



ÍNDICE

CAPITULO Nº1: INTRODUCCIÓN	3
1 – HENIFICADO.....	3
1.1 NECESIDAD DE LA CONSERVACIÓN DE FORRAJES.....	4
1.2 EN QUÉ CONSISTE LA HENIFICACIÓN	4
1.3 EL HENO EN LAS RACIONES DE GANADO	5
2 – TIPOS DE HENO.....	7
3 – PASOS DEL PROCESO DE HENIFICADO	9
3.1. SIEGA O CORTE	9
3.2. SECADO Y ACONDICIONADO	10
3.3 ACONDICIONADORES DE RODILLOS.....	12
3.4 LOS RASTRILLOS.....	13
3.3.1 EFECTO DE LOS RASTRILLOS EN EL HENIFICADO.....	14
3.5 EMPACADO.....	14
4. SUMINISTRO DE HENO AL GANADO	15
CAPITULO Nº 2: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CARGA	19
2.1 CÁLCULO DE PÚAS.....	19
2.2 CÁLCULO DE CRUCERO HORIZONTAL.....	20
2.3 CALCULO DE CILINDRO HIDRÁULICO.....	21
2.4 VERIFICACIÓN AL PANDEO	23
2.5 CÁLCULOS DE BRAZOS.....	24
CAPITULO Nº 3: DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS.....	27
3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL ENGANCHE	30
CAPITULO Nº 4: CÁLCULO DEL EJE	33
4.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA LA PUNTA DEL EJE	41
4.4 SELECCIÓN DE MASA, LLANTA Y NEUMATICOS	45
5.1 CÁLCULO DE TIEMPO DE DESMENUZADO	47
5.2 POTENCIA REQUERIDA DEL DESMENUZADOR.....	50
5.2.1 POTENCIA DEL ACARREADOR EN VACÍO	50
PROYECTO FINAL: CARGADOR- DESMENUZADOR DE ROLLOS	1



5.2.2 POTENCIA NECESARIA PARA DESGARRAR.....	53
5.2.3 POTENCIA DE DESGARRO REAL	55
5.2.4 ENERGÍA ROTACIONAL DEL ROLLO	56
5.3 CÁLCULO DE PIÑONES Y CORONAS.....	57
5.4 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES DEL ACARREADOR.....	60
5.5 CÁLCULO DEL EJE N1	66
5.6 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 3 DEL DESMENUZADOR.....	74
5.7 SELECCIÓN Y CÁLCULO DE CADENAS	77
5.8 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE CHAVETAS	84
5.9 SIMULACION DE CAJA DE DESMENUZADO	90
5.10 CÁLCULO DE SOLDADURA DE CAJA DESMENUZADO CON CHASIS	96
CAPITULO Nº6: ELEMENTOS DE SEGURIDAD EN LA MÁQUINA.....	102
CAPITULO Nº 7: CODIFICACIÓN DE PIEZAS	109
BIBLIOGRAFIA.....	111



CAPITULO N°1: INTRODUCCIÓN

La producción de alimentos provenientes de la agricultura y la ganadería vacuna en la región pampeana, es tradicionalmente, uno de los ejes de la economía argentina. El principal producto del sector es la soja, una oleaginosa que ocupa la mitad de las tierras sembradas y que origina la cadena de la soja, uno de los principales encadenamientos productivos del país. Los principales productos agropecuarios del país son:

- Los granos, que se dividen a su vez en dos grandes sectores:
 - Oleaginosas: principalmente, soja y en menor medida girasol.
 - Cereales: principalmente, maíz y trigo.
- El ganado vacuno: principalmente de las razas Aberdeen Angus, Hereford y Shorton, para la producción de carne vacuna, componente básico de la dieta de la población argentina;
- El ganado Holando-Argentino: para la producción de leche.

Principalmente en la zona que nos encontramos, la producción agropecuaria es destinada a la producción de carne y leche, con lo cual la conservación y distribución de forrajes es la clave de un buen desarrollo agropecuario.

Cuando hablamos de forrajes, no solo nos basamos en las pasturas que pueden consumir los animales sino también a la elaboración de silaje como de rollos (heno), lo cual este último es la principal importancia en este proyecto.

Hablamos de reserva de forrajes para pasar los baches de producción invernal y estival, mientras que ahora los Forrajes se usan en forma casi continua y hasta podemos trabajar solo con ellos.

La mayor calidad del forraje empieza con la que posee cuando está en pie. En adelante debemos tratar de perder lo menos posible. La importancia de cuidar las hojas, radica en que en ellas se encuentra entre el 60% y el 70% de los nutrientes y que es la parte de la planta de mayor digestibilidad.

Conservar un forraje de mala calidad cuesta igual que uno de buena calidad y resultará una producción menor de carne o leche por cada kg de materia seca conservada, con lo cual tenemos que asegurarnos que su distribución sea la más adecuada posible.

1 – HENIFICADO



1.1 NECESIDAD DE LA CONSERVACIÓN DE FORRAJES

La producción de forrajes verdes es estacional. Alcanza un máximo en primavera, puede no darse crecimiento estival por falta de agua y hay parada vegetativa en invierno.

Durante esas etapas en que no hay forrajes verdes surge la necesidad de alimentar al ganado con el forraje excedente de primavera y/u otoño. Pero el forraje verde es un producto perecedero y sólo puede conservarse transformado mediante técnicas especiales.

Para los animales resulta beneficioso recibir alimentos secos (henos) en épocas en que la hierba joven es demasiado acuosa. Y, por el contrario, el disponer de un alimento con un mayor contenido en agua (ensilado) será un complemento equilibrado en los períodos en los que domina la alimentación seca.

Con la aplicación de estas técnicas es inevitable una pérdida cuantitativa y cualitativa. No se va a poder conservar la totalidad de la materia seca del forraje recolectado con este fin y su valor nutritivo también va a resultar inferior. Lo que hay que buscar es minimizar esas pérdidas del modo más económico posible.

1.2 EN QUÉ CONSISTE LA HENIFICACIÓN

La henificación es un proceso de conservación para estabilizar el material vegetal por evaporación de la mayor parte del agua que contiene.

Cuando en un vegetal separamos la parte aérea de la raíz, aquélla queda privada del suministro de agua y de elementos nutritivos. Pero sus células aún permanecen vivas durante un cierto período de tiempo a expensas de sus principios nutritivos, que permiten la respiración e incluso, procesos de síntesis.

Una vez muertas (marchitamiento), comienzan a multiplicarse hongos y bacterias a costa del material vegetal, mientras haya suficiente agua que sirva como medio para los procesos enzimáticos. Así pues, el objetivo de la henificación es eliminar rápidamente el agua hasta que se alcance un nivel



limitante para la actividad vegetal y microbiana. Esto se sitúa en torno a un 20 %, mientras que un forraje verde contiene alrededor de un 80 %.

Segado éste, se elimina vapor de agua por las estomas de las hojas y células exteriores a velocidad constante, hasta que alcanza un 65 % de humedad. Entonces se cierran las estomas y sólo se evapora agua a través de las células exteriores de la epidermis. La velocidad decae progresivamente.

El resultado es que las hojas se desecan mucho más rápidamente que los tallos, que carecen de estomas. Una parte del agua que contienen se evapora después de su transferencia a las hojas.

A medida que la humedad se aproxima a un 30 %, el agua se desprende muy lentamente de los tallos, en especial de sus partes más gruesas, mientras que las hojas están casi en equilibrio con la humedad ambiente y se vuelven muy frágiles.

Alcanzado el 20 % de humedad, la hierba ya se ha convertido en heno. Las operaciones de recogida, manipulación y almacenado de ese heno también se consideran integrantes del proceso de henificación.

Existe una serie de técnicas encaminadas a agilizar este proceso de evaporación de agua, a acelerar la muerte de la planta e impedir la actividad de hongos y bacterias.

1.3 EL HENO EN LAS RACIONES DE GANADO

La principal razón para incluir heno en las raciones de los animales rumiantes (vacas, ovejas y cabras) y en las de los caballos, es proporcionar energía para sostener las diferentes actividades productivas, como son la producción de carne, leche, lana y trabajo. También porque los rumiantes necesitan algo de alimento fibroso. Si se les da heno a temprana edad, los terneros desarrollan el rumen y se previene la anemia. Por otra parte, este tipo de alimento proporciona la energía a mucho menor costo que los alimentos concentrados. En el caso de los rumiantes y de los caballos los henos tienen mucha menos importancia como proveedores de proteínas, minerales y vitaminas, que como proveedores de energía.

