$$

Obteniendo dos ecuaciones con dos incógnitas, encontrando así los valores de las fuerzas que deben resistir los tornillos.

$$F_1 = 1098 Kg$$

$$F_2 = 122Kg$$

Entonces en el bulón más solicitado (bulón sometido a F_1) tendrá un esfuerzo de tracción igual a:

$$S_t = \frac{F_1}{A_b} = \frac{1098 Kg}{\frac{\pi \cdot \varnothing^2}{4}} = \frac{1398}{\varnothing^2}$$

También estará sometido a un esfuerzo de corte de:

$$S_c = \frac{F_c}{2 \cdot A_b} = \frac{3000 Kg}{\frac{2 \cdot \pi \cdot \varnothing^2}{4}} = \frac{1910}{\varnothing^2}$$

Se utiliza el criterio esfuerzo cortante máximo para elementos sometidos a esfuerzos combinados ya que es un criterio empleado usualmente en este tipo de casos. También se tiene en cuenta que el esfuerzo máximo que puede soportar el perno al corte será:

$$\tau = 0,6 \cdot S_y = 0,6 \cdot 9000 \frac{Kg}{cm^2} = 5400 \frac{Kg}{cm^2}$$

Se usará de coeficiente de seguridad un $N=1,75$ debido a que las fuerzas son conocidas con bastante precisión.

$$\frac{\tau}{N} = \left[(S_c)^2 + \left(\frac{S_t}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{1910}{\varnothing^2} \right)^2 + \left(\frac{1398}{2 \cdot \varnothing^2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$



$$\phi = 0,767 \text{ cm}$$

Se usará, entonces, un bulón de medidas comerciales cuya área de esfuerzo de un diámetro mayor o igual al calculado:

$$A_s = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,767 \text{ cm})^2}{4} = 0,46 \text{ cm}^2$$

El área de esfuerzo del bulón comercial más aproximado es de:

$$\phi = 0,952 \text{ cm (3/8 in)} \text{ es } A_s = 0,6013 \text{ cm}^2 \text{ (Whitworth BSW)}$$

Se usarán bulones de 3/8" (9,52 mm) para fijar los soportes de pala.

3.6 Guía de pala

3.6.1 Cálculo de guía de pala

La columna que guía al cilindro no tiene una posición vertical con respecto a la tierra, y el cilindro solo está fijado a la columna en un perno en su parte superior, el cual le permite pivotar respecto a ese punto de apoyo, por lo que la gravedad tendería a mover todo el conjunto cilindro-pala fuera de la línea de acción prevista hasta una posición vertical debida a la fuerza de gravedad. Por otro lado, cuando se extrae la planta con su correspondiente porción de tierra, se genera una fuerza que también tiende a abrir las palas fuera de su posición de 35° con respecto a la vertical.

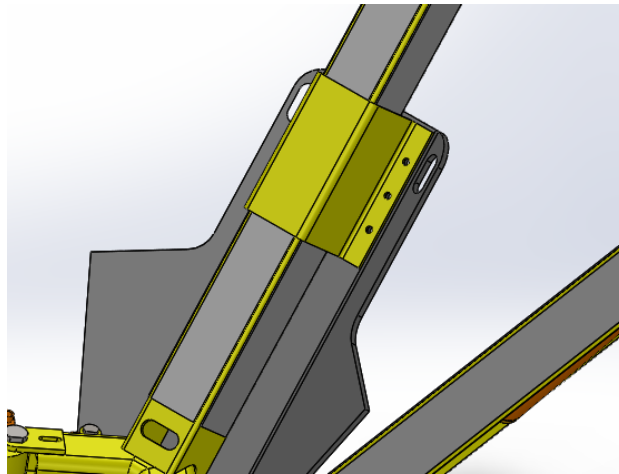


Imagen N°25: Imagen de la guía de pala de pala.

Para que el mecanismo en acción se mantenga en todo momento en la misma dirección inclinada marcada por la columna, se necesita una chapa en forma de omega (Ω) cuyas dimensiones abracen dicha columna y tenga dos pestañas para poder fijarse mediante bulones a la pala, actuando como una guía.

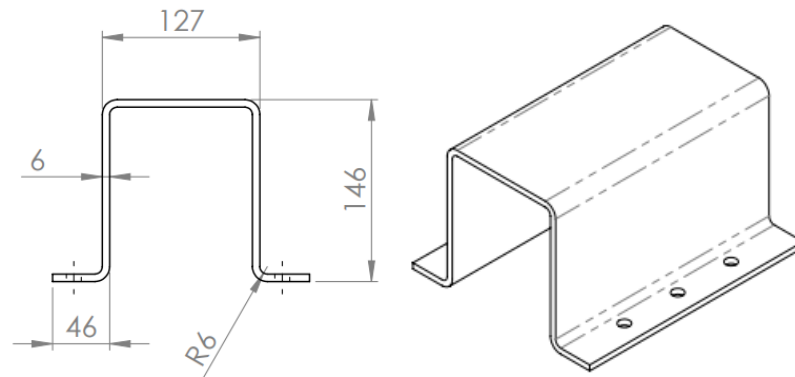


Imagen N°26: Medidas de la guía de pala de pala.

Esta pieza es hecha de acero microaleado MLC 420 de 0,6cm de espesor y 25 cm de largo.

Debe considerarse ahora que esta guía hará tope contra el bastidor con la fuerza de acción que entrega el cilindro hidráulico F_c . Esta fuerza ejercida tanto en la chapa guía como en el bastidor serán consideradas cargas estáticas debido a que es aplicada de manera gradual a una velocidad baja.

Este elemento será verificado en el simulador de fuerzas SolidWorks. Teniendo en cuenta que está sometido a dos esfuerzos en dos momentos distintos. Primero se dimensionará de acuerdo al esfuerzo que es presumiblemente el mayor y luego se verificará que soporte el esfuerzo menor.

Entonces el estudio queda dividido en:

- 1) La guía hace tope en el bastidor.
- 2) Las palas están cerradas y la carga ejerce una fuerza que tiende a abrirlas. Estas fuerzas son aproximadas ya que no se cuenta con los datos y dimensiones exactas al ser estas variables.

3.6.2 Tipo de esfuerzo N°1

Se han recreado las condiciones del sistema, haciendo actuar una fuerza máxima de $F_c = 3000 \text{ Kgf}$ en la horquilla que moverá eventualmente a la pala.

Todos los demás elementos se los consideró rígidos, por lo que estos no absorberán parte del esfuerzo, verificando el modelo de *guía de pala* expuesto en condiciones más severas.

El apoyo se encuentra donde la guía eventualmente haga tope con el bastidor.

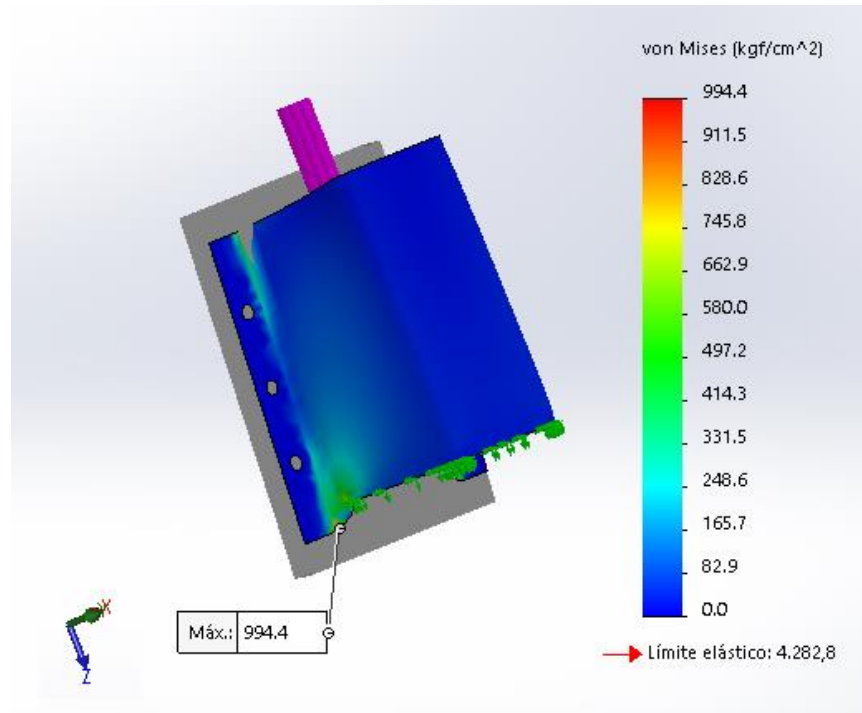


Imagen N°27: Estudio de tensiones máximas en guía de pala.

Utilizando, como muestra el cuadro, la teoría de fallo de Máxima energía de Von Mises, encontramos que el esfuerzo máximo en la estructura se encuentra en el pliegue próximo a la brida que unirá la guía con la pala.

Este esfuerzo máximo es de 994,4 Kgf/cm² cuando el límite elástico del material es ≈ 4283 Kgf/cm² por lo que nos quedaría un coeficiente de seguridad en la parte más solicitada de:

$$N = \frac{\sigma_{MLC420}}{\sigma_1} = \frac{4282,81 \frac{Kg}{cm^2}}{994,4 \frac{Kg}{cm^2}} = 4,3$$

Resultando un coeficiente de seguridad aceptable para cargas dinámicas.

También se ve el estudio de deformaciones en la misma pieza para corroborar que no hay excesivas deformaciones que pueda causar un fallo en el funcionamiento de la máquina.

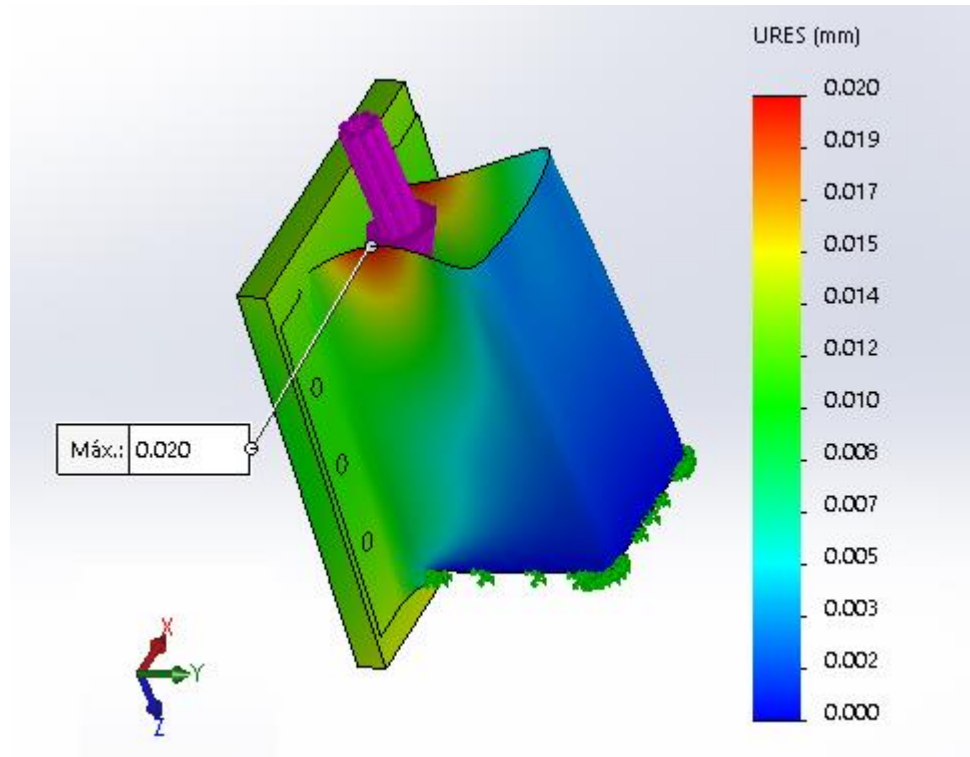


Imagen N°28: Estudio de deformaciones en la pieza guía de pala.

En el estudio no se encontraron deformaciones excesivas que puedan comprometer a la pieza a su funcionamiento en el mecanismo.

3.6.3 Tipo de esfuerzo N°2

Para esta simulación, primero se deben buscar las fuerzas actuantes y comprobar que las dimensiones del elemento verificado anteriormente resisten y son, además, capaces de soportar esta solitud.

El peso de la carga que se sostendrá en las palas puede ser dividido en 3 partes distintas:

- El peso de la planta.
- El peso de la masa de tierra.
- El peso propio de la pala.

Para sacar la masa debemos sacar el volumen de:

Masa de la palmera

Se toma un cilindro de $h=200$ cm de alto y $\varnothing=25$ cm de ancho.

$$Vol_1 = h \frac{\pi \cdot \varnothing^2}{4} = \frac{200 \text{ cm} \cdot \pi \cdot (25 \text{ cm})^2}{4} = 98175 \text{ cm}^3$$



Lo que nos dará una masa de:

$$m_1 = Vol_1 \cdot \delta_1 = 98175 \text{ cm}^3 \cdot 0,0012 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} = 117,8 \text{ Kg} \cong 115 \text{ Kg}$$

Masa del suelo

Se toma un cono de $h=43 \text{ cm}$ de alto y $\emptyset=50 \text{ cm}$ de ancho.

$$Vol_2 = \frac{h \cdot \pi \cdot \left(\frac{\emptyset}{2}\right)^2}{3} = \frac{43 \text{ cm} \cdot \pi \cdot \left(\frac{50 \text{ cm}}{2}\right)^2}{3} = 28143,5 \text{ cm}^3$$

Lo que nos dará una masa de:

$$m_2 = Vol_2 \cdot \delta_2 = 28143,5 \text{ cm}^3 \cdot 0,00239 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} = 67,2 \text{ Kg}$$

Masa de la pala

Se toma una pared de cono de $h_{\min}=43 \text{ cm}$ de alto y $\emptyset_{\min}=50 \text{ cm}$ de ancho de $e=19.05 \text{ mm}$

$$Vol_3 = \frac{h_e \cdot \pi \cdot \left(\frac{\emptyset_e}{2}\right)^2}{3} - \frac{h_i \cdot \pi \cdot \left(\frac{\emptyset_i}{2}\right)^2}{3} = \frac{h_e \cdot \pi \cdot \left(\frac{\emptyset_e}{2}\right)^2}{3} - Vol_2$$

$$Vol_3 = \frac{\left(43 \text{ cm} + \frac{1,905 \text{ cm}}{\text{Cos } 60}\right) \pi \left(\frac{50 \text{ cm} + \frac{1,905 \text{ cm}}{\text{Cos } 30}}{2}\right)^2}{3} - 28143,5 \text{ cm}^3$$

$$Vol_3 = 33392 \text{ cm}^3 - 28143,5 \text{ cm}^3 = 5248,6 \text{ cm}^3$$

Lo que nos dará una masa de:

$$m_3 = Vol_3 \cdot \delta_3 = 5248,6 \text{ cm}^3 \cdot 0,008 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} = 42 \text{ Kg}$$

Tipos de fuerza	Masa = Fuerza (Kg)	Densidad (Kg/cm3)
Peso de la planta	115	0,0012
Peso de la masa de tierra	67	0,00239
Peso propio de una pala	42	0,008

Total 224

Tabla N°11: Peso que soporta la pala

Ya que habrá cuatro palas, este peso será repartido en cuatro.

$$P_t = \frac{224 \text{ Kg}}{4} = 56 \text{ Kg}$$



Dicha fuerza está en dirección vertical y sentido hacia abajo por ser ésta un peso, pero en el mecanismo actúa solo una componente a 35° respecto de la horizontal y si se lo considera una carga puntual estará a una distancia del soporte que se va a calcular de 36,4 cm, esta distancia es aproximada ya que no se han calculado demás elementos constructivos, por esto se verá la magnitud del coeficiente de seguridad, de ser muy pequeño se deberá rediseñar.

$$P_t \cdot \text{Sen}(35^\circ) = 56 \text{ Kg} \cdot \text{Sen}(35^\circ) = 32 \text{ Kg}$$

Teniendo los esfuerzos que actúan en la placa, y sabiendo que la chapa guía se apoya sobre la columna, ya se sabe dónde colocar las fuerzas y su soporte o apoyo soporte para encontrar los puntos de tensión máxima.

De vuelta se consideran a todos los demás elementos intervinientes como solidos indeformables.

La fuerza es de 32 Kg aplicados puntualmente a 36 cm desde la *guía de pala*.

Esta fuerza máxima es de 74 Kg/cm^2 . Se verá a continuación de qué manera afecta esta fuerza al elemento estudiado.

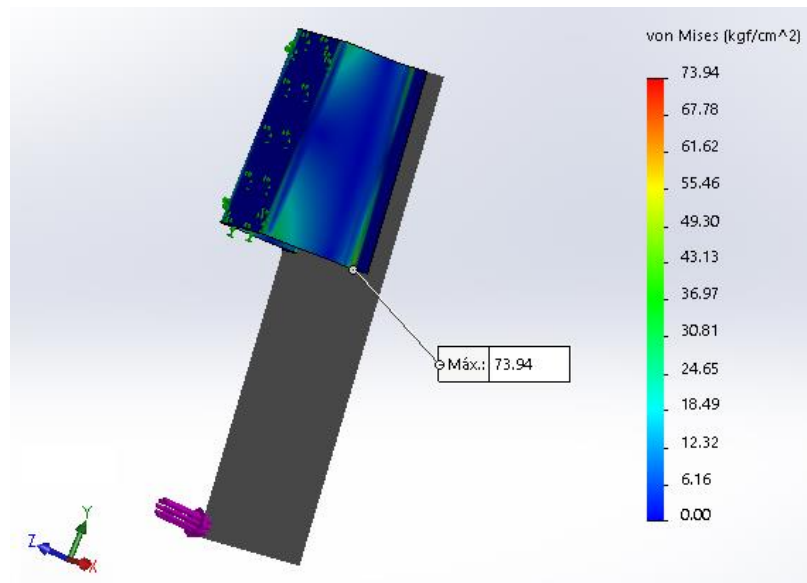


Imagen N°29: Estudio de tensiones máximas en chapa guía de pala.

Al igual que en el estudio anterior, se encuentra el máximo esfuerzo en el pliegue más próximo a la pala siendo éste de 74 Kg/cm^2 .

La fuerza que tiende a desfondar las palas puede que sea aún mayor cuando se está extrayendo la palmera, mientras se despega de su lugar original de plantado, ya que se cortaran algunas raíces a tracción debido a que entre las cuatro palas no se encierran completamente, si no que queda un área hacia la punta.



De éste estudio de tensión se obtuvo cual es la fuerza máxima y donde se produce, en el estudio que se encuentra a continuación se ve cual es el menor coeficiente de seguridad en la pieza.

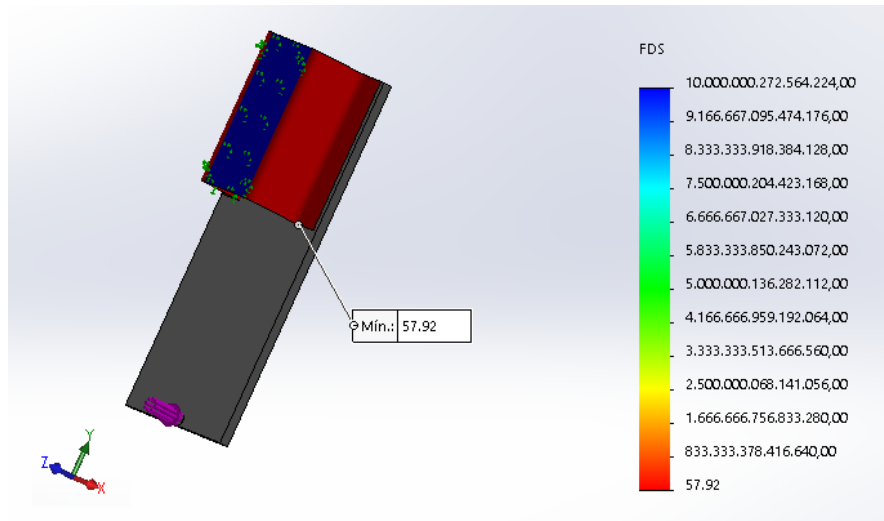


Imagen N°30: Estudio de factor de seguridad en chapa guía de pala.

Debido a que se encontró el mayor esfuerzo y considerando que la guía está formada de un material homogéneo de acero MLC420 cuyo límite elástico es de 4282 Kg/cm² se concluye que el coeficiente de seguridad obtenido con el criterio de máxima energía de deformación de Von Mises (adecuado para materiales no frágiles o blandos) es N=58. El cual verifica de sobre manera los esfuerzos aplicados.

Tener en cuenta que para hacer este estudio se han dejado de lado algunas fuerzas menos relevantes como, la fuerza ejercida por el peso de algunos elementos como el cilindro hidráulico, el peso de su aceite, etc. Por lo que es probable que el esfuerzo en el área estudiada sea un poco mayor. De igual manera un coeficiente de seguridad tan grande lo contempla.

3.6.4 Comprobación de bulones que sostienen guía de pala

Esta pieza abrazará a la columna e irá solidaria a la pala mediante seis tornillos, tres por lado, de cabeza redonda y cuello cuadrado para que sea de fácil ensamble y quede con un mejor aspecto estético. Estos tornillos serán los encargados de soportar las sollicitaciones antes mencionadas ya que mantienen fija a la placa.

Los tornillos están sometidos a esfuerzos de corte generado por el rozamiento de la pala, pero éste será despreciado del cálculo por ser mínimo con respecto al esfuerzo cortante generado por el tope entre la chapa guía con la base de la máquina. Por cuestiones de disponibilidad se usarán bulones de denominación comercial 8.8 ya que esta aplicación no tiene mayores complicaciones de sollicitud de fuerzas.



Para el cálculo de esfuerzos axiales al perno hay que tener en cuenta las relaciones de distancias de las fuerzas que deben resistir los bulones con el punto de pivot que se hizo con anterioridad.

$$\frac{2 \cdot F_2}{2 \cdot F_1} = \frac{\frac{E_2 \cdot \delta_2}{L_2}}{\frac{E_1 \cdot \delta_1}{L_1}} = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{6,25 \text{ cm}}{12,5 \text{ cm}}$$

$$F_2 = 2 \cdot F_1$$

La misma relación se busca para el perno en la posición 3:

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{d_1}{d_3} = \frac{6,25 \text{ cm}}{18,75 \text{ cm}}$$

$$F_3 = 3 \cdot F_1$$

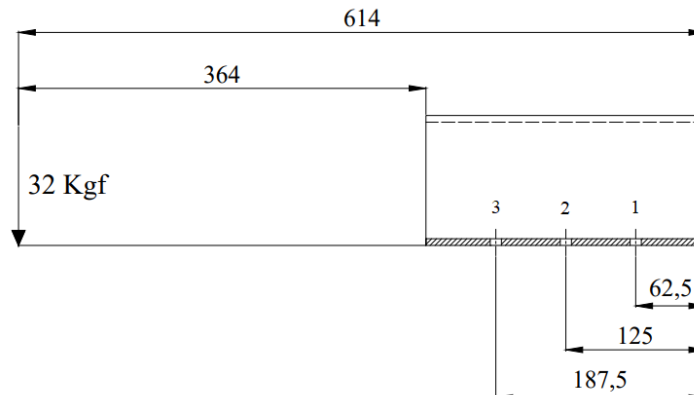


Imagen N°31: Dimensiones implicadas en el cálculo de los pernos que fijan la chapa soporte a la pala.

Tomando sumatoria de momentos desde el lado opuesto a la aplicación de la fuerza y teniendo en cuenta que hay dos pares de tornillos queda:

$$\Sigma M = -32 \text{ Kg}(61,4 \text{ cm}) + 2 \cdot F_1(d_1) + 2 \cdot F_2(d_2) + 2 \cdot F_3(d_3) = 0$$

$$2F_1(6,25\text{cm}) + 2F_2(12,5\text{cm}) + 2F_3(18,75\text{cm}) = 1965 \text{ Kgcm}$$

Remplazando F_1 de la relación de fuerzas



$$2(F_1)(6,25cm) + 2(2F_1)(12,5cm) + 2(3F_1)(18,75cm) = 1965 Kgcm$$

$$(175 cm) F_1 = 1965 Kgcm$$

$$F_1 = 11,23 Kg$$

Remplazando valores

$$F_2 = 5,6 Kg$$

$$F_3 = 3,75 Kg$$

Los tres pares de pernos van a ser iguales independientemente de la fuerza que cada uno recibe, esto es por cuestiones de estética, mantenimiento e intercambiabilidad. Entonces se calculan los bulones de acuerdo al mayor esfuerzo, en este caso tracción:

$$S_t = \frac{F_1}{A_b} = \frac{11,23 Kg}{\frac{\pi \cdot \phi^2}{4}} = \frac{14,3}{\phi^2}$$

El esfuerzo de corte en el perno, por otro lado, será el máximo esfuerzo generado por el cilindro (F_c) repartido en el área de los seis bulones, por lo que se tiene:

$$S_c = \frac{F_c}{6 \cdot A_s} = \frac{3000 Kg}{\frac{6 \cdot \pi \cdot \phi^2}{4}} = \frac{636,6}{\phi^2}$$

Utilizando nuevamente el criterio esfuerzo cortante máximo para elementos sometidos a esfuerzos combinados y sabiendo que el tornillo utilizado tiene una resistencia a la fluencia de $\sigma_{y 8,8} = 6400 \frac{Kg}{cm^2}$ y por ende aproximamos al esfuerzo cortante con $\tau = 0,6(\sigma_{y 8,8})$.

