



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL**

**FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA  
DEPARTAMENTO ING. MECÁNICA**

**“ACOPLADO FORRAJERO COMPACTADOR CON  
AUTODESCARGA”**

**PROYECTO FINAL**

**PARA OBTENER EL TÍTULO DE GRADO DE  
INGENIERO MECÁNICO.**

**PRESENTAN**

**Cristante Damián G. – Lanfranco Ezequiel N.**

**DOCENTES**

**Ing. Di Cola Américo – Ing. Costamagna Marcelo**



### **Agradecimiento:**

En primer lugar; queremos dar las gracias, a la **Universidad Tecnológica Nacional**, Facultad Regional Villa María, por darnos la oportunidad de estudiar y poder llegar a ser profesionales.

A los directores de tesis; que con su experiencia y conocimientos, siempre nos guiaron y asesoraron de la mejor manera, para que podamos lograr nuestros estudios con éxitos.

También, nos gustaría agradecer a los profesores que nos formaron a lo largo de la carrera, que cada uno, de una manera u otra, aportaron su granito de arena.

Por otro lado, agradecer a nuestros compañeros de facultad, que durante toda la carrera, siempre estuvieron presentes, brindando todo su apoyo.

Y por último, agradecer a nuestras familias, que con su esfuerzo y sacrificio permanente, nos dieron la posibilidad de estudiar, y formarnos para nuestro futuro.

Son muchas las personas, que de una manera u otra, nos han acompañado a lo largo de este periodo y de nuestras vidas, dándonos su amistad, apoyo, consejos y ánimos. Algunas de estas personas están presentes, otras siguen en nuestros recuerdos. Pero sin importar donde estén, queremos darle las gracias, desde lo más profundo de nuestro ser, por habernos dado tanto.

Para ellos: Gracias, muchas gracias.



**Resumen:**

En los últimos años el crecimiento de la actividad forrajera en nuestro país ha sido de gran importancia, debido a los avances que se han dado en materia de alimentación y nutrición animal. La búsqueda del máximo nivel de potencial en el alimento ha sido clave, para el desarrollo de nuevas prácticas de alimentación y de nuevas tecnologías en implementos.

Pese a todo esto, en nuestro país, la utilización de implementos para recoger y trasladar el forraje prácticamente no ha cambiado.

Ante tal situación, en el presente trabajo, se propone realizar los cálculos pertinentes a un sistema innovador para recolección y traslado de forraje. El mismo es un acoplado forrajero con auto descarga, el cual por medio de un sistema de compresión puede cargar el 50% más de forraje que lo que indica su capacidad. Mediante el mismo sistema de compresión se da lugar a la descarga del mismo ya sea para confección de un silo puente, o silo bolsa. Todos los sistemas mecánicos del acoplado, se accionan mediante la utilización, de un circuito hidráulico independiente al del tractor, que toma su potencia, mediante la toma de fuerza del mismo. Logrando de esta manera independencia entre el acoplado y la tecnología disponible en el tractor.

**Abstract:**

In the last two decades, the growth in the forage industry in Argentina has been considerable due to advances in the fields of both animal feed and animal nutrition. The search for the highest potential level of animal feed has been crucial for the development of new practices of feeding and new technologies. In spite of this, in the aforementioned country, the use of equipment for harvesting and transporting forage has almost remained unchanged. In view of this situation, the present project aims at making calculations of an innovative system for harvesting and transporting the optimum amount of forage. It consists in a self-unloading forage semi-trailer which can load up to 50% more of forage than what its capacity indicates by means of a compression system. Through the same compression system the forage is unloaded to be stores in either of two silage storage types, namely silage piles or silage bags. All the mechanical systems of the semi-trailer are activated by the use of a hydraulic system, which is independent of that of the tractor, which depends on its power-take off unit. Thus, the semi-trailer and the technology available in the tractor are independent.

**Key words:** semi-trailer, forage, self-unloading.



## ÍNDICE:

	<b>Pág.</b>
<b>Introducción.</b>	
I Introducción .....	11
II Mercado nacional .....	12
III Mercado internacional .....	12
IV Descripción del equipo .....	13
V Funcionalidad del acoplado .....	14
VI Adaptación del tipo de descarga del acoplado según el silo confeccionado .....	15
VII Ventajas del ensilaje .....	16
<b>Capítulo N°1: Dimensionamiento.</b>	
1.1 Dimensionamiento general .....	19
1.2 Carga en el acoplado .....	20
1.3 Definición de distancia de los ejes .....	20
<b>Capítulo N°2: Chasis.</b>	
2.1 Chasis .....	24
2.2 Vigas principales.....	28
2.3 Teleras .....	29
2.4 Faldones .....	30
2.5 Cruceros medios .....	34
2.6 Piso .....	37
2.7 Viga para sostén de lanza .....	40
<b>Capítulo N°3: Ensayo de compresión.</b>	
3.1 Fundamento .....	44
3.2 Procedimiento .....	44
3.3 Resultados .....	45
3.4 Conclusión .....	47
<b>Capítulo N°4: Paneles.</b>	
4.1 Paneles laterales .....	50
4.2 Parantes .....	53
4.3 Cumbreiras .....	56
4.4 Paneles (chapas) .....	57
4.5 Parantes extremos .....	58



	<b>Pág.</b>
<b>Capítulo N°5: Ejes y rodados.</b>	
5.1 Ejes y rodados .....	62
5.2 Eje direccional (trasero) .....	62
5.3 Eje fijo (delantero) .....	63
5.3.1 Eje .....	63
5.3.2 Punta de eje .....	65
5.4.3 Masa .....	71
5.4.4 Retén .....	75
5.4.5 Rodamientos .....	75
5.4.6 Ballestas elásticas .....	78
5.4.7 Pernos de fijación .....	80
5.4.8 Manotas .....	82
5.4.9 Neumáticos y llantas .....	82
<b>Capítulo N°6: Lanza.</b>	
6.1 Lanza .....	84
6.1.1 Viga de lanza .....	85
6.2 Pernos de sujeción .....	88
6.2.1 Perno trasero .....	89
6.2.2 Pernos delanteros .....	89
6.3 Ojal de enganche .....	89
6.3.1 Rosca del ojal .....	91
6.4 Sistema amortiguador .....	91
6.4.1 Cilindro amortiguador .....	91
6.4.2 Acumulador .....	92
<b>Capítulo N°7: Panel deslizante.</b>	
7.1 Panel deslizante .....	94
7.1.1 Estructura .....	94
7.1.2 Plegado principal .....	94
7.1.3 Plegados secundarios .....	98
7.1.4 Plegado de base .....	101
7.1.5 Patines .....	103
7.1.6 Guía .....	104
7.1.7 Panel (chapa) .....	107
7.1.8 Cilindro hidráulico .....	109
7.1.9 Perno para fijación de cilindro y bujes .....	110



	<b>Pág.</b>
<b>Capítulo N°8: Piso deslizante.</b>	
8.1 Piso deslizante .....	114
8.1.1 Estructura .....	114
8.1.2 Plegado central .....	115
8.1.3 Plegado frontal .....	117
8.1.4 Plegado lateral .....	118
8.1.4.1 Tapa patín .....	121
8.1.4.2 Bulón tapa patín .....	123
8.1.5 Plegado trasero .....	124
8.1.6 Anclajes guía .....	128
8.1.7 Guía (externa) .....	130
8.1.7.1 Tapa guía externa .....	131
8.1.7.2 Bulones de la tapa .....	132
8.1.8 Anclaje del cilindro .....	133
8.1.9 Paneles piso (chapa) .....	134
8.1.10 Patines .....	135
8.1.11 Cilindro hidráulico .....	136
<b>Capítulo N°9: Puerta trasera.</b>	
9.1 Puerta trasera .....	139
9.1.1 Puerta primaria .....	140
9.1.1.1 Brazos .....	140
9.1.1.2 Grampas de agarre para los brazos .....	142
9.1.1.3 Pernos de agarre .....	143
9.1.1.4 Ganchos de traba .....	144
9.1.1.5 Marco de la puerta .....	146
9.1.1.6 Chapas lateral de la puerta .....	146
9.1.1.7 Piso de la puerta .....	146
9.1.1.8 Ojo para sostén del cilindro hidráulico ...	147
9.1.2 Puerta secundaria .....	149
9.1.2.1 Chapa trasera .....	149
9.1.2.2 Refuerzo para chapa trasera .....	150
9.1.2.3 Perno para sostén del cilindro	
hidráulico de la puerta secundaria .....	151
9.1.3 Selección de cilindros hidráulicos .....	152
9.1.3.1 Cilindro para puerta primaria .....	152
9.1.3.2 Cilindro para puerta secundaria .....	153



	<b>Pág.</b>
<b>Capítulo Nº10: Rolos desmenuzadores.</b>	
10.1 Rolos desmenuzadores .....	155
10.1.1 Cálculo del eje .....	155
10.1.1.1 Cálculo de torque .....	156
10.1.1.2 Fuerza ejercida por el panel deslizante .....	157
10.1.1.3 Cálculo del diámetro del eje .....	159
10.1.2 Cálculo de la flecha .....	162
10.1.3 Cálculo del tubo .....	162
10.1.4 Selección de prisioneros .....	163
10.1.5 Cálculo de chavetas .....	164
10.1.6 Selección de la cadena .....	165
10.1.6.1 Selección de cadena motor hidráulico-rola .....	166
10.1.6.2 Selección de cadena rola-rola .....	169
10.1.7 Selección de rodamientos .....	170
10.1.8 Selección del motor hidráulico .....	171
<b>Capítulo Nº11: Uniones soldadas.</b>	
11.1 Unión soldada, telera-viga principal .....	173
11.2 Unión soldada, parante lateral-faldón .....	177
11.3 Unión soldada, ojal trasero de lanza-plegado lanza .....	179
<b>Capítulo Nº12: Sistema hidráulico.</b>	
12.1 Cálculo del cilindro hidráulico de compresión .....	182
12.2 Selección de la bomba hidráulica del sistema de actuadores. ....	183
12.3 Selección de la bomba hidráulica del sistema de rolos	
Desmenuzadores .....	183
12.4 Acople del sistema hidráulico al tractor .....	184
12.5 Dimensionamiento de tuberías y mangueras .....	185
12.5.1 Diámetro de la tubería de aspiración .....	185
12.5.2 Diámetro de la tubería de presión .....	186
12.6 Válvulas utilizadas .....	187
12.7 Depósito de aceite .....	188
<b>Bibliografía.....</b>	<b>189</b>
<b>Softwares.....</b>	<b>190</b>
<b>Anexo (Planos).....</b>	<b>191</b>



### **Codificación:**

#### Conjuntos y subconjuntos:

Para la codificación de conjuntos y subconjuntos, se utilizó un formato de código conformado por tres letras y tres números. Las primeras dos letras hacen referencia a que equipo o máquina pertenecen; como ejemplo podemos poner AF, que se referencia al acoplado forrajero que se desarrolló en este trabajo.

La tercera letra indica de qué orden es el conjunto o subconjunto; por ejemplo, A, indica que es conjunto primario, la B, secundario y así sucesivamente.

Por último los tres números restantes designan la posición dentro de su orden.

Cabe aclarar que las piezas y subconjuntos de carácter comercial llevan consigo la designación AFZ- \_ \_ \_.

**X X X - 0 0 0**

#### Piezas:

Para la codificación de piezas, se utilizó un código conformado por una letra y cuatro números. La letra designa que tipo de pieza es, por ejemplo, si es un plegado, caño estructural, pernos, chapas, etc. Y los números indican la posición dentro del tipo de pieza.

**X - 0 0 0 0**

- Designación de letras utilizadas.

P: Plegado

S: Bujes

E: Caños estructurales

R: Pernos

G: Grilon

T: Planchuelas y chapas cortadas

F: Fundidos y forjados





## I. Introducción:

Podemos afirmar que, debido a los costos productivos y a la rentabilidad ganadera de nuestro país, se hace necesaria, la implementación de sistemas intensivos de producción. Los mismos requieren de equipos con amplias prestaciones, ya sea referido a la versatilidad, o a su fácil manejo, posibilitando así, la tarea al operario y disminuyendo los tiempos de trabajo correspondientes.

A través de la Cámara Argentina de Contratistas Forrajeros, (C.A.C.F.) se obtuvieron los datos del incremento de áreas destinadas al cultivo para forraje.

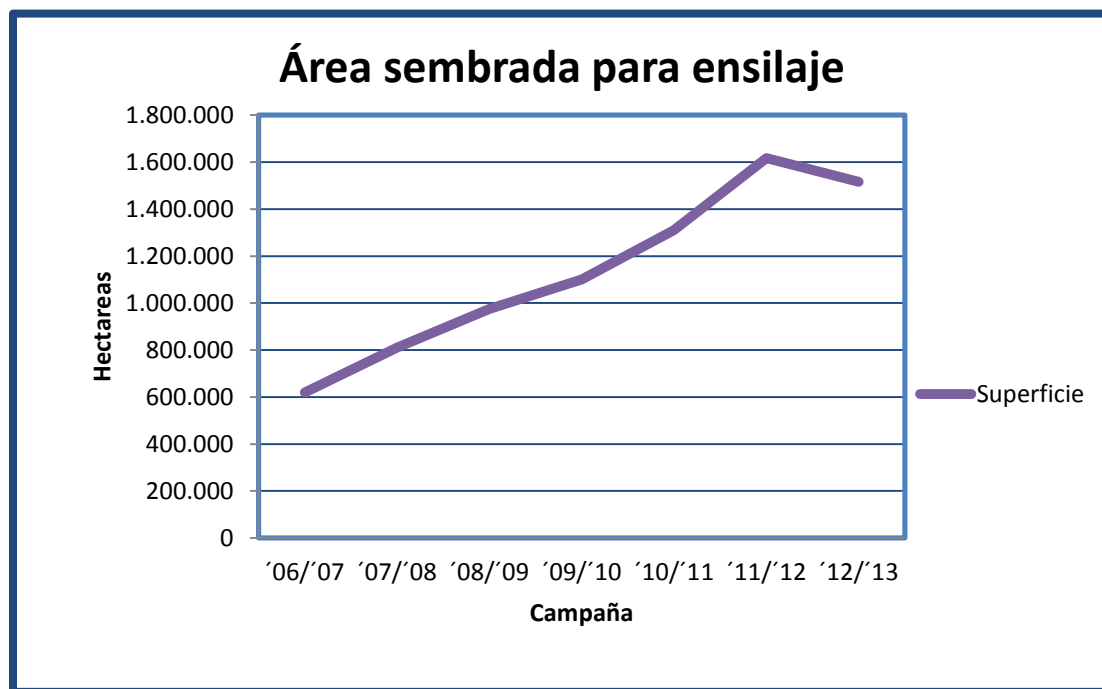


Gráfico I-1: Campaña vs. Hectáreas sembradas.

En el gráfico I-1, se observa el gran crecimiento que tuvo este sector de la agricultura para forrajes, desde 2006 a 2012 esta actividad se incrementó en más del 100 % en todo el país, generando una gran demanda de los implementos; relacionados con la producción de ensilaje.

Considerando el crecimiento en el área de siembra de materiales forrajeros, y un leve análisis sobre el mercado nacional afirmó aún más la idea del desarrollo de un acoplado forrajero, encontrando así, un pequeño lugar para el mercado si a futuro se piensa en la fabricación de éstos.

Los acoplados forrajeros, son los encargados de recibir el material picado, directamente, desde la máquina picadora y transportarlo hacia el lugar de almacenamiento.



En nuestro país, los equipos correspondientes, poseen un diseño diferenciado al que se plantea. Esto se debe, a una alta improvisación de los mismos, utilizando mayormente, camiones a los cuales se le adaptan bateas volcadoras para tal fin.

## II. Mercado nacional:

Mediante un análisis de mercado en la Argentina, en las diferentes fabricas que se dedican a la producción de acoplados forrajeros, se ha observado que la mayoría de la industrias fabrican el mismo estilo de acoplados, los cuales tienen pequeñas variaciones entre sí, ya sea, por tamaño o forma. No obstante, debemos afirmar que, el modo de trabajo a campo abierto es el mismo para todos.

Aquí, es necesario destacar que, una reconocida empresa dedicada mayormente a la fabricación de tolvas autodescargables para transporte de cereales u oleaginosas, implantó en el mercado acoplados forrajeros importados, introduciéndose, aún más, en el mercado e instaurando mayor tecnología al país.



Fig. II-1: Acoplados encontrados en el mercado nacional.

## III. Mercado internacional:

En el mercado internacional, se observa una marcada diferencia, donde las propuestas, mayormente, son sin batea rebatible; lo que ayuda a tener mayor seguridad para los operarios. El grado de tecnología y el nivel de desarrollo son mucho mayor que el que se observa en nuestro país.

Si bien se observa una gran diferencia entre el mercado nacional, y el mercado internacional, los propósitos son los mismos, en este caso, podemos nombrar como grandes diferencias: la capacidad de transporte que existe entre los acoplados mostrados anteriormente, y el modo de descarga, principalmente.



Fig. III-1: Acoplados encontrados en el mercado internacional.

#### IV. Descripción del equipo:

Como proyecto final, se propone calcular y diseñar, un acoplado forrajero, las dimensiones propuestas son 6500 mm de largo, 2600 mm de ancho y una altura total de 3500 mm.

Éste contará con dos ejes tipo tándem, de los cuales el trasero será direccional para reducir el rozamiento con el piso. Este eje poseerá un sistema de bloqueo para cuando sea necesario ir marcha atrás y poder mantener la dirección deseada.

La capacidad de carga es de unos 20 m<sup>3</sup>, pero, el acoplado cuenta con la mitad del piso que es deslizante; la pared frontal está sujeta a este piso y también, cuenta con movimiento propio. Este sistema es accionado hidráulicamente. Mediante el mismo se logra compactar el pasto depositado en el interior del acoplado, en un 50 %, con lo cual, la capacidad de carga se extiende a 30 m<sup>3</sup>.

En la parte trasera, cuenta con una puerta abatible que está compuesta de dos partes.

Una puerta primaria que tiene 500 mm de largo. En ella, se encuentran alojados los 2 rolos desmenuzadores, encargados de romper las aglomeraciones de forraje; debido a la compactación que se lleva a cabo, cuando se está cargando dicho acoplado. Y más atrás, pero adosada a la puerta primaria, se encuentra la puerta secundaria, la cual tiene una longitud de 250 mm, y también es abatible, pero solamente 45°.

Si se abre la puerta trasera (primaria y secundaria), y se acciona el piso y panel deslizante se obtiene una descarga poco gradual y con grandes aglomeraciones, que según el tipo de silo que se está confeccionando no es tan importante.

Si se abre la puerta secundaria únicamente, se acciona el piso y panel deslizante conjuntamente con los rolos, se obtendrá una descarga gradual que, es necesaria en



algunos casos.

En lo que respecta a seguridad, el equipo propuesto, al no tener una batea volcadora no presenta grandes riesgos para un operario, en el caso de que exista algún desperfecto hidráulico, que pueda provocar el descenso brusco de la misma. También, se puede enumerar como riesgo el vuelco del carro debido a las inercias de la carga, al descender bruscamente. En el acoplado propuesto, estos riesgos no son viables debido a que el diseño no contempla una batea rebatible.

#### **V. Funcionalidad del acoplado:**

El propósito del acoplado forrajero propuesto en este trabajo es facilitar la labor de ensilaje. La finalidad del mismo es mantener los materiales picados durante un periodo de tiempo, en forma adecuada, para el posterior uso del mismo en la alimentación del ganado, ya sea, para lechería, carne, lana, entre otras.

Con el mismo, se facilita el transporte de material picado, desde la máquina picadora hasta el lugar donde se confeccionara el silo, cualquiera sea el tipo de silo a confeccionar. Pero, como mayor ventaja, se ofrece gran adaptación al tipo de descarga necesaria para cada tipo de silos, teniendo una descarga gradual mediante el paso del pasto, a través de rolos desmenuzadores, y sino una descarga mucho menos gradual que se logra abriendo la puerta trasera y accionando el panel deslizante, el cual se encarga de empujar el pasto a la parte posterior del acoplado sin que la carga pase por los rolos desmenuzadores.

## VI. Adaptación del tipo de descarga del acoplado según el silo confeccionado:

- **Silos puente:**

Este tipo de silos se confecciona mediante el depósito del forraje en el suelo, el mismo se va compactando mediante el tránsito de maquinarias pesadas encima de él, logrando así la eliminación del oxígeno entre el material picado. Para este tipo de silos podemos utilizar la descarga brusca del acoplado, ya que no interesa si hay aglomeración de pasto.



Fig. VI-1: Confección de un silo puente.



- **Silo bolsa:**

El silo bolsa es otro tipo de almacenamiento del forraje, el cual, se hace mediante la descarga de pasto picado en una máquina embutidora; la cual se encarga de introducir, a presión el pasto en una bolsa bicapa resistente. Posee diferentes largos y diámetros. El acoplado forrajero en este tipo de silos puede lograr que la descarga sea uniforme, sin que caigan aglomeraciones de pasto sobre la embutidora, que la someterían a grandes esfuerzos. Con la descarga gradual, se logra que el embutido sea más uniforme y la forma de la bolsa se mantenga constante en toda su longitud.



Fig. VII-2: Confección de silos bolsa.

### VII. Ventajas del ensilaje:

Se dispone de forraje de buena calidad en la época de escasez, manteniéndose succulento a lo largo del año, con óptimo sabor y valor nutritivo.

Con el uso de ensilaje, se mantiene un mayor número de animales por unidad de superficie.

Mantiene el valor nutritivo y palatabilidad del forraje durante el almacenamiento.

Los pastos maduros, durante el proceso de fermentación, mejoran su digestibilidad y son más apetecibles.

Permite almacenar forrajes durante periodos de abundancia, cuando estos alcanzan



su mayor valor nutritivo.

Como el pasto se corta verde, se aprovecha, más rápidamente, el terreno donde este estaba para otros cortes u otros cultivos.

El corte de pastos y cultivos para ensilar contribuye a controlar malezas que aún no han fructificado; lo mismo pasa con los insectos y hasta con las enfermedades que se controlan por qué no encuentran follaje y medios para propagarse. Además, ningún insecto sobrevive al proceso de la fermentación.

Con el ensilaje, se aprovecha todas las partes de la planta: tallo, hoja, fruto, entre otras.

Se puede ensilar en cualquier época, siempre y cuando haya disponibilidad de forraje.



## Capítulo 1:

### 1.1 Dimensionamiento general.

En el siguiente esbozo, se observan alguna de las medidas propuestas para el diseño del equipo, a partir de ellas se procederá a averiguar las dimensiones que son incógnitas.

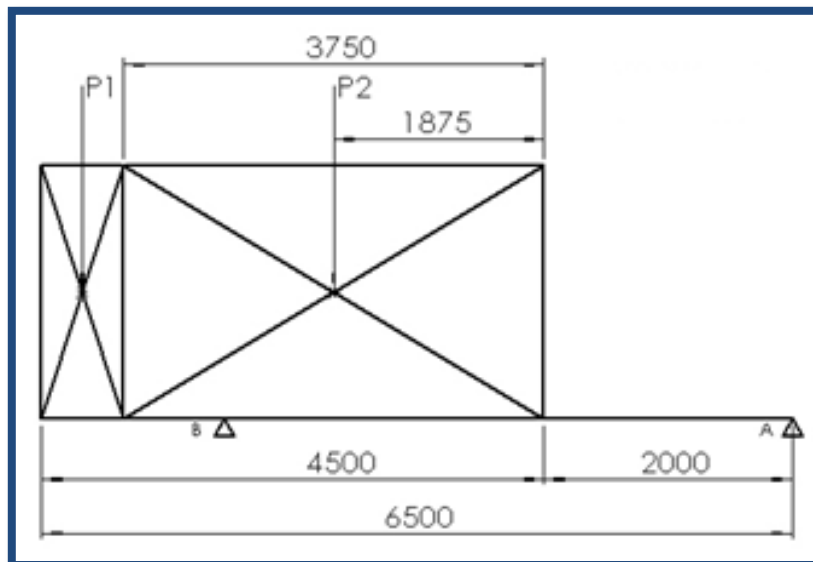


Fig. 1.1-1: Dimensiones generales.

Cabe aclarar que, para el cálculo de las distancias entre vínculos, la carga  $P_1$ , se trasladó, debido a que, el chasis no es del largo total del equipo. La parte trasera corresponde a una puerta abatible, representada por  $P_1$ .

Como primera medida, se definió el volumen de carga del acoplado.

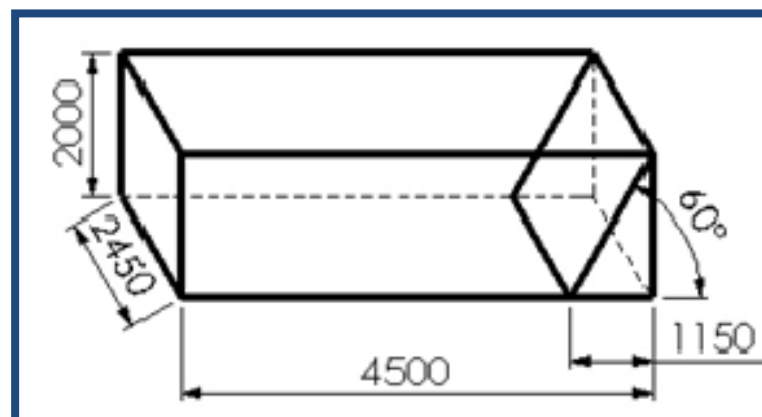


Fig. 1.1-2: Caja contenedora.

El volumen resultante ( $V$ ) es de  $19.23 \text{ m}^3$  aproximadamente.





### 1.2 Carga en el acoplado.

Una vez definido el volumen; se pasó a calcular la carga, para dicha operación se utilizó trigo como material de carga, debido que, tiene mayor peso específico, por lo cual, es la carga más desfavorable. Se tomó este criterio, teniendo en cuenta que este implemento en algunos casos puede ser utilizado para carga de cereal.

*Peso específico trigo ( $\gamma$ ): 780 kg/m<sup>3</sup> (Reimbert)*

*Carga (P):  $\gamma \times V = 780 \text{ kg/m}^3 \times 19.23 \text{ m}^3 \rightarrow P = 14999.4 \text{ kgf} \sim 15000 \text{ kgf}$*

Esta es la carga utilizada para calcular la estructura del acoplado.

Por otro lado se tuvo en cuenta el peso propio de materiales y se estimó en  $P_p = 5000 \text{ kgf}$ , para realizar los primeros estudios.

### 1.3 Definición de distancia de los ejes.

Se propuso un largo de lanza desde el enganche al equipo mismo de 2000 mm, los cuales creemos, fundamentales, para un buen giro del tractor.

Para calcular las reacciones en los vínculos se tomaron cargas distribuidas, tanto P como  $P_p$ . Como condición, se impuso que la carga en el enganche debía ser de 500 kgf, cuando el equipo esté totalmente cargado. Así de esta forma, dejamos una reacción en el vínculo restante de 19500 kgf.

Con todas las reacciones impuestas, estamos en condiciones de poder definir la distancia entre vínculos.

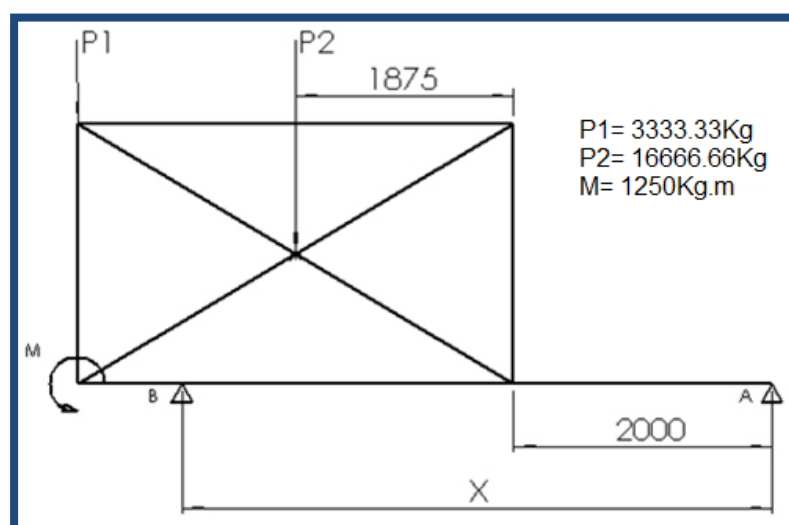


Fig. 1.3-1: Cargas sobre el acoplado.



Realizamos una sumatoria de momentos respecto al vínculo "A", obtenemos la distancia "X", perteneciente al tramo, desde "A" hasta el vínculo "B", cuando el acoplado esta cargado.

$$\Sigma MA = -M - P1 \times 5.75m + RB \times X - P2 \times 3.875 m$$

$$\Sigma MA = -1250 \text{ kgf} \cdot m - 3333.33 \text{ kg} \times 5.75 m + 19500 \times X - 16666.66 \text{ kg} \times 3.857 m$$

$$X = 4.350 m \text{ ó } 4350 \text{ mm}$$

La distancia queda definida en 4350 mm entre vínculos.

Ahora se pasara a corroborar la reaccion en el vínculo "A"; cuando el acoplado esta descargado, para evitar que la lanza se voltee, es decir, se busca que, siempre, quede el vínculo "A" con una carga determinada.

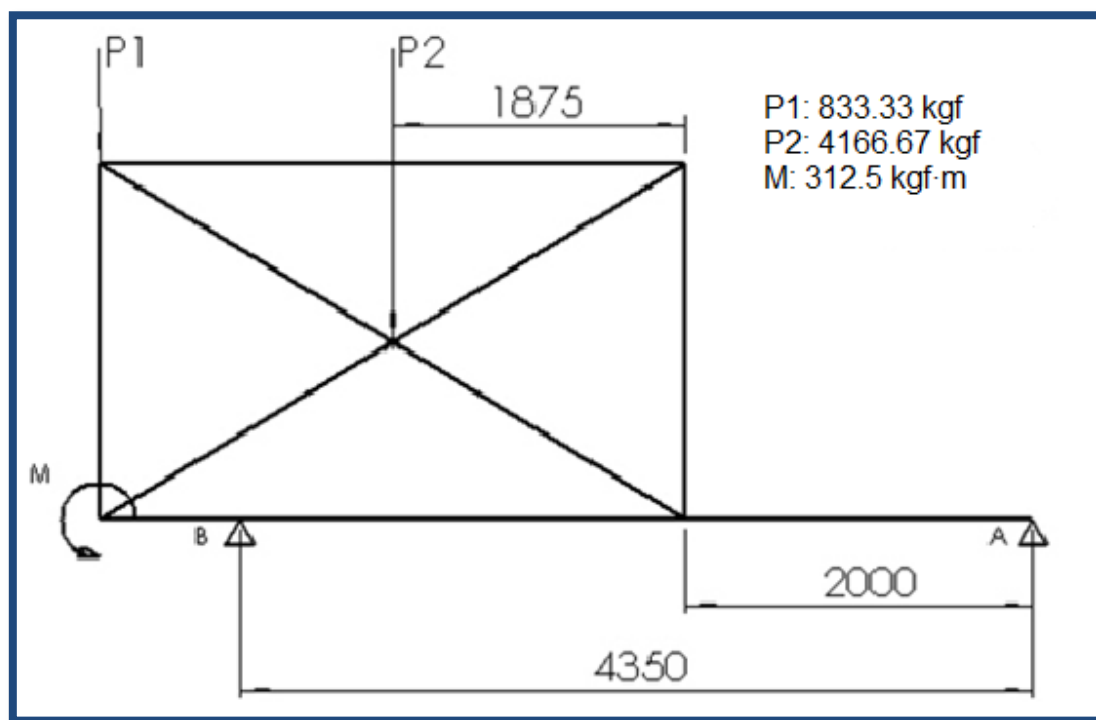


Fig. 1.3-2: Cargas sobre el acoplado por el peso propio.

Realizamos nuevamente la sumatoria de momentos respecto al vínculo "A", ahora con la distancia definida, sacamos las reacciones en los vínculos.

$$\Sigma MA = -M - P1 \times 5.75 m + RB \times 4.35 m - P2 \times 3.875 m$$

$$\Sigma MA = -312.5 \text{ kgf} \cdot m - 833.33 \text{ kgf} \times 5.75 m + RB \times 4.35 m - 4166.6 \text{ kgf} \times 3.857 m$$



$$RB = 4885 \text{ kgf}$$

Mediante una sumatoria de fuerzas en “y”, se averigua la carga en el vínculo “A”.

$$\Sigma F_y = RA + RB - P1 - P2 = 0$$

$$RA = 115 \text{ kgf } (\uparrow)$$

Quedando una reacción positiva ( $\uparrow$ ) en el vínculo “A”, esto indica que la lanza siempre va a quedar cargada, y se va a evitar el vuelco del acoplado.

El vínculo “B”, representa, los dos ejes traseros, los cuales están ubicados simétricamente a un lado y a otro del mencionado vínculo.

Ya con las disposiciones de los apoyos definidos, se obtienen las dimensiones generales del acoplado.

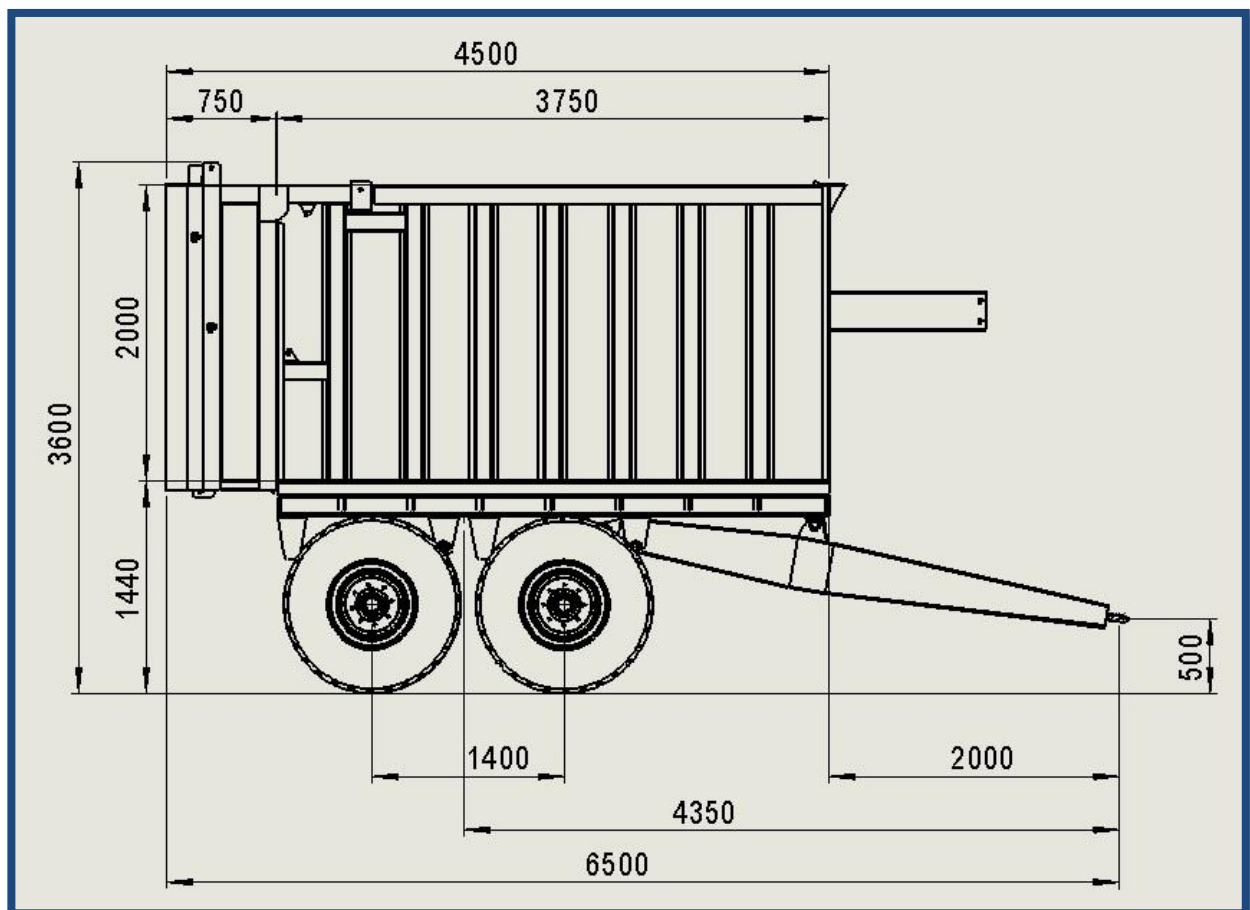


Fig. 1.3-3: Medidas generales.



## Capítulo 2:

### 2.1 Chasis.

Mediante un análisis exhaustivo de las cargas sobre el acoplado, se definió como primera medida que, el material al cual se hace referencia en las cargas es trigo, con un peso específico de  $780 \text{ kgf/m}^3$ .

Para tener una primera aproximación sobre las solicitaciones a los que está expuesto el chasis se procedió a hacer un cálculo manual considerando dos apoyos, uno delantero que está compuesto por el enganche del acoplado y uno trasero en representación de los dos ejes con los cuales se dispone. En la figura 2.1-1 se observan las dimensiones del acoplado con sus respectivas cargas.

Luego de la aproximación manual se procede al cálculo mediante software <sup>[IV]</sup> con todos los apoyos existentes, teniendo en cuenta que en el cálculo manual solo se consideraron dos vínculos. Cabe destacar que, los vínculos "B", "C" y "D", que se observan en la figura 2.1-3, están definidos por los apoyos de los elásticos sobre las manotas que se encuentran unidas a las vigas principales. Y el apoyo "A", está definido por el enganche al tractor.

A continuación, ya con todas las cargas establecidas, se comenzará con el cálculo del chasis, partiendo desde las vigas principales, luego, se procederá al diseño y cálculo de las teleras, faldón lateral, cruceros medios y el piso. También se diseñó el plegado que va en los extremos; cumple la función de teleras y crucero medio (Figura 2.5-3), el mismo, también, forma parte de la estética del acoplado. Esta pieza no fue calculada debido a que, es de dimensiones mayores a las teleras y cruceros medios, los cuales están diseñados, correctamente, y se consideró que no es necesaria una corroboración.



Aproximación mediante cálculo manual:

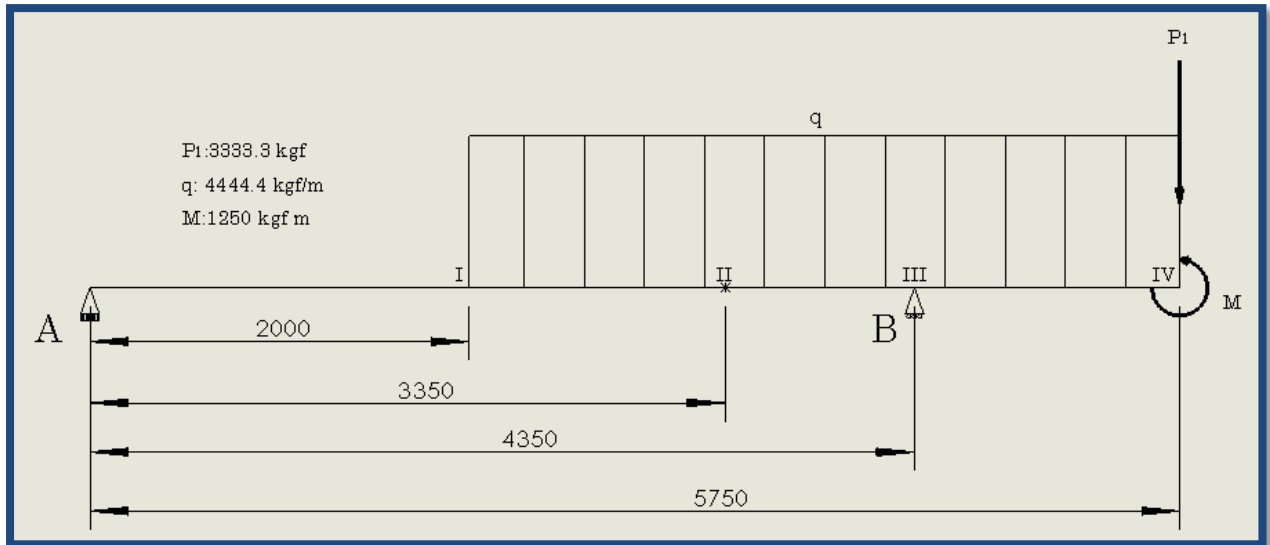


Fig. 2.1-1: Disposición de cargas, vínculos y secciones donde se toma momento flector.

Ahora bien con todos los datos establecidos, se procede a hacer los cálculos pertinentes.

Cálculo de reacciones:

$$\sum MA = -P_1 \times 5.75 \text{ m} + M + R_B \times 4.35 \text{ m} - q \times 3.75 \text{ m} \times 3.875 \text{ m}$$

Despejando:  $R_B = 18966 \text{ kgf}$

$$\sum Fy = R_A + R_B - P_1 - q \times 3.75 \text{ m}$$

Despejando:  $R_A = 1033.5 \text{ kgf}$

Luego de obtener las reacciones en los vínculos, el próximo paso es calcular los momentos flectores, en este caso se van a considerar cuatro secciones importantes, las cuales están marcadas en la figura 2.1-1 con números romanos.

$$MF_I = R_A \times 2 \text{ m} = 2067 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$MF_{II} = R_A \times 3.35 \text{ m} - q \times \frac{1.35^2}{2} \text{ m} = -587 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$MF_{III} = R_A \times 4.35 \text{ m} - q \times \frac{2.35^2}{2} \text{ m} = -7776.4 \text{ kgf} \cdot \text{m} \rightarrow (777640 \text{ kgf/cm}^2)$$

$$MF_{IV} = R_A \times 5.75 \text{ m} - q \times \frac{3.75^2}{2} + R_B \times 1.4 \text{ m} - M = 0 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$



Con los datos de los momentos flectores, ya establecidos, se considerará el de mayor valor para hacer un cálculo aproximado acerca de la sección necesaria para soportar dicho esfuerzo.

Cálculo del módulo resistente ( $W$ ) necesario:

$$\sigma = \frac{MF}{W}$$

El material que se utilizará para la construcción de la viga necesaria, será chapa de calidad F-24 con un espesor de 6.35 mm, dicho material tiene una resistencia a la fluencia de 2400 kgf/cm<sup>2</sup>; al que se le aplicara un coeficiente de seguridad de  $N=1.71$  arrojando una tensión de trabajo admisible de 1721 kgf/cm<sup>2</sup>

$$1721 \text{ kgf/cm}^2 = \frac{777640 \text{ kgf} \cdot \text{cm}}{W} \rightarrow W = 452 \text{ cm}^3$$

Se construirán dos vigas que cumplan con el modulo resistente necesario, por lo tanto cada viga debe tener un  $W = 226 \text{ cm}^3$ .

Mediante la utilización de las funciones que ofrece el software <sup>[1]</sup> se procede a dibujar perfiles con el espesor anteriormente detallado hasta aproximarse al que brinde los requerimientos necesarios, a continuación se muestra el perfil obtenido, el cual tiene un momento de inercia  $I = 3029 \text{ cm}^4$  y un  $W \sim 226 \text{ cm}^3$ .

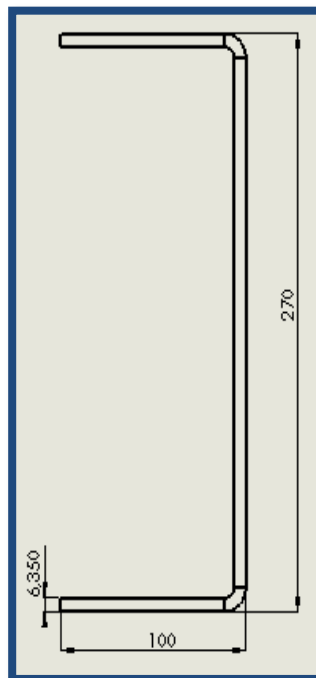


Fig. 2.1-2: Perfil de viga que cumple con el modulo resistente establecido.

Con los datos establecidos manualmente se procede a estudiar el caso más



estrictamente, mediante la utilización de un software de cálculo que permite establecer los valores necesarios con mayor certeza que manualmente.

*Carga Puntual vínculo D: 3333.33 kgf*

*Carga Distribuida: 4444.44 kgf/m*

*Momento en vínculo D: - 1250 kgf · m*

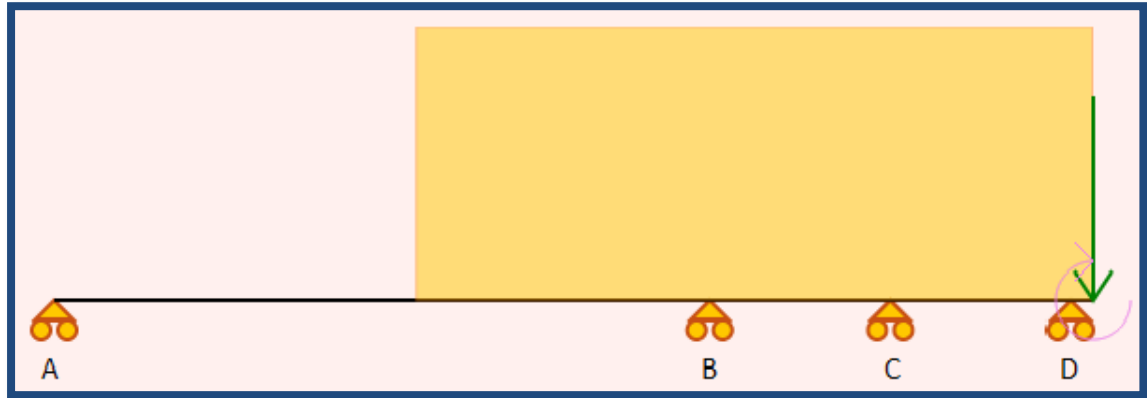


Fig. 2.1-3: Chasis con cargas y vínculos definidos.

Reacciones en los vínculos:

*Vínculo A: 803.73 kgf*

*Vínculo B: 12203.5 kgf*

*Vínculo C: - 1428 kgf*

*Vínculo D: 8420.8 kgf*

*Carga total: 20000 kgf*

Gráficos de esfuerzos:

A continuación, se mostraran las representaciones gráficas de los esfuerzos a los que esta sometido el chasis del acoplado.

El esfuerzo de corte máximo: (Figura 2.1-4)

Se ubica en el vínculo "B", con una magnitud de -6418 kgf.

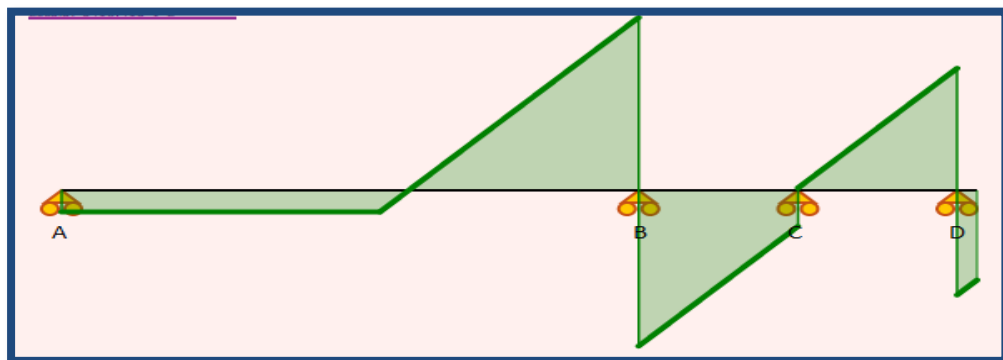


Fig. 2.1-4: Gráfico de esfuerzos de corte.

El momento flector máximo: (Figura 2.1-5)

Se ubica en el vínculo "B", y tiene una magnitud de 2954 kgf-m.

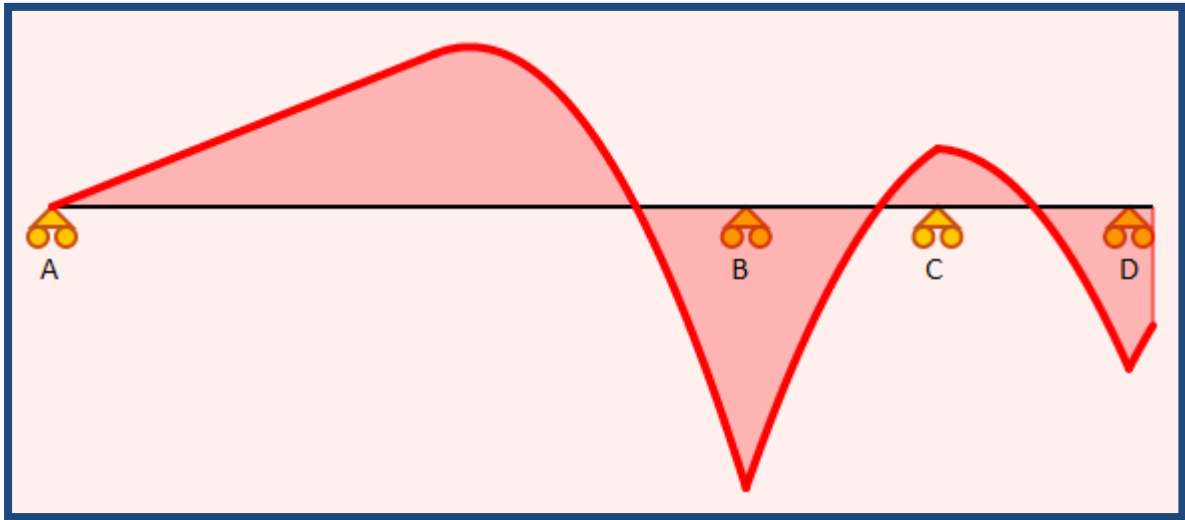


Fig. 2.1-5: Gráfico de momentos flectores.

La mayor deformación debido a las cargas se ubica a 1866 mm del vínculo "A", y tiene un magnitud de  $1749.6/EI$ . Cabe aclarar que la deformación está en función del perfil, que si bien se tiene una aproximación de su forma y tamaño, hay que ajustarlo correctamente, en la figura 2.1-6 se observa el gráfico de deformaciones.

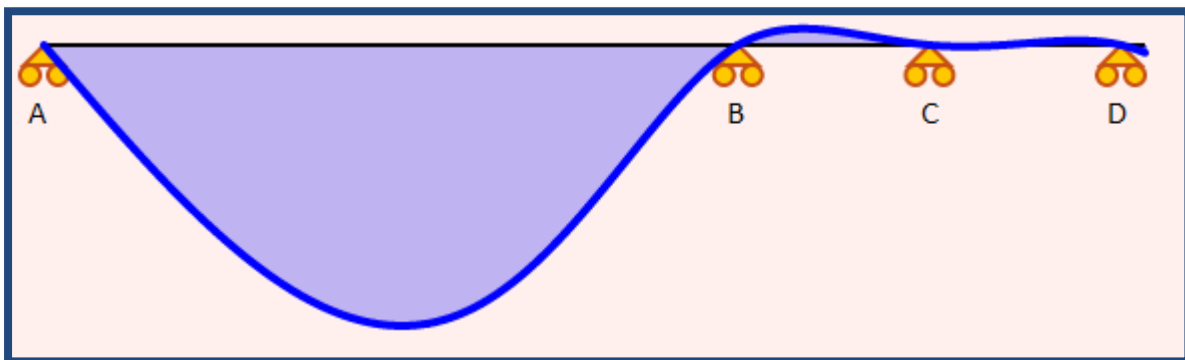


Fig. 2.1-6: Gráfico de deformaciones (flechas).

## 2.2 Vigas principales.

Sugerimos una flecha máxima de 5 mm; al despejar, obtenemos el momento de inercia mínimo, requerido para dicha sollicitación.

$$0.005 = \frac{1749.6}{2.1 \times 10^{10} \times I} \quad (\text{unidades en m, kgf. y kg/m}^2)$$

$$I = 1.66 \times 10^5 \text{ m}^4 \rightarrow 1660 \text{ cm}^4 \text{ Momento de inercia mínimo requerido.}$$





Creemos necesario para este chasis, un perfil C plegado de chapa de acero calidad F-24 de 6.35 mm de espesor.

El plegado tiene un momento de inercia de  $2037 \text{ cm}^4$ , lo cual es mucho mayor al mínimo calculado.

Hay que tener en cuenta, que se utilizarán dos plegados enfrentados separados 1167 mm, para el posterior armado del chasis, por lo cual, el momento de inercia se elevará al doble, quedando así sobredimensionado.

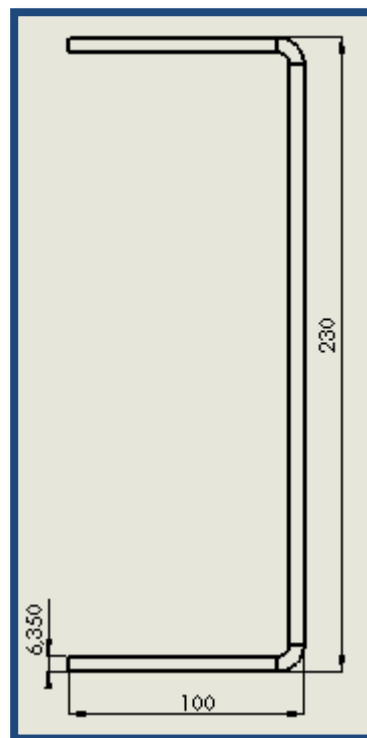


Fig. 2.2-1: Sección de la viga principal.

Estamos en condiciones de asegurar que mediante el uso de un software de cálculo, se puede ahorrar en tiempo y también en material, debido a que las consideraciones y el poder de cálculo que el mismo posee nos dan resultados más certeros.

Considerando el cálculo manual que se hizo, la viga tendría un peso de 12 kg mayor al que se obtuvo mediante los cálculos utilizando el software <sup>[IV]</sup>.

### 2.3 Teleras.

Las teleras se confeccionaron mediante una viga de sección variable, las mismas están realizadas en chapa de acero calidad F-24 de 4.76 mm de espesor. El cálculo de resistencia y deformaciones de las mismas, se realizó con el software <sup>[III]</sup>



Se considera una carga distribuida para toda la longitud de la telera de 8.38 kgf/cm. La longitud de la telera que resiste la carga distribuida es de 703.65 mm.

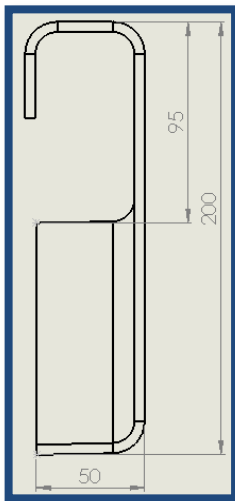


Fig. 2.3-1: Secciones de la telera.

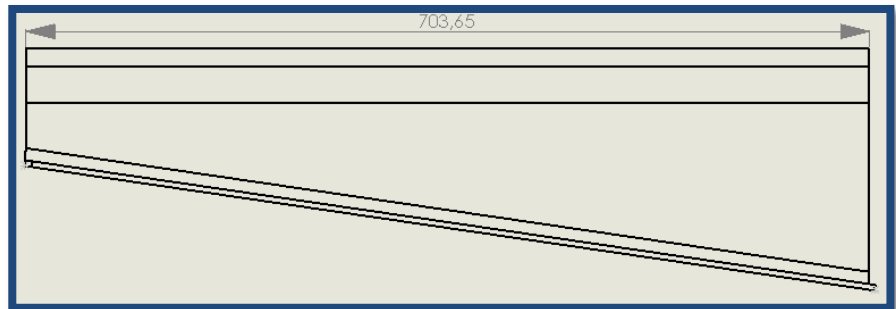


Fig. 2.3-2: Longitud y vista de la sección variable de telera.

En la figura 2.3-3 se ponen de manifiesto las tensiones a las cuales está sometida la viga telera. Se observa que, la mayor tensión, a la cual está sometida es de 1411.8 kgf/cm<sup>2</sup>, en un vértice del ala. La tensión promedio en la telera es de 800 kgf/cm<sup>2</sup>, mientras que, la chapa de acero calidad F-24 tiene un límite de fluencia de 2400 kgf/cm<sup>2</sup>. Por lo cual podemos decir que las teleras trabajan con un coeficiente de seguridad  $N = 3$ .