En cambio el heno tiene mucha mayor significación como fuente de vitaminas, minerales y proteínas, que como fuente de energía en el caso de los animales monogástricos (por ejemplo, las aves y los cerdos).



La falta de heno en la ración acarrea muchos problemas graves en lecheros de alta producción, como incidencia de cetosis y abomaso desplazado. Además de estos males atribuibles a las raciones exentas de heno, merece señalarse que el tenor graso de la leche puede llegar a ser un 1 por ciento menor cuando se da una ración exclusiva de silo y concentrados.

Los siguientes hechos fundamentales, explican brevemente las diferencias entre los animales, respecto al valor relativo del heno como fuente de los diversos elementos nutritivos:

- El heno contiene de un 40 a un 70 por ciento de hidratos de carbono complejos (celulosas y hemicelulosas) que requieren una digestión a base de fermentación por bacterias.
- El tubo digestivo de los rumiantes es grande, contiene una elevada cantidad de bacterias y tiene un punto específico de acción de las bacterias (la panza o herbario), situado cerca de la parte inicial, lo que da mayor oportunidad para que los productos de la digestión sean absorbidos por la sangre, en lugar de ser eliminados con las heces.
- Las relaciones simbióticas entre las bacterias gastrointestinales y el huésped, no están tan bien desarrolladas en el caballo como en los rumiantes, pero son mucho mejores que en los cerdos o en las gallinas.
- Los animales con estómago sencillo, tienen que confiar para obtener la energía que necesitan, en alimentos que puedan ser digeridos por enzimas elaboradas por su propio organismo.
- Además de formar a partir de sustancias complejas, sustancias simples, capaces de ser absorbidas por la sangre, las bacterias gastrointestinales sintetizan muchas sustancias, como los aminoácidos y ciertas vitaminas, que son esenciales para la nutrición.
- Los rumiantes, pueden sintetizar grandes cantidades de aminoácidos a partir de elementos nitrogenados más simples, como el amonio, cosa que no pueden hacer los animales mono gástricos.



- Los animales con estómago sencillo, tienen que recibir con su ración aminoácidos ya formados. Los rumiantes necesitan una cantidad mucho menor de proteína digestible en su ración, que los animales mono gástricos.
- Los animales con estómago sencillo, tienen que recibir con la ración, las vitaminas del complejo B y la vitamina K.

2 – TIPOS DE HENO

Aunque existen henos preferidos, una gran variedad de leguminosas y pastos se pueden utilizar y se utilizan con buenos resultados para preparar heno; el tipo que se produzca depende del suelo, inclusive pH, clima, etc.

En términos generales, las leguminosas deben destinarse a la preparación de heno siempre que estén adaptadas, sea sola o combinada con uno o más pastos. Puede que haya una sola excepción a esta recomendación en el caso de los caballos, en que a veces sería preferible un heno de pasto de buena calidad.

Siempre que sea factible, se recomienda que se cultive una leguminosa para preparar heno porque, en comparación con los pastos, las leguminosas son más ricas en proteínas, vitaminas y minerales, su rendimiento es mayor y fijan nitrógeno cuando se las inocula, porque las bacterias (rizobios) que están en sus raíces captan el nitrógeno atmosférico libre. Sin embargo, muchas veces es preferible una mezcla de pastos y legumbres por razones de sabor y facilidad de henificado.

He aquí los principales cultivos para heno y los aspectos más importantes de cada uno:

1. Alfalfa. La alfalfa rinde el mayor tonelaje por hectárea y produce el heno de leguminosas que mayor proteína contiene. Es rica en calcio, proteína y caroteno y también en muchos otros minerales y vitaminas.

Está sujeta a la pérdida de las hojas si no se la cosecha correctamente y, como las hojas son la parte más nutritiva de la planta, el valor alimenticio de la alfalfa se deteriora mucho si se quiebran las hojas por desecamiento.

El factor limitante en el cultivo de la alfalfa es al acidez, excepto en la germinación pudiendo ser de hasta 4.



El pH óptimo del cultivo es de 7.2, recurriendo a encalados siempre que el pH baje de 6.8, además los encalados contribuyen a incrementar la cantidad de iones de calcio en el suelo disponibles para la planta y reducir la absorción de aluminio y manganeso que son tóxicos para la alfalfa.

2. Heno de cereales. Los cereales como la cebada, la avena, el centeno y el trigo son buenos cultivos para heno si se siegan cuando los tallos y las hojas están verdes todavía. Producen un heno más nutritivo si se siegan en la etapa en que los granos están blandos. En comparación con las leguminosas y la mayoría de los pastos, los henos de cereales rinden menos y no son tan nutritivos. En general son pobres en proteína, calcio y caroteno, y si se los deja madurar suelen ser más ricos en fibra que los cultivos para heno más comunes.

El heno de avena es un alimento excelente para caballos. Se henifica con facilidad y a los caballos les agrada.

El heno de avena es pobre en proteína, de modo que su valor alimenticio se acrecienta mucho cuando se da junto con alfalfa o alguna otra leguminosa.

3. Tréboles. Los tréboles suelen cultivarse para heno en combinación con pastos. La combinación de trébol y fleo es la más popular. En comparación con la alfalfa, los henos mezclados de trébol y fleo contienen menos proteína y su calidad no es tan buena.

4. Henos de gramíneas. La mayoría de los pastos que crecen a suficiente altura se pueden emplear para preparar heno. Entre los pastos que se suelen cosechar para el heno figuran fleo, moha, mijo, pasto, sorgos híbridos, Sudan grass, etc.

Los pastos suelen ser más pobres en proteína y calcio, más ricos en fibra y menos sabrosos que los henos de leguminosas comunes, y, con excepción del Sudan grass y de los sorgos híbridos, no rinden tanto como la mayoría de las leguminosas. Sin embargo, crecen en condiciones más diversas que la mayoría de las leguminosas y muchas veces ocurren como vegetación nativa en regiones incultivables.

La fase de crecimiento del forraje en el momento de la siega es el principal factor que determina el valor nutritivo del producto conservado. Cuanto más se retrasa la fecha de la siega, mayor es el rendimiento, menor la digestibilidad y el valor de energía neta, y menor la ingestión de materia seca



por los animales. Por consiguiente, a igualdad de condiciones de desecación, los henos con forrajes segados en estado tierno, son de mayor valor nutritivo que los hechos con forrajes más maduros

3 – PASOS DEL PROCESO DE HENIFICADO

3.1. SIEGA O CORTE

Con esta operación se inicia cualquier cadena de recolección y consiste en separar el tallo de la raíz, que permanece unida al suelo, en toda la superficie del campo.

Para valorar la calidad del trabajo de una segadora se debe considerar:

- La limpieza con la que se realiza el corte.
- El grado de contaminación con tierra de la hierba segada.

Dos son los principios básicos generalizados para realizar la siega: el empleo de cuchilla y contracuchilla, que actúan durante el corte como una tijera, produciendo un cierre por aplastamiento en las zonas cortadas, y el corte con golpe con una cuchilla desplazándose a alta velocidad (sin contracuchilla), que solo producirá un corte limpio si la velocidad es suficientemente alta y la cuchilla está bien afilada, pero sin el aplastamiento y cierre de la zona cortada.

Para realizar este trabajo existen básicamente dos tipos de segadoras, alternativas o barras de corte, y rotativas. Las alternativas son las clásicas barras guadañadoras o segadoras, que han sido durante mucho tiempo las principales máquinas de siega, arrastradas por animales, acopladas lateralmente al tractor, o más recientemente autopropulsadas (motosegadoras y cosechadoras de forraje). Pueden ser de dos tipos según su mecanismo de corte, de dedos (barras normales) o de doble cuchilla.

La barra segadora realiza un corte limpio de la planta, lo que facilita un rebrote rápido, pero es más lenta y frágil que los otros tipos de segadoras. Necesita un terreno uniforme bien nivelado, especialmente para el trabajo de máquinas autopropulsadas de corte amplio. Es ideal para la siega de alfalfa y de cualquier planta que se espera rebrote posteriormente. En cambio tiene problemas en la siega de cultivos forrajeros muy densos como



veza–avena o praderas encamadas. Requiere un mantenimiento de cuchillas cuidadoso, siendo recomendable su afilado frecuente.