El coeficiente de seguridad de los bulones usado en este caso es de $N=2,5$

$$\frac{\tau}{N} = \left[(S_c)^2 + \left(\frac{S_t}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{636,6}{\phi^2} \right)^2 + \left(\frac{14,3}{2 \cdot \phi^2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{\left(6400 \frac{Kg}{cm^2} \right) \cdot 0,6}{2,5} = 1536$$

Nos queda un diámetro y un área de esfuerzo mínimos son de:

$$\phi = 0,64cm \text{ Y } A_s = 0,3 cm^2$$

El tornillo comercial más aproximado y/o superior al área de fuerza obtenida es:

$$5/16'' (\phi = 0,794 cm) \text{ con área de esfuerzo } A_s=0,338 cm^2$$

Entonces para fijar la guía a la pala se usarán 3 pares de bulones de 5/16" BSW (withworth).

3.7 Diseño de pala

La pala es el elemento de la máquina encargado de penetrar en el suelo, cortar raíces y de ser necesario soportar el peso del trozo extraído evitando que este se caiga.



Por cada torre habrá una pala que suman cuatro en total generando, entre las cuatro cerradas a la vez, una superficie de forma piramidal.

El esfuerzo preponderante al que está sometido este elemento es el desgaste, ya que posee filo y caras que permanentemente se abrirán paso en el terreno. Por esto se busca un material resistente al desgaste, que venga en forma de chapa o placa y que pueda ser deformado en frío ya que se le dará forma mediante plegado.

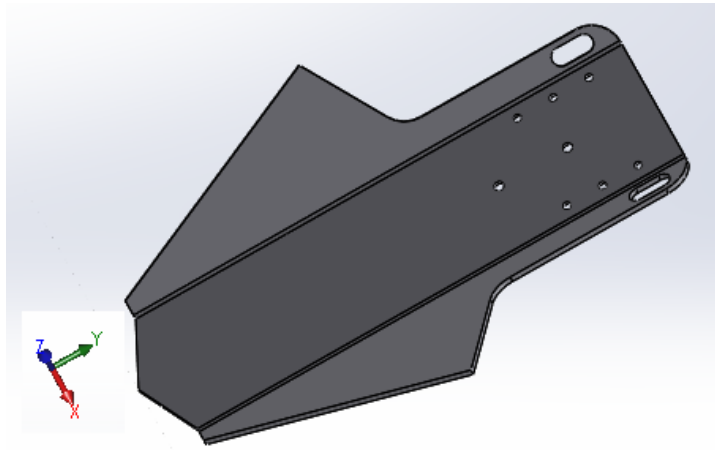


Imagen N°32: Diseño de pala en SolidWorks.

Para este fin usaremos el material microaleado de Hardox 450 que según dice su ficha técnica posee una dureza de 450 HBW (dureza Brinell de bola de carburo 10 mm) una buena capacidad de soldabilidad y una óptima capacidad de plegado.

Su límite elástico es de $1250 \text{ MPa} = 12746,45 \text{ Kg/cm}^2$.

3.7.1 Condiciones geométricas de la pala

Las condiciones geométricas a tener en cuenta para hallar el alto total de la pala serán las de la profundidad que ésta penetra en el suelo, sección de la pala que llamaremos bajo tierra. La sección de la pala del bajo tierra deberá tener las dimensiones necesarias para encontrarse con las palas adyacentes llegando a encerrar entre las cuatro el diámetro del rootball.

Por otro lado, tenemos la distancia entre el suelo y el bastidor más la distancia que debe tener el agarre entre la pala y la guía de pala, sección de la pala que llamaremos sobre tierra. En esta sección es importante tener en cuenta las dimensiones entre el ancho y el alto de la guía de pala.

Entonces con ayuda de AutoCAD se encontraron las siguientes medidas de la pala que cumple los requisitos funcionales:

- Distancia de sobre tierra 500 mm: Distancia que contempla desde el nivel del suelo con la pala enterrada por el cilindro completamente extendido, hasta la parte superior donde va sujeta de la chapa guía de pala.



- Distancia de bajo tierra 400 mm: Esta distancia es la medida entre el vértice que primero entra en contacto con el suelo hasta el nivel del suelo una vez que la pala está completamente enterrada.

Por lo que el alto total de la pala será de 900 mm y estas medidas son tomadas longitudinalmente a la pala, ya que esta se encuentra a 35° con respecto a una línea normal al plano del suelo.

Ahora se buscarán las dimensiones del ancho y pliegues de la pala. Como se adelantó anteriormente condiciones geométricas para hallar las dimensiones del cuerpo y las alas de la pala serán el agarre a la guía de pala en la parte media y las alas dependerán del rootball.

Si se toma el diámetro del rootball y se lo divide en 4 y se unen dos extremos consecutivos por medio de una cuerda tendremos el ancho máximo de la pala. Se dejarán 5 mm de distanciamiento en cada contacto entre pala y pala.

También se tiene en cuenta que las proyecciones de estas pestañas no golpeen los cilindros de compuerta cuando esté actuando la máquina.

Realizando pruebas se encontró que el ángulo y las partes de mayor dimensión del ala son de 150° y 120 mm respectivamente.

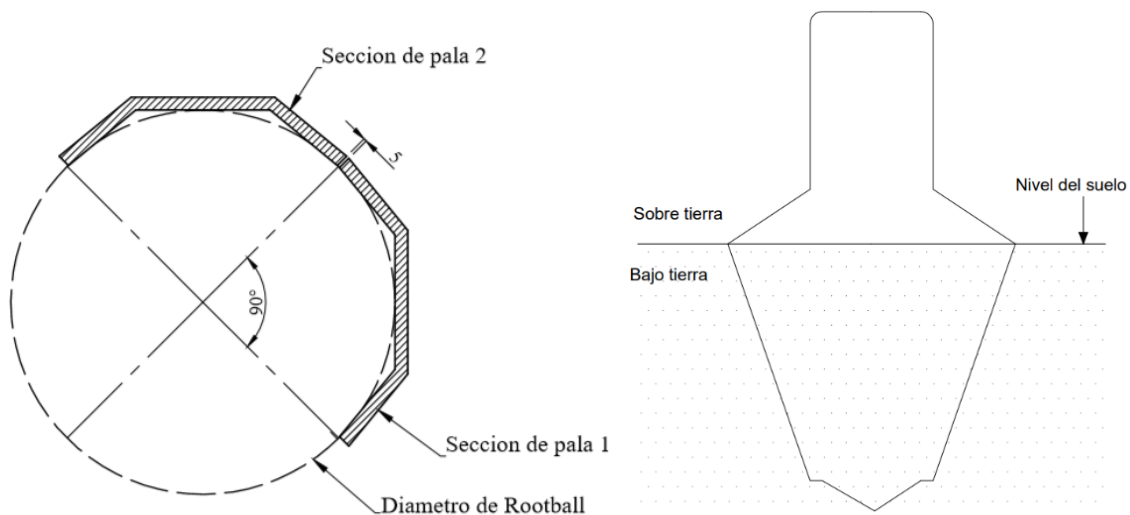


Imagen N°33: Dibujo esquemático de la sección de pala entre el bajo tierra y el sobre tierra.

Se supone un ancho de pala de 9,52 mm ($3/8''$) el cual se elige dado que es uno de los espesores que otros fabricantes de palas excavadoras de árboles usan. Éste se diseñará y comprobará si resiste.

La pala tiene dos alas las cuales irán plegadas en ángulo el cual les permita aproximar así el diámetro del rootball.



El ángulo encontrado geoméricamente que no interfiera con los cilindros que abren la compuerta del bastidor es de 150°.

3.7.2 Selección de material para la pala

Cabe hacer un apartado para explicar el porqué del uso de un acero microaleado resistente al desgaste como lo es el Hardox 450, debido a que no se realizan cálculos ya que estos dependen del campo de la tribología y se requiere la realización de experiencias prácticas para realizar cálculos detallados.

	Dureza (HBW)	Impacto Charpy (J)	Observaciones
HARDOX HITuF	350	95	Desgaste abrasivo con alto impacto
HARDOX 400	400	45	Desgaste abrasivo con alto impacto
HARDOX 450	450	50	Desgaste abrasivo con alto impacto
HARDOX 500	500	37	Desgaste abrasivo con ligero impacto
HARDOX 500 TuF	500	45	Desgaste abrasivo con alto impacto
HARDOX 550	550	30	Desgaste abrasivo
HARDOX 600	600	20	Desgaste abrasivo
HARDOX Extreme	675	<15	Desgaste abrasivo
HARDOX HIAce	450	60	Corrosión combinada con desgaste
HARDOX HITemp	450	50	Alta temperatura combinada con desgaste

Tabla N°12: Variedad de aceros HARDOX.

El desgaste como pérdida gradual de material en la interface de dos cuerpos en contacto cuando se ven sometidos a un movimiento relativo bajo acción de una fuerza, en nuestro caso será de importancia solo el desgaste en la pala que realiza fricción contra la tierra del suelo en el cual trabaja.

Existen cuatro tipos de desgaste; de adherencia, por fatiga, por erosión y el tipo de desgaste actuante en la pala que es de abrasión.

Este deslizamiento relativo entre capas que causa abrasión genera una pérdida de volumen del material en un determinado periodo de tiempo. Es decir que, para dos materiales del mismo espesor, el que pierda mayor volumen en el mismo periodo de tiempo, en las mismas condiciones de desgaste, será el elemento que con mayor rapidez quede fuera de servicio debido a que en algún momento no tendrá la resistencia necesaria para cumplir su función. Visto de otra manera, para que ambos materiales duren la misma cantidad de tiempo en similares condiciones, el material que pierda más volumen por unidad de tiempo deberá tener mayor volumen.



Imagen N°34: Comparación de vida útil para distintos tipos de aceros.

4 Dimensionamiento del bastidor

4.1 Diseño y esfuerzos en el bastidor

El bastidor es un subconjunto formado por tres partes, que será el encargado de soportar las columnas del mecanismo, también éste se abre y cierra para que la planta que va a ser trasplantada quede en el centro del mecanismo, esto por medio de otros dos cilindros de compuerta. El marco tendrá a su vez el mecanismo de acople a la máquina de arrastre como puede ser un tractor.

El dimensionamiento del bastidor se hará de perfil cuadrado tipo cajón, por prestar éste facilidad para hacer las líneas de soldadura y conformación de las piezas que irán unidas a él. Su forma será cuadrada con los vértices truncados, en estos vértices irán puestas las columnas, cortado en tres aristas, dos donde forma bisagra y una por donde se abre y cierra permitiendo el paso de la máquina hasta posicionarse con el árbol dentro.

Se valdrá de las características geométricas del capítulo “**características geométricas preliminares**” para las dimensiones de las que se partirá para este diseño ya que así se cumple con el corte en el rootball sin poner en peligro el espécimen. Esto nos dice que el marco deberá estar circunscripto en un diámetro de 739,53 mm que a fines prácticos será redondeado en 740 mm. Quedando un bastidor con las siguientes dimensiones exteriores:

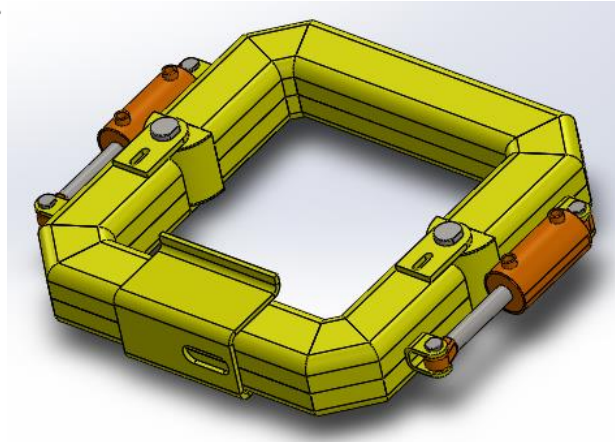
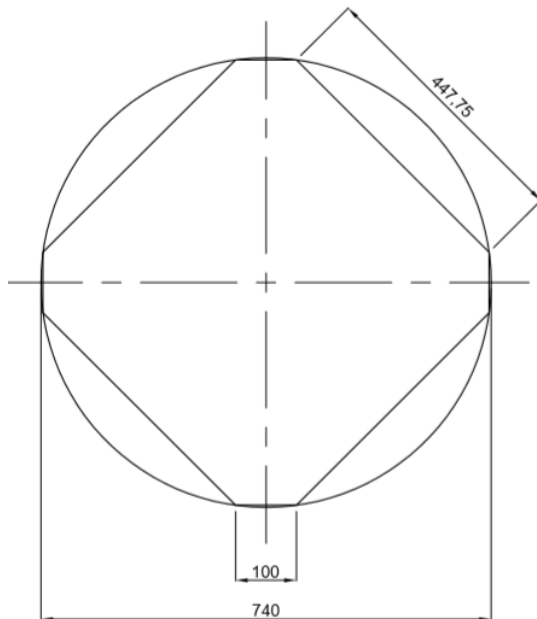


Imagen N°35: Dimensiones exteriores del bastidor.

Se procede ahora al cálculo de esfuerzos sobre una porción del bastidor. Los esfuerzos de los pesos de los elementos tenderán a ejercer fuerzas hacia abajo y momentos en el sentido horario respecto a un eje que pase por el centro de la viga cajón, pero los esfuerzos de resistencia que se ejercerán cuando la máquina esté sujeta al tractor y las palas estén actuando en contra del suelo serán en sentido contrario a los momentos generados por la fuerza de gravedad de las partes, por lo que habrán de contrarrestarse.

En el estudio de las fuerzas no se tendrá en cuenta el peso propio de los componentes para el diseño, por lo que se estará del lado de la seguridad por lo explicado anteriormente y se calculará el perfil en la sección más solicitada por las fuerzas de trabajo.

La fuerza máxima aplicada en el bastidor será entonces producida en un vértice y se estudiará en la sección que se encuentra en el centro de la arista opuesta ya que el acople de la máquina con el tractor se dará entorno a ese lugar.

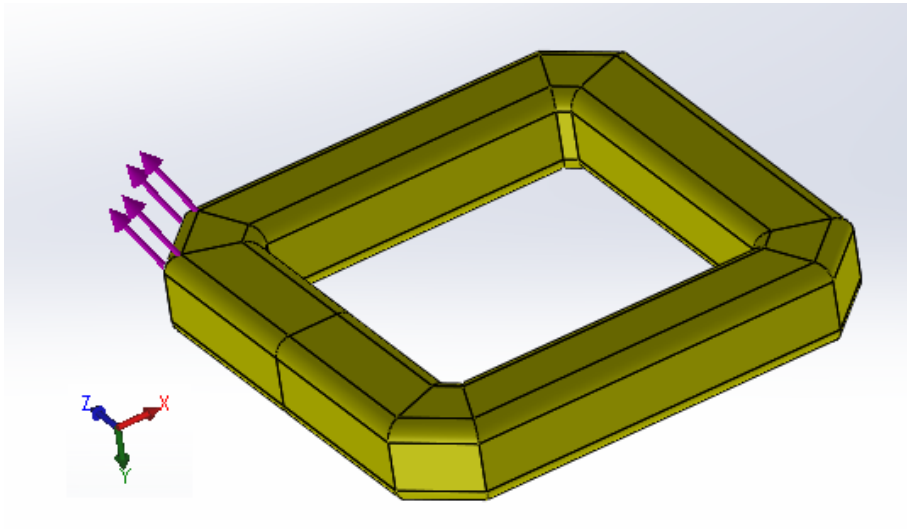


Imagen N°36: Representación del bastidor con la fuerza de un cilindro actuando en una esquina.

La dirección con la que se aplica la fuerza es conocida en su dirección, sentido y magnitud:

$$F_c^z = 3000 \text{ Kg} \cdot \sin(55^\circ) = 2457,5 \text{ Kg}$$

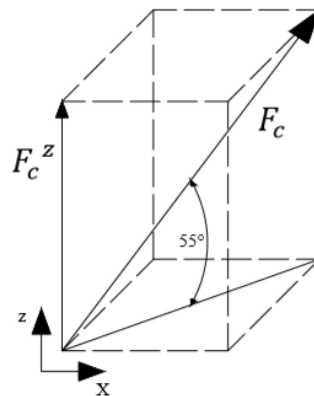


Imagen N°37: Descomposición de fuerzas del cilindro de pala.

La fuerza que coincide con el plano del bastidor, paralelo al plano del suelo, debe dividirse en dos ejes más para la facilidad de los cálculos.

$$F_c^y = F_c^x = 3000 \text{ Kg} \cdot \cos(55^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 1217 \text{ Kg}$$



Estas fuerzas están generadas por cada pala, entonces para tomar la posición más desfavorable utilizaremos las distancias de estas fuerzas hasta el punto medio donde se encontraría el apoyo del bastidor, lugar donde se acoplaría con el tractor. Estas distancias no están puestas hasta el centro de la viga cajón si no a la cara exterior ya que no se tienen dimensiones de dicha viga.

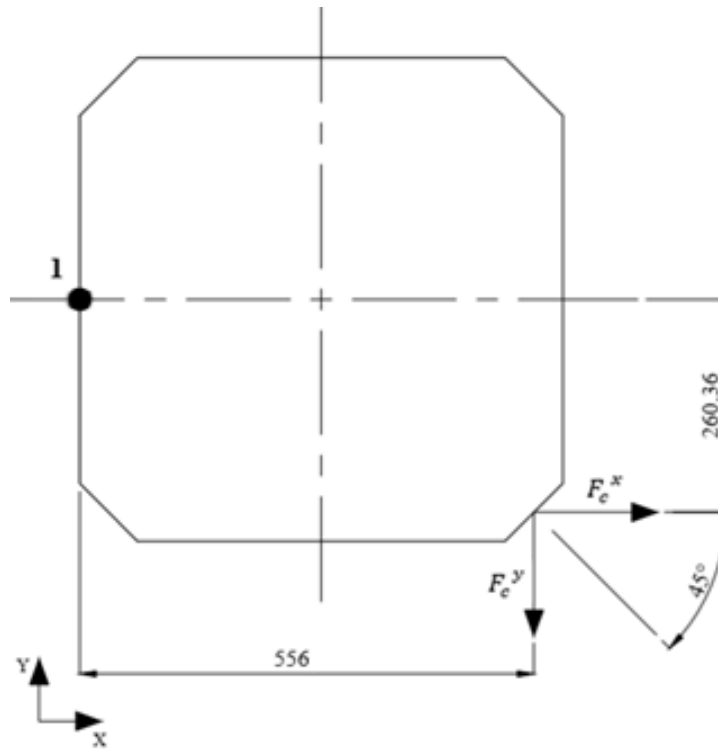


Imagen N°38: Descomposición de fuerzas del cilindro de pala en el plano normal a z.

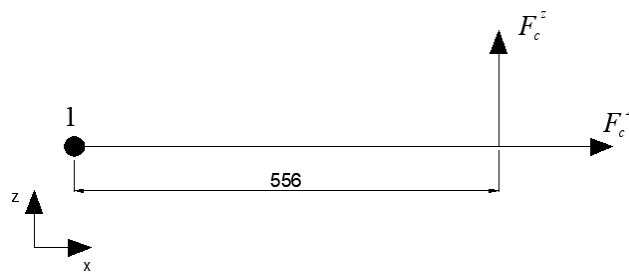


Imagen N°39: Descomposición de fuerzas del cilindro de pala en el plano normal al eje Y.

Entonces, las fuerzas aplicadas en la sección 1 generan esfuerzos de varios tipos en la viga, como se ve a continuación:



4.1.1 Esfuerzos axiales a la sección transversal de la viga

- Este esfuerzo es de tracción generado por la componente de fuerza F_c^y en toda la sección transversal de la viga por lo que se tomará de signo positivo.

$$\sigma_n = + \frac{F_c^y}{A_b} = \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b}$$

4.1.2 Esfuerzos de corte puro en la sección transversal de la viga

- Corte provocado por la componente de fuerza F_c^z en el eje z:

$$\tau_V^z = - \frac{F_c^z}{A_b} = - \frac{2457,5 \text{ Kg}}{A_b}$$

Este esfuerzo está direccionado hacia abajo con respecto al eje Z en toda la cara transversal a la viga por lo que se tomará de signo negativo.

- Corte provocado por la componente de fuerza F_c^x en el eje x:

$$\tau_V^x = + \frac{F_c^x}{A_b} = \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b}$$

Este esfuerzo está direccionado en el sentido positivo del eje X en la cara transversal a la viga por lo que se tomará de signo positivo.

4.1.3 Esfuerzos debido a momentos flectores en la sección transversal de la viga

- Momento torsor generado por la componente de fuerza F_c^z y gira respecto al eje y.

$$\tau^y = \frac{F_c^z \cdot 55,5 \text{ cm}}{W_t} = \frac{136391,3 \text{ Kg cm}}{W_t}$$

Este esfuerzo gira en sentido horario con respecto al eje y

- Momento de fuerza generado por la componente de fuerza F_c^z que flexiona a la viga y que gira respecto al eje x.

$$\sigma^y = \frac{F_c^z \cdot 55,5 \text{ cm}}{W} = \frac{136391,3 \text{ Kg cm}}{W}$$

- Momento de fuerza generado por la componente de fuerza F_c^x , flexiona a la viga y que gira respecto al eje z.

$$\sigma^z = \frac{F_c^x \cdot 26 \text{ cm}}{W} - \frac{F_c^y \cdot 55,5 \text{ cm}}{W} = - \frac{35901,5 \text{ Kg cm}}{W}$$

Los esfuerzos debidos a un momento flector generan compresión y/o tracción de acuerdo de qué lado del eje neutro esté la sección de estudio, por lo que su signo en las fórmulas anteriormente expuestas no indica el sentido de su aplicación.

El corte debido a la flexión o corte de Jourasky, es igual a 0 debido a que en el borde externo de la viga estas fibras no tienen tensiones tangenciales en la superficie de la viga.



Se va a estudiar a continuación en qué punto de la estructura estará más solicitada la viga teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

La viga es cuadrada por lo que sus lados son iguales y se fabricará en lo posible con un perfil normalizado el cual tiene redondeo en sus vértices.

Teóricamente no hay esfuerzo de corte debido a torsión en las esquinas de una barra cuadrada y su máximo esfuerzo se encuentra en la parte media de la arista, ya que en esta viga no hay un vértice como tal, se presentará un esfuerzo cortante debido al torque, pero no lo consideraremos al ser un esfuerzo menor para dicho esfuerzo actuante.

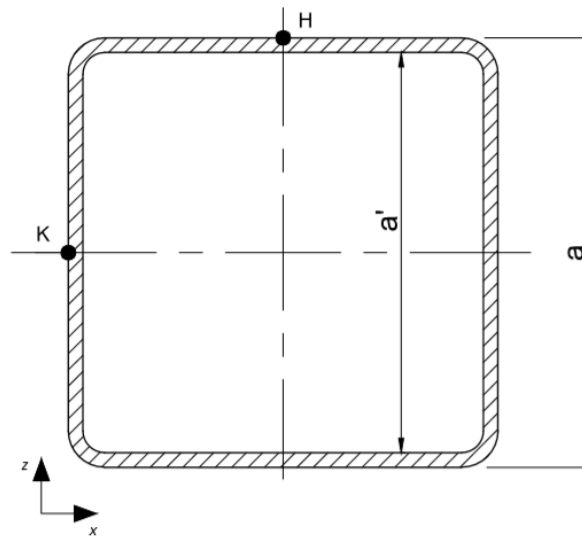


Imagen N°40: Esquema del perfil del bastidor donde los puntos H y K son los puntos a estudiar.

4.1.4 Esfuerzos referidos al punto K de la viga

Se realizará el estudio de los esfuerzos en el punto **K** que se encuentra a una distancia $\frac{a}{2}$ desde el centro de simetría y sobre el eje x . Donde el elemento de estudio será un bloque de dimensiones diferenciales.

En el eje y actúan σ_n (actúa como tracción) y σ^z (actúa como compresión) cuya suma σ_y^K :

$$\sigma_y^K = \sigma_n + \sigma^z = + \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b} - \frac{35901,5 \text{ Kg cm}}{W}$$

Paralelo al eje x actúa una tensión de corte $\tau_{yx}^x = \tau_{yx}^K$ (actúa en dirección negativa)

$$\tau_{yx}^K = \tau_V^x = + \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b}$$

Paralelo al eje z actúan τ_{yz}^z (actúa en dirección negativa) y τ_{yz}^y (actúa en dirección positiva).



$$\tau_{yz}^k = \tau_{yz}^z + \tau^y = -\frac{2457,5 \text{ Kg}}{A_b} + \frac{136391,3 \text{ Kg cm}}{W_t}$$

El esfuerzo σ^y es igual a cero en el punto K, ya que dicho punto pasa por el eje neutro que se genera debido al mismo momento.

Siendo:

$$A_b = a^2 - a'^2 \text{ El área de un tubo cuadrado}$$

$$W = \frac{1}{6}(a^3 - a'^3) \text{ El módulo resistente un tubo cuadrado}$$

$$W_t = \frac{2}{9}(a^3 - a'^3) \text{ El módulo polar un tubo cuadrado}$$

Para encontrar las direcciones de las tensiones se le asignan valores arbitrarios, positivos a \mathbf{a} y \mathbf{a}' que respeten la condición que $\mathbf{a} > \mathbf{a}'$.