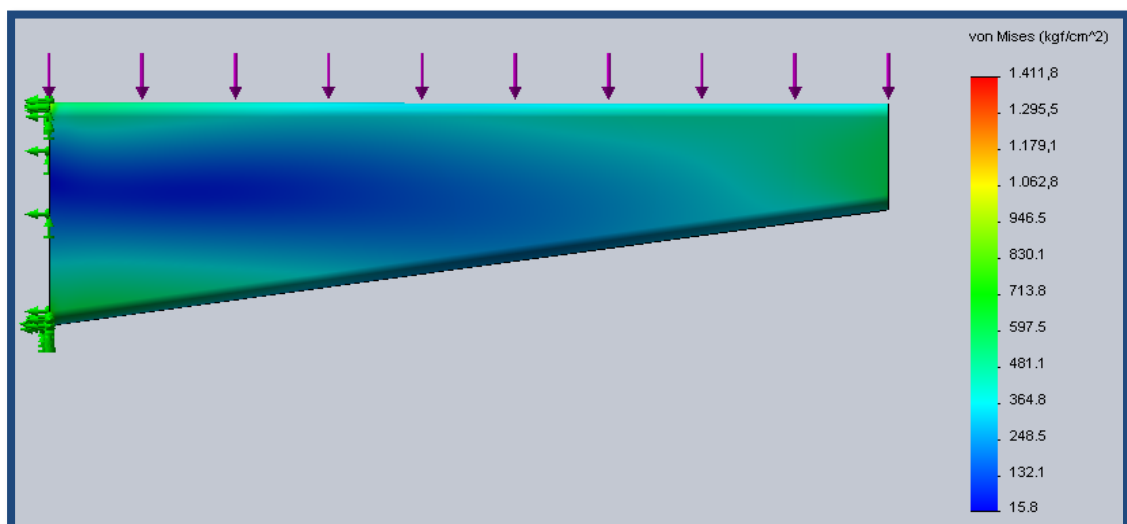


Fig. 2.3-3: Tensiones en la telera (SolidWorksSimulation).



En la figura 2.3-4 se observa la deformación de la viga telera, consideramos admisible una deformación de  $L/1000$ , lo que estaría representado, en este caso, por 0.703 mm. Se puede observar que, se corrobora de manera exitosa, ya que, la deformación general en la pieza es de 0.563 mm.

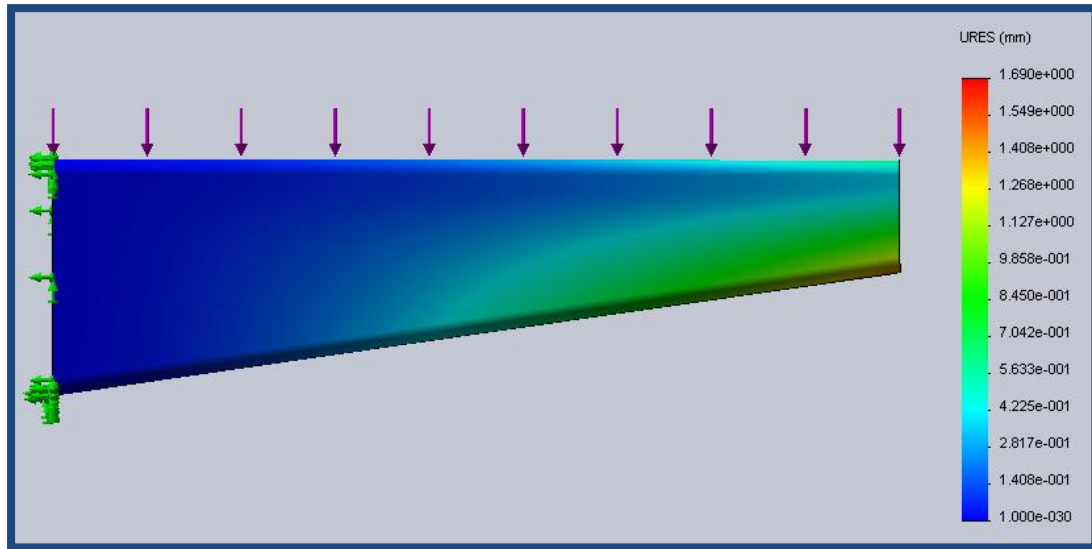


Fig. 2.3-4: Magnitudes de deformación de la telera (SolidWorksSimulation).

## 2.4 Faldones.

Los faldones o vigas laterales son los encargados de unir a todas las teleras y lograr que ellas trabajen uniformemente. Por lo tanto, para realizar el cálculo se estima un 35% de la carga que soportan todas las teleras juntas, más un adicional del peso de los materiales de los paneles laterales y parantes.

Lo que principalmente se buscó en el diseño de los mismos, es la armonía estética, ya que, con dimensiones menores, los faldones corroboran a la resistencia y deformación.

Cargas sobre el faldón:

El faldón se encuentra en la punta de las teleras, las cuales están dispuestas cada 470 mm. Se consideró que, el mismo soporta el 35% (1444 kgf) de la carga que soportan las teleras, más un adicional de 1000 kgf debido al peso de los parantes y paneles laterales, lo que hace un total de 2444 kgf, generando una carga sobre cada tramo entre teleras equivalente a 305.5 kgf.



A continuación, en la figura 2.4-1, se muestran las dimensiones del faldón.

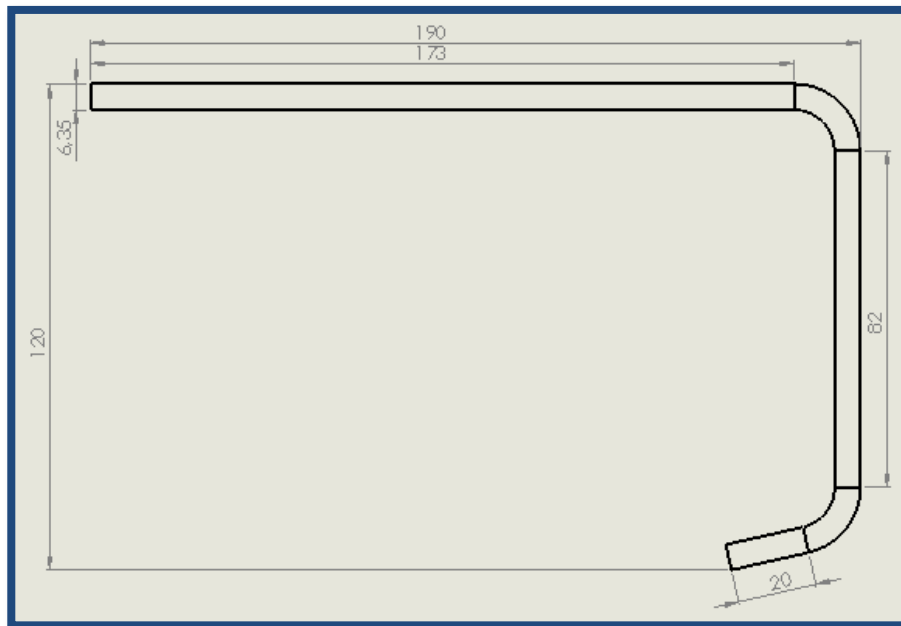


Fig. 2.4-1: Dimensiones de la sección del faldón.

Cabe aclarar que la longitud del faldón es de 3750 mm.

Utilizando el software <sup>[1]</sup> corroboramos que, la sección elegida es la adecuada, para el propósito requerido.

Para el ensayo se consideró una carga de 305 kgf, entre vanos de las teleras, quedando una longitud a ensayar del faldón equivalente a 470 mm. En la figura 2.4-2, se observa claramente que las tensiones de mayor magnitud están en la parte coloreada con rojo, así mismo, también, se observa que, el punto de mayor tensión está muy por debajo del punto de fluencia del material.

Se seleccionó una chapa de acero calidad F-24, el cual quedaría deformado permanentemente a partir de los 2400 kgf/cm<sup>2</sup> de tensión. Podemos decir entonces al comparar la tensión de trabajo que es 433.9 kgf/cm<sup>2</sup> y la de fluencia, el faldón trabaja con un coeficiente de seguridad  $N = 5.53$ .

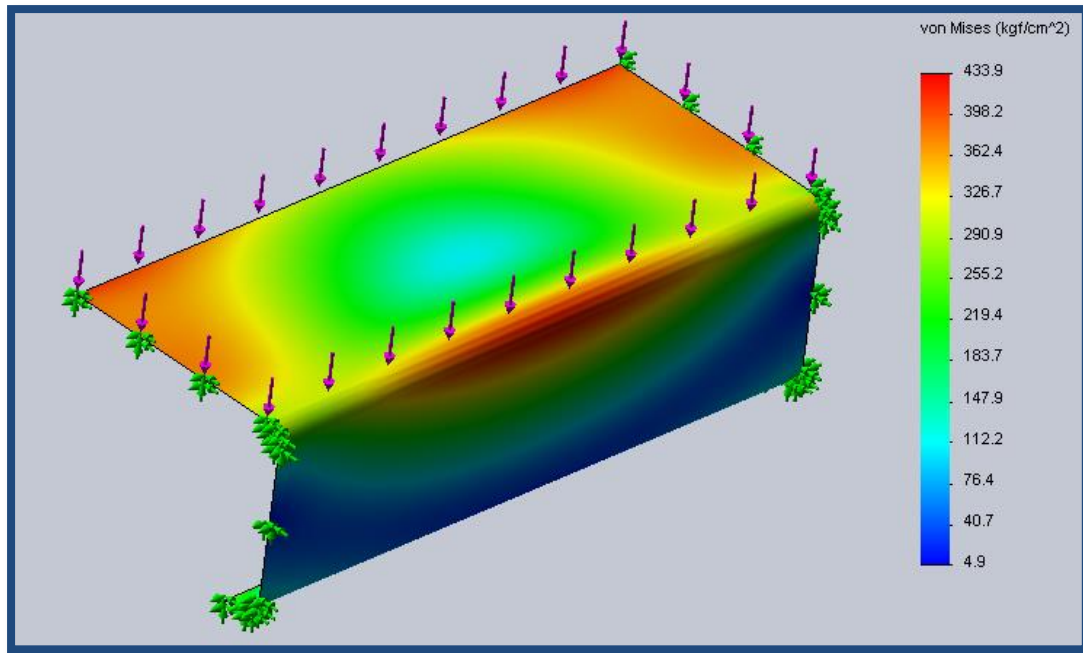


Fig. 2.4-2: Tensiones en el faldón (SolidWorksSimulation).

Con respecto a las deformaciones, en la figura 2.4-3 se muestra una deformación relativamente grande comparada con el criterio utilizado, donde se decidió que es admisible una deformación de  $L/1000$ .

En el caso de los vanos, considerados para el estudio de tensiones y deformaciones, se admite una deformación máxima de 0.47 mm. Por lo tanto, considerando la deformación arrojada, por el software de cálculo, podemos afirmar que, ella sobrepasa en más del doble (1.02 mm) la admisible, pero, vale aclarar que, esa deformación esta sobre el ala del faldón, lo cual nos permite seguir adelante sin realizar ningún cambio de diseño debido a que esta ala estará apoyada y soldada por tramos, sobre el piso del acoplado, generando así una mayor resistencia y eliminando prácticamente, por completo, la deformación.

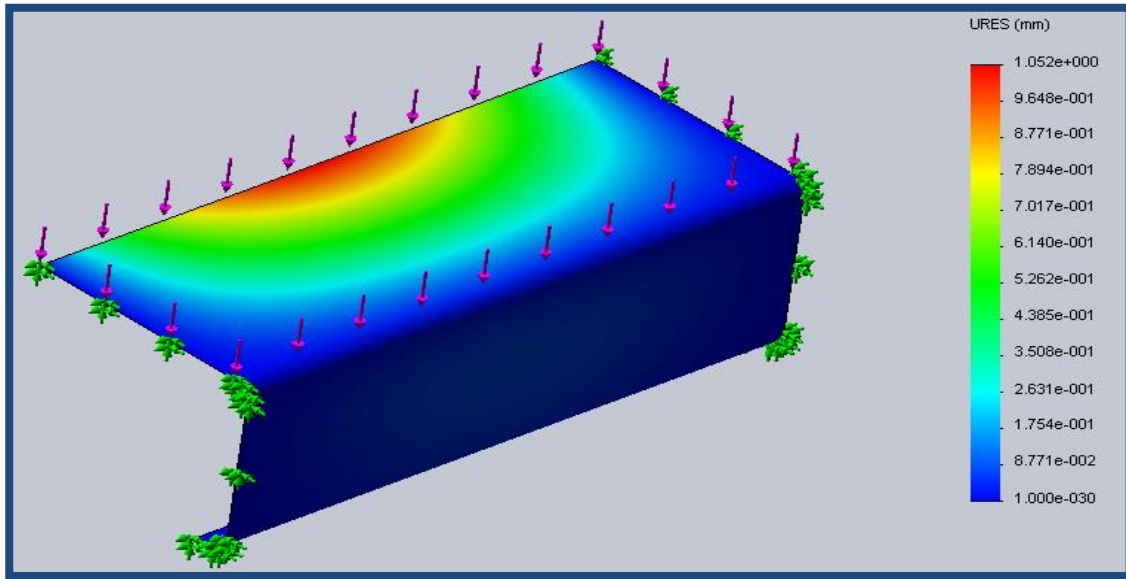


Fig. 2.4-3: Deformación del faldón (SolidWorksSimulation).

## 2.5 Cruceos medios.

Los cruceos medios son los que se ubican entre las vigas principales. Su longitud es de 1167 mm. A lo largo de las vigas principales, irán colocados 5 de éstos con una separación entre sí de 932 mm. También, en los extremos, se colocará un plegado, el cual, cumplirá la función de telera y cruceo medio.

Por lo tanto, en los extremos, habrá un cruceo medio más un plegado como el que se muestra en la figura 2.5-2. El cual no fue calculado debido a que, tiene dimensiones aún más grandes que la telera y en la parte del medio no es necesario ya que, está debidamente reforzado, por el cruceo medio que une las dos vigas principales, entonces, se procede a fabricarlo de forma estética sabiendo que cumplirá con las funciones mecánicas.

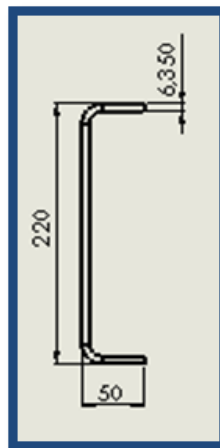


Fig. 2.5-1: Sección del cruceo medio.

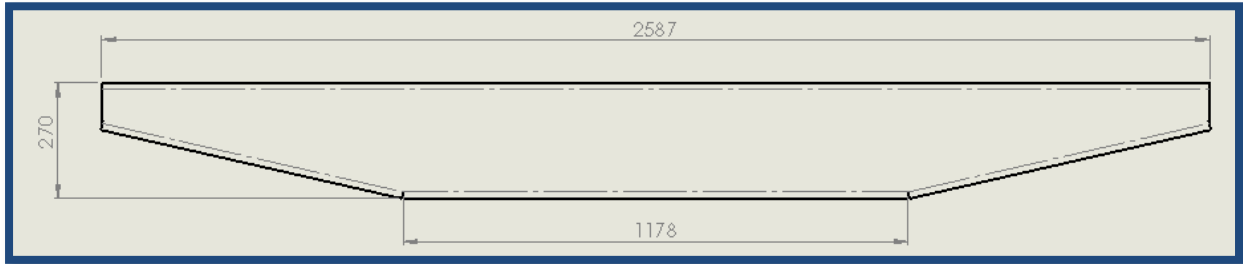


Fig. 2.5-2: Plegado delantero y trasero que cumple la función de telera y crucero medio.

Se consideró que, los cruceros medios reciben dos tipos de cargas, una uniforme en toda la longitud del mismo; debido al volumen de material que resisten por encima de ellos y se determinó de la siguiente manera:

En primera medida se consideró el volumen que ocupa el vano entre cruceros medios, o sea:

$$\text{Vano} \times \text{Ancho de acoplado} \times \text{Alto} = \text{Volumen del vano}$$

$$0.932 \text{ m} \times 2.45 \text{ m} \times 2 \text{ m} = 4.56 \text{ m}^3$$

La densidad del material considerado es:  $780 \text{ kgf/m}^3$

$$Q = \delta \cdot v$$

$$Q = 780 \text{ kgf/m}^3 \times 4.56 \text{ m}^3 = 3556.8 \text{ kgf}$$

Y como segunda componente de la carga, un momento en cada extremo, generado por las cargas en las teleras y transmitidos a través de las vigas principales. Cabe aclarar que las teleras y los cruceros medios están unidos mediante soldadura a las vigas principales.

$$Q_{telera} = 589.5 \text{ kgf}$$

$$L_{telera} = 70.5 \text{ cm}$$

$$M = Q \times \frac{L}{2} = 20779.87 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Ahora bien, con todos los datos pertenecientes a las diversas cargas involucradas, se simularon en el software de cálculo, arrojando los siguientes resultados: En la figura 2.5-3 se observan puntos con mayores tensiones, si bien son inferiores al límite de fluencia del material utilizado que es chapa de acero calidad F-24, el coeficiente de seguridad es menor a 1.71, que es el estipulado para esta parte del chasis, pero,

haciendo un análisis más profundo, se observa que, esos puntos de mayor tensión se dan en lugares especiales, como son los pliegues.

Considerando que, las cargas son estáticas, o variables progresivas, es admisible dejar esos concentradores de tensión sin rediseñar la pieza.

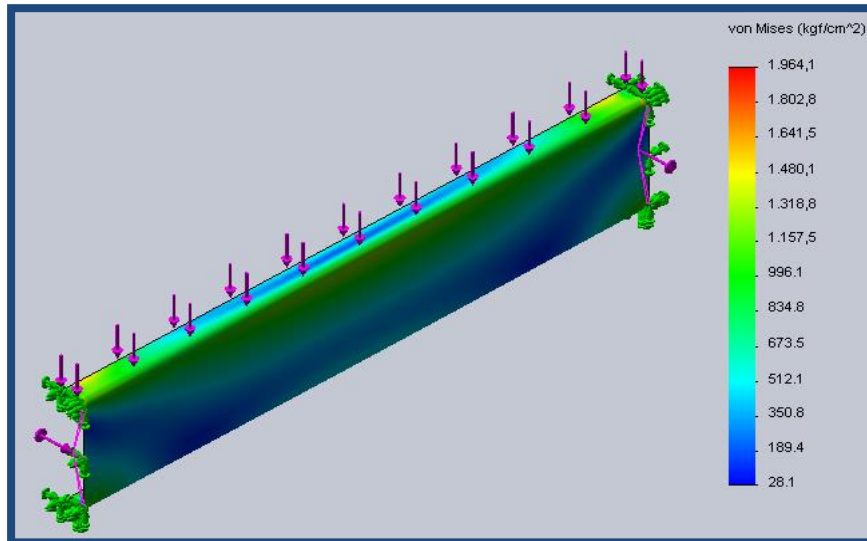


Fig. 2.5-3: Tensiones en el crucero medio (SolidWorksSimulation).

Con respecto a la deformación: hay dos zonas a analizar, empezando por la menos importante en la figura 2.5-4. En el ala del crucero medio, se observa una deformación mayor a la admisible, recordando como criterio que las deformaciones admisibles consideradas son de  $L/1000$ , en este caso, estaría representado por 1.16 mm.

Pero teniendo en cuenta que esa parte va a estar soldada con el piso del acoplado, esta ganará mayor rigidez, la cual, se va a encargar de absorber las deformaciones en exceso.

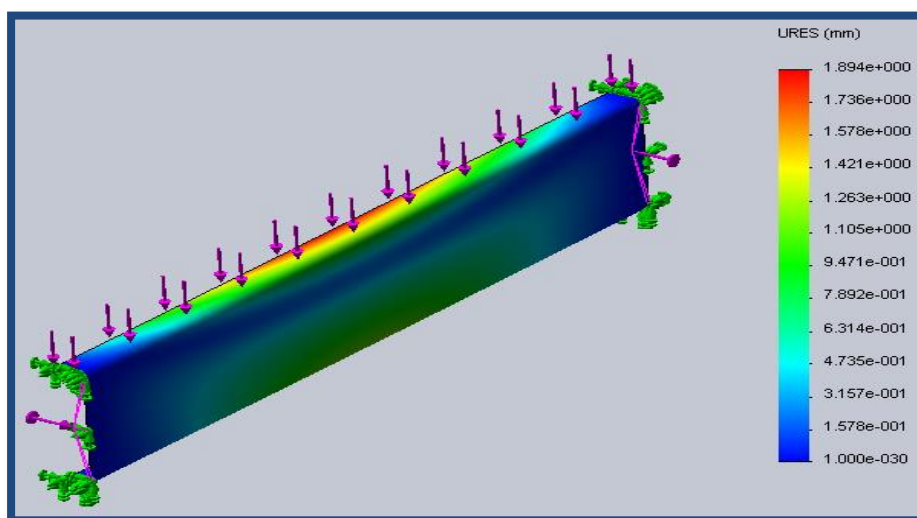


Fig. 2.5-4: Deformación en el ala del crucero medio (SolidWorksSimulation).



Como segundo análisis, nos referimos al alma del crucero, la parte más importante, en la cual se observa resaltado en rojo en la figura 2.5-6 que, en promedio tiene una deformación dentro de la admisible por lo que se decidió que el crucero diseñado es el correcto.

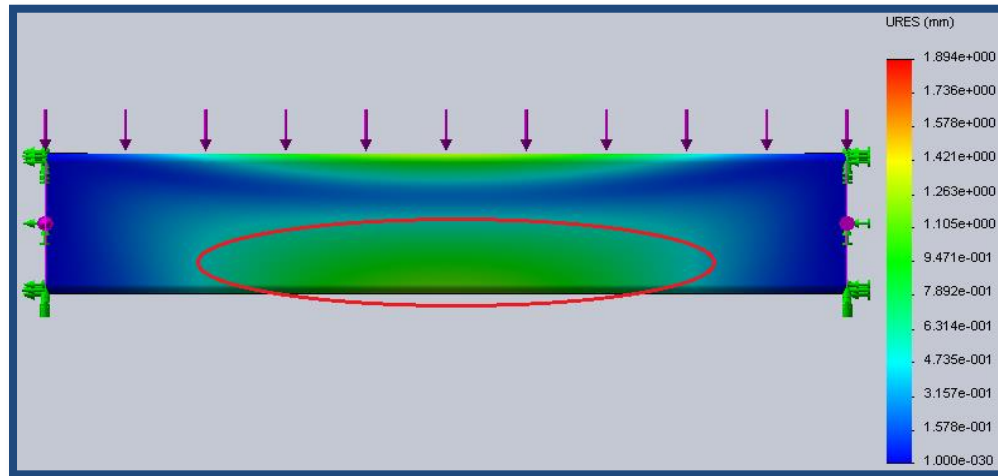


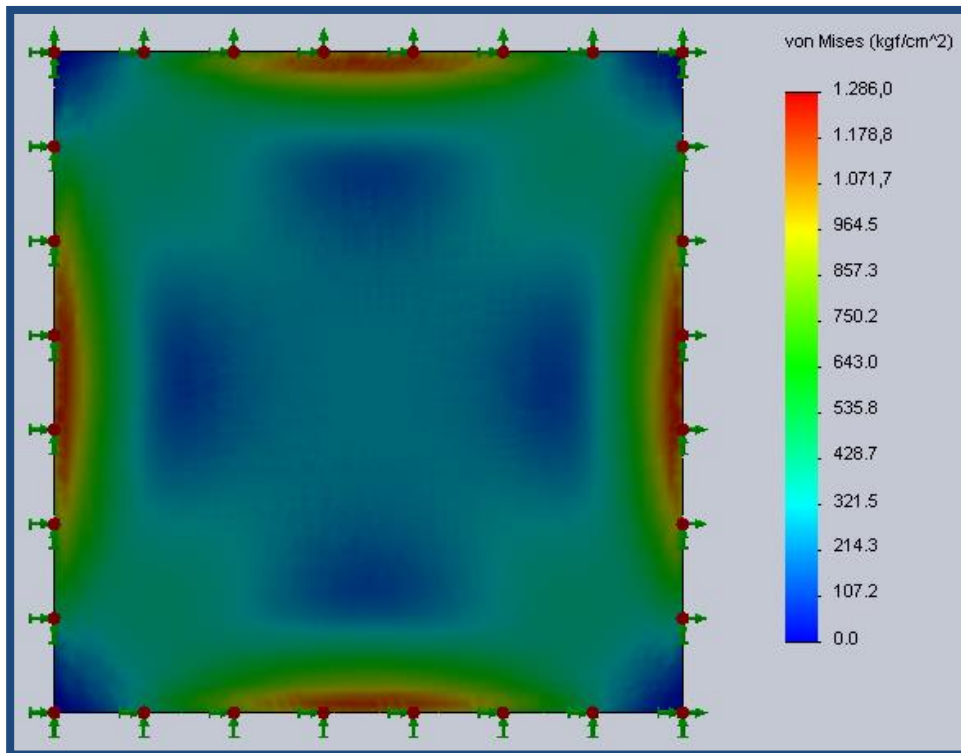
Fig. 2.5-6: Deformación en el alma del crucero medio (SolidWorksSimulation).

## 2.6 Piso.

Para seleccionar el espesor de la chapa del piso, se procedió a tomar el área del mismo, en el cual, las solicitaciones son mayores. Este punto se da entre vanos de los cruceros medios. La medida de los mismos es de 980 mm X 932 mm. Teniendo en cuenta que, la caja contenedora del acoplado tiene una altura de 2000 mm, y considerando que, el mismo está cargado con trigo, se concluye que sobre cada vano, entre cruceros medios, soporta una carga de 1424.84 kgf del nombrado cereal.

Procediendo a los estudios de resistencia de materiales mediante el software de elementos finitos [II], se procedió a calcular la presión a la que estaba sometida esa parte del piso, lo que dio como resultado una solicitación de  $0.156 \text{ kgf/cm}^2$ .

A continuación, en la figura 2.6-1, se observan las tensiones arrojadas por el software, las cuales están por debajo de las del límite de fluencia del material seleccionado; que en este caso es una chapa de acero calidad F-24 con un espesor de 4.76 mm. En la figura 2.6-2, se observa que, el factor de seguridad mínimo es  $N = 1.87$ , lo cual se consideró aceptable para el tipo de carga que recibe el piso. Las cargas, si bien son variables, son en forma progresiva y de baja velocidad.



.Figura 2.6-1: Tensiones en el vano seleccionado para el cálculo de solicitaciones en el piso.

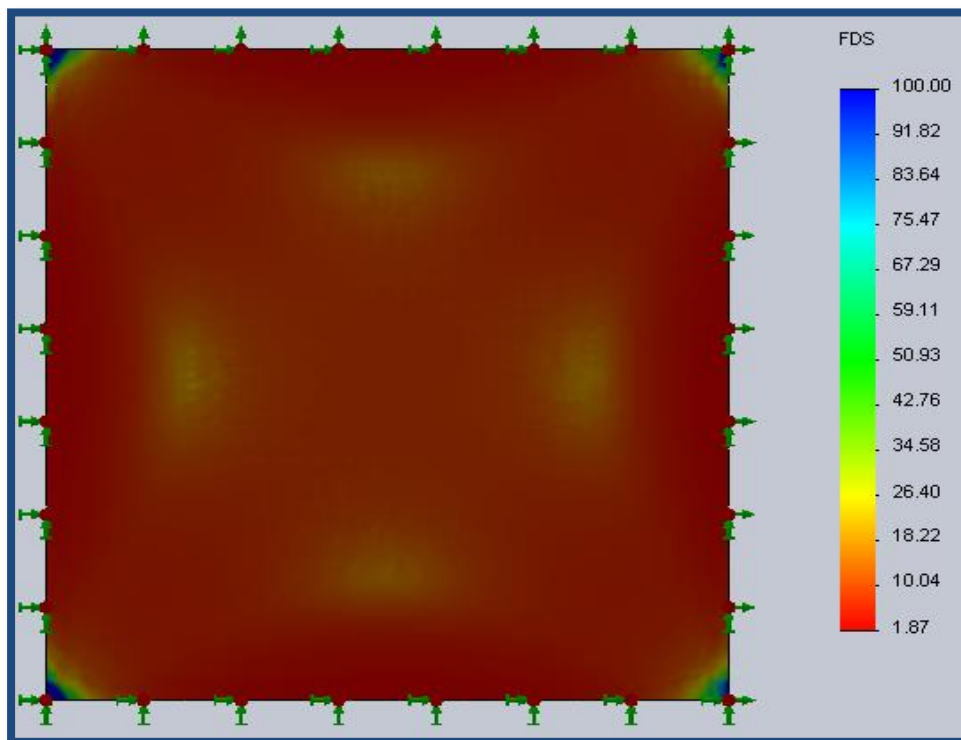


Figura 2.6-2: Factor de seguridad en el piso.



Por otra parte, entra en juego la deformación de la chapa, en el área seleccionada para el cálculo. En comparación, con el criterio elegido, en las otras piezas del chasis (deformación menor o igual a  $L/1000$ ), el piso arroja una deformación muy superior, pero, en este caso, entra el criterio de que, el piso trabaja dentro del límite elástico y no corre riesgo el funcionamiento del equipo, ni genera mal aspecto a la estética debido a que se va a encontrar totalmente cargado, y considerando que, luego de su descarga, el piso volverá a su lugar original, se decidió dejarlo con el espesor ya estipulado (4.76 mm). La deformación en el punto medio del área seleccionada es de 4.94 mm como se observa en la figura 2.6-3.

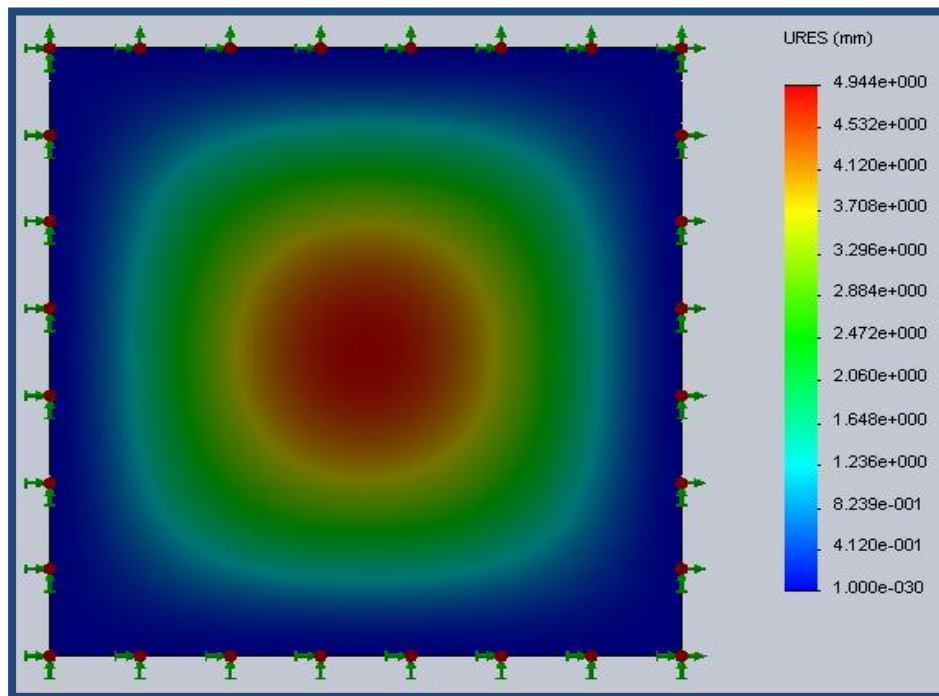


Figura 2.6-3: Deformación sobre el piso.



## 2.7 Viga para sostén de lanza.

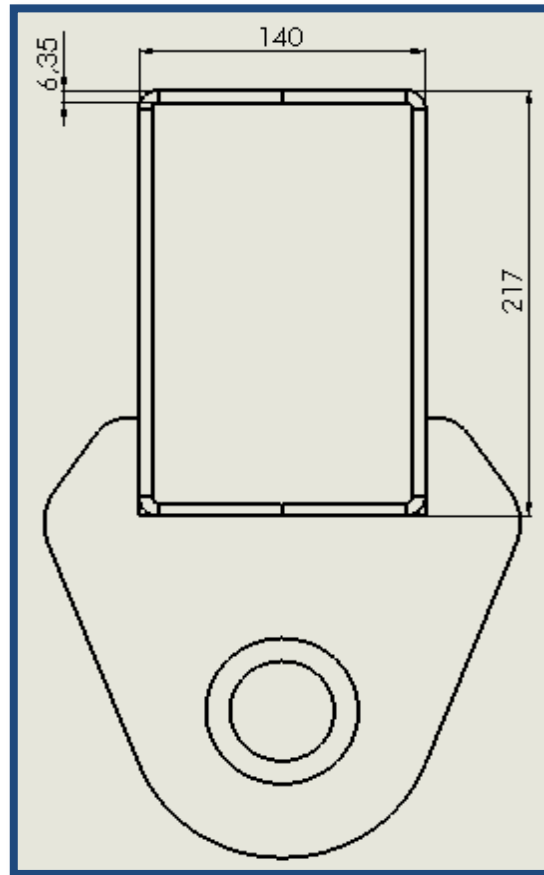


Figura 2.7-1: Dimensiones de la sección de viga sostén.

Para poder sujetar la lanza es necesario colocar una viga como la que se ve en la figura 2.7-1 y con una longitud de 1167 mm. La misma está colocada entre las dos vigas principales del chasis; por lo tanto, las dimensiones de la misma están acotadas a partir de las vigas principales, por esto, no se realizó un cálculo manual, si no que teniendo en cuenta las medidas preestablecidas se analizaron en un software y de ahí, se obtuvo la geometría, necesaria, para que la viga tenga la resistencia adecuada.

Esta viga está confeccionada con chapa de acero calidad F-24.

La sollicitación de la misma se puede observar en la figura 2.7-2.

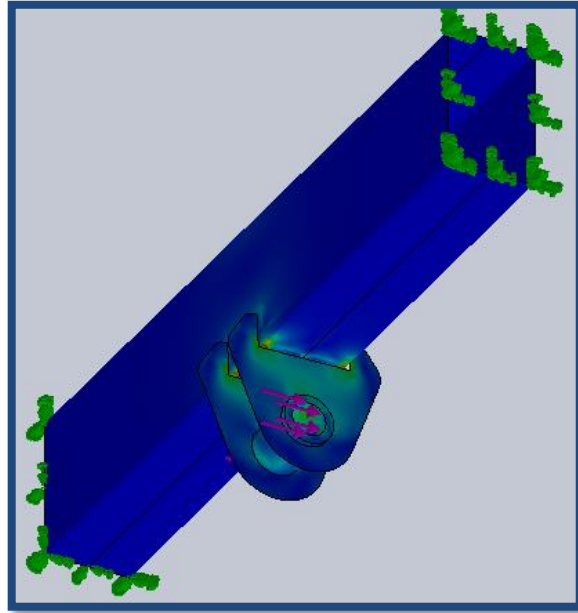


Figura 2.7-2: Tensiones en la viga sostén de la lanza.

En la parte coloreada con rojo, se observa la máxima tensión a la que está expuesta la viga, en este caso es de  $719 \text{ kgf/cm}^2$  la cual es considerada aceptable teniendo en cuenta que el límite de fluencia del material utilizado es de  $2400 \text{ kgf/cm}^2$ . Arrojando un coeficiente de seguridad  $N = 3.34$ .

La máxima deformación la podemos observar en la figura 2.7-3, y también, se da en la parte coloreada en rojo, que en este caso es de  $4.42 \text{ mm}$  y es en la parte donde va encastrado el perno de agarre. En la viga, propiamente dicha, se tiene una deformación  $2.2 \text{ mm}$  aproximadamente. Lo cual es admisible por que la deformación, en este caso, no se considera de mayor relevancia.

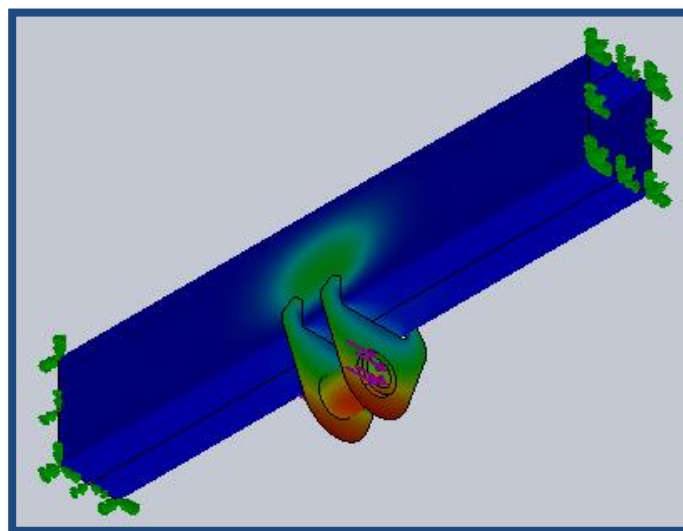


Figura 2.7-3: Deformación en la viga.

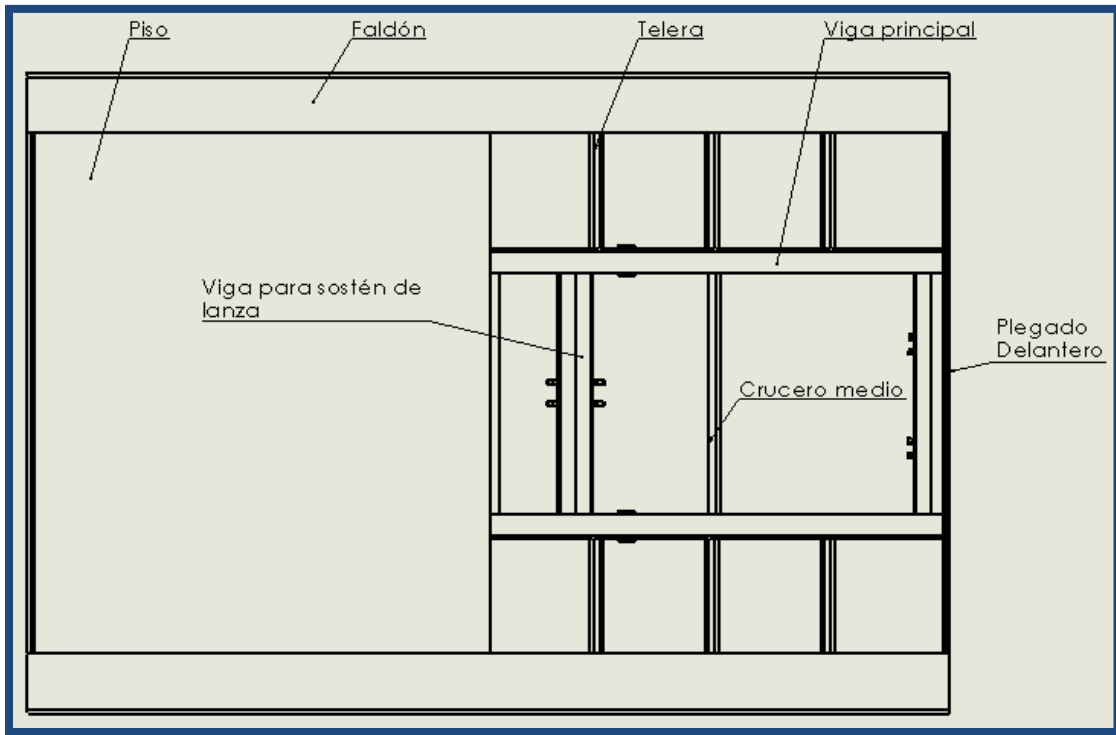


Figura 2.7-4: Esquema del chasis.



### Capítulo 3:

#### 3.1 Fundamento.

Uno de los inconvenientes que se presentan a la hora del cálculo y diseño del acoplado, es el de poder encontrar la fuerza necesaria para compactar en cierta medida, el forraje contenido en el equipo. Esta fuerza de compresión es la que define, el grado de esfuerzo en los paneles laterales, el panel deslizante y la puerta de descarga, así como, también, el tamaño del actuador hidráulico necesario.

#### 3.2 Procedimiento.

Para poder dar solución a dicho problema, se realiza un pequeño ensayo de compresión de forraje, tomando como material a comprimir forraje de maíz, se toma este cultivo debido a que, su coeficiente de rozamiento interno es mayor que el de otros forrajes. Cuando se refiere al coeficiente de rozamiento, se habla de toda la planta en cuestión; tallo, hojas, mazorca, todo picado en tamaño de unos 5 mm de espesor.

El ensayo se realiza haciendo uso de una caja de chapa metálica de dimensiones 100 mm x 100 mm x 100 mm, (Fig. 3.2-1) donde es colocado el material a comprimir hasta llenar la caja completamente.

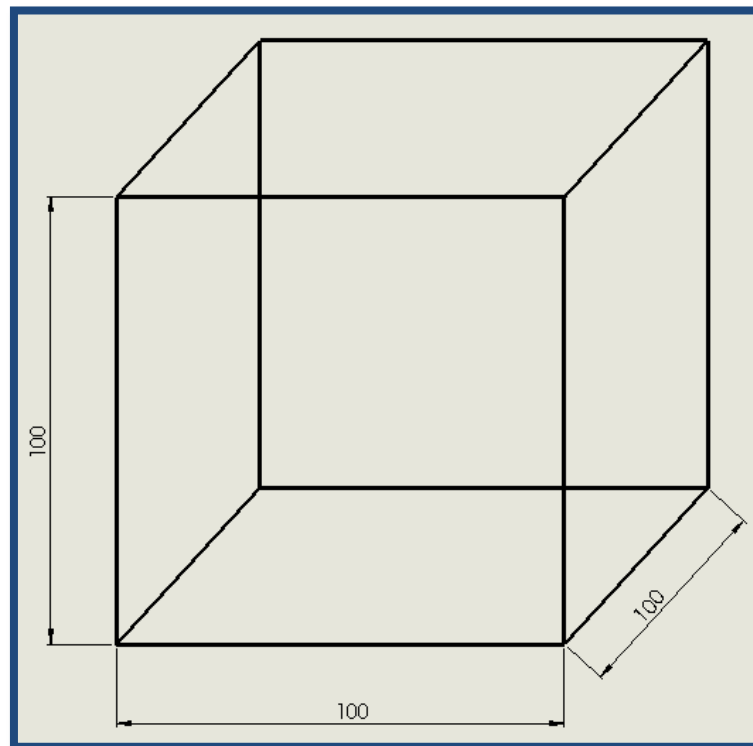


Fig. 3.2-1: Caja chapa metálica.



Se coloca una tapa de dimensiones 100 mm x 100 mm; y se carga con pesos definidos. Para cada carga, se mide el descenso de la tapa, desde el borde superior de dicho cubículo y se tabula cada medida, arrojando el nivel de compresión (Fig. 3.2-2).

Se aumenta la carga en valores definidos, hasta que se logra una reducción aproximada del 40 % del volumen de la caja.

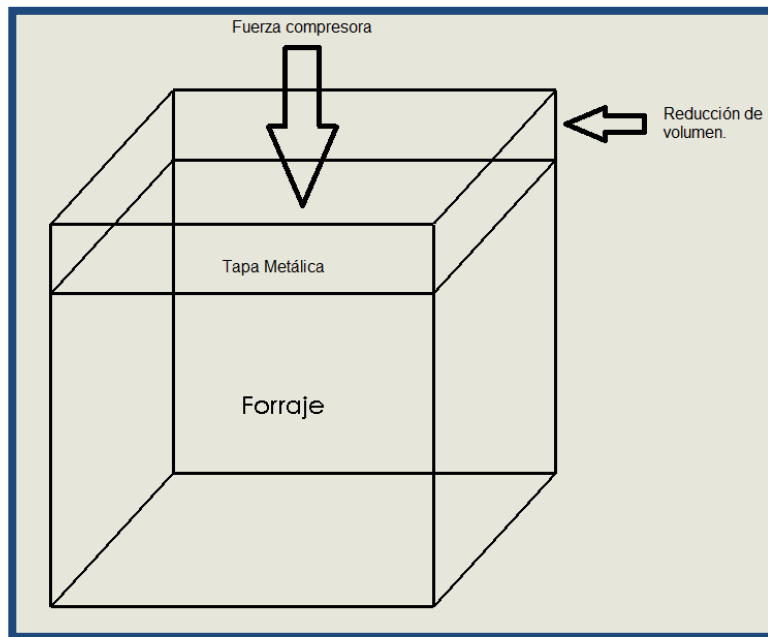


Fig. 3.2-2: Ensayo de compresión y medición de la reducción de volumen.

El estudio en cuestión, se realiza tomando cuatro muestras aleatorias del forraje seleccionado.

### 3.3 Resultados.

Se tabulan todos los datos obtenidos donde se especifica la carga aplicada (grs.) versus, la reducción de volumen (%) de todas las muestras ensayadas. (Tabla 3.3-1).





Peso (Grs.)	Reducción de volumen (%)			
	Muestra nº 1	Muestra nº 2	Muestra nº 3	Muestra nº 4
595	10	10	12	6,75
1095	15	15,75	16	10
2095	20	24	24,25	18,75
2595	25	25	28	21,5
3095	27	26,5	30,5	24
3595	29	28,25	31,75	25
4095	31	30,25	33,75	26,5
4595	31	31,5	36,5	29
5095	31	32,5	37,75	30
6095	33,75	37	38,25	31,75
7755	37	38	41,25	35
8755	39	39,25	42,25	35,5
9755	40	40,5	43	36,75
11915	42	41,75	45,25	38,75
12915	43	42,25	46,5	40,75

Tabla 3.3-1: Reducción de volumen vs. Peso aplicado.

Como se puede apreciar la variación de carga (Peso), no es constante, ni de valores enteros; eso se debe a las limitaciones prácticas que surgieron durante el ensayo. No obstante, esto no tiene influencias en el objetivo de esta práctica, ya que, se busca la carga necesaria, para reducir el volumen en un porcentaje dado.

Con estos datos, se puede obtener la curva de carga vs reducción, como se muestra en el gráfico 3.3-1 de cada una de las muestras ensayadas.

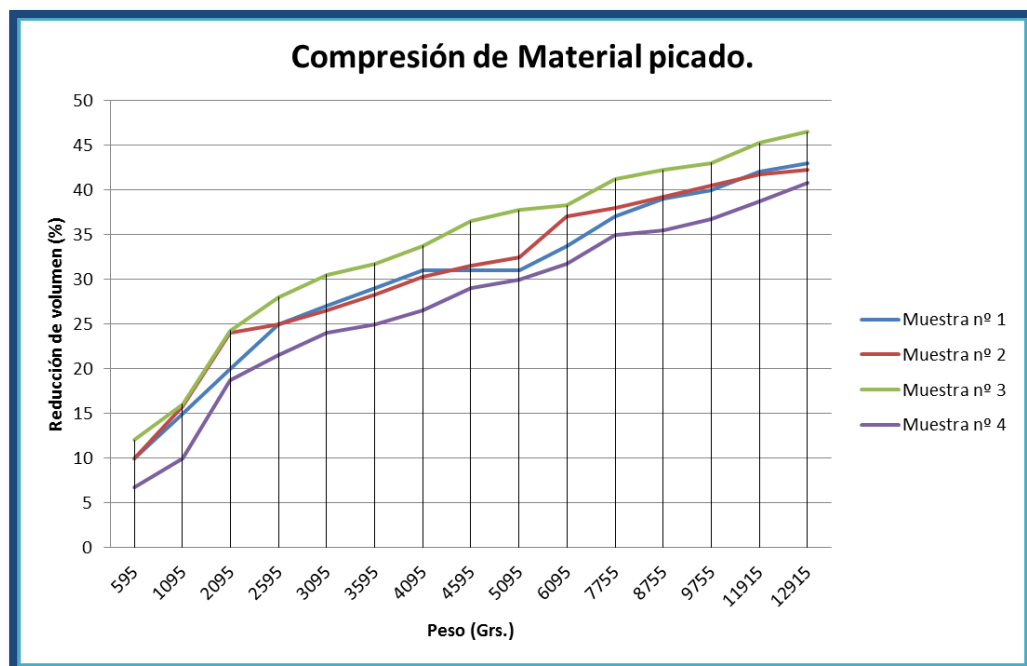


Gráfico 3.3-1: Curva de variación de cada muestra; peso vs reducción de volumen.



Como se aprecia en el gráfico 3.3-1, la curva, a medida que se incrementa la carga, tiende a volverse horizontal, es decir, es una curva asintótica, en la cual, se necesitan cada vez más carga, para dar una misma reducción de volumen. No hay que olvidarse que los valores de la carga no son lineales y eso, influye en la forma de la curva.

Como se dijo, anteriormente, el objetivo de dicha práctica es poder conocer la fuerza necesaria para reducir el volumen contenido en un 50%; por ello, con las curvas obtenidas, se realiza un ajuste de cada una de las curvas, y se las extrapola, hasta llegar al valor requerido, como se muestra en el gráfico 3.3-2.

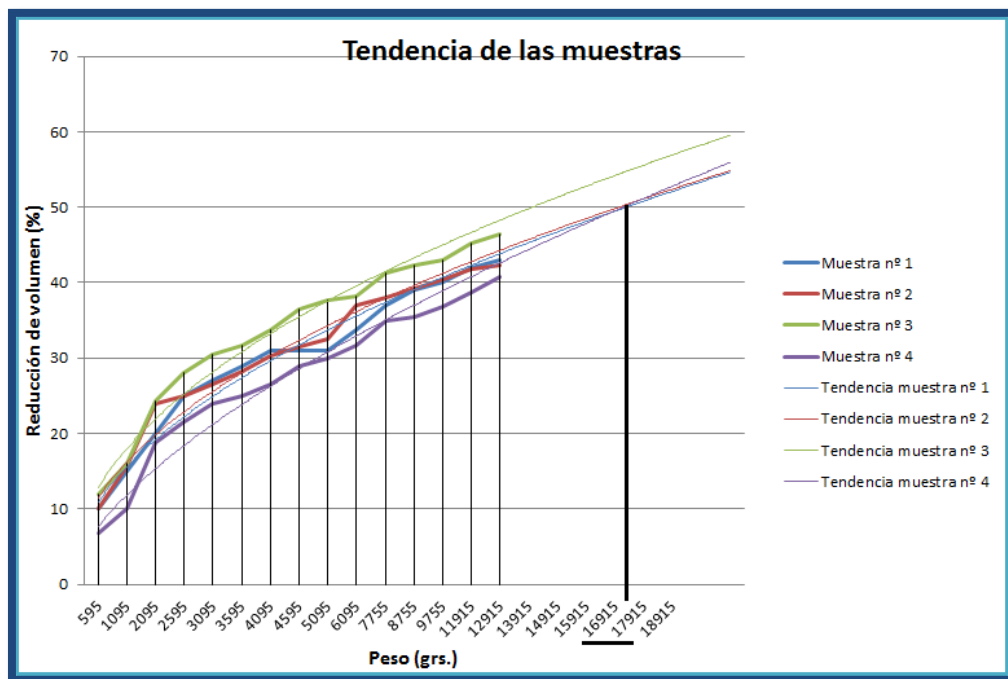


Gráfico 3.3-2: Tendencia y extrapolación de la curva a un 50 % de reducción de volumen.

Como se aprecia en el gráfico 3.3-2, para una reducción del 50 % del volumen de la carga en nuestro ensayo, es necesaria una carga estimada de 17000 grs., aproximadamente.

Ya obtenida la carga necesaria para la reducción de dicho volumen, y conocida el área de compresión en el ensayo, solo queda obtener la fuerza de compresión, necesaria, para el panel deslizante del acoplado forrajero.

Para el ensayo:

Área:  $100 \text{ cm}^2$

Fuerza:  $17 \text{ kgf}$  (Carga necesaria para reducir 50 % el volumen)

Presión:  $0.17 \text{ kgf/cm}^2$



Para el acoplado:

*Área:  $56595 \text{ cm}^2$  (Panel deslizante).*

*Fuerza:  $56595 \text{ cm}^2 \times 0.17 \text{ kgf/cm}^2 = 9621.15 \text{ kgf}$  (Fuerza necesaria para comprimir el forraje en el acoplado).*

### **3.4 Conclusión.**

Los resultados de dicho ensayo son, meramente orientativos, y no deben ser tomados como datos fundamentales, para hallar coeficientes de rozamiento internos y de fricción con las paredes de un acoplado. No obstante, para este caso particular, son muy necesarios para el diseño, y cálculo, de diferentes elementos del acoplado en cuestión.

Gracias a este ensayo, se puede tener una noción acerca de las cargas involucradas en la compresión de un forraje, las cuales son difíciles o casi imposibles de hallar en la literatura técnica. Por otro lado, realizar experiencias de este tipo ayuda, no solo a saltar las limitaciones que se presenten, si no también, formar un criterio de búsqueda y resolución de problemas.



## Capítulo 4:

### 4.1 Paneles Laterales.

Los paneles laterales, que dan forma al cubículo de carga del acoplado, están provistos de diferentes elementos; los cuales se calcularán y diseñarán uno por uno. Para el diseño de estos elementos, se analizan dos tipos de carga. Por un lado, se estudia la carga que genera el cereal (Trigo) en el interior del cubículo del acoplado, es decir, las presiones verticales, como así también, las horizontales. Por el otro lado, se estudia la carga que se genera cuando es compactado el forraje, la cual es la generada por el actuador hidráulico.

La carga de mayor magnitud será la que defina los esfuerzos a tener en cuenta.

Para hallar las presiones involucradas debido al cereal, es menester, recurrir a la teoría para el cálculo de silos <sup>[6]</sup>. El cereal elegido para el cálculo es el trigo, ya que, es el que presenta mayor peso específico.

$$h = r \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$Q_o = \frac{1}{3} \gamma \cdot s \cdot h$$

$$Q_{max} = \frac{U}{\pi} \frac{\gamma \cdot s}{4 \operatorname{tg}^2(\pi/2 - \varphi/2)}$$

$$a = \frac{Q_{max} - Q_o}{\gamma \cdot s}$$

$$P_h = \frac{\gamma \cdot s}{U \cdot \operatorname{tg} \delta} \left[ 1 - \left( \frac{z}{a} + 1 \right)^{-2} \right]$$

$$P_v = \gamma \left[ z \cdot \left( \frac{z}{a} + 1 \right)^{-1} + \frac{h}{3} \right]$$

Dónde:

$\delta$  = Ángulo de rozamiento entre pared y cereal.

$\gamma$  = Peso específico (trigo).

$U$  = Perímetro.

$S$  = Área o sección.

$\varphi$  = Ángulo rozamiento interno.

$Z$  = Altura del silo (acoplado).



Datos:

$$\gamma = 780 \text{ kgf/m}^3$$

$$\text{Tg } \delta = 0.466$$

$$\varphi = 24^\circ$$

$$U = 11.6 \text{ m}$$

$$S = 8.20 \text{ m}^2$$

$$Z = 2 \text{ m}$$

$$h = 0.54 \text{ m}$$

$$Q_0 = 1151.28 \text{ kgf}$$

$$Q_{\text{máx}} = 322296.67 \text{ kgf}$$

$$a = 50.21 \text{ m}$$

$$P_h = 88.91 \text{ kgf/m}^2 \text{ (Presión horizontal sobre el panel en parte inferior del mismo).}$$

$$P_v = 1640.64 \text{ kgf/m}^2 \text{ (Presión vertical en el fondo del acoplado).}$$

La presión horizontal no es uniforme en todo el largo del parante, si no que va variando, desde el borde superior, donde es prácticamente nula, hasta el fondo donde es  $88.91 \text{ kgf/m}^2$ ; con una distribución específica según la teoría utilizada. En nuestro caso particular, se puede tomar sin cometer grandes errores una distribución en forma triangular como se muestra en la figura 4.1-1.

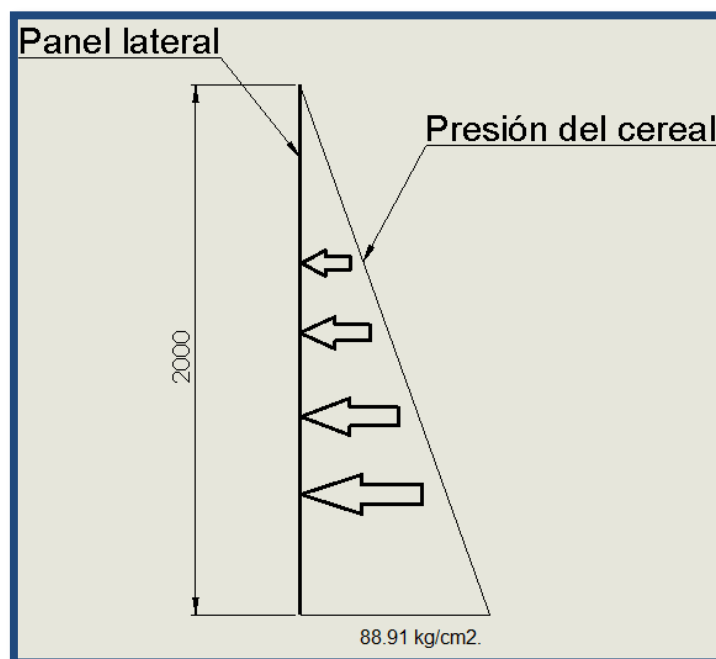


Fig. 4.1-1: Distribución triangular sobre el panel lateral.