El corte se produce por la acción conjunta de las dos piezas componentes de la barra, una móvil y otra fija (inmóvil) que actúa de contracuchilla. Los tallos son cortados por la acción de las dos, que actúan como tijeras.

En las barras de doble cuchilla que carecen de dedos, existen dos sierras accionadas de forma contraria, lo que permite un mayor rendimiento y un menor número de atascos.

Aparte de las barras de corte citadas, movidas por la toma de fuerza del tractor, hay que destacar la existencia de máquinas autopropulsadas con el mismo sistema de corte, bien de pequeño tamaño, como las motosegadoras, útiles para el trabajo en pequeñas o medianas parcelas, bien de gran tamaño (más de 2 m de ancho de corte), aptas para las grandes explotaciones. Estas últimas, se fabrican hoy combinadas con rodillos acondicionadores, denominándose la máquina segadora–acondicionadora autopropulsada.

No obstante las segadoras alternativas se han quedado obsoletas para la agricultura moderna frente a las rotativas. Una de las principales razones es que las alternativas ofrecen una velocidad de trabajo bastante inferior.

Los trabajos de siega conviene realizarlos después de la salida del sol, una vez que el forraje ha perdido algo de humedad y rocío de la noche.

En lo que respecta a la altura de corte, conviene hacerla a 5 cm del suelo. De esta forma se facilita el secado del forraje, ya que habrá una circulación del aire más libre a través de la masa forrajera segada.

3.2. SECADO Y ACONDICIONADO

El secado o curación de la hierba o forraje tiene por objetivo reducir su contenido de agua a menos de un 20 %, con la menor pérdida posible de hojas.

Los factores que determinan la rapidez de la pérdida de agua del forraje a henificar son: el clima, la cantidad y disposición de la hierba en la hilera y el tipo de planta.

A nivel de planta individual, la pérdida de agua se produce a través de las hojas, mientras que el agua de los tallos se elimina en parte después de su translocación a las hojas. También existen diferencias entre especies en



cuanto a la rapidez de desecación, siendo en general las gramíneas más rápidas que las leguminosas, y entre éstas el trébol blanco más lento que otras plantas.

El proceso de secado se acelera y el forraje gana en calidad cuando el troceado es uniforme; también se acelera mediante el acondicionamiento del forraje, realizado por el paso del mismo entre dos rodillos que aplastan los tallos de las plantas.

El acondicionamiento del forraje acelera el tiempo de secado en más de un 20% y es tanto más eficaz cuanto mayor es el contenido de agua de la planta, ya que su principal ventaja es aumentar la velocidad de evaporación de los tallos.

También permite la desecación simultánea de tallos y hojas, lo cual es importante en leguminosas, cuyas hojas suelen secarse en muy pocas horas mientras que los tallos tardan mucho más tiempo. Sin embargo, con clima húmedo, las pérdidas por arrastre de la lluvia pueden ser mayores cuando se acondiciona el forraje, sea cual sea el método. El acondicionado debe realizarse inmediatamente después de la siega, o simultáneamente, cuando se dispone de segadora-acondicionadora. Su acción es particularmente importante en la primera fase del secado del forraje (hasta llegar al 50% de humedad), fase en la cual la velocidad de evaporación puede aumentarse al doble mediante el acondicionamiento.

Otro sistema de acelerar la velocidad de secado se basa en la laceración de los tallos producida por el sistema de corte de las segadora-rotativas de eje horizontal (de mayales). Sin embargo las pérdidas son mayores, especialmente de hojas, y no se recomiendan en absoluto para leguminosas.

El secado en zonas de clima húmedo se realiza extendiendo el forraje por toda la superficie segada, pero si el terreno está húmedo, es conveniente dejar un rastrojo un poco alto e hilerar estrechamente el forraje, que debe voltearse una o dos veces al día. En zonas muy secas es aconsejable hilerar rápidamente para evitar una desecación muy rápida de las hojas, que luego pueden perderse en el proceso de recolección, mientras que los tallos permanecen aún con humedad. Por las noches se debe dejar en todos los casos el forraje bien hilerado para protegerlo del rocío o posibles lluvias. El secado en hileras, aunque más lento, se hace necesario para obtener un heno de calidad.



En condiciones secas normales, con uno o dos pases de rastrillo hilerador es suficiente para un heno de calidad, el primero a las 24 ó 36 horas del corte y el segundo (si es necesario) entre 24 y 36 horas antes de empacar.

Un exceso de movimiento de los cordones de heno encarece su realización y aumentan las pérdidas mecánicas, aunque en caso de lluvias a veces es necesario realizar de 3 a 5 movimientos. En condiciones secas, todos estos movimientos de las hileras deben hacerse por la mañana temprano, a fin de evitar las pérdidas de hojas ya citadas.

Se estima que se necesitan de 15 a 20 horas de sol, en condiciones favorables para secar el heno destinado al empacado. Si el forraje ha sido acondicionado en el momento de la siega sólo se necesitan 8 o 10 horas de sol para el mismo secado. Además, se mantiene el color natural del forraje, aumentando la palatabilidad del heno y su mejor aprovechamiento por el ganado. Es, por tanto, imprescindible para producir heno de calidad, especialmente en plantas de tallo grueso como la alfalfa.

Normalmente el acondicionador va asociado a la segadora, con independencia del dispositivo de siega utilizado, y la hierba debe quedar formando un baraño hueco y voluminoso, con las hojas hacia dentro y los tallos hacia fuera, y apoyado sobre el rastrojo para que la hierba segada quede aislada del suelo, generalmente más frío y húmedo.

Para producir el acondicionado se utilizan generalmente pares de rodillos, lisos o dentados, o bien dedos montados sobre un rotor que golpean la hierba de manera similar a como lo hace una segadora de mayales después del corte.

3.3 ACONDICIONADORES DE RODILLOS

Los rodillos producen un aplastamiento de la hierba al girar por parejas en sentidos contrarios. El material utilizado para la construcción, el área de contacto y la presión entre ambos condiciona la intensidad de su acción. Las acanaladuras en los rodillos dificultan la tendencia del forraje a enrollarse en los cilindros, impidiendo su correcto funcionamiento.

La velocidad periférica de los rodillos es de tres a cuatro veces más rápida que la de avance de la máquina, para que se produzca la succión de los tallos y su aplastamiento, además de obligar a la hierba a salir de la máquina a



mayor velocidad que la de avance, formando un baraño suelto y aireado que no precise sucesivos esparcidos y aireados.

Dependiendo de las características constructivas de los rodillos pueden ser de rodillos lisos y de rodillos dentados, de rodillos de goma

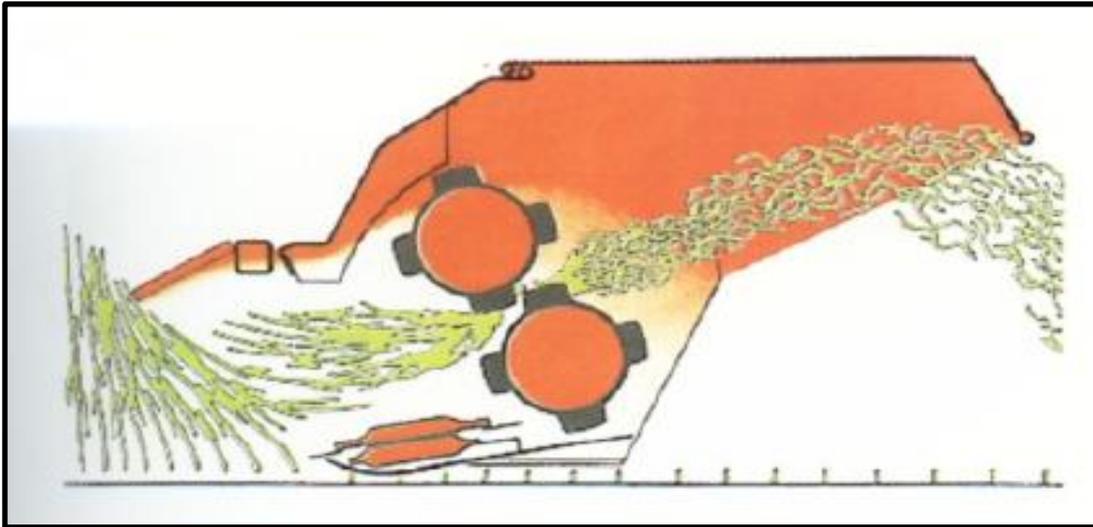


Figura 1.1- Acondicionador a rodillos

3.4 LOS RASTRILLOS

Los rastrillos aparecen ante la necesidad de agrupar el forraje en cordones para incrementar la capacidad de trabajo de las máquinas que tienen que realizar la recogida. Sin embargo, se pueden considerar unas máquinas polivalentes capaces de:

- Formar cordones de hierba esparcida en toda la superficie del campo.
- Unir varios cordones pequeños en uno mayor.
- Esparcir el forraje acordonado por toda la superficie del campo.
- Voltear los cordones de manera que se pongan hacia arriba las partes más húmedas.