Para encontrar las dimensiones del tubo cuadrado se debe encontrar las tensiones principales σ_1 , σ_2 y σ_3 donde $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Nuestro cubo elemental representante del punto K nos muestra que solo tiene una tensión de contracción por lo que $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$.

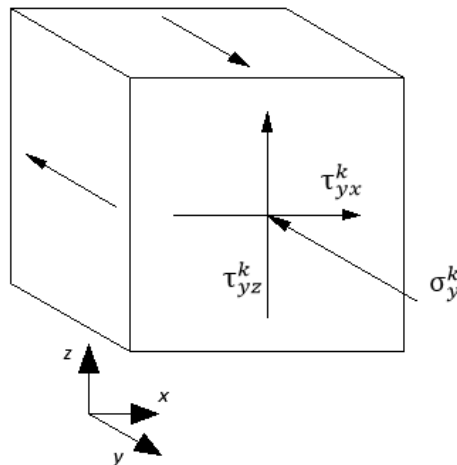


Imagen N°41: esfuerzos en un cubo elemental en la zona de estudio K.

Entonces se buscarán las dimensiones \mathbf{a} y \mathbf{a}' por el criterio de un solo esfuerzo cual ensayo de probeta sabiendo que el esfuerzo máximo σ_1 es igual a la suma vectorial de los esfuerzos de corte y la tensión de compresión según:

Donde el coeficiente de seguridad a utilizar es $N=1,5$ y el $\sigma_f = 4589 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ correspondiente con el material MLC420.

$$\frac{\sigma_f}{N} = \sqrt{(\tau_{yz}^k)^2 + (\tau_{yx}^k)^2 + (\sigma_y^k)^2}$$

Se supondrá una viga de perfil estructural tipo tubo cuadrado y se verificará que cumpla con el criterio de rotura expresado.



Utilizando el programa matemático PTC Mathcad se definieron las ecuaciones pertinentes y se buscó que el espesor fuese lo necesario para mantener un esfuerzo menor a condición de fluencia $\sigma_f = 3060 \frac{Kg}{cm^2}$.

Dado

$$a := 10$$

$$a' := 9.2$$

$$\sqrt[2]{\left(\left(\frac{1217}{a^2 - a'^2}\right) - \left(\frac{35901.5 \cdot 6}{a^3 - a'^3}\right)\right)^2 + \left(\frac{1217}{a^2 - a'^2}\right)^2 + \left(-\left(\frac{2457}{a^2 + a'^2}\right) + \left(\frac{136391.3 \cdot \left(\frac{9}{2}\right)}{a^3 - a'^3}\right)\right)^2} = 2902.27$$

$$\frac{a - a'}{2} = 0.4$$

El estudio realizado en el punto K resulta en una viga de dimensiones:

$$a = 10 \text{ cm}$$

$$a' = 9 \text{ cm}$$

Una medida mayor de $a'=9$ cm sobrepasará el límite de fluencia.

Resultando un espesor de viga de:

$$e = \frac{10 \text{ cm} - 9,2 \text{ cm}}{2} = 0.4 \text{ cm}$$

Por lo que el espesor para el dimensionamiento según la resistencia en el punto K del perfil es de 5 mm, aproximación se va a buscar cual será el espesor mínimo según el punto de estudio H para contrastar los resultados y determinar que espesor finalmente se va a utilizar. Una vez hecho esto se buscará la flecha generada para una arista para ver si su elasticidad es la adecuada.

4.1.5 Esfuerzos referidos al punto H de la viga

Se procede ahora al dimensionamiento de la viga según el punto H de la viga cuadrada el cual se encuentra a una distancia $\frac{a}{2}$ desde el centro simetría en la cara axial de perfil, pero esta vez sobre el sobre eje z. Donde el elemento de estudio será un bloque de dimensiones diferenciales.

En el eje y actúan σ_n (actúa como tracción) y σ^y (actúa como tracción) cuya suma σ_y^H es:

$$\sigma_y^H = \sigma_n + \sigma^y = + \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b} + \frac{136391,3 \text{ Kg cm}}{W}$$



Paralelo al eje x actúan las tensiones de corte τ^y y τ_V^x (ambas en el mismo sentido positivo)

$$\tau_{yx}^H = \tau^y + \tau_V^x = + \frac{136391,3 \text{ Kg cm}}{W_t} + \frac{1217 \text{ Kg}}{A_b}$$

Paralelo al eje z actúa solo la tensión de corte τ_V^z (actúa en dirección negativa)

$$\tau_{yz}^H = - \frac{2457,5 \text{ Kg}}{A_b}$$

Donde el área, el módulo resistente a flexión y a torsión son iguales a los ya mostrados en el cálculo anterior.

El esfuerzo σ^z es igual a cero en el punto K, ya que dicho punto pasa por el eje neutro que se genera debido al mismo momento.

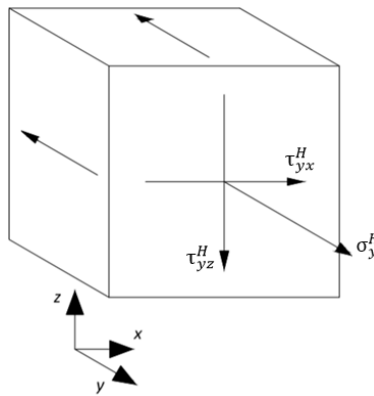


Imagen N°42: esfuerzos en un cubo elemental en la zona de estudio H.

Nuevamente tendremos una sola tensión principal que se compondrá por la suma geométrica de sus tensiones de tracción y sus tensiones de corte en el cubo elemental en el punto **H** estudiado.

Siguiendo la línea de verificaciones se usará nuevamente el criterio de fallo de Von Mises usando el mismo material y el mismo coeficiente de seguridad.

$$\frac{\sigma_f}{N} = \sqrt{(\tau_{yz}^H)^2 + (\tau_{yx}^H)^2 + (\sigma_y^H)^2}$$

Se va a evaluar en el programa de cálculo matemático PTC Mathcad como en el caso anterior buscando para un perfil tubular cuadrado de 100 mm de cara un espesor que resista la combinación de fuerzas.



Dado

$$a := 10$$

$$a' := 8.7$$

$$\sqrt[2]{\left(-\frac{2457.5}{(a^2 - a'^2)}\right)^2 + \left(\frac{136391.3}{\frac{2}{9} \cdot (a^3 - a'^3)} + \frac{1217}{(a^2 - a'^2)}\right)^2 + \left(\frac{1217}{(a^2 - a'^2)} + \frac{136391.3}{\frac{1}{6} \cdot (a^3 - a'^3)}\right)^2} = 3067.21$$

$$\frac{a - a'}{2} = 0.65$$

El estudio hecho en el punto H para la viga da dimensiones:

$$a = 10 \text{ cm}$$

$$a' = 8,7 \text{ cm}$$

Resultando un espesor mínimo de viga de:

$$e = \frac{10 \text{ cm} - 8,7 \text{ cm}}{2} = 0.65 \text{ cm}$$

El espesor de acuerdo a los esfuerzos actuantes en el punto H de la viga es de 6,5 mm que es mayor a los 4 mm del espesor obtenido según los esfuerzos actuantes en el punto K, por lo que será conveniente usar este último valor obtenido para que el bastidor no corra riesgo de fallar y sobrepasar el límite de fluencia.

Debido a que no se dispone en el mercado de tubos estructurales de material MLC del espesor solicitado, el bastidor se hará de dos chapas de 7,94 mm (5/16") plegadas en U soldadas, generando una viga cajón. Cuyo radio de pliegue es de 10 mm tomando el borde interior.

Se opta porque los cordones de soldadura vayan en la arista del costado de la viga cajón ya que allí se encuentra menos solicitada con respecto a la parte media de la arista superior o inferior. De otro modo podría traer problemas ya que un cordón de soldadura trae aparejado un coeficiente de concentrador de tensiones y el material en esa parte deja de ser homogéneo.

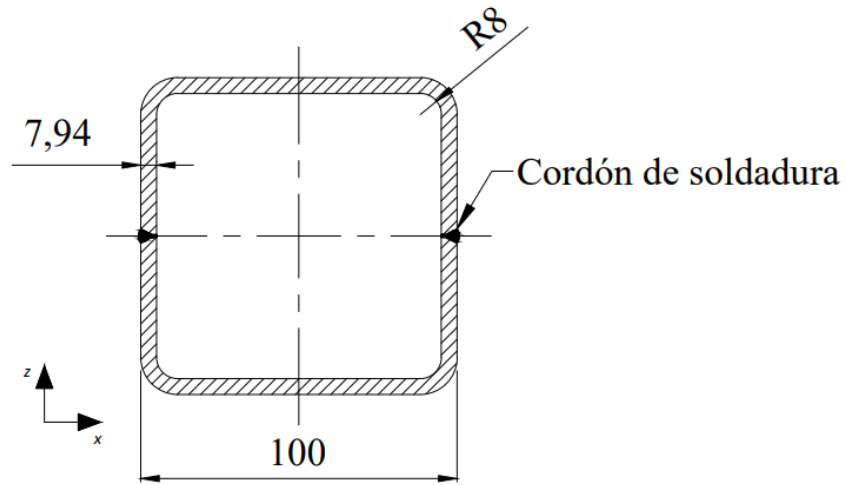


Imagen N°43: Medidas finales de la viga que forma la estructura del bastidor.

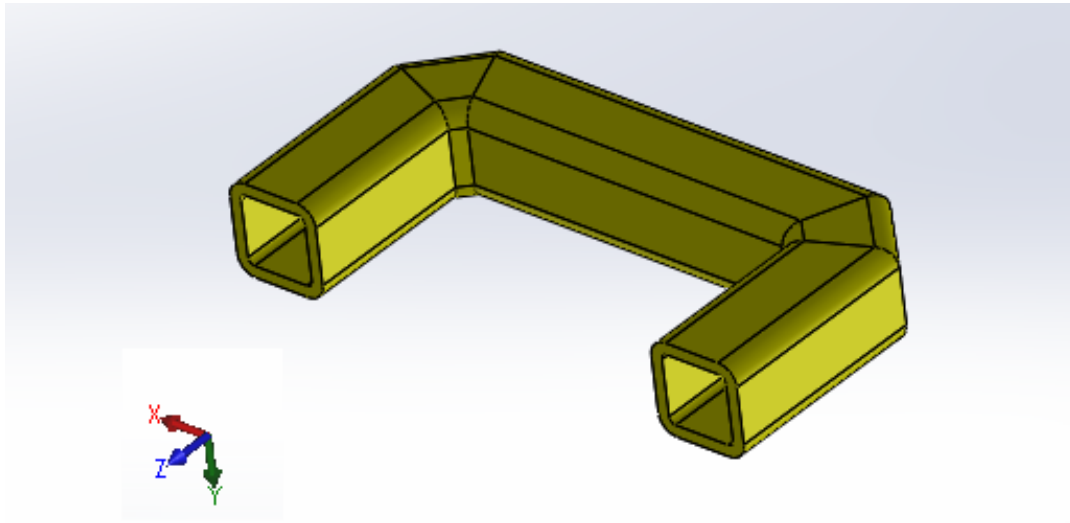


Imagen N°44: Corte del bastidor estructura de bastidor.



4.1.6 Corroboración por software

Con los datos obtenidos en los cálculos previos se procede a diseñar el bastidor y a calcularlo por elementos finitos con el software SolidWorks.

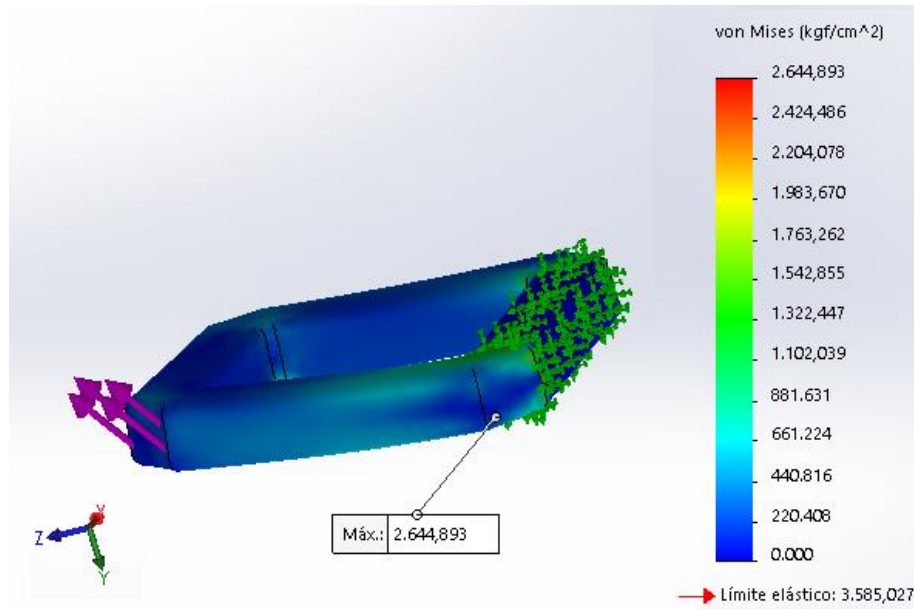


Imagen N°45: Estudio de esfuerzo en bastidor.

Dado que en el sistema de cálculos teórico no se tuvo en cuenta el concentrador de esfuerzo que representan las esquinas de la estructura, la fuerza es demasiado elevada, en esa zona.

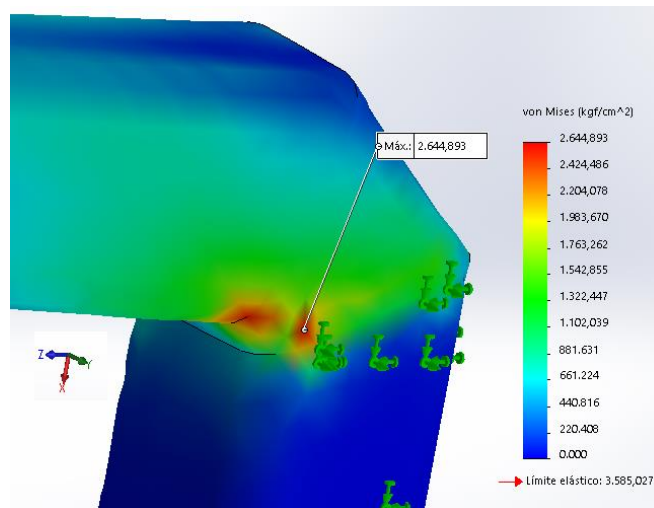


Imagen N°46: Detalle de zona donde se encuentra el máximo esfuerzo.



4.2 Bisagra del bastidor

Anteriormente se calcularon las dimensiones de los perfiles que conformarán el bastidor, pero debe tener la capacidad de abrirse y cerrarse para que el árbol quede en el centro de este.

Para que el bastidor tenga la capacidad de abrirse y cerrarse se le colocarán dos pernos en la mitad de dos vigas paralelas entre sí, y en el extremo opuesto al agarre con el tractor debe haber una abertura por donde entrará el tronco de la planta, apertura que se la llamará compuerta.

El perno irá entre una horquilla, la cual estará soldada a una parte del bastidor y un pasador con buje de bronce, fijado a la otra parte del bastidor. Uniendo ambas partes se encuentra el perno que se calculará a continuación.

Los esfuerzos que solicitan la zona de la bisagra son generados por la fuerza del cilindro de pala (F_c) más cercano, que proyectada en ejes cartesianos convenientes al cálculo queda descompuesta en:

- $F_c^X = 1217 \text{ Kg}$ Fuerza que causa una tracción sobre toda el área axial.
- $F_c^Y = 1217 \text{ Kg}$ Fuerza que causa un giro con respecto al eje del perno por lo que no incide en el cálculo.
- $F_c^Z = 2457,5 \text{ Kg}$ Esta fuerza genera esfuerzo de compresión en la parte superior y tracción en la inferior.

Que corresponden a las descomposiciones de la misma fuerza máxima del cilindro pala. Alguna de estas fuerzas no está perfectamente aplicada en el centro geométrico de la viga, pero se despreciará el momento que esta genere ya que su distancia al ser pequeña se puede prescindir de ella y en todo caso elevar el coeficiente de seguridad.

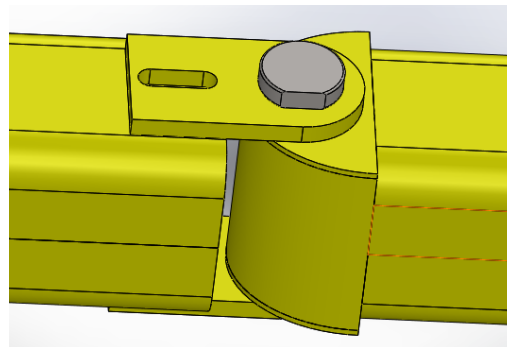


Imagen N°47: Bisagra de bastidor

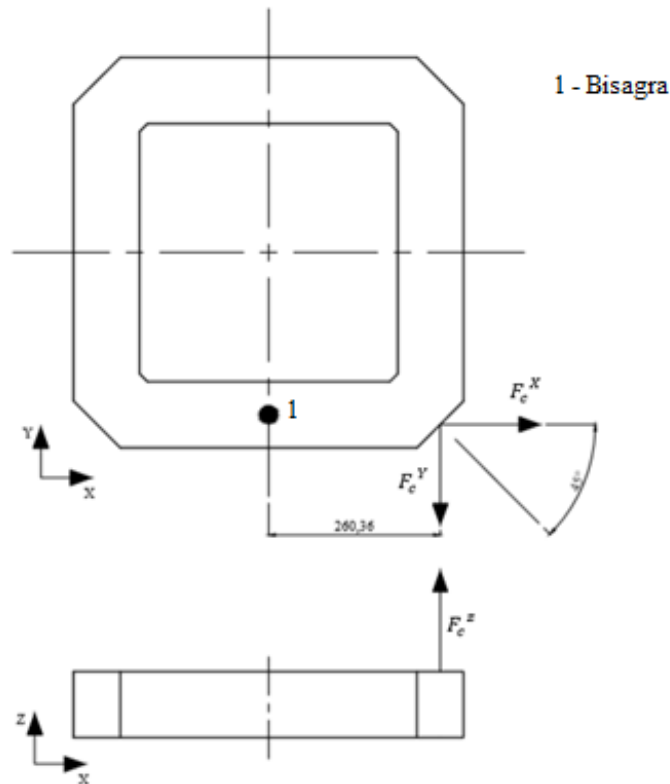


Imagen N°48: Fuerzas actuantes en la zona de bisagra.

Se supondrán las dimensiones del perno y en base a eso se buscarán las dimensiones de sus elementos de acople. Teniendo en cuenta que:

- El elemento de giro del perno será por medio de una horquilla en una parte del bastidor y un pasador con buje en la otra parte.
- La distancia entre las caras interiores de la horquilla será la altura de la cara axial del bastidor.
- La viga del bastidor deberá recortarse en un tramo a ambos lados del perno para que pueda producirse el giro.
- La sollicitación y resistencia del buje no será tenida en cuenta.
- La fuerza se realiza una vez cerrado el bastidor por lo que la misma es distribuida a través de toda la estructura, por lo que ambos pernos resisten una porción del esfuerzo al mismo tiempo.
- El material del perno es de acero SAE 1020 cuya resistencia de fluencia es

$$\sigma_{SAE 1020} = 3374 \frac{Kg}{cm^2}$$

La distancia que se dejará entre el eje axial del perno y la viga cuadrada debe ser tal que permita un adecuado ángulo de giro para que la maquina pueda funcionar adecuadamente. Espacio donde además debe entrar el perno y su respectivo pasador.



Para que el bastidor pueda girar 45° respecto a su posición cerrada, una distancia prudente a ambos lados de donde se encontraría el eje del perno es de 35 mm como se muestra en la siguiente figura.

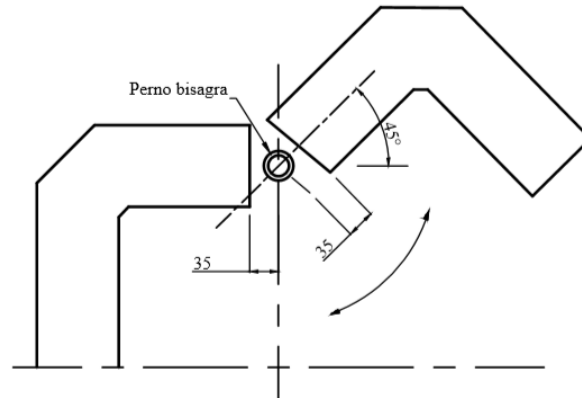


Imagen N°49: Esquema de movimiento de la bisagra del bastidor.

Se procede a calcular en primera instancia el diámetro del perno, por ser más fácil la simplificación de sus esfuerzos actuantes.

4.2.1 Esfuerzo 1 en el perno

Teniendo en cuenta las condiciones de construcción antes expuestas se sabe que la distancia a la que el perno va a tener sus esfuerzos de cizalla será a 5 cm hacia arriba y 5 cm hacia abajo de su intersección con el eje longitudinal de la viga. La estructura se simplifica con a dos barras unidas a 90° , prescindiendo del chaflán que se encuentra en el vértice para simplificar el cálculo debido a que no influye ya que se buscan los esfuerzos en los apoyos.

Este es el esfuerzo generado por la proyección de fuerza del cilindro en el eje x. Toda esta fuerza es resistida por un conjunto del tipo horquilla-barra (bisagra) unidos por el perno que se va a calcular. En este caso no actúa la unión de la compuerta ya que no hay restricción en este sentido, como se expresa en la siguiente figura:

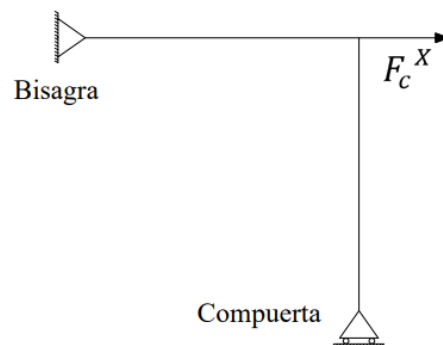


Imagen N°50: Diagrama de fuerzas y apoyos.



Por lo que este esfuerzo generado por esta proyección de fuerza nos queda como:

$$\sigma = \frac{F_c^X}{2 \cdot A_p}$$

Siendo A_p el área del perno y la fuerza dividida por dos ya que la misma se divide por la actuación de una horquilla.

4.2.2 Esfuerzo 2 en el perno

El esfuerzo generado por la proyección de la fuerza máxima que puede generar el cilindro al penetrar en el suelo respecto al eje z (perpendicular al plano del suelo y del bastidor) deberá ser tomado teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

- Se considera al bastidor simplificado como un semi-pórtico en el cual la fuerza actúa en su vértice de manera perpendicular al plano del mismo.
- Los apoyos, de la bisagra (donde se encuentra el perno) y el de la compuerta (donde se abre y cierra el bastidor) actúan como empotramientos en el sentido de reacción de la fuerza.

Los respectivos esfuerzos, momentos resistentes y reacciones serán calculados a continuación por el *método de la rigidez* aplicado a una estructura espacial debidos a la proyección de la fuerza ejercida por el cilindro sobre el eje **z**. El método de rigidez permite que la fuerza actuante sea espacial, o sea que tenga proyecciones en los tres ejes coordenados, pero se opta por su implementación de manera separada ya que los apoyos funcionan de distinta manera, dependiendo el sentido de la fuerza aplicada.

Es importante aclarar que los ejes utilizados para el método de rigidez son distintos a los ejes anteriormente expuestos para la disposición de las fuerzas. Se hizo de esta manera para facilitar el cálculo ya que facilita el trabajo con los signos y orientaciones de las fuerzas. Posteriormente se vuelve a retomar el convenio coordenado planteado con anterioridad.

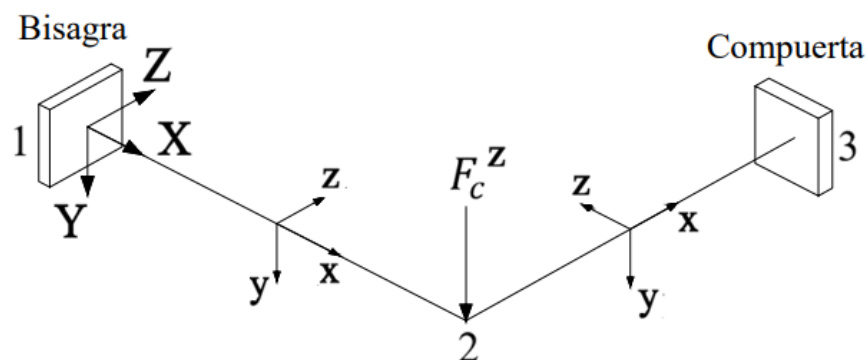


Imagen N°51: Diagrama de fuerzas, apoyos, ejes globales (en mayúscula) y locales (en minúscula) y numeración de nodos.



En la *Imagen N°50*. El nudo 1 representa a la bisagra del bastidor, el nudo 2 representa al nudo donde se posiciona el cilindro hidráulico, mientras que el nudo 3 equivale a la posición de la compuerta cerrada. Al estar cerrada se toma como empotramiento en el cálculo.

Para el cálculo debemos obtener datos constructivos como lo son:

E (Modulo de Young): Al ser acero no tratado térmicamente el valor es de $2100000 \frac{Kg}{cm^2}$.

L (longitud de las barras): Ambas tienen la misma longitud y es, redondeando $L=25cm$.