Como se ha descripto, anteriormente, el siguiente análisis corresponde a la fuerza de compresión del forraje. En el Capítulo N°3, mediante el ensayo de compresión, se obtuvo una fuerza necesaria para comprimir el material picado, dicha carga es la utilizada para calcular los esfuerzos generados sobre los paneles.

Es importante hacer un reconocimiento de la proporción de la carga que actúa sobre los paneles laterales, ya que, la fuerza actúa en sentido paralelo, a los paneles, como se puede observar en la figura 4.1-2.

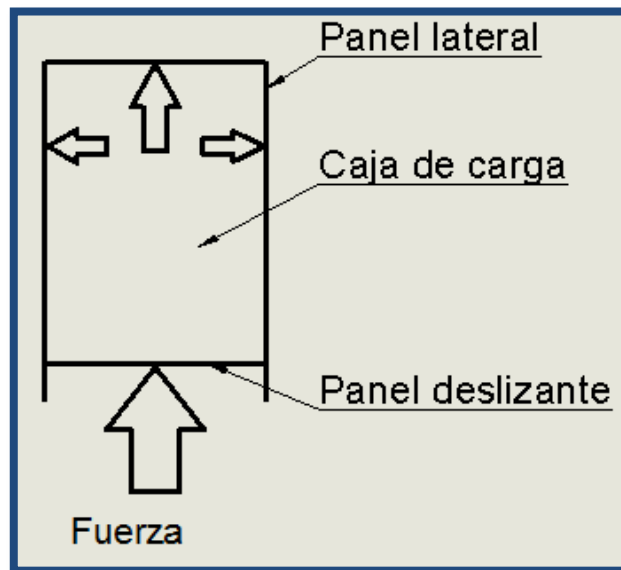


Fig. 4.1-2: Cargas sobre paneles laterales del acoplado (vista superior).

Para los paneles laterales, se cree lógico tomar un 40 % de la fuerza total, es decir, un 20% sobre cada panel. Hay que tener en cuenta que los mayores esfuerzos están en la parte posterior del acoplado, por lo tanto, esa distribución de carga se tomará en la mitad posterior del acoplado, como se indica en la figura 4.1-3.

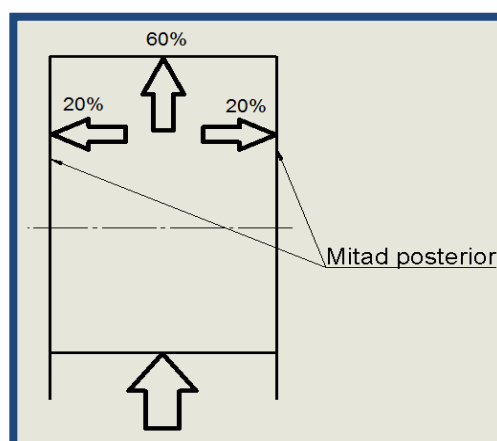


Fig. 4.1-3: Distribución de la carga compresora.



También, es importante destacar que, se considera a la misma, uniforme en toda la altura del panel, como se aprecia en la figura 4.1-4.

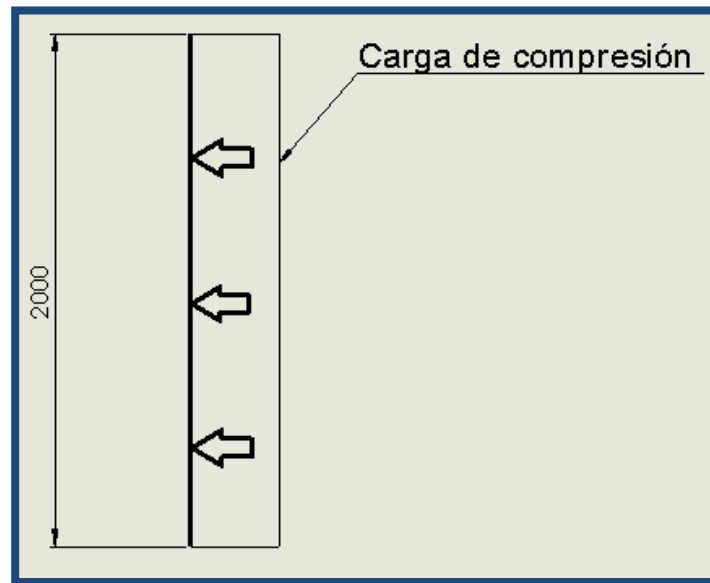


Fig. 4.1-4: Distribución uniforme de carga en el panel.

Por lo tanto:

$$F_c = 9621.15 \text{ kgf (Fuerza compresora)}$$

$$20\% F_c = 1924.23 \text{ kgf (Carga sobre uno de los paneles).}$$

Área (Mitad posterior)

$$A = 4.5 \text{ m}^2$$

Presión sobre el panel.

$$P_c = 428 \text{ kgf/m}^2$$

A fin de cuentas se puede afirmar que, si se comparan los dos tipos de cargas analizados, es evidente, realizar el diseño de los diferentes elementos con la carga originada, por el actuador hidráulico, es decir, la fuerza de compactación del forraje.

## 4.2 Parantes.

Se colocan siete parantes en los paneles laterales, determinado, una distancia entre sí de 470 mm. La misma resulta apropiada para que los paneles (chapas), tengan un nivel de esfuerzo adecuado, y una deformación mínima.

En los extremos de los paneles, tanto el delantero como trasero, se practicarán unos plegados sobre el mismo panel (chapa) para evitar el uso de parantes externos.



La carga sobre cada parante está dada, por la presión ejercida, de parte del actuador hidráulico, que actúa en un área definida, como se ilustra en la figura 4.2-1.

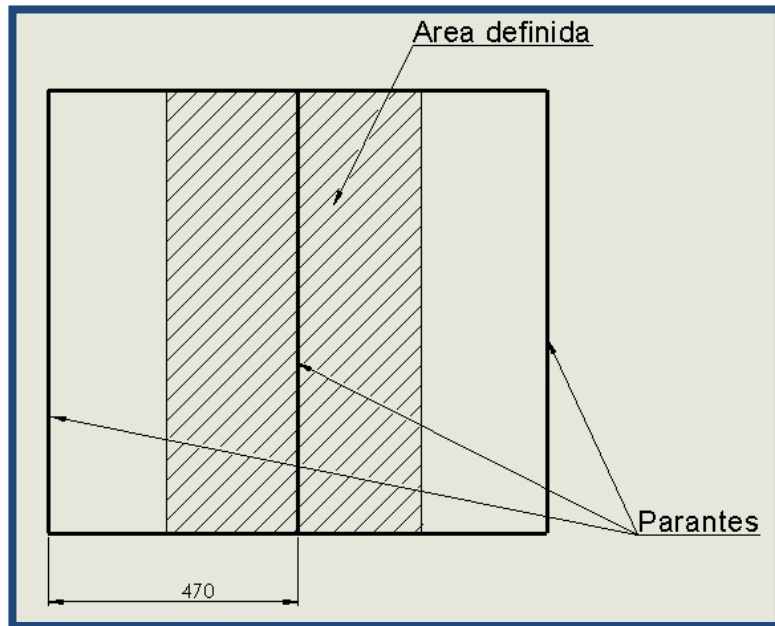


Fig. 4.2-1: Distancia entre parantes y área de trabajo de los mismos.

$$P_c = 428 \text{ kgf/m}^2$$

El área de trabajo de cada parante está definida por la distancia entre los mismos y la altura del panel lateral.

$$A = 47 \text{ cm} \times 200 \text{ cm} = 9360 \text{ cm}^2 (0.936 \text{ m}^2)$$

$F_p = 428 \text{ kgf/m}^2 \times 0.936 \text{ m}^2 = 401 \text{ kgf}$  (Fuerza que actúa distribuida en toda la longitud del parante).

Con esta fuerza, se procede a diseñar el perfil del parante. Se escoge realizar el perfil mediante un plegado de chapa de acero calidad F-24, con un espesor de 3.96 mm (5/32").

Para empezar con un diseño preliminar del perfil, es necesario obtener un momento de inercia; para el cual la deformación en el extremo libre del parante no supere los 2 mm.

Se utiliza la ecuación de una viga en voladizo, con carga distribuida.

$$f = \frac{Q \cdot l^4}{8 E I}$$





Dónde:

$$f = 0.2 \text{ cm}$$

$$Q = 401 \text{ kgf}/200 \text{ cm} = 2 \text{ kgf}/\text{cm}.$$

$$E = 2100000 \text{ kgf}/\text{cm}^2$$

$$L = 200 \text{ cm}$$

$I =$  momento de inercia requerido.

$$0.2 = \frac{2 \times 200^4}{8 \times 2.1 \text{ E}^6 \times I}$$

$$I = 952 \text{ cm}^4$$

El momento arrojado es de una magnitud importante, lo cual requerirá de un perfil de grandes dimensiones, es por eso que se realiza un análisis más minucioso, mediante el empleo de un software de cálculos, de elementos finitos <sup>[2]</sup>.

Se diseña un perfil como el que se aprecia en la figura 4.2-2, el cual es ensayado para ver su comportamiento.

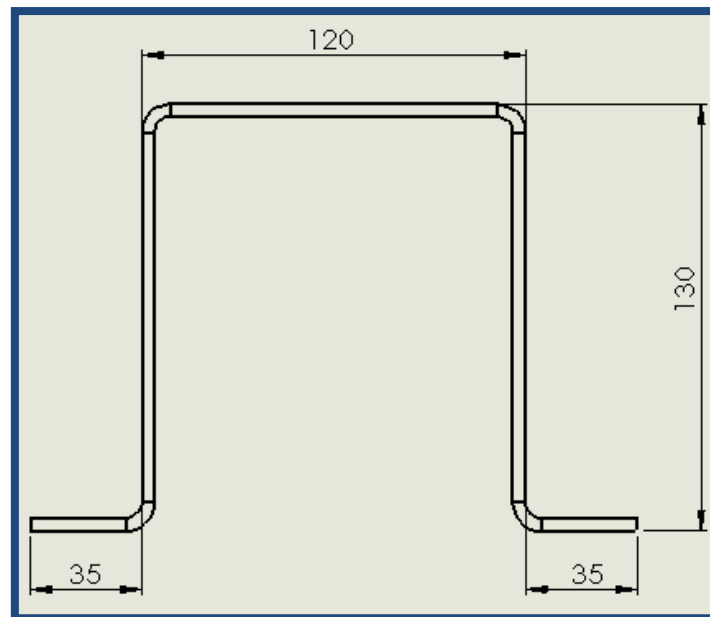


Fig. 4.2-2: Perfil del parante.

Se realiza el ensayo correspondiente en el software de elementos finitos <sup>[1]</sup> y los resultados son los siguientes:

La deformación del perfil es de unos 2.5 mm, que se aprecia en el cuerpo del parante (color naranja) figura 4.2-3, dicha deformación es aceptable, ya que, se está analizando un solo componente del panel. Cabe aclarar que, la deformación de las alas es mayor (color rojo); esto amerita, un análisis sumamente cuidadoso, ya que, al



ensayar elementos individuales, los comportamientos son totalmente diferentes. En el conjunto, dichas alas, están soldadas a los paneles; por lo tanto, la deformación será menor que, la observada anteriormente.

La tensión máxima obtenida en el análisis fue de  $1400 \text{ kgf/cm}^2$ , que es en un punto donde concentra las tensiones el perfil, en la parte inferior, teniendo en cuenta que las cargas son estáticas, este concentrador no es de mayor relevancia. La tensión promedio en todo el perfil es de  $600 \text{ kgf/cm}^2$ . Esta tensión es menor a la de fluencia del material ( $2400 \text{ kgf/cm}^2$ ), por lo tanto, el perfil es correcto en sus dimensiones y material, arrojando un coeficiente de seguridad de  $N=4$ . La figura 4.2-4 muestra el análisis de tensiones.

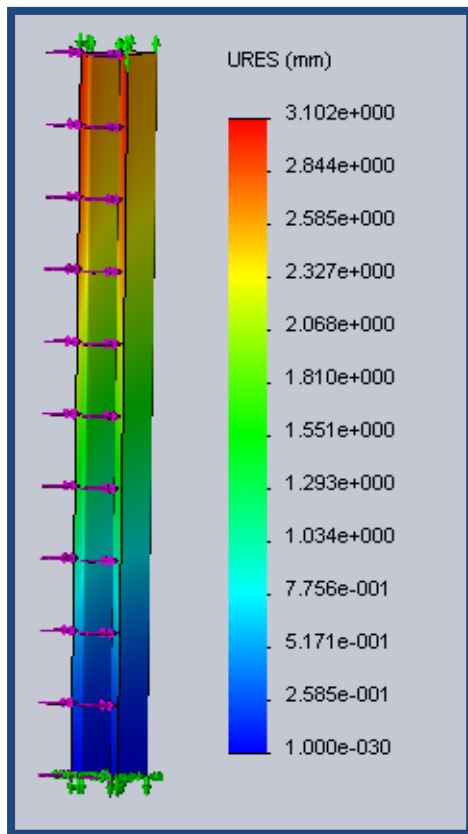


Fig. 4.2-3: Deformación del parante.

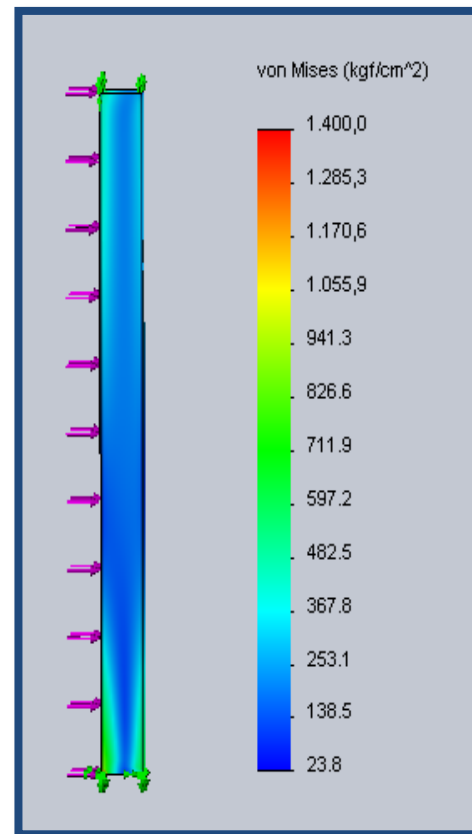


Fig. 4.2-4: Tensiones en el parante.

### 4.3 Cumbreas.

La cumbrea es el elemento que, da estabilidad a la parte superior de los paneles laterales, hermanándolos entre sí. Para el diseño de este elemento, tomamos como base el tamaño del parante calculado anteriormente, el cual resiste en óptima forma, los esfuerzos impuestos. La cumbrea se construye, al igual que el parante, en chapa de acero calidad F-24; en un espesor de  $3.96 \text{ mm}$  ( $5/32''$ ), lo cual da: por un lado, una



marcada robustez y por otro, una homogenización de materiales. El perfil de la cumbrera se aprecia en la figura 4.3-1.

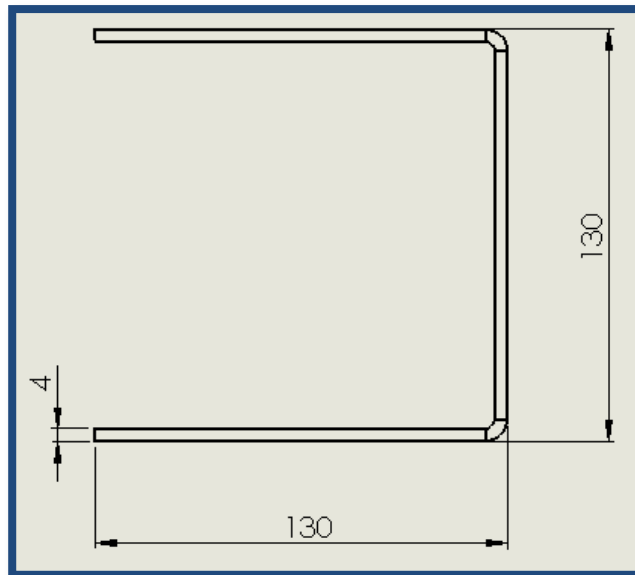


Fig. 4.3-1: Perfil de la cumbrera.

#### 4.4 Paneles (chapas).

Los paneles, al igual que los elementos calculados, anteriormente, deben ser capaces de soportar la carga impuesta por el actuador hidráulico; definida en el capítulo N°3, sin deformarse en exceso. Esta carga actúa en un área definida, por la luz existente entre los parantes.

Para el análisis de la chapa se recurre al software <sup>[11]</sup>.

Área de esfuerzo:

$$Ae = 47 \text{ cm} \times 200 \text{ cm} = 9400 \text{ cm}^2 (0.94 \text{ m}^2).$$

Carga:

$$Fp = 428 \text{ kgf/m}^2$$

Se selecciona una chapa de acero calidad F-24, con un espesor de 3.17 mm (1/8”).

La chapa se ha ensayado empotrada, en tres de sus lados, y cargada uniformemente.

La deformación máxima de la chapa se da en el centro de la misma, como se espera, y no supera 1 mm de deflexión; con lo cual lo hace satisfactorio a nuestros requisitos.

La deformación se aprecia en la figura 4.4-1.

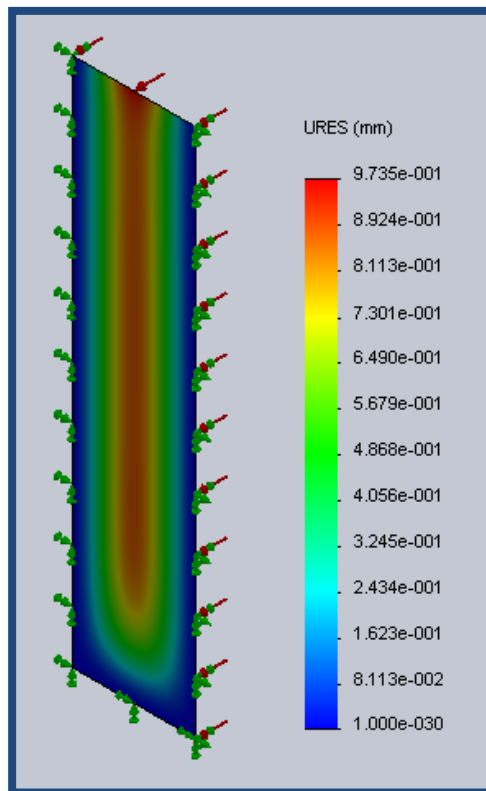


Fig. 4.4-1: Deformación da la chapa.

Al ser diseñado un elemento en base a su deformación, las tensiones que se originan son bajas y no presentan importancia en este elemento en particular. Por lo tanto no se especifican en este documento.

#### 4.5 Parantes extremos.

Como se dijo anteriormente, los parantes extremos, tanto el delantero como el trasero, serán plegados de los paneles (chapas); así, se evita el uso de un parante extra, figura 4.5-1.

La medida del plegado está definida, por la del tamaño del parante; permitiendo la unión entre los elementos que conforman a los paneles laterales.

Se debe destacar que en ambos extremos, los paneles laterales (izquierdo y derecho) van unidos entre sí, mediante un refuerzo, ubicado en la parte superior delantera del acoplado, y es por eso que, el plegado puede quedar más débil, sin llegar a ocasionar problema alguno.



Se utiliza chapa de acero calidad F-24.

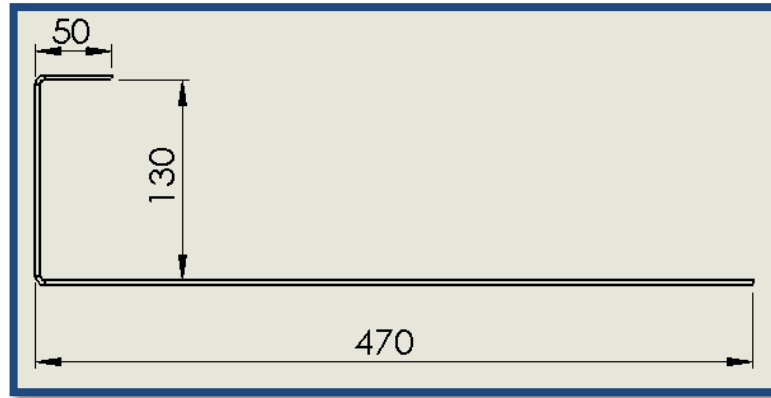


Fig. 4.5-1: Plegado en el extremo del panel.

Se realiza, la correspondiente verificación, con el software de elementos finitos <sup>[1]</sup> para demostrar su comportamiento.

Al igual que los otros paneles (chapas), la carga y el área de trabajo es la misma.

Área de esfuerzo:

$$A_e = 47 \text{ cm} \times 200 \text{ cm} = 9400 \text{ cm}^2 (0.94 \text{ m}^2)$$

Carga:

$$F_p = 428 \text{ kgf/m}^2$$

La deformación, observada, en el plegado del panel es de 1.2 mm (color verde); lo cual lo hace satisfactorio, para dicha solicitud. Por otro lado, se aprecia la máxima desviación del panel en su centro siendo de 1.5 mm (color rojo), lo cual, también, es satisfactorio. Estas deformaciones se pueden ver en la figura 4.5-2.

Es importante recordar que, estas solicitudes estarán presentes en los plegados traseros del acoplado, tanto derecho como izquierdo.

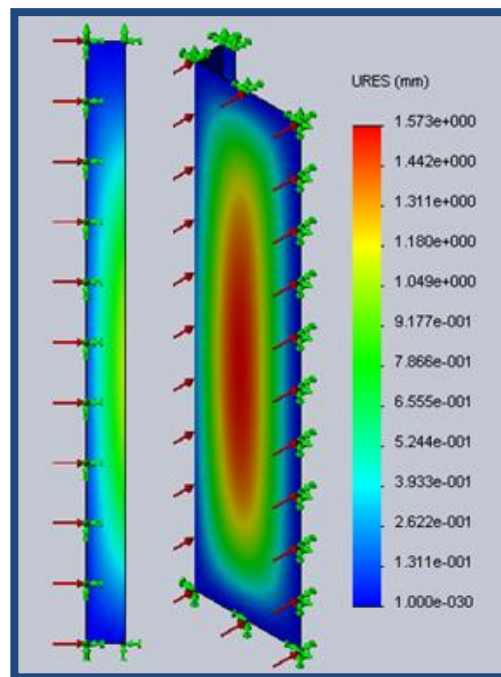


Fig. 4.5-2: Deformación sobre el plegado del panel extremo.

Al igual que para los paneles (chapas), las tensiones son muy bajas, por lo tanto no se entrara en detalle.

En el siguiente bosquejo, se ilustran las medidas generales y partes constitutivas de los paneles laterales. Figura 4.5-3.

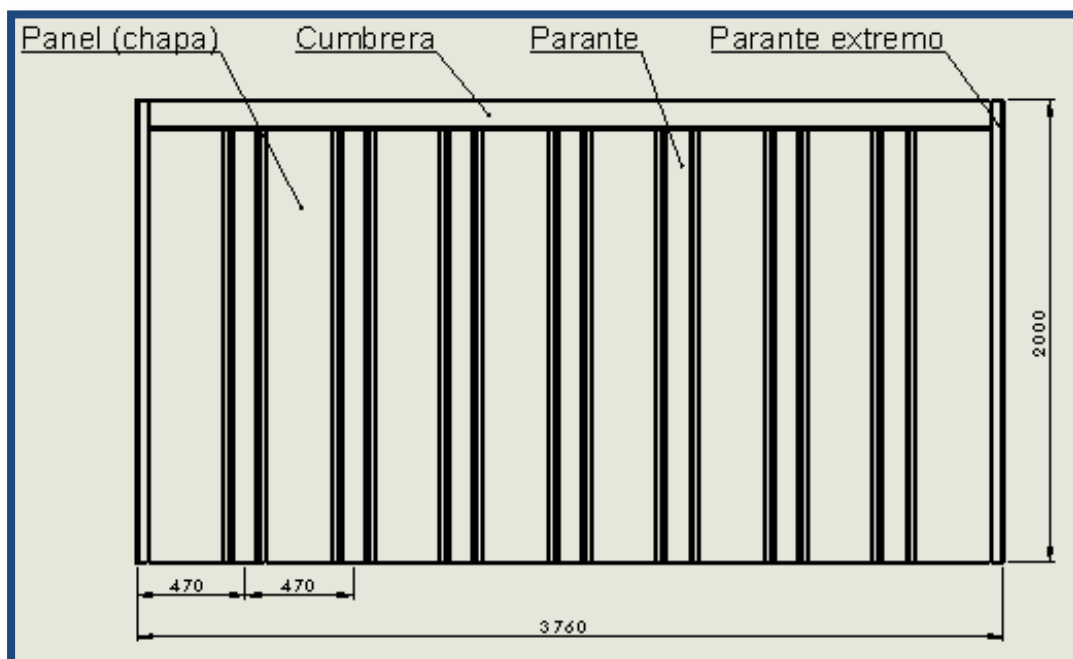


Fig. 4.5-3: Bosquejo con especificaciones generales y partes constituyentes de los paneles.

## Capítulo 5:

### 5.1 Ejes y Rodados.

En el siguiente capítulo, se realiza una descripción acerca de todos los elementos relacionados al sistema de ejes del acoplado forrajero: punta de eje, rodamiento, masa, selección del eje direccional con bloqueo hidráulico, etc. Por otro lado, se verifica el diseño de las ballestas elásticas y elementos relacionados a la misma. Por último, se especifica el uso de los neumáticos apropiados.

El acoplado en cuestión, posee dos ejes en tipo tándem, de los cuales, uno es fijo y el otro direccional (eje trasero). La dirección del eje trasero es comandada por la misma fricción que se genera entre el suelo y los neumáticos.

### 5.2 Eje direccional (trasero).

El eje direccional es seleccionado de un catálogo <sup>[10]</sup>, en función de los requisitos impuestos.

La carga sobre cada uno de los ejes:

$$P_{eje} = 9750 \text{ kgf. (Cargado con cereal).}$$

El eje seleccionado, proviene de una empresa extranjera.

Se recurre a dicha empresa debido a que, en nuestro país, este tipo de ejes, no es muy convencional. Por lo cual, no existe ninguna fabrica que lo fabrique con los requisitos establecidos.

Como se aprecia en la figura 5.2-1, el eje posee un amortiguador (color amarillo), que acompaña los movimientos del eje y dan estabilidad a la dirección del mismo. También, este modelo presenta un sistema de bloqueo y centrado de la dirección, por medio de dos cilindros hidráulicos (color rojo).

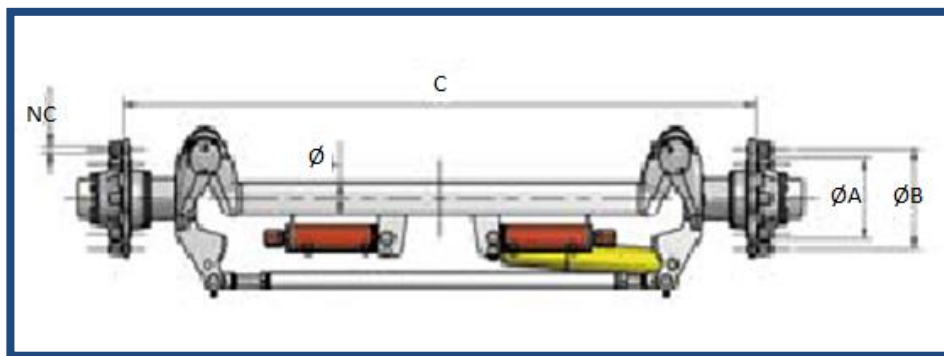


Fig. 5.2-1: Eje direccional; cotas generales.



Se detallan, a continuación, las especificaciones técnicas del modelo seleccionado.

$C = 2000 \text{ mm}$ .

$\emptyset = 120 \times 12 \text{ mm}$  (tubo cuadrado).

$\emptyset A = 220 \text{ mm}$ .

$\emptyset B = 275 \text{ mm}$ .

$NC = 8 - M20$ .

Rodamientos: 32217 / 32213.

Carga máxima:

$25 \text{ km/h} = 10500 \text{ kgf}$ .

### 5.3 Eje fijo (delantero).

Con el fin de tener una uniformidad, en los elementos del acoplado forrajero, el eje delantero se diseña, y calcula, tomando como base los elementos del eje direccional comercial.

#### 5.3.1 Eje.

El eje se construye en tubo estructural cuadrado de  $120 \times 120 \times 6.35 \text{ mm}$ , se utiliza esta medida debido a que, en nuestro país, no se consiguen mayores espesores. En la figura 5.3.1-1 se aprecia el perfil del tubo.

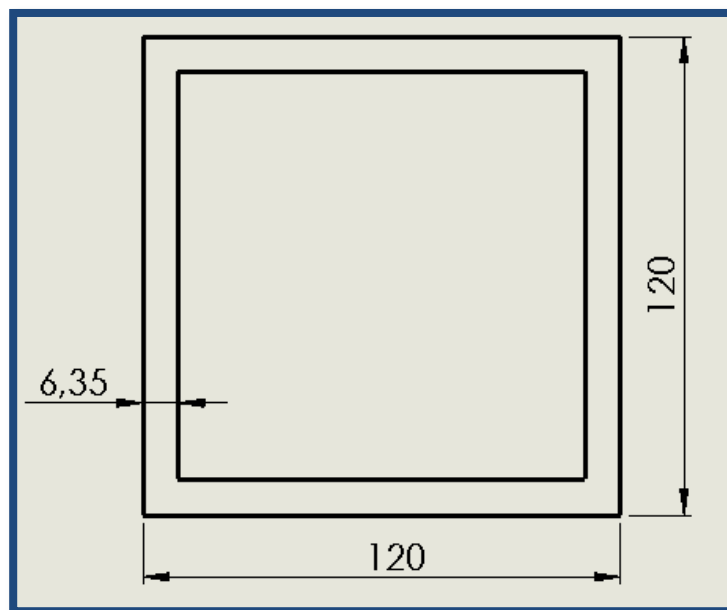


Fig. 5.3.1-1: Perfil del tubo del eje con medidas.





El perfil presenta el siguiente momento de inercia.

$$I = 622 \text{ cm}^4$$

La carga sobre dicho eje es la misma que en la del eje direccional.

$$P_{eje} = 9750 \text{ kgf (Cargado con cereal).}$$

En la figura 5.3.1-2 se aprecia la disposición de cargas y apoyos que actúan sobre el eje en cuestión.

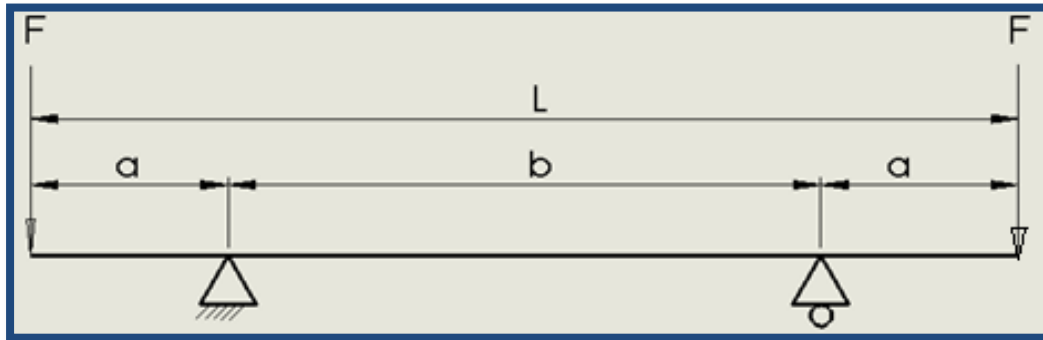


Fig. 5.3.1-2: Disposición de cargas y apoyos en el eje, con cotas de referencias.

La ecuación de la deformada, para la situación expuesta, es la siguiente.

$$f = \frac{Fxa^2}{3xEI} x \left(a + \frac{3}{2}b\right)$$

Dónde:

$$2 \times F = P_{eje}.$$

$$F = 4875 \text{ kgf.}$$

$$a = 470 \text{ mm (47 cm) (Distancia entre la llanta y el apoyo de la ballesta elástica).}$$

$$b = 1060 \text{ mm (106cm)(Distancia entre ballestas elásticas).}$$

$$L = 2000 \text{ mm (200cm) (Distancia entre las puntas de ejes).}$$

$$E = 2.1 \text{ e6 kg/cm}^2 \text{ (Modulo de elasticidad).}$$

$$I = 622 \text{ cm}^4 \text{ (Momento de inercia del eje).}$$

Con los siguientes datos, se obtiene la deformación en los extremos del tubo, lugar donde actúan las cargas.

$$f = 0.55 \text{ cm (5.5 mm).}$$

Para suplir los efectos de la deformación generada, por la carga debida al cereal propuesto, que es la condición más desfavorable para el equipo, se procede a realizar

sobre el eje, una curvatura (contra flecha), igual a la deformación obtenida de 5.5 mm, pero en sentido contrario.

### 5.3.2 Punta de eje.

Para el diseño y cálculo de la punta de eje, se realiza una serie de consideraciones, las cuales, se explican a continuación.

Como primera consideración, se toma que la carga que actúa sobre la punta de eje; la misma esta aplicada sobre dos puntos específicos. Los mismos serán los alojamientos de los rodamientos.

La carga sobre cada uno de estos asientos, no será de la misma magnitud, si no que, se aplicara, con una relación 70%-30%, dando la mayor carga al rodamiento que está contra el eje. Esta relación está definida geoméricamente por la masa, que es el elemento sujeto a la llanta del acoplado. Esta proporción se puede apreciar en la figura 5.3.2-1.

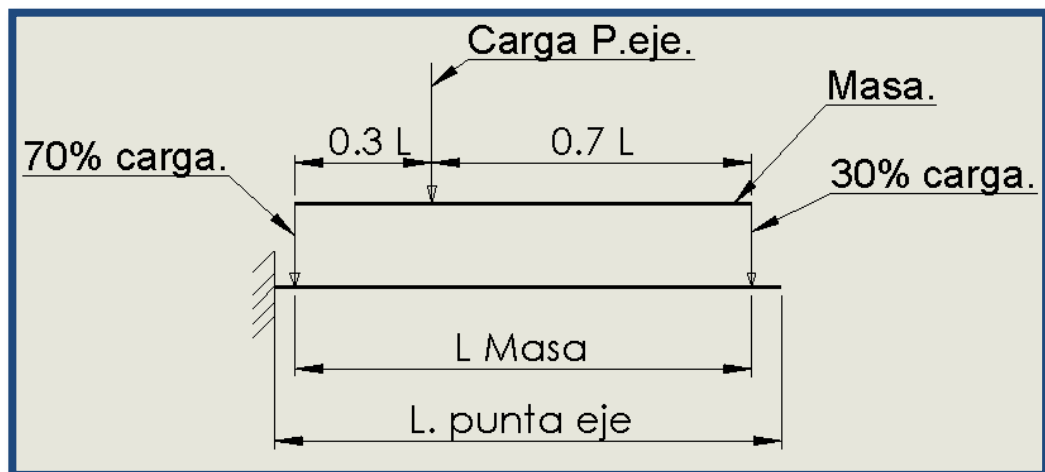


Fig. 5.3.2-1: Proporción de cargas sobre punta de eje.

Carga sobre eje:

$$P_{eje} = 9750 \text{ kgf.}$$

Carga por punta de eje:

$$P_{p. eje} = 4875 \text{ kgf.}$$

Relación de carga en la punta de eje:

$$0.7x P_{p. eje} = 3412 \text{ kgf. (70\% de la carga).}$$

$$0.3 \times P_{p. eje} = 1463 \text{ kgf. (30\% de la carga).}$$

La segunda consideración que se plantea, en el diseño de la punta de eje, es la relacionada con las fuerzas centrífugas, originadas durante una maniobra de giro del acoplado.

El radio de giro de dicho acoplado se tomó en función del promedio de radio de giro de diferentes tractores que se encuentran en el mercado, considerando potencias del orden de entre 100 y 130 Hp.

$$R_g = 440 \text{ cm. (4.4m)}$$

La velocidad que se consideró para el cálculo, es la que se necesitaría para acompañar a una picadora de forraje, mientras la misma está trabajando.

$$V_t = 5 \text{ km/h. (1.39 m/s).}$$

La figura 5.3.2-2 da un mejor entendimiento de la consideración efectuada, anteriormente.

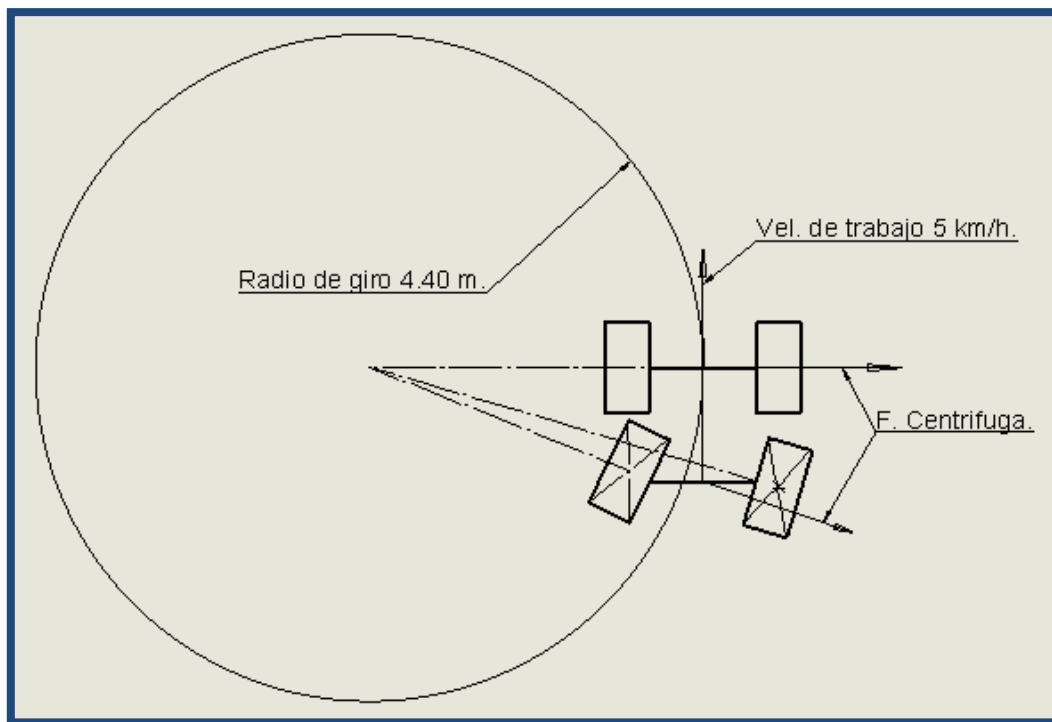


Fig. 5.3.2-2: Fuerza centrífuga sobre los ejes.

Esta fuerza centrífuga, se considera que actúa en el centro de gravedad del acoplado forrajero. Dicha carga es soportada por los dos ejes, y el enganche del acoplado.

La distribución de esta fuerza centrífuga, está definida por la carga estática, que hay

en cada uno de los ejes (9750 kgf).

También, es necesario aclarar que, la fuerza centrífuga que aparece sobre cada uno de los ejes, esta soportada por las ruedas de dicho equipo, es decir, hay dos reacciones contra el piso que son las fuerzas a tener en cuenta, en el momento del diseño de la punta de eje. Estas reacciones contra el suelo están en función del tamaño de los neumáticos seleccionados. La figura 5.3.2-3 detalla lo expuesto, en el párrafo anterior.

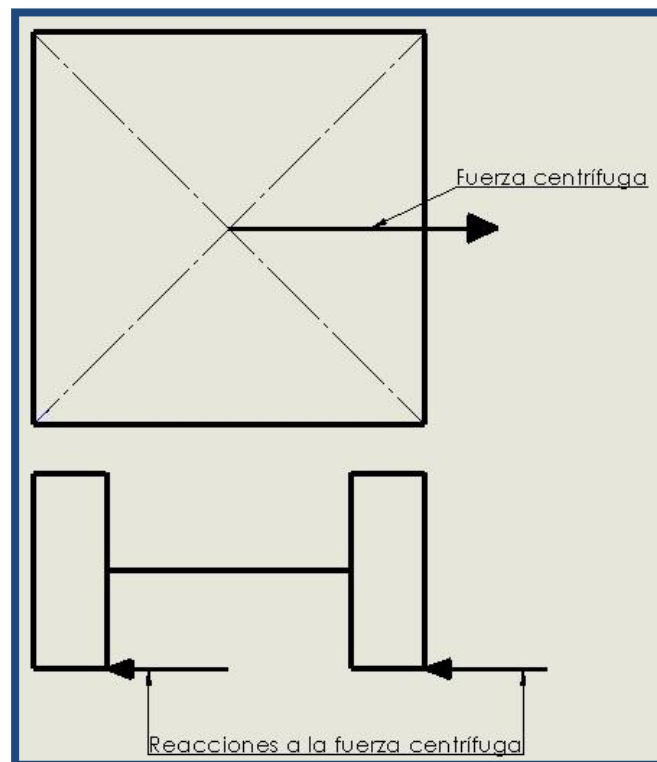


Fig. 5.3.2-3: Reacciones sobre las ruedas del acoplado, en el momento de giro.

Por lo tanto:

$$F = m \times a \text{ (2º ley de Newton)}$$

$$F_c = m \times a_c$$

$$F_c = m \times \frac{V_t^2}{R_g}$$

Dónde:

$$m = 9750 \text{ kgf.}$$

$$V_t = 5 \text{ km/h (1.39 m/s).}$$

$$R_g = 4400 \text{ mm (4.4 m).}$$

$$F_c = 4281 \text{ kgf. (Fuerza centrífuga sobre eje).}$$

La fuerza centrífuga obtenida anteriormente, esta soportada por las dos ruedas en contacto con el piso (reacciones); por ende, sobre la punta de eje, actúa la mitad de la carga.

$$F_c(P. eje.) = 4281 \text{ kgf} / 2 = 2140.5 \text{ kgf (Fuerza centrípeta sobre la punta de eje).}$$

En la figura 5.3.2-4, se muestra todas las cargas que se consideraron sobre la punta de eje y su magnitud.

Se debe aclarar que, la distancia de la fuerza centrípeta a la línea media de la punta de eje (600 mm), está en función del tamaño del neumático utilizado en el acoplado.

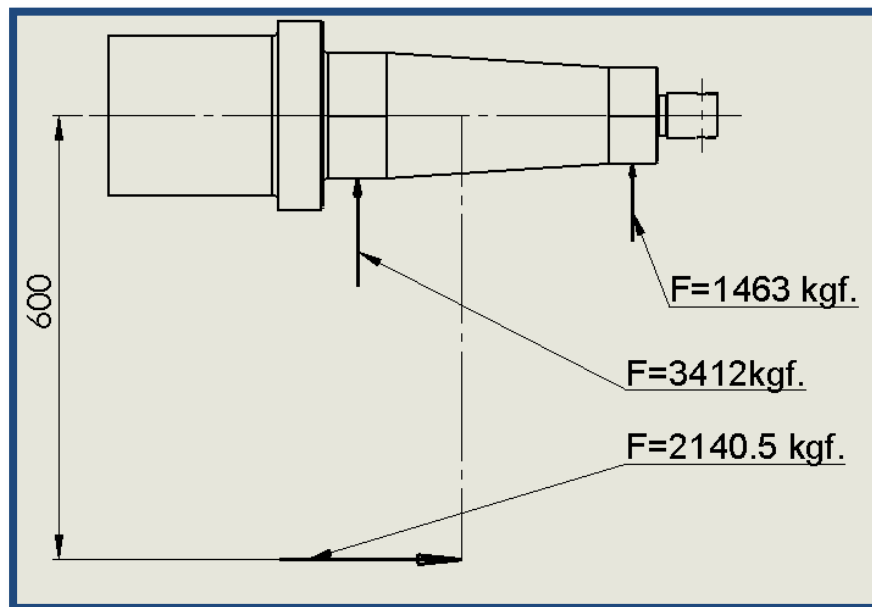


Fig. 5.3.2-4: Cargas actuantes sobre la punta de eje y su magnitud.

El tamaño de la punta de eje se diseña en función de los rodamientos que la misma alojara. Por una cuestión de uniformidad de elementos, los rodamientos utilizados son los que se especifican en el eje direccional (32217/32213).

Se utiliza para su construcción un perfil redondo  $\varnothing 127$  mm de acero SAE 1045 forjado.

Dada la situación de cargas actuantes y la totalidad de las geometrías que posee la punta de eje a diseñar, se cree conveniente ensayarla en un software de elementos finitos <sup>[11]</sup> y ver su comportamiento, ante tal sollicitación.

Para el ensayo de dicho elemento, se considera una viga empotrada en voladizo con la disposición de cargas mostradas anteriormente en la figura 5.3.2-4.

Los resultados son los siguientes:

La deformación, ante tal sollicitación de cargas, en el extremo de la punta de eje es de 1,02 mm (color rojo) figura 5.3.2-5. Se sostiene que, la deformación obtenida es correcta, debido a que, esto se dará cuando el acoplado este dando una maniobra de giro.

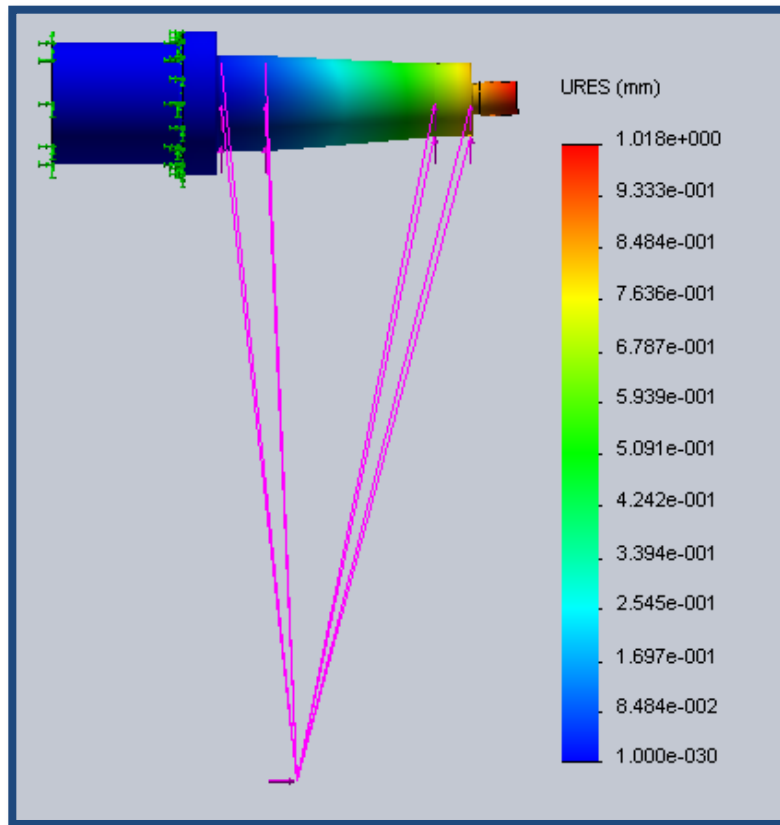


Fig. 5.3.2-5: Deformación de la punta de eje, en maniobra de giro.

Cuando el acoplado se mueva en línea recta, la carga centrípeta desaparece y la sollicitación disminuye; por ende, la deformación también lo hace, arrojando una magnitud de 0,19 mm (color rojo), como se muestra en la figura 5.3.2-6.

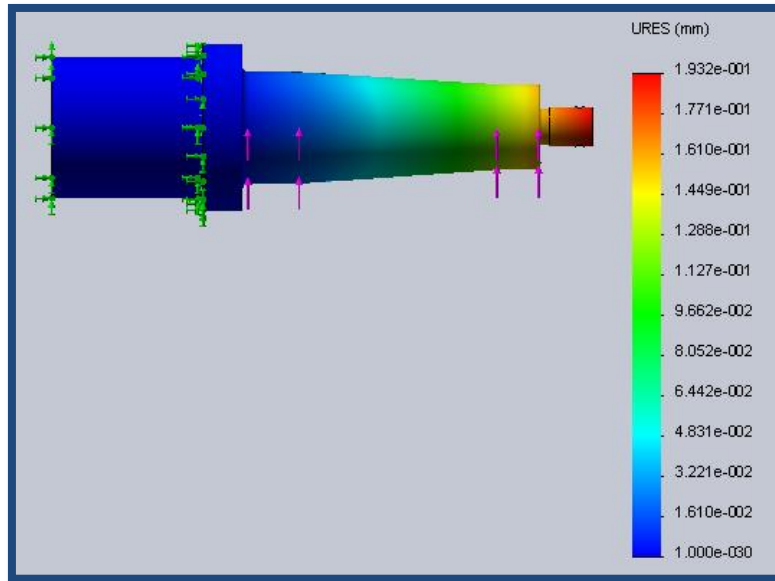


Fig. 5.3.2-6: Deformación de la punta de eje, sin fuerza centrípeta.

En cuanto a la tensión del material, la máxima se da en el empalme de dos diámetros, con una magnitud de  $4449,5 \text{ kgf/cm}^2$  (color rojo) figura 5.3.2-7, el cual es inferior a la tensión de fluencia del material seleccionado ( $5404,5 \text{ kgf/cm}^2$ ). La parte restante de la pieza presenta tensiones inferiores a la nombrada.

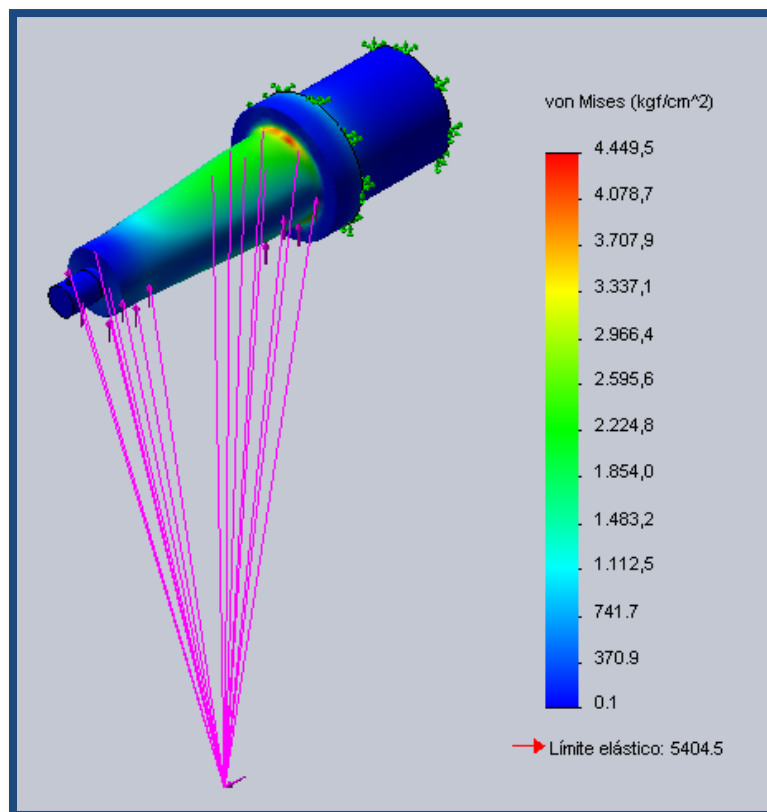


Fig. 5.3.2-7: Tensiones en la punta de eje, en maniobra de giro.



Es necesario, también, verificar la rosca de la punta de eje, tomando como fuerza a resistir los 2140,5 kgf, que es la que puede llegar a separar la masa de la punta de eje. Se utiliza una rosca métrica M 30 x 2 de paso fino, mecanizada sobre la punta de eje.

$$F_c (P. eje) = 2140,5 \text{ kgf.}$$

$$\text{Rosca } M 30 \times 2.$$

$$\varnothing_{ext} = 30 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_{min.} = 27,19 \text{ mm.}$$

$$\text{Área de la rosca} = 580 \text{ mm}^2 (5,8 \text{ cm}^2).$$

Material: Acero SAE 1045 forjado.

Límite de fluencia:

$$S_y = 5404,5 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$S_m = F_c / \text{Área de la rosca} = 369 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$\frac{1}{N} = \frac{S_m}{S_y}$$

$$N = 14.64$$

El coeficiente de seguridad obtenido para esta rosca es más que satisfactorio. Se debe considerar que, este elemento es clave, ya que, de haber una falla, se podría en riesgo el equipo y la seguridad de cualquier persona que esté en cercanía al mismo.

#### 5.4.3 Masa.

Para el diseño de la masa, se considera el mismo estado de carga que, para la punta de eje, ya que, al pertenecer todos estos elementos al mismo conjunto (eje fijo), los mismos están bajo las mismas sollicitaciones.



La figura 5.4.3-1 muestra el estado de cargas utilizadas en el estudio de dicha pieza.

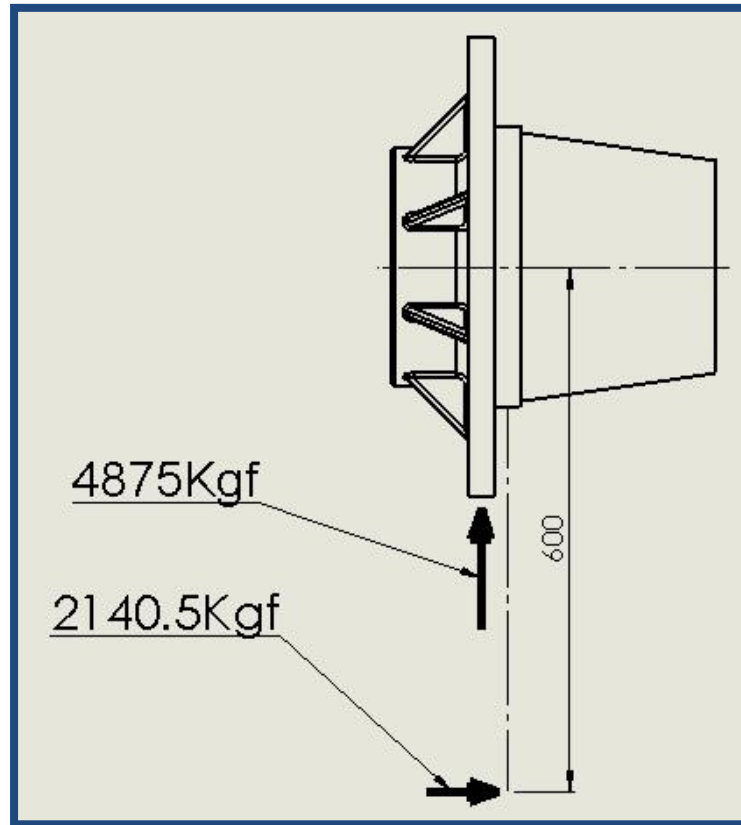


Fig. 5.4.3-1: Estado de cargas sobre la masa.

Siguiendo el mismo criterio de antes, la masa se diseña y calcula teniendo en cuenta los elementos que posee la masa del eje direccional. Esto se realiza, para tener elementos comunes, en ambos ejes. Los rodamientos, antes descritos, son los que definen el tamaño de la masa, y sus alojamientos.

La pieza debe tener 8 agujeros para los bulones que fijan la llanta, la medida de los bulones es M20 ubicados, circunferencialmente, en un diámetro de 275 mm. También, debe tener el asiento donde se centra la llanta de 220 mm de diámetro.

El elemento en cuestión, se construye en Fundición gris G1800 denominada según norma SAE J431B. Es moldeado, y se mecanizan las diferentes geometrías, como agujeros, alojamientos de rodamientos, apoyos, etc.

El ensayo se realizó bajo la teoría de rotura de Mohr-Coulomb; la cual se aplica a materiales frágiles como la fundición gris.

Como se aprecia en la figura 5.4.3-2, la pieza ensayada muestra los coeficientes de seguridad que arroja dicha teoría de rotura, al someter la masa ante tales sollicitaciones.