Cuando las características del rastrillo se adaptan preferentemente para realizar las operaciones indicadas en los dos primeros grupos, se suele hablar de rastrillo hilerador-acordonador, mientras que si se adaptan a los dos últimos se suelen considerar como volteador o henificador.



3.3.1 EFECTO DE LOS RASTRILLOS EN EL HENIFICADO

Tres son los aspectos fundamentales que se deben analizar para valorar el trabajo de un rastrillo:

- Los daños que se producen en el forraje.
- La contaminación por tierra.

El estado en que queda el cordón sobre el que debe trabajar la máquina recogedora que sigue en la cadena.

Los daños en el forraje siempre están en relación con el grado de humedad de éste. Así, con el mismo rastrillo, se tienen pérdidas del 1–2% en el momento de la siega, 4–5% en el acordonado y si el heno está próximo a la desecación estas pérdidas pueden alcanzar del 8 al 10%.

Hay diferentes tipos de rastrillos:

- Rastrillos de molinete horizontal oblicuo.
- Rastrillos de soles.
- Rastrillos de molinete vertical.
- Rastrillos de cadena transversal

3.5 EMPACADO

En la cadena de recolección, después de conseguir que el contenido en humedad de la hierba sea suficientemente bajo, es necesario proceder a la recogida y, por tratarse de un material de baja densidad, a su compresión, para reducir su volumen de almacenamiento.

Con los sistemas tradicionales de recogida, al igual que en la recolección de los cereales, se buscaba formar un paquete relativamente fácil de manejar a mano.

La mayoría del heno se conserva y transporta, en España, todavía en pequeñas pacas o paquetes paralelepípedicos. Sin embargo cada día son más frecuentes las grandes pacas, tanto cilíndricas como de forma prismática (menos usuales) que, poco a poco, y de acuerdo a la tendencia europea, van extendiendo su utilización.



Se realiza con la máquina denominada empacadora. Las que podríamos denominar de tipo convencional recogen el heno depositado en la hilera, lo comprimen dándole una forma prismática, sujetan el prisma atándolo con sisal o alambre y lo devuelven al terreno para que continúe el secado. Con otros sistemas la paca es recogida inmediatamente.

Las grandes pacas cilíndricas se obtienen por enrollamiento progresivo del forraje en un tipo de máquina denominado rotoenfardadora. Las dimensiones de estas pacas oscilan entre 1,6 y 1,8 m de diámetro, con una longitud o altura de 1,5 a 1,7 m. Los pesos varían entre 400 y 900 Kg para el heno para distintos cultivos.



Figura 1.2-Rotoenfardadora o empacadora

Su manejo en carga y descarga exige siempre el uso de cargadores especiales u horquillas o palas cargadoras, acopladas al tractor, generalmente frontales, transportándose, bien en remolques normales o en los especialmente diseñados para el transporte de este tipo de pacas, algunos de los cuales son basculantes, de forma que permiten depositar las pacas cilíndricas debidamente agrupadas sobre el suelo.

4. SUMINISTRO DE HENO AL GANADO



El heno almacenado resulta un producto muy estable y fácil de manejar en la alimentación del ganado.

Conocido el peso medio de una paca o rollo, resulta muy fácil el racionamiento por lotes contando su número. Puede ser consumido sin problemas por cualquier tipo de ganado y constituir la totalidad de la ración base.

Tiene propiedades astringentes. Es ideal para iniciar a rumiantes jóvenes en el consumo de forrajes. Por su gran estabilidad, el heno es susceptible de comercialización.

Son características físicas importantes el contenido de hojas, la textura y la rigidez. Además la longitud de las partículas de heno y la densidad al suministrárselo a los animales. Se ha dado importancia a la posibilidad de suministrarlo en forma de pastillas, preparadas a base de heno molido. Se han hecho comparaciones entre dos o más de las siguientes formas de preparación del mismo heno: largo, picado (trozos de 2 a 10 cm) y dado suelto o comprimido en forma de pastillas; y finalmente molido muy fino (partículas de 1,6 a 8 mm), dado en forma de harina o en pastillas. Las densidades aproximadas (kilogramos por litro) son: heno largo 0,08; heno picado 0,15; heno picado y comprimido en pastillas 0,26 a 0,48; harina finamente molida 0,34; y por último molido y comprimido en pastillas 0,65 a 0,97. Cuando se prepara heno en forma de pastillas la densidad y la dureza de éstas, depende de la cuantía de la presión aplicada. Se ha comprobado que el consumo voluntario del heno molido y comprimido en pastillas es de un 10 a un 25% mayor que el del heno natural o picado en trozos.

Hay diversos tipos de máquinas que permiten incorporar de forma mecanizada el heno a los animales.

Una herramienta utilizada para la distribución del rollo son los desmenuzadores, con lo cual va desenvolviendo el rollo de forma uniforme entregándolo así sobre el terreno en forma extendida de manera que todos los animales tengan igual oportunidad de consumirlo.

El desmenuzador permite transportar los rollos desde el lugar donde se encuentran almacenados hasta el lugar de consumo dos rollos por vez, uno en la mesa de desmenuzado y otro en la horquilla de carga, haciendo posible



entregar el alimento necesario para alimentar un mínimo de 80 a 100 animales según la necesidad de suplementación, sin duda es la herramienta que posibilitará a cualquier productor hacer un uso racional de los rollos, con una muy baja inversión, disminuyendo las pérdidas por consumo prácticamente a cero, ya que el rollo es desmenuzado y no picado, asegurándose que todo el rodeo tenga la posibilidad de consumir la parte que le corresponde. Este tipo de desmenuzador posee las siguientes características:

- Posee un sistema de cargado independiente de los rollos, accionado por un cilindro hidráulico, lo cual no se necesita de otro implemento adicional para poder cargar el mismo.
- Posee un auto tráiler para la movilización del mismo.
- Tiene mayor autonomía de alimentación, ya que se puede llevar dos rollos a la vez.
- Tiene alto despeje de suelo.
- No se requiere un tractor con una potencia mayor a 50 hp para su uso.
- El sistema de desmenuzado se basa en un sistema de cadenas de rodillos paralelas montadas sobre guías que a su vez están conectadas entre sí permitiendo así un funcionamiento armónico
- La mesa de desmenuzado tiene una forma bombé, lo cual no permite que cuando el rollo empieza a girar se caiga de la mesa.
- Este sistema de desmenuzado es el más óptimo ya que desenrolla el rollo en forma uniforme, permitiendo que no se caiga tanta cantidad de hojas, como pasa en los sistemas que poseen cuchillas.
- La máquina es accionada por la toma de fuerza del tractor
- El chasis es tipo balancín, formado por un único eje.
- El cuerpo del chasis está formado por dos largueros, diseñado para soportar una carga aproximada de 2000 kg.
- Permite controlar los rollos en toda la secuencia de carga.



- Puede trabajar con rollos de hasta 900 kg(1,60 m de ancho y 1.80 m de diámetro)

Un desmenuzador de rollos está compuesto principalmente por 3 sistemas:

- 1) El sistema de carga, con lo cual cumple la función de cargar el rollo sobre la mesa de desmenuzado.
- 2) El sistema de desmenuzado, encargado de desenvolver el rollo de manera uniforme
- 3) El chasis, encargado de la sustentación y transporte del implemento.



Fig. Nº 1.3. Desmenuzador de rollos conformado por los 3 sistemas mencionados anteriormente



CAPITULO N° 2: DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CARGA

El sistema de carga está compuesto por:

- Las púas
- El crucero horizontal (es el que mantiene separadas las púas)
- El cilindro hidráulico
- Los brazos(son la unión de las púas con el chasis)

2.1 CÁLCULO DE PÚAS

Para hacer el dimensionamiento de las púas partimos de la fórmula de la flexión por la cual va a ser el esfuerzo predominante.