I (momento de inercia): Igual al momento de inercia del borde exterior menos el interior.

$$I = \frac{10cm \cdot (10cm)^3}{12} - \frac{(10 - 2 \cdot 0,952)cm \cdot (10 - 2 \cdot 0,952)^3}{12}$$

$$I = 833,33 cm^4 - 358 cm^4 = 475 cm^4$$

Dado que la sección no es perfectamente cuadrada si no que tiene sus respectivos redondos con el radio de pliegue interior de 10 mm, el momento de inercia de la sección pasa a ser menor, quedando el siguiente resultado obtenido mediante SolidWorks:

$$I = 420 cm^4$$

Se toma este último por ser más exacto y estar del lado de la seguridad, el cálculo aproximado anterior se realizó con el fin de ver que haya una correlación para descartar algún tipo de error.

A_{\square} (área transversal de la barra): El área también calculada por SolidWorks $A_{\square} = 32 cm^2$.

G (módulo de elasticidad transversal): Al ser acero se toma un valor de $G=745000 \frac{Kg}{cm^2}$.

I_t (momento de inercia polar): Calculado mediante el programa SolidWorks.

$$I_t = 838,7 cm^4$$

Los movimientos posibles en una barra en el espacio son seis, tres posibles deformaciones longitudinales y tres giros, inducidos por tres posibles fuerzas y momentos en cada eje cartesianos, como se muestra en la figura:

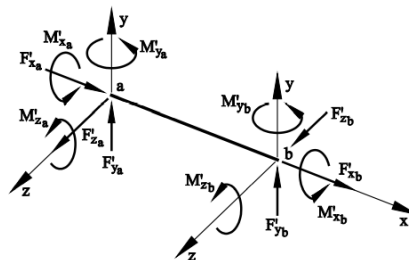


Imagen N°52: Diagrama de cuerpo libre para una sola barra genérica.



Debido a los apoyos de las barras, algunos movimientos posibles se pueden tornar iguales a cero. Por esto tenemos que según geometría plana de la estructura y al tipo de esfuerzo actuante en este caso, se consideraran nulos los movimientos de los nudos en el plano horizontal y los giros de eje vertical. Además, los desplazamientos, así como los giros en los nudos empotrados también serán nulos.

Entonces las condiciones de contorno en desplazamientos son:

Desplazamientos inexistentes en nudos:

$$v_{1x} = v_{1y} = v_{1z} = v_{2x} = v_{2z} = v_{3x} = v_{3y} = v_{3z} = 0$$

$$\phi_{1x} = \phi_{1y} = \phi_{1z} = \phi_{2y} = \phi_{3x} = \phi_{3y} = \phi_{3z} = 0$$

Desplazamientos esperados en nudos:

$$\delta_{2y}$$

$$\phi_{2x} \text{ y } \phi_{2z}$$

Debido a las fuerzas, se generan reacciones en los apoyos, entonces debido al tipo de apoyo de la estructura estudiada, las condiciones de contorno en fuerzas son:

Reacciones inexistentes en nudos:

$$R_{1x} = R_{1z} = R_{2x} = R_{2y} = R_{2z} = R_{3x} = R_{3z} = 0$$

$$M_{1y} = M_{2x} = M_{2y} = M_{2z} = M_{3y} = 0$$

Reacciones esperadas en nudos:

$$R_{1y}, R_{3y}$$

$$M_{1x}, M_{1z}, M_{3x}, M_{3z}$$

Que serán necesarios para armar las matrices de rigidez correspondientes y posteriormente encontrar las reacciones en los apoyos.

4.2.2.1 Matriz de rigidez de cada barra

Para empezar el cálculo de la estructura se debe tener en cuenta a cada barra de manera individual cuya matriz \mathbf{K} (si es matriz referida a los ejes globales) o \mathbf{K}' (si es referida a sus ejes locales) se arma de la siguiente manera:

- Matriz de la barra **1-2**

En esta barra el sistema de coordenadas local coincide con el sistema de coordenadas global dado que entre ellos se forma un ángulo $\alpha = 0^\circ$ por lo que la matriz de rigidez es tomada directamente como global. Cada sub-matriz (ejemplo: \mathbf{K}_{aa}) corresponde a la rigidez que representa cada nudo (ejemplo correspondiente: nudo a).

Para este caso el nudo a es igual al nudo 1 (nudo al inicio de la barra), mientras que el nudo b es correspondiente con el nudo 2 (nudo en el final de la barra).



$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{aa} & \mathbf{K}_{ab} \\ \mathbf{K}_{ba} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix}$$

Con sus submatrices:

$$\mathbf{K}_{aa} = \begin{bmatrix} +A & 0 & 0 \\ 0 & +B & +C \\ 0 & +C & +D \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}_{ab} = \begin{bmatrix} -A & 0 & 0 \\ 0 & -B & +C \\ 0 & -C & +E \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{ba} = \begin{bmatrix} -A & 0 & 0 \\ 0 & -B & -C \\ 0 & +C & +E \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}_{bb} = \begin{bmatrix} +A & 0 & 0 \\ 0 & +B & -C \\ 0 & -C & +D \end{bmatrix}$$

Donde:

$$A = \frac{G \cdot I_t}{l} = 24993260, \quad B = \frac{12 E \cdot I}{l^3} = 677376, \quad C = \frac{6 E \cdot I}{l^2} = 8467200$$

$$D = \frac{4 E \cdot I}{l} = 141120000, \quad E = \frac{2 E \cdot I}{l} = 70560000$$

Por lo que respecta a esta barra su matriz global es:

$$\begin{bmatrix} A & 0 & 0 & -A & 0 & 0 \\ 0 & B & C & 0 & -B & -C \\ 0 & C & D & 0 & -C & E \\ -A & 0 & 0 & A & 0 & 0 \\ 0 & -B & C & 0 & B & -C \\ 0 & C & E & 0 & -C & D \end{bmatrix}$$

- Matriz de la barra **2-3**

En este caso, los ejes del sistema de referencia local forman un ángulo de $\alpha = 90^\circ$ con respecto a sus respectivos ejes en el sistema de referencia global, por lo que la matriz se escribirá de la misma manera que la anterior solo que luego deberán ser permutadas sus filas por sus columnas como se muestra a continuación. Los valores de A, B, C, D y E permanecen iguales en la matriz de esta barra ya que posee los mismos valores tanto de rigidez como de largo.

Aquí, el nudo *a* es igual al nudo 2 (nudo al inicio de la barra), mientras que el nudo *b* es correspondiente con el nudo 3 (nudo en el final de la barra).



$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{aa} & \mathbf{K}_{ab} \\ \mathbf{K}_{ba} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix}$$

Con sus respectivas sub-matrices:

$$\mathbf{K}_{aa} = \begin{bmatrix} +D_1 & -C_1 & 0 \\ -C_1 & +B_1 & 0 \\ 0 & 0 & +A_1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}_{ab} = \begin{bmatrix} +E_1 & +C_1 & 0 \\ -C_1 & -B_1 & 0 \\ 0 & 0 & -A_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{ba} = \begin{bmatrix} +E_1 & -C_1 & 0 \\ +C_1 & -B_1 & 0 \\ 0 & 0 & -A_1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{K}_{bb} = \begin{bmatrix} +D_1 & +C_1 & 0 \\ +C_1 & +B_1 & 0 \\ 0 & 0 & +A_1 \end{bmatrix}$$

Por lo que respecta a esta barra su matriz global es:

$$\begin{bmatrix} D & -C & 0 & E & C & 0 \\ -C & B & 0 & -C & -B & 0 \\ 0 & 0 & A & 0 & 0 & -A \\ E & -C & 0 & D & C & 0 \\ C & -B & 0 & C & B & 0 \\ 0 & 0 & -A & 0 & 0 & A \end{bmatrix}$$

4.2.2.2 Cálculo de desplazamientos mediante planteo de esfuerzos

Utilizando las matrices de rigidez anteriormente expuestas en la ecuación $\mathbf{K} \cdot \mathbf{d} = \mathbf{f}$ que guarda paralelismo con la ley de Hooke, nos queda que:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{f}_a \\ \mathbf{f}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{aa} & \mathbf{K}_{ab} \\ \mathbf{K}_{ba} & \mathbf{K}_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{d}_a \\ \mathbf{d}_b \end{bmatrix}$$

Los subíndices a y b representan en nudo inicial y final correspondiente respecto de la barra que se tome como referencia, entonces f_a y f_b son los vectores esfuerzo en cada nudo correspondiente y d_a y d_b son los vectores movimiento de pieza, formados por las componentes de translación y giro.

Para el caso de las ecuaciones de cada barra los elementos de los vectores van a ser iguales a 0 como se señaló en las condiciones de contorno, por esta los vectores serán:



$$\mathbf{f}_a = \begin{bmatrix} M_{xa} \\ F_{ya} \\ M_{za} \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_b = \begin{bmatrix} M_{xb} \\ F_{yb} \\ M_{zb} \end{bmatrix} \quad \mathbf{d}_a = \begin{bmatrix} \phi_{xa} \\ v_a \\ \phi_{za} \end{bmatrix} \quad \mathbf{d}_b = \begin{bmatrix} \phi_{xb} \\ v_b \\ \phi_{zb} \end{bmatrix}$$

Los vectores fuerza que actúan en cada barra serán iguales a:

$$\mathbf{f}_1 = (\mathbf{f}_a)_{1-2}$$

$$\mathbf{f}_2 = (\mathbf{f}_b)_{1-2} + (\mathbf{f}_a)_{2-3}$$

$$\mathbf{f}_3 = (\mathbf{f}_b)_{2-3}$$

Siendo, por ejemplo, en el primer caso, esfuerzo en el nudo uno correspondiente al esfuerzo del nudo a (de inicio) de la barra 1-2.

Introduciendo sus correspondencias entre matrices de rigidez y vectores de desplazamiento las igualdades anteriores ahora nos quedan as siguientes ecuaciones de equilibrio entre fuerzas interiores y exteriores correspondientes a cada nudo:

$$\mathbf{f}_1 = (\mathbf{K}_{aa})_{1-2} \cdot d_1 + (\mathbf{K}_{ab})_{1-2} \cdot d_2$$

$$\mathbf{f}_2 = (\mathbf{K}_{ba})_{1-2} \cdot d_1 + (\mathbf{K}_{bb})_{1-2} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{aa})_{2-3} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{ab})_{2-3} \cdot d_3$$

$$\mathbf{f}_3 = (\mathbf{K}_{ba})_{2-3} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{bb})_{2-3} \cdot d_3$$

Para calcular los movimientos correspondientes al nudo 2, ya que los nudos 1 y 3 al estar empotrados no tienen desplazamientos, solo debemos utilizar la ecuación de equilibrio para este:

$$\mathbf{f}_2 = (\mathbf{K}_{ba})_{1-2} \cdot d_1 + (\mathbf{K}_{bb})_{1-2} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{aa})_{3-2} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{ab})_{3-2} \cdot d_3$$

Cambiando los subíndices a y b de cada barra por su nudo correspondiente y eliminando las fuerzas relacionadas con los desplazamientos en los nudos 1 y 3 queda:

$$\mathbf{f}_2 = (\mathbf{K}_{bb})_{2-1} \cdot d_2 + (\mathbf{K}_{aa})_{2-3} \cdot d_2$$

Esto da el siguiente sistema de ecuaciones en el nudo 2:

$$M_{x2} = (D + A) \cdot \phi_{x2} - C \cdot v_2 + 0 \cdot \phi_{z2} = 0$$

$$F_{y2} = -C \cdot \phi_{x2} + (2B) \cdot v_2 - C \cdot \phi_{z2} = 2457,5 \text{ Kg}$$

$$M_{z2} = 0 \cdot \phi_{x2} - C \cdot v_2 + (D + A) \cdot \phi_{z2} = 0$$

Resolviendo el sistema con el software MathCad nos permite tener los movimientos en el nudo en estudio:



Valores de prueba	$x := 0$ $y := 0$ $z := 0$	$A := 24993260$ $B := 677376$ $C := 8467200$ $D := 141120000$
Restricciones	$\begin{bmatrix} (D+A) & -C & 0 \\ -C & (B+B) & -C \\ 0 & -C & (D+A) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 2457.5 \\ 0 \end{bmatrix}$	
Solver	$\mathbf{find}(x, y, z) = \begin{bmatrix} 2.548 \cdot 10^{-4} \\ 0.005 \\ 2.548 \cdot 10^{-4} \end{bmatrix}$	

$$\phi_{x2} = 2,548 \cdot 10^{-4}$$

$$v_2 = 0,005$$

$$\phi_{z2} = 2,548 \cdot 10^{-4}$$

Que corresponden a los movimientos en el nudo 2.

4.2.2.3 Cálculo de reacciones

Para poder calcular las reacciones no queda más que reemplazar los movimientos del nudo 2 y las condiciones de contorno en la ecuación de la matriz de rigidez general de la estructura.

La matriz de la estructura se forma con las ecuaciones de equilibrio en los nudos antes expuestas:

$$\begin{bmatrix} (K_{aa})_{1-2} & (K_{ab})_{1-2} & 0 \\ (K_{ba})_{1-2} & (K_{bb})_{1-2} + (K_{aa})_{2-3} & (K_{ba})_{2-3} \\ 0 & (K_{ba})_{2-3} & (K_{bb})_{2-3} \end{bmatrix}$$



Entonces se tiene la siguiente ecuación matricial:

$$\begin{bmatrix} A & 0 & 0 & -A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B & C & 0 & -B & C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C & D & 0 & -C & E & 0 & 0 & 0 \\ -A & 0 & 0 & (A+D) & -C & 0 & E & C & 0 \\ 0 & -B & -C & -C & (2.B) & -C & -C & -B & 0 \\ 0 & C & E & 0 & -C & (A+D) & 0 & 0 & -A \\ 0 & 0 & 0 & E & -C & 0 & D & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & -B & 0 & C & B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -A & 0 & 0 & A \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \phi_{x1} \\ v_{y1} \\ \phi_{z1} \\ \phi_{x2} \\ v_{y2} \\ \phi_{z2} \\ \phi_{x3} \\ v_{y3} \\ \phi_{z3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{x1} \\ F_{y1} \\ M_{z1} \\ M_{x2} \\ F_{y2} \\ M_{z2} \\ M_{x3} \\ F_{y3} \\ M_{z3} \end{bmatrix}$$

Reemplazando las condiciones de contorno en los desplazamientos y las fuerzas y/o momentos, resulta la siguiente ecuación.

$$\begin{bmatrix} A & 0 & 0 & -A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B & C & 0 & -B & C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C & D & 0 & -C & E & 0 & 0 & 0 \\ -A & 0 & 0 & (A+D) & -C & 0 & E & C & 0 \\ 0 & -B & -C & -C & (2.B) & -C & -C & -B & 0 \\ 0 & C & E & 0 & -C & (A+D) & 0 & 0 & -A \\ 0 & 0 & 0 & E & -C & 0 & D & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & -B & 0 & C & B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -A & 0 & 0 & A \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2,548 \cdot 10^{-4} \\ 0,005 \\ 2,548 \cdot 10^{-4} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{x1} \\ F_{y1} \\ M_{z1} \\ 0 \\ 3276 \\ 0 \\ M_{x3} \\ F_{y3} \\ M_{z3} \end{bmatrix}$$

Dando los siguientes resultados:

$$M_{x1} = M_{z3} = (-A \cdot 2,548 \cdot 10^{-4}) = -6368 \text{ Kg. cm}$$

$$F_{y1} = F_{y3} = (-B \cdot 0,005) + (C \cdot 2,548 \cdot 10^{-4}) = -1229,4 \text{ Kg}$$

$$M_{z1} = M_{x3} = (-C \cdot 0,005) + (E \cdot 2,548 \cdot 10^{-4}) = -24357,3 \text{ Kg. cm}$$

Tener en cuenta que estas son reacciones, por lo que si se quiere usar fuerzas para el cálculo de componentes en estos extremos se deberá cambiar su signo.

Ahora se hace un cambio de sistema coordenado para poder seguir usando los ejes con los que se venía trabajando antes de este apartado.

Reacciones en la bisagra

$$M_{x1} = M_{x1} = -6368 \text{ Kg. cm}$$

$$F_{y1} = F_{z1} = +1229,4 \text{ Kg}$$

$$M_{z1} = M_{y1} = -24357,3 \text{ Kg. cm}$$

Siendo las expresiones de la izquierda las correspondiente a los ejes del cálculo matricial y las de la derecha las correspondientes a los ejes que se trata en el proyecto.



Reacciones en la bisagra

$$M_{x3} = M_{z3} = -6368 \text{ Kg.cm}$$

$$F_{y3} = F_{z3} = +1229,4 \text{ Kg}$$

$$M_{x3} = M_{y3} = -24357,3 \text{ Kg.cm}$$

Siendo las expresiones de la izquierda las correspondientes a los ejes del cálculo matricial y las de la derecha las correspondientes a los ejes que se trata en el proyecto.

4.2.3 Dimensionamiento del perno de bisagra

Repasando los esfuerzos anteriormente obtenidos:

- 1- Esfuerzo 1 en el perno: Esfuerzo de corte puro generado por la fuerza $F_c^x = 1217 \text{ Kg}$
- 2- Esfuerzo 2 en el perno: Dos esfuerzos de Navier debido a los momentos flectores $M_{x1} = 6368 \text{ Kg.cm}$ y $M_{y1} = 24357,3 \text{ Kg.cm}$ producidos por la fuerza $F_c^z = 2457,5 \text{ Kg}$.

Ya que el momento flector genera esfuerzos máximos en dos puntos a 90° uno de otro. Debido a que el momento resistente del perno al ser redondo permanece constante en ambos casos de lo que se concluye que el escenario más desfavorable se encuentra con el M_{y1} debido a que $M_{y1} > M_{x1}$.

Este momento M_{x1} se puede descomponer en fuerzas actuantes en la sección donde se produce el corte de la horquilla contra la barra a 5 cm desde el centro de geométrico.

$$F_2 = \frac{M_{y1}}{d} = \frac{24357,3 \text{ Kg.cm}}{10 \text{ cm}} = 2435,73 \text{ Kg}$$

Extrayendo un volumen diferencial en el punto a estudiar nos queda una disposición de esfuerzos de la siguiente manera.

El material escogido para el perno es SAE 1045 (estirado en frío) donde:

$$\sigma_{SAE1045} = 5976 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

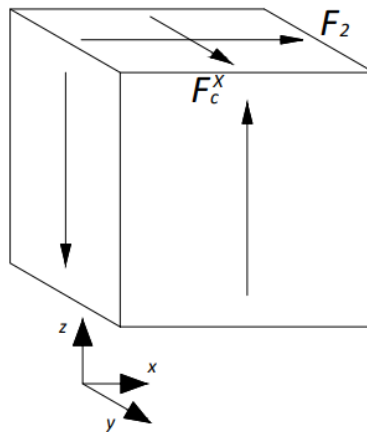


Imagen N°53: *Cubo elemental del perno en el punto de condiciones más desfavorables, donde F_c^X y F_2 son las fuerzas que provocan los “Esfuerzos 1 en el perno” y “Esfuerzo 2 en el perno” respectivamente.*

Componiendo ortogonalmente estos esfuerzos de corte para obtener el esfuerzo de corte máximo e igualándolo al esfuerzo máximo que soporta el material:

$$\frac{\sigma_{SAE1045} \cdot 0,57}{N} = \sqrt{\left(\frac{F_c^X}{2 \cdot A_p}\right)^2 + \left(\frac{F_2}{A_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1217Kg}{2 \cdot A_p}\right)^2 + \left(\frac{2435,73 Kg}{A_p}\right)^2}$$

$$\frac{5976 \frac{Kg}{cm^2} \cdot 0,57}{4} = \frac{2510,6 Kg}{(A_p)^2}$$

Dividiendo por 2 a la fuerza F_c^X ya que se reparte en los dos apoyos de la horquilla y dejando un N=4 al ser una pieza crítica en la maquina nos queda un área resistente del perno de:

$$A_p = 1,71 \text{ cm}^2$$

Lo que nos da un diámetro equivalente a:

$$\phi_p = 1,478 \text{ cm}$$

Adoptamos un perno de $\phi_p = 2,54 \text{ cm} = 1 \text{ in}$ para contemplar el hecho de que cada vez que actúa la fuerza del cilindro se ejercen fuerzas en direcciones diferentes las cuales pueden generar fatiga en el perno, ocasionando que se corte con el tiempo. No se hace un cálculo más específico debido a que no son cambios de fuerzas de grandes los ciclos no son repetidos con gran frecuencia y/o amplitudes.

4.2.4 Cálculo y verificación del cojinete sobre el que gira el perno de bisagra

En este mecanismo hay una rotación mucho más pronunciada comparada con la que puede darse los pernos que sostiene al cilindro de pala, por este hecho es que se recurre a la colocación de un buje de bronce o cojinete.



Se usarán cojinetes de bronce fosforoso (SAE 64) debido a que combinan una resistencia a golpes, impactos, desgaste y corrosión con un costo relativamente bajo en el mercado y una gran facilidad de mecanizar.

Cálculo

Se realiza un cálculo preliminar para determinar dimensiones estimadas del buje, ya que se encuentra bajo condiciones de esfuerzos compuestos.

Para el esfuerzo se compusieron vectorialmente las fuerzas de los esfuerzos en el perno 1 y 2.

$$P = \sqrt{F_c^2 + F_2^2} = \sqrt{1217^2 + 2435,73^2} = 2722 \text{ Kg}$$
$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot \phi_i \cdot L}{2}} = \frac{2722 \text{ Kg}}{\frac{\pi \cdot (2,54 \text{ cm}) \cdot (10 \text{ cm})}{2}} = 69 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$
$$\sigma \leq \frac{\sigma_{SAE 64}}{N}$$

Con un $N=3$ y siendo $\sigma_{SAE 64} = 1968 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{SAE 64}}{N} = \frac{1968 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{3} = 656 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Lo que se cumple la condición.

A continuación, en la verificación se tendrán en cuenta los esfuerzos de una manera más parecidas a las condiciones reales de funcionamiento.

Verificación

Se verifica un cojinete en SolidWorks, con esfuerzos aplicados con las siguientes especificaciones:

- Diámetro interior (ϕ_i): 25,4 mm
- Diámetro exterior: 35 mm
- Altura (L): 100 mm
- Carga aplicada: $M = 27220 \text{ Kg.cm}$

Se compusieron vectorialmente las fuerzas de los esfuerzos en el perno 1 y 2. Y se los multiplicó por 10 cm para recrear las condiciones de momento que actuaría en el buje de bronce. Este tiene el largo de la barra, mientras que la fuerza que actúa sobre él se la considera entre la horquilla y la barra.

Cabe aclarar que fuera de este buje de bronce se encuentra otro buje de acero, correspondiente a la barra de la bisagra, el cual funciona como un zuncho. Es por esto la siguiente configuración en los apoyos de la simulación.

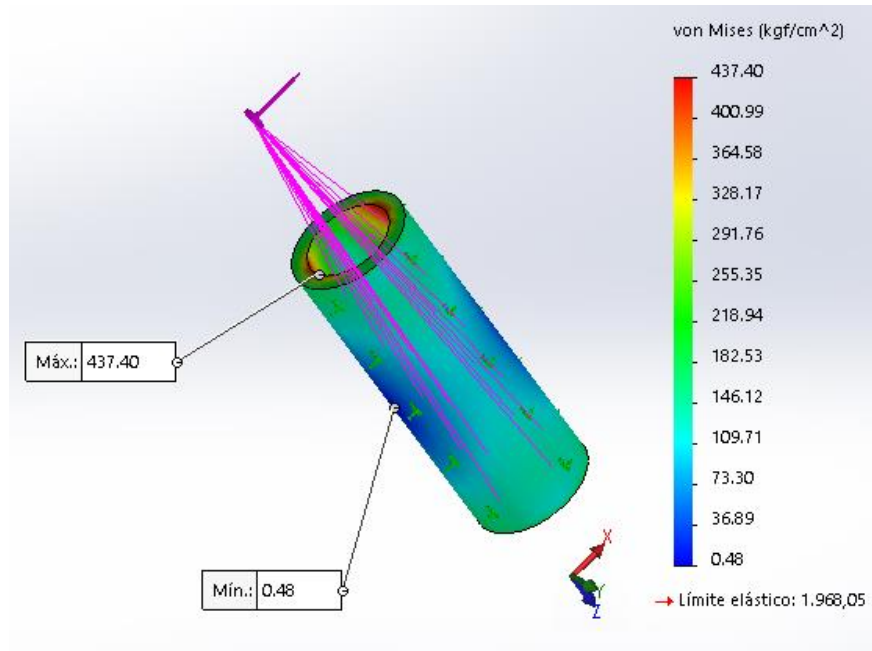


Imagen N°54: Estudio de tensiones máximas en buje de bisagra.

Por lo que se tiene una pieza que resiste y con un coeficiente de seguridad igual a:

$$N = \frac{1968 \frac{Kg}{cm^2}}{437,4 \frac{Kg}{cm^2}} = 4,5$$

Entonces se concluye que el material preseleccionado cumple su función soportando los requerimientos mecánicos.

4.2.5 Dimensionamiento en el agarre horquilla barra

Las fuerzas que actúan sobre la horquilla son las debidas a las componentes del cilindro de pala:

Debidas a la componente en Z en las coordenadas del cálculo de matriz de rigidez:

$$M_{x1} = 6368 \text{ Kg.cm}$$

$$F_{z1} = -1229,4 \text{ Kg}$$

$$M_{y1} = 35294 \text{ Kg.cm}$$

Las fuerzas debidas a las componentes en X:

$$F_c^x = 1217 \text{ Kg}$$

La fuerza de componente en Y tiende a girar la bisagra por lo que no está soportada por estos componentes.