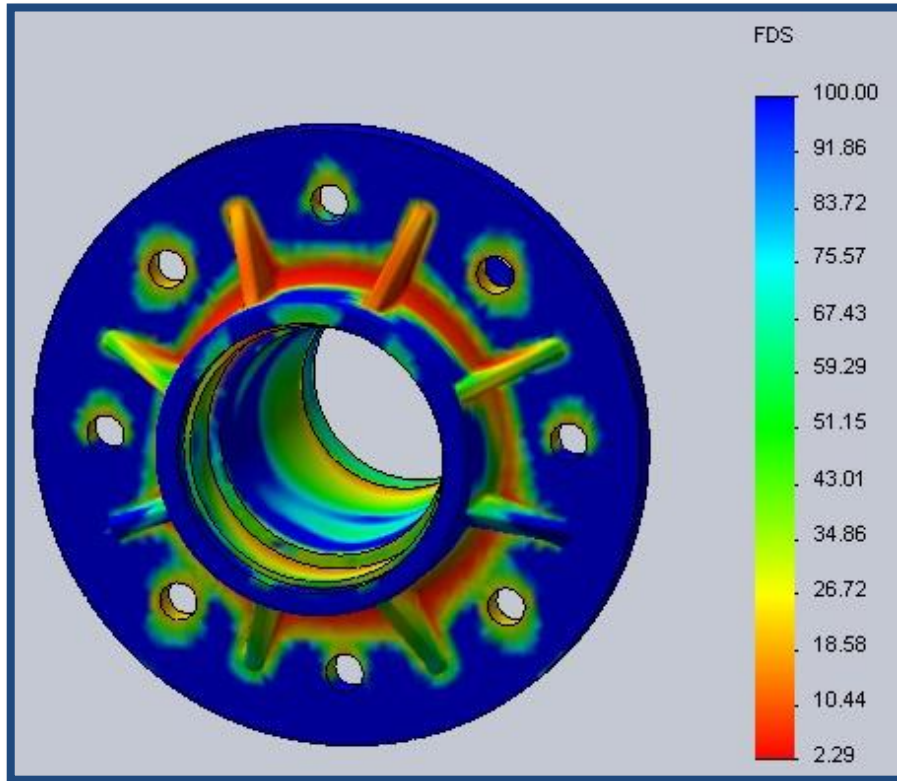


Fig. 5.4.3-2: Coeficientes de seguridad en la masa.

La parte más solicitada (color rojo), arroja un coeficiente de seguridad de 2.29 el cual cumple con los requisitos impuestos. Cabe recordar que, esta sollicitación aparece durante una maniobra de giro, donde aparece una fuerza centrífuga a la cual se debe reaccionar.

Otro punto a destacar, es la cantidad de material que tiene un coeficiente de seguridad de 100 (color azul), el cual se podría eliminar de la pieza para el ahorro de material, sin comprometer la estructura de la pieza.

Una de las funciones que posee el software de elementos finitos <sup>[1]</sup> es la de poder eliminar el material que no está bajo grandes sollicitaciones; para el perfeccionamiento de la pieza. En la figura 5.4.3-3, se muestra la pieza con una reducción de su volumen para el ahorro de material.

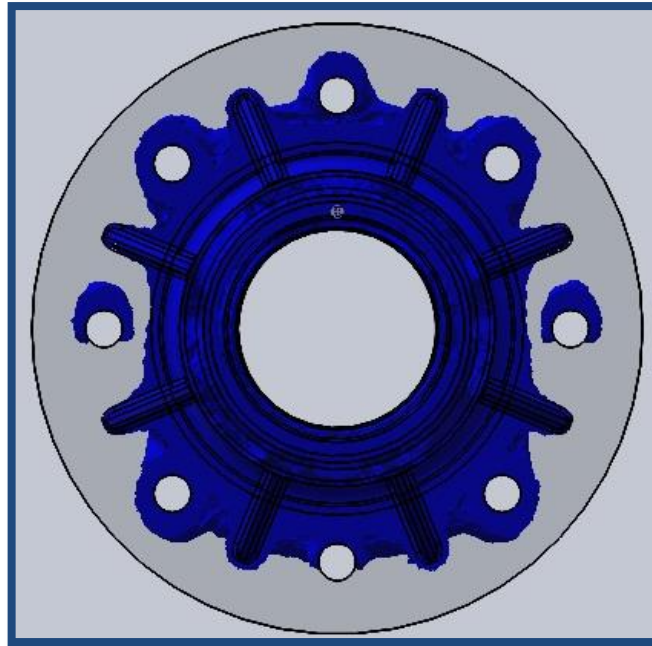


Fig. 5.4.3-3: Reducción del volumen de material en la masa.

Por lo expuesto anteriormente, se puede decir que, esto permite tener una mejor percepción del diseño de la pieza en cuestión, y eliminar material que, no aporta resistencia, a la pieza pertinente. Se realiza una reducción del 5 % del volumen de la pieza. En la figura 5.4.3-4 se muestra el nuevo diseño.

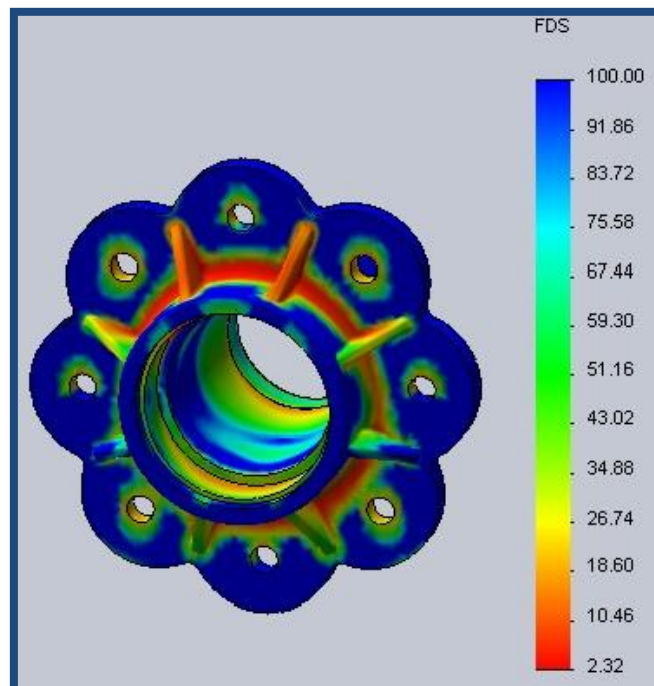


Fig. 5.4.3-4: Nuevo diseño de la masa y coeficiente de seguridad final.



Como se puede ver en la figura anterior, una vez efectuada la reducción, el coeficiente de seguridad en la parte más solicitada es, prácticamente, el mismo (2.32) y sigue estando, en la misma parte de la pieza (color rojo). En conclusión, se ahorró material y la resistencia sigue siendo la misma.

#### 5.4.4 Retén.

Un tema relevante es la protección de los rodamientos ante la acción de agentes atmosféricos. Para evitar la acción de los mismos, es fundamental, el uso de retenes.

Para la protección de los rodamientos, se selecciona un retén por catálogo <sup>[11]</sup>.

Modelo 9005.

$$\emptyset_{ext} = 160 \text{ mm}$$

$$\emptyset_{int} = 125 \text{ mm}$$

$$T_{esp} = 15 \text{ mm}$$

El mismo va ubicado en la parte posterior de la masa. Para la parte delantera, se coloca una tapa metálica atornillada, en el cual, se aloja el alemite de lubricación.

#### 5.4.5 Rodamientos.

En cuanto a los rodamientos, tanto del eje delantero, son seleccionados por catálogo <sup>[12]</sup> y verificados, en cuanto a su resistencia, y a la duración de vida útil. Los mismos quedan establecidos, en el momento en el que se selecciona el eje direccional.

Rodamientos:

32217.

32213.

Para la verificación de los mismos, se aplican las mismas cargas que para los elementos anteriores.

Fuerzas radiales.

Carga sobre eje:

$$P_{eje} = 9750 \text{ kgf.}$$

Carga por punta de eje:

$$P_{p.eje} = 4875 \text{ kgf.}$$



Relación de carga sobre rodamientos:

$$0.7 \times P_{p.eje} = 3412 \text{ kgf. (70\% de la carga – rod 32217).}$$

$$0.3 \times P_{p.eje} = 1463 \text{ kgf. (30\% de la carga – rod 32213).}$$

Fuerzas axiales.

$$F_c = 4281 \text{ kgf. (Fuerza centrífuga sobre eje).}$$

Esta fuerza es soportada por dos rodamientos.

$$F_c (P.eje.) = 4281 \text{ kgf} / 2 = 2140.5 \text{ kgf. (Carga sobre rodamiento).}$$

Cargas:

Rodamiento 32217.

$$F_r = 3412 \text{ kgf (33,44 kN).}$$

$$F_a = 2140,5 \text{ kgf (21 kN).}$$

Rodamientos 32213.

$$F_r = 1463 \text{ kgf (14,35 kN).}$$

$$F_a = 2140,5 \text{ kgf (21 kN).}$$

Características:

Rodamiento 32217.

$$\varnothing_{int} = 85 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{ext} = 150 \text{ mm}$$

$$T = 38,5 \text{ mm}$$

Capacidad de carga dinámica.

$$C = 212 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estática.

$$C_0 = 285 \text{ kN}$$

Velocidad limite.

$$4300 \text{ rpm.}$$

Factores de cálculo.

$$e = 0,43$$

$$y = 1,4$$

$$y_0 = 0,8$$

Rodamiento 32213.

$$\varnothing_{int} = 65 \text{ mm.}$$

$$\varnothing_{int} = 120 \text{ mm.}$$

$$T = 32,75 \text{ mm.}$$

Capacidad de carga dinámica.

$$C = 151 \text{ kN.}$$

Capacidad de carga estática.

$$C_0 = 193 \text{ kN}$$

Velocidad limite.

$$5600 \text{ rpm}$$

Factores de cálculo.

$$e = 0,4$$

$$y = 1,5$$

$$y_0 = 0,8$$



Cálculo:

Rodamiento 32217.

Carga estática equivalente:

$$P_0 = 0.5 F_r + y_o F_a$$

$$P_0 = 38.52 \text{ kN} < C_0 = 285 \text{ kN. Verifica.}$$

Carga dinámica equivalente:

$$P = 0.4 F_r + y F_a \quad (F_a/F_r > e).$$

$$P = 42.78 \text{ kN} < C = 212 \text{ kN. Verifica.}$$

Vida útil:

$$L_{10} = (C/P)^{10/3}$$

$$L_{10} = 207 \text{ millones de revoluciones.}$$

Se estima una velocidad promedio de 13 km/h ( $n = 57 \text{ rev/min}$ ), para el cálculo de las horas de vida útil.

$$L_h = 1 \times 10^6 \times L_{10} / 60 \times n$$

$$L_h = 60526 \text{ horas.}$$

Rodamiento 32213.

Carga estática equivalente:

$$P_0 = 0.5 F_r + y_o F_a$$

$$P_0 = 24 \text{ kN} < C_0 = 193 \text{ k. Verifica.}$$

Carga dinámica equivalente:

$$P = 0.4 F_r + y F_a \quad (F_a/F_r > e).$$

$$P = 37.24 \text{ kN} < C = 151 \text{ kN Verifica.}$$

Vida útil:

$$L_{10} = (C/P)^{10/3}$$

$$L_{10} = 106 \text{ millones de revoluciones.}$$

$$L_h = 1 \times 10^6 \times L_{10} / 60 \times n$$

$$L_h = 30994 \text{ horas.}$$

Los rodamientos seleccionados son más que satisfactorios para nuestras necesidades.

#### 5.4.6 Ballestas elásticas.

Al tratarse de una ballesta elástica de un acoplado forrajero; los extremos no serán iguales, tendrá por un lado, un doble (oreja) para poder sujetarlo al chasis del acoplado; y por el otro, el mismo será recto para poder permitirle movimiento, con respecto, al chasis cuando absorba los impactos y cargas.

Refiriéndose a las dimensiones de la ballesta, la misma tiene una distancia entre apoyos de 1000 mm. Las hojas seleccionadas para la ballesta son de 75 mm de ancho por 12 mm de espesor, que son las medidas que muestran los catálogos de fabricantes que comercializan dichas láminas. El paquete estará compuesto por 10 hojas.

El material utilizado en las hojas es un Acero 5160, es de uso común para la fabricación de resortes y ballestas, es un acero que contiene alto contenido de carbono, aleado al cromo-manganeso. Se caracteriza por su elevada tenacidad, templabilidad y resistencia a la fatiga.

Para el cálculo, se tiene en cuenta dos tipos de cargas, una estática donde la carga es la misma que para los elementos diseñados anteriormente (4875 kgf), y otra dinámica; la cual se obtiene a partir de la fuerza centrífuga (4281 kgf), durante la maniobra de giro. La figura 5.4.6-1, muestra la acción de la carga centrífuga y la reacción sobre las ballestas elásticas.

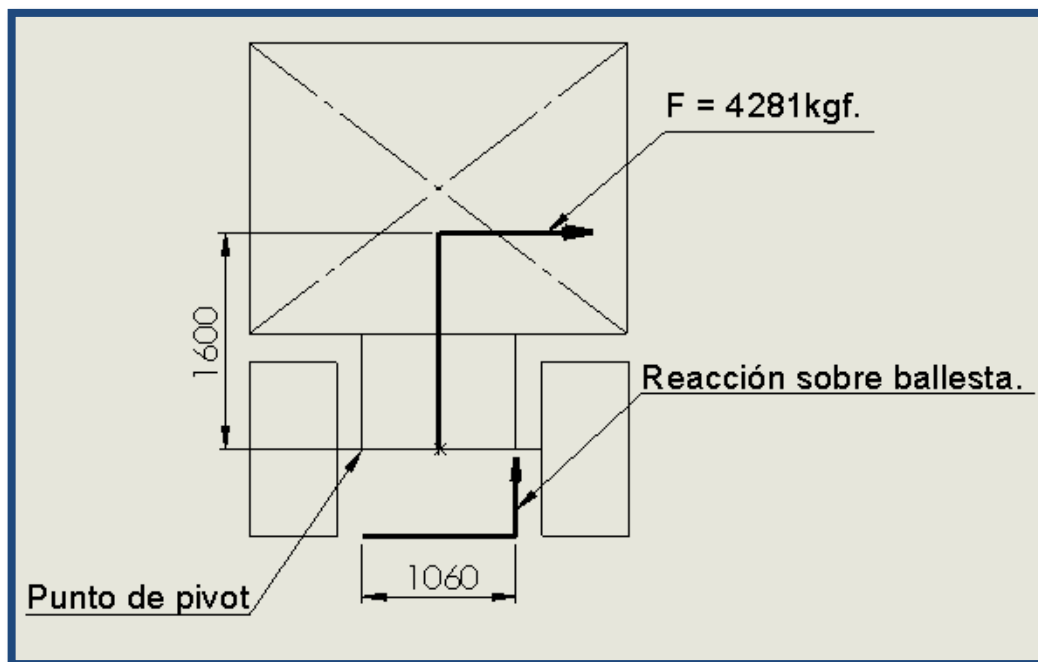


Fig. 5.4.6-1: Fuerza centrípeta y reacción sobre la ballesta elástica.



Como se aprecia en la figura, la acción de la fuerza centrípeta hace pivotar al acoplado, sobre uno de los paquetes de elásticos, mientras que, el otro paquete reacciona para compensar dicha carga.

Se aplica la ecuación de momentos, para hallar la reacción sobre el paquete de elásticos.

$$\Sigma M = 4281 \text{ kgf} \times 1600 \text{ mm} - FD \times 1060 \text{ mm} = 0$$

$$PD = 6462 \text{ kgf} \text{ (Reacción sobre ballesta elástica).}$$

Acero 5160:

$$Su = 14919.69 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$Sy = 12874.33 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$\mu = 0.296$$

Dimensiones:

Numero de hojas: 10.

$$L = 500 \text{ mm. (Lballesta/2)}$$

$$h = 1.2 \text{ cm.}$$

$$b' = 7.5 \text{ cm.}$$

$$b = 10 \times 7.5 = 75 \text{ cm.}$$

$$K = 1.38 \text{ (factor de corrección para la deformación.)}$$

Las ecuaciones utilizadas, se extraen del libro de cálculos de elementos de máquinas<sup>[1]</sup>

$$S = \frac{3WL}{bh^2} \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$$

$$\delta = \frac{KWL^3(1-\mu^2)}{6EI} \text{ (cm)}$$

Carga estática:

$$PB = 4875 \text{ kgf. (w)}$$

$$S = 6770.83 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$\delta = 5.62 \text{ cm (56.2 mm).}$$

Carga dinámica:





$$PD = 6462 \text{ kgf.}$$

$$S = 8975 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$\delta = 7.47 \text{ cm (74.7mm).}$$

Es menester, que la ballesta tenga una contra flecha de 150 mm. La figura 5.4.6-2 muestra las medidas finales de la ballesta elástica.

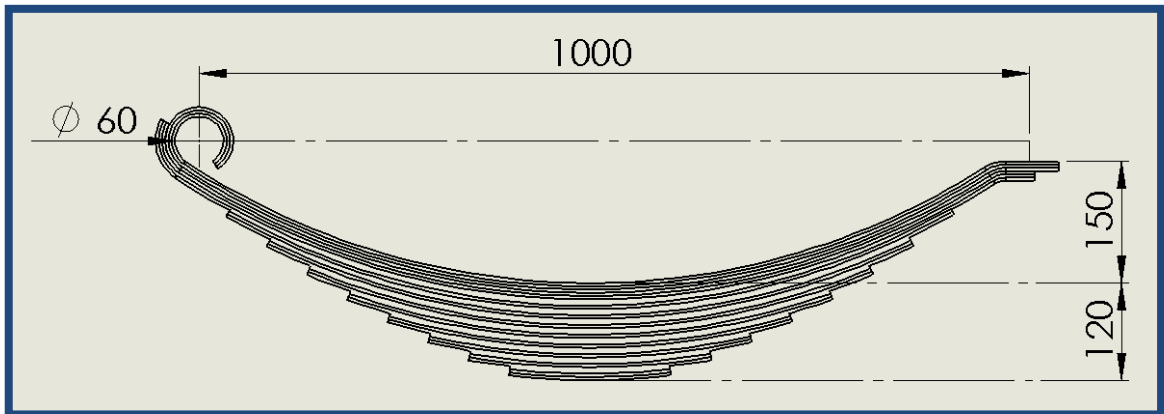


Fig. 5.4.6-2: Dimensiones generales de la ballesta elástica.

#### 5.4.7 Pernos de fijación.

Se realiza una verificación para el tamaño requerido de perno. Para este cálculo, se utiliza, la carga dinámica obtenida para el diseño de la ballesta. La figura 5.4.7-1 muestra la carga sobre el sistema.

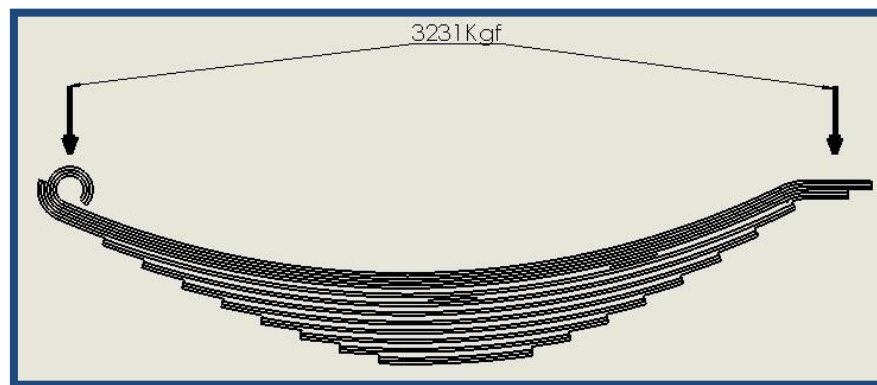


Fig 5.4.7-1: Cargas sobre la ballesta elástica.

$$PD = 6462 \text{ kgf. (Carga sobre la ballesta).}$$

$$Fp = 3231 \text{ kgf. (Carga sobre perno).}$$

Por una cuestión de criterio, se estima que, la mitad de la fuerza dinámica es, totalmente absorbida por el perno. Esto no sería del todo verdadero, ya que parte de



esta fuerza dinámica, se disipa en deformación, de la ballesta elástica.

La carga sobre el perno genera un esfuerzo de corte; esta sollicitación es soportada por dos secciones del perno.

La figura 5.4.7-2 muestra las cargas sobre el perno.

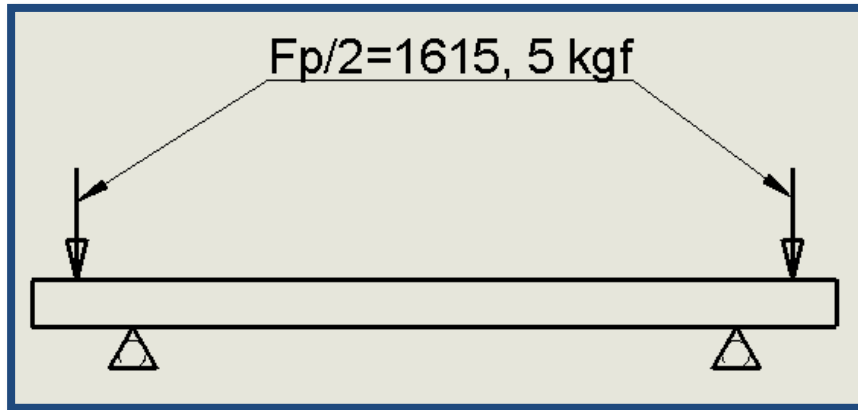


Fig. 5.4.7-2: Cargas sobre el perno.

El material utilizado para el perno es de acero SAE 1045 laminado.

$$S_s = 5062 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Esfuerzo máximo de corte).}$$

$$N = 3 \text{ (Coeficiente de seguridad).}$$

$$\sigma_{adm} = 1687,3 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$F_p = 3231 \text{ kgf.}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_p}{2A}$$

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = 1,10 \text{ cm (11 mm).}$$

A este diámetro arrojado, hay que sumarles consideraciones como desgaste, esfuerzos variables y esfuerzos debidos a impactos.

Este perno además, cumple la función de alinear el eje que sostiene, por lo tanto el mismo tiene una geometría excéntrica que permite tal función.

Se selecciona un perno de diámetro 38 mm de catálogo <sup>[13]</sup>, el cual, cumple con los requisitos impuestos.



#### **5.4.8 Manotas.**

Las manotas se seleccionan a partir de un catálogo comercial. Dichos elementos son de chapa y se sueldan al chasis del acoplado.

La altura de la manota hasta el agujero de fijación debe ser de 210 mm.

#### **5.4.9 Neumáticos y llantas.**

Los neumáticos utilizados son “GoodYear, modelo Superflot (I-3)”; las medidas son 600/50-22.5. Los mismos tienen una capacidad de carga de 5150 kgf, un ancho de 605 mm y un diámetro de 1119 mm.

Las llantas son de chapa, las medidas son 20 x 22,5 con 8 perforaciones para bulones M20.

## Capítulo 6:

### 6.1 Lanza.

Para el diseño de la lanza es necesario poder determinar las fuerzas que actúan sobre la misma, ya sea, la fuerza necesaria para mover el equipo durante las maniobras de trabajo, o la fuerza a la que está sometida por la carga del acoplado.

La fuerza asociada a la carga, ya quedó determinada en el capítulo N° 2, donde se dimensionó el chasis. En ese capítulo, se obtuvo el momento flector que actúa en la longitud de la lanza y el chasis.

La otra fuerza se define en función a la resistencia que, se opone al movimiento de rodadura del neumático, contra el suelo. Se tomó una deformación de un 10 % del diámetro del neumático. A continuación, se detalla el procedimiento de cálculo.

Al deformarse el neumático, el contacto no se realiza a lo largo de una línea, sino que lo hace a lo largo de una banda A'-A''. Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos, reacciones que dan lugar a la aparición de una par que se opone a la rodadura. La figura 6.1-1 muestra las cargas involucradas.

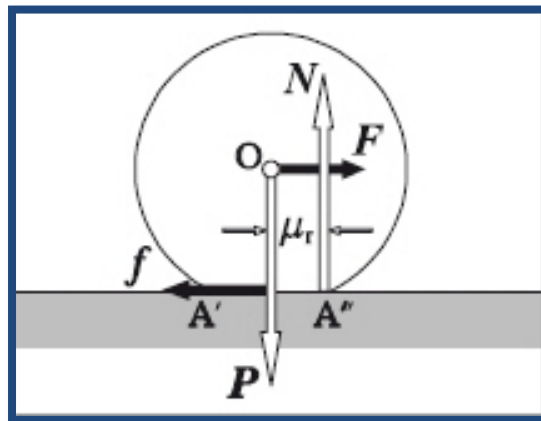


Fig. 6.1-1: Fuerzas sobre el neumático.

$$M_{apl} = R \times F \text{ (Momento a aplicar)}$$

$$M_{res} = \mu_r \times N \text{ (Momento resistente)}$$

Dónde:

$$R = 600 \text{ mm (radio del neumático)}$$

$$\mu_r = 360 \text{ mm (coeficiente de resistencia a la rodadura)}$$

$$N = 4875 \text{ kgf (fuerza normal – carga sobre rueda)}$$

$$F = \text{fuerza de arrastre. (Debido a la deformación del neumático)}$$



$$F = \frac{\mu_r}{R} \times N$$

$$C_{rr} = \mu_r / R \text{ (Coeficiente de rodadura)}$$

$$C_{rr} \text{ (Neumático)} = 0.6 \text{ (Coeficiente de rodadura debido a la def. del neumático).}$$

Ahora, se elige de la tabla 6.1-1 un  $C_{rr}$  para el suelo, el cual junto al otro coeficiente de rodadura dan la fuerza necesaria para arrastrar al acoplado.

Tipo de suelo	Crr
pista de hormigón seca	0,02-0,03
camino de tierra seco	0,05
camino de tierra apelmazado	0,05
suelo agrícola seco	0,06-0,08
suelo agrícola húmedo	0,1
suelo limoso húmedo	0,2
arena suelta seca	0,35

Tabla 6.1-1: Coeficientes de rodaduras para distintos tipos de suelos.

Se toma de la tabla un coeficiente para suelo agrícola húmedo.

$$C_{rr} \text{ (Suelo)} = 0.1 \text{ (Coeficiente de rodadura debido a la deformación del suelo)}$$

$$R_r = (C_{rr} \text{ (Neumático)} + C_{rr} \text{ (Suelo)}) \times N \text{ (Fuerza resistente de rodadura)}$$

$$R_r = (0,6 + 0,1) \times 4875 \text{ kgf}$$

$$R_r = 3412.5 \text{ kgf (Fuerza resistente por neumático)}$$

Para 4 neumáticos:

$$R_r \text{ (Total)} = 3412.5 \times 4 = 13650 \text{ kgf (Fuerza resistente total).}$$

Esta es la fuerza a vencer; para sacar el acoplado del reposo, cuando está sobre un suelo agrícola húmedo y sus neumáticos tienen una deformación de un 10 %.

### 6.1.1 Viga de lanza.

La figura 6.1.1-1 muestra la posición de la lanza en el acoplado y las cargas aplicadas en la misma.

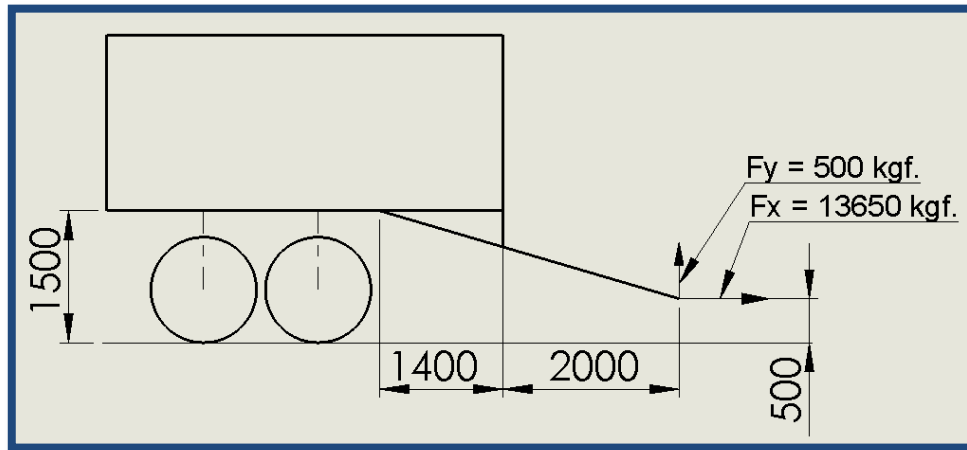


Fig. 6.1.1-1: Posición de la lanza en el acoplado. Cargas actuantes.

Para el diseño de la viga, se plantea el caso donde el acoplado está en reposo y se aplica la carga calculada anteriormente, con un ángulo de  $45^\circ$  respecto de su eje. También, se tiene en cuenta la fuerza generada por la carga, la cual es perpendicular a la fuerza de arrastre. La figura 6.1.1-2 muestra el estado de cargas.

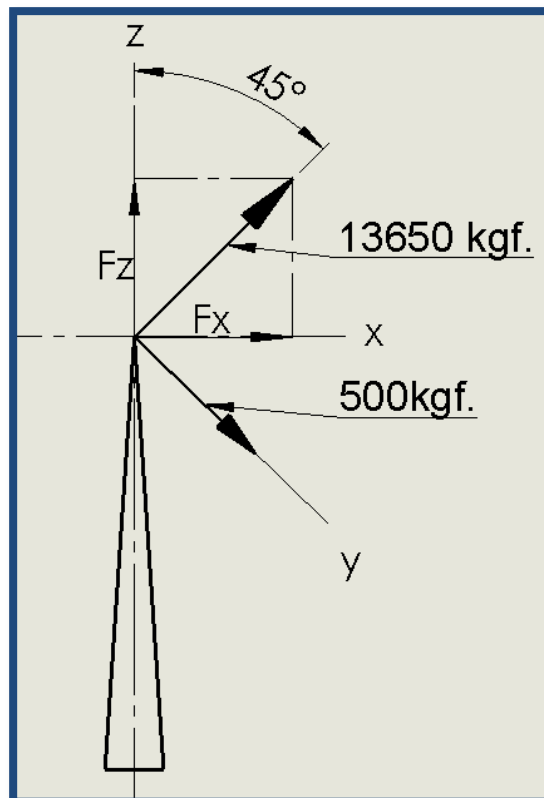


Fig. 6.1.1-2: Estado de cargas en la punta de la lanza, vista superior.

Bajo este estado de cargas, se consiguen mayores esfuerzos sobre la viga de la lanza.



Las fuerzas sobre la punta de la lanza:

$$F_y = 500 \text{ kgf}$$

$$F_x = 9652 \text{ kgf}$$

$$F_z = 9652 \text{ kgf (Fuerza normal)}$$

La longitud al primer punto de sujeción de la lanza, se ubica a una distancia de 2000 mm sobre eje "z" y por encima, una distancia de 580 mm sobre el eje "y" del punto de aplicación de las cargas. Por lo tanto, estas fuerzas generan sobre dicho punto momentos que se determinan a continuación.

$$M_x = F_y \times 200 \text{ cm} + F_z \times 58 \text{ cm}$$

$$M_y = F_x \times 200 \text{ cm}$$

$$M_z = \text{No se generan momentos sobre este eje.}$$

$$M_x = 659816 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_y = 1930400 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$F_z = 9652 \text{ kgf}$$

Se diseña la lanza, con dos plegados enfrentados y se verifica la sección en el punto de mayor sollicitación (Primer punto de sujeción). Se utiliza para este caso, chapa calidad F-24 en un espesor de 7.96 mm. En la figura 6.1.1-3, se muestra la sección de la viga de la lanza.

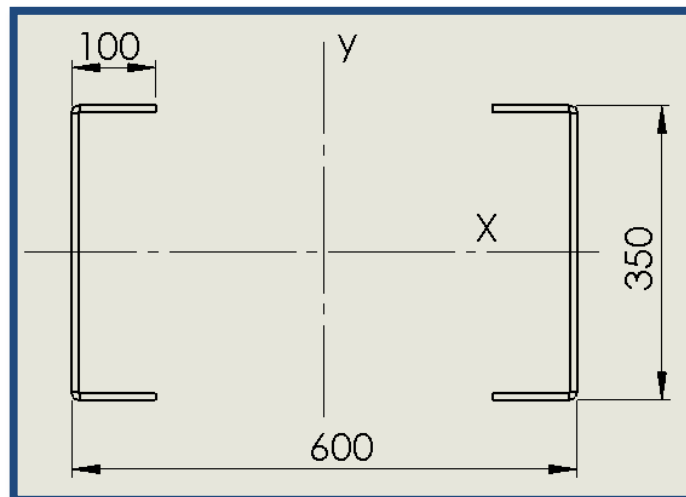


Fig. 6.1.1-3: Sección de la viga de la lanza, con medidas generales.



Características de la sección:

$$I_{xx} = 14014.5 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 66127.6 \text{ cm}^4$$

$$A = 84.17 \text{ cm}^2$$

$$C_x = 300 \text{ mm (30 cm)}$$

$$C_y = 175 \text{ mm (17.5cm)}$$

Se utiliza la ecuación de “Navier” para hallar la tensión de una flexión simétrica compuesta.

$$\sigma = \frac{M_x}{I_{xx}} C_y + \frac{M_y}{I_{yy}} C_x + \frac{F_z}{A}$$

$$\sigma = 1699.7 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión obtenida con esta sección es satisfactoria, arrojando un coeficiente de seguridad de 1,4.

## 6.2 Pernos de sujeción.

La lanza cuenta con dos puntos de sujeción, un agarre trasero que se une al chasis por medio de un perno único. Y un agarre delantero, que cuenta con dos pernos que unen la lanza a los bujes de fijación del chasis, mediante unos brazos basculantes.

Se calculan tanto el perno trasero, como los delanteros. Para ello, es necesario encontrar las reacciones en los dos puntos de apoyos cuando sobre la lanza actúan la carga de arrastre en sentido lineal con su eje (13650 kgf) y la carga por el peso del equipo cargado (500 kgf).

Dado los puntos de sujeción de la lanza y la inclinación de la misma, con respecto a la dirección de las cargas, se obtienen reacciones en dos direcciones las cuales deben componerse.

Para el perno trasero (Cargas):

$$F_z = -1779 \text{ kgf}$$

$$F_x = -5929 \text{ kgf}$$

$$R_{p.trasero} = -6190,14 \text{ kgf (Resultante)}$$

Para los pernos delanteros (Cargas):

$$F_x = 15429 \text{ kgf}$$

$$F_z = 6494 \text{ kgf}$$

$$R_{p.delanteros} = 16740 \text{ kgf (Resultante)}$$





### 6.2.1 Perno trasero.

Este perno, une a los dos bujes de la lanza con uno del chasis, por lo tanto, está sometido a un esfuerzo de corte, soportado por dos secciones del perno.

Para el perno trasero se utiliza una barra redonda de acero SAE 1045 de 38.1 mm de diámetro.

$$A_{p.trasero} = 11.4 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{corte} = \frac{R_{p.trasero}}{2xA_{p.trasero}}$$

$$\sigma_{corte} = 271.49 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión de corte en dicho perno es muy inferior a la tensión de corte por rotura del material SAE 1045,  $S_s = 5062 \text{ kgf/cm}^2$ .

### 6.2.2 Pernos delanteros.

Estos pernos al igual que el trasero, están trabajando bajo un esfuerzo de corte. En este caso, al haber dos pernos, existen cuatro secciones sometidas a este tipo de esfuerzo.

Para este perno, también, se utiliza una barra redonda de acero SAE 1045 de 38.1 mm de diámetro.

$$A_{p.delantero} = 11.4 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{corte} = \frac{R_{p.delanteros}}{4xA_{p.delantero}}$$

$$\sigma_{corte} = 367 \text{ kgf/cm}^2$$

La tensión obtenida, también verifica el uso de este tamaño de perno.

### 6.3 Ojal de enganche.

Para el estudio de tensiones, en el ojo de enganche, se hace uso del software de elementos finitos <sup>[1]</sup>. Se utiliza la carga de arrastre de 13650 kgf.

El ojal del enganche se fabrica por forja, se utiliza acero SAE 1045, el cual tiene buenas propiedades para este tipo de proceso. En la figura 6.3-1, se muestra el ojal de enganche con medidas generales.

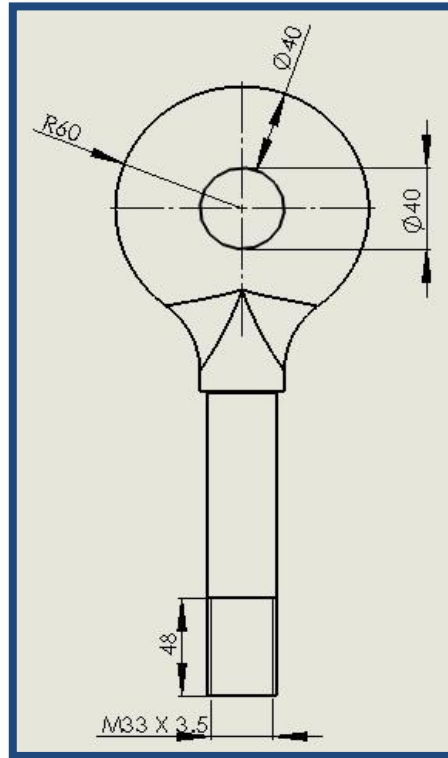


Fig. 6.3-1: Ojal de enganche con medidas generales.

Se analiza la pieza bajo la carga de arrastre, la misma se coloca en un área determinada del ojal, esta es la definida por el perno que une el acoplado con el tractor; los resultados son los siguientes:

Como se aprecia en la figura 6.3-2, las máxima tensión está dada en el interior del ojal, con una magnitud de  $3290 \text{ kgf/cm}^2$  (color rojo), dicha tensión es inferior a la de fluencia del material forjado que es de  $5404.5 \text{ kgf/cm}^2$ .

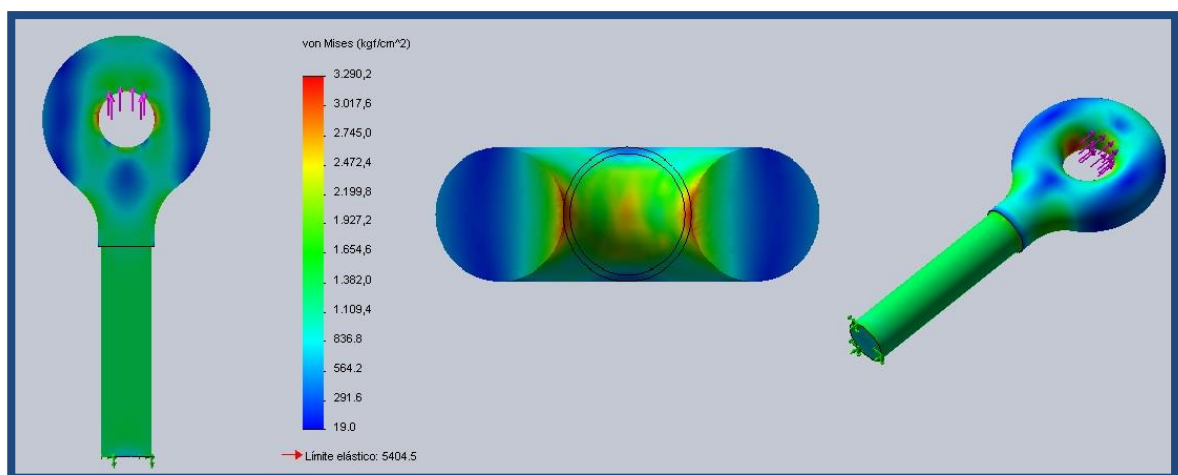


Fig 6.3-2: Tensiones en el ojal de enganche.



Las tensiones arrojan un coeficiente de seguridad mínimo de 1,6; dicho coeficiente está ubicado en los puntos rojos de la figura, en el resto del ojal el coeficiente aumenta en función al descenso de las tensiones.

Por otro lado la carga aplicada es la necesaria para sacar del reposo al equipo, la misma disminuye una vez puesto en movimiento el acoplado; por ende, las sollicitaciones también. Aclarado estos dos puntos, se establece que la pieza tiene las dimensiones correctas para este caso particular.

### 6.3.1 Rosca del ojal.

Otro elemento a verificar es la rosca que tiene el ojal en su parte posterior, está resiste la fuerza de arrastre y se genera en la misma, un esfuerzo de tracción. La rosca utilizada es M33x3.5.

$$F_{arrastre} = 13650 \text{ kgf.}$$

$$A_{rosca} = 619 \text{ mm}^2 (6.19 \text{ cm}^2) \text{ (Según Norma DIN 933).}$$

$$\sigma_{tracción} = \frac{F_{arrastre}}{A_{rosca}}$$

$$\sigma_{tracción} = 2205.2 \text{ kgf/cm}^2.$$

La tensión de tracción arroja un coeficiente de seguridad de 2,27, con lo cual, el tamaño de rosca es el adecuado.

## 6.4 Sistema amortiguador

Dada las irregularidades de los diferentes suelos, es inevitable que sobre el enganche del tractor, aparezcan fuerzas de inercia.

Para reducir el impacto sobre dicho elemento, es menester, el uso de un sistema que amortiguamiento. El sistema que se ha escogido, es mediante el uso de un cilindro hidráulico alimentado por un acumulador de vejiga, el cual tiene nitrógeno comprimido.

### 6.4.1 Cilindro Amortiguador.

El tamaño del cilindro hidráulico se selecciona utilizando la fuerza aplicada en los pernos delanteros, descritos en un punto anterior. La fuerza sobre dichos pernos es de 6494 kgf.

La presión de trabajo es la misma que para todo el sistema hidráulico, 120 kgf/cm<sup>2</sup>.



Por lo tanto:

$$P = \frac{F}{A_{cil. A}}$$

$$A_{cil. A} = 54.12 \text{ cm}^2$$

Con esta área se obtiene el diámetro del cilindro.

$$A_{cil. A} = \frac{\pi \times \emptyset^2}{4}$$

$$\emptyset = 8.30 \text{ cm (diámetro interior cilindro)}$$

Se selecciona un cilindro por catálogo<sup>[14]</sup> de diámetro 89 mm.

#### 6.4.2 Acumulador.

Como se describió anteriormente, el acumulador es de vejiga, el cual, contiene como gas, nitrógeno.

Para poder hallar el volumen necesario de dicho elemento, se hace un análisis en cuanto al movimiento de la lanza, bajo un impacto dado. El recorrido máximo que tiene en la punta de la lanza, es decir, en el ojal del enganche; es de unos 155 mm.

Dado que el cilindro está más cerca del punto del pivot de la lanza, el mismo solamente bajo el mismo movimiento recorre unos 70 mm.

Con este recorrido que hace el vástago del cilindro, y con el área del mismo, se obtiene el volumen máximo de líquido desplazado, durante un movimiento de la lanza.

Por lo tanto:

$$L = 70 \text{ mm} = 7 \text{ cm}$$

$$A_{cil. A} = 54.12 \text{ cm}^2$$

$$V = 7 \text{ cm} \times 54.12 \text{ cm}^2 = 378.84 \text{ cm}^3$$

Este es el volumen necesario del acumulador, para poder absorber sin dificultad, el desplazamiento del aceite.

El volumen utilizado es de  $500 \text{ cm}^3$ , para dar una mayor seguridad a este elemento.

En cuanto a la precarga del acumulador se considera que la misma debe ser de unos 80 bar, para que cuando aparezca una fuerza de inercia, la misma no sobre pase los valores límites de presión.



## Capítulo 7:

### 7.1 Panel deslizante.

Uno de los elementos que caracteriza a este tipo de acoplado, es el panel deslizante, que se utiliza tanto para la compresión del forraje, como para la descarga del mismo.

En el capítulo N° 3, se determinó la presión necesaria, para reducir el volumen del forraje en un 50 %, con esta presión, se dimensiona toda la estructura del panel.

$$P = 0.17 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Reducción 50\% volumen)}$$

$$\text{Área} = 56595 \text{ cm}^2 \text{ (Panel deslizante)}$$

$$\text{Fuerza} = 56595 \text{ cm}^2 \times 0.17 \text{ kgf/cm}^2 = 9621.15 \text{ kgf (Fuerza de cálculo)}$$

#### 7.1.1 Estructura.

El panel es soportado por un plegado principal, el cual, posee una guía para la estabilidad del mismo, durante los movimientos de compresión y descarga. A este plegado, se le unen perpendicularmente, los plegados secundarios del panel.

La figura 7.1.1-1 muestra la disposición estructural del panel.

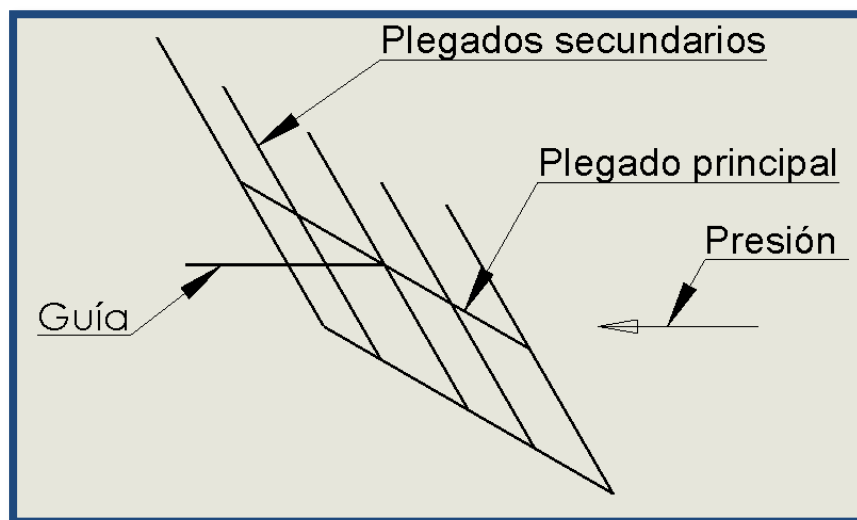


Fig. 7.1.1-1: Disposición estructural de los plegados.

#### 7.1.2 Plegado principal.

Sobre dicho plegado actúan cinco cargas puntuales, estas cargas son las transmitidas por los plegados secundarios que se unen a él. En cuanto a los vínculos, el mismo está sostenido, por dos apoyos separados entre sí 320 mm, ubicados en el centro del plegado. La figura 7.1.2-1 muestra el estado de cargas.

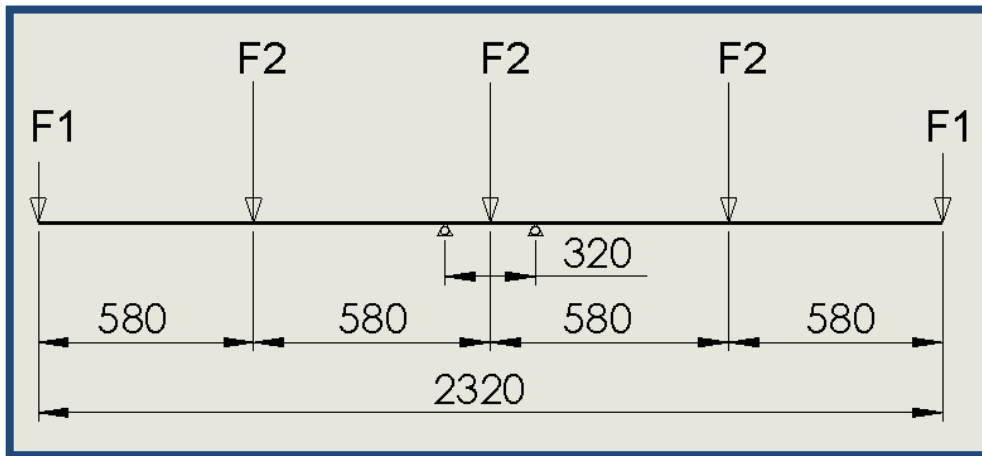


Fig. 7.1.2-1: Estado de cargas del plegado.

Las cargas se obtienen de la presión de compresión multiplicada, por el área del panel que soporta cada viga secundaria.

$$F_1 = 1206 \text{ kgf.}$$

$$F_2 = 2412 \text{ kgf.}$$

Se analiza la viga en el software <sup>[M]</sup> para obtener los esfuerzos y deformaciones.

Se utilizan dos perfiles para el estudio, con los siguientes momentos de inercia máximos:

$$I_{xx} = 4250 \text{ cm}^4 \text{ (Se ubican entre los puntos 2 - 6, 6 - 3, 3 - 7 y 7 - 4).}$$

$$I_{xx} = 328 \text{ cm}^4 \text{ (Se ubica entre los puntos 1 - 2 y 4 - 5).}$$

El momento flector se muestra en la figura 7.1.2-2.

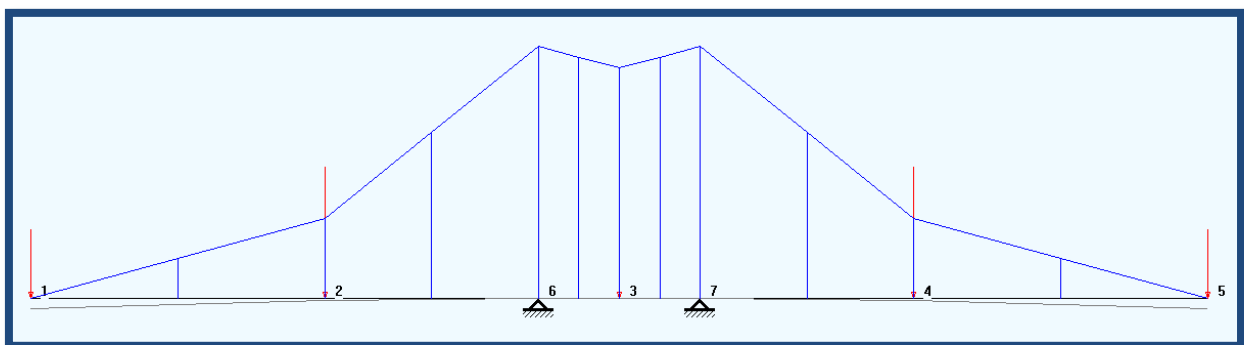


Fig. 7.1.2-2: Momento flector del plegado principal.

Como se aprecia en la figura, el momento máximo está dado en los puntos de apoyos, (6 y 7) con una magnitud de 2219.04 kgf·m. En los puntos 2 y 4 el momento es de 699.5 kgf·m.



Los esfuerzos de corte se aprecian en la figura 7.1.2-3.

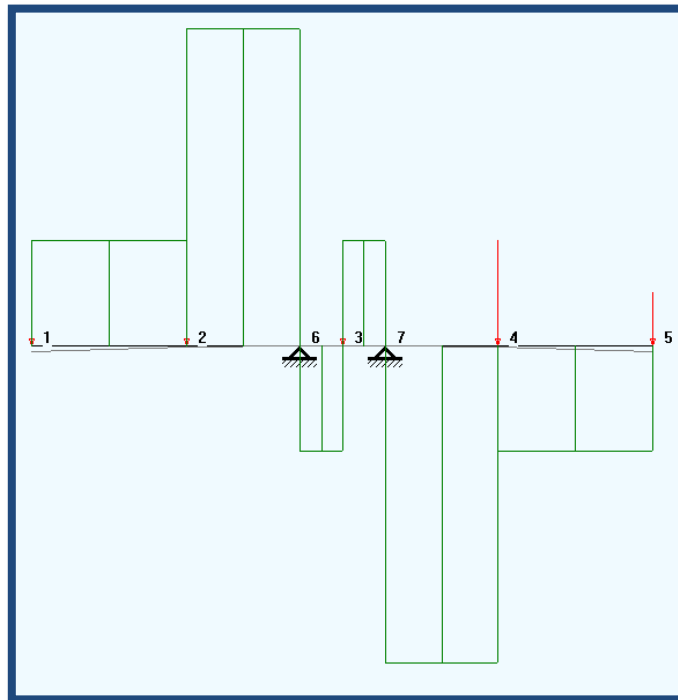


Fig. 7.1.2-3: Esfuerzos de corte en el plegado principal.

Los máximos esfuerzos están dados entre los puntos 2-6 y 7-4 con una magnitud absoluta de 3618 kgf.

La deformación está ubicada en los extremos del plegado con una magnitud de 2.05 mm; dicha deformación es satisfactoria. Por lo tanto, el plegado a diseñar debe tener como mínimo, los momentos de inercia especificados anteriormente.

Al diseñarse el plegado, en función a la deformación, las tensiones originadas por el momento flector, son muy bajas. Por lo tanto, no se cree necesaria, su especificación.

El plegado se realiza en chapa de acero calidad F-24, con un espesor de 6.35 mm.

En la figura 7.1.2-4, se muestra el plegado realizado para soportar tales solicitaciones.

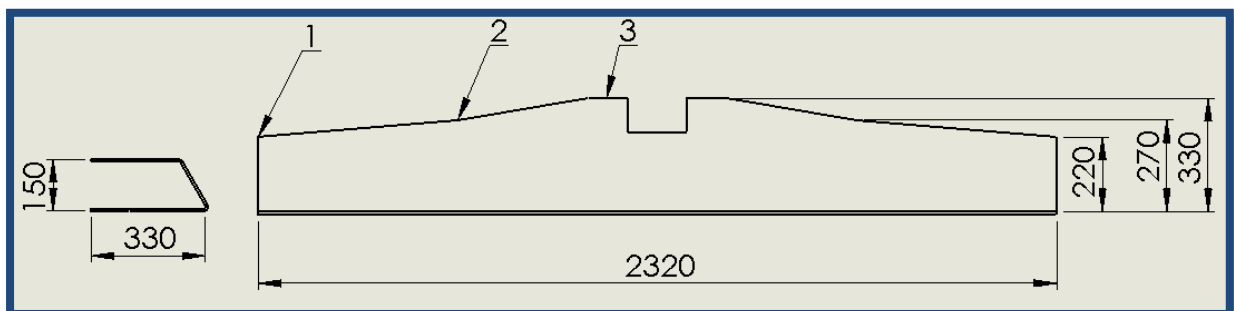


Fig. 7.1.2-4: Plegado principal de sección variable, con medidas generales.



Serán analizados los puntos indicados en la figura 7.1.2-4, para verificar la resistencia del plegado, en cada una de esas secciones.

En el punto 1:

$$M_f = 0$$

$$F_c = 1206 \text{ kgf}$$

$$I_{xx} = 689 \text{ cm}^4$$

$$A = 33 \text{ cm}^2$$

Solo existen esfuerzos debido a la fuerzas de corte.

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma_c = 36.54 \text{ kgf/cm}^2 (\text{corte})$$

En el punto 2:

$$M_f = 699.5 \text{ kgf} \cdot \text{m} (69950 \text{ kgf} \cdot \text{cm})$$

$$F_c = 3618 \text{ kgf}$$

$$I_{xx} = 909 \text{ cm}^4$$

$$A = 40 \text{ cm}^2$$

$$C = 12 \text{ cm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_{xx}} C$$

$$\sigma_f = 923.43 \text{ kgf/cm}^2 (\text{Flexión})$$

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma_c = 90.45 \text{ kgf/cm}^2 (\text{Corte})$$

En el punto 3:

$$M_f = 2219.04 \text{ kgf} \cdot \text{m} (221904 \text{ kgf} \cdot \text{cm})$$

$$F_c = 3618 \text{ kgf}$$

$$I_{xx} = 4888 \text{ cm}^4$$

$$A = 48 \text{ cm}^2$$

$$C = 16 \text{ cm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_{xx}} C$$

$$\sigma_f = 726.36 \text{ kgf/cm}^2 (\text{Flexión}).$$

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A}$$





$$\sigma_c = 75.38 \text{ kgf/cm}^2 (\text{Corte}).$$

Como se puede apreciar en las tres secciones, las tensiones son muy inferiores a la de fluencia del material ( $S_y = 2400 \text{ kgf/cm}^2$ ), por lo tanto el perfil diseñado responde satisfactoriamente.

### 7.1.3 Plegados secundarios.

Estos plegados están soldados al principal, por lo tanto, su estudio es el de una viga empotrada en uno de sus extremos.

La carga a la que están sometidos es la ya calculada anteriormente, y está en función del área de panel que soporta cada uno de estos plegados, por una cuestión de simplicidad los plegados de los extremos se realizan del mismo tamaño que los del medio.

$$F = 2412 \text{ kgf} (\text{Actúa sobre toda la longitud del panel}).$$

La carga sobre cada plegado es la mitad, ya que el plegado se divide en dos partes que son las que se unen al plegado principal.

$$F = 1206 \text{ kgf} (\text{Actúa sobre cada plegado secundario}).$$

Estos plegados tienen una inclinación con respecto a la vertical de  $30^\circ$ , por lo tanto, se debe descomponer la fuerza actuante, ya que la misma es horizontal.