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

El largo que va a tener las púas va a ser de 130 cm con lo cual el momento flector máximo a la cual va a estar sometido va a ser la carga del rollo (900 kg) multiplicada por la mitad del largo que van a tener las púas (65 cm), pero como el sistema va a tener 2 púas podemos calcular el momento flector máximo como la mitad de la carga por la mitad del largo de la púa(se calcula de esa manera ya que se considera como una viga en voladizo).

Como la tensión de fluencia del acero es de $2400 \frac{kg}{cm^2}$ y el coeficiente de seguridad que utilizamos es de 1.70, la tensión admisible que estaríamos trabajando sería de $1400 \frac{kg}{cm^2}$.

$$M_{max} = 450 \text{ kg} \cdot 65 \text{ cm}$$

$$M_{max} = 29250 \text{ kg cm}$$

(Se consideran 65 cm ya que el peso se considera en el medio de la púa).



Volviendo a la fórmula de flexión nos queda:

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$1400 \frac{kg}{cm^2} = \frac{29250kgcm}{W} \longrightarrow W=20.8 cm^3$$

De acuerdo a las tablas normalizadas de tubos redondos, da un tubo de 80 mm de diámetro y un espesor de 5 mm, con la cual posee el mismo modulo resistente calculado anteriormente.

2.2 CÁLCULO DE CRUCERO HORIZONTAL

Para el dimensionamiento del crucero tomamos la fuerza que realiza el cilindro ya que no hay otra, con la cual esta viga va a estar sometida a un momento en dos direcciones ya que el cilindro en su posición de reposo se encuentra a 45°. La separación entre las púas es de 1000 mm. Como dijimos anteriormente que el cilindro está a 45°, produce una flexión disimétrica es decir en 2 planos, con lo cual debemos aplicar la siguiente fórmula para calcular la tensión.

$$\sigma = \frac{M_{fx}}{I_x} \cdot y + \frac{M_{fy}}{I_y} \cdot x$$

Dónde: M_{fx} es el momento flector referido al eje x,

M_{fy} es el momento referido al eje y (en este caso son iguales ya que la fuerza aplicada está a 45°).

I_x es el momento de inercia respecto al eje x

I_y es el momento de inercia respecto al eje y



y es la distancia en dirección vertical desde el centro de gravedad de la sección, al punto más alejado.

x es la distancia en dirección horizontal desde el centro de gravedad de la sección, al punto más alejado.

Como la tensión de fluencia del acero de $2400 \frac{kg}{cm^2}$ y el coeficiente de seguridad que utilizamos es de 1.71, la tensión admisible que estaríamos trabajando sería de $1400 \frac{kg}{cm^2}$.

Tomamos un perfil L (150x150x12) que tiene un momento de inercia de $737cm^4$ y donde sus puntos más alejados al centro de gravedad tienen una distancia de (-4.12; 10.88) en coordenadas x e y respectivamente.

Aplicando la formula anterior con un momento de 133996 kg cm nos queda:

$$\sigma = \frac{Mfx}{Ix} \cdot y + \frac{Mfy}{Iy} \cdot x$$

$$\sigma = \frac{133996 \text{ kgcm}}{737cm^4} \cdot 10,88 \text{ cm} - \frac{133996 \text{ kgcm}}{737cm^4} \cdot 4,12 \text{ cm}$$

$$\sigma = 1230 \frac{kg}{cm^2}$$

Como podemos observar la tensión que dio como resultado es menor a la admisible es decir que este perfil seleccionado estaría soportando el esfuerzo al cual está sometido.

2.3 CALCULO DE CILINDRO HIDRÁULICO

Para calcular el cilindro se parte de lo siguiente:

El momento que genera el rollo sobre las púas (M1) tiene que ser igual o menor que el momento que me tiene que producir el cilindro (M2)



$$M1 = 900 \text{ kg} \times 650 \text{ mm}$$

$$M2 = F_{CX} \times 750 \text{ mm} \quad (\text{la fuerza se descompone en los eje X e y})$$

$$M1 = M2$$

$$900 \text{ kg} \times 650 \text{ mm} = F_{CX} \times 750 \text{ mm}$$

$$F_{CX} = 1103$$

Como la fuerza del cilindro está compuesta por la componente vertical y horizontal, la fuerza total del cilindro es $2F_{CX}$. (ya que la vertical y la horizontal son iguales) es decir que el cilindro tiene que producir un fuerza de 2206 kg.

Posterior a esto, se calcula el área que tiene que tener el pistón del cilindro tomando una presión de $120 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

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

$$A = \frac{F}{P} = \frac{2206 \text{ kg}}{120 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 18.38 \text{ cm}^2$$

Como sabemos que el área se calcula

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

$$18.38 \text{ cm}^2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Despejando el diámetro del cilindro tenemos que $D = 4.8 \text{ cm} = 48 \text{ mm}$. Pero si nos fijamos en la tabla vemos que ese diámetro no existe para la longitud que necesitamos (760 mm estando el cilindro cerrado) por lo que debemos tomar el diámetro 63,5 mm con lo cual nos aseguramos que el cilindro va a poder producir una mayor fuerza.

Nuevamente recalculamos la fuerza del cilindro con el $D = 63.5 \text{ mm}$

$$\text{El área correspondiente será: } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 31.6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Y por lo tanto la fuerza } P = \frac{F}{A} \longrightarrow F = P \cdot A = 120 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 31.6 \text{ cm}^2 = 3799 \text{ kg}$$



Esta fuerza máxima es la que va a tener que hacer el cilindro en sus peores condiciones. Una vez calculado el tamaño de cilindro que necesitamos tenemos que verificarlo al pandeo.

CILINDROS HIDRÁULICOS ESPECIALES DE USO AGRÍCOLA						
Código	Denominación	Diám Interior mm	Carrera mm	Diám Vástago mm	Long Cerr: A mm	Aplicación
070017	Cilindro Hidráulico	50,80	180	25,40	420	Tolva autodescargable
070018	Cilindro Hidráulico	50,80	300	25,40	540	Tolva autodescargable
070019	Cilindro Hidráulico	63,50	300	32,00	560	Pliegue alerones
070020	Cilindro Hidráulico	63,50	400	32,00	660	Pliegue alerones
070021	Cilindro Hidráulico	63,50	500	32,00	760	Pliegue alerones-Pala arrastre
070022	Cilindro Hidráulico	63,50	600	32,00	860	Tolva autodescargable
070023	Cilindro Hidráulico	76,20	300	38,10	560	Pliegue alerones
070024	Cilindro Hidráulico	76,20	400	38,10	660	Pliegue alerones
070025	Cilindro Hidráulico	76,20	500	44,45	760	Pliegue alerones
070026	Cilindro Hidráulico	76,20	600	44,45	860	Pliegue alerones
070027	Cilindro Hidráulico	88,90	300	44,45	560	Pliegue alerones
070028	Cilindro Hidráulico	88,90	350	44,45	780	Pala de arrastre (Grosspal)
070029	Cilindro Hidráulico	88,90	400	44,45	660	Pliegue alerones
070030	Cilindro Hidráulico	88,90	500	44,45	760	Pliegue alerones
070031	Cilindro Hidráulico	88,90	600	44,45	860	Pliegue alerones

Fig. Nº 2.1 En la siguiente tabla muestra los distintos tipos de cilindros hidráulicos con sus respectivos usos , como así también las dimensiones de los mismos.

2.4 VERIFICACIÓN AL PANDEO

Para la verificación del cilindro a pandeo utilizamos la fórmula de Euler calculando la carga máxima que podría soportar el cilindro. Se puede aplicar



esta fórmula siempre que cumpla con la condición de que la esbeltez (λ) este entre 100 y 150.

Calculamos la esbeltez como $\lambda = \frac{l}{i_{min}}$ donde 'l' es el largo del cilindro estando totalmente abierto y ' i_{min} ' es el radio de giro mínimo del cilindro.

Podemos calcular el i_{min} como $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$ donde I_{min} es el momento de inercia de la sección mínima y A es el área de la sección mínima.

$$i_{min} = \frac{\pi \cdot 1,6 \text{ cm}^4}{\pi \cdot 1,6 \text{ cm}^2} = 0,84$$

$$\lambda = \frac{126}{0,84} = 150 \text{ (se puede usar la fórmula de Euler)}$$

$$P_{max} = \frac{E I \pi^2}{l^2} = \frac{2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\pi \cdot 1,6 \text{ cm}^4}{4}}{126 \text{ cm}^2} \cdot \pi^2 = 6719 \text{ kg}$$

Como podemos ver la carga máxima para que no se produzca pandeo puede ser de 6719 kg, la cual es mayor a los 3799 kg que realiza el cilindro.