4.2.5.1 Dimensionamiento de la horquilla

La horquilla consta de dos planchuelas de acero MLC420 soldadas a dos caras opuestas del bastidor a una distancia entre sus caras interiores de 10 cm. Con un agujero para que pase el perno de 26 mm. Un dato que el perno queda estático con respecto a la horquilla, ya que este lleva una traba que impide su giro, para que solo se genere fricción en el buje anteriormente calculado, el cual va solidario a la barra.

Se supone una chapa de 9,52 mm (3/8") para el conformado de estas bisagras.

Entonces se supone una horquilla preliminar cuya área mínima de esfuerzo debe soportar al mismo tiempo el esfuerzo de corte y de tracción (dejando de lado los momentos que actúan en esta):

$$\frac{\sigma_{MLC420}}{2,5} = \frac{F_c^X}{A} + \frac{F_{z1}}{A} = \frac{1217Kg}{A} + \frac{1229,4 Kg}{A} = \frac{2446 Kg}{A}$$

Dando un área de esfuerzo de:

$$A = 1,4277cm^2$$

El área mínima de esfuerzo de la horquilla se encuentra en el corte del eje de simetría del agujero que permite el paso del perno, como se muestra en la siguiente figura:

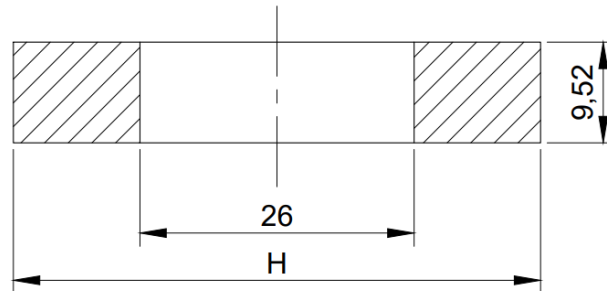


Imagen N°55: Corte de sección mínima de un ala de la horquilla.

Entonces encontramos que la dimensión restante de la horquilla debida al área mínima será de:

$$A = 2 \cdot [0,952 cm \cdot (H - 2,6 cm)]$$

$$H = 3,67 cm$$

Debido a que en estas horquillas al igual que en la barra actúan momentos que se contemplaran en el conjunto, se toma una distancia de H de:

$$H = 5 cm$$



4.2.5.2 Dimensionamiento de barra

La barra consta de una prolongación de las paredes del bastidor, o sea que sus caras exteriores están a 10 cm una de otra, entre estas caras va soldado un buje de acero SAE 1020 de 1 cm de pared y un diámetro interior de 35 mm donde va clavado el buje de bronce.

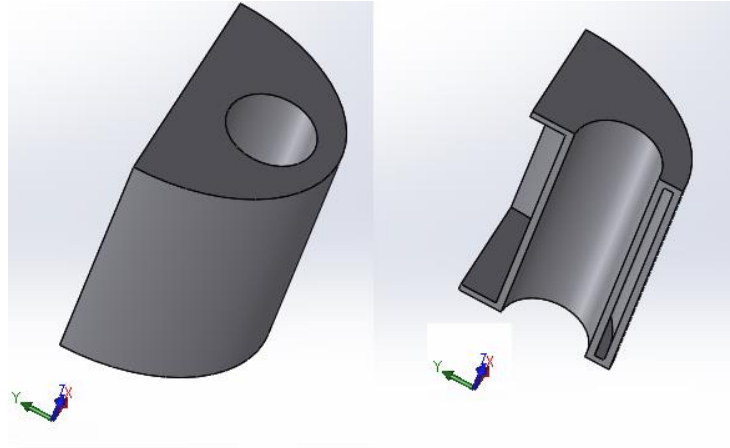


Imagen N°56: Barra de bisagra y su correspondiente corte en la imagen a la derecha.

4.2.5.3 Simulación del conjunto horquilla-barra de bisagra

A continuación, se simulan ambas partes con las fuerzas y momentos pertinentes.

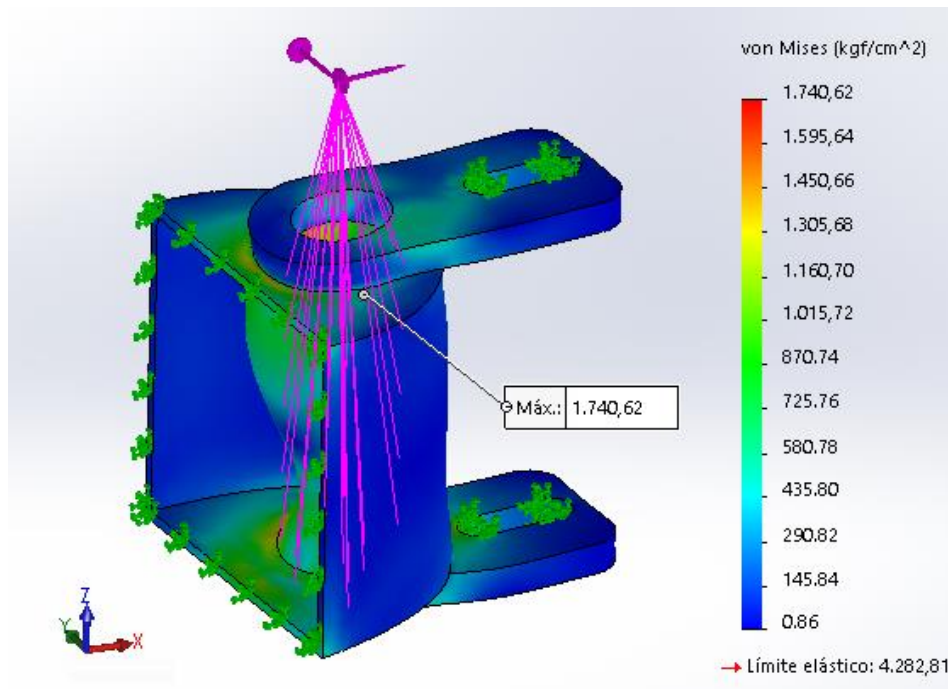


Imagen N°57: Estudio de tensiones máximas en el conjunto de bisagra.



Donde, si al límite elástico se lo divide por el punto de mayor tensión en el estudio da como resultado un coeficiente de seguridad de $N=2,46$, lo cual se considera un valor aceptable, ya que no hay una sobredimensión excesiva y hay rango de margen de error considerable ante cualquier sobreesfuerzo no previsto.

4.3 Compuerta del bastidor

Le llamaremos compuerta a la parte del bastidor en la que la barra puede separarse para que la planta pueda entrar en dentro del perímetro interior de la máquina.

Una vez abierto el bastidor, no se deben ejercer fuerzas de trabajo, como, por ejemplo, la utilización de alguna pala en contra del suelo, ya que la estructura se verá debilitada con riesgo de avería al estar toda la fuerza direccionada en un sentido. Por ello, la compuerta, al permanecer cerrada debe tener un sistema de sujeción o traba que le permita soportar la parte de la fuerza que lo atraviesa.

El diseño preliminar de la unión o traba de la compuerta consta de una chapa de material MLC420 plegada en forma de C que rodea a la viga del bastidor calculado anteriormente.

Se verifica que la traba resista el momento actuante, separando la viga en tramos para integrar todos los momentos de inercia mediante el teorema de Steiner.

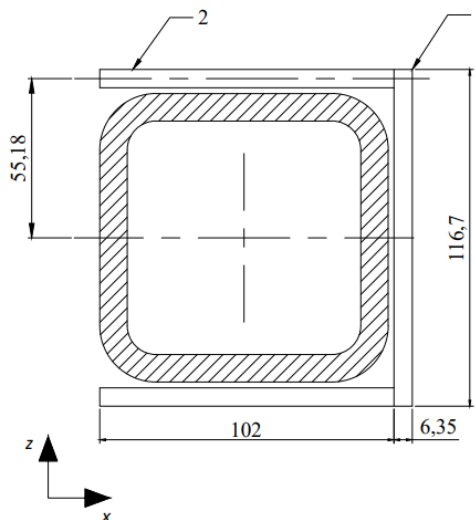


Imagen N°58: Dimensiones supuestas de la unión de la compuerta.

Con el esfuerzo calculado anteriormente gracias al método de la Matriz de rigidez, tenemos que en esta sección del bastidor están actuando los siguientes esfuerzos que deben ser resistidos por la parte de cierre del bastidor, que son debidos a la componente en Z de la fuerza ejercida por el cilindro pala.

$$M_{x3} = 6368 \text{ Kg. cm}$$

$$F_{z3} = -1229,4 \text{ Kg}$$

$$M_{y3} = 24357,3 \text{ Kg. cm}$$



Los esfuerzos debidos a las componentes en los ejes X y Y del cilindro pala, no son esfuerzos que tendrá que resistir esta parte de la estructura, ya que tienden a abrirla. Este esfuerzo de apertura será resistido por los cilindros hidráulicos de apertura de bisagra, como se verá más adelante.

El área mínima de esta traba de compuerta es:

$$\frac{\sigma_{MLC420}}{N} = \frac{F_{z3}}{A} = \frac{1229,4 \text{ Kg}}{A}$$

Para un $N=3,5$ y un $\sigma_{MLC420} = 4282,81 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

$$A = \frac{1229,4 \text{ Kg} \cdot 3,5}{4282,81 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}} = 1,0047 \text{ cm}^2$$

Esto nos dice que el esfuerzo de corte puro no es un factor determinante para dimensionar esta parte de la estructura.

Su momento de inercia mínimo deberá ser tal de poder soportar los momentos flectores actuantes. Se verifica que la traba resista el momento actuante, separando la viga en tramos para integrar todos los momentos de inercia mediante el teorema de Steiner.

Se calcula la resistencia al momento que gira respecto al eje X de la figura que es:

$$M = M_{x3} = -6368 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Momento de inercia con respecto al eje X que pasa por el centro de área de la viga.

$$I_t = I_1 + 2 \cdot I_2 + 2 \cdot A_2 \cdot (d_2)^2$$

Donde

$$I_1 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(0,635 \text{ cm}) \cdot (11,67 \text{ cm})^3}{12} = 84,1 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(10,2 \text{ cm}) \cdot (0,635 \text{ cm})^3}{12} = 0,217 \text{ cm}^4$$

$$A_1 = b \cdot h = (10,2 \text{ cm}) \cdot (0,635 \text{ cm}) = 6,5 \text{ cm}^2$$

$$d_1 = 5,52 \text{ cm}$$

Entonces tenemos un momento de inercia total de:

$$I_t = 480,65 \text{ cm}^4$$

Para encontrar la distancia exacta a la fibra más alejada se deberían encontrar los ejes principales de inercia ya que a la dirección del momento no coincide con uno de los planos principales de flexión, al no ser la figura simétrica. Y el centro de áreas no coincide con el de la viga del bastidor.



En lugar de buscar los ejes principales se simplifica encontrando la distancia desde el centro de área y midiendo la distancia al punto más distante.

$$A_t \cdot x_t = A_1 \cdot x_1 + 2 \cdot A_2 \cdot x_2$$
$$x_t = \frac{A_1 \cdot x_1 + 2 \cdot A_2 \cdot x_2}{A_t} = \frac{7,41 \text{ cm}^2 \cdot 5,1 \text{ cm} + 2 \cdot 6,477 \text{ cm}^2 \cdot 10,51 \text{ cm}}{20,36 \text{ cm}^2} = 7,07 \text{ cm}$$

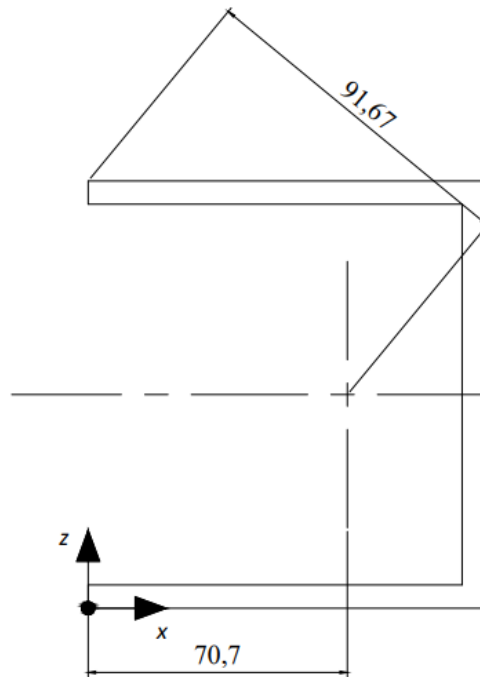


Imagen N°59: Dimensiones supuestas de la unión de la compuerta.

Entonces el esfuerzo máximo generado por el momento es de:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I_t} = \frac{6368 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \cdot (9,2 \text{ cm})}{480,65 \text{ cm}^4} = 122 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Mientras que el esfuerzo resistente es de:

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{MLC420}}{N} = \frac{4283 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{3,5} = 1223,7 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo que la estructura resiste el esfuerzo.

Para el conformado de la pieza se dejará una pestaña de 3 centímetros de refuerzo para soportar el *momento de flector* en la parte que carece de pared lateral. Esto aumenta la distancia al centro de área de la figura lo que aumentará la tensión por torsión. Además, se incluirán los radios de plegado que no se han tenido en cuenta en este estudio como se muestra en la siguiente figura:

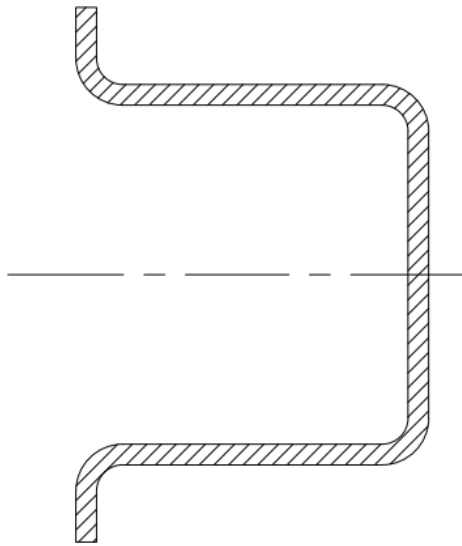


Imagen N°60: Corte del diseño final de la traba para la compuerta.

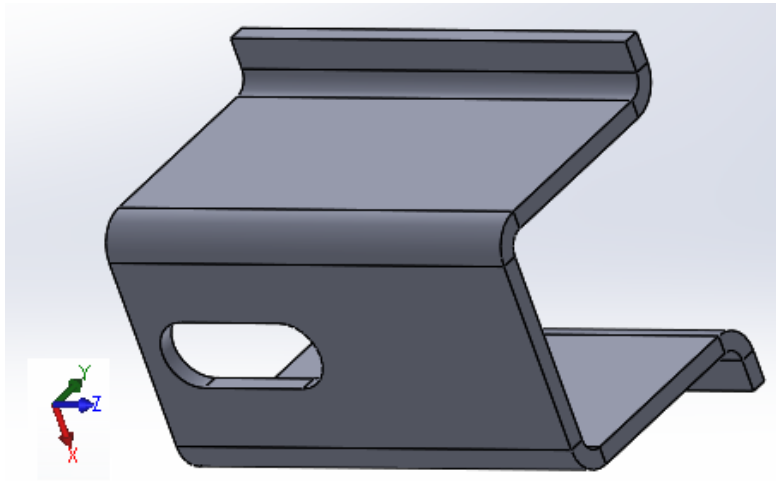


Imagen N°61: Diseño final de la traba de la compuerta con un orificio para fijación por soldadura.



4.3.1 Comprobación en software de traba del bastidor

A continuación, se verifica lo diseñado mediante SolidWorks Simulation.

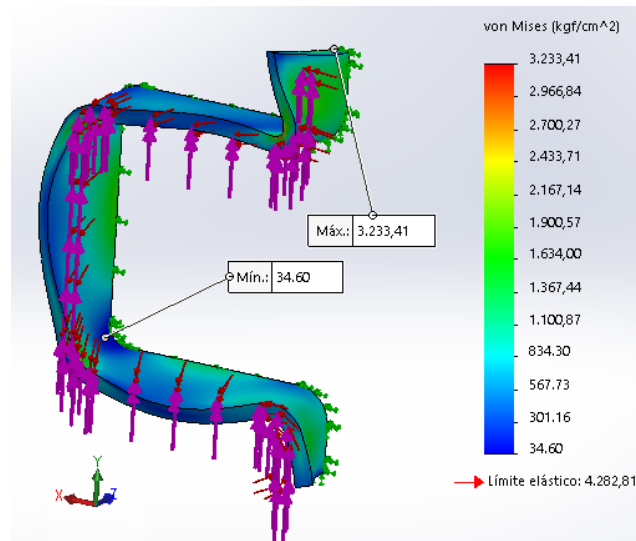


Imagen N°62: Estudio de tensiones máximas en la traba de la compuerta

Las flechas rojas son de torsión mientras que las violetas representan el esfuerzo de corte.

La longitud del perfil es el voladizo que se deja entre las dos vigas, en el otro extremo se debería fijar otro apoyo, lo que disminuiría el esfuerzo máximo alcanzado en el estudio.

El límite elástico se encuentra muy cerca del mayor esfuerzo generado en la pieza, pero no logra sobrepasarlo, por prevención se usará una chapa de mayor espesor.

La chapa de espesor usada en para la traba del bastidor es 7,94mm (7/16”).

4.4 Cilindros hidráulicos de apertura del bastidor

Para permitir que el bastidor pueda abrirse y cerrarse automáticamente, dejando así, que la planta entre en su interior, se acoplan, a la altura de los *pernos de apertura del bastidor*, un cilindro hidráulico por cada bisagra. Estos cilindros serán de menores dimensiones con respecto a los cilindros de pala, ya que solo requieren de una fuerza que mueva parte del bastidor, sin ninguna oposición más que la fricción en la bisagra.

Una vez el bastidor está cerrado, estos cilindros deben soportar fuerzas que tienden a abrirlo, como el peso de la masa de tierra más el peso de la planta, una vez extraídos del suelo, así como también las componentes de fuerza de la pala cuando está entrando en la tierra. Pero estas fuerzas no afectan en el accionamiento del cilindro, solo en su parte estructural.

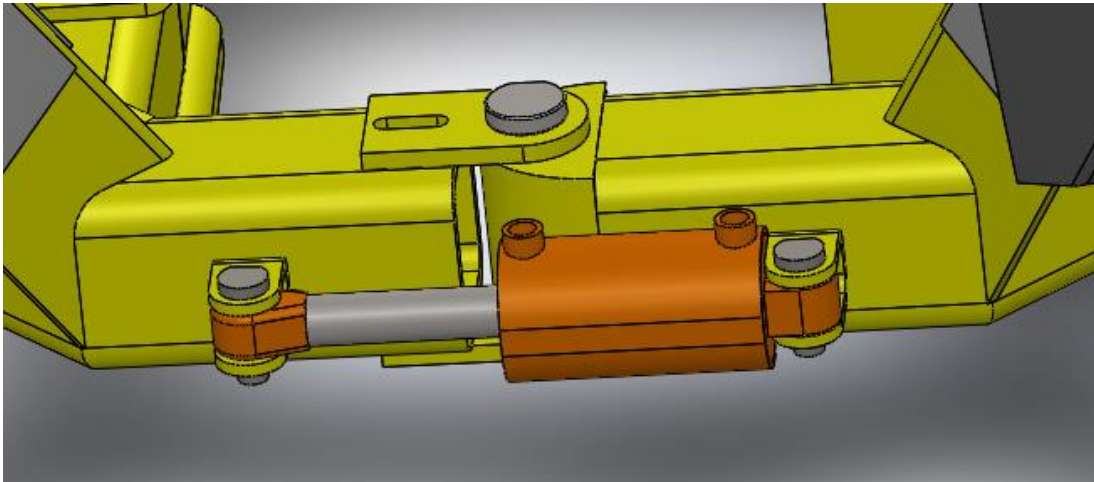


Imagen N°63: Imagen parcial de la bisagra.

Estos cilindros irán colocados de manera paralela al plano del suelo y serán accionados ambos a la vez por un comando eléctrico que dará señal a la electroválvula correspondiente.

Se definirá una carrera para el cilindro que permita una apertura adecuada del bastidor y para ello se deben tener en cuenta donde irán aplicados los puntos de pivote del cilindro.

El cálculo del cilindro se divide en dos partes, una, debido a la fuerza hidráulica necesaria para mover el bastidor y la otra, el pandeo de éste, no debido a las fuerzas de accionamiento, si no a las que tienden a abrir el bastidor una vez que el cilindro esté en posición.

4.4.1 Ubicación y dimensionamiento del vástago del cilindro a pandeo

Estos cilindros hidráulicos necesitan soportar dos fuerzas: por un lado, la que se genera cuando una pala está abriéndose paso por la tierra, ésta tiene una componente que tenderá a abrir el bastidor. Otra fuerza es la que trata de desfondar y por lo tanto, a abrir el bastidor cuando la maquina tiene entre sus cuatro palas la masa de tierra con la planta.

Estas fuerzas son resistidas por los cilindros, que impiden que se abra el bastidor. Las dos actúan en tiempos diferentes, o sea que no se suman, además se aplican cuando los cilindros no están siendo accionados y cuando el vástago está en posición completamente desplegado. La única fuerza que debe vencer el cilindro en su accionamiento es la del rozamiento en la bisagra, fuerza que a priori es muy baja.

Dado que las fuerzas de mayor modulo afectan al cilindro cuando este está estático se procede a calcular primero el vástago a pandeo, luego, con las dimensiones del vástago se calcula un embolo apropiado.

El cilindro tendrá su eje axial a 6 cm de la cara externa del bastidor.



Se supone una longitud del cilindro que no cause inconvenientes en el movimiento de las palas y su carrera se obtiene por:

- Longitud abierta entre pernos = 27 cm (valor supuesto donde no interfiere con el recorrido de las palas)
- Longitud cerrada entre pernos = 18 cm (valor necesario para que el bastidor se abra 45°)
- Carrera total del cilindro = 27 cm – 18 cm = 9 cm

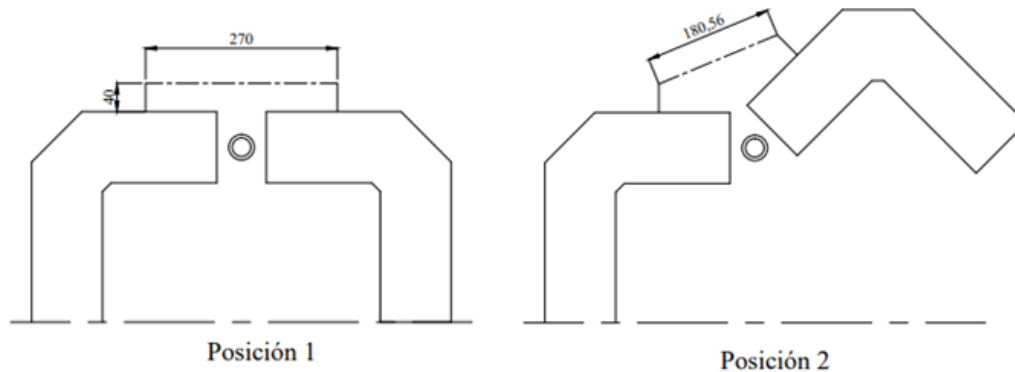


Imagen N°64: Dimensiones de posición del cilindro bisagra.

La fuerza que tiende a abrir el bastidor a causa de la masa de tierra contenida ya se ha calculado en el capítulo de la guía de pala, siendo 32 Kg por pala. Ésta es, la fuerza por la distancia al centro de pivote que es la bisagra es de 26 cm, por otro lado, el cilindro de compuerta tiene su eje de actuación a 9 cm del centro de giro, quedando una ecuación de momento tal que:

$$\Sigma M = F_a \cdot 9 \text{ cm} - 32 \text{ Kg} \cdot 26 \text{ cm} = 0$$

$$F_a = \frac{32 \text{ Kg} \cdot 26 \text{ cm}}{9 \text{ cm}} = 93 \text{ Kg}$$

En lo que respecta a la componente de la fuerza generada por la pala, los momentos que genera ésta dado por la fuerza en Y ($F_c^Y = 1217 \text{ Kg}$) y la fuerza que deberá soportar el cilindro de bisagra (F_a) se tiene que:

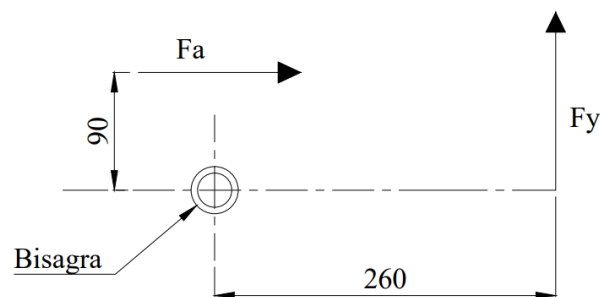


Imagen N°65: Disposición de fuerzas que giran en torno a la bisagra. (F_a) cilindro de bisagra; (F_y) la componente en Y del cilindro de pala.