La figura 7.1.3-1 muestra la descomposición de dicha carga.

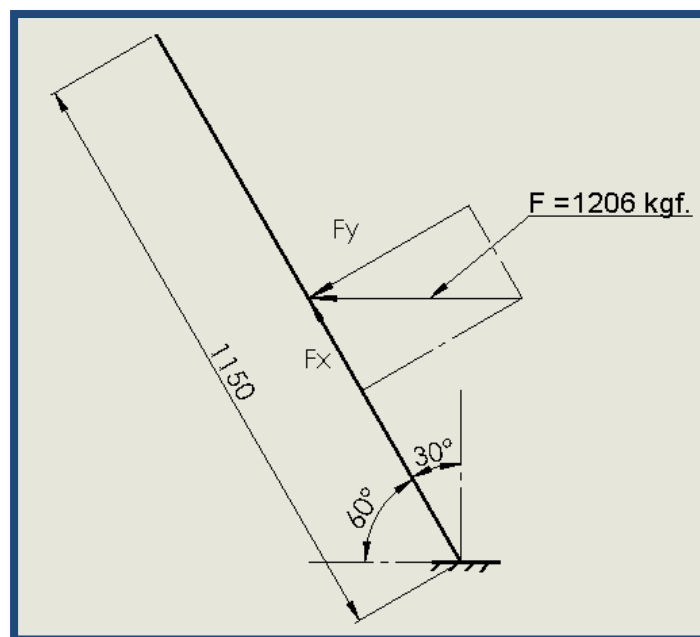


Fig. 7.1.3-1: Posición del plegado y descomposición de la carga actuante.



$F_y = 1044 \text{ kgf}$  (Actúa a lo largo del plegado secundario).

$F_x = 603 \text{ kgf}$  (Actúa a lo largo del plegado secundario).

Estas cargas en el momento del estudio, se colocan como una carga distribuida sobre la viga en cuestión.

Se obtiene los diferentes esfuerzos, haciendo uso del software [V].

Se ensaya con un perfil, que tiene un momento de inercia máximo de  $328 \text{ cm}^4$ .

En la figura 7.1.3-2, se muestra el ensayo, con cada uno de los esfuerzos.

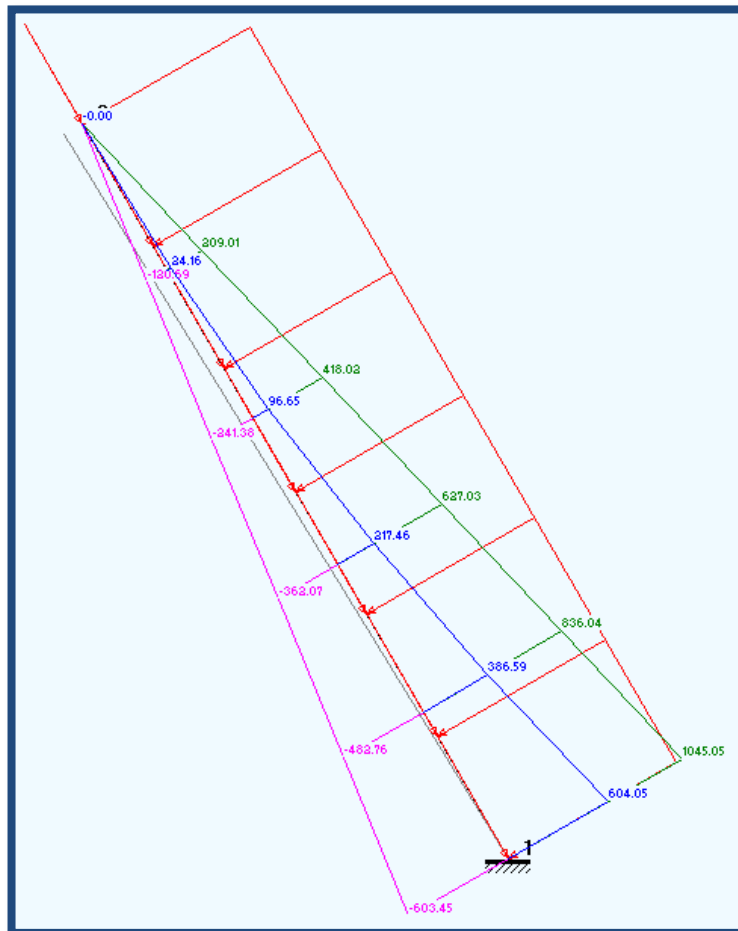


Fig. 7.1.3-2: Gráficos de momento flector, fuerza axial y fuerza de corte.

Como se ve en la figura, el gráfico de momento flector, arroja una magnitud máxima ubicada en la base del plegado de  $604.05 \text{ kgf}\cdot\text{m}$  (color azul). La máxima fuerza de corte es de  $1045.05 \text{ kgf}$  (color verde), y la fuerza axial máxima es de  $603.45 \text{ kgf}$  (color rosa), ubicadas en el mismo punto.

Al igual que para el plegado principal, se diseña el mismo, en base a la deformación máxima admisible.



La misma arrojó, una deformación en el extremo libre de 1.44 mm, lo cual es satisfactorio.

El plegado se realiza en chapa de acero calidad F-24, con un espesor de 4.76 mm. En la figura 7.1.3-3, se aprecia las medidas del plegado secundario.

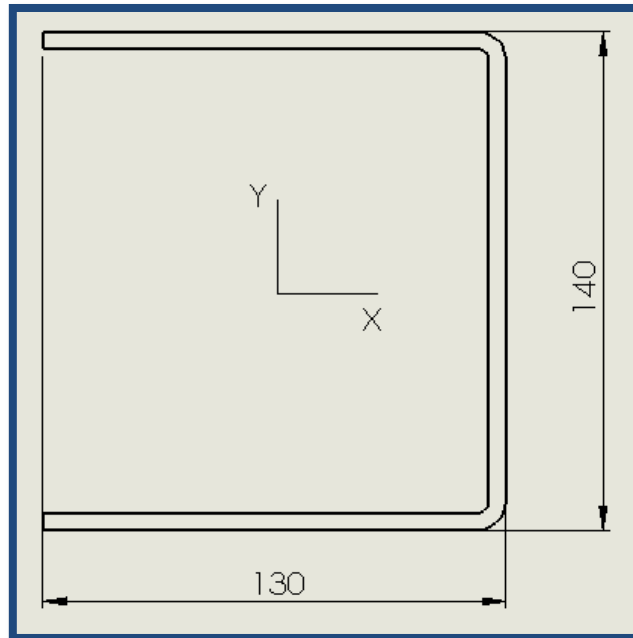


Fig. 7.1.3-3: Sección del plegado con medidas generales.

Esta sección tiene las siguientes características:

$$I_{yy} = 332,5 \text{ cm}^4 \text{ (Momento que resiste las cargas)}$$

$$I_{xx} = 644 \text{ cm}^4$$

$$A = 18,37 \text{ cm}^2$$

$$C = 8.54 \text{ cm}$$

Como los mayores esfuerzos están ubicados en la base del plegado, se analiza dicho punto.

Estamos en presencia de una flexión simétrica compuesta, por lo tanto:

$$M_f = 604.05 \text{ kgf} \cdot \text{m} \text{ (60405 kgf} \cdot \text{cm)}$$

$$F_c = 1045.05 \text{ kgf}$$

$$F_a = 603.45 \text{ kgf} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_{yy}} C - \frac{F_a}{A}$$

$$\sigma_f = 1518.6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Flexión)}$$



$$\sigma_c = \frac{F_c}{A}$$

$$\sigma_c = 56.88 \text{ kgf/cm}^2.$$

Los esfuerzos obtenidos no son tan elevados, debido a que, se definen los momentos de inercia de las secciones, en base a la deformación máxima admisible. No obstante, se realiza una verificación, para saber con qué esfuerzo está trabajando el plegado en cuestión.

#### 7.1.4 Plegado de base.

En la parte inferior del panel, se posiciona un plegado, el cual tiene la finalidad de dar resistencia al panel en su parte baja y alojar a los patines de grilon.

La carga utilizada, para el diseño de este plegado de base, es la carga del peso propio del panel, más la componente vertical de la carga de compresión. La misma se toma distribuida a lo largo de todo el plegado. Para este caso, no se tomaran fuerzas horizontales, ya que las mismas, no tienen una reacción directa sobre el plegado a calcular.

Este plegado tiene dos puntos de apoyos (los patines de grilon), distanciados entre si 2300 mm. Se calcula, como una viga simplemente apoyada.

La figura 7.1.4-1 ilustra las cargas que actúan sobre el plegado inferior.

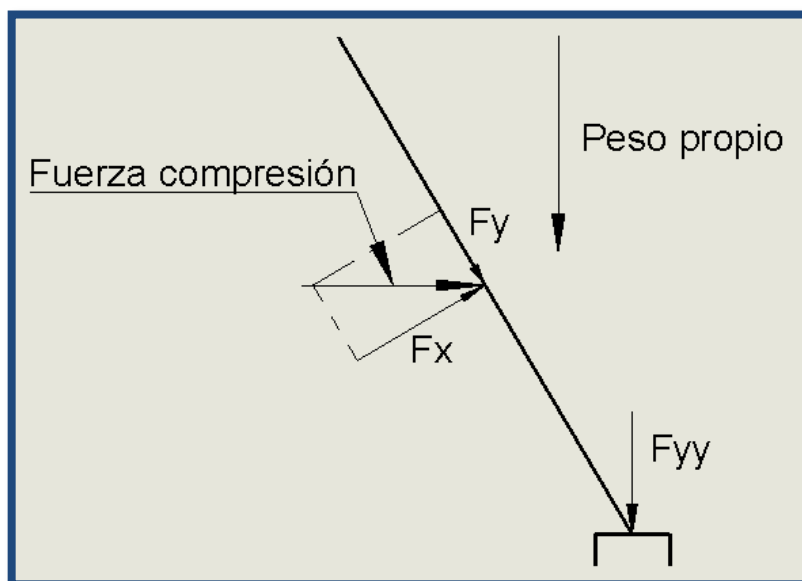


Fig. 7.1.4-1: Fuerzas que actúan sobre el plegado base.



$$\begin{aligned} \text{Peso propio panel} &= 350 \text{ kgf.} \\ \text{Fuerza compresión} &= 9621 \text{ kgf.} \\ F_y &= 4810,5 \text{ kgf.} \\ F_{yy} &= 4166 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

La carga total

$$F_{total} = P_p + F_{yy} = 4516 \text{ kgf. (Carga que actúa a lo largo de todo el plegado)}$$

Para obtener el momento de inercia necesario para el plegado, se utiliza la ecuación de la deformación máxima, del libro Diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup>, para una viga simplemente apoyada, y con carga distribuida.

$$y_{max} = \frac{5FL^3}{384EI}$$

Donde

$$\begin{aligned} L &= 2300 \text{ mm (230 cm)} \\ F &= 4516 \text{ kgf} \\ E &= 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Módulo de elasticidad)} \\ I &= \text{momento de inercia a determinar} \\ y_{max} &= 3.5 \text{ mm (0,35 cm)} \end{aligned}$$

El momento de inercia necesario es de  $970 \text{ cm}^4$

El plegado se realiza en chapa de acero calidad F-24, con un espesor de 4.76 mm. En la figura 7.1.4-2, se aprecia la sección del plegado diseñado para tal caso.

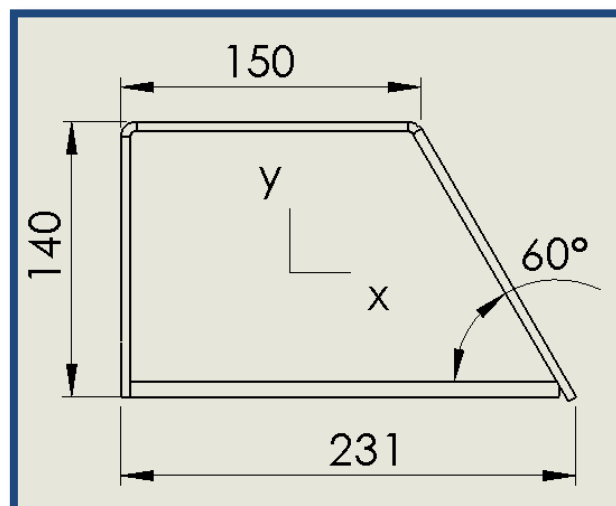


Fig.7.1.4-2: Sección del plegado de base, con medidas generales.



Características de la sección

$$I_{xx} = 980 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 1931 \text{ cm}^4$$

$$A = 31.35 \text{ cm}^2$$

Los momentos de inercia que presenta el plegado, son satisfactorios para las sollicitaciones impuestas.

### 7.1.5 Patines.

Los patines del panel deslizante, tienen la finalidad de disminuir la fricción existente entre el piso deslizante y dicho panel. Están ubicados en la parte inferior, más específicamente, en el plegado de base. El mismo, tiene en sus extremos, alojamientos, donde se ubican los patines, y se fijan a la estructura.

Los patines son de material Poliamida 6, también denominado Nylon o Grilon. Este puede definirse como un termoplástico semicristalino, que posee características tales como: buenas propiedades de deslizamiento, alto poder de amortiguamiento, alta resistencia mecánica, y resistencia sobresaliente al desgaste, entre otras.

Este tipo de material se comercializa en diferentes formas y secciones. Para nuestro caso, se selecciona placas de 1225 mm de ancho por 2440 mm de largo y en espesores de 38 mm; Que luego, serán mecanizadas, según su geometría.

Datos técnicos:

Peso específico = 1,14 gr/cm<sup>3</sup>.

Resistencia de fluencia (tracción) = 450 kgf/cm<sup>2</sup>.

Resistencia compresión (1 y 2 % deformación) = 150 y 280 kgf/cm<sup>2</sup>.

Módulo de elasticidad = 14000 kgf/cm<sup>2</sup>.

Coef. Roce estático = 0,31 a 0,54.

Coef. Roce dinámico = 0,27 a 0,43.

La carga utilizada para el diseño de los patines, es la ya calculada anteriormente, para el diseño del plegado de base. La misma se divide en dos, ya que, son dos los patines que soportan toda la carga.

$$F_{total} = 4516 \text{ kgf.}$$

$$F_{patín} = 2308 \text{ kgf.}$$

El patín se diseña y verifica a la compresión, ya que, el mismo está sometido a este tipo de esfuerzo.



Se toma el valor más pequeño, entre los que se detallan en los datos técnicos.

$$\sigma_{comp.} = 150 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{comp} = \frac{F_{patin}}{A_{patin}}$$

$$A_{patin} = 15.39 \text{ cm}^2$$

Esta es el área mínima que debe tener el patín, para soportar las cargas impuestas.

Como se puede apreciar, el área necesaria es muy pequeña, por lo tanto, el tamaño del patín se dará de acuerdo al diseño del plegado de base.

Dimensiones del patín:

$$Largo = 200 \text{ mm}$$

$$Ancho = 80 \text{ mm}$$

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

#### 7.1.6 Guía.

Uno de los inconvenientes que se presentan al momento del diseño del panel, es tratar que, el mismo se mueva, y se traslade sobre el piso con cierta rigidez. Por lo tanto, es menester recurrir a una guía que, de estabilidad al movimiento relativo entre ambos. La guía se construye con dos plegados, el cual uno se introduce dentro del otro. A su vez, estos dos plegados, alojan en su interior al cilindro hidráulico, que es el que da el movimiento entre el panel y el piso.

La guía interna es la que está asociada al panel, mientras que, la otra lo está al piso. La longitud de la misma es tal que, permite la carrera del cilindro (1100 mm), y estando totalmente extendida, siga imponiendo rigidez.

Para el dimensionamiento de la guía, se plantea la situación, en el que el panel se está moviendo con respecto al piso; esto se da en el caso de la descarga. Se toma como material a descargar, el pasto ya compactado por el sistema del acoplado.

Como el panel se mueve sobre unos patines, es inevitable, la aparición de una fuerza de fricción. Está se tendrá en cuenta para el diseño de la guía. La fuerza que empuja al forraje, fuera del acoplado, no se tiene en cuenta, debido a que la misma actúa en todo el panel, y no genera acción de inestabilidad al movimiento del panel.

En la figura 7.1.6-1, se muestran las fuerzas que actúan en el panel, y las que se consideran en el diseño de la viga.

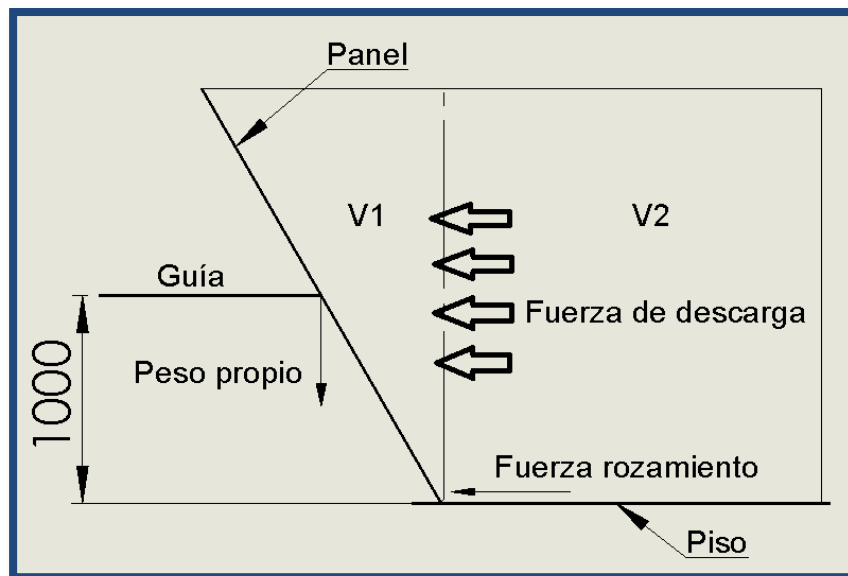


Fig.7.1.6-1: Fuerzas que actúan sobre el panel.

Se pasa a calcular la fuerza de rozamiento del patín contra el piso. La misma es el resultado, del peso propio del panel, más el peso del volumen ( $v_1$ ) de pasto compactado, que se encuentra sobre el panel.

$$F_r = \mu \times N$$

$$\mu_g = 0.54 \text{ (Coef. de roce estático Grilon)}$$

$$N = P_{propio} + P_{pasto}$$

$$P_{propio} = 350 \text{ kgf}$$

$$P_{pasto} = V_1 \times \delta$$

Dónde:

$$V_1 = 2.645 \text{ m}^3$$

$$\delta = 600 \text{ kgf/m}^3 \text{ (densidad de forraje compactado)}$$

$$P_{pasto} = 1587 \text{ kgf}$$

$$N = 1937 \text{ kgf}$$

$$F_r = 1046 \text{ kgf}$$

Se calcula el momento de inercia necesario, para una viga en voladizo de 1100 mm de longitud, con una carga que se ubica a una distancia de 1000 mm de su eje, de 1046 kgf. La figura 7.1.6-2 ilustra las cargas sobre la viga.



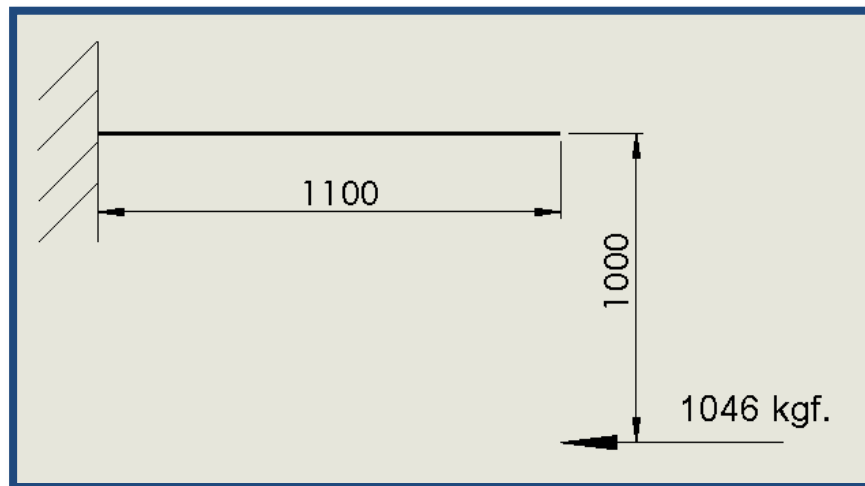


Fig. 7.1.6-2: Fuerza que actúa sobre la guía.

Se estudia el sistema en el software <sup>[V]</sup>, para hallar sus esfuerzos y deformaciones, se utiliza un perfil IPN 220, con un momento de inercia máximo de  $3060 \text{ cm}^4$ , para estudiar su comportamiento.

Con dicha sección, se obtuvo una deformación máxima de 0.97 mm en el extremo libre de la viga, con lo cual, ese momento de inercia es el adecuado para la guía a diseñar. Ahora bien, podemos afirmar que, el momento flector es constante y con una magnitud de 1046 kgf·m. La fuerza axial es de 1046 kgf (compresión), pero, por una cuestión de diseño no afecta a la guía.

La guía se construye con cuatro chapas soldadas de acero calidad F-24, con un espesor de 6,35 mm.

En la figura 7.1.6-3, se muestra la sección de la guía diseñada para este caso.

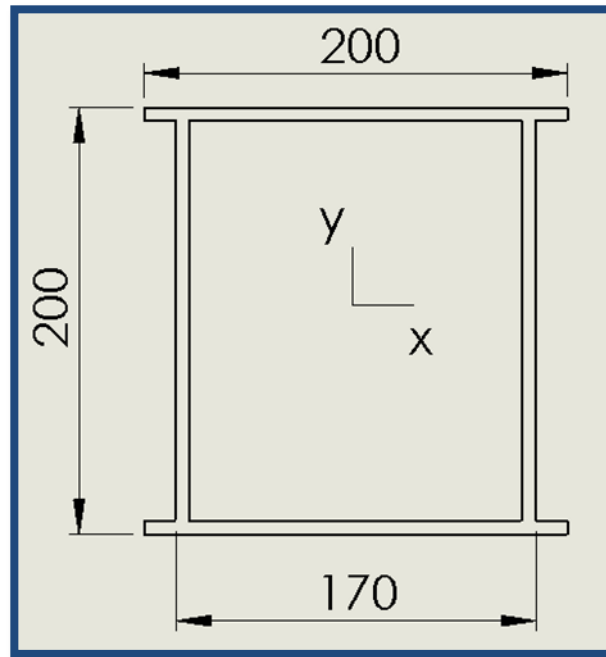


Fig. 7.1.6-3: Sección de la guía, con medias generales.

Características:

$$I_{xx} = 3077 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 2440 \text{ cm}^4$$

$$A = 49.19 \text{ cm}^2$$

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

Se halla el esfuerzo de la sección diseñada debido al momento flector como.

$$\sigma_{mf} = \frac{M_f}{I_{xx}} C$$

$$\sigma_{mf} = 340 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Las tensiones son bajas con respecto a la de fluencia.}$$

### 7.1.7 Panel (chapa).

La chapa que reviste al panel está sometida a la presión de compactación, ya descripta anteriormente ( $0,17 \text{ kgf/cm}^2$ ). Se utiliza un espesor de 3.17 mm, en chapa calidad F-24.

La distancia entre apoyos de la chapa, es de 407 mm de ancho, por 900 mm de alto. Se utiliza el software <sup>[1]</sup>, para dicho ensayo.



En la figura 7.1.7-1, se muestra las tensiones obtenidas en dicha chapa.

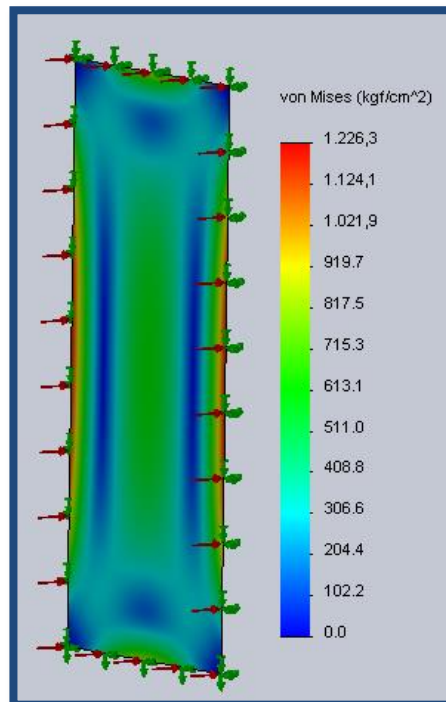


Fig. 7.1.7-1: Tensiones sobre la chapa del panel.

Como se aprecia en la figura anterior, las tensiones máximas obtenidas, son inferiores a la de fluencia de la chapa ( $2400 \text{ kgf/cm}^2$ ); arrojando un coeficiente de seguridad de  $N = 1,95$ .

En la figura 7.1.7-2, se muestra la deformación obtenida bajo tal sollicitación.

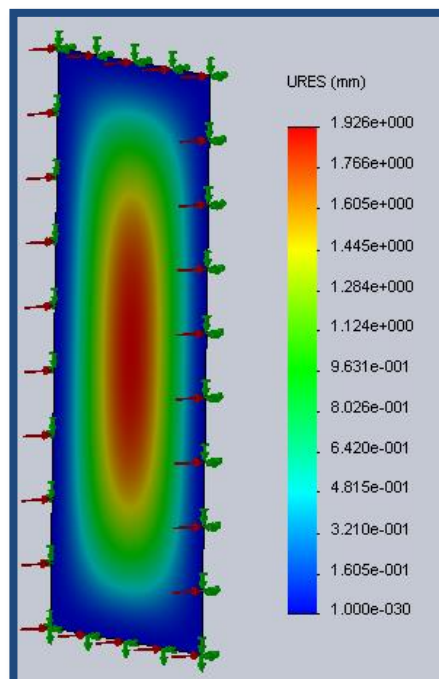


Fig.7.1.7-2: Deformación de la chapa.

La deformación obtenida en la chapa satisface las necesidades del panel, por lo tanto, el espesor seleccionado es el adecuado para este caso.

### 7.1.8 Cilindro Hidráulico.

Este cilindro tiene como finalidad desplazar el panel deslizante desde su posición de reposo hasta el borde del piso deslizante; acción que genera, la descarga del forraje del acoplado. La carrera de este cilindro es de 1100 mm.

Para seleccionar el cilindro hidráulico, o bien especificarlo para su fabricación, es necesario determinar la fuerza que debe desarrollar según su finalidad.

Las fuerzas que debe vencer dicho elemento son: la de rozamiento de los patines del panel con el piso, la de rozamiento del forraje con el piso deslizante del acoplado y la de rozamiento del forraje con los paneles laterales del mismo.

La figura 7.1.8-1, indica las fuerzas a vencer por el cilindro.

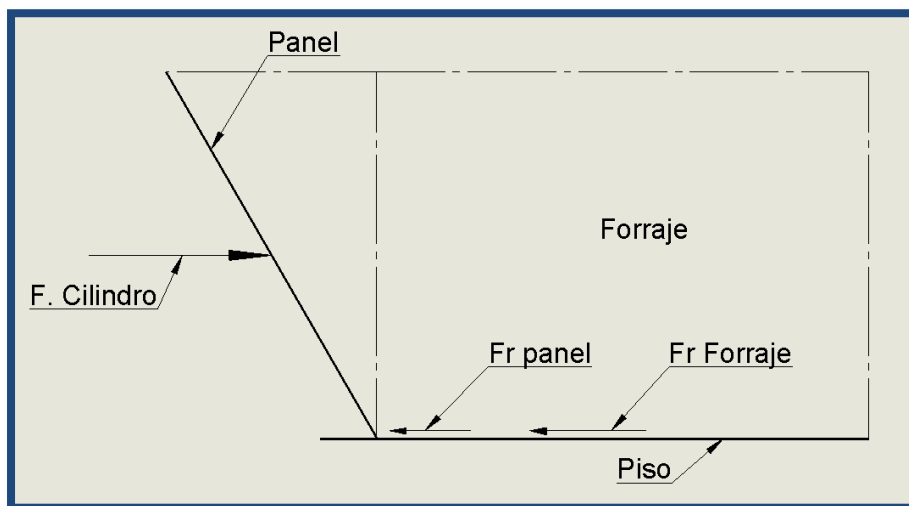


Fig. 7.1.8-1: Fuerzas a vencer por el cilindro hidráulico.

$$F_{cilindro} = F_{r.panel} + F_{r.forraje}$$

$$F_{r.panel} = \mu_g \times (P_{panel} + P_{forraje} (V_1))$$

$$F_{r.forraje} = \mu_f \times P_{forraje} (V_2) + 2 \times \mu_f \times F_{forraje \text{ en panel}} \text{ (Contra los paneles)}$$

Se considera que, la fuerza actuante sobre cada panel es un 20 % de la fuerza total debida al peso del forraje en los dos volúmenes ( $V_1$  y  $V_2$ ).



Dónde:

$$P_{panel} = 350 \text{ kgf}$$

$$V_1 = 2.645 \text{ m}^3 \text{ (Volumen del acoplado sobre el panel. Figura 7.1.6 – 1)}$$

$$V_2 = 5.06 \text{ m}^3 \text{ (Volumen del acoplado sobre el piso. Figura 7.1.6 – 1)}$$

$$\delta = 600 \text{ kgf/m}^3 \text{ (Densidad forraje compactado)}$$

$$P_{forraje (V_1)} = 1587 \text{ kgf}$$

$$P_{forraje (V_2)} = 3036 \text{ kgf}$$

$$F_{forraje en panel} = 1849 \text{ kgf}$$

$$\mu_g = 0.54 \text{ (Coef. De roce estático Grilon)}$$

$$\mu_f = 0.8 \text{ (Coef. De roce estático entre forraje y chapa)}$$

$$F_{r.panel} = 1046 \text{ kgf}$$

$$F_{r.forraje} = 2429 \text{ kgf} + 2958 \text{ kgf} = 5387 \text{ kgf}$$

$$F_{cilindro} = 6433 \text{ kgf} \text{ (Fuerza neta a vencer)}$$

La presión de trabajo del sistema hidráulico es de  $120 \text{ kgf/cm}^2$ .

Se calcula el diámetro del cilindro, en función del área necesaria.

$$P = F_{total \text{ cil.}} / A_{cil.}$$

$$A_{cil.} = 53.60 \text{ cm}^2$$

$$A_{cil.} = \frac{\pi \phi^2}{4}$$

$$\phi_{int.} = 8.26 \text{ cm}$$

El cilindro hidráulico necesario debe tener las siguientes características.

$$Carrera = 1100 \text{ mm}$$

$$\phi_{int.} = 82.6 \text{ mm}$$

$$Longitud \text{ cerrado} = 1200 \text{ mm}$$

$$Longitud \text{ abierto} = 2300 \text{ mm}$$

Se selecciona un cilindro de catálogo <sup>[14]</sup>, de diámetro 89 mm.

### 7.1.9 Perno para fijación de cilindro y bujes.

El perno utilizado para fijar el cilindro al panel es acero SAE 1020, de 38.1 mm de diámetro. El mismo, se acopla por medio de unos bujes que, están soldados a la guía, la cual está unida a la estructura del panel.



La figura 7.1.9-1, muestra cómo están dispuestos estos elementos en la guía y como actúa la fuerza del cilindro.

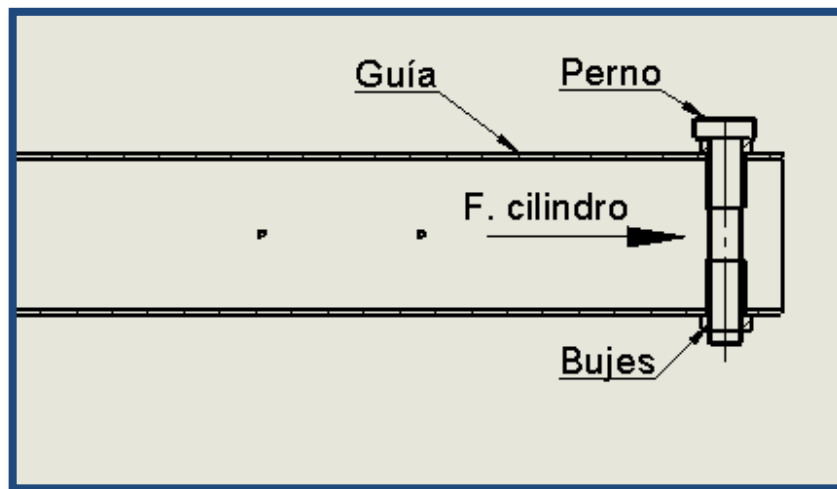


Fig. 7.1.9-1: Perno de fijación del cilindro en la guía.

$$F_{total\ cil.} = 6433\ kgf$$

Sobre el perno actúa generando un esfuerzo de corte, el mismo es resistido por dos áreas, por lo tanto:

$$\sigma_{corte} = \frac{F_{total\ cil.}}{2A}$$

$$A = 11.4\ cm^2$$

$$\sigma_{corte} = 282.15\ kgf/cm^2$$

Los bujes al estar soldados a la guía; se analizan como una viga en voladizo, cuya longitud es de 60 mm, que es la distancia, desde la guía hasta el borde del buje. Como son dos bujes, la carga se divide en dos.

Otro punto a tener en cuenta es el agujero del buje que tiene que tener un diámetro de 40 mm.

$$F_{buje} = 3216.5\ kgf$$

$$L = 6\ cm\ (60\ mm)$$

Se utiliza la ecuación de la deformación máxima, para una viga en voladizo con carga en la punta, del libro Diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup>

$$y_{max} = \frac{FL^3}{3EI}$$

$$y_{max} = 0.06\ mm\ (0.006\ cm)$$



Se obtiene el momento de inercia.

$$I = 18.38 \text{ cm}^4$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D_o^4 - D_i^4)$$

$$D_i = 40 \text{ mm (4 cm)}$$

Obtenemos el diámetro externo  $D_o$ .

$$D_o = 5.01 \text{ cm (50.1 mm.)}$$

Utilizamos  $D_o = 50.8 \text{ mm}$ .

Verificamos la sección del buje que está en contra de la guía a corte.

$$A_{buj e} = \pi/4 (D_o^2 - D_i^2)$$

$$A_{buj e} = 7.70 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{corte} = \frac{F_{buj e}}{A_{buj e}}$$

$$\sigma_{corte} = 417.72 \text{ kgf/cm}^2$$

Utilizamos una barra redonda de acero SAE 1045 laminada de 50.8 mm de diámetro la cual se mecaniza y se lleva a la geometría requerida.

## Capítulo 8:

### 8.1 Piso deslizante.

En este punto, se contemplará el cálculo y diseño estructural del piso deslizante. Este elemento, durante la etapa de compresión, tiene la finalidad de arrastrar al panel deslizante; que es el elemento compresor del equipo. Por otro lado, durante la etapa de descarga, el mismo tiene el propósito de ser guía del panel, ya que este en su movimiento de descarga, se desplaza por el piso utilizándolo de sostén.

Es necesario aclarar que, el panel deslizante tiene un movimiento independiente del piso deslizante. No obstante, la guía que orienta el movimiento del panel, está sujeta a la estructura del piso.

#### 8.1.1 Estructura.

Para el desarrollo del cálculo de la estructura inferior del piso, se utiliza una fuerza definida por una eventual carga de cereal (trigo), en el acoplado. Se emplea dicha carga, ya que la misma, es la que genera mayor sollicitación sobre el piso. La fuerza está definida en el capítulo N° 4 “Paneles laterales”, donde se analiza la carga bajo la teoría para el cálculo de silos <sup>[6]</sup>.

La carga sobre el fondo del acoplado:

$$P_v = 1640.64 \text{ kgf/m}^2$$

En la figura 8.1.1-1, se muestra la estructura inferior del piso, con las correspondientes referencias; indicando las partes del mismo.

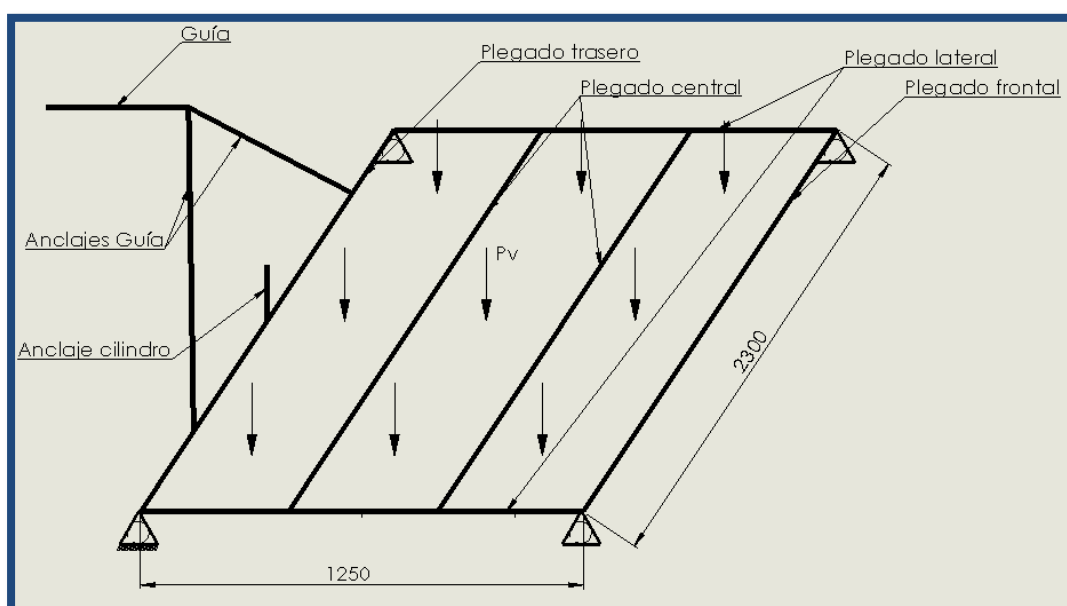


Fig. 8.1.1-1: Estructura inferior del piso con referencias y medidas generales.





### 8.1.2 Plegado Central.

Para el diseño de este plegado, se emplea la fuerza nombrada en el punto anterior. La misma es de carácter uniforme sobre el largo del plegado.

La figura 8.1.2-1 ilustra de manera ordenada, la definición del área donde actúa la fuerza sobre el plegado.

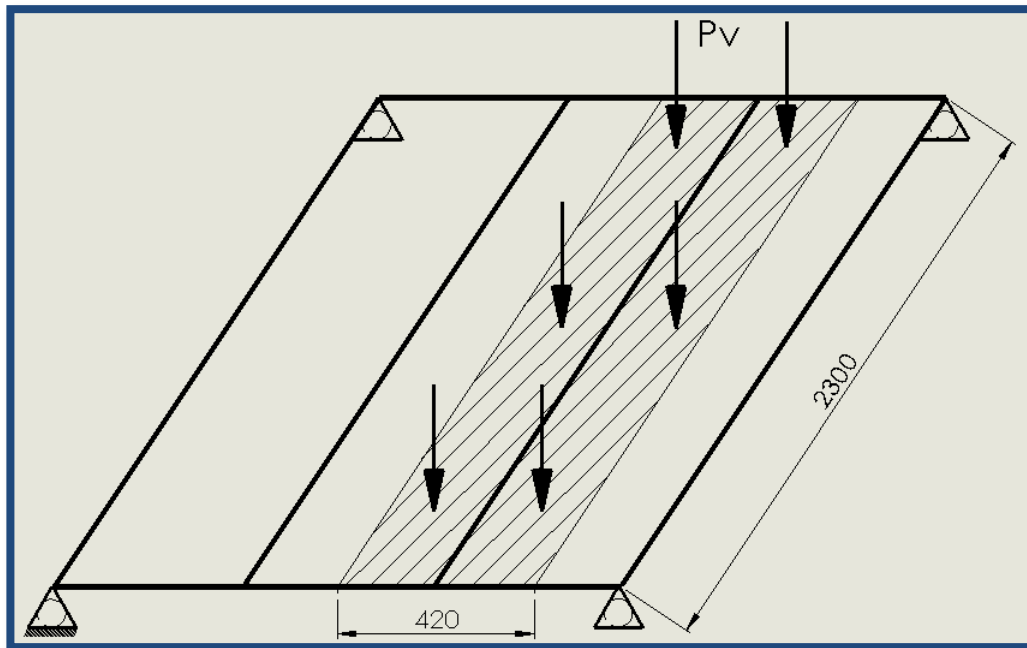


Fig. 8.1.2-1: Definición de la carga sobre uno de los plegados centrales.

Como se aprecia en la figura anterior, la carga está delimitada por el área resultante de dividir el largo del piso en tres sectores. Los plegados están separados entre sí 420 mm.

$$A = 420 \text{ mm} \times 2300 \text{ mm} = 96600 \text{ mm}^2 = 0.96600 \text{ m}^2.$$

$$P_v = 1640.64 \text{ kgf/m}^2$$

$$F = P_v \times A = 1585 \text{ kgf. (Carga total sobre el plegado)}$$

Se considera la ecuación de la deformada, para una viga simplemente apoyada y con carga uniforme, del libro diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup>

$$y_{max} = \frac{5 F L^3}{384 E I}$$



Dónde:

$$L = 2300 \text{ mm} = 230 \text{ cm}$$

$$F = 1585 \text{ kgf}$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$I_{xx}$  = Momento de inercia necesario

$$y_{max} = L/1000 = 0.23 \text{ cm}$$

$I_{xx} = 489 \text{ cm}^4$  Este es el momento que el plegado debe tener.

Se diseñó un plegado tipo C de 130 mm de alto, con 110 mm de ala y un espesor de 4.76 mm, con chapa calidad F-24.

La figura 8.1.1.1-2 muestra el perfil de dicho plegado con sus medidas respectivas.

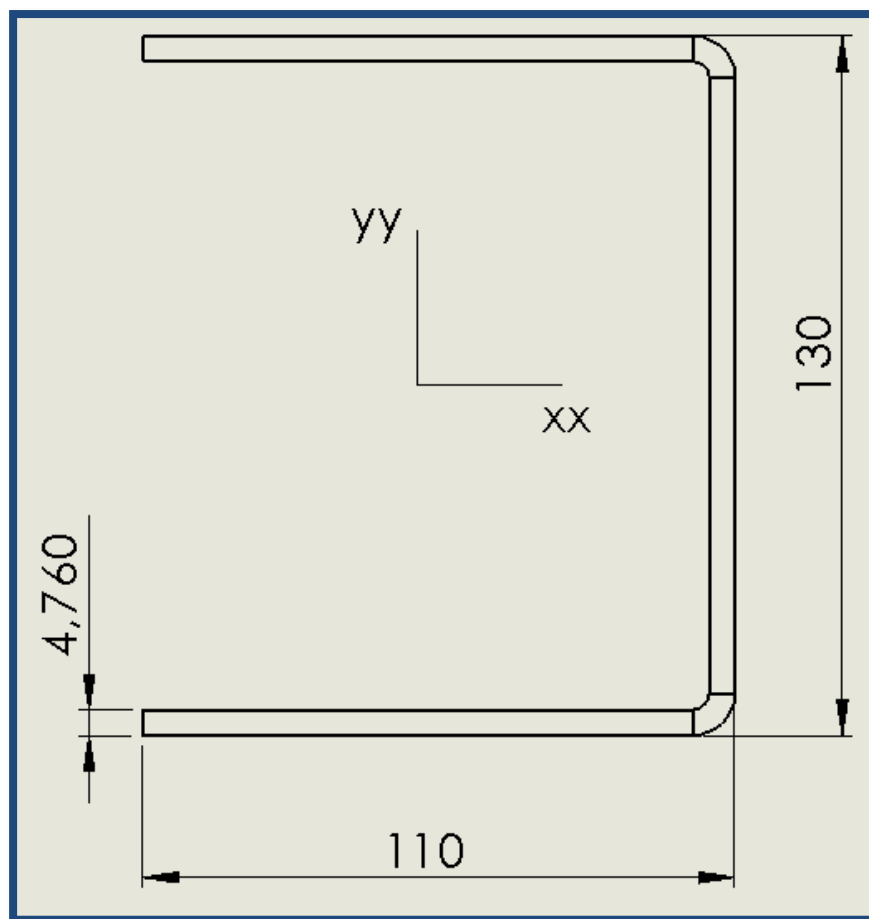


Fig. 8.1.2-2: Plegado central con medidas.

El plegado de la figura anterior presenta un momento de inercia de  $490 \text{ cm}^4$ . Este momento es mayor al requerido, lo cual satisface las solicitaciones impuestas.



### 8.1.3 Plegado Frontal.

El plegado frontal está sometido a la misma carga que los plegados centrales; la diferencia es que el área de incumbencia de dicho plegado es la mitad que la del plegado anterior. Por lo tanto, la carga total que actúa sobre dicho plegado es la mitad que la calculada en el punto anterior.

$$F_{frontal} = 1585 \text{ kgf} / 2 = 792.5 \text{ kgf}.$$

Se calcula el momento de inercia de la misma forma que el plegado anterior, en base a su deformación máxima admisible.

$$y_{max} = \frac{5 F_f L^3}{384 E I}$$

Dónde:

$$L = 2300 \text{ mm} = 230 \text{ cm}$$

$$F_{frontal} = 792.5 \text{ kgf}$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$I_{xx}$  = Momento de inercia necesario

$$y_{max} = L/1000 = 0.23 \text{ cm}$$

$$I_{xx} = 234 \text{ cm}^4 \text{ Momento de inercia necesario.}$$

Por una cuestión constructiva, la altura de este plegado es la misma que la del plegado central. El mismo en su parte frontal tiene un saliente a 60° con la horizontal donde se apoya un burlete de goma, que evita que se introduzca el forraje en la parte inferior del piso.

El perfil ha sido diseñado en chapa calidad F-24 con un espesor de 4.76 mm.

La figura 8.1.3-1 muestra el perfil del plegado; diseñado de acuerdo a las necesidades de la parte frontal del piso, con sus medidas generales.

El momento de inercia de dicho perfil es  $I_{xx} = 530 \text{ cm}^4$ , muy superior al necesario.

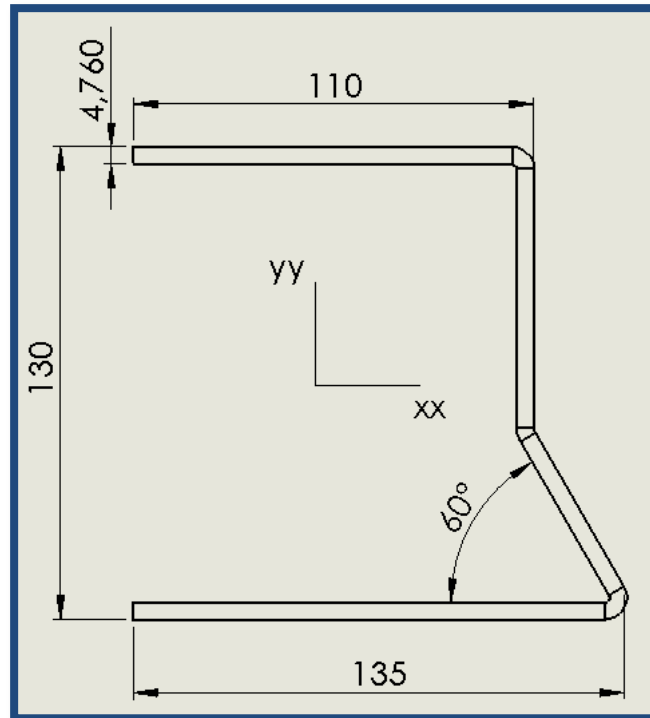


Fig. 8.1.3-1: Perfil del plegado frontal con medidas.

#### 8.1.4 Plegado Lateral.

Estos plegados son los encargados de sostener a los plegados centrales, el plegado frontal, y el plegado trasero por sus extremos mediante un cordón de soldadura. Estos están diseñados para poder alojar en su interior a los patines de grilon, que permiten el deslizamiento del piso por el chasis.

La figura 8.1.4-1 aclara la visión sobre el estado de cargas sobre dichos plegados.

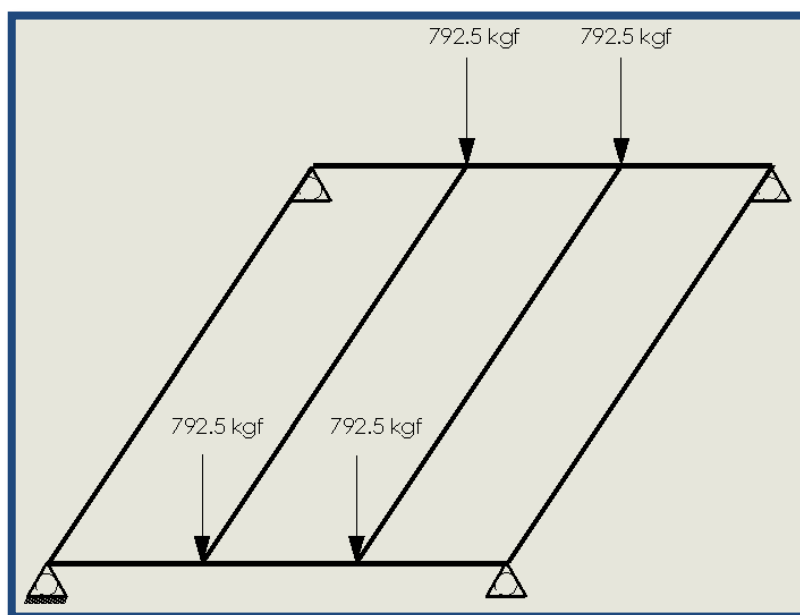


Fig. 8.1.4-1: Cargas sobre plegados laterales.



Como se aprecia en la figura, la viga está sometida a dos cargas de 792.5 kgf cada una. Cabe aclarar que, sobre los apoyos del plegado trasero y frontal existen fuerzas que actúan sobre el plegado lateral. Estas fuerzas actúan sobre los vínculos que tiene este plegado, por lo tanto, no son tenidas en cuenta al momento del diseño.

Por otro lado, y siguiendo con las fuerzas que actúan sobre los plegados laterales, las mismas son las reacciones de los otros plegados. Es decir, los 1585 kgf que actúan sobre uno de los plegados centrales, la reacción de dicho elemento sobre el plegado lateral es la mitad, es decir, 792.5 kgf.

La figura 8.1.4-2, muestra las cargas sobre el plegado y la posición de las mismas.

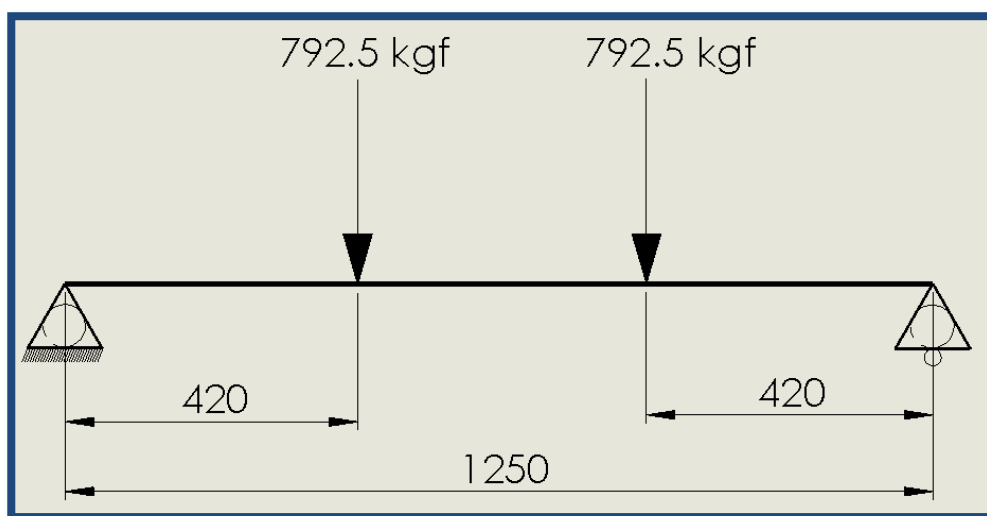


Fig. 8.1.4-2: Estado de carga sobre plegado lateral.

Se analiza este estado de cargas en el software <sup>[V]</sup> tomando un perfil con determinado momento de inercia, y controlando las deformaciones máximas. Esto se hace como una verificación, ya que, este plegado está definido geométricamente, en su altura por los otros elementos y debe poder albergar en su interior a los patines de grilon, como se describió anteriormente.

Para el análisis en dicho software, se utiliza un perfil IPN 120 con un momento de inercia de  $328 \text{ cm}^4$ .

Con este momento de inercia, se obtiene una deformación máxima de 0.79 mm, lo cual es satisfactorio para dicha carga.

La figura 8.1.4-3, muestra la sección del perfil con sus medidas en la parte media de la viga.

Se diseñó una viga cajón para este caso, con chapa calidad F-24 con un espesor de 4.76 mm.

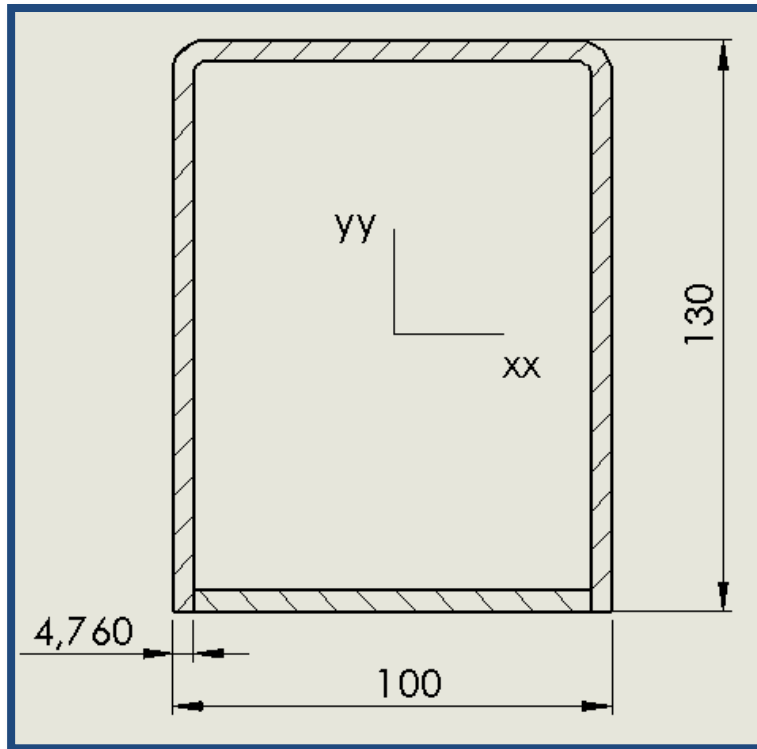


Fig. 8.1.4 -3: Plegado lateral con medidas.

Este perfil arroja un momento de inercia de  $502 \text{ cm}^4$ , el cual es muy superior al necesario.

En sus extremos, la viga cajón es de menor altura, ya que como se dijo, anteriormente, hay un espacio destinado a los patines. En este punto, el momento de inercia es de  $I_{xx} = 360 \text{ cm}^4$ , lo cual es superior al necesario.

La figura 8.1.4-4, muestra el plegado lateral en corte longitudinal, para apreciar mejor su diseño.

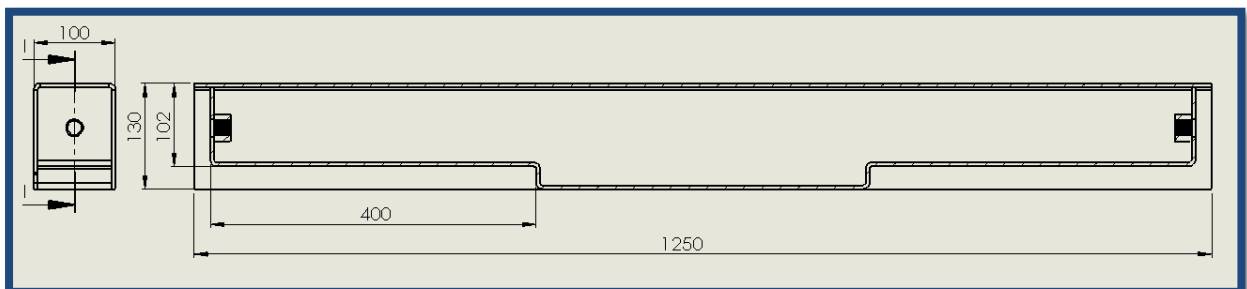


Fig. 8.1.4-4: Plegado lateral, vista en corte con medidas generales.