2.5 CÁLCULOS DE BRAZOS

Como los brazos van a estar soldados con las púas, el momento generado por el rollo (M1) en las púas con respecto al punto O (lugar donde pivotean los brazos anclados en el chasis), va a ser igual al momento que tiene el brazo en uno de sus extremos, además el momento que genera el cilindro (M2) es contrario al que me genera el rollo por el cual se tienen que restar.

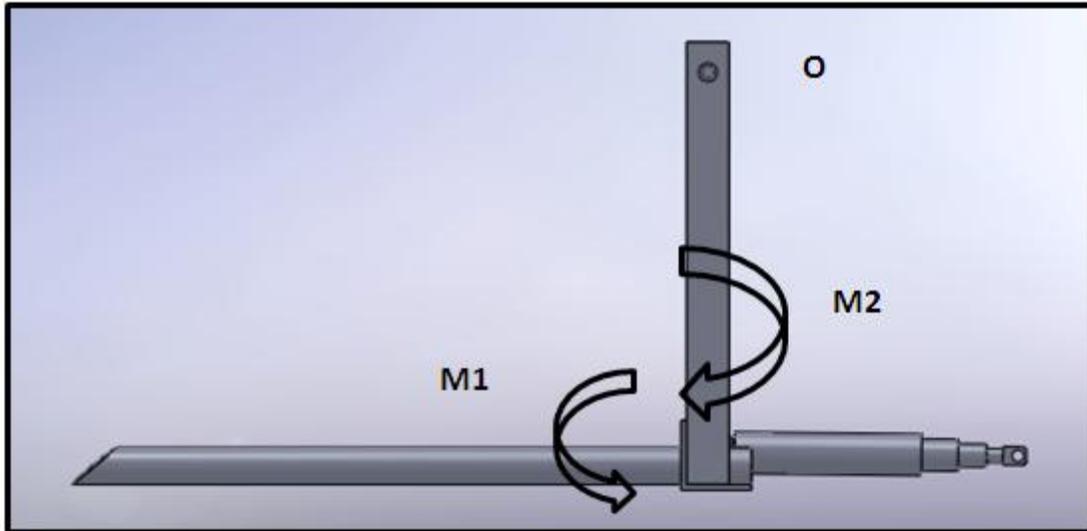


Fig. 2.2. Momentos actuantes sobre el sistema de carga

Entonces nos queda:

$$M1=450\text{kg} \times 65 \text{ cm}=29250 \text{ kgcm}$$

$$M2= \frac{3799}{2} \text{ kg} \times 64,6 \text{ cm}= 122707 \text{ kgcm}$$

$$M2-M1=93457 \text{ kgcm}$$

A partir de este momento resultante que es el cuál a la que va a estar sometido el brazo aplicamos la fórmula de flexión con el mismo coeficiente de seguridad que veníamos trabajando anteriormente

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$1400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = \frac{93457 \text{ kgcm}}{W} \longrightarrow W=51 \text{ cm}^3$$

Como el diseño del brazo se basa en un perfil C plegado con chapa de 5/16`` (7.9 mm) de espesor y con la condición de que el alto del perfil (H) sea de 105.8 mm, planteamos la fórmula de modulo resistente de sección C hueca y despejamos el valor de B

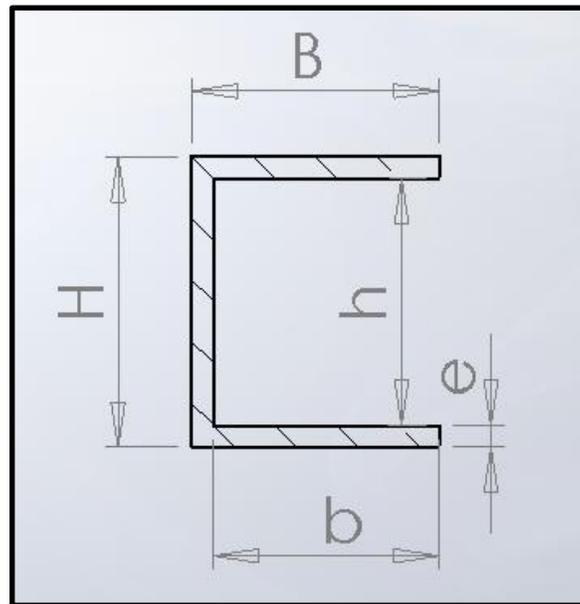


Fig 2.3- Sección del brazo

$$W = \frac{BH^3 - (bh)^3}{6H}$$

Donde $b = B - e$ donde 'e' es el espesor de la chapa que vamos a utilizar, lo cual despejando de esta última tenemos que $B = 90.1 \text{ mm}$



CAPITULO Nº 3: DIMENSIONAMIENTO DEL CHASIS

El chasis propiamente dicho, es un perfil C de un espesor de 5/16' (7,9 mm) con un largo total de 3345 mm con lo cual está incluida la lanza.

Para el dimensionamiento del mismo se aplicó la fórmula de la flexión

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$$

Como podemos observar las fuerzas que actúan en el chasis son:

M: es el momento que genera el rollo en la parte trasera del chasis cuando está cargándose, se calcula como la mitad del peso del rollo (ya que el chasis está conformado por 2 vigas iguales) multiplicado por la distancia del centro de gravedad del rollo a la punta del chasis, y a este resultado afectado por un coeficiente de seguridad de 1,5 (para impacto)

W: es el peso de la mitad del rollo, más el peso de la mitad del implemento, afectado por un coeficiente de seguridad de 1,5 (para impacto)

R1: es la reacción que hace el eje sobre el chasis

R2: es la reacción que hace el enganche del implemento en el tractor.

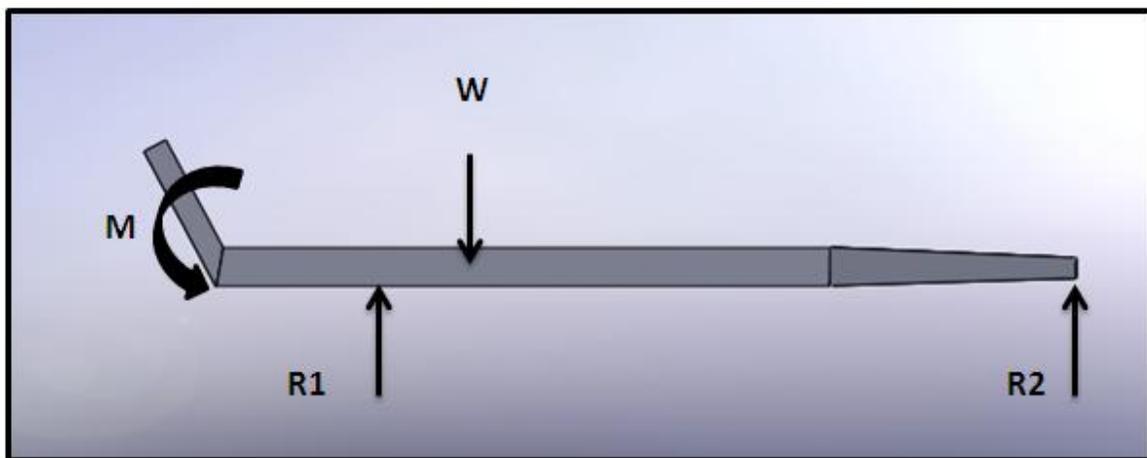


Fig. 3.1 Representación de las fuerzas sobre el chasis



Para calcular el momento flector máximo a la cual está sometida la viga se hizo a través de un programa de cálculo (SOLID WORK SIMULATION) en el cual se representó la viga con sus respectivas cargas, apoyos y reacciones, arrojándonos un resultado de 38598 kg cm.