Entonces haciendo sumatoria de momentos con las fuerzas que generan un giro en torno al eje transversal de la bisagra, en torno a dicho eje, tenemos:

$$\Sigma M = F_a \cdot 6 \text{ cm} - F_y \cdot 26 \text{ cm} = 0$$

$$F_a = \frac{F_y \cdot 26 \text{ cm}}{9 \text{ cm}} = \frac{(1217 \text{ Kg}) \cdot 26 \text{ cm}}{9 \text{ cm}} = 3316 \text{ Kg}$$

Siendo ésta la mayor fuerza a la que se encuentra sometido el cilindro, entonces se calculará en base a $F_a = 3316 \text{ Kg}$

Comprobación del cilindro a pandeo:

Para determinar si puedes ser calculado a pandeo se calculará primero su esbeltez suponiendo un diámetro del vástago acorde.

Siendo $\alpha = 1$

Suponiendo un vástago de $\phi_v = 2 \text{ cm}$

$$A_v = \frac{\pi \cdot \phi_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot (2 \text{ cm})^2}{4} = 3,14 \text{ cm}^2$$

Y su momento de inercia:

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot (\frac{2}{2} \text{ cm})^4}{4} = 0,7854 \text{ cm}^4$$

Quedando un radio de giro de:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_v}} = \sqrt{\frac{0,7854 \text{ cm}^4}{3,14 \text{ cm}^2}} = 0,5 \text{ cm}$$

Resultando una esbeltez de:

$$\lambda_v = \frac{\alpha \cdot l}{i} = \frac{1 \cdot 27 \text{ cm}}{0,5 \text{ cm}} = 54$$

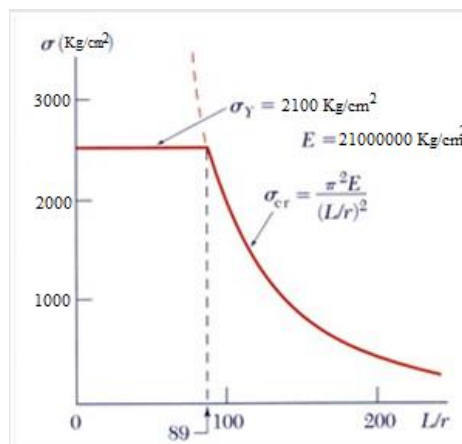


Imagen N°66: Gráfico de límite de esbeltez.



Como la esbeltez no es suficiente para el diseño se calculará el vástago a compresión.

$$\frac{\sigma_f}{N} = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot \phi_v^2}{4}} = \frac{3516 \text{ Kg}}{\frac{\pi \cdot \phi_v^2}{4}}$$

Usando un $\sigma_f = 2100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ y un $N=2,5$

Lo que resulta en un diámetro del vástago de:

$$\phi_v = \sqrt{\frac{4 \cdot (2,5) \cdot 3316 \text{ Kg}}{2100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot \pi}} = 2,24 \text{ cm}$$

Por lo que se usará un vástago de 1" (2,54 cm) de diámetro.

4.4.2 Dimensionamiento del embolo del cilindro

En este apartado, el diámetro del embolo se calcula en función al diámetro del vástago y al tiempo de recorrido, ya que la fuerza de accionamiento solo sirve para vencer el rozamiento en la bisagra, mientras que el vástago completamente desplegado es el elemento limitante en posición estática.

Una relación común entre el diámetro del vástago y el diámetro del embolo es para este último de 1,5 a 2,5 veces el diámetro del vástago. Con lo cual se supone un embolo cuyo diámetro es dos veces el diámetro del vástago ($\phi_e = 2\phi_v$) y se comprobará su funcionalidad.

A continuación, se calcula el diámetro del embolo teniendo en cuenta que el tiempo de apertura son aproximadamente 5 segundos. Tiempo cronometrado en una máquina de similares características.

Para el caso de retroceso:

$$t = \frac{\text{Volumen}}{Q} = \frac{\pi \cdot [(\phi_e)^2 - (\phi_v)^2] \cdot l}{4 \cdot Q} = \frac{\pi \cdot [(5,08 \text{ cm})^2 - (2,54 \text{ cm})^2] \cdot 9 \text{ cm}}{4 \cdot Q} = 5 \text{ s}$$

$$Q = \frac{\pi \cdot [(5,08 \text{ cm})^2 - (2,54 \text{ cm})^2] \cdot 9 \text{ cm}}{4 \cdot (5 \text{ s})}$$

$$Q = 27,36 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1,64 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Donde la fuerza es:

$$F = P \cdot A = 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\pi \cdot [(5,08 \text{ cm})^2 - (2,54 \text{ cm})^2]}{4} = 1824 \text{ Kg}$$



Para el caso de avance:

$$t = \frac{\text{Volumen}}{Q} = \frac{\pi \cdot (\phi_e)^2 \cdot l}{4 \cdot Q} = \frac{\pi \cdot (5,08 \text{ cm})^2 \cdot 9 \text{ cm}}{4 \cdot Q}$$

$$t = \frac{\pi \cdot (5,08 \text{ cm})^2 \cdot 9 \text{ cm}}{4 \cdot Q}$$

Tomando el Q calculado anteriormente:

$$t = \frac{\pi \cdot (5,08 \text{ cm})^2 \cdot 9 \text{ cm}}{4 \cdot \left(27,36 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}\right)}$$

$$t = 6,6 \text{ s}$$

El cual es un tiempo aceptable, no varía mucho de los 5s esperados.

La fuerza en avance es:

$$F = P \cdot A = 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\pi \cdot (5,08 \text{ cm})^2}{4} = 2432 \text{ Kg}$$

Se determina que el diámetro del embolo seleccionado es acorde a las prestaciones buscadas, utilizando un caudal bajo.

4.4.3 Otras características del cilindro de apertura de bastidor

- Se usará un cilindro sin amortiguamiento.
- Las juntas serán Standard, ya que no se trabajará con líquidos corrosivos y no se trabajará a velocidades y ciclos de funcionamientos altos como para utilizar juntas antifricción o material Vitón. A parte estas son juntas de buena sellabilidad.
- Las conexiones del cilindro serán BSP - Gas - ISO 228/1 de 3/8".
- Entre centro entre conexión de entrada y salida: 105 mm
- El cilindro carece de elementos especiales como, por ejemplo: drenaje, transductor, toma rotativa, etc.

4.5 Dimensionamiento de los pernos del cilindro de apertura de bastidor

4.5.1 Esfuerzos de corte en el perno

Este perno se hará del mismo material que el perno que sostiene al cilindro de pala

$$\sigma_{SAE 1045} = 5976 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad (\text{Para } \sigma_{SAE 1045 S} \text{ se multiplica por } 0,6)$$

$$\sigma_{SAE 1045 S} = 3585 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad (\text{notar subíndice } S \text{ que refiere al corte})$$

$$\frac{\sigma_{SAE 1045 S}}{N} = \frac{F_a}{A}$$

- Con N = 3



$$\frac{3585 \frac{Kg}{cm^2}}{3} = \frac{3316 \frac{Kg}{2}}{\pi \cdot \phi^2} \cdot 4$$

$$\phi^2 = 1,76 \text{ cm}^2$$

$$\phi = \sqrt{1,76 \text{ cm}^2} = 1,33 \text{ cm}$$

Se usará un perno de diámetro 2 cm.

4.5.2 Esfuerzo de aplastamiento en el perno

Con los datos obtenidos posteriormente con el dimensionamiento de la horquilla se regresa a este capítulo para comprobar que el perno resista también la compresión que éste debe resistir.

$$\frac{\sigma_{SAE 1045}}{N} > \frac{F_a}{t \cdot \phi}$$

Siendo $t=2,5$ cm el espesor de la barra que lo ha de comprimir, un coeficiente de seguridad $N=3$ y teniendo la fuerza dividida entre dos pernos de apoyo del cilindro, queda:

$$\frac{5976 \frac{Kg}{cm^2}}{3} > \frac{3316 \frac{Kg}{2}}{2,5 \text{ cm} \cdot 2 \text{ cm}}$$

$$1992 \frac{Kg}{cm^2} > 331,6 \frac{Kg}{cm^2}$$

Lo que se comprueba que el perno resiste la carga correctamente sin comprometer su integridad por fuerzas de aplastamiento.

La traba que se usará en este perno para que no se corra riesgo de salirse de su posición será:

4.5.3 Chaveta partida

En la denominación de esta chaveta según la norma DIN 94 o ISO 1234 se toman en cuenta el diámetro $D1$ para el primer número del código y el largo L para el segundo. Siendo la que se va a usar en el proyecto la chaveta **2,5x32**.

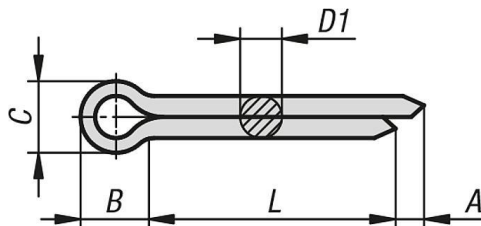


Imagen N°67: Designación de chaveta partida-DIN94.



4.6 Horquillas que sostienen al cilindro apertura de bastidor

El diámetro del vástago (de 25,4mm) nos da idea de la apertura que habrá entre las aletas de la horquilla, que el diámetro del perno calculado en el apartado anterior y la distancia desde el bastidor hasta el eje del mismo debe ser 35 mm como se decidió anteriormente.

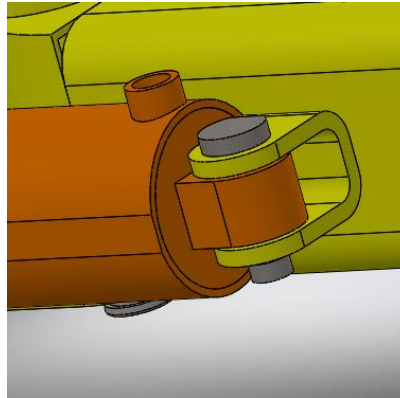


Imagen N°68: Sujeción del cilindro de compuerta.

Se calcula de antemano la distancia necesaria del cordón de soldadura necesaria para que la fuerza ejercida por el cilindro no despegue a estas horquillas, previo a su diseño. Esto nos dará una idea del tamaño mínimo necesario de la base.

$$M = P \cdot e = \frac{\left(\frac{4686 \text{ kg}}{2}\right) \cdot 3,5 \text{ cm}}{2} = 4100,25 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$V = P = \frac{\left(\frac{4686 \text{ kg}}{2}\right)}{2} = 1171,5 \text{ Kg}$$

La fuerza se divide por dos al estar, el cilindro, soportado por dos horquillas.

Los cordones de soldadura serán dos de 3,5 cm de largo, por lo que su área de esfuerzo supuesta será tal que:

$$A_w = 0,707 \cdot 7 \text{ cm} \cdot 1 \text{ cm} = 4,959 \text{ cm}^2 \approx 5 \text{ cm}^2$$

Donde se supuso una altura de filete $d=1\text{cm}$ y una distancia total de cordón de soldadura de 10 cm por horquilla que se verá más adelante como se distribuirá según el diseño.

Entonces la resistencia de diseño del cordón nos queda que:

$$R_d = \phi \cdot F_w \cdot A_w = 0,6 \cdot \left(0,6 \cdot 4354 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right) \cdot 5,656 \text{ cm}^2 = 8865,44$$

Esto según los parámetros de las *Tabla N°4* y *Tabla N°5* usando un electrodo E60XX.

Mientras que las tensiones en el cordón debidas al corte puro y al momento son:



$$S^V = \frac{V}{A_w} = \frac{1171,5Kg}{7,07cm^2} = 165,7 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$S^M = \frac{M}{W} = \frac{4100,25 Kg \cdot cm}{3,77 cm^3} = 1087 \frac{Kg}{cm^2}$$

Donde $W = \frac{1 \cdot 0,707 \cdot 8^2}{12} = 3,77cm^3$ y sumando ambas tensiones de manera vectorial:

$$S^R = \sqrt{(S^V)^2 + (S^M)^2} = \sqrt{\left(165,7 \frac{Kg}{cm^2}\right)^2 + \left(1087 \frac{Kg}{cm^2}\right)^2} = 1100 \frac{Kg}{cm^2}$$

Entonces nos queda una altura de filete de:

$$d_{nec} = \frac{S^R}{R_d} = \frac{1100 \frac{Kg}{cm^2}}{8865,44} = 0,124cm$$

Por diseño la altura mínima del filete es $d_{min} = 5mm$ por lo que se puede tener un margen para un cordón de soldadura más corto sin problemas.

Teniendo esto en cuenta se dejan en las horquillas unos agujeros para soldar cordones, mientras que la chapa utilizada para su conformación será de 6,35 mm (1/4").

4.6.1 Cálculo de la horquilla

Una vez definidas las dimensiones generales de la horquilla se comprobarán a aplastamiento por el perno y a tracción. De ser la horquilla de material MLC420:

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{MLC420}}{N} = \frac{4283 \frac{Kg}{cm^2}}{3} = 1427,5 \frac{Kg}{cm^2}$$

Para tracción:

$$\sigma_t > \frac{\frac{F_a}{2}}{2b \cdot (m - \phi)}$$

Siendo $b=0,635cm$ el espesor de la chapa de la horquilla, $m=3,5cm$ el ancho de la horquilla y $\phi = 2cm$ el agujero donde irá el perno, se tiene que:

$$\sigma_t > \frac{\frac{4686 kg}{2}}{2 \cdot 0,635cm \cdot (3,5cm - 2cm)}$$

$$\sigma_t > \frac{\frac{4686 kg}{2}}{2 \cdot (0,635cm) \cdot (3,5cm - 2cm)} = 1230 \frac{Kg}{cm^2}$$

Por lo que se cumple que:

$$\sigma_t = 1427,6 \frac{Kg}{cm^2} > 1230 \frac{Kg}{cm^2}$$



Para aplastamiento:

$$\sigma_t > \frac{\frac{F_a}{2}}{2b \cdot \phi}$$

$$\frac{\frac{F_a}{2}}{2b \cdot \phi} = \frac{\frac{4686 \text{ kg}}{2}}{2 \cdot (0,635 \text{ cm}) \cdot 2 \text{ cm}} = 922,44 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Donde también se corrobora la resistencia:

$$\sigma_t = 1427,6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} > 922,44 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El ancho de la horquilla es de 35mm, se podría haber hecho de una distancia menor según los cálculos realizados, pudiendo ser ésta de:

$$\sigma_t = \frac{\frac{4686 \text{ kg}}{2}}{2 \cdot (0,635 \text{ cm}) \cdot (m - 2 \text{ cm})}$$
$$m = 3,29 \text{ cm}$$

4.6.2 Simulación en software de la horquilla

Se simula a continuación estas condiciones en una horquilla diseñada con los parámetros anteriormente mencionados. Ya que la chapa es de 0,635 cm de espesor sus pliegues tendrán un radio interno de 0,7 cm.

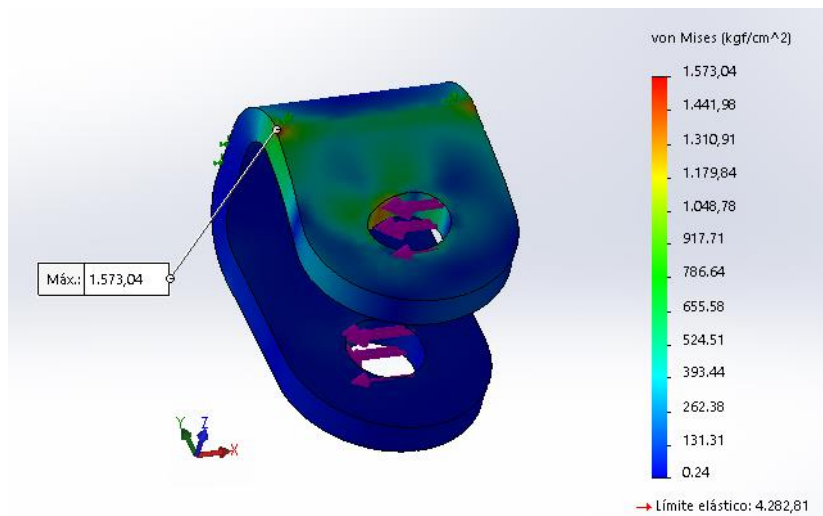


Imagen N°69: Estudio de tensiones máximas en la horquilla que sostiene al cilindro de apertura de bastidor.



5 Marco principal de enganche

Soldado a la estructura del bastidor se encuentra el marco principal de enganche cuya función es ser intermediario entre la estructura de la pala excavadora y el enganche de la máquina que lo transporta. Este también posee la base para las electroválvulas direccionales de los cilindros de accionamiento.

Esta parte de la maquina debe tener la resistencia necesaria para soportar las fuerzas del accionar de la máquina, así como también el peso de la estructura, el árbol y la masa de tierra extraída.

En la parte trasera del marco posee el espacio dado para que se le puedan sujetar ya sea de manera abulonada o soldada, los enganches de pala según el modelo de brazo que se disponga.

La construcción del marco consta de dos placas laterales cortadas de chapa mediante algún método de corte por pantógrafo CNC apropiado, sobre estas irán chapas que forman un cajón. En la parte posterior irá la placa de sujeción. Todas las piezas van solidarias unas con otras mediante soldadura.

El material es de acero MLC420 al igual que el resto de la estructura.

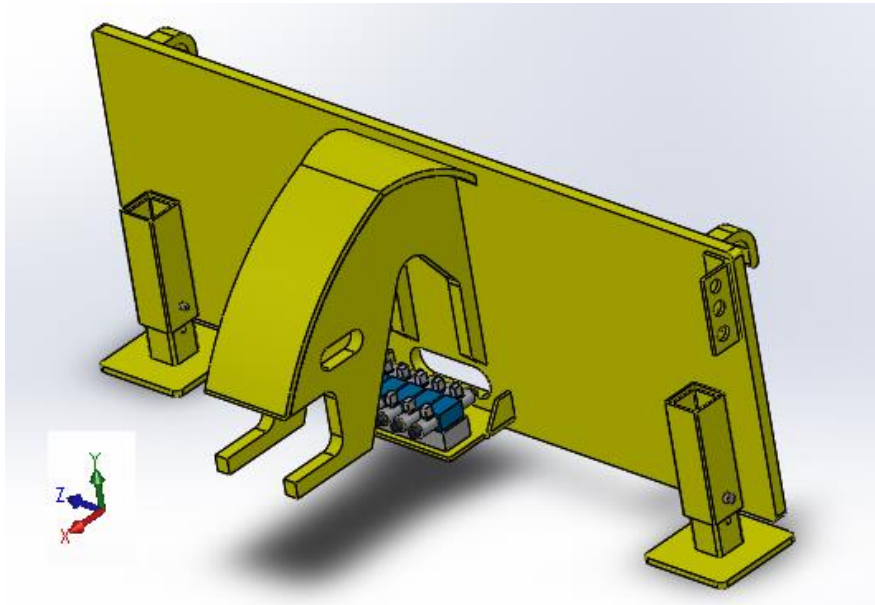


Imagen N°70: Marco principal de enganche.

5.1 Sistema de enganche al brazo del tractor

Existen diferentes tipos de enganches rápidos, dependiendo del fabricante y las exigencias del implemento que debe elevar el brazo del tractor, conocidos en el rubro como sistemas de desacoples EURO. Estos deben cumplir con la Norma reguladora ISO 23206 – *Agricultural wheeled tractors and attachments – front loaders – Carriages for attachments*.



Los enganches para la máquina diseñada en este proyecto pueden ser escogidos según el modelo de brazo que se disponga.



Imagen N°71: Tipos de enganche frontal del lado del suplemento.

No se realizan cálculos sobre estos enganches ya que están dimensionados según medidas del fabricante y la norma que ISO correspondiente.



Imagen N°72: Enganche rápido del lado del brazo en pala para árboles de gran tamaño.

El tipo de enganche que irá soldado aparece en un catálogo de estos productos de Worksaver, donde este tipo de enganche (Global/euro Eavy duty) permite una capacidad máxima de 2500 Kg.

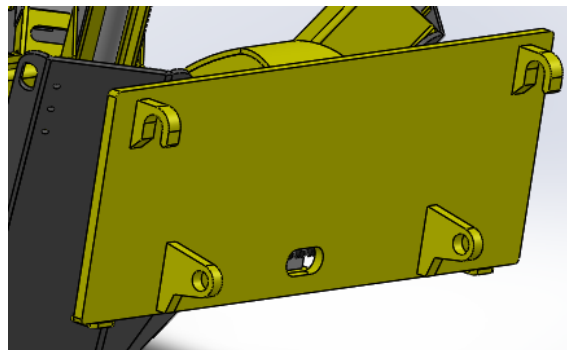


Imagen N°73: Enganche rápido en marco de máquina.



5.2 Verificación en software

Se realizará un modelo simplificado del bastidor, tomando la máxima fuerza generada por el cilindro hidráulico de la pala, aplicada a 35° solo en el vértice más alejado del soporte por ser este dónde genera mayor momento flector en la estructura.

El modelo se comprobará a continuación en SolidWorks Simulation y cabe mencionar que no tiene en cuenta la bisagra que se encuentra en medio de dicha viga, de modo que se trabajará como si fuese una viga continua. El cálculo de dicha bisagra se tratará de manera particular en un capítulo posterior.

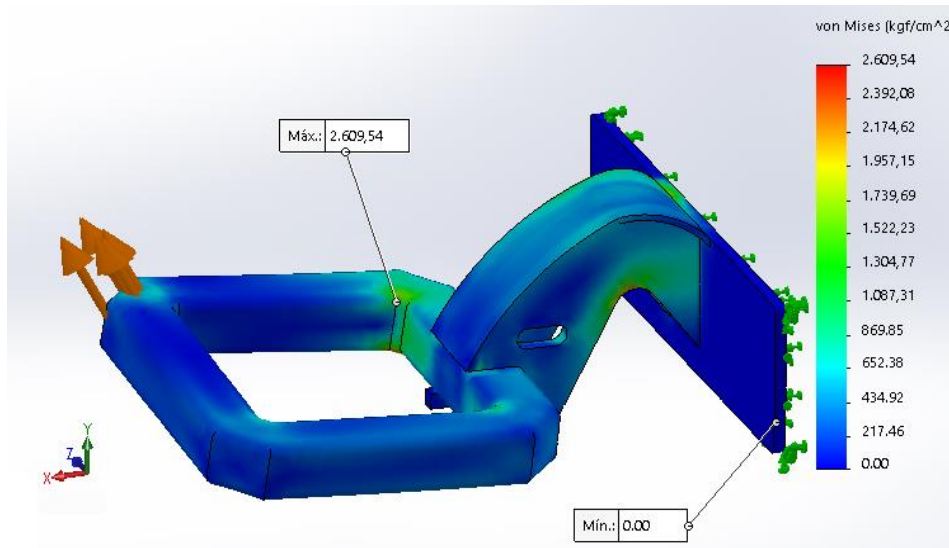


Imagen N°74: Esfuerzos en el conjunto marco - bastidor.

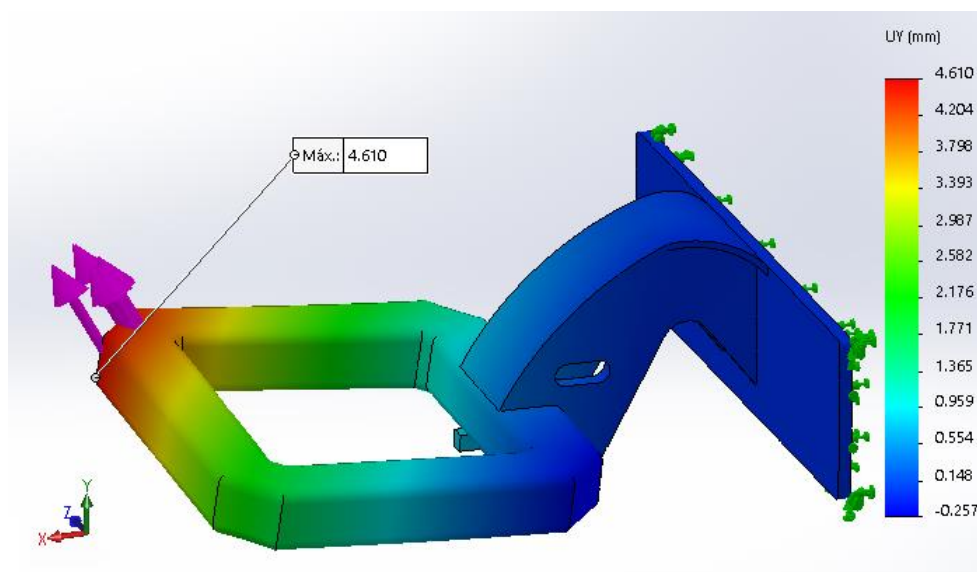


Imagen N°75: Deformaciones en el conjunto marco - bastidor.



En cuanto a la deformación se adjuntó este grafico ya que las deformaciones en los otros planos no son demasiado grandes ($UX=0,9$ mm; $UZ=1,05$ mm).

Como se puede apreciar la deformación en la esquina exterior en la dirección $Y=4,61$ mm.

Como mejora a plantear se pueden colocarle barras de refuerzo entre el bastidor y el marco para darle una mayor rigidez al bastidor y aliviar la tensión en los vértices que concentran esfuerzos, sobre todo, cuando la fuerza aplicada se encuentre en los vértices más alejados del marco. Estas barras de refuerzo se utilizan en otras palas excavadoras como por ejemplo en el modelo 500i de Dutchman.



Imagen N°76: Barra de refuerzo en pala excavadora modelo 500i de Dutchman.