Los plegados diseñados hasta este punto se basaron en cuanto a la deformación máxima admisible, con lo cual sus esfuerzos debido a flexión y corte no son de gran magnitud.

### 8.1.4.1 Tapa Patín

En los extremos de los plegados laterales, se ubican unas tapas removibles, que tienen la finalidad de inmovilizar a los patines.

En caso de avería o de inspección de uno de los patines, el punto de acceso a ellos es por medio de la remoción de estas tapas.

La tapa se fija al plegado lateral por medio de un bulón M12x1.5.

La figura 8.1.4.1-1, muestra el sistema de fijación.

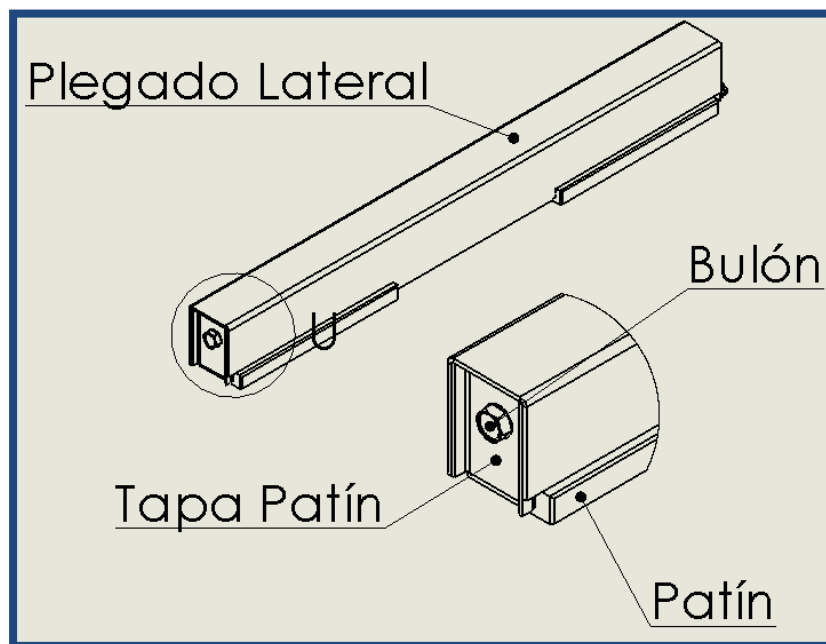


Fig. 8.1.4.1-1: Detalles del plegado lateral.

Las tapas están sometidas a una fuerza dada por el rozamiento del patín con el chasis del equipo.

Carga sobre los patines: 5317 kgf.

Carga sobre un patín: 1329.25 kgf

$\mu_g = 0.54$  (Coeficiente rozamiento Grilon – acero).

Fuerza rozamiento:

$$Fr = 0.54 \times 1329.25 \text{ kgf} = 718 \text{ kgf} .$$

Estas tapas se analizan en el software de elementos finitos <sup>[1]</sup>, para ver su comportamiento bajo dicha sollicitación.

La figura 8.1.4.1-2, muestra las tensiones en la tapa.

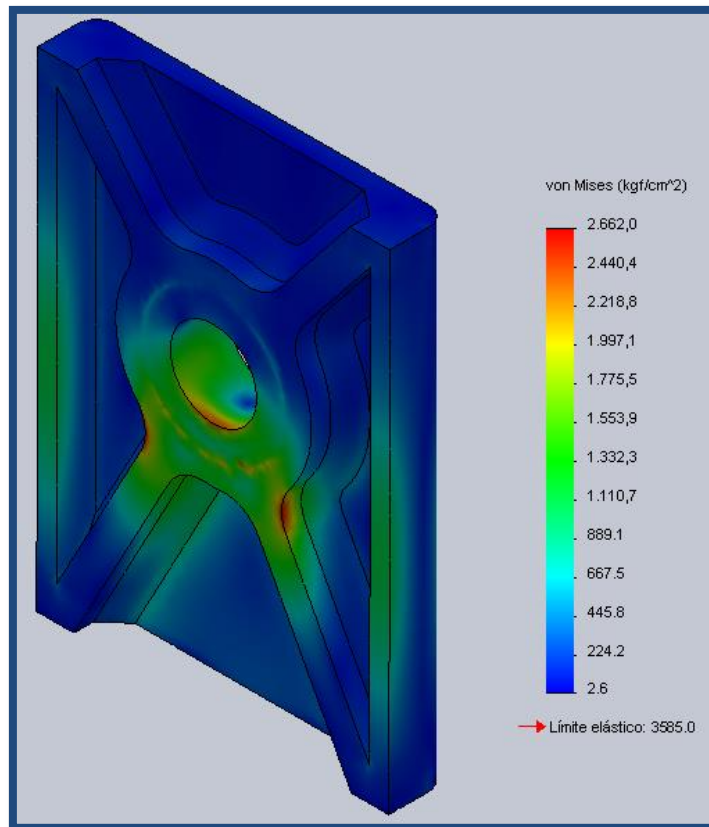


Fig. 8.1.4.1-2: Tensiones en tapa patín.

Dado los requisitos geométricos que debe tener la pieza para poder soportar la carga en cuestión, se decide que, la pieza sea fabricada por colada, es decir, por medio de una pieza de acero fundido.

Se escoge un acero AISI C1030 para la colada de esta pieza en particular.

$$S_y = 3585 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$S_u = 5624 \text{ kgf/cm}^2.$$

La tapa tiene una altura de 125 mm y un ancho de 90 mm.

#### 8.1.4.2 Bulón tapa patín.

Este bulón está sometido a un esfuerzo de tracción, ejercido por la fuerza que actúa sobre la tapa descrita en el punto anterior.

El punto de aplicación de la carga, y el punto donde actúa el bulón, están separados entre sí, esto ocasiona que la carga que actúa sobre dicho elemento sea mayor.

La figura 8.1.4.2-1 muestra el estado de carga.



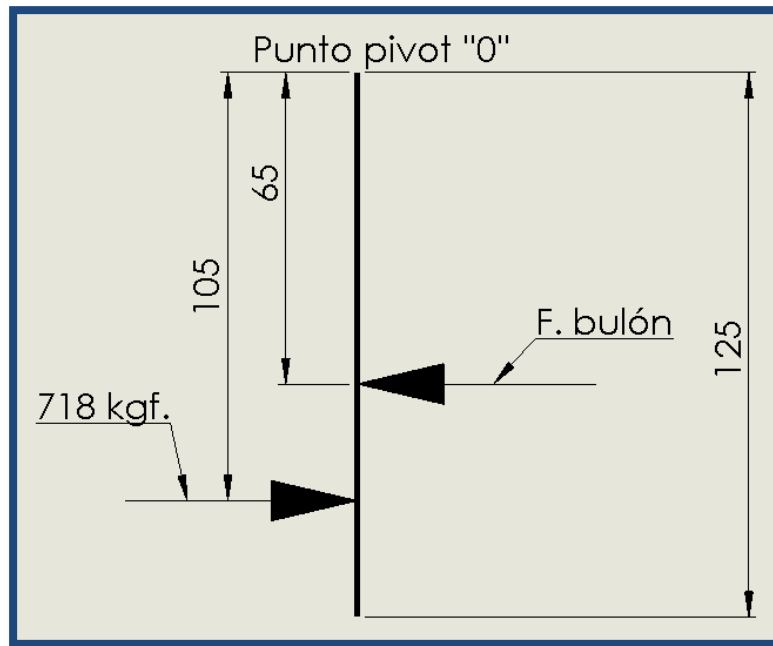


Fig. 8.1.4.2-1: Esquema de cargas sobre la tapa.

Se obtiene la carga sobre el bulón, mediante la sumatoria de momentos en torno al punto pivot 0.

$$\Sigma M_0 = 718 \text{ kgf} \times 10.5 \text{ cm} - F_{\text{bulón}} \times 6.5 \text{ cm} = 0$$

$$F_{\text{bulón}} = 1160 \text{ kgf}.$$

Los Bulones son de calidad 8.8 con una carga de rotura de  $8469 \text{ kgf/cm}^2$ , y un límite de fluencia de  $6530.61 \text{ kgf/cm}^2$ .

Mediante la utilización de las ecuaciones, para el cálculo de elementos roscados del libro diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup>, se verifica el tamaño y el material del bulón.

Para el bulón M12x1.5

$$A_s = 0.84 \text{ cm}^2 (\text{Area de esfuerzo}).$$

$$L = 2 \text{ cm} (\text{longitud de sometida al esfuerzo}).$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$A_{\text{min}} = 0.762 \text{ cm}^2 (\text{área debida al diámetro interior del bulón}).$$

$$A_t = 1.9 \text{ cm}. (\text{Ancho entre caras de la tuerca}).$$

Rigidez del bulón

$$K_b = \frac{A_{\text{min}} \times E}{L} = 0.800 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

Para las piezas a unir

$$L_c = 2 \text{ cm} (\text{espesor de las dos placas a unir}).$$

$$D_e = A_t + \frac{L_c}{2} = 2.9 \text{ cm} (\text{diámetro equivalente de las placas}).$$



$$A_c = \frac{\pi x D_e^2}{4} - \frac{\pi x D^2}{4} = 5.06 \text{ cm}^2 \text{ (Área de esfuerzo de las placas).}$$

Rigidez de las placas

$$K_c = \frac{A_c x E}{L_c} = 5.31 x 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

Fuerza inicial de apriete.

$$F_i = F_{\text{bulón}} x \left( \frac{k_c}{k_b + k_c} \right) = 1008.11 \text{ kgf.}$$

Esfuerzo inicial de apriete en el bulón.

$$S_i = \frac{F_i}{A_s} = 1200.13 \text{ kgf/cm}^2$$

Se compara este esfuerzo, con el de fluencia del material y se obtiene un coeficiente de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{S_i} = 5.44 \text{ Verifica el tamaño y el material del bulón.}$$

### 8.1.5 Plegado Trasero.

Para el diseño de este plegado, no solo debe tenerse en cuenta la fuerza ejercida por la carga, también, sobre este actúa la carga del cilindro que, reduce el volumen del forraje.

Como se determinó en el capítulo N° 3 “Ensayo de compresión”, la fuerza necesaria para reducir el volumen debe ser de 9621.15 kgf. A esta fuerza, hay que sumarles las fuerzas de rozamientos a vencer para poder comprimir el forraje, se detallan a continuación.

Peso Forraje sin compactar:

$$\delta = 350 \text{ kgf/m}^3 \text{ (forraje sin comprimir)}$$

$$V_{\text{piso}} = 5.75 \text{ m}^3 \text{ (volumen sobre el piso deslizando)}$$

$$P_{\text{forraje}} = 2012.5 \text{ kgf} \text{ (Peso del forraje sobre el piso deslizando)}$$

Peso propio del piso y del panel:

$$P_p = 600 \text{ kgf.}$$



Fuerza de rozamiento del piso deslizante:

$$\mu g = 0.54 \text{ (coeficiente rozamiento grilon)}$$

$$F_{r1} = (2012.5 \text{ kgf} + 600 \text{ kgf}) \times 0.54 = 1410.75 \text{ kgf}$$

Fuerza total del cilindro

$$F_t = 9621.15 \text{ kgf} + 1410.75 \text{ kgf} = 11031.9 \text{ kgf}$$

Aumentamos en un 15% la carga.

$$F_t = 12686.8 \text{ kgf} \sim 12700 \text{ kgf}$$

Definida la fuerza actuante, se pasa al diseño del plegado.

Se analiza la viga como empotrada en sus extremos con carga puntal en el centro. Se utiliza la ecuación de la deformada del libro diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup> para hallar el momento de inercia necesario.

$$Y_{max} = \frac{F L^3}{192 E I}$$

Dónde:

$$F = 12700 \text{ kgf}$$

$$L = 210 \text{ cm}$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$I$  = Momento de inercia

$$Y_{Max} = L/1000 = 0.21 \text{ cm}$$

$$I = 1389 \text{ cm}^4 \text{ (momento de inercia necesario)}$$

Por otro lado, se calcula, mediante el software <sup>[V]</sup> el momento flector generado y el esfuerzo de corte en dicho plegado. Se muestran estos gráficos en la siguiente figura.

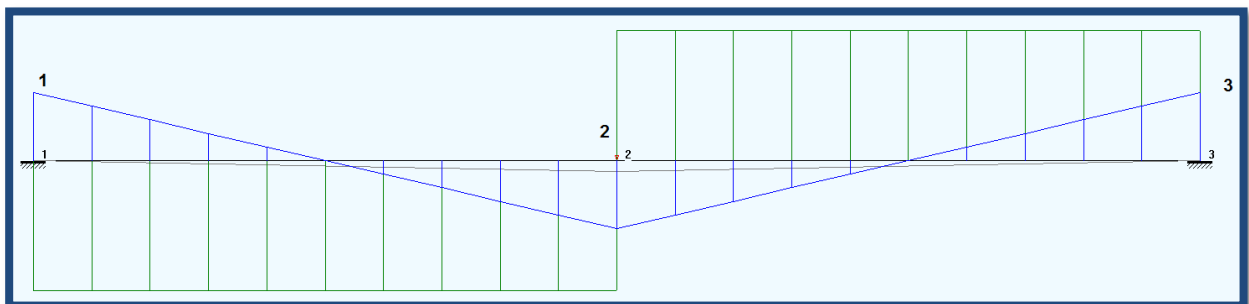


Fig. 8.1.5-1: Momento flector y esfuerzo de corte en el plegado trasero.



En color azul está representado el momento flector, donde en los puntos 1, 2 y 3 tiene una magnitud absoluta de 333375 kgf·cm.

Por otro lado, el color verde representa el esfuerzo de corte: en el punto N° 1, tienen una magnitud de -6350 kgf. En el punto N° 2, la magnitud total de 12700 kgf y en el punto N° 3, 6350 kgf.

Podemos afirmar que, con el momento de inercia necesario, el momento flector y el esfuerzo de corte se diseña el plegado.

La altura del plegado está definida, geoméricamente, por los otros plegados ya diseñados anteriormente.

El plegado se diseña en chapa calidad F-24 en espesor 4.76 mm.

En la figura 8.1.5-2 se muestra el plegado y su correspondiente perfil.

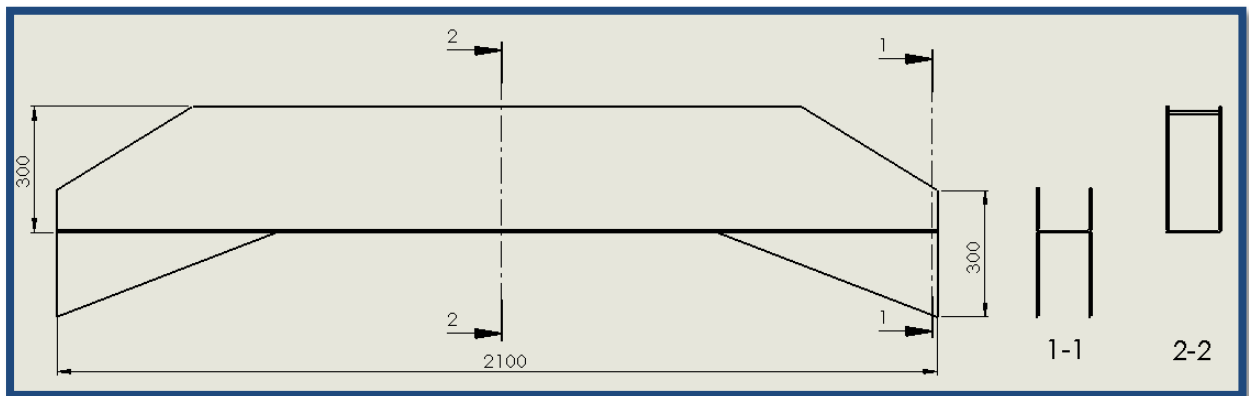


Fig. 8.1.5-2: Plegado trasero con medidas generales y corte de dos secciones.

En la sección 2-2 el momento de inercia es de 3142 cm<sup>4</sup> superior al necesario calculado en la ecuación de la deformada.

En cuanto a las tensiones, se analizarán en las dos secciones para realizar una verificación acerca del perfil propuesto.

Sección 1-1: (Extremo del plegado)

$$M_f = 333375 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$I_{xx} = 2265 \text{ cm}^4$$

$$C = 15.7 \text{ cm}$$

$$\sigma_{1-1} = \frac{M_f}{I_{xx}} c$$

$$\sigma_{1-1} = 2311 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Tensión máxima en el extremo del plegado.}$$



Sección 2-2: (Parte media del plegado)

$$M_f = 333375 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$I_{xx} = 3142 \text{ cm}^4$$

$$C = 17.5 \text{ cm}$$

$$\sigma_{2-2} = \frac{M_f}{I_{xx}} c$$

$$\sigma_{2-2} = 1857 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Tensión máxima en el medio del plegado.}$$

Aplicando la ecuación de Jourawsky, se obtiene el máximo esfuerzo de corte en la viga diseñada.

$$S_s = \frac{F Q}{I b}$$

Dónde:

$$F = 12700 \text{ kgf}$$

$$I = 3142 \text{ cm}^4$$

$$Q = A x y = 16.62 x 8.735 = 145.17 \text{ cm}^3$$

$$b = 4.76 x 2 = 9.52 \text{ mm} = 0.952 \text{ cm}$$

$$S_s = 616.36 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Tensión máxima de corte}$$

La figura 8.1.5-3 muestra las medidas que han sido tomadas para el cálculo.

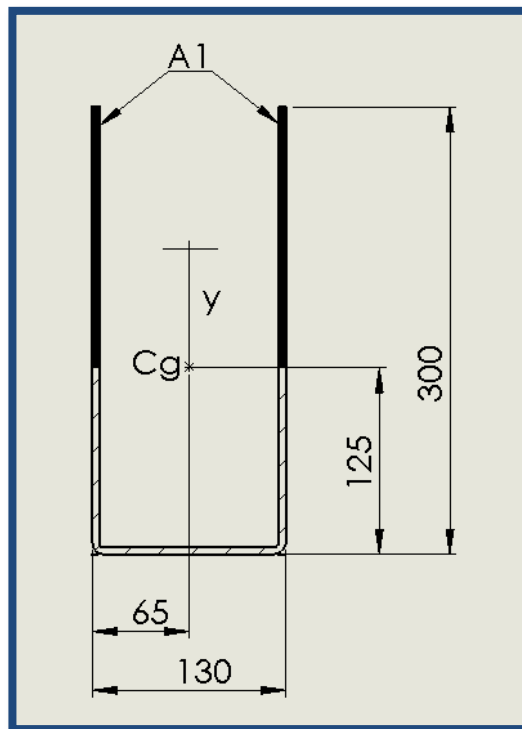


Fig. 8.1.5-3: Perfil en la sección 2-2, con centro de momentos y áreas tomadas en el cálculo.



### 8.1.6 Anclajes guía.

Estos plegados son los encargados de dar estabilidad a la guía que sostiene el panel deslizante.

La fuerza que actúa sobre estos anclajes es la reacción del panel sobre estos plegados durante la etapa de compresión, es decir 9621.15 kgf.

Se toma como una viga empotrada en un extremo y con carga puntual en el otro. Por una cuestión constructiva, la viga tiene una inclinación con respecto a la horizontal de  $60^\circ$ , no obstante, la carga nombrada, anteriormente, actúa en dirección horizontal.

La figura 8.1.6-1 muestra el estado de carga sobre dicho plegado.

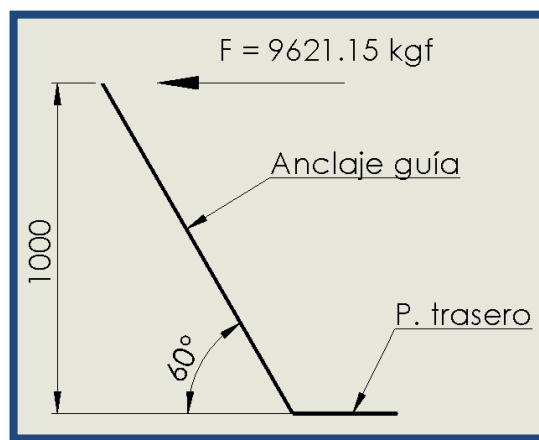


Fig. 8.1.6-1: Anclaje guía con carga y medidas.

Se analiza este estado de cargas en el software <sup>[M]</sup>, para hallar los esfuerzos a los que está sometida dicha viga.

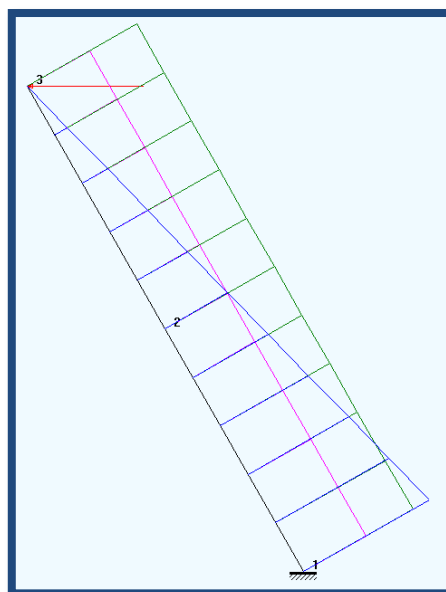


Fig. 8.1.6-2: Diagramas de momento flector, esfuerzo de corte y esfuerzo normal.



En color azul se muestra el momento flector creciente, con un valor máximo de 962115 kgf-cm en el punto N° 1 de la imagen.

En color verde se aprecia el esfuerzo de corte con una magnitud constante de 8358.64 kgf.

En color fucsia se grafica el esfuerzo normal, con una medida constante, de 4764.42 kgf.

El anclaje guía está compuesto por dos plegados que, funcionan solidarios unidos a la guía que sostienen. Son de sección variables en función a la sollicitación impuesta.

Estos plegados se realizan en chapa calidad F-24, en espesor 6.35 mm.

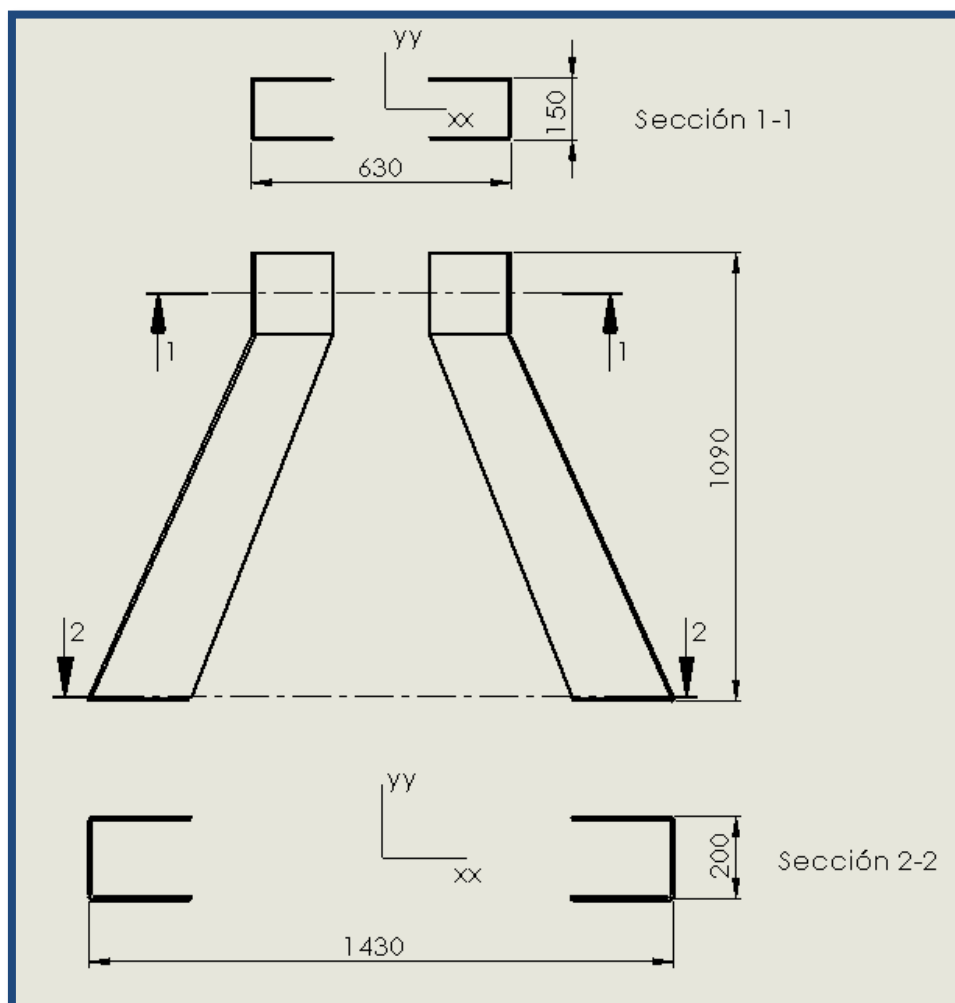


Fig. 8.1.6-3: Anclaje guía, con vistas de dos secciones y medidas generales.

Las secciones tienen las siguientes características.

Sección 1-1:

$$I_{xx} = 2209 \text{ cm}^4$$

$$A_1 = 51.10 \text{ cm}^4$$



Sección 2-2:

$$I_{xx} = 10115.48 \text{ cm}^4$$

$$A_2 = 124.28 \text{ cm}^2$$

Se realiza una verificación de esfuerzos en las dos secciones.

Sección 1-1:

$$\sigma_{1-1} = \frac{M_f}{I_{xx}} c + \frac{F_N}{A_1}$$

Dónde:

$$M_f = 0$$

$$F_N = 8358.64 \text{ kgf}$$

$$\sigma_{1-1} = 163.57 \text{ kgf/cm}^2$$

Sección 2-2:

$$\sigma_{2-2} = \frac{M_f}{I_{xx}} c + \frac{F_N}{A_2}$$

Dónde:

$$M_f = 962115 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$F_N = 8358.64 \text{ kgf}.$$

$$\sigma_{2-2} = 1018.38 \text{ kgf/cm}^2$$

Como puede apreciarse, las tensiones en ambas secciones, son inferiores a las de fluencia del material.

### 8.1.7 Guía (Externa)

El diseño de este elemento está definido por el tamaño de la guía interna, que esta solidaria al panel. La misma fue definida en el capítulo N° 7 "Panel deslizante". También, a lo ya descripto, hay que agregarle las placas de deslizamiento (grilon), que se interponen entre las dos guías para disminuir el rozamiento.

La figura 8.1.7-1, muestra la sección de la guía externa con las medidas necesarias.



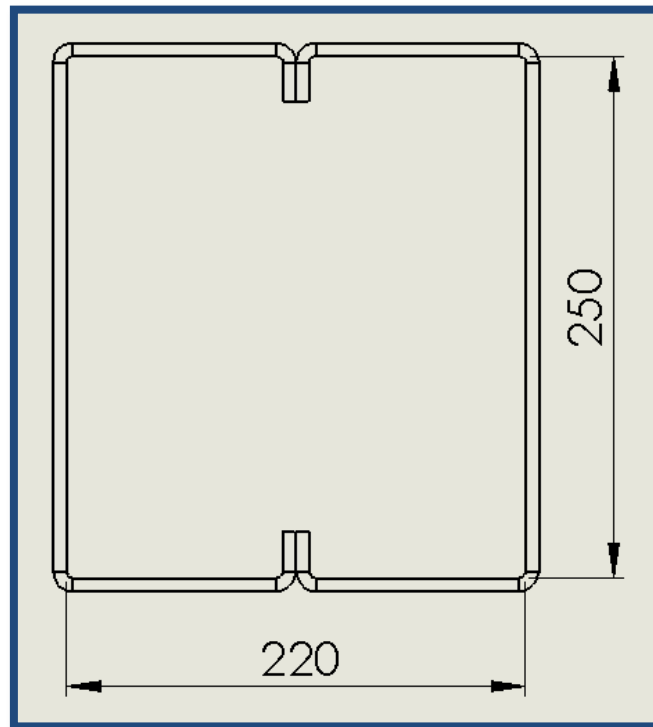


Fig. 8.1.7-1 Sección guía externa, con medidas.

Se utiliza chapa calidad F-24, con un espesor de 6.35 mm.

El momento de inercia de la guía externa es mayor al de la guía interna, por lo tanto, los esfuerzos a lo que está sometido tal elemento son menores.

#### 8.1.7.1 Tapa guía externa.

En el extremo de la guía externa, se coloca una tapa. Esta tiene la finalidad de fijar al cilindro encargado de desplazar al panel respecto al piso deslizante. Esta tapa esta fija a la guía externa, mediante 4 bulones M20 x 2.5, que permiten el acceso a estos elementos.

La carga que debe soportar es la calculada anteriormente, y la que definió al cilindro en el capítulo N° 7 “Panel deslizante”, la misma tiene una magnitud de 6433 kgf.

Haciendo uso del Software de elementos finitos <sup>[11]</sup>, analizamos la pieza en cuestión; observando sus correspondientes tensiones.

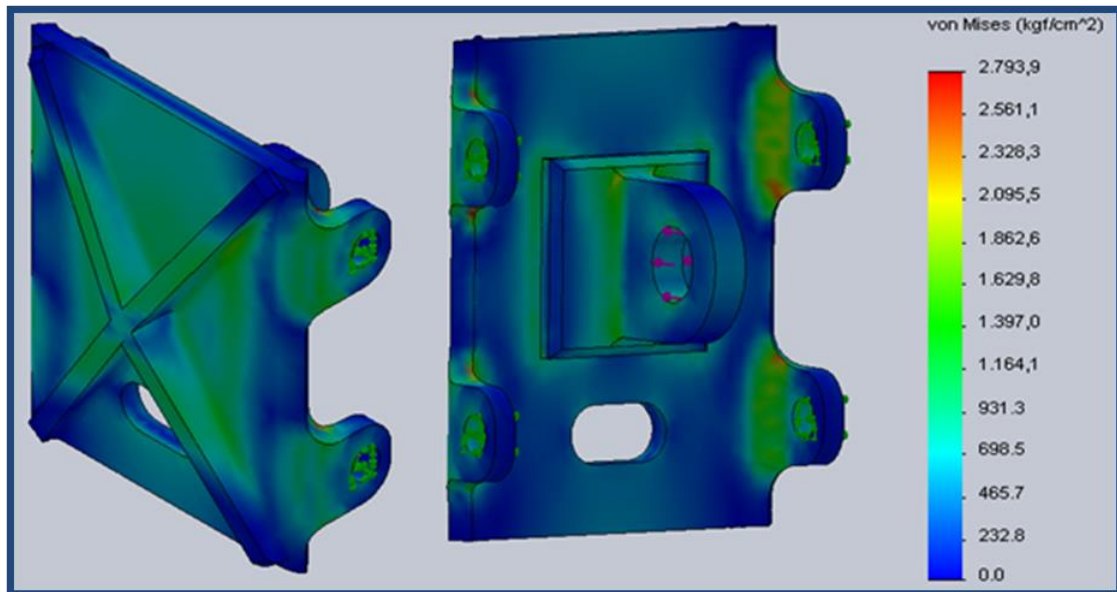


Fig. 8.1.7.1-1: Esfuerzos sobre la pieza, debida a la carga de 6433 kgf.

Como se aprecia en la figura, esta pieza tiene una geometría un tanto compleja. Es por esto que, se decide fabricarla como pieza fundida en acero al carbono, para luego mecanizar los agujeros necesarios.

Se elige un acero al carbono AISI C1030, para la colada de esta pieza.

$$S_y = 3586 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$S_u = 5624 \text{ kgf/cm}^2.$$

### 8.1.7.2 Bulones de la tapa.

Como se ha nombrado en el punto anterior, la tapa se fija con cuatro bulones M20 x 2.5. En este punto, se realiza una verificación acerca de la sección de los bulones. Los mismos están sometidos a un esfuerzo de corte, impuesto por la carga de 6433 kgf.

Las medidas pertinentes del bulón son:

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 2.5 \text{ mm}$$

$$L = 30 \text{ mm}$$

$$D_{\text{medio}} = 18.37 \text{ mm}$$

$$D_{\text{fondo}} = 16.48 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = \frac{F}{4 \cdot A}$$



$$A = \frac{\pi \times D_{\text{fondo}}^2}{4}$$

$$A = 2.13 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_b = 755.05 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Esfuerzo de corte.}$$

Los Bulones son de calidad 8.8 con una carga de rotura de 8469 kgf/cm<sup>2</sup>.

El esfuerzo a cizalladura suele tomarse como 0.75·S<sub>u</sub>, para este caso, sería de 6351.75 kgf/cm<sup>2</sup>.

Estos bulones verifican la tensión, arrojando un coeficiente de seguridad de N = 8.

### 8.1.8 Anclaje del Cilindro.

Este anclaje, se ubica en el plegado trasero. Se realiza una perforación en dicho plegado y se refuerza mediante bujes soldados para soportar la carga de 12700 kgf.

La figura 8.1.8-1, muestra el sistema en cuestión.

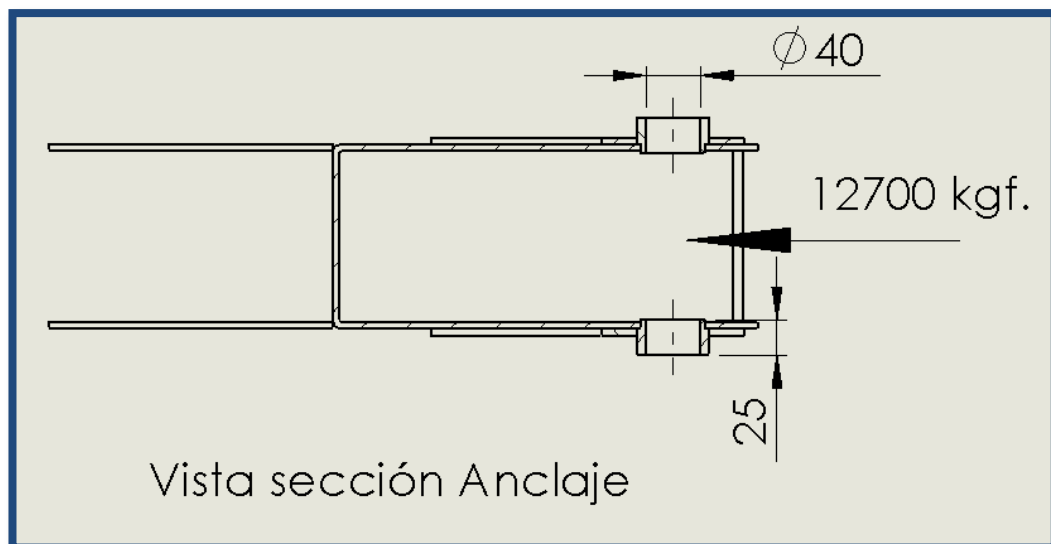


Fig. 8.1.8-1: Vista de la sección del anclaje, con medidas y carga que soporta.

Se realiza una comprobación de los bujes, en cuanto al esfuerzo de compresión al que está sometido

Compresión:

$$A_c = D \times L$$

$$\sigma_c = \frac{F/2}{A_c}$$



Dónde:

$D = 40 \text{ mm}$  (diámetro interior del buje).

$L = 25 \text{ mm}$  (largo del buje).

$$\sigma_c = S_y / N$$

$$F = 12700 \text{ kgf}$$

Se utiliza un acero SAE 1020 laminado simple para los bujes.

$$S_y = 3374 \text{ kgf/cm}^2$$

$N =$  Coeficiente de seguridad

Con las dimensiones establecidas se obtiene el esfuerzo al que están sometidos dichos bujes.

$$\sigma_c = 505.31 \text{ kgf/cm}^2$$

Con este esfuerzo obtenemos el coeficiente de seguridad.

$$N = S_y / \sigma_c = 6.6 \text{ Un coeficiente más que satisfactorio.}$$

El perno que traba al cilindro se realiza en acero SAE 1045. Este se verifica al corte de la sección, ya que se entiende que, el mismo está bajo un estado de corte puro.

$$\sigma_s = \frac{F/2}{A_s}$$

Son dos secciones sometidas a corte, es por esto que la fuerza se divide.

$$A_s = \frac{\pi \times D_{perno}}{4}$$

$$D_{perno} = 38 \text{ mm}$$

$$A_s = 11.4 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_s = 556.97 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_s = 5062 \text{ kgf/cm}^2 \text{ Resistencia máxima a corte del acero SAE 1045}$$

$$N = S_s / \sigma_s = 9 \text{ Verifica.}$$

### 8.1.9 Paneles piso (Chapas).

Para el cálculo del espesor de las chapas del piso deslizante, se utiliza el software de elementos finitos <sup>[11]</sup>, donde se observan las tensiones.

Para dicho estudio se utiliza la carga debida al peso del cereal, que ha sido nombrada, anteriormente.

$$P_v = 1640.64 \text{ kgf/m}^2$$



Se utiliza un espesor de 2.5 mm, y chapa calidad F-24.

La figura 8.1.9-1, muestra las tensiones en todo el panel.

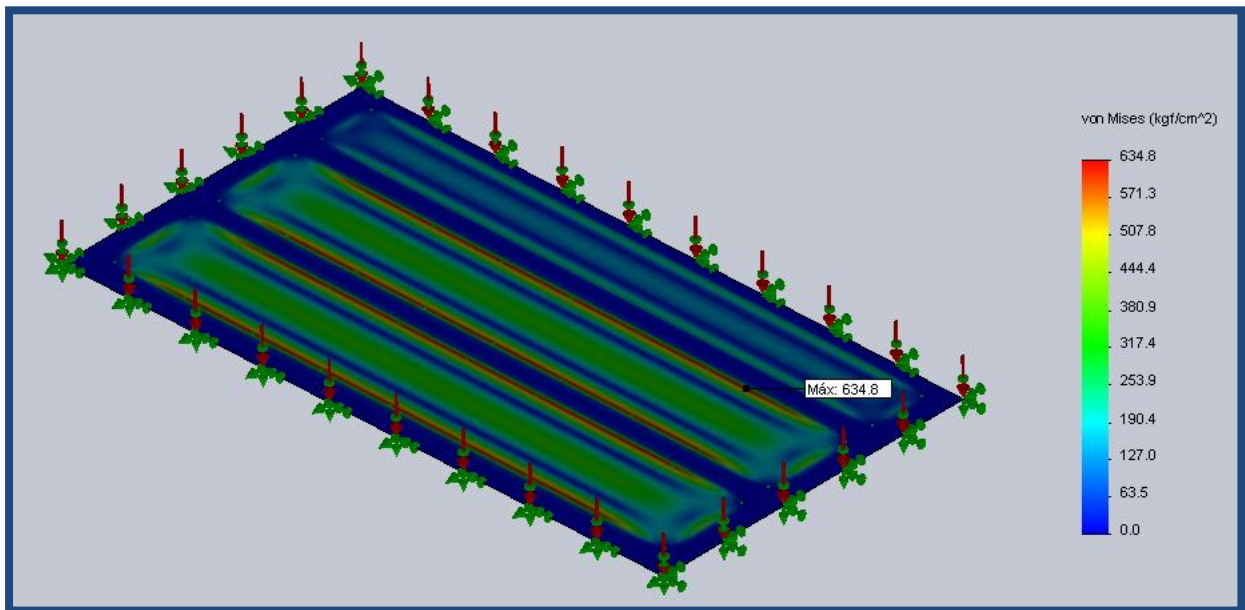


Fig. 8.1.9-1: Tensiones en el panel.

Como se visualiza en la figura, la tensión máxima en el panel es de  $634.8 \text{ kgf/cm}^2$ , lo cual es una tensión admisible para dicho material.

La deformación de la placa, arrojada por el software es de 0.68 mm; La cual se presenta como una deformación admisible.

#### 8.1.10 Patines.

Éstos tienen la finalidad de disminuir el roce de la estructura del piso con el chasis del equipo. Al igual que los patines, descritos en capítulos anteriores, los mismos se fabrican en grilon. En el capítulo N° 7 “Panel deslizante”, se especificó todas las características de este material.

La carga que deben soportar estos patines es la del peso de la estructura, es decir, el peso del panel deslizante, y el peso propio del piso deslizante. También, el peso debido a la carga en el equipo, ya sea, cereal o algún forraje.

El peso total sobre los cuatro patines es de 5317 kgf. Esto es teniendo en cuenta todo lo nombrado en el párrafo anterior.

La carga sobre cada patín es de 1329.25 kgf.

Por una cuestión de diseño el patín tiene un largo de 400 mm, un ancho de 110 mm en su parte inferior, y una altura de 38 mm.



La figura 8.1.10-1 muestra la forma del patín.

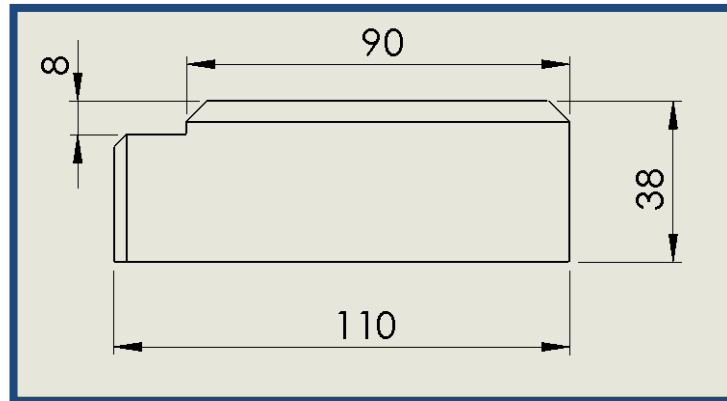


Fig. 8.1.10-1 Patín de grilon, con medidas generales.

Estos patines están sometidos a un esfuerzo de compresión debido a la carga, es por eso que se verifica la sección superior de la pieza.

$$A_c = 9 \text{ cm} \times 40 \text{ cm} = 360 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_c = F/A_c = 3.69 \text{ kgf/cm}^2$$

Esta carga es muy inferior a la admisible del material ( $150 \text{ kgf/cm}^2$ ), lo cual verifica en gran medida las dimensiones del patín.

También, es necesario, verificar la sección frontal (se observa en la figura 8.1.3-1) del patín sometida a compresión, la misma está sometida a una fuerza de 718 kgf.

$$A_c = 3 \text{ cm} \times 9 \text{ cm} = 27 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = 26.6 \text{ kgf/cm}^2.$$

La carga es inferior a la admisible.

### 8.1.11 Cilindro hidráulico.

Se pasa a seleccionar el cilindro hidráulico, necesario, en función a la fuerza a desarrollar y a la presión de trabajo del sistema hidráulico.

La fuerza a desarrollar es la de 12700 kgf, la cual tiene la finalidad de comprimir al forraje dentro del cubículo de carga.

$$F_{\text{cilindro}} = 12700 \text{ kgf}$$

$$P_{\text{sistema h.}} = 120 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P = F_{\text{cilindro}}/A_{\text{cilindro}}$$



$$A_{cilindro} = 105.83 \text{ cm}^2$$

$$A_{cilindro} = \frac{\pi x \phi^2}{4}$$

$$\phi = 11.6 \text{ cm}$$

Datos del cilindro hidráulico:

$$\phi_{int.} = 116 \text{ mm}$$

Carrera = 1500 mm

Se selecciona un cilindro por catálogo <sup>[14]</sup>, con un diámetro de 125 mm.



## Capítulo 9:

### 9.1 Puerta Trasera.

La puerta trasera de este acoplado consta de dos tipos de aperturas, según el propósito que se necesite. La misma está formada por una estructura de caños y revestida alrededor con chapa de acero salvo en la parte trasera. Esta puerta se abre mediante la utilización de dos cilindros hidráulicos. Para cubrir la parte que queda sin revestir, se utiliza una tapa que hace de segunda puerta, la cual consta de dos cilindros hidráulicos para abrirla. Logrando de este modo los dos tipos de aperturas a utilizar según la necesidad al momento en que se está utilizando el acoplado.

Los dos tipos de aperturas son usados según la forma en la que se almacenará el forraje.

El primer tipo de almacenamiento es el llamado silo puente, en el cual, no es necesario un descarga uniforme, ya que, este consta de descargar el pasto e ir compactándolo; pasando por encima del mismo con maquinaria pesada. Por lo tanto, para este tipo de almacenamiento se abre el conjunto completo y se acciona el panel y el piso deslizante que empuja el material picado hacia la parte trasera, generando una descarga brusca y en bloques.

El segundo tipo de almacenamiento es el llamado silo bolsa, en el cual el material picado es embutido dentro de una bolsa mediante una máquina embutidora. Para este tipo de almacenamiento es necesario tener una descarga uniforme así se obtiene un mejor embutido y también, es necesario que la descarga se realice de esa forma para que no caigan bloques sobre la embutidora, pudiendo generar grandes esfuerzos sobre la misma, y entorpecer el proceso de embutido. Entonces, para generar este tipo de descarga es necesario abrir solamente la tapa trasera, ya que, el panel y el piso deslizantes se encargan de empujar el forraje hasta el final del acoplado, haciéndolo pasar por los rolos desmenuzadores (ver capítulo N°10), que son los encargados de que se realice una descarga gradual. Los mismos, están ubicados en el primer tramo de la puerta.

En la figura 9.1-1, se observan las posiciones de la puerta.

La posición N° 1, es la que se utiliza cuando el acoplado se encuentra escoltando la picadora, es decir, cuando se encuentra en el periodo de carga de material picado. La posición N° 2 es la que se utiliza para la descarga sobre silos puentes. Y la N° 3 es aquella que cumple la función cuando se descarga sobre la embutidora, pasando





primero por los rolos desmenuzadores.

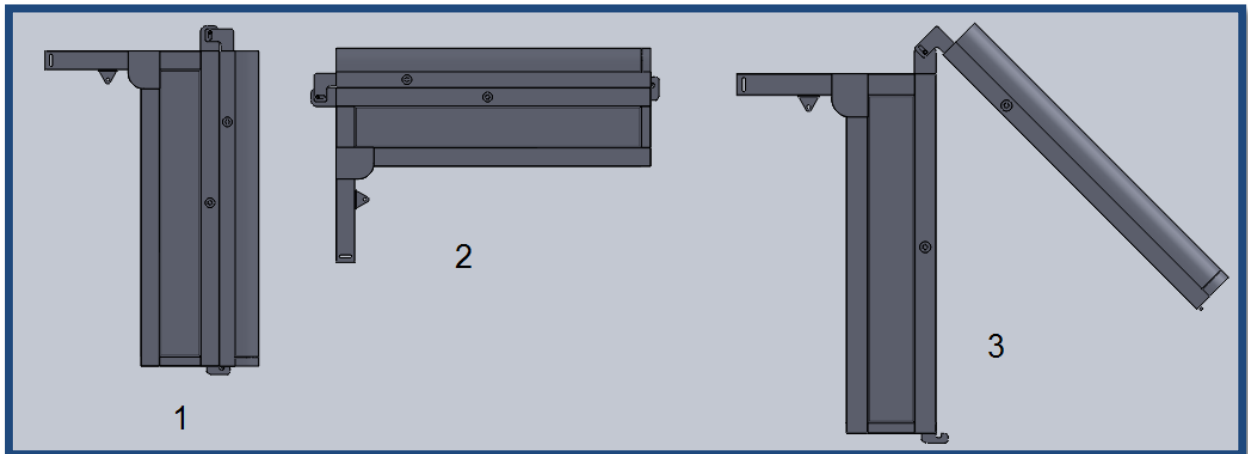


Fig. 9.1-1: Posiciones de la puerta trasera.

### 9.1.1 Puerta Primaria.

#### 9.1.1.1 Brazos.

Para proceder al dimensionamiento de los brazos, primero se calcula la fuerza a la cual estará sometido.

$$V_{puerta} = 0.75 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 2.3 \text{ m}$$

$$\delta_{trigo} = 780 \text{ kgf/m}^3$$

$$V_{puerta} \times \delta_{trigo} = 2691 \text{ kgf}$$

$$M = 400 \text{ kgf (Peso del material)}$$

$$F_t = (V_{puerta} \times \delta_{trigo}) + M = 3091 \text{ kgf}$$

Pero como la puerta va a tener dos brazos la fuerza que soportara cada uno es de:

$$F = 1545.5 \text{ kgf}$$

Luego, se calcula la reacción R que es equivalente a la fuerza que debería hacer el cilindro para elevar la puerta.

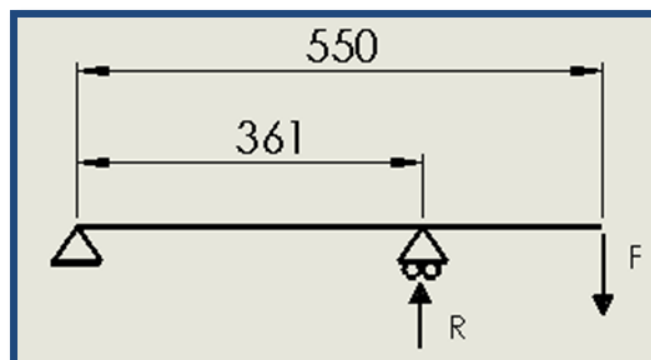


Fig. 9.1.1.1-1: Esquema de fuerza sobre los brazos.



$$F \times 550 \text{ mm} = R \times 361 \text{ mm}$$

$$R = 2353 \text{ kgf}$$

Una vez obtenido la fuerza necesaria en cada brazo para levantar la puerta, procedemos a seleccionar un caño estructural rectangular que resista el momento flector de mayor magnitud, que en este caso es:

$$M_f = F \times (55 \text{ cm} - 36.1 \text{ cm})$$

$$M_f = 29167 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Se selecciona un caño estructural rectangular de 120 mm x 60 mm x 4 mm y se procede a verificar la tensión del caño seleccionado.

$$\sigma = \frac{M_f}{I} \times C$$

$$I = 84.6 \text{ cm}^4$$

$$C = 3 \text{ cm}$$

$$\sigma = 1034.3 \text{ kgf/cm}^2$$

Verificando que la tensión es la adecuada para el caño estructural escogido ya que el límite elástico es de 3585 kgf/cm<sup>2</sup>. A continuación se muestra la verificación mediante software de elementos finitos <sup>[1]</sup>.

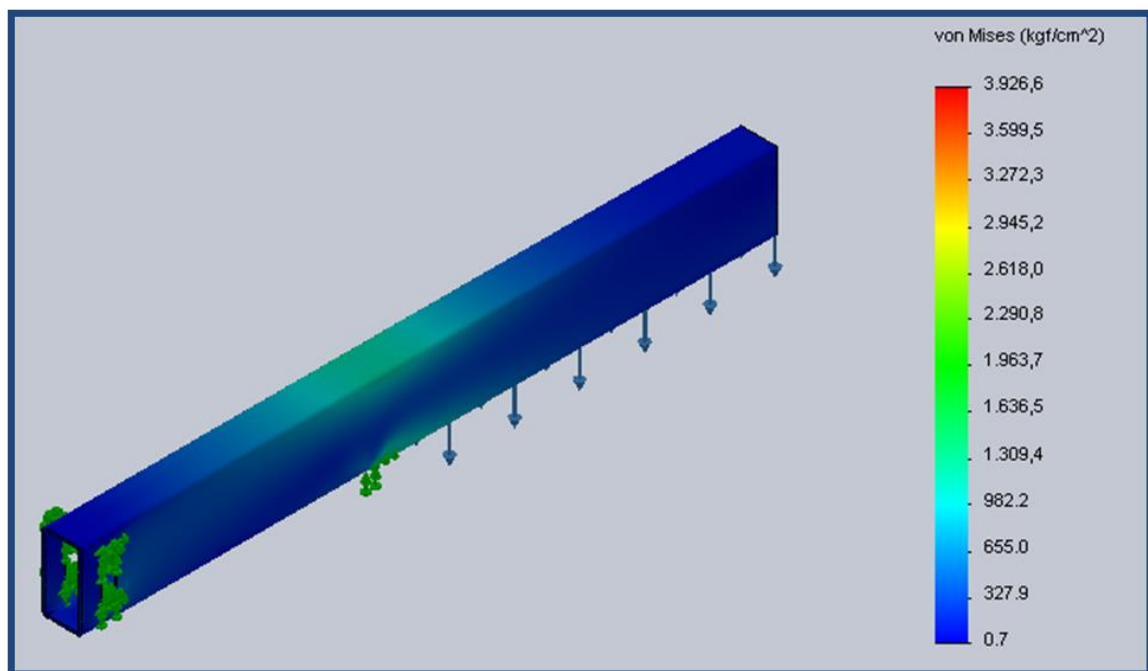


Fig. 9.1.1.1-2: Verificación de tensiones del brazo.



Se observa que, en promedio la tensión es igual a la calculada mediante el método manual. Sin embargo, hay un punto en el cual la tensión es más alta, de 3926 kgf/cm<sup>2</sup> y es donde se consideró el apoyo donde va el cilindro hidráulico, pero, esto no presenta mayores inconvenientes debido a que, se reforzará la zona con una planchuela donde luego, se verá soldado un elemento para fijar el cilindro hidráulico.

### 9.1.1.2 Grampas de agarre para los brazos.

Para la determinación de las grampas, primero se definió la fuerza a la que se encuentra sometida la placa donde pivotean los brazos. Por cada brazo, se colocan dos placas.

Para la determinación del esfuerzo, se utilizó la fuerza de compactación del pasto (ver capítulo N° 3, “Ensayo de compresión”).

$$F_c = 9621.15 \text{ kgf}$$

Se considera que la fuerza de compactación es soportada por 4 puntos de apoyo y es  $F_g$ .

$$F_g = 2405.25 \text{ kgf (Fuerza sobre cada grampa).}$$

Cada grampa tiene dos placas, por eso, la fuerza  $F_g$  hay que dividirla en esa cantidad.

$$F_p = 1202.63 \text{ kgf (Fuerza sobre cada placa de la grampa).}$$

A continuación, ya con la fuerza de trabajo determinada, se procede a utilizar el software de elementos finitos <sup>[11]</sup> para determinar los esfuerzos. Para las placas se utilizó chapa de acero calidad F-24 de 19.05 mm.

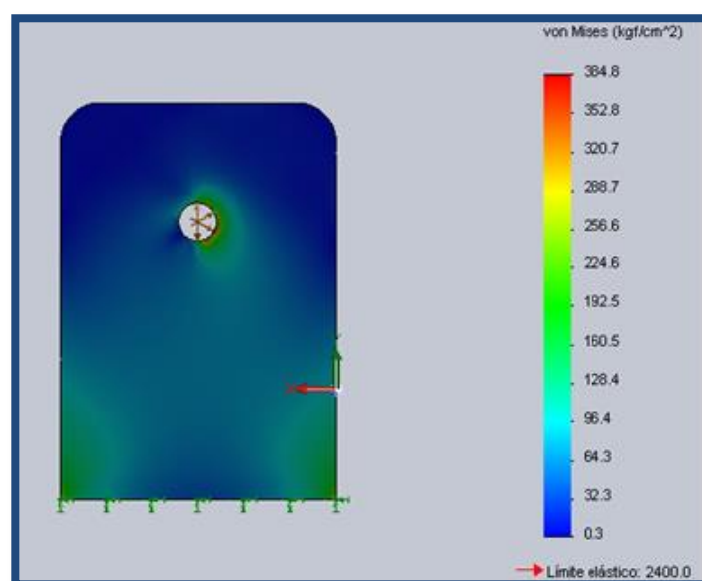


Fig. 9.1.1.2-1: Esfuerzos sobre placa de grampas.



La placa cuenta con un agujero de 19.25 mm que será por donde pasa el perno de agarre. Se observa, claramente en la figura 9.1.1.2-1, que la tensión es muy inferior comparada con el límite elástico, entonces, se concluye que, la placa es la adecuada para el propósito.

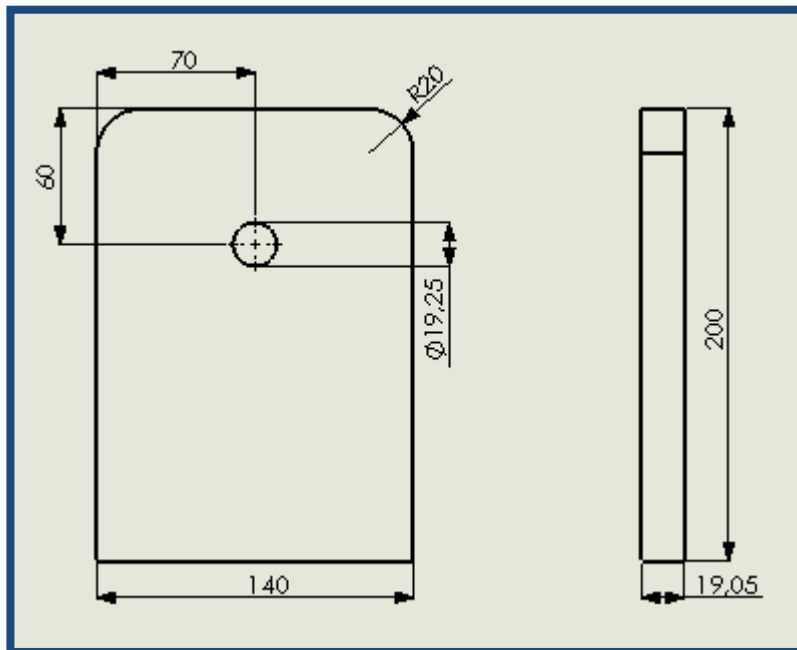


Fig. 9.1.1.2-2: Dimensiones de la placa para el agarre de los brazos.