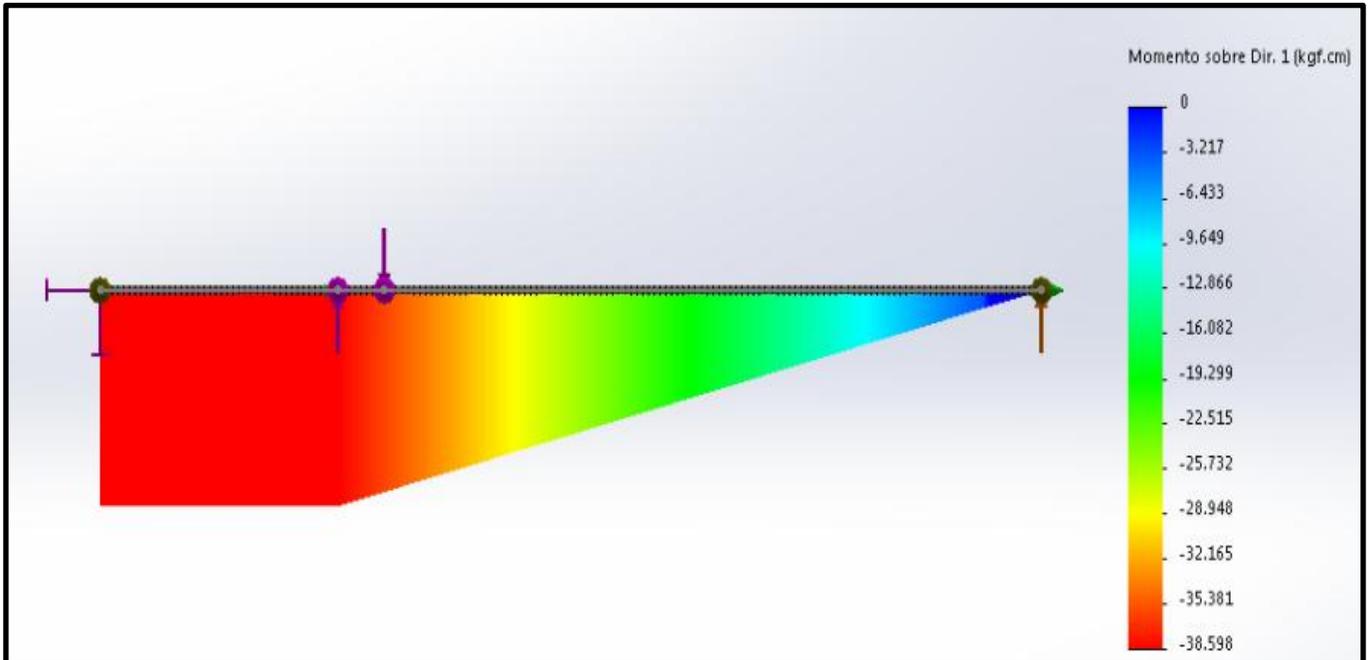


Fig. Nº 3.2- Se puede ver la magnitud del momento flector máximo en la viga con lo cual el mismo se presenta entre medio de ambos apoyos

Con el momento flector máximo calculamos el modulo resistente a la cual la viga va a tener que tener para resistir los esfuerzos, arrojándonos un resultado de $27,5 \text{ cm}^3$, con este valor y el espesor de perfil al cual va a estar construido nuestro chasis (8 mm) despejamos las dimensiones finales que tendrá.



Momentos y propiedades resistentes:	
J_x momento de inercia s/X	788.7 cm ⁴
W_x módulo resistente s/X	105.9 cm ³
J_y momento de inercia s/Y	164.4 cm ⁴
W_y módulo resistente s/Y	27.5 cm ³

Sección y Peso:	
F sección	23.39 cm ²
P peso / metro	18.48 kg/m

Dimensiones del perfil a calcular:	
Alma [A] (en mm):	149
Ala [B] (en mm):	85.7

Fig. Nº 3.3- En la siguiente imagen podemos ver las dimensiones que debe tomar el perfil con un determinado espesor, sección y modulo resistente.

Las media de A Y B que se ven en la imagen no son las adecuadas ya que sería más complicado obtener un perfil de esas características con lo cual la mejor opción es redondear los valores, por lo que las mediadas finales de A Y B son 150 mm y 86 mmm respectivamente.

Para verificar que cumpla con las condiciones de rigidez se realizó en el mismo programa de cálculo la simulación de las deformaciones a la cual va a estar sometida en las diferentes secciones, arrojándonos un resultado aceptable dentro de lo permitido (1,86 mm).

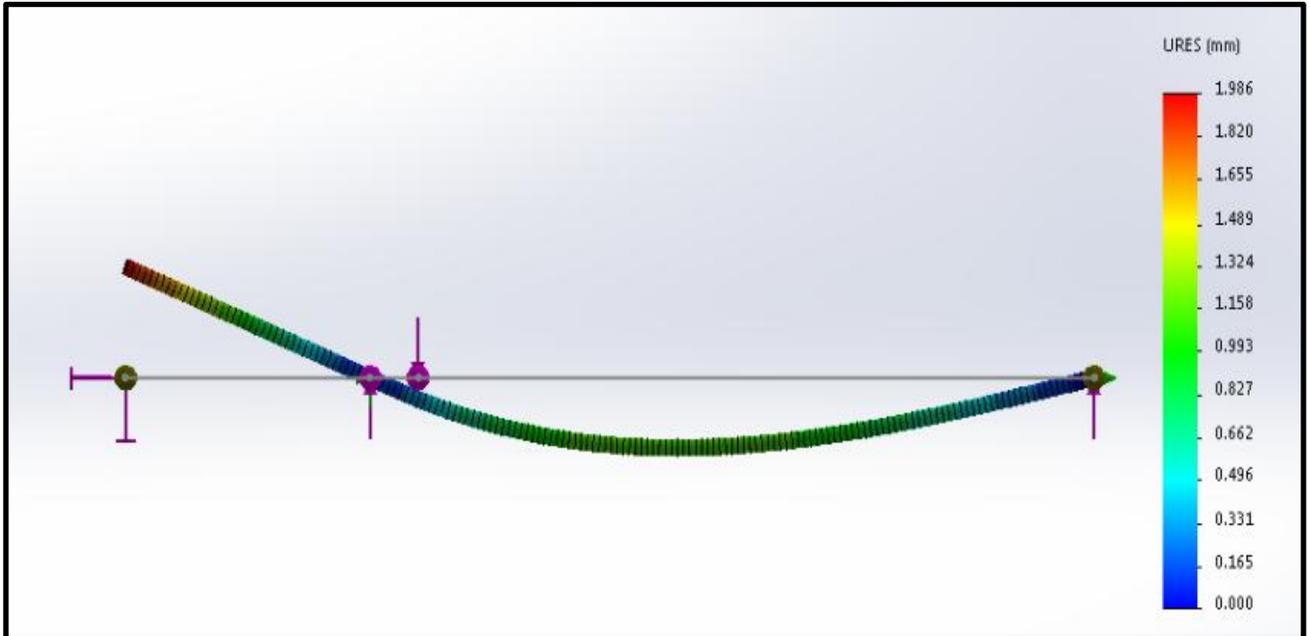


Fig. Nº 3.4- Deformaciones máxima sobre la viga del chasis

3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL ENGANCHE

El enganche propiamente dicho va a estar construido de una planchuela soldada en la punta de la lanza con los cual va a ser la unión entre el tractor y el implemento, por lo que se tomarán las máximas fuerzas de corte.

La fuerzas de corte presentes en la lanza son iguales a las fuerzas que se oponen a la rodadura del implemento, debidas a las deformaciones que se producen en el suelo (que es función de la resistencia del tipo de suelo) y el neumático

La resistencia a la rodadura se puede asimilar al rozamiento de un sólido en donde se considera proporcional a la carga normal (Q) que es soportada por dicha rueda, tal que $F_R = r.Q$

El coeficiente de rozamiento (r) va a depender de los distintos tipos de suelos las que se pueden apreciar en la siguiente tabla.



TIPOS DE SUELO	COEFICINTE
Hormigón seco	0.02-0.03
Suelo de tierra seca	0.05
Suelo agrícola seco	0.06-0.08
Suelo agrícola húmedo	0.1
Limo húmedo untuoso	0.2
Arena suelta	0.35-0.42

Fig 3.4-Tabla de coeficientes para los distintos suelos.