5.3 Pies de apoyo de la máquina

La máquina posee un apoyo que marca una distancia entre el nivel del suelo y el bastidor. Este apoyo es variable, variando así la altura del bastidor al piso y por ende disminuir el diámetro de rootball que cortará la máquina, pudiendo servir para trasplantar pequeños arbustos de menor profundidad de raíz.

Este apoyo consta de dos pies hechos de perfil cuadrado que desliza uno sobre otro y se traban mediante un perno.

Distancia de pie (mm)	Profundidad (mm)	Diámetro Rootball (mm)
100	430	600
140	390	544
180	350	488
220	310	432
260	270	376

Tabla N°13: Relación entre altura de pies de apoyo y dimensiones excavadas.

Los pies de apoyos dejan una distancia entre el suelo y la parte baja del bastidor de **100 mm**. Esta distancia puede variar para obtener radios de rootball menores para palmeras más pequeñas y/o arbustos.



La distancia varía de manera discreta mediante orificios entre los pies de apoyo y el pasador solidario al marco de enganche. Esta distancia queda fija mediante un perno y pasador. Cada altura indica un diámetro de rootball distinto como indica la *Tabla N°16*.

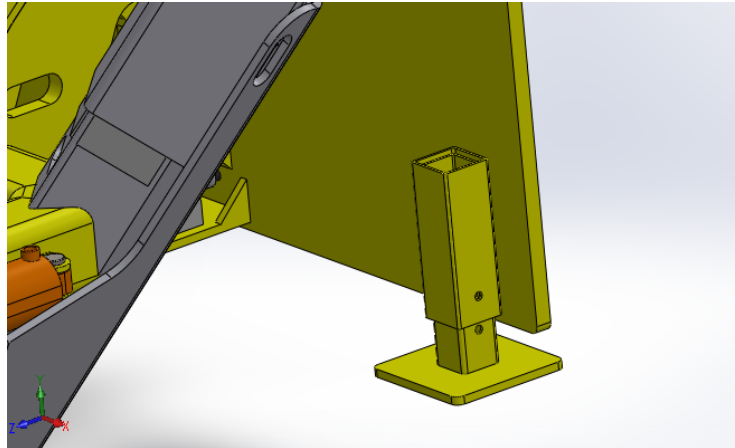


Imagen N°77: Pie regulable para altura del marco.

6 Sistema Hidráulico

En los siguientes apartados se realizarán los cálculos y selección de los elementos que componen el sistema hidráulico, partiendo del hecho que los actuadores hidráulicos ya han sido diseñados anteriormente.

6.1 Circuito hidráulico

A continuación, se detalla, en un unifilar, el circuito hidráulico que se acopla al circuito hidráulico de un tractor.

Cada electroválvula direccional será comandada eléctricamente mediante un control o joystick.

La válvula limitadora de presión se asegura de que todo el mecanismo actúe con una presión máxima que impida que algún componente se dañe por sobrepresión.

Ya que los cilindros que actúan con mayor presión son los que mueven la pala, y se había establecido que la fuerza mayor que estos podían hacer era de 3000 Kg, entonces la presión a la que se debe regular el limitador de presión debe ser de:

$$P_{lp} = \frac{F_t}{A_e} = \frac{3000 \text{ Kg}}{38,5 \text{ cm}^2} = 78 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Se utilizaron válvulas de 4 vías 3 posiciones centrado por resortes y accionadas por bovinas donde se decidió usar un centro cerrado para permitir el uso de los cilindros individualmente, cosa que no se puede hacer con el centro abierto, también se descartó el uso del centro tándem para que no haya una caída de presión excesiva en el circuito.



En los cilindros de compuerta se optó por abrirlos o cerrarlos al mismo tiempo y con las mismas válvulas ya que son de un tamaño y carrera pequeña, por lo que requieren un volumen relativamente bajo comparado a los cilindros de pala. También se usa esta disposición ya que no hay utilidad en que se abra uno a la vez.

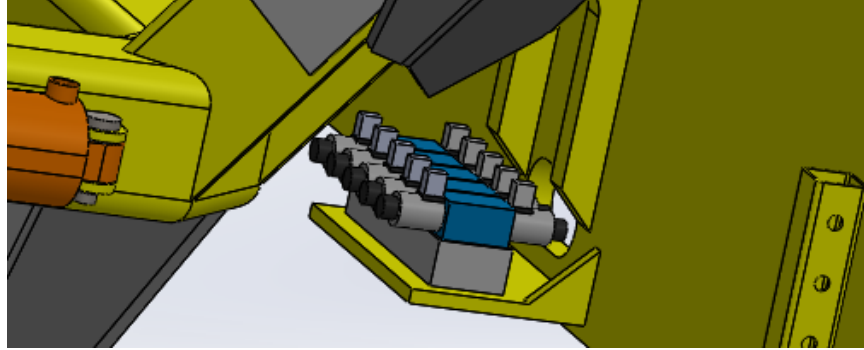


Imagen N°78: Posición de las electroválvulas en la máquina.

En el siguiente esquema unifilar se puede apreciar todo el circuito oleohidráulico, donde se colocan en un conjunto los cilindros de pala y en otro los cilindros de compuerta.

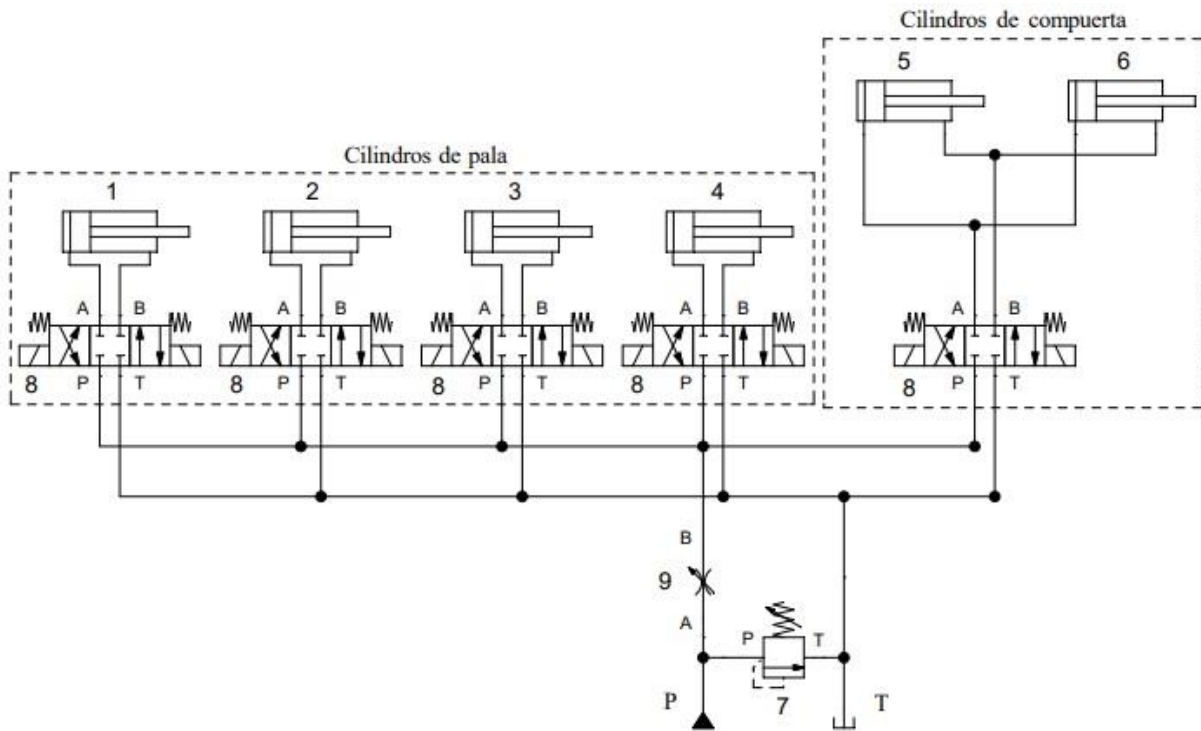


Imagen N°79: Esquema hidráulico.



A continuación, se muestra una lista con los componentes que se usan en el circuito hidráulico, excluyendo a las mangueras y acoples que se estudiarán posteriormente.

Componentes hidráulicos		
Número	Denominación	Cantidad
1	Cilindro de pala superior izquierdo	1
2	Cilindro de pala superior derecha	1
3	Cilindro de pala inferior izquierdo	1
4	Cilindro de pala inferior derecho	1
5	Cilindro de compuerta izquierdo	1
6	Cilindro de compuerta derecho	1
7	Válvula reguladora de presión	1
8	Electroválvula direccional 4 vías 3 posiciones, retorno muelle	5
9	Válvula reguladora de caudal	1

Tabla N°14: Componentes hidráulicos.

6.2 Aspectos a tener en cuenta sobre las válvulas y manifold

De acuerdo a los diámetros de las mangueras calculados posteriormente, dado por los caudales que circulan por las mismas, se usarán electroválvulas direccionales y manifold de válvulas del tipo cetop 03.

El número cetop indica los caudales máximos con los que trabajan dichos componentes.

Las válvulas van atornilladas al manifold y éste al soporte de válvulas en el marco de agarre.



Imagen N°80:

Imagen de electroválvula direccional y manifold respectivamente.

6.3 Potencia necesaria para el accionamiento de los actuadores

En este capítulo se seleccionarán los requerimientos de potencia y caudal mínimos que necesitará la bomba del tractor para garantizar un funcionamiento correcto del mecanismo.



Los tiempos estimados de recorrido de los actuadores han sido cronometrados respecto a una máquina similar en servicio.

El caudal del sistema hidráulico en un tractor para uso agrícola generalmente depende del tamaño de la bomba de este y proporcionalmente de las revoluciones a las que esté girando el motor, por ende, de acuerdo a tiempos fijos, se calculará el caudal mínimo necesario. De todos los caudales calculados, el de mayor denominación indicará el tamaño de bomba que como mínimo debe contar el tractor para accionar la máquina.

6.3.1 Potencia requerida por el cilindro de pala

La función de este actuador es la principal de la máquina, la necesaria para penetrar el suelo con la pala correspondiente.

Cálculo en avance del cilindro:

DATOS

$$\text{Fuerza necesaria} = 3000 \text{ Kg}$$

$$\text{Carrera del cilindro} = 64 \text{ cm}$$

$$\text{Diámetro del embolo} = 7 \text{ cm}$$

$$\text{Diámetro del vástago} = 3,5 \text{ cm}$$

$$\text{Presión máx.} = 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

- Cálculo del cilindro de pala en avance (penetrando en la tierra):

$$\text{Tiempo estimado de recorrido completo} = 6 \text{ s}$$

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot (7 \text{ cm})^2}{4} = 38,48 \text{ cm}^2$$

$$\text{Vol} = A \cdot L = 38,48 \text{ cm}^2 \cdot 64 \text{ cm} = 2463 \text{ cm}^3$$

$$Q = \frac{\text{Vol}}{t} = \frac{2463 \text{ cm}^3}{6 \text{ s}} = 410,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 24,63 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{3000 \text{ Kg}}{38,48 \text{ cm}^2} = 78 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Pot (CV)} = \frac{Q \cdot P}{450 \cdot \eta} = \frac{24,63 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 78 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{450 \cdot (0,75)} = 5,7 \text{ CV}$$



- Cálculo en retroceso del cilindro de pala:

DATOS

Tiempo estimado de recorrido completo = 7 s

Diámetro del vástago = 3,5 cm

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2 - \phi_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot [(7 \text{ cm})^2 - (3,5 \text{ cm})^2]}{4} = 28,86 \text{ cm}^2$$

$$Vol = A \cdot L = 28,86 \text{ cm}^2 \cdot 64 \text{ cm} = 1847 \text{ cm}^3$$

$$Q = \frac{Vol}{t} = \frac{1847 \text{ cm}^3}{7 \text{ s}} = 264 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 15,84 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Como en este cilindro el retroceso no necesita una fuerza de actuación considerable ya que solo debe vencer el peso propio de la pala y algo de rozamiento contra la tierra, se calcula la potencia con la presión máxima de la válvula reguladora igual a 120 Bar.

$$Pot (CV) = \frac{Q \cdot P}{450 \cdot \eta} = \frac{15,84 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{450 \cdot (0,75)} = 5,63 \text{ CV}$$

6.3.2 Potencia requerida por el cilindro apertura del bastidor

La función de estos cilindros es la de abrir el bastidor y mantenerlo cerrado una vez esté actuando la máquina. Ya que ambos cilindros deben accionarse al mismo tiempo la bomba debe ser capaz de entregar una potencia suficiente para ambos, por lo que se va a tomar la potencia necesaria para el movimiento de la unidad y se lo multiplicará por dos.

Cálculo en avance del cilindro:

DATOS

Carrera del cilindro = 9 cm

Diámetro del embolo = 5,08 cm

Diámetro del vástago= 2,54 cm

Presión máx. = 120 $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

- Cálculo del cilindro actuando para abrir el bastidor (retroceso):

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2 - \phi_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot [(5,08 \text{ cm})^2 - (2,54 \text{ cm})^2]}{4} = 15,2 \text{ cm}^2$$



$$Vol = A \cdot L = 15,2 \text{ cm}^2 \cdot 9 \text{ cm} = 137 \text{ cm}^3$$

$$Q = \frac{Vol}{t} = \frac{137 \text{ cm}^3}{5 \text{ s}} = 27,36 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1,64 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$Pot (CV) = \frac{Q \cdot P}{450 \cdot \eta} = \frac{1,12 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{450 \cdot (0,75)} = 0,6 \text{ CV}$$

Como los dos cilindros de compuerta actúan al mismo tiempo:

$$Pot_{total}(CV) = 2 \cdot 0,6 \text{ CV} = 1,2 \text{ CV}$$

Entonces la potencia mínima requerida para mover los cilindros hidráulicos de compuerta debe ser de 1,2 CV. Al ser la potencia necesaria para mover el cilindro de pala, esta potencia no es limitante a la hora de seleccionar una máquina de accionamiento.

Fuerza generada por un cilindro en avance:

$$F = P \cdot A = 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 15,2 \text{ cm}^2 = 1824 \text{ Kg}$$

- Cálculo del cilindro actuando en avance para cerrar el bastidor:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5,08 \text{ cm})^2}{4} = 20,26 \text{ cm}^2$$

$$Vol = A \cdot L = 20,26 \text{ cm}^2 \cdot 9 \text{ cm} = 182,4 \text{ cm}^3$$

$$t = \frac{Vol}{Q} = \frac{182,4 \text{ cm}^3}{27,36 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}} = 6,6 \text{ s}$$

Fuerza generada por un cilindro en retroceso:

$$F = P \cdot A = 120 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 20,26 \text{ cm}^2 = 2431,2 \text{ Kg}$$

6.3.3 Requerimientos de bomba

Según los cálculos realizados en este capítulo, el tractor utilizado para el funcionamiento de la pala excavadora va a necesitar un requerimiento mínimo de bomba tal que:



- Caudal mínimo requerido = 25 l/min
- Potencia mínima del motor = 5,7 CV (4,25 KW)
- Presión mínima a soportar = 120 Kg/cm²

6.4 Selección de mangueras hidráulicas y conexiones

6.4.1 Principios de diseño

Para llevar a cabo el diseño de las mangueras, éstas se deben tomar por tramos, de esta forma se evaluarán los diversos factores para cada tramo de forma independiente. Una vez obtenidos los valores nominales se buscará la opción próxima, superior, disponible comercialmente.

6.4.2 Determinación del diámetro óptimo

Tener un diámetro de manguera acorde al caudal de fluido es de suma importancia ya que esto previene, en caso de ser menor al requerido, un deterioro del producto debido a altas temperaturas que se pueden generar en el interior, y en caso de ser mayor, un excesivo coste y mayor espacio ocupado en el bastidor, en el que este último aspecto debe ser tenido en cuenta ya que la tubería pasará sobre el bastidor de la máquina, por lo que no es un aspecto a despreciar.

El diámetro óptimo de cada tramo se obtiene a partir del caudal que es entregado por la bomba, así como la velocidad de circulación del aceite la cual es afectada por varios factores como el tipo de flujo, la longitud del sistema y los dispositivos conectados.

En cuanto al aceite requerido, hay tipos de aceite muy difundidos para el uso de sistemas hidráulicos que son el ISO VG 46 y el ISO VG 68, ambos de tipo mineral, donde este último es el más viscoso de ambos, lo cual lo hace adecuado para sistemas lentos y más cargados, mientras que el ISO VG 46 es un aceite hidráulico mayormente usado en sistemas de movimientos más rápidos y con menor carga. Debido a esto es que se opta por utilizar el aceite hidráulico **ISO 68**.

Otras características destacables son que tiene un buen comportamiento frente a variaciones de temperatura, además de que sus propiedades anti-desgaste y resistente a la oxidación le permite una mayor durabilidad.

La bomba hidráulica que posee el tractor debe ser capaz de mantener una presión de operación de unos 160 Kgf/cm² por lo que también se calculará la potencia requerida por ésta para cada caso y se seleccionará la de mayor denominación para tenerla como requisito técnico de funcionamiento.

	Tuberías de aspiración	Tuberías de retorno	Presión en tuberías (Kg/cm ²)					
			0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200
Velocidad (m/s)	0,5 a 1,5	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5

Tabla N°15: Velocidades máximas de circulación en circuitos oleo-hidráulicos.



Considerando que los valores de presiones máximas que soportaran las tuberías están entre 100 y 150 Kg/cm² se tiene que las velocidades de circulación serán de:

- Velocidad máxima de retorno: 2,5 m/s = 15000 cm/min
- Velocidad máxima de impulsión: 5 m/s = 30000 cm/min

Como las mangueras que corresponden a la máquina son las de retorno e impulsión, no se calculará la de aspiración, correspondiendo ésta al diseño del tractor.

La fórmula general para el cálculo de cada uno de los diámetros es:

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$
$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Para el cilindro pala en impulso:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(24630 \frac{cm^3}{min}\right)}{\pi \cdot \left(30000 \frac{cm}{min}\right)}} = 1 \text{ cm}$$

El diámetro interno comercial más próximo es:

$$1,27 \text{ cm (1/2")}$$

Para el cilindro pala en retorno:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(15840 \frac{cm^3}{min}\right)}{\pi \cdot \left(15000 \frac{cm}{min}\right)}} = 1,15 \text{ cm}$$

El diámetro comercial más próximo es:

$$1,27 \text{ cm (1/2")}$$

Para los cilindros de compuerta en impulso:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(1641 \frac{cm^3}{min}\right)}{\pi \cdot \left(30000 \frac{cm}{min}\right)}} = 0,26 \text{ cm}$$

Se usa el siguiente diámetro de manguera, al ser muy pequeño el diámetro hallado:

$$6,35 \text{ mm (1/4")}$$

Se calcula la velocidad con el diámetro de manguera normalizado ya que dista del teórico.



$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{\pi \cdot \left(1641 \frac{cm^3}{min}\right)}{4 \cdot (0,635 cm)^2} = 2030 \frac{cm}{min} = 0,34 \frac{m}{s}$$

Para los cilindros de compuerta en retorno:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(1641 \frac{cm^3}{min}\right)}{\pi \cdot \left(150000 \frac{cm}{s}\right)}} = 0,37 cm$$

Se usa el mismo diámetro de manguera que se usó en el retroceso, por cuestiones de mantenimiento e intercambiabilidad ya que el diámetro obtenido también es muy chico:

$$6,35 mm (1/4")$$

Al ser un cilindro doble efecto ambas mangueras actúan como retorno dependiendo la dirección del movimiento, el diámetro de la manguera más grande ayuda a que no se sobrecaliente el aceite.

Se calcula, ahora, la velocidad con el diámetro de manguera normalizado ya que dista del teórico:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{\pi \cdot \left(1641 \frac{cm^3}{min}\right)}{4 \cdot (0,635 cm)^2} = 2029,6 \frac{cm}{min} = 0,37 \frac{m}{s}$$

6.4.3 Cálculos de pérdidas de carga en las mangueras

A continuación, se procede a calcular las pérdidas de carga producidas por el rozamiento interno del fluido contra las paredes de las mangueras hidráulicas previamente seleccionadas.

Para ello se considera la siguiente ecuación:

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g}$$

Se desprecian las pérdidas por accesorios al no haber componentes que generen gran pérdida de carga y radios de curvatura pronunciados.



Los tramos de las cañerías son:

Denominación	Sentido	Largo (cm)	Velocidad (m/s)	Caudal (l/m)	Diámetro (cm)
Cilindro 1 (pala)	Impulso	166	5	24,63	1,27
	Retorno	101	2,5	15,84	1,27
Cilindro 2 (pala)	Impulso	166	5	24,63	1,27
	Retorno	101	2,5	15,84	1,27
Cilindro 3 (pala)	Impulso	116	5	24,63	1,27
	Retorno	51	2,5	15,84	1,27
Cilindro 4 (pala)	Impulso	116	5	24,63	1,27
	Retorno	51	2,5	15,84	1,27
Cilindro 5 (compuerta)	Impulso	65	0,37	1,64	0,635
	Retorno	60	0,34	1,64	0,635
Cilindro 6 (compuerta)	Impulso	65	0,37	1,64	0,635
	Retorno	60	0,34	1,64	0,635

Tabla N°16: Tramos de tubería hidráulica y sus características.

Los dos tramos que corresponden al *accionamiento general* de todas las válvulas van conectados al tractor mediante acoples rápidos. Como los cilindros se accionan uno a la vez, el caudal limitante será el mayor que los requeridos por los cilindros. Por eso, estas mangueras no se calculan y se usa la manguera de mayor diámetro calculada para los cilindros.

Para calcular el coeficiente de fricción f primero debemos ubicar el régimen de flujo en cada una de las mangueras, el cual es determinado por el número de Reynolds:

N° de Reynolds	Régimen
< 2000	Laminar
entre 2000 y 4000	Zona crítica o de transición
> 4000	Turbulento

Tabla N°17: Regímenes de fluido hidráulico según el número de Reynolds.

Cuya forma de calcularlo es:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma}$$

Donde la viscosidad cinemática del aceite ISO68 a 40°C es 68 mm²/s (cSt) lo que es igual a 0,000068 m²/s.



Con el número de Reynolds obtenido se puede ingresar al diagrama de Moody

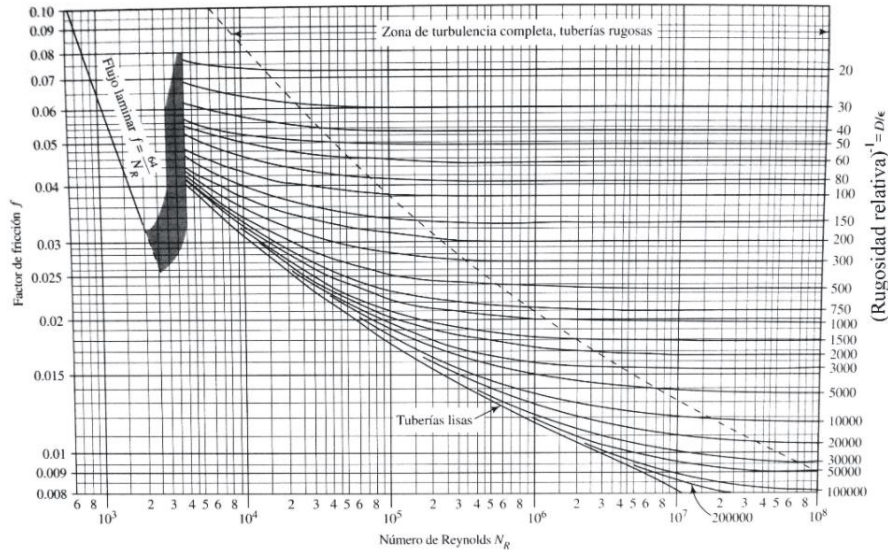


Imagen N°81: Diagrama de Moody.

De ser el flujo laminar, por lo cual se hace más engorroso leer el gráfico, se puede optar por encontrar a f de la siguiente manera:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Pérdidas de carga para mangueras de impulso en los cilindros 1 y 2:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{5 \frac{m}{s} \cdot 0,0127 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 934$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{934} = 0,068$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 0,068 \frac{1,66 m (5 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0127 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 11,35 m$$

Pérdidas de carga para mangueras de retorno en los cilindros 1 y 2:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{2,5 \frac{m}{s} \cdot 0,0127 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 467$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{467} = 0,137$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 0,137 \frac{1,01 m (2,5 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0127 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 3,47 m$$



Pérdidas de carga para mangueras de impulso en los cilindros 3 y 4:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{5 \frac{m}{s} \cdot 0,0127 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 934$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{934} = 0,068$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 0,068 \frac{1,16 m (5 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0127 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 8 m$$

Pérdidas de carga para mangueras de retorno en los cilindros 3 y 4:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{2,5 \frac{m}{s} \cdot 0,0127 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 467$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{467} = 0,137$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 0,137 \frac{0,51 m (2,5 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,0127 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 2,5 m$$

Pérdidas de carga para mangueras de impulso en los cilindros 5 y 6:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{0,54 \frac{m}{s} \cdot 0,00635 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 54,42$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{54,42} = 1,27$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 1,27 \frac{0,65 m (0,37 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,00635 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 2,45 m$$

Pérdidas de carga para mangueras de impulso en los cilindros 5 y 6:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\gamma} = \frac{0,36 \frac{m}{s} \cdot 0,00635 m}{0,000068 \frac{m^2}{s}} = 33,6$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{33,6} = 1,9$$

$$\Delta P = f \frac{L v^2}{2 d g} = 1,9 \frac{0,60 m (0,34 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot 0,00635 m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 3 m$$



Si se tiene en cuenta que las pérdidas de carga están expresadas en metros de columna de agua y 33,3 m es equivalente a un bar de presión, mientras que la presión máxima dada por la válvula reguladora es de 120 bar, notamos que las pérdidas de carga no son de una magnitud considerable que afecte de sobremanera la potencia de la bomba requerida, salvo por las mangueras de impulso de los cilindros 3 y 4, en las cuales se puede considerar el uso de una manguera con el diámetro comercial de 9,52mm (3/8"). Este mayor diámetro es inversamente proporcional a la pérdida de carga, además de una velocidad menor la cual está elevada al cuadrado, por lo que tiene una ponderación considerable en la ecuación.