### 9.1.1.3 Perno de agarre.

El perno de agarre de cada brazo, se calculó a corte puro, sobre dos áreas transversales. Se considera que, el espacio entre las grampas de agarre no es el suficiente como para poder considerar que hay flexión en el perno. En esta parte, se calcularán los pernos para las dos puertas, ya que, están todos sometidos a la misma fuerza. Cada puerta lleva dos pernos para la bisagra de apertura en la parte superior, y tres trabas en la parte inferior, se decidió que tengan el mismo diámetro que los pernos de la bisagra. Por lo tanto, se concluye que cada uno de los pernos absorbería el 20 % de la fuerza ejercida sobre la parte trasera, pero, para brindar aun mayor seguridad el cálculo se hizo estimando que, cada uno de los pernos está sometido al 25 % de la fuerza que actúa sobre la parte trasera. Entonces del capítulo N° 3 se tiene conocimientos que: la fuerza necesaria para reducir el volumen de pasto en un 50 % es de 9621.15 kgf, la cual está soportada por la parte trasera y transferida a los pernos. Por lo tanto encontramos que:



La fuerza a utilizar es  $F_g = 2405.25$  kgf (Calculada anteriormente).

$$\sigma = \frac{F_g}{2A}$$

Para la fabricación de los pernos se utiliza acero SAE 1045. Se establece una tensión de trabajo de  $1400$  kgf/cm<sup>2</sup>. Para proceder al cálculo, se despeja A de la anterior ecuación.

$$A = \frac{F_g}{2x\sigma}$$

$$A = 0.859 \text{ cm}^2$$

Ya con el área transversal calculada, procedemos a obtener el diámetro necesario del perno.

$$\phi = 10.45 \text{ mm}$$

Para dar, aún mayor seguridad se escoge un diámetro de perno de  $19$  mm, aparte de brindar más seguridad.

#### 9.1.1.4 Ganchos de traba.

Para la fabricación de estos ganchos, se procede a utilizar la misma fuerza a la que están sometidos los pernos, ya que, son ellos los que la transmiten hacia la parte del gancho. Por lo tanto, la fuerza usada es  $F_g = 2405.25$  kgf.

Como primera comprobación, se hace un cálculo a tracción sobre la sección rayada de la figura 9.1.1.4-1. Se considera que es una viga corta para que exista flexión, por eso, solo se hace la comprobación a tracción.

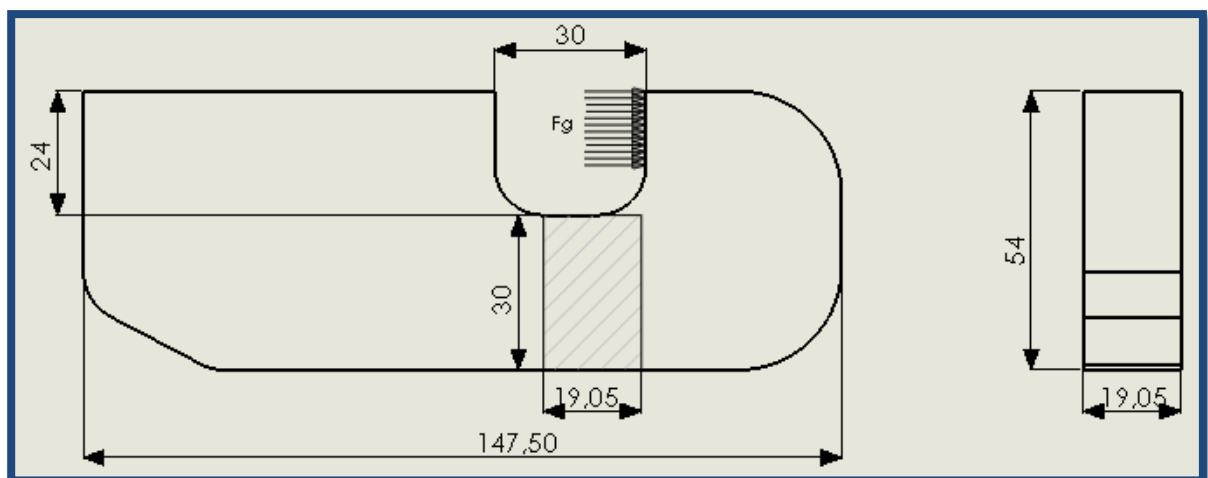


Fig. 9.1.1.4-1: Dimensiones generales ancho de traba con la fuerza actuante y la sección sometida a tracción.



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

$$\sigma = \frac{2405 \text{ kgf}}{3 \text{ cm} \times 1.905 \text{ cm}} = 420.82 \text{ kgf/cm}^2$$

Como resultado se obtiene una tensión de  $420.82 \text{ kgf/cm}^2$ , comparado con el límite elástico del material que es de  $2400 \text{ kgf/cm}^2$ , arroja un coeficiente de seguridad  $N = 5,7$ .

Para hacer una comparación más minuciosa y aunque se haya considerado una viga corta para que exista flexión, mediante un software de cálculo <sup>[11]</sup>, se hizo la verificación pertinente respecto a la deformación.

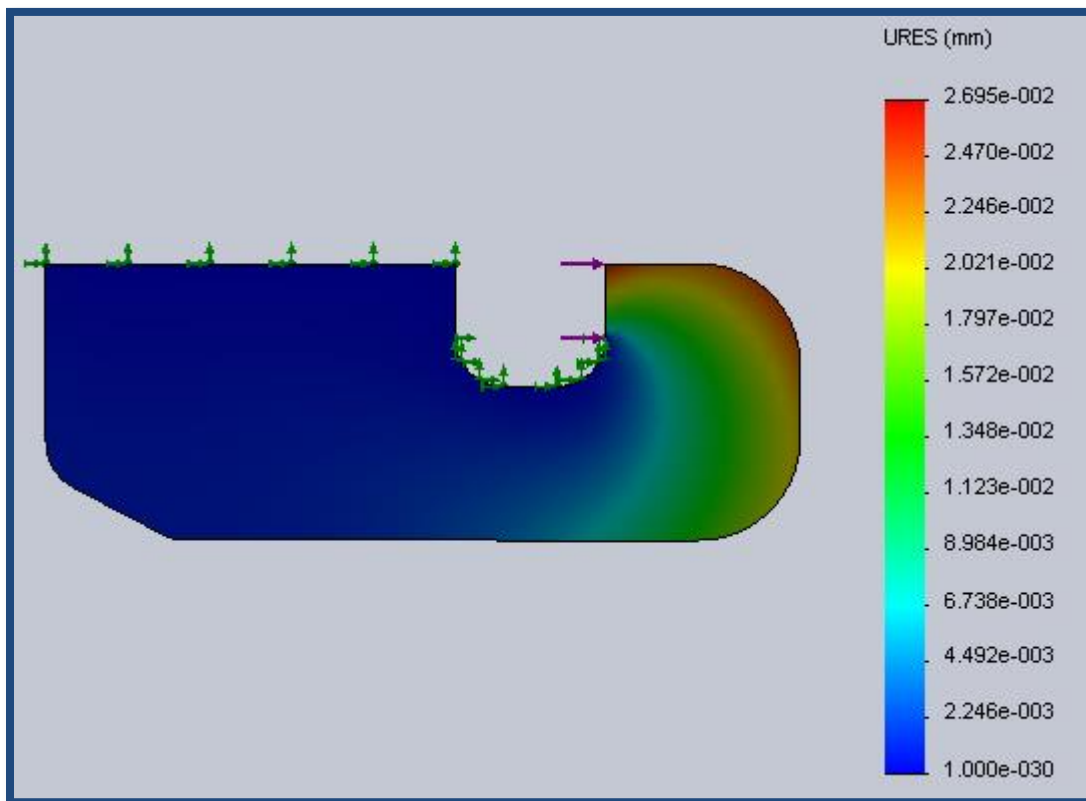


Fig. 9.1.1.4-2: Deformación en el gancho de la traba.

En la figura 9.1.1.4-2, se observa en la parte roja, la deformación máxima del gancho, la cual es insignificante, la magnitud es de 0.026 mm. Esta deformación no ofrece ningún inconveniente mecánico para esta pieza que, está fabricada de chapa de acero calidad F-24 de 19.05 mm de espesor.



### 9.1.1.5 Marco de la puerta.

Para la fabricación del marco, se determinó utilizar los mismos caños estructurales que fueron utilizados para los brazos (120 mm x 60 mm x 4 mm). Los mayores esfuerzos se localizan en los brazos, entonces no es menester realizar algún cálculo sobre los demás componentes del marco.

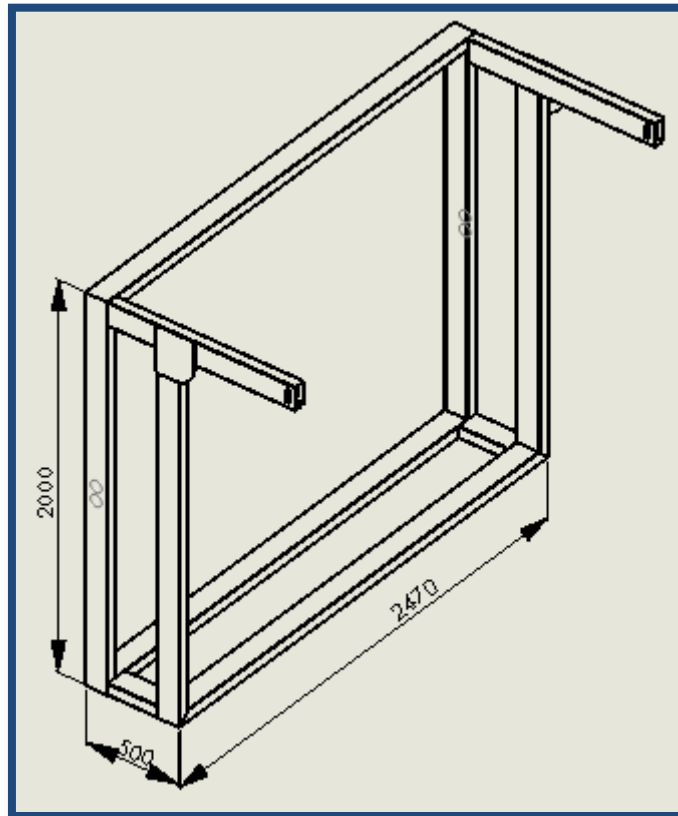


Fig. 9.1.1.5-1: Dimensiones generales del marco de la puerta.

### 9.1.1.6 Chapa lateral de la puerta.

Para el cálculo de estas se procedió a verificar con respecto a las dimensiones de los paneles laterales. (Ver capítulo N°4 “Paneles laterales”).

### 9.1.1.7 Piso de la puerta.

Para el cálculo del piso de la puerta, se procede a determinar la presión que se ejerce sobre él, que está dado por el material que tiene encima.

$$F = 872 \text{ kgf}$$

$$A = 5813.6 \text{ cm}^2$$

Ya con los datos obtenidos se calcula la presión.



$$P = \frac{F}{A} = 0.149 \text{ kgf/cm}^2$$

Utilizando el Software de elementos finitos <sup>[1]</sup>, se dimensionará el piso de manera que la deformación sea la menor posible, teniendo en cuenta que si se diseña a través de la deformación las tensiones de trabajo, también serán bajas.

Se utiliza chapa de acero calidad F-24 de 3.17 mm de espesor.

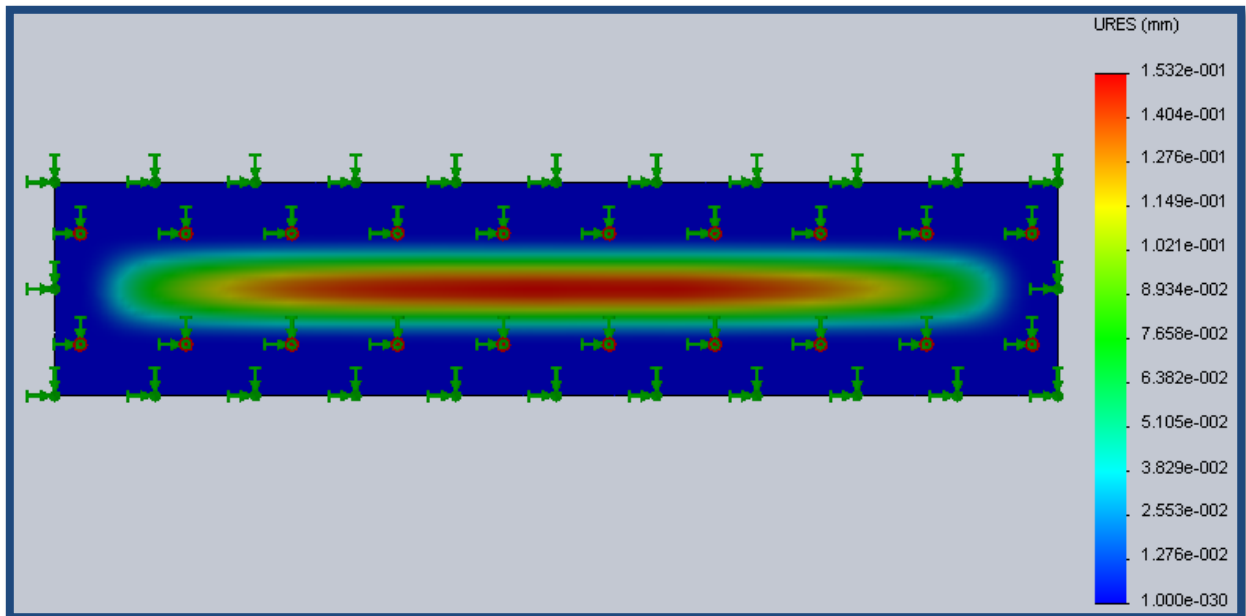


Fig. 9.1.1.7-1: Deformación en la chapa de la puerta del piso.

En la figura 9.1.1.7-1, se observa una deformación máxima de 0.153 mm, lo cual es imperceptible, logrando así, ser el diseño adecuado para el propósito.

Las dimensiones de la chapa son 2356 mm x 500 mm x 3.17 mm.

#### 9.1.1.8 Ojo para sostén del Cilindro hidráulico.

Para la verificación de esta pieza, ya se tiene calculada la fuerza que actúa sobre él, es la denominada fuerza R en la figura 9.1.1.1-1, su magnitud es de 2353 kgf.

Esta pieza está fabricada de chapa de acero calidad F-24 de 12.7 mm.

En la figura 9.1.1.8-1, se observan las solicitaciones a las cuales está expuesta esta pieza, observando que se encuentra una solicitación más baja que el límite elástico del material, arrojando un coeficiente de seguridad N=2.



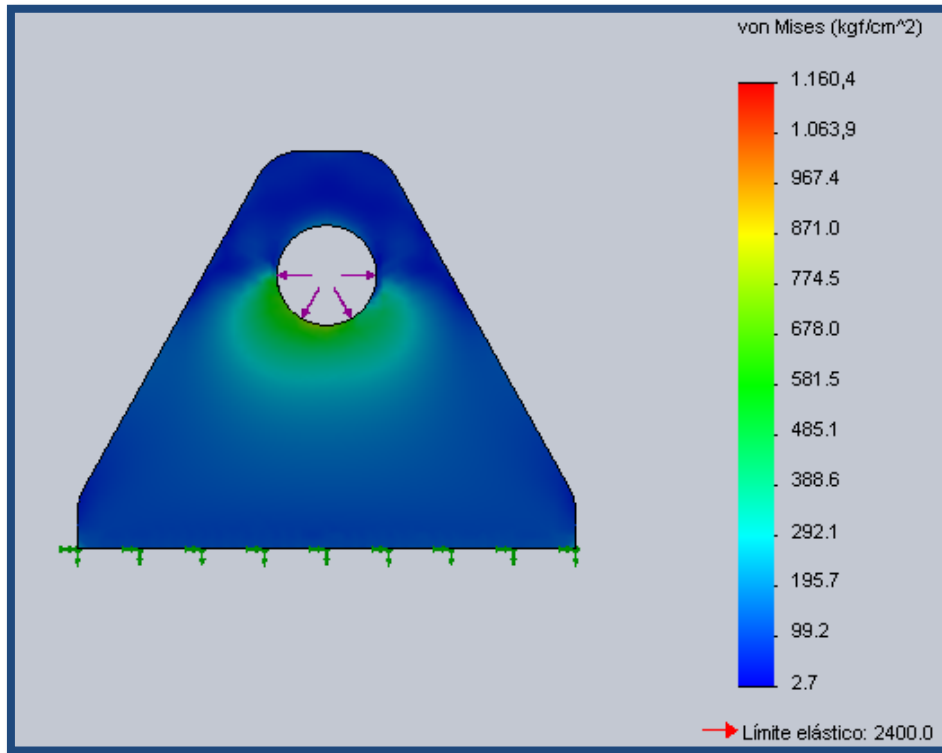


Fig. 9.1.1.8-1: Tensiones sobre el ojo para el sostén del cilindro.

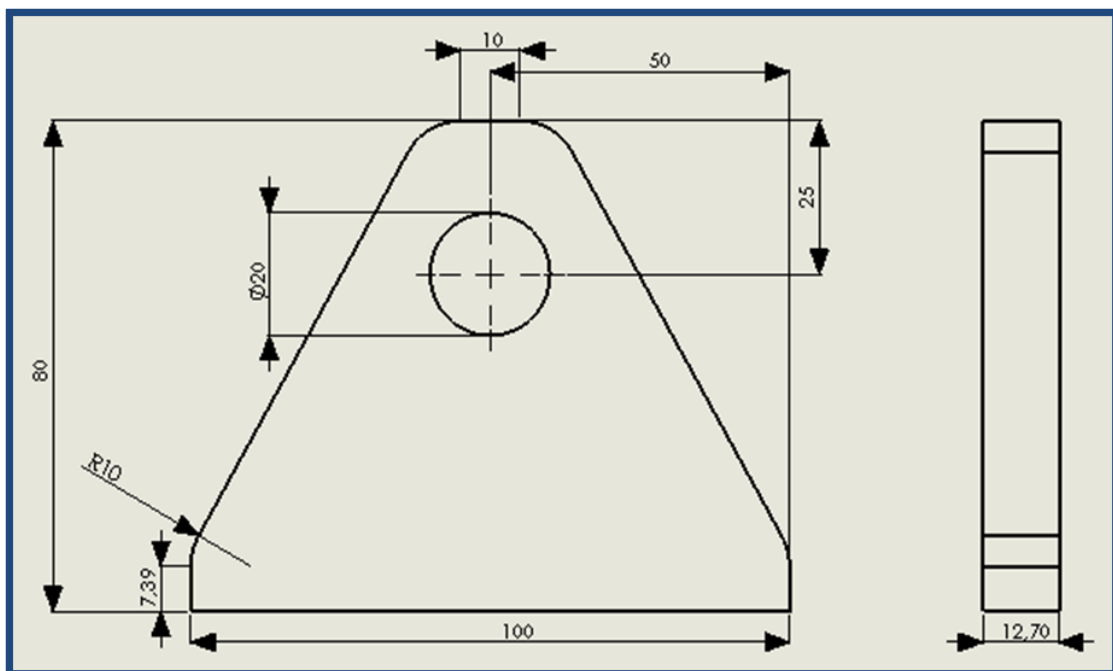


Figura 9.1.1.8-2: Dimensiones del ojo para sostén del cilindro.

Procediendo con el cálculo, damos por finalizadas las piezas de la puerta primaria, a continuación, se detallará el dimensionamiento y cálculo de las piezas correspondientes a la puerta secundaria.

## 9.1.2 Puerta secundaria.

### 9.1.2.1 Chapa Trasera.

La chapa trasera es la encargada de absorber toda la presión que ejerce el piso y panel deslizante (ver capítulos N° 8 y N° 7 respectivamente). Esta chapa es de acero calidad F-24 rolada en los vértices.

Para el diseño de la misma, se obtuvo del capítulo N° 3, la fuerza ejercida por el panel y el piso, a través del material picado. En este caso, la fuerza utilizada es de 9621.15 kgf que genera una presión sobre la superficie de la chapa de  $0.24 \text{ kgf/cm}^2$ . Se procedió a seleccionar un espesor de chapa y darle la forma deseada, luego mediante el software de elementos finitos <sup>[1]</sup> se realizó el estudio de deformaciones, teniendo en cuenta que se diseña, según la deformación. Sabemos que esta pieza cumplirá con los requisitos de tensiones, es decir, sus tensiones serán las deseadas para el propósito.

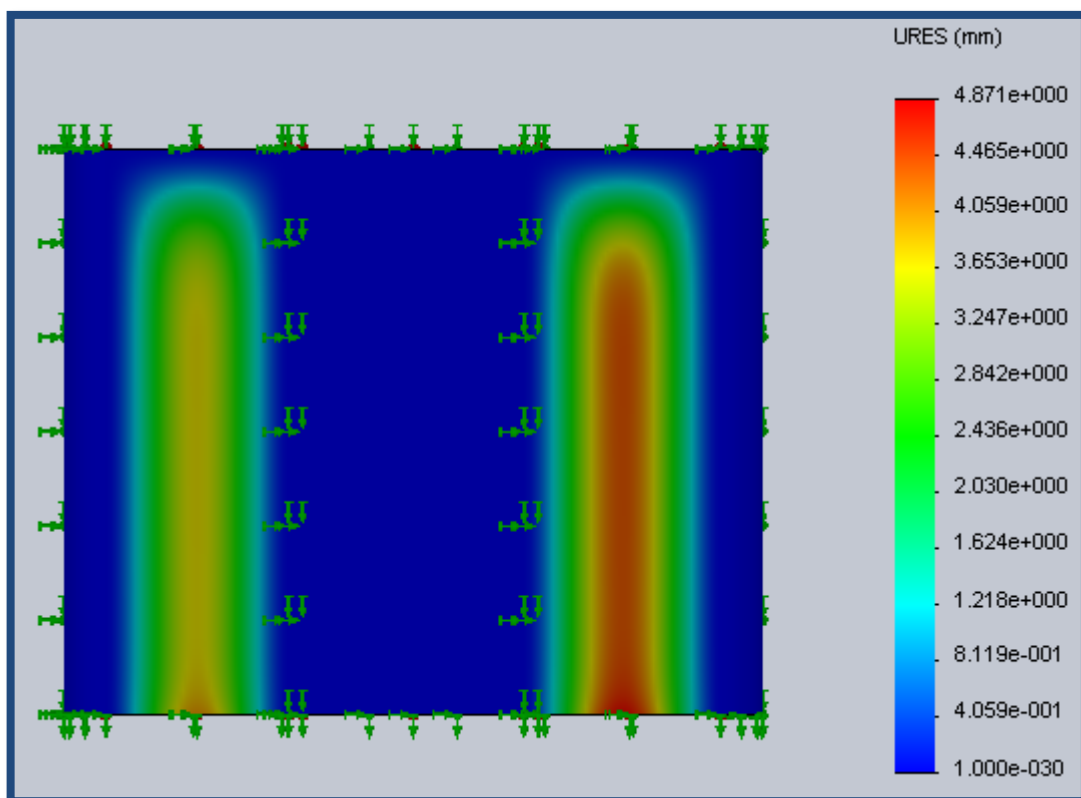


Fig. 9.1.2.1-1: Deformación en la chapa trasera.

A través de la figura 9.1.2.1-1, extraída del software de cálculo utilizado, se observa en la parte roja de la chapa; el lugar donde se encuentra la mayor deformación, y en la barra de colores ubicada a la derecha la magnitud de dicha deformación, que en este caso es de 4.87 mm; lo que se considera aceptable para este uso debido a que, la



presión que soporta es relativamente grande y el área utilizada para soportarlo también lo es, esta deformación no genera ningún inconveniente en el uso del equipo por lo tanto se decide que es correcta.

En la figura 9.1.2.1-2, se observan las dimensiones generales de la chapa, cabe aclarar que, el espesor de la misma es de 4.76 mm. Para soportar toda la presión en el lado interno se colocaron dos refuerzos de caño estructural que serán verificados a continuación.

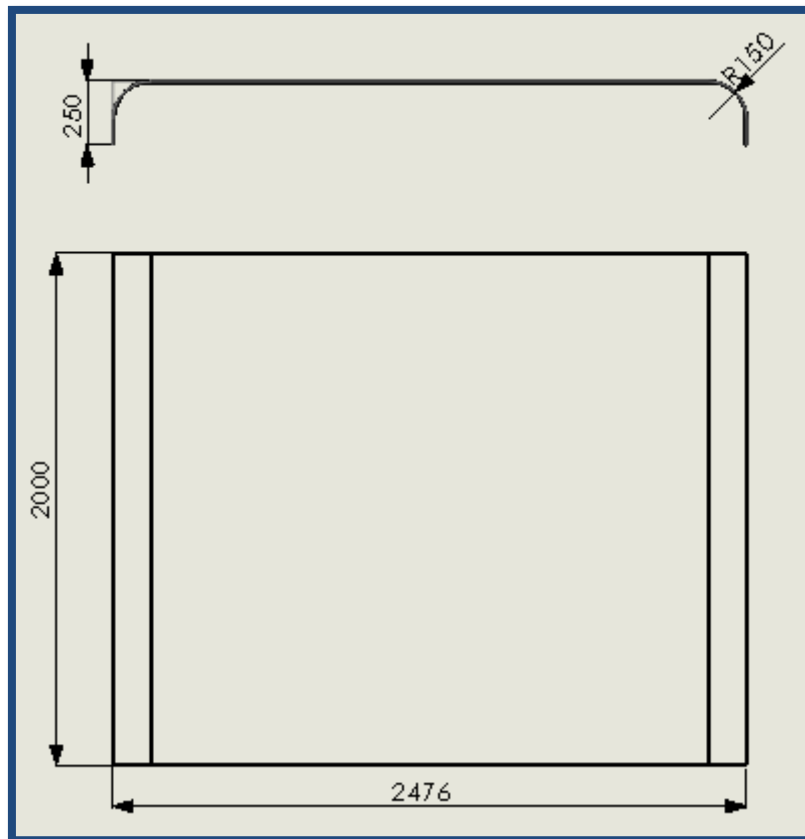


Fig. 9.1.2.1-2: Dimensiones generales de la chapa trasera.

### 9.1.2.2 Refuerzo para chapa trasera.

En la parte trasera donde se encuentra la chapa, se deben colocar dos refuerzos para ayudar a soportar la presión ejercida sobre dicha chapa, estos refuerzos están soldados a la chapa y unidos al marco de la puerta transfiriendo, así esta presión a las dos bisagras de apertura y las tres trabas de la puerta que fueron verificadas en este mismo capítulo.

Por lo tanto, para la verificación de los refuerzos se consideró la misma presión ejercida sobre la chapa trasera, y mediante el software de cálculo <sup>[1]</sup>, se obtuvieron los



siguientes resultados.

El caño estructural seleccionado para los refuerzos internos de la chapa son de 50 mm x 40 mm x 3.17 mm y una longitud de 2000 mm.

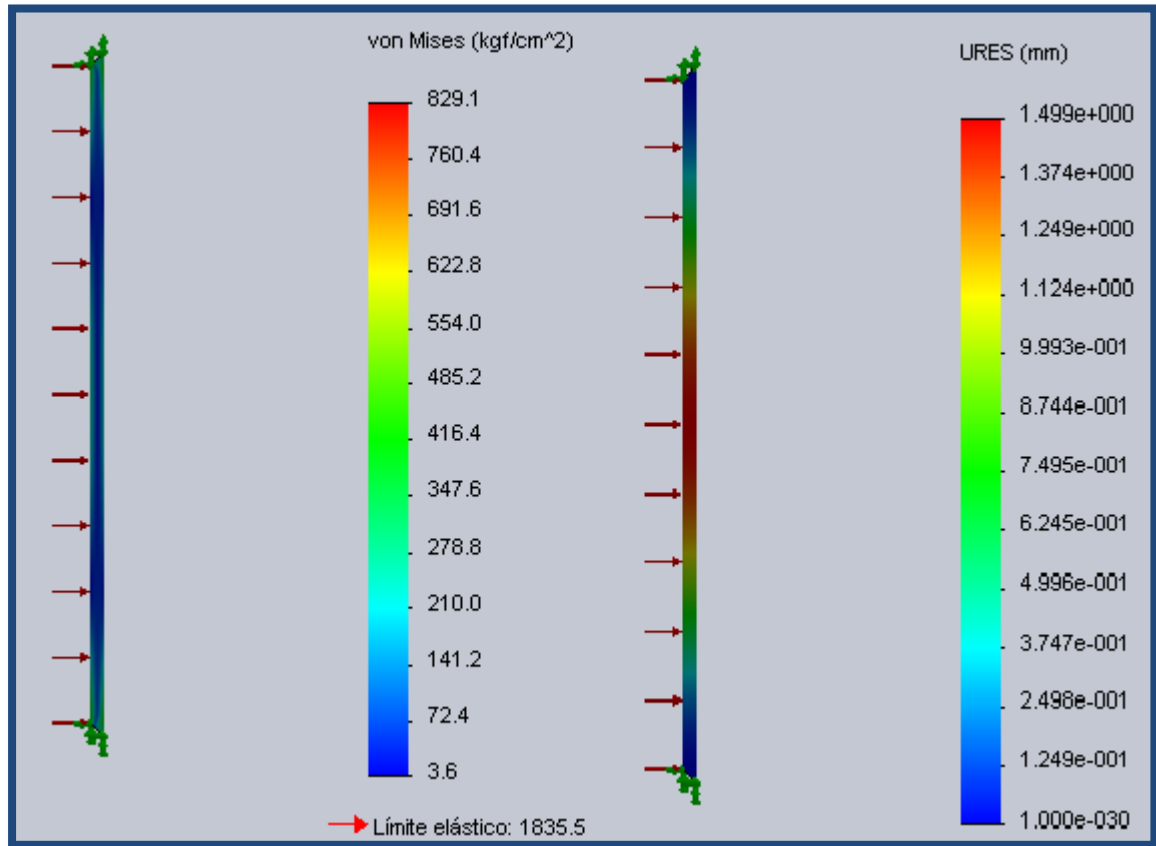


Fig. 9.1.2.2-1: Tensiones y deformaciones en el refuerzo trasero.

Como se observa en la figura 9.1.2.2-1, las tensiones están por debajo del límite elástico del material, y con respecto a la deformación, se observa que es menor que la de la chapa, por lo tanto, estaría cumpliendo la función correctamente, esta deformación es del 0.07 % con respecto a la longitud del refuerzo.

### 9.1.2.3 Perno para sostén del cilindro hidráulico de la puerta secundaria.

Debido a la geometría con que fue diseñada la puerta secundaria, se ha decidido colocar pernos soldados para sostener los cilindros hidráulicos. Los mismos se ubican soldados en los marcos de las dos puertas. Para el diseño de este perno primero se seleccionó el cilindro hidráulico y a partir del agujero que tiene de fábrica para sostenerlo, seleccionamos el diámetro del perno, el material escogido es acero SAE 1045.

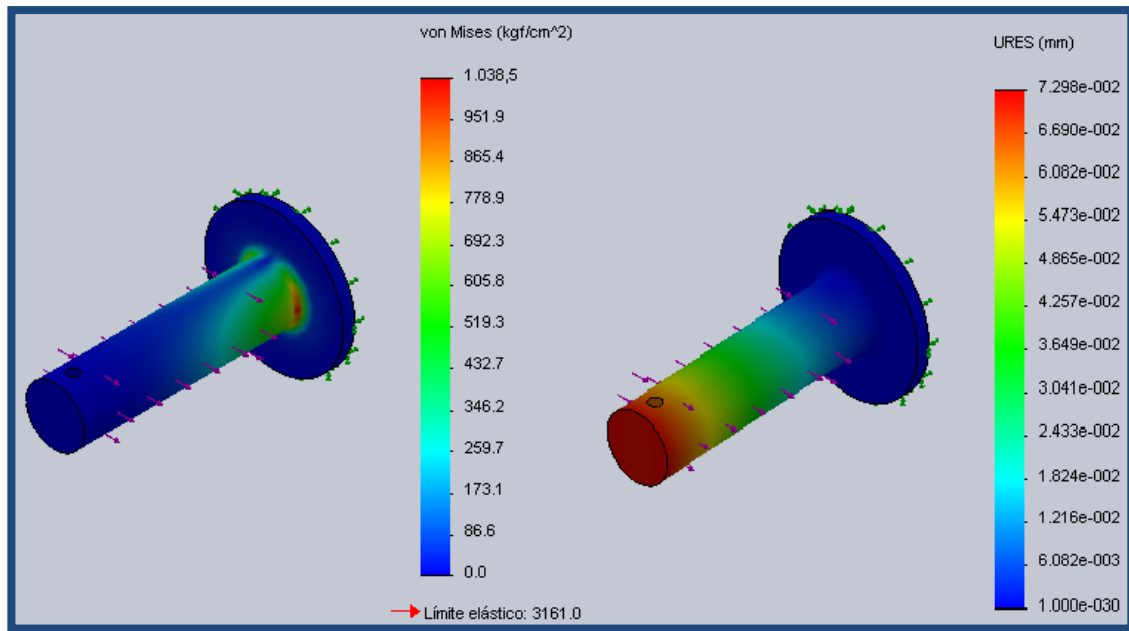


Fig. 9.1.2.3-1: Tensión y deformación en el perno de sostén del cilindro hidráulico.

En la figura 9.1.2.3-1, se pueden observar las tensiones y deformaciones en el mismo.

La puerta ejerce la fuerza en el mismo punto que el cilindro, por lo tanto, no es necesario hacer una sumatoria de momentos para averiguarla, con solo determinar la fuerza debida al peso propio de la puerta y parte de material picado que se aloja en la misma es suficiente. Para el análisis con el software <sup>[11]</sup> se utilizó una fuerza de 250 kgf que es la mitad de la suma del peso del material de la puerta, más una porción de forraje, se utilizó la mitad por que se usaran dos cilindros.

Analizando la tensión, queda en evidencia que es menor a la tensión del límite elástico, arrojando así un coeficiente de seguridad  $N = 3$ , el cual se cree que es suficiente, debido a que el perno no estará sometido constantemente a esta carga, ya que, la puerta secundaria solo se abre en el momento de la descarga del pasto, durante un periodo corto de tiempo. Y con respecto a la deformación se observa que es insignificante, la magnitud es de 0.146 mm.

### 9.1.3 Selección de cilindros Hidráulicos.

La selección de los cilindros hidráulicos de doble efecto se realizó a través de los catálogos <sup>[14]</sup>, utilizando los productos normalizados.

#### 9.1.3.1 Cilindro para puerta primaria.

La puerta secundaria llevará consigo dos cilindros hidráulicos iguales los cuales



deberán accionarse conjuntamente, a la hora de abrir la puerta que ejerce una fuerza de 2353 kgf. Geométricamente, se necesita que el cilindro cerrado tenga una longitud de 960 mm, y que cuente con una carrera mínima de 558 mm. Se considera una carrera mínima, porque abriendo la puerta a 90° de la vertical, ya estaría cumpliendo la función deseada. Ahora, con los datos conocidos, se procede a ingresar en el catálogo nombrado anteriormente, y seleccionar el cilindro que más se ajuste a las necesidades.

Cilindro seleccionado:

Código: 091343

Longitud entre centros cerrado: 867 mm

Carrera total: 610 mm

Diámetro de los ojos: 25 mm

Fuerza durante la apertura: 8650 kgf

Fuerza durante el cierre: 2650 kgf

Diámetro: 76.2 mm

### **9.1.3.2 Cilindro para puerta secundaria.**

La puerta secundaria llevara consigo dos cilindros hidráulicos iguales los cuales deberán accionarse conjuntamente, a la hora de abrir la puerta que ejerce una fuerza de 500 kgf. Por lo tanto, se concluye que, cada uno de los hidráulicos tendrá que soportar 250 kgf. Geométricamente, se necesita que el cilindro cerrado tenga una longitud de 663 mm, y que cuente con una carrera mínima de 275 mm, se considera una carrera mínima, porque abriendo la puerta a 45° de la vertical ya estaría cumpliendo la función deseada y eso se consigue con una carrera de 275 mm. Ahora, con los datos conocidos, se procede a ingresar en el catálogo nombrado anteriormente, y seleccionar el cilindro que más se ajuste a las necesidades.

Cilindro seleccionado:

Código: 091278

Longitud entre centros cerrado: 655 mm

Carrera total: 400 mm

Diámetro de los ojos: 25 mm

Fuerza durante la apertura: 6100 kgf

Fuerza durante el cierre: 1500 kgf

Diámetro: 63.5 mm.



## Capítulo 10:

### 10.1 Rolos desmenuzadores.

El procedimiento de cálculo para el eje se basó en analizar los diferentes esfuerzos que intervienen sobre el mismo, para un posterior análisis según la ecuación de Soderberg, del capítulo de esfuerzos combinados, del libro diseño de elementos de máquinas <sup>[1]</sup>.

Los prisioneros fueron seleccionados según las tablas de la página 229 <sup>[1]</sup>.

Las chavetas fueron calculadas, según la teoría del libro <sup>[1]</sup>, en el cual se hace un cálculo a cizalladura, y otro a compresión, de los cuales se debe elegir el valor más favorable.

Para la transmisión por cadena, se procedió al cálculo de la fuerza transmitida, luego de seleccionar un paso y un diámetro de las ruedas dentadas, posteriormente, se procede a verificar la capacidad de transmisión que tiene la cadena.

La selección de rodamientos se hizo según lo especificado en el catálogo <sup>[12]</sup>.

#### 10.1.1 Cálculo del eje.

Para el cálculo del torque se consideraron 14 púas que son las que están en contacto con el material picado en 180° del rolo desmenuzador. Para calcular la fuerza a la que está sometida cada púa se procedió a calcular el área proyectada de la misma multiplicada por la presión a la que está sometido el material picado, que según lo visto en el capítulo N° 3, la presión es de 0.17 kgf/cm<sup>2</sup>.

Esquema de fuerzas y torque actuante. Se visualiza en la figura 10.1.1-1.

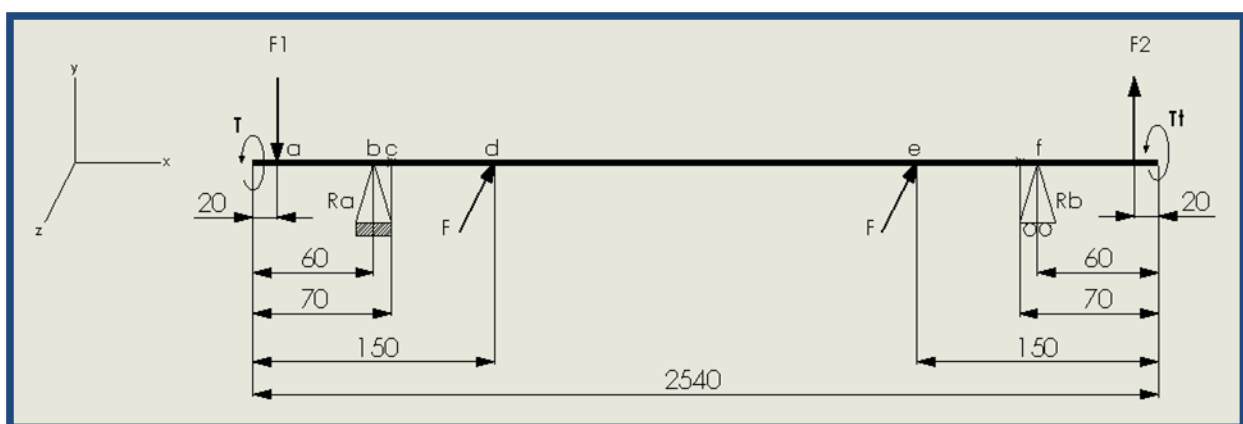


Fig. 10.1.1-1: Fuerzas y Torques actuantes.

### 10.1.1.1 Cálculo de torque.

En la figura 10.1.1.1-1, se muestra la púa, con sus medidas e indicando sus respectivas áreas.

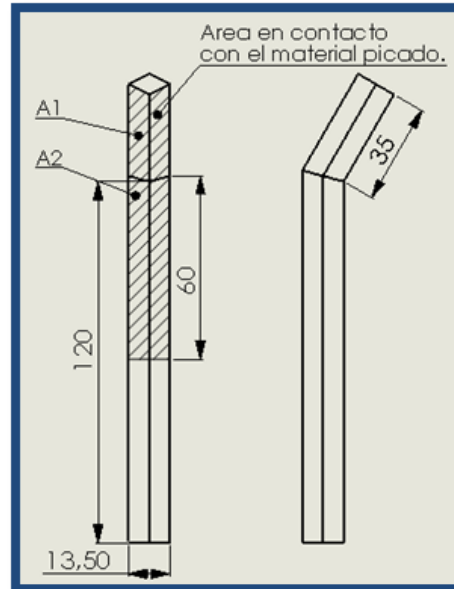


Figura 10.1.1-1: Púas de los rolos desmenuzadores.

Área proyectada.

$$A_1 = 1.35 \text{ cm} \times 3.5 \text{ cm} = 4.73 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 1.35 \text{ cm} \times 6 \text{ cm} = 8.1 \text{ cm}^2$$

$$A_T = 12.8 \text{ cm}^2$$

Fuerza por cada púa.

$$F_P = P \times A_T$$

$$P = 0.17 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Ver capítulo N}^\circ \text{ 3)}$$

$$F_P = 0.17 \text{ kgf/cm}^2 \times 12.8 \text{ cm}^2 = 2.17 \text{ kgf}$$

Se considera un aumento en el 50% de la fuerza en la púa para asegurarse un perfecto desgarramiento, por lo tanto:

$$F_P = 3.26 \text{ kgf}$$

Torque por cada púa.

Considerando que el diámetro del rolo con las púas es  $D = 475 \text{ mm}$  y teniendo en cuenta que hay 14 púas en contacto simultáneamente, si bien van entrando en





contacto gradualmente, para simplificar cálculos se estimó que todas las púas entran en contacto al mismo tiempo lo que sería la situación más desfavorable; entonces se entiende que el torque es:

$$T_p = F_p \times \frac{D}{2}$$

$$T_p = 3.26 \text{ kgf} \times \frac{47.5 \text{ cm}}{2} = 77.42 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$T_T = 77.42 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \times 14 \text{ púas} = 1084 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

En una de las puntas del eje, se tiene el mando de los dos rolos desmenuzadores, por lo tanto, en ese lado, el torque se duplica y su valor es:

$$T = 2168 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Fuerzas ejercidas sobre el eje a partir de la transmisión por cadenas:

$$F_1 = 271 \text{ kgf}$$

$$F_2 = 135.5 \text{ kgf}$$

#### **10.1.1.2 Fuerza ejercida por el panel deslizante.**

Según lo visto en el capítulo N°3 la fuerza de compresión es de 9621.15 kgf. No obstante, se considera que, sólo el 60% (5772.6 kgf) de ese valor es transmitido a la parte trasera del acoplado. Por lo tanto, teniendo en cuenta que hay dos rolos desmenuzadores y considerando el diámetro total (caño más púas), la fuerza que soportan, es del 49% del último valor.

Pero, por medidas de seguridad, se va a considerar un 65% de dicho valor que arroja una fuerza de 3752.19 kgf, la cual debe ser dividida en los dos rolos actuantes. Por ende, cada rolo está sometido a una fuerza de flexión equivalente a 1876 kgf que serán divididas en dos fuerzas  $F = 938 \text{ kgf}$  que actúan en el apoyo del tubo, sobre el eje.

Los esfuerzos descriptos anteriormente, actúan en dos planos diferentes, los cuales serán detallados a continuación.



Cálculos en el plano X-Y: (figura 10.1.1-2)

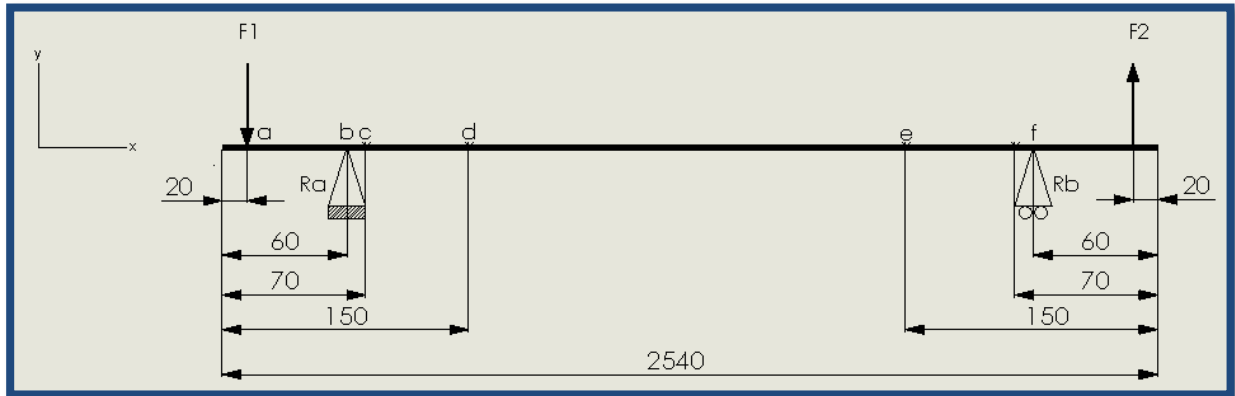


Fig. 10.1.1-2: Esquema de esfuerzos en el plano x-y.

Por medio de la sumatoria de momentos y fuerzas se accede al valor de las reacciones en los vínculos.

$$R_a = 277 \text{ kgf } (\uparrow)$$

$$R_b = 142 \text{ kgf } (\downarrow)$$

Una vez obtenidas las reacciones se procede al cálculo del momento flector en las diferentes secciones, sus resultados son los siguientes.

$$M_A = 0$$

$$M_B = 1084 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_C = 1078 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_D = 1030 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_E = 314 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_F = 378 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Cálculos en el plano X-Z: (figura 10.1.1-3)

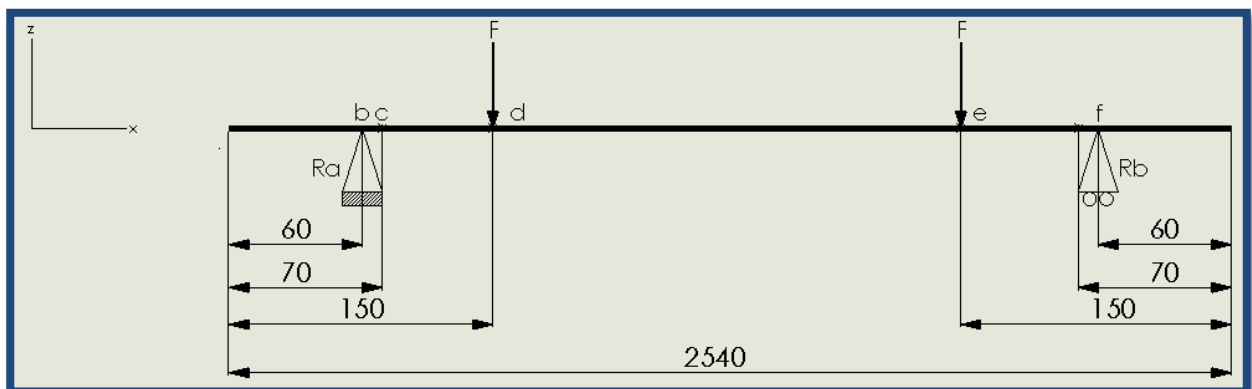


Fig. 10.1.1-3: Esquema de esfuerzos en el plano x-z.



Se procede de igual manera que en el plano anterior, por lo tanto, sus reacciones son:

$$R_a = 938 \text{ kgf}$$

$$R_b = 938 \text{ kgf}$$

Ya obtenidas las reacciones, se calcula el momento flector en cada una de las secciones al igual que en el plano X-Y. Los resultados son:

$$M_B = 0$$

$$M_C = 938 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_D = 8442 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_E = 8442 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$M_F = 0$$

### 10.1.1.3 Cálculo del diámetro del Eje.

Sección "C".

Consideramos la sección "C" para hacer el cálculo debido a que, en ella se encuentra una entalla, por un cambio de diámetro en el eje, por lo tanto, se compone las fuerzas y los momentos ya que ellos se encuentran en planos ortogonales.

$$\left. \begin{array}{l} M_{C(\text{Plano } x-y)} = 1078 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \\ M_{C(\text{Plano } x-z)} = 938 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \end{array} \right\} \text{El momento resultante es } 1429 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{C(\text{Plano } x-y)} = 277 \text{ kgf} \\ F_{C(\text{Plano } x-z)} = 938 \text{ kgf} \end{array} \right\} \text{La fuerza resultante es } 978 \text{ kgf}$$

Haciendo referencia a la unidad de esfuerzos combinados del libro <sup>[1]</sup>. Hacemos la selección del material a utilizar:

Acero SAE 1045

$$S_u = 6749 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{ys} = 0,5 \cdot S_y = 2074 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_y = 4148 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S'_n = 0,5 \cdot S_u = 3374,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_n / S_y = 0,6$$

$$S_n = S'_n \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$S_n = 3374,5 \times 0,87 \times 1 \times 0,85 = 2495 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,5 \cdot S_n = 1244,4 \text{ kgf/cm}^2$$



Coeficientes utilizados en la ecuación de Soderberg:

$$q = 0.91$$

$$K_t = 1.18$$

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1)$$

$$K_f = 1.16$$

$$K_{ts} = 1.4$$

$$K_{fs} = 1 + q \times (K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1.36$$

$$S_m = 0$$

$$S_a = \frac{M}{w}$$

$$S_{ms} = \frac{T}{w_0}$$

$$S_{as} = \frac{F}{A}$$

Diferentes tensiones que actúan sobre el eje

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \times S_m + K_f S_a = \frac{16885}{D^3}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_{fs} S_{as} = \frac{6625}{D^3} + \frac{1694}{D^2}$$

Reemplazando los valores obtenidos anteriormente en la ecuación de Soderberg, se procede al cálculo del diámetro en esa sección.

El coeficiente de seguridad escogido  $N=1,5$ .

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left[ \left( \frac{S_e^2}{S_n^2} \right) + \left( \frac{S_{es}^2}{S_{ns}^2} \right) \right]}$$

El diámetro obtenido es de  $D = 25.5$  mm, por limitaciones con los rodamientos, el eje se construirá de 40mm.

Por lo tanto, quedara con un coeficiente de seguridad de  $N=5$ .

Sección "A" (chavetero).

$$T = 2168 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$F = 271 \text{ kgf}$$

$$K_{fs} = 1.3$$

Se consideró un diámetro de 39,8mm ya que se realizó un rebaje.



$$\left. \begin{aligned} S_{ms} &= \frac{T}{W_0} \\ S_{as} &= \frac{F}{A} \end{aligned} \right\} \text{Diferentes tensiones que actúan sobre el eje}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_{fs} S_{as} = 135$$

$$S_e = 0$$

Introduciendo los valores en la ecuación de Soderberg y despejando N obtenemos.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left[ \left( \frac{S_e^2}{S_n^2} \right) + \left( \frac{S_{es}^2}{S_{ns}^2} \right) \right]} = N = 9$$

Sección "D" (Apoyo del tubo exterior).

Componiendo momentos

$$\left. \begin{aligned} M_d(\text{Plano } x-y) &= 1030 \text{ kgf}\cdot\text{cm} \\ M_d(\text{Plano } x-z) &= 8442 \text{ kgf}\cdot\text{cm} \end{aligned} \right\} \text{El momento resultante es } 8505 \text{ kgf}\cdot\text{cm}$$

$$T = 2168 \text{ kgf}\cdot\text{cm}$$

$$F = 938 \text{ kgf}$$

Procediendo, como se viene haciendo anteriormente:

$$\left. \begin{aligned} S_m &= 0 \\ S_a &= \frac{M}{w} \\ S_{ms} &= \frac{T}{W_0} \\ S_{as} &= \frac{F}{A} \end{aligned} \right\} \text{Diferentes tensiones que actúan sobre el eje}$$

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \times S_m + K_f S_a = \frac{100492}{D^3}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_{fs} S_{as} = \frac{6623}{D^3} + \frac{1624}{D^2}$$

Introduciendo los valores en la ecuación de Soderberg, y averiguando el diámetro:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left[ \left( \frac{S_e^2}{S_n^2} \right) + \left( \frac{S_{es}^2}{S_{ns}^2} \right) \right]} = D = 39.67 \text{ mm}$$

Comercialmente, el diámetro más cercano es  $D = 44.45 \text{ mm}$ , por consiguiente, este es el escogido.

### 10.1.2 Cálculo de la flecha.

Para el cálculo de la flecha, se procedió a utilizar el software de cálculo basado en elementos finitos <sup>[11]</sup>, mediante este programa se logró recrear el estado de carga utilizado para el cálculo del diámetro del mismo. Se puede observar que, la mayor flecha se encuentra en la parte de color rojo en la imagen, y la deflexión es de 0.34 mm; lo cual consideramos que es totalmente admisible.

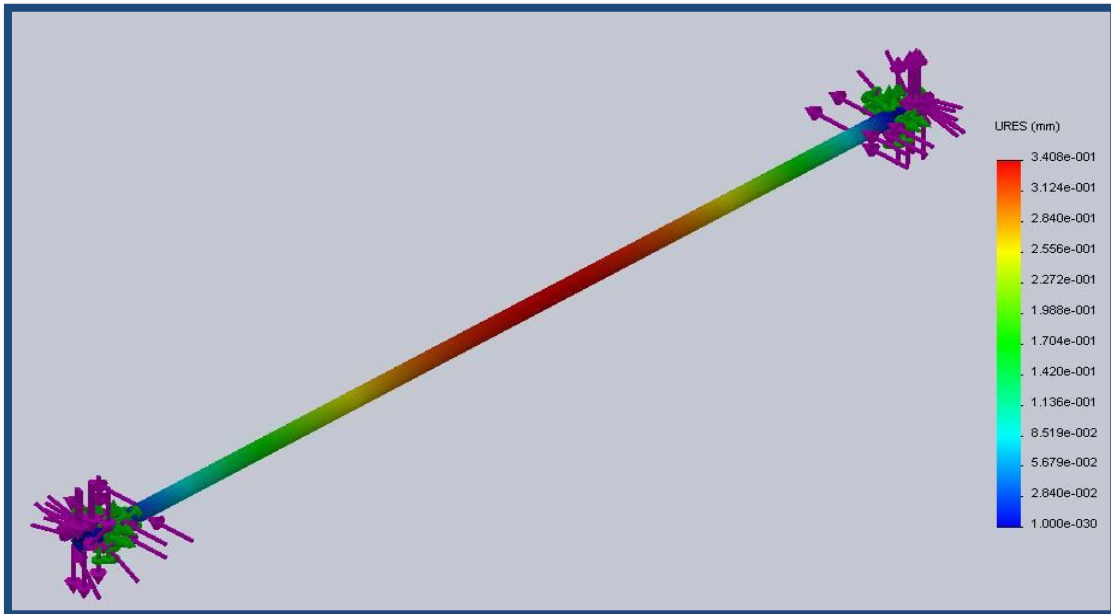


Figura 10.1.2-1: Flecha en el eje de los rolos desmenzadores.

### 10.1.3 Cálculo del tubo:

Para llevar adelante la selección del tubo a usar, para la fabricación de los rolos, se procedió a calcular la fuerza de compresión que genera el panel deslizante del acoplado forrajero, en el cual van insertos los rolos. (Figura 10.1.3-1)

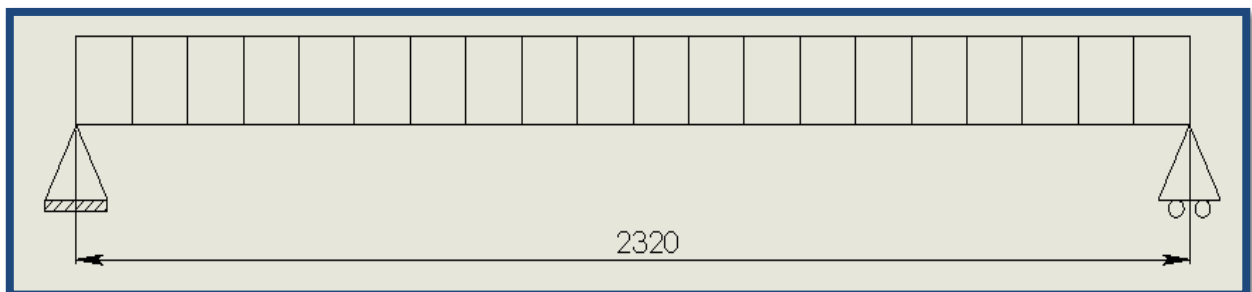


Fig. 10.1.3-1: Tubo con carga distribuida, y medida de longitud.



La fuerza total ejercida sobre los rolos es de 1876 kgf, según lo que se calculó en 10.1.1.

$$L = 2320 \text{ mm}$$

$$F = 1876 \text{ kgf}$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

La flecha admisible considerada es  $y = 3 \text{ mm}$ .

$$y = \frac{5 \times F \times L^3}{384 \times E \times I}$$

Insertando los valores mencionados en la ecuación de la flecha para carga uniforme y despejando el momento de inercia  $I$ . El mismo indica el valor mínimo del momento de inercia que necesitamos para que se cumpla la condición de la flecha. El resultado que arrojo esta ecuación, es un  $I_{\min} = 484.16 \text{ cm}^4$ .

Se seleccionó un tubo de 168.28 mm y un espesor de pared  $e = 4.78 \text{ mm}$

Comprobación del momento de inercia del tubo seleccionado:

El momento de inercia de un anulo está dado por la siguiente ecuación.

$$I_x = \frac{\pi}{64} \times (D_0^4 - D_i^4)$$

$$D_0 = \text{Diámetro exterior} = 168.28 \text{ mm}$$

$$D_i = \text{Diámetro Interior} = 158.72 \text{ mm}$$

El momento de inercia que posee el tubo seleccionado es de  $824.57 \text{ cm}^4$  lo cual es mayor que el despejado de la ecuación de la flecha que arrojó un resultado de  $484.16 \text{ cm}^4$ . Luego de obtener el valor  $I$ , comprobamos el valor real de la flecha que, arrojó un valor  $y = 0.176 \text{ cm}$ . El cual es un valor más bajo del admisible, la elección del tubo fue correcta.

#### 10.1.4 Selección de prisioneros:

Los prisioneros que se colocaran en las coronas son de  $\frac{1}{4}$ " (6.35 mm) en este caso, no se hizo un cálculo específico, ya que su función no es evitar un patinamiento entre el eje y la corona, este esfuerzo es absorbido por una chaveta. El trabajo que debe realizar es impedir que haya movimientos axiales entre el eje y la corona.

La selección de los prisioneros que mantienen sujeto el tubo al eje, se realizó calculando la fuerza tangencial que, debe ejercer el prisionero para igualar el torque existente, entre el rolo y el eje.

$$T = F \times r$$

$$T = 2168 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

$$r = 2.22 \text{ cm}$$

Despejando F, obtenemos el valor de la fuerza tangencial que deben soportar los prisioneros,  $F = 977 \text{ kgf}$ .

Accediendo a la tabla 5.3 del libro <sup>[1]</sup>, se eligen dos prisioneros de 5/16" (7.93 mm), cada uno soporta una  $F = 680.3 \text{ kgf}$ . Al estar los dos prisioneros puestos en la misma dirección, la fuerza que resisten cada uno se suma; así, superando la fuerza mínima que tienen que soportar para evitar el patinamiento, entre el tubo y el eje.

### 10.1.5 Cálculo de Chavetas:

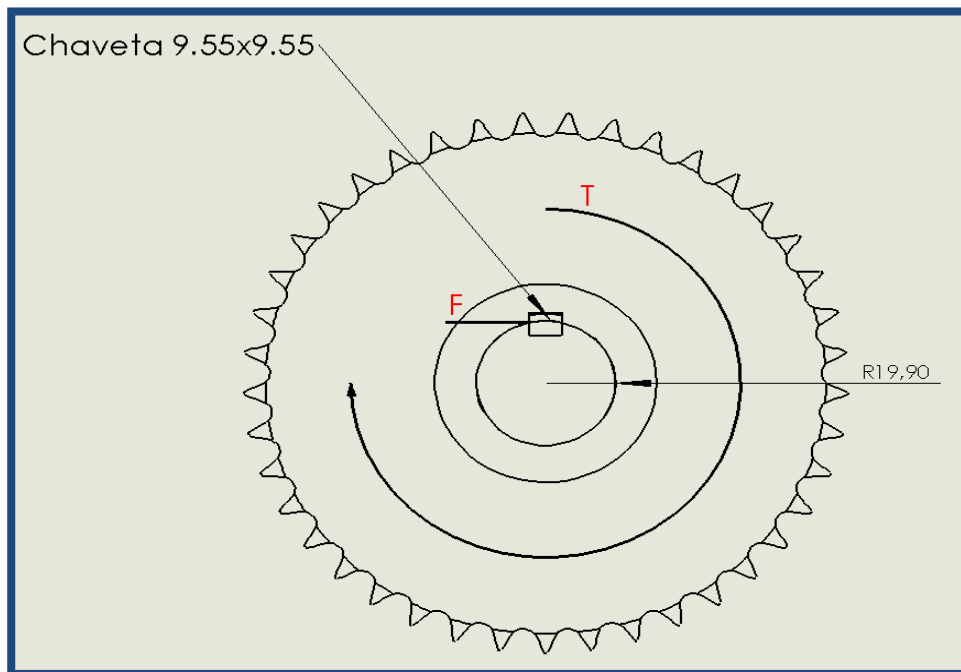


Fig. 10.1.5-1: Chaveta y los esfuerzos a los que está sometida.

Para dimensionar la chaveta se realizaron dos cálculos; uno a compresión entre la chaveta y el eje. La compresión entre el cubo y la chaveta es la misma que para el eje ya que los 2 están hechos del mismo material. El cálculo restante es el de cizalladura de la chaveta propiamente dicha.

Los materiales seleccionados son:

Chaveta: Acero AISI C1045 Laminado simple  $S_y = 4148 \text{ kgf/cm}^2$

Cubo y Eje: Acero AISI C1045 Laminado simple  $S_y = 4148 \text{ kgf/cm}^2$





El coeficiente de seguridad para una carga uniforme establecido por el libro de diseño de elementos de máquinas, utilizado, es de  $N=1.5$ , pero como se consideraron pequeños choques, se decidió aumentarlo hasta el valor de  $N=1,75$ .

Cizalladura de la chaveta:

Para el diámetro del eje que se ha calculado, el tamaño “b” de la chaveta es 9.5mm

$$b = 9.5 \text{ mm}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$S_s = \frac{0,5 \cdot S_y}{N}$$

$$S_s = 1185.14 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T = \frac{S_s \cdot b \cdot L \cdot D}{2}$$

Despejando “L”, se obtuvo una longitud mínima de chaveta  $L= 0.96 \text{ cm}$ .

Compresión entre la chaveta y eje/cubo:

$$b = 9.5 \text{ mm}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$S_c = \frac{S_y}{N}$$

$$T = \frac{S_c \cdot t \cdot L \cdot D}{4}$$

$t = b$ , ya que se definió una chaveta de sección cuadrada

Despejando “L”, se obtuvo una longitud mínima de chaveta  $L= 3.22 \text{ cm}$ .

Comparación de datos:

L, según esfuerzo de cizalladura 0.96 cm.

L, según esfuerzo de compresión 3.22 cm.

Obviamente, el valor a escoger es el mayor, por lo tanto, la longitud elegida de la chaveta es de 3.22 cm.

### 10.1.6 Selección de la cadena.

Mediante la utilización del apunte transmisión por cadenas <sup>[15]</sup>. Se procedió al cálculo de las cadenas a utilizar en la transmisión motor hidráulico-rola y rola-rola.

La primera transmisión nombrada es la que tiene la cadena sometida a una mayor

solicitud. Se diseñó el mando a un único rolo motor, que después por medio de una segunda transmisión se conecta al otro rolo, reduciendo la solicitud de la cadena a la mitad. A partir de este cálculo, también, se obtuvo la potencia consumida por los rolos en pleno funcionamiento, dato que será útil a la hora de seleccionar el motor hidráulico necesario, para dicho propósito.

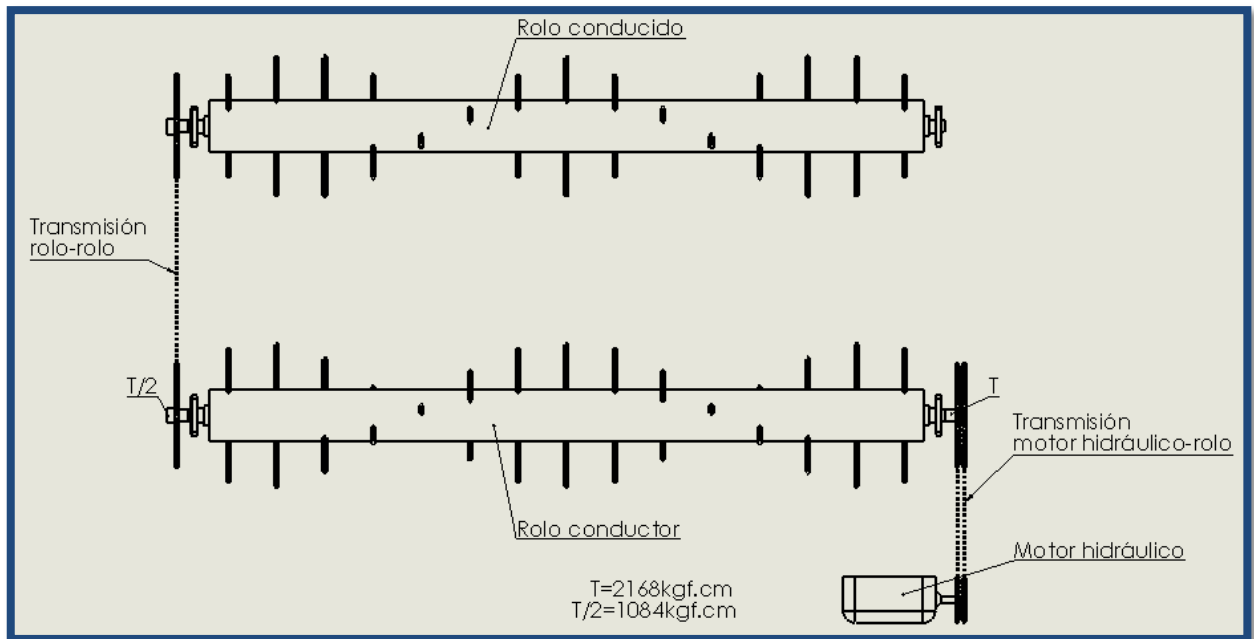


Fig. 10.1.6-1: Disposición de rolos y sus transmisiones.

### 10.1.6.1 Selección de cadena motor hidráulico-rolo.

Para iniciar con la selección de la cadena, se debe fijar las revoluciones de los rolos. En función de las velocidades de giro de los rolos y la fuerza demandada, se calcula la potencia requerida en el motor hidráulico.

Se estiman 100 rpm en los rolos desmenuzadores que, se obtienen mediante una reducción desde el motor. Según el apunte consultado el piñón no debe ser menor a 17 dientes, pero la cantidad de dientes que ha sido seleccionado para el piñón es de  $z_1 = 23$  dientes. Por lo tanto, la corona queda de  $z_2 = 55$  dientes arrojando una relación de reducción  $m_w \approx 2.4$ .

Cálculo de potencia:

$$T = 2168 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \text{ (torque en el rolo conductor)}$$

$$n = 241 \text{ rpm} \text{ (revoluciones del motor hidráulico)}$$

$$N_0 = \frac{T \cdot n}{71700} = N_0 = 7.28 \text{ cv}$$



Según el fabricante de cadenas, la potencia debe ser multiplicada por un factor de servicio  $f_s$ , que se encuentra en la siguiente tabla.

Características de la máquina	Nº de dientes del piñón				
	17	19	21	23	25
Constante	1.1	1.0	0.9	0.85	0.75
Medianamente impulsiva	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
Altamente impulsiva	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6

Tabla 10.1.6-1: Factor de servicio para cadenas de rodillos.

$$N = N_0 \times f_s = 9.46 \text{ cv} = 9.33 \text{ hp}$$

A través de la potencia calculada, los dientes del piñón y las rpm del mismo, se selecciona la cadena que se adapta a las condiciones de trabajo especificadas.

R. P. M. del PIÑÓN	Paso 3/4"				
	DIENTES				
	15	17	19	21	23
50	0.90	1	1.10	1.25	1.35
100	1.60	1.85	2.10	2.30	2.50
200	3	3.30	3.70	4.15	4.50
400	4.80	5.80	6.30	6.90	7.60
800	6.50	7.40	8.30	9.10	10
950	7.70	8.70	9.70	10.80	11.80
1500	8	9	10	11	12
1700	8	9	10 <sup>+</sup>	11	12

**Veloc. Máxima 1700 RPM.**

Tabla 10.1.6-2: Tabla de potencias (hp) de transmisión por cadenas.

La velocidad rotacional del motor hidráulico es de 241 rpm, por lo tanto se debe hacer una interpolación lineal entre los datos que arroja la tabla para hacer una selección con mayor precisión.

Luego de realizada la nombrada interpolación da como resultado que una cadena de paso 3/4" (19.05 mm) y un piñón de  $z_1 = 23$  dientes a 241 rpm puede transmitir  $N_1 = 5.13$  hp.



Luego de seleccionar la cadena, se procede a calcular la cantidad de ramales (Z) necesarios para transmitir la potencia demandada.

$$Z = \frac{N}{N_1} = 1.81 \approx 2 \text{ ramales.}$$

Luego se procederá a realizar una verificación de las condiciones de trabajo a tracción de la cadena.

Velocidad media de la cadena:

$$z_1 = 23 \text{ (Nº de dientes del piñón)}$$

$$t = 3/4" \text{ (paso de la cadena)}$$

$$n = 241 \text{ rpm}$$

$$V_m = \frac{z_1 \cdot t \cdot n}{60} = 17.6 \text{ m/s}$$

CODIGO INTERNO	MEDIDAS NORMALES			OTRAS DIMENSIONES					Superficie de trabajo	Carga media de rotura	Peso neto por metro	Partes sueltas	
	Paso	Diámetro rodillo	Ancho interno	Diámetro máx. perno	Altura máx. placa	Paso (transversal)	Largo máx. perno rímach.	Espacio máximo				Unión	Medio eslab.
	P	D <sub>r</sub>	W	D <sub>p</sub>	H <sub>i</sub>	T <sub>p</sub>	A <sub>s</sub>	B				N <sub>u</sub>	N <sub>e</sub>
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				Nº	Nº
ASA 35-2 *	9,525	5,08	4,77	3,59	9,05	10,13	22,1	28,7	53	1.900	0,86	26	13
ASA 40-2	12,70	7,95	7,95	3,96	12,07	14,38	30,9	38,6	88	3.350	1,20	26	13
ASA 50-2	15,875	10,16	9,53	5,08	15,09	18,11	38,4	46,6	140	5.500	2,00	26	13
ASA 60-2 *	19,05	11,91	12,70	5,94	18,08	22,78	48,8	58,0	210	7.700	2,84	25	13

Tabla 10.1.6-3: Tabla de especificaciones de cadenas.

$$N = 9.33 \text{ hp}$$

$$V_m = 17.6 \text{ m/s}$$

$$G = 2.84 \text{ kgf/m (peso de la cadena por metro)}$$

$$F_R = 7700 \text{ kgf (carga de rotura de la cadena)}$$

$$S = 8 \text{ (coeficiente de seguridad)}$$

$$\frac{75 \times N}{V_m} + \frac{G \times V_m^2}{9.81} \leq \frac{F_R}{S} \rightarrow 129.43 < 962.5 \rightarrow \text{Verifica}$$



Longitud de la cadena motor-rolo:

$L = 40 \text{ cm}$  (distancia entre centros de corona y piñón)

$$l = 2 \times L + \frac{z_1 + z_2}{2} \times t + L \times \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi}\right)^2}{\left(\frac{L}{t}\right)^2} = 154.75 \text{ cm}$$

#### 10.1.6.2 Selección de cadena rolo-rolo.

Procediendo de la misma manera que en el caso de la transmisión motor hidráulico-rolo tenemos que:

Cálculo de potencia:

$T = 1084 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$  (torque en el rolo conductor)

$n = 100 \text{ rpm}$  (revoluciones del motor hidráulico)

$$N_0 = \frac{T \cdot n}{71700} = N_0 = 1.51 \text{ cv} = 1.48 \text{ hp}$$

Para este cálculo se consideró un 50 % más de la potencia de transmisión, ya que no existen coeficientes como en el caso anterior. Por lo tanto:

$$N = 2.22 \text{ hp}$$

Se seleccionó una cadena con el mismo paso que la anterior, pero queda a la vista que no es necesario poner dos ramales, por lo tanto, se utilizara un ramal de cadena paso  $t = 3/4''$  (19.05 mm). En este caso, la transmisión entre rolos es directa, por lo que se utilizaran dos coronas  $z_1$  y  $z_2$  de 35 dientes, la cantidad de dientes fue seleccionada por limitaciones geométricas, en la puerta trasera del carro forrajero.

Velocidad media de la cadena:

$z_1 = 35$  ( $N^\circ$  de dientes del piñón)

$t = 3/4''$  (paso de la cadena)

$n = 100 \text{ rpm}$

$$V_m = \frac{z_1 \cdot t \cdot n}{60} = 11.11 \text{ m/s}$$

Verificación de las condiciones de trabajo:

$$N = 2.22 \text{ hp}$$

$$V_m = 11.11 \text{ m/s}$$

$G = 1.43 \text{ kg/m}$  (peso de la cadena por metro)

$F_R = 3850 \text{ kg}$  (carga de rotura de la cadena)

$S = 8$  (coeficiente de seguridad)



$$\frac{75 \times N}{V_m} + \frac{G \times V_m^2}{9.81} \leq \frac{F_R}{S} \rightarrow 32.97 < 481.25 \rightarrow \text{Verifica}$$

Longitud de la cadena rolo-rolo:

$L = 94 \text{ cm}$  (distancia entre centros de corona y piñón)

$$l = 2 \times L + \frac{z_1 + z_2}{2} \times t + L \times \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi}\right)}{\left(\frac{L}{t}\right)^2} = 254.67 \text{ cm}$$

### 10.1.7 Selección de rodamientos.

Para seleccionar los rodamientos debemos componer las fuerzas arrojadas por las reacciones en cada vínculo, debido a que, hay fuerzas en dos planos ortogonales. Procedemos de la siguiente manera:



Para la selección usamos la carga mayor que es la  $R_a^T = 978 \text{ kgf}$ , el análisis es estático, donde el problema se considera mayor.

$$F_0 = 978 \times 9.8 = 9585 \text{ N}$$

$$\frac{F_0}{C_0} = 1 \text{ (en condiciones normales)}$$

Con el valor ya calculado de  $F_0$ , accedemos al catálogo <sup>[12]</sup> y seleccionamos un rodamiento Y fijado con prisioneros; alojado en una brida cuadrada de fundición.

Denominación: Yar 208-2F. (Rodamiento)

FY-508 M (Soporte)

$$C_0 = 19000 \text{ N}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$B = 49.2 \text{ mm}$$



### 10.1.8 Selección del motor hidráulico.

Para seleccionar el motor hidráulico necesario, para cumplir con los requerimientos especificados anteriormente, se utilizaran formulas extraídas del apunte <sup>[4]</sup>

Como primera medida, se utiliza la potencia necesaria para calcular el caudal que debe recibir el motor.

$$P = 117.68 \text{ bar}$$

$$N = 9.33 \text{ hp}$$

$$N(\text{hp}) = \frac{P(\text{bar}) \times Q(\text{lt}/\text{min})}{450} \rightarrow Q = 35.67 \text{ lt}$$

Utilizando el caudal calculado y las revoluciones que necesitamos en el motor se procede a calcular la cilindrada del mismo.

$$n = 241 \text{ rpm}$$

$$\text{Cilindrada (cm}^3/\text{rev)} = \frac{Q \times 1000}{n \text{ (rpm)}} \rightarrow \text{Cilindrada} = 148 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Con los datos calculados se ingresó en la tabla online de selección de motores hidráulicos <sup>[16]</sup>.

Especificaciones del motor:

Modelo: 1NGP200

Desplazamiento geométrico: 200 cm<sup>3</sup>/rev

Par máximo (continuo): 285 N·m

Presión máxima entrada (continuo): 150 bar

Velocidad máxima (continuo): 284 rpm

Caudal máximo de aceite (continuo): 57 lt/min

Peso del motor: 6.7 kg.

### Capítulo 11:

Se seleccionaron tres soldaduras que son las consideradas de mayor relevancia y se hizo el cálculo pertinente para corroborar su resistencia. A continuación, se pondrán en evidencia, las tablas utilizadas para los cálculos <sup>[8]</sup>.

acero	$f_u$ N/mm <sup>2</sup>	$\beta_w$
S 235	360	0,80
S 275	430	0,85
S 355	510	0,90

Tabla 11-1: Coeficiente de correlación en función del tipo de acero.

ESPESOR DE GARGANTA	
	$a \geq 3mm$ en chapas $\leq 10mm$
	$a \geq 4,5mm$ en chapas $\leq 20mm$
	$a \geq 5,6mm$ en chapas $> 20mm$
Piezas de sección tubular	$a \geq 0,7t_{min}$

Tabla 11-2: Garganta de la soldadura según el espesor de las chapas a soldar.

#### 11.1: Unión soldada, telera-viga principal:

En la figura 11.1-1 se puede observar la carga a la cual está sometida la telera, en este caso la soldadura está sometida a corte y a flexión. En la figura 11.1-2 se pueden observar los cordones de soldadura pertinentes.

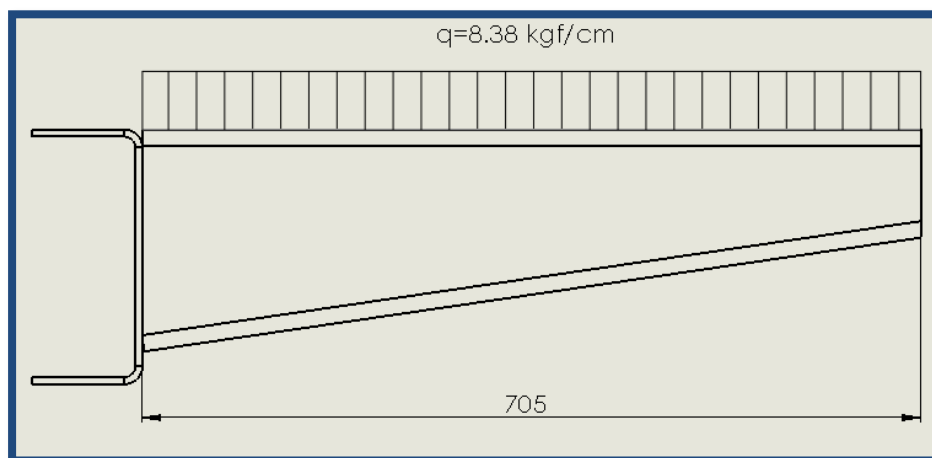


Fig. 11.1-1: Estado de carga de la telera utilizado para el cálculo de la soldadura.



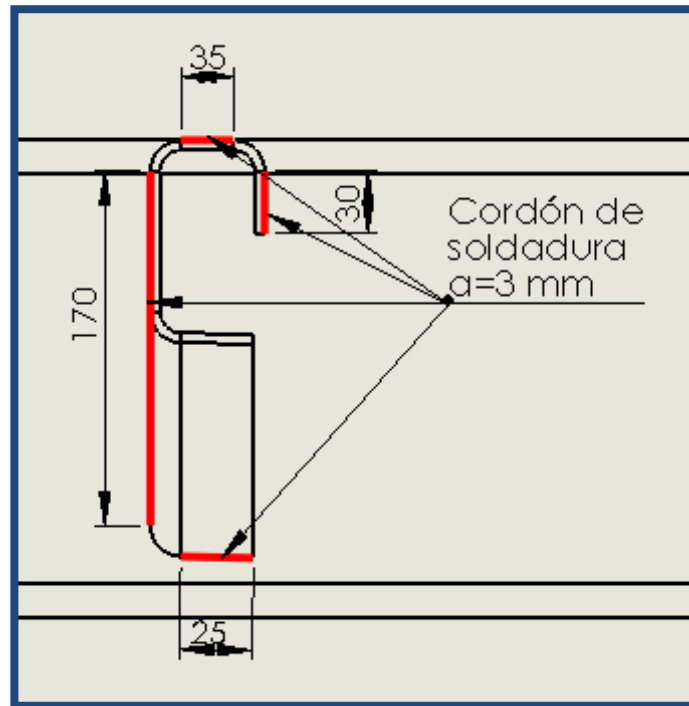


Fig. 11.1-2: Vista de los cordones de soldadura realizados en la telera.

Se calcularán, las tensiones del cordón de soldadura, indicando las diferentes tensiones.

$n$  = Tension normal al plano de la garganta.

$t_n$  = Tensión tangencial, perpendicular al eje de cordón de soldadura y paralelo al plano de la garganta.

$t_a$  = Tensión tangencial, paralela al eje del cordón de soldadura y paralelo al plano de la garganta.

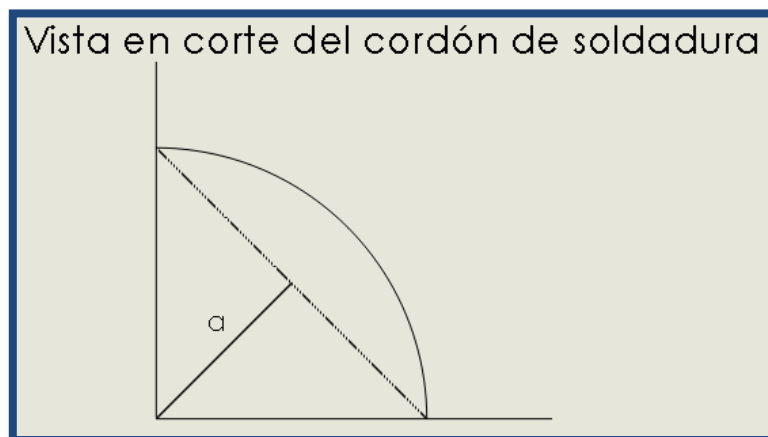


Fig. 11.1-3: Vista en corte del cordón de soldadura.



Con la disposición de fuerzas, cordones de soldaduras y aclarando el significado de la dimensión "a", por medio de un software de cálculo [1], procedimos a averiguar las propiedades de la sección de los cordones de soldadura.

$$I_X = 23.65 \text{ cm}^4$$

$$I_Y = 327 \text{ cm}^4$$

$$y = 83.2 \text{ mm (Distancia a la fibra mas alejada desde el C.G.)}$$

$$A = 7.8 \text{ cm}^2$$

$$q = 8.38 \text{ kgf/cm}$$

$$l = 70.5 \text{ cm}$$

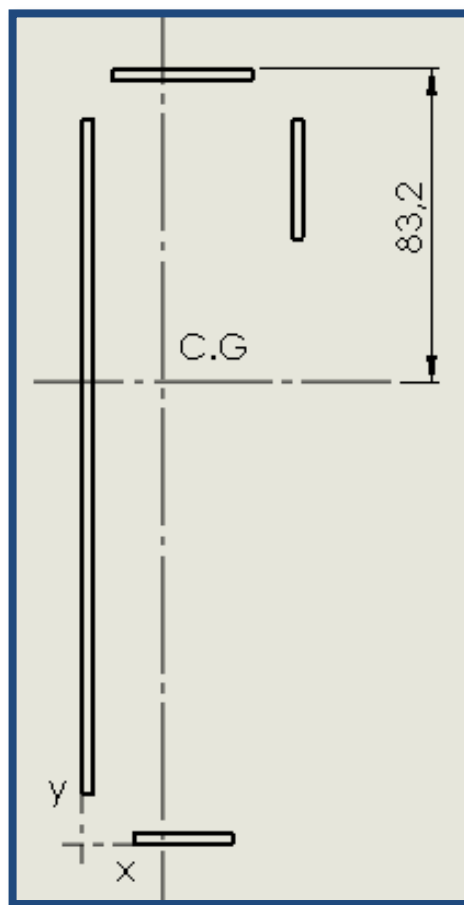


Fig. 11.1-4: Disposición de los cordones de soldaduras y referencias.

Tensiones de las soldaduras en el extremo superior:

$$n = \frac{M_{sd}}{I} \cdot y = \frac{q \times l^2}{2 \times I} \cdot y = \frac{8.38 \times 70.5^2}{2 \times 327} \times 8.32 = 529.86 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_n = \frac{V_{sd}}{A} = \frac{8.38 \times 70.5}{7.8} = 75.74 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_a = 0$$



Tensiones de las soldaduras en el extremo inferior:

$$y = 200 \text{ mm} - 83.2 \text{ mm} = 116.8 \text{ mm} \text{ (11.68 cm)}$$

$$n = \frac{M_{sd}}{I} \cdot y = \frac{q \times l^2}{2 \times I} \cdot y = \frac{8.38 \times 70.5^2}{2 \times 327} \times 11.68 = 743.85 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_n = 0$$

$$t_a = \frac{V_{sd}}{A} = \frac{8.38 \times 70.5}{7.8} = 75.74 \text{ kgf/cm}^2$$

Claramente, el cordón de soldadura sometido a mayor tensión es el que se encuentra en la parte inferior del perfil de la telera. Por lo tanto, los valores de tensión utilizados son los mayores.

$$\sigma_{\perp} = \sigma_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \times n = 526 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{\perp} = \tau_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \times n = 526 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{II} = t_a = 75.75 \text{ kgf/cm}^2$$

Para proceder con los cálculos se averiguan los coeficientes relacionados con el material de las chapas a soldar.

$$\text{Acero s235} = f_u = 360 \text{ N/mm}^2 = 3673 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Esfuerzo último)}$$

$$\beta_w = 0.80 \text{ (Coeficiente de correlacion en funcion del tipo de acero)}$$

$$\gamma_{M2} = 1.25 \text{ (Factor parcial de seguridad)}$$

$$\sqrt{\sigma_I^2 + 3 \times (\tau_I^2 + \tau_{II}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \text{ y } \sigma_I \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$$

$$\sqrt{526^2 + 3 \times (526^2 + 75.74^2)} \leq \frac{3673}{0.8 \times 1.25} \rightarrow 1060 \leq 3673 \text{ verifica}$$

$$526 \leq 0.9 \times \frac{3673}{1.25} \rightarrow 526 \leq 2644 \text{ verifica}$$

Se puede observar que los cordones de soldadura corroboran satisfactoriamente según la teoría propuesta.



### 11.2: Unión soldada, parante lateral-faldón

En la figura 11.2-1, se puede observar la carga a la cual está sometido el parante. En este caso, la soldadura está sometida a corte y a flexión. En la figura 11.2-2 se pueden observar los cordones de soldadura pertinentes.

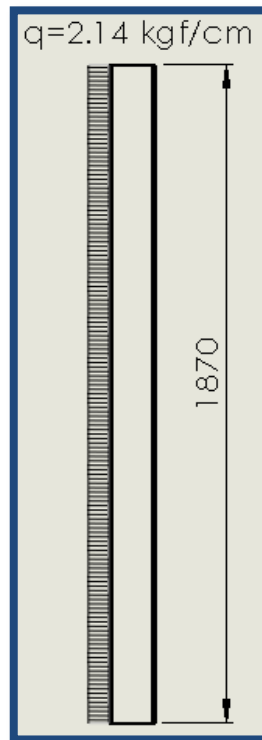


Fig. 11.2-1: Estado de carga del parante utilizado para el cálculo de la soldadura.

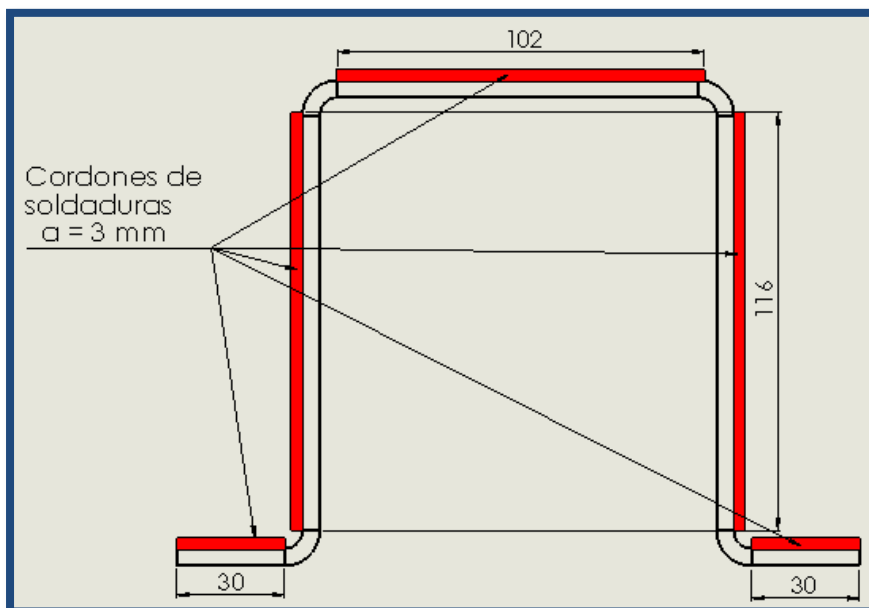


Fig. 11.2-2: Vista de los cordones de soldadura realizados en el parante.



Con la disposición de fuerzas, cordones de soldaduras, por medio de un software de cálculo procedimos a averiguar las propiedades de la sección de los cordones de soldadura.

$$I_X = 281 \text{ cm}^4$$

$$I_Y = 406 \text{ cm}^4$$

$$y = 7.14 \text{ mm (Distancia a la fibra mas alejada desde el C.G.)}$$

$$A = 11.82 \text{ cm}^2$$

$$q = 2.14 \text{ kgf/cm}$$

$$l = 187 \text{ cm}$$

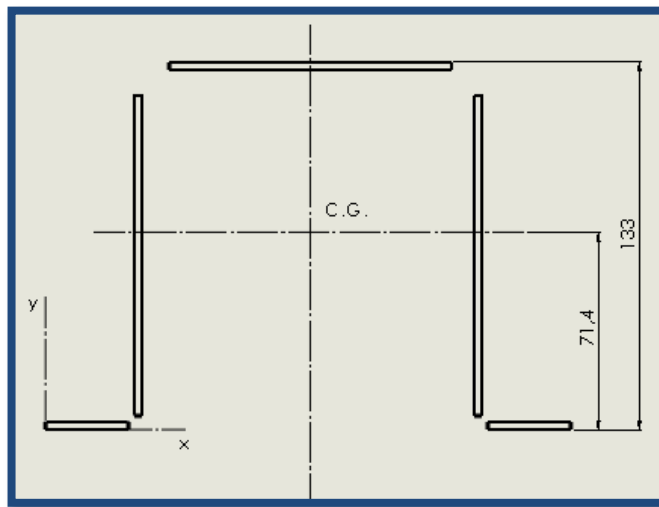


Fig. 11.2-3: Disposición de los cordones de soldaduras y referencias.

Tensiones de las soldaduras en el extremo inferior:

$$n = \frac{M_{sd}}{I} \cdot y = \frac{q \times l^2}{2 \times I} \cdot y = \frac{2.14 \times 187^2}{2 \times 281} \times 7.14 = 951 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_n = \frac{V_{sd}}{A} = \frac{2.14 \times 187}{11.82} = 34 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_a = 0$$

Tensiones de las soldaduras en el extremo superior:

$$y = 133 \text{ mm} - 71.4 \text{ mm} = 61.6 \text{ mm (6.16 cm)}$$

$$n = \frac{M_{sd}}{I} \cdot y = \frac{q \times l^2}{2 \times I} \cdot y = \frac{2.14 \times 187^2}{2 \times 281} \times 6.16 = 820 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_n = 0$$

$$t_a = \frac{V_{sd}}{A} = \frac{2.14 \times 187}{11.82} = 34 \text{ kgf/cm}^2$$



El punto más desfavorable es el inferior de la figura 11.2-3, esta parte recibe la acción directamente de la carga ya que se encuentra ubicado hacia la parte de adentro del acoplado.

$$\sigma_{\perp} = \sigma_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \times n = 672 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{\perp} = \tau_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \times n = 672 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{II} = t_a = 0$$

Para proceder con los cálculos se averiguan los coeficientes relacionados con el material de las chapas a soldar.

$$\text{Acero s235} = f_u = 360 \text{ N/mm}^2 = 3673 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Esfuerzo último)}$$

$$\beta_w = 0.80 \text{ (Coeficiente de correlacion en funcion del tipo de acero)}$$

$$\gamma_{M2} = 1.25 \text{ (Factor parcial de seguridad)}$$

$$\sqrt{\sigma_I^2 + 3 \times (\tau_I^2 + \tau_{II}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \text{ y } \sigma_I \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$$

$$\sqrt{672^2 + 3 \times (672^2)} \leq \frac{3673}{0.8 \times 1.25} \rightarrow 1345 \leq 3673 \text{ verifica}$$

$$672 \leq 0.9 \times \frac{3673}{1.25} \rightarrow 672 \leq 2644 \text{ verifica}$$

Se puede observar que los cordones de soldadura corroboran satisfactoriamente según la teoría propuesta.

### 11.3: Unión soldada, ojal trasero de lanza-plegado lanza

En la figura 11.3-1 se puede observar la carga a la cual está sometido el ojal trasero de la lanza. En este caso, la soldadura está sometida a cizalladura. En la figura 11.3-2 se pueden observar los cordones de soldadura pertinentes.

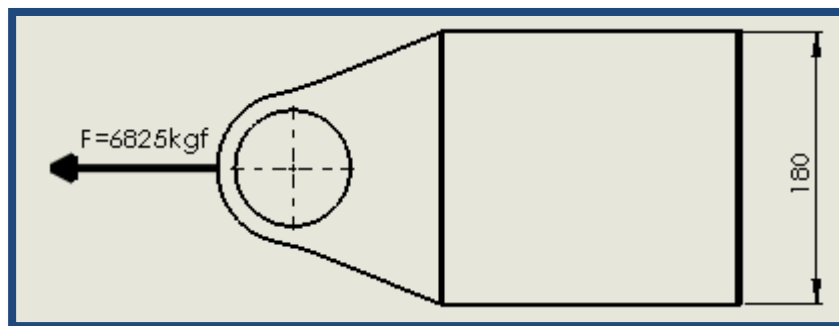


Fig. 11.3-1: Estado de carga del ojal trasero de la lanza utilizado para el cálculo de la soldadura.

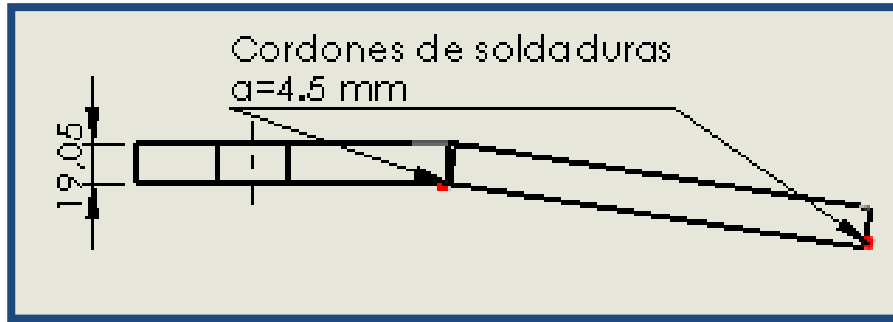


Fig. 11.2-2: Vista de los cordones de soldadura realizados en el ojal trasero de la lanza.

Cabe aclarar que los cordones de soldaduras están realizados por todo el largo del ojal (180 mm) y que, en este caso  $a=4.5$  mm debido al espesor de la planchuela a soldar.

Debido al esfuerzo a la que está sometida esta pieza, los cálculos son más simples y no es necesario averiguar los parámetros que en los casos anteriores eran necesarios. Por lo tanto:

$$\text{Acero s235} = f_u = 360 \text{ N/mm}^2 = 3673 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Esfuerzo último)}$$

$$F = 6825 \text{ kgf}$$

$$a = 4.5 \text{ mm}$$

$$l = 180 \text{ mm} = 18 \text{ cm}$$

$$n = \frac{f}{l \times a} = \frac{6825}{18 \times 0.45} = 843 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_n = 0$$

$$t_a = 0$$

$$\sigma_I = \frac{1}{\sqrt{2}} \times n = 596 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_I^2 + 1.8 \times (t_n^2 + t_a^2)} \leq f_u$$

$$596 \text{ kgf/cm}^2 \leq 3673 \text{ kgf/cm}^2 \text{ verifica}$$

Se puede observar que los cordones de soldadura corroboran satisfactoriamente según la teoría propuesta.



## Capítulo 12:

El sistema hidráulico del acoplado forrajero se subdividió en dos partes: cada una de ellas tiene una bomba para accionar el sistema, una de las bombas es la encargada de accionar los actuadores de la puerta principal, secundaria, trabas del eje trasero, que son las que se accionan cuando se debe hacer marcha atrás; y también, los encargados de la compresión y descarga que son los del piso deslizante y panel deslizante. La segunda parte del sistema es la encargada de accionar los rolos desmenuzadores, que son accionados mediante un motor hidráulico.

### 12.1 Cálculo del cilindro hidráulico de compresión.

Para el cálculo pertinente se tuvieron en cuenta ciertos parámetros, que son los siguientes.

$$F_{cil} = 12700 \text{ kgf (Fuerza a realizar por el cilindro)}$$

$$P = 120 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Presion de trabajo)}$$

$$P = \frac{F_{cil}}{A} \rightarrow A = \frac{12700 \text{ kgf}}{120 \text{ kgf/cm}^2} = 105.83 \text{ cm}^2 \rightarrow D = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = 11.6 \text{ cm} \rightarrow 116 \text{ mm}$$

$$F_{ret} = 500 \text{ kgf (fuerza que debe hacer el cilindro al retroceder)}$$

$$L = 1500 \text{ mm (carrera del cilindro)}$$

También, se plantean tres tiempos de acción para poder calcular la cilindrada de la bomba. El primer tiempo es de 20 s y es el momento, en el cual empieza y termina la compresión; luego, en el segundo tiempo, se mantiene la fuerza por 10 s y por último, el retroceso que se estimó en 10 s.

Caudales:

Área de incidencia en el avance del cilindro:

$$A_A = \pi \cdot R^2 \rightarrow \pi \cdot 5.8 \text{ cm}^2 = 106 \text{ cm}^2 \text{ (Por cada cm de avance se necesitan } 106 \text{ cm}^3)$$

Considerando la longitud del cilindro, calculamos el caudal necesario de la bomba para accionar este cilindro.

$$V_A = L \times A_A \rightarrow 150 \text{ cm} \times 106 \text{ cm}^2 = 15900 \text{ cm}^3 \rightarrow 15.9 \text{ lt (Volumen de avance)}.$$

Teniendo en cuenta que el avance del cilindro se da en un tiempo de 20 s; decimos que la bomba necesaria para realizar el trabajo en el tiempo estipulado, tiene que suministrar 48 lt/min. Cabe aclarar que, hay que hacer la comprobación de caudales para el periodo de retroceso, y es lo que se hará a continuación.





Área de incidencia en el retroceso del cilindro:

$$r = 30 \text{ mm (Radio del vástago del cilindro)}$$

$$A_R = \pi \times (R^2 - r^2) \rightarrow \pi \times ((5.8 \text{ cm})^2 - (3 \text{ cm})^2) = 77.42 \text{ cm}^2$$

$$V_R = L \times A_R \rightarrow 150 \text{ cm} \times 77.42 \text{ cm}^2 = 11611 \text{ cm}^3 \rightarrow 11.61 \text{ lt}$$

Considerando que el retroceso del cilindro se estimó en 10 s; por lo cual, el caudal necesario abastecido por la bomba, para que esto ocurra debe ser de 69.66~70 lt/min.

Para seleccionar la bomba teniendo en cuenta los volúmenes necesarios para el avance, y el retroceso del cilindro, escogeremos el que presente mayor demanda. En este caso, se da en el retroceso del cilindro, demandando 70 lt/min.

Si bien existen más cilindros en el acoplado, nunca se accionaran en forma simultánea, debido a, en un primer punto, por que no es necesario. Como segunda medida de seguridad teniendo en cuenta que, el accionamiento de las válvulas será completamente eléctrico, se pondrán restricciones que no permitan combinaciones innecesarias a la hora de accionar los cilindros hidráulicos.

## 12.2 Selección de la bomba hidráulica del sistema de actuadores.

Considerando el mayor caudal calculado (70 lt/min), en la sección 12.1 de este mismo capítulo; y teniendo en cuenta un rendimiento de la bomba igual al 90%; decimos que el caudal mínimo que se necesita es de 77 lt/min. Ingresando al catálogo de bombas hidráulica <sup>[17]</sup>, se selecciona la bomba que más se asemeja a las características necesarias:

Bomba: 25VQ14 la cual tiene un desplazamiento volumétrico de 45.4 cm<sup>3</sup>/rev o lo que es lo mismo a 85.8 lt/min.

## 12.3 Selección de la bomba hidráulica del sistema de rolos desmenuzadores.

Para la selección de la bomba necesaria para accionar los rolos desmenuzadores es necesario remitirse al capítulo N°10, donde encontramos las características técnicas del motor hidráulico, utilizado para tal fin:

Especificaciones del motor: (marca Roquet).

Modelo: 1MGP200

Desplazamiento geométrico: 200 cm<sup>3</sup>/rev

Par máximo (continuo): 285 N·m



Presión máxima entrada (continuo): 150 bares

Velocidad máxima (continuo): 284 rpm

Caudal máximo de aceite (continuo): 57 lt/min

Peso del motor: 6.7 kg

La bomba adecuada para el accionamiento del motor hidráulico, debe como mínimo tener un caudal de 57 lt/min, pero, si se considera un rendimiento del 90%, se puede afirmar que, la bomba necesaria será de 62.7 lt/min. Nuevamente, accediendo al catálogo <sup>[17]</sup> seleccionamos:

Bomba: 20VQ11 la cual tiene un desplazamiento volumétrico de 36.4 cm<sup>3</sup>/rev o lo que es lo mismo a 68.8 lt/min.

#### 12.4 Acople del sistema hidráulico al tractor.

Para acoplar las bombas hidráulicas, a la toma de fuerza del tractor, es necesario colocar un multiplicador de revoluciones, ya que, el régimen de revoluciones de una toma de fuerza convencional es de 540 rpm. Por ende, a través del catálogo <sup>[18]</sup> se seleccionó un multiplicador de 1:3.5, con el cual, a la salida tendremos 1890 rpm, lo que garantiza un buen funcionamiento de las bombas del sistema.



Figura 12.4-1: Multiplicador y bomba hidráulica.



## 12.5 Dimensionamiento de tuberías y mangueras.

Para el dimensionamiento de las tuberías, se considera el caudal que ofrece la mayor bomba, y se estandarizará todo con la misma medida.

En la tabla 12.5-1 se muestran las velocidades de flujo del aceite.

TUBERÍA DE ASPIRACIÓN	TUBERÍA DE RETORNO	TUBERÍA DE PRESIÓN (kg/cm <sup>2</sup> )					
		0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200
0.5 a 1.5 m/seg.	2 m/seg.	3 m/seg.	3,5 m/seg.	4 m/seg.	4,5 m/seg.	5 m/seg.	5,5 m/seg.

Tabla 12.5-1: velocidades de flujo en las tuberías.

### 12.5.1 Diámetro de la tubería de aspiración.

Cálculos:

$$Q = 85.5 \text{ lt/min} \rightarrow 1425 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Vel = 1.5 \text{ m/s} \rightarrow 150 \text{ cm/s}$$

$$Q = Vel \times A \rightarrow A = \frac{1425 \text{ cm}^3/\text{s}}{150 \text{ cm/s}} = 9.5 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}} = 3.48 \text{ cm} \rightarrow 34.8 \text{ mm}$$

Procedemos a elegir la manguera adecuada:

Manguera SAE 100R13 c/4 espirales de acero										Hidráulica
<b>M013C</b>										
N° Código	Número de la medida	Diámetro interior manguera		Presión de trabajo		Ø de refuerzo (mm)	Presión mínima de rotura		Ø exterior manguera (mm)	Radio mínimo de curvatura (mm)
		pulgadas	milímetros	Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pulg <sup>2</sup>		Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pulg <sup>2</sup>		
12C13-19	19	3/4"	18.6 - 19.8	420	6090	28.3 - 29.1	1680	24360	32.5	280
16C13-25	25	1"	25 - 26.4	380	5510	35.4 - 36.2	1520	22040	40	340
20C13-32	32	1.1/4"	31.4 - 33	325	4713	42.2 - 43	1380	20014	47.1	460
24C13-38	38	1.1/2"	37.7 - 39.3	290	4205	49 - 49.8	1160	16820	55	560
32C13-51	51	2"	50.4 - 52	250	3625	63.4 - 64.2	1000	14500	69.3	700

Tabla 12.5.1-1: Tabla de mangueras hidráulicas de media presión.



El diámetro interior de la manguera necesaria para cumplir con las exigencias de la bomba, debe ser de 34.8 mm, pero, comercialmente no existe este diámetro, entonces, buscamos lo que más se asemeja al diámetro necesario, que este caso es lo que se encuentra resaltado en la tabla 12.5.1-1. Se podría haber elegido el diámetro siguiente menor, pero para evitar cavitaciones en la bomba, se prefirió considerar el diámetro siguiente superior.

### 12.5.2 Diámetro de la tubería de presión.

Para calcular el diámetro de la tubería, para los conductos de presión, se escoge el caudal que demanda el cilindro mayor, a la hora de realizar el trabajo de compresión, o la descarga del acoplado.

Cálculos:

$$Q = 70 \text{ lt/min} \rightarrow 1167 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Vel = 3.5 \text{ m/s} \rightarrow 350 \text{ cm/s}$$


$$Q = Vel \times A \rightarrow A = \frac{1167 \text{ cm}^3/\text{s}}{350 \text{ cm/s}} = 3.33 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}} = 2.06 \text{ cm} \rightarrow 20.6 \text{ mm}$$

Procedemos a elegir la manguera adecuada:

Manguera SAE 100R13 c/4 espirales de acero Hidráulica

## M013C



N° Código	Número de la medida	Diámetro interior manguera		Presión de trabajo		Ø de refuerzo (mm)	Presión mínima de rotura		Ø exterior manguera (mm)	Radio mínimo de curvatura (mm)
		pulgadas	milímetros	Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pulg <sup>2</sup>		Kg/cm <sup>2</sup>	Lb/pulg <sup>2</sup>		
12C13-19	19	3/4"	18.6 - 19.8	420	6090	28.3 - 29.1	1680	24360	32.5	280
16C13-25	25	1"	25 - 26.4	380	5510	35.4 - 36.2	1520	22040	40	340
20C13-32	32	1.1/4"	31.4 - 33	325	4713	42.2 - 43	1380	20014	47.1	460
24C13-38	38	1.1/2"	37.7 - 39.3	290	4205	49 - 49.8	1160	16820	55	560
32C13-51	51	2"	50.4 - 52	250	3625	63.4 - 64.2	1000	14500	69.3	700

Tabla 12.5.2-1: Tabla de mangueras hidráulicas de media presión.

En la parte recuadrada en color rojo de la tabla 12.5.1-1, se observa el diámetro de la manguera que se escoge, es ligeramente menor al calculado. En este caso, no se escoge el inmediatamente superior porque el único inconveniente que se puede producir, es la aceleración del fluido dentro de la tubería. Si bien, ese fenómeno aumenta la temperatura del fluido, el uso no es constante. Por lo tanto, no genera un problema mayor.

### 12.6 Válvulas utilizadas.

Las válvulas utilizadas en el sistema hidráulico, son comandadas mediante solenoides. Las mismas responden a la norma europea CETOP 3; las cuales admiten un caudal máximo de 80 lt/min. Para el accionamiento de los cilindros, se utilizan válvulas de 4 vías y 3 posiciones con centro cerrado, y también, se usa una válvula by pass de 3 vías y 2 posiciones que se acciona paralelamente a cualquiera de las válvulas, asignadas a cada actuador. Con la colocación de esta válvula, se consigue un retorno directo al tanque cuando no hay ningún actuador accionado.

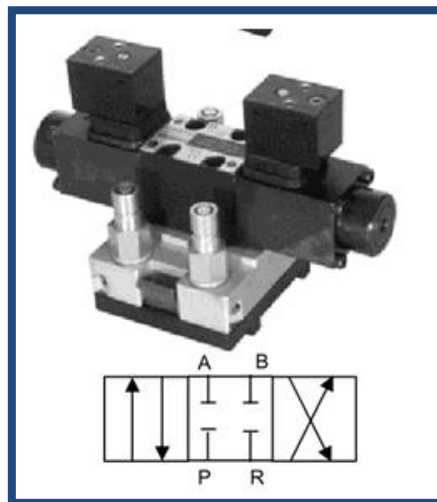


Fig. 12.6-1: Válvula CETOP 3 de 4 vías y 3 posiciones con solenoides.

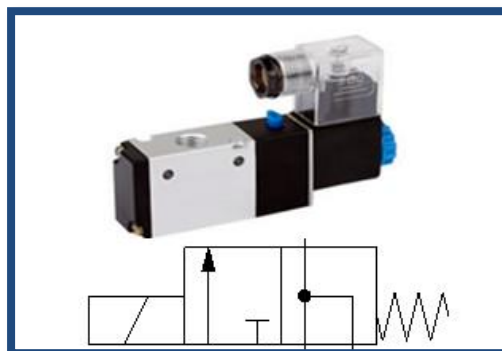


Fig. 12.6-2: Válvula CETOP 3 de 3 vías y 2 posiciones con solenoide.



### **12.7 Depósito de aceite.**

Según la teoría utilizada, para el cálculo de circuitos hidráulicos, el depósito de aceite debe tener una capacidad igual o superior a tres veces el caudal máximo del sistema. Esto es, cuando no hay un radiador, o refrigerador del fluido y cuando el uso es continuo.

Para nuestro caso particular, dado el sistema implementado, no se cree conveniente tanta cantidad de aceite.

Dado que el uso del circuito es intermitente, y de un lapso de tiempo de aproximadamente un minuto. Se cree conveniente que la capacidad del depósito sea de 186 l.

Este volumen, surge de la suma de los caudales de las dos bombas que tiene el circuito más un 20 % de incremento, para suplir cualquier inconveniente.



## **Bibliografía.**

- [1] **Diseño de elementos de máquinas, Virgin Moring Faires.**
- [2] **Estabilidad primer curso, Enrique D. Fliess.**
- [3] **Estabilidad segundo curso, Enrique D. Fliess.**
- [4] **Hidráulica e hidráulica proporcional, Sergio Scauso.**
- [5] **Cálculos hidráulicos, Sohipren S.A.**
- [6] **Silos teoría y práctica, Marcel L. Reimbert, André M. Reimbert.**
- [7] **Apunte Materiales metálicos, Eduardo Cerutti.**
- [8] **Soldadura, Universidad politécnica de Catalonia.**
- [9] **Forrajes conservados de alta calidad y aspectos relacionados al manejo nutricional, Mario A. Bragachini - INTA.**
- [10] **Catálogo de ejes ADR GEPLASMETAL.**
- [11] **Catálogo de retenes DBH.**
- [12] **Catálogos de rodamientos SKF.**
- [13] **Catálogo de repuestos para acoplados Felix Suarez.**
- [14] **Catálogo de cilindros hidráulicos Peyrano.**
- [15] **Apunte transmisión por cadenas, Ing. A. R. Odetto.**
- [16] **Catálogo de Motores hidráulicos, Roquet.**
- [17] **Catálogo de bombas hidráulicas, Vickers.**
- [18] **Catálogo de accesorios hidráulicos, Hidraoil.**



**Softwares utilizados.**

**[I] SolidWorks 2010.**

**[II] SolidWorks Simulation 2010.**

**[III] Photo View 360.**

**[IV] Xvigas.**

**[V] Analysis.**

**[VI] Automation Studio 5.0.**