6.5 Soporte de mangueras hidráulicas

Para fijar las mangueras sobre el bastidor y evitar que se muevan de modo molesto por la máquina, se pondrán sobre el cuadro unas abrazaderas de goma como se ve en la *Imagen N°76* que mantienen las mangueras sujetas.



Imagen N°82: Acople en máquina y acople rápido plano respectivamente.

6.6 Acople hidráulico al tractor

El implemento, en este caso la pala excavadora, se acopla al circuito hidráulico del tractor a través de conexiones rápidas como se ve en la siguiente figura.

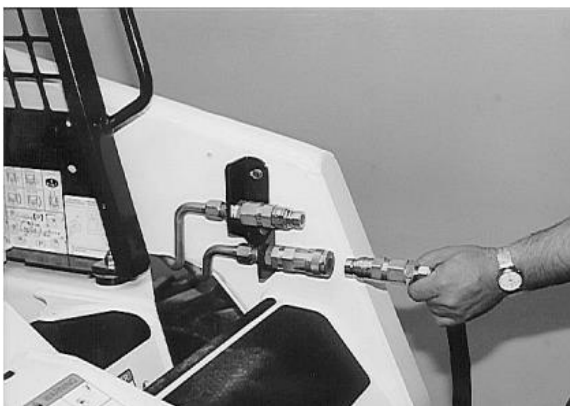


Imagen N°83: Acople en máquina y acople rápido plano respectivamente.



De los tres tipos de acoples rápidos más difundidos en la industria que son el de bolas, el de cono y el plano, se usará el último ya que presenta los siguientes beneficios con respecto a los otros dos:

- Ya que la cara es plana en la punta es de fácil limpieza.
- Mínima pérdida de fluido durante la conexión y desconexión, reduciendo la contaminación en el ambiente.
- Mínima entrada de aire durante la conexión y desconexión, mejorando el funcionamiento correcto del circuito.
- Válvula interna diseñada para crear una mínima pérdida de presión, manteniendo la eficiencia del circuito en el sistema.
- Buena resistencia a las presiones de impulso.
- Diseño compacto.

Estas conexiones irán fijas a un costado del marco soporte en una pieza la pieza *soporte de acoples*, que se muestra a continuación.

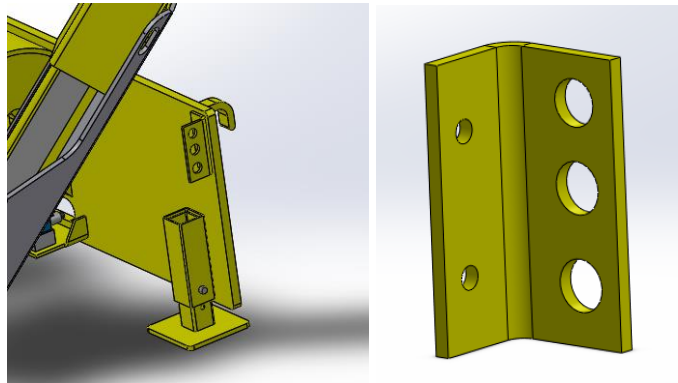


Imagen N°84: Ubicación y pieza “soporte de acoples” respectivamente.

El *soporte de acoples* es una chapa plegada con dos orificios, estos son para abulonar al marco soporte, mientras que en la otra ala hay tres, dos de los cuales sirven para los conectores hidráulicos y uno para el conector eléctrico que se explicará más en detalle en el capítulo siguiente.

7 Circuito eléctrico de comando

Para un manejo fácil y remoto de la máquina se han utilizado válvulas activadas eléctricamente y no con palancas u otro dispositivo mecánico, lo que permitirá un uso desde la cabina del tractor, sin necesidad de un desplazamiento mayor. Por esto es de importancia un circuito eléctrico que permita su uso.

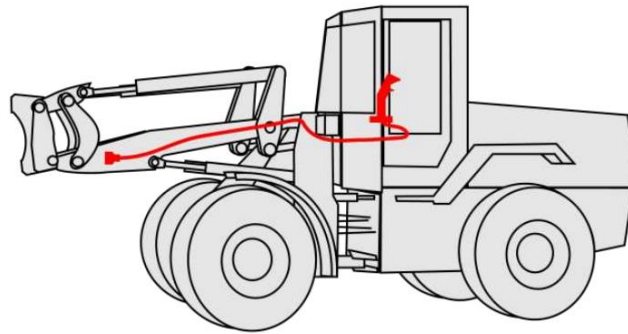


Imagen N°85: Esquema del comando de la máquina desde la cabina.

El control de las electroválvulas se realizará mediante un comando con joystick en los cuales se indican que pala será la que se acciona y su sentido, de igual manera los cilindros de compuerta, indicando si se abre o se cierra dicha compuerta.

La alimentación del circuito es mediante la toma de energía de la batería en el auxiliar de 24 Volts. Y para los controles se usarán 5 selectores de posición de tres puntos tipo NO (normal open) con regreso, los cuales estarán instalados en una carcasa plástica tipo palanca, como se indica en la figura *Imagen N°82*.

Mediante el software Cade Simu se realizó el unifilar eléctrico que acciona el sistema hidráulico.

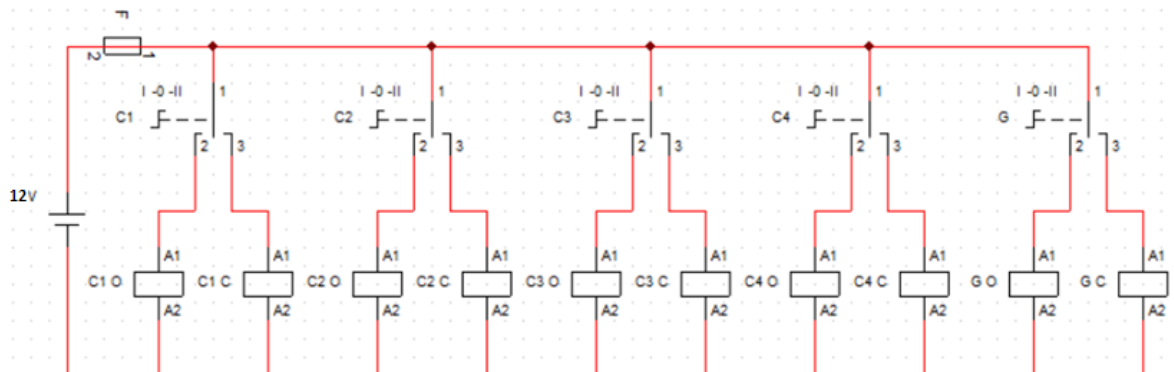


Imagen N°86: Esquema de accionamiento eléctrico.

Donde se distinguen:

- La fuente de alimentación del tractor de 12 V.
- Los ya mencionados selectores donde G que comanda los cilindros de la compuerta y C1, C2, C3 y C4 dará paso a la alimentación a los solenoides de las válvulas según el cilindro de pala que se requiera. C1, por ejemplo, es acciona la pala 1 y así sucesivamente.
- C1 O es la selección de la bobina que abrirá (Open) el cilindro de la pala 1 mientras que C1 C es la selección de la bobina que cerrará (Close) el cilindro de la misma



pala. El patrón se repite para todos los cilindros, salvo el caso de G que acciona dos cilindros a la vez los cuales abren o cierran según se indique, a la compuerta del bastidor.

- Fusible F general para resguardo del circuito en caso de falla en alguna bobina, u otra parte del circuito.

La selección de los seccionadores irá en un mando, cuya carcasa está hecha de plástico y a la misma van fijados, mediante rosca y tuerca, los selectores anteriormente mencionados. El mando puede tener una abrazadera con un montante magnético que le permita agarrarse a alguna superficie ferromagnética quedando fijo en algún lugar de conveniencia.

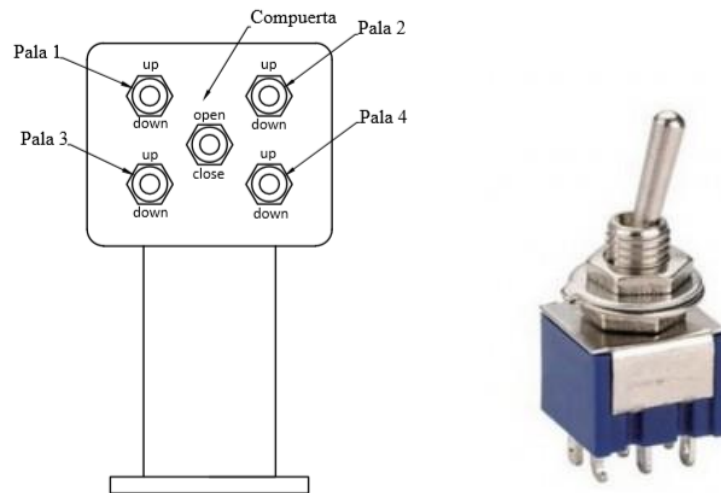


Imagen N°87: Comando del sistema y switch de tres puntos de comando.

Así se cuenta con un control de la maquinaria de manera sencilla e intuitiva, sin que el personal operario requiera de una mayor capacitación.

El acople del sistema eléctrico en el dominio de la pala excavadora se conecta con el circuito de comando dentro del tractor mediante un conector macho-hembra de 12 pines. En los que se usarán 10 conectores para los switches y un neutro (en total 11 pines en uso). Quedando uno de sobra.



Imagen N°88: Acoples macho y hembra eléctricos de 12 pines.



8 Requerimientos y transporte del vehículo motor

8.1 Especificaciones técnicas generales

A continuación, se detallan algunas especificaciones técnicas de la máquina que son relevantes para un posible comprador a la hora de su comparación con otros productos en el mercado.

Para hacer esta lista se buscó en catálogos de empresas fabricantes de máquinas similares.

Especificaciones técnicas	
Diámetro nominal del tronco	25 cm
Radio de rootball	30 cm
Peso de rootball	≈100 Kg
Peso de la máquina vacía	440 kg
Peso de máquina cargada	≈600 Kg
Ángulo de inclinación de palas	35°
Número de palas	4

Tabla N°18: Características técnicas generales de la máquina.

8.2 Requerimientos para la movilidad de la máquina

Cuando se acoplan a un vehículo equipos intercambiables suspendidos en este caso en la parte frontal, el centro de gravedad del conjunto *vehículo-equipo* puede llegar a situarse más próximo a los límites de la zona de estabilidad aumentando el riesgo de vuelco. La ubicación de éste dependerá del peso del equipo intercambiable, en este caso la pala excavadora de árboles, así como también de la posición de su centro de gravedad respecto al centro de gravedad del vehículo previo al acople. Por lo tanto, la utilización de la pala excavadora está limitada a aquellos equipos que, por su peso y dimensiones, no generen el vuelco del vehículo.

Para calcular las características mínimas del vehículo a cargar con la pala se deberá cumplir con los requisitos que se muestra en la siguiente ecuación. Lo que implica que al menos el 20% del total del peso (tractor, contrapesos y carga) deben estar en el eje trasero para garantizar la estabilidad, por lo que si la desigualdad se cumple la estabilidad se consigue.

$$\frac{G \cdot L_2 + M (L_1 + L_2) - N \cdot b}{L_2} \geq \frac{P + M + N}{5}$$

Donde

P = Peso del tractor sin contrapeso y sin implementos.

G = Carga del eje trasero del tractor sin contrapeso y sin implementos.

M = Peso del contrapeso.



N = Peso máximo cargado permitido, incluido el cazo o en este caso la máquina de trasplante.

b = Distancia entre el centro del eje delantero y centro de carga.

L_1 = Distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad del contrapeso.

L_2 = Distancia entre ejes del tractor.

Es muy importante que al menos el 20% del peso total (tractor, pala, brazo, carga y contrapeso) deben estar en el eje trasero para garantizar la estabilidad.

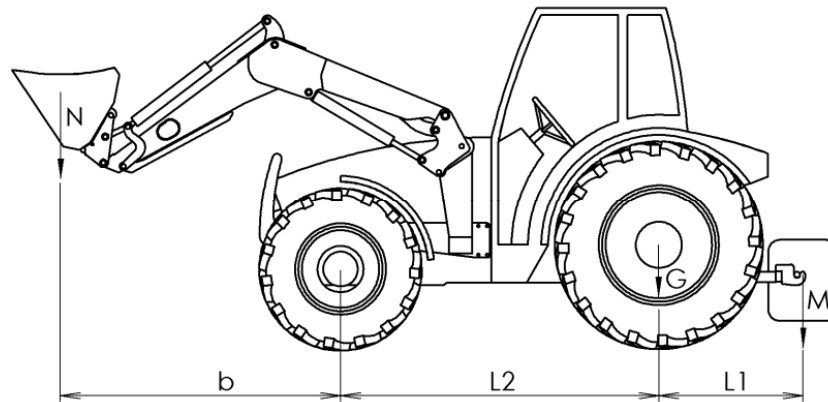


Imagen N°89: Relaciones del tractor necesarias para el cálculo de vuelco frontal.

8.3 Ejemplo con tractor Pauny – 180A

Se realiza a modo de ejemplificación de qué manera se utiliza la fórmula anteriormente mencionada con un tractor de la marca Pauny modelo 180 A.

Cuyos datos del fabricante son los siguientes:

- $P = 3225$ Kg.
- $G = 1935$ Kg (60% del peso total)
- $M = 0$ Kg
- $N = 600$ Kg
- $b = 1990$ mm
- $L_1 = 1050$ mm
- $L_2 = 2242$ mm

Separando los términos de la desigualdad en A y B, siendo:

$$\frac{G \cdot L_2 + M (L_1 + L_2) - N \cdot b}{L_2} = A$$

$$\frac{P + M + N}{5} = B$$



$$A = \frac{1935Kg \cdot 2242mm + 240Kg (1050mm + 2242mm) - 600Kg \cdot 1990mm}{2242mm}$$
$$A = 1402$$

$$B = \frac{3225Kg + 240Kg + 600Kg}{5}$$
$$B = 765$$

Donde se cumple que sin contrapeso trasero el tractor no se voltea ya que $A > B$ con una relación de $\frac{A}{B} = 1,83$.

La desigualdad anterior ya corrobora que el tractor no vuelca, por lo tanto al menos un 20% del total de peso está en el eje trasero, pero se calculará cual es el porcentaje que realmente se le aplica.

Por lo que se corrobora que:

$$\frac{G}{P + N + M} = \frac{1935 Kg}{3225Kg + 600 Kg + 0Kg} = 0,505$$

Teniendo entonces el 50% del peso del conjunto en el eje trasero.

8.4 Requerimientos de circulación vial

La máquina del presente proyecto puede cumplir su función principal según se la ha diseñado, pero para poder atender a la demanda y cumplir con trabajos en distintas zonas, ésta debe ser capaz de moverse por calles y/o carreteras. Para ello es necesario que sus dimensiones estén dentro de las contempladas legalmente para poder circular y sin poner en riesgo a terceros.

Según la Resolución N°806/09 de la dirección provincial de vialidad de Córdoba, Argentina, la máquina queda contemplada en la división de *Vehículos Especiales* dado que para transportarse por largas distancias puede ser llevada mediante un carretón cuyas dimensiones máximas permisibles son:

Altura: 4,30 m

Ancho: 3,90 m

Longitud: 22,40 m

De ser la máquina llevada directamente por medio del tractor, la máquina se encontrará, con permiso F, dentro de la categoría la cual requiere de unas dimensiones menores a:

Altura: 4,30 m

Ancho: 3,50 m

Longitud: 22,40 m



8.5 Mantenimiento

Un buen y adecuado mantenimiento prolonga la eficiencia y vida útil de la máquina.

- Mantener el filo de las palas.
- Engrasar periódicamente los lugares de giro mediante sus respectivos niples.
- Inspección visual de componentes hidráulicos, intentando detectar posibles pérdidas de aceite.
- Inspección visual o por medio de medición de las placas de ERLATON las cuales miden 3mm de espesor.

9 Aclaraciones finales respecto al cálculo

9.1 Criterio de rotura utilizado

Cuando se aplica un sistema de cargas a una pieza de determinado material elástico se crea un estado de deformación que da origen a un estado tensional que debe ser acotado dentro de los valores de diseño de la pieza, ya que puede generar deformación, rotura para grandes tensiones o un excesivo costo debido al sobredimensionamiento.

Para tensiones unidireccionales se utilizó el criterio de rotura que se obtiene mediante la ley de Hooke y el ensayo de tracción del material, el cual consiste en dividir la tensión de fluencia de un determinado material por la tensión de diseño o trabajo, resultando en un coeficiente de seguridad.

Para tensiones en 2 o 3 direcciones se utilizó en este trabajo la teoría de Von Mises o de máxima energía de distorsión la cual dice que el estado limite en un punto de un cuerpo sometido a un estado tensional cualquiera es limite cuando la energía de distorsión por unidad de volumen en un entorno de dicho punto es igual a la energía de distorsión absorbida por unidad de volumen en la que el material alcanza la tensión límite en el ensayo de tracción.

9.2 Diseño respecto a la fatiga

Pese a que en la máquina se encuentran elementos sometidos a esfuerzos alternativos como pernos, se considera que no es necesario su dimensionamiento respecto a la fatiga por tener dichos ciclos un periodo de tiempo demasiado grande. Además de carecer de concentradores de tensiones significantes.

10 Conclusión

Como conclusión global del proyecto se muestra el diseño general de una máquina útil para la extracción de un árbol en concreto, pudiendo servir para otro tipo de plantas de menor tamaño donde en cualquier caso se requerirá de un ensayo y/o estudio. Todo esto valiéndose de las pautas presentadas por los docentes de la materia Proyecto Final.

Para el diseño se valió de conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, así como de nuevos conocimientos adquiridos buscando información, tratando de no utilizar siempre las mismas soluciones en donde se presentan situaciones similares a resolver, intentando abarcar otras cuestiones y hacer menos repetitivo el proyecto.



11 Referencias

11.1 Material bibliográfico consultado

Timoshenko, S. (1957) *Resistencia de Materiales*, Espasa-Calpe, S.A.

Faires, V. (1957) *Diseño de elementos de Máquina*, Montaner y Simon S.A. – 4° Edición

Blanco E. Cervera M. y Suárez B. (2015) *Análisis Matricial de estructuras* - Cimne

Daugherty R.L. y Ingersoll A.C. (1964) *Mecánica de los fluidos* - H.A.S.A.- 5° Edición

Serrano A.N. (2002) *Oleohidráulica* - McGrawHill

Ministerio de planificación federal (2009) Norma CIRSOC 301-EL - INTI

AENOR (1994) Norma UNE EN22768-1 Parte: 1 Tolerancia para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.

INTI – CITEMA (2003) Densidad de maderas.

INTA (1997) Carta de suelos de Córdoba, hoja 2963-32 “Villa María”

Dutchman industries Ltd. (2016) *Tree spade owner’s manual*

Bradco (2006) *Operator’s and parts manual 2030 Tree spade.*

STOLL – *Manual de instrucciones pala cargadora.*

Worksaver USA (2023) Product Literature. Recuperado de:

<https://www.worksaver.com/images/flipbooks/AdapterBkt/mobile/index.html#p=1>

11.2 Softwares utilizados

AutoCAD 2008

SolidWorks 2017

CadeSimu V.3.0

PTC Mathcad Prime V.6.0.0

Festo – Fluid Simulator V.4.2

Office



12 Planimetría

12.1 Sistema de codificación de planos

Para la correcta ubicación e identificación de los planos del presente proyecto se elabora un sistema de codificación el cual se colocará en cada plano según corresponda.

LL-LLN-LN-NN-NNN-NN

Siendo **L** correspondiente a letra y **N** a número.

LL – El primer espaciado de dos caracteres (letras, en este caso) sirve para ubicar el plano dentro de la empresa. En este caso almacenado de manera web o física: en el área planimetría dentro de la empresa P, en la sección A dentro de esta área, por lo tanto, las siglas PA.

LLN – El segundo espaciado (de tres caracteres) hace referencia al modelo de producto. En este caso de pala excavadora (Three Spade): TS1

LL – En el tercer espaciado se encuentran dos letras que indican el primer subconjunto al que pertenece el plano. Los cuáles serán ser:

- HA: Subconjunto holehidraulico.
- EL: Subconjunto eléctrico
- MS: Subconjunto marco soporte.
- CO: Subconjunto columna.
- BA: Subconjunto bastidor.

En el caso especial de que el plano sea general, se reemplazan las letras del tercer espaciado por las de CG que indican que el plano es de Conjunto General, o ensamblaje general.

NN – Para el cuarto apartado de este sistema codificado se deja espacio un conjunto de subconjuntos. En caso de no ser necesario se colocará un 00 especificando así que el plano no se encuentra contemplado en un subconjunto de subconjunto.

NNN – Para el quinto espaciado del sistema codificado, se encuentran 3 números que indican el plano de ese subconjunto o pieza dentro del subconjunto especificado en el espaciado anterior.

NN – El espaciado número seis y el último del sistema codificado, indica el número de modificación que lleva dicho plano.



12.2 Listado de planos

A continuación, se presenta en lista la planimetría correspondiente al proyecto, con su correspondiente sistema de codificación.

UTN FRVM	Pala excavadora de arboles	
	<i>Listado de planos</i>	
	<i>N° de plano</i>	<i>Descripción</i>
Conjunto total	PA-TS1-00-00-00-00	Pala excavadora 1
1° Subconjuntos	PA-TS1-EL-00-00-00	1 SUBCONJUNTO ELÉCTRICO
	PA-TS1-HA-00-00-00	1 SUBCONJUNTO HOLEOHIDRÁULICO
	PA-TS1-BT-00-00-00	1 SUBCONJUNTO bastidor trasero
	PA-TS1-BD-00-00-00	1 SUBCONJUNTO bastidor lateral derecho
	PA-TS1-BI-00-00-00	1 SUBCONJUNTO bastidor lateral izquierdo
	PA-TS1-PA-00-00-00	1 SUBCONJUNTO pie de apoyo
	PA-TS1-SP-00-00-00	1 SUBCONJUNTO Ensemble de pala
2° Subconjunto	PA-TS1-BT-01-00-00	2 SUBCONJUNTO Barra bisagra
	PA-TS1-SP-01-00-00	2 Subconjunto Soporte de pala
	PA-TS1-HA-01-00-00	2 Subconjunto de electroválvulas
Piezas	PA-TS1-BT-01-01-00	Cilindro de barra bisagra
	PA-TS1-BT-01-02-00	Curva de barra bisagra
	PA-TS1-BT-01-03-00	Tapa de barra bisagra
	PA-TS1-BT-00-00-01	Buje bisagra
	PA-TS1-BT-00-01-00	Lateral marco ppal
	PA-TS1-BT-00-02-00	Superior marco ppal
	PA-TS1-BT-00-03-00	Posterior marco ppal
	PA-TS1-BT-00-04-00	Soporte de válvulas
	PA-TS1-BT-00-05-00	Acople Euro Sup
	PA-TS1-BT-00-06-00	Acople Euro Inf
	PA-TS1-BT-00-07-00	Soporte de acoples
	PA-TS1-BT-00-08-00	Soporte de pie de apoyo
	PA-TS1-BT-00-00-01	Perno - Pies de apoyo
	PA-TS1-PA-00-02-00	Pie de apoyo parte A
	PA-TS1-PA-00-03-00	Pie de apoyo parte B
	PA-TS1-00-01-00-00	Esquina - Bastidor
	PA-TS1-00-02-00-00	Larguero posterior - Bastidor
	PA-TS1-00-03-00-00	Frontal derecho - Bastidor
	PA-TS1-00-04-00-00	Frontal izquierdo - Bastidor
PA-TS1-00-05-00-00	Lateral 1 - Bastidor	
PA-TS1-00-06-00-00	Lateral 2 - Bastidor	
PA-TS1-00-07-00-00	Horquilla cilindro compuerta	



	PA-TS1-00-08-00-00	Perno cilindro compuerta
	PA-TS1-00-09-00-00	Horquilla bisagra
	PA-TS1-00-10-00-00	Perno bisagra
	PA-TS1-00-11-00-00	Columna
	PA-TS1-00-12-00-00	Perno columna cilindro sup
	PA-TS1-00-13-00-00	Perno columna cilindro inf
	PA-TS1-BD-00-01-00	Traba compuerta
	PA-TS1-SP-00-02-00	Guía pala
	PA-TS1-SP-00-03-00	Pala
	PA-TS1-SP-01-01-00	Soporte de pala - Cáncamo
	PA-TS1-SP-01-02-00	Soporte de pala - Placa
	PA-TS1-HA-00-01-00	Cilindro Hidráulico Pala
	PA-TS1-HA-00-02-00	Cilindro Hidráulico Compuerta