Para el cálculo de la fuerza de rozamiento tomamos un coeficiente de 0.42 ya que el implemento va a circular por terrenos de todas las características mencionadas anteriormente y una fuerza normal de 2300 kg.

$$F_R = 2300 \text{ kg} \cdot 0.42$$

$$F_R = 966 \text{ kg}$$

A su vez debemos multiplicar esta fuerza por un coeficiente de impacto de 1.5, debido a las imperfecciones que presentan los suelos por donde va a transitar el implemento.

$$F_R = 966 \times 1.5$$

$$F_R = 1449 \text{ kg}$$

Como se puede observar en la siguiente figura existe un esfuerzo de corte doble, ya que deben fallar 2 áreas para producirse la rotura de la misma

El enganche va a estar fabricado con una planchuela de acero SAE 1010

$$Su_s = 3515$$

$$A = 3.34 \text{ cm}^2$$

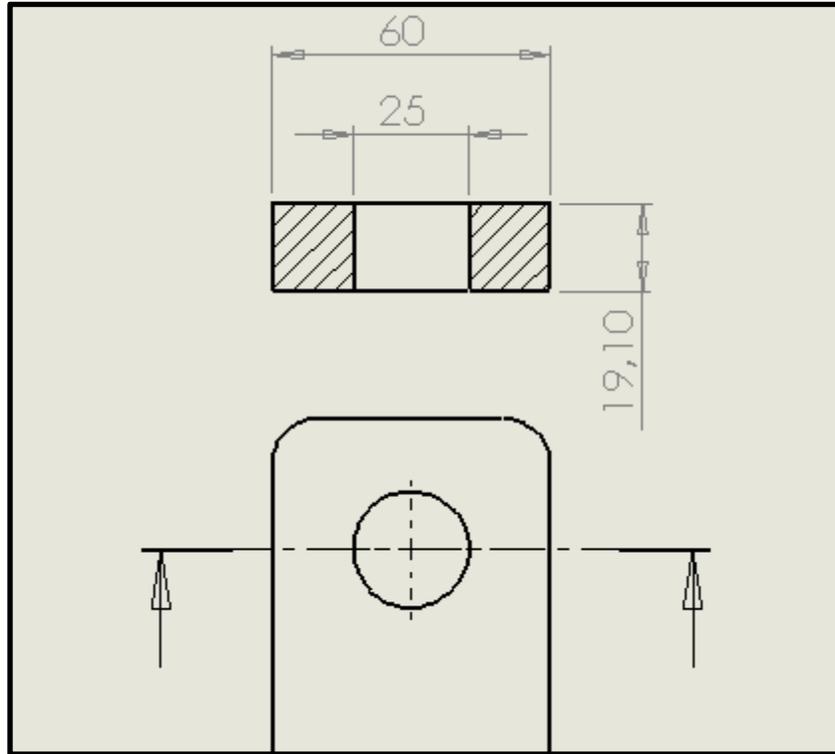


Fig. 3.5- Esquema de planchuela del enganche

Aplicando la fórmula:

$$\frac{Su_s}{4} \cdot \frac{FR}{4.A}$$

$$\frac{3515 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{4} \cdot \frac{1449 \text{ kg}}{4.A}$$

Si despejamos el área de la fórmula nos queda que el área debe ser de 0,42 cm² con lo cual nuestro enganche se encuentra sobredimensionado y cumplirá con las exigencias requeridas.

Si lo analizamos por el lado de los esfuerzos podemos ver que el esfuerzo de corte al cual va a estar trabajando es menor al esfuerzo de corte admisible.



CAPITULO Nº 4: CÁLCULO DEL EJE

4.1: Cálculo del eje

Para el dimensionamiento del eje se tomó como largo total de 1705 mm, con lo cual saldría 350 mm para cada lado de chasis. Se tomó esta medida porque se creyó que era la mejor para la estabilidad del implemento.

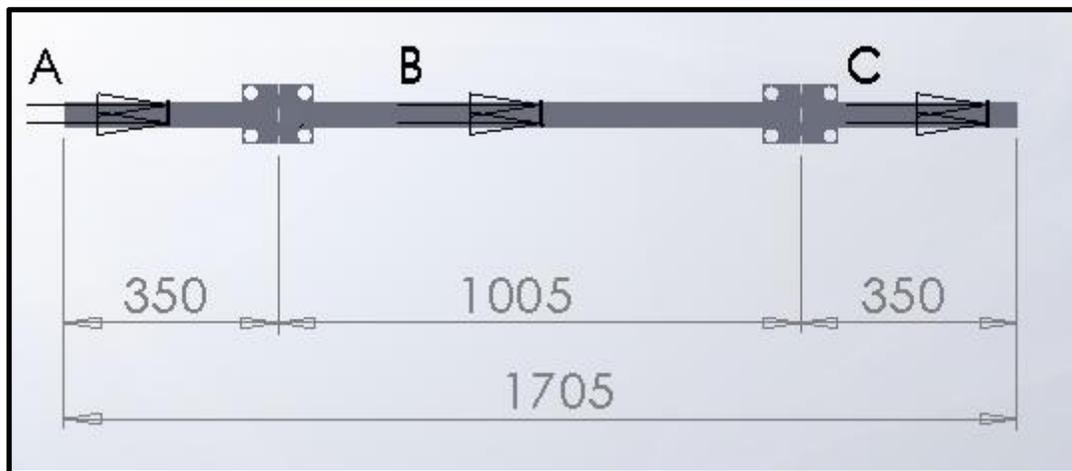


Fig. 4.1-Representacion del eje con sus respectivas distancias.

Las cargas que están presentes sobre el eje son las que están sobre los largueros, que son de 1210 kg. A esta carga la vamos a multiplicar por un factor de impacto de 1.5, con lo cual la carga aplicada va a ser de 1725 kg

El eje se construirá de un perfil cuadrado macizo de material AISI C1045 WQT (538)

DATOS:

$$S_y = 4921 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N=2$$



Para el dimensionamiento del mismo se aplica la fórmula de la flexión $\sigma_{adm} = \frac{M_{max}}{W}$, con lo cual el modulo resistente de una sección cuadrada maciza es $0.166.H^3$.

CÁLCULO DE REACCIONES SOBRE EL EJE

$$\sum M_A = 1725 \text{ kg} \cdot 350 \text{ mm} + 1725 \text{ kg} \cdot 1355 \text{ mm} - R_B \cdot 1705 \text{ mm} = 0$$

$$R_B = \frac{1725 \text{ kg} \cdot 350 \text{ mm} + 1000 \text{ kg} \cdot 1355 \text{ mm}}{1705 \text{ mm}}$$

$$R_B = 1725 \text{ kg}$$

$$\sum F_y = R_A - 1725 \text{ kg} - 1725 \text{ kg} + R_B = 0$$

$$R_A = 1725 \text{ kg}$$

CALCULO DE MOMENTO FLECTOR EN LOS DISTINTOS TRAMOS DEL EJE

$$0 \text{ mm} \leq x \leq 350 \text{ mm (sección A)}$$

$$X=0 \quad M_f=0$$

$$X=350 \text{ mm} \quad M_f = R_A \cdot 350 \text{ mm}$$
$$M_f = 60375 \text{ kgcm}$$

$$350 \text{ mm} \leq x \leq 1355 \text{ mm (sección B)}$$

$$X=350 \text{ mm} \quad M_f = R_A \cdot x - P_1(x-350)$$



$$M_f = 1725 \text{ kg} \cdot 350 \text{ mm} - 1000 \text{ kg} \cdot 0$$
$$M_f = 60375 \text{ kg cm}$$

$$X = 1355 \text{ mm} \quad M_f = R_A \cdot x - P_1(x-350)$$
$$M_f = 1725 \text{ kg} \cdot 1355 \text{ mm} - 1725 \text{ kg} \cdot (1355-350) \text{ mm}$$
$$M_f = 60375 \text{ kg cm}$$

$1355 \text{ mm} \leq x \leq 1705 \text{ mm}$ (sección C)

$$X = 1355 \text{ mm} \quad M_f = R_A \cdot x - P_1(x-350) - P_2(x-1355)$$
$$M_f = 1725 \text{ kg} \cdot 1355 \text{ mm} - 1725 \text{ kg} \cdot (1355-350) \text{ mm} - 1725 \text{ kg} \cdot (1355-1355) \text{ mm}$$
$$M_f = 35000 \text{ kg cm}$$

$$X = 1705 \text{ mm} \quad M_f = R_A \cdot x - P_1(x-350) - P_2(x-1355)$$
$$M_f = 1725 \text{ kg} \cdot 1705 \text{ mm} - 1725 \text{ kg} \cdot (1705-350) \text{ mm} - 1725 \text{ kg} \cdot (1705-1355) \text{ mm}$$
$$M_f = 0 \text{ kg cm}$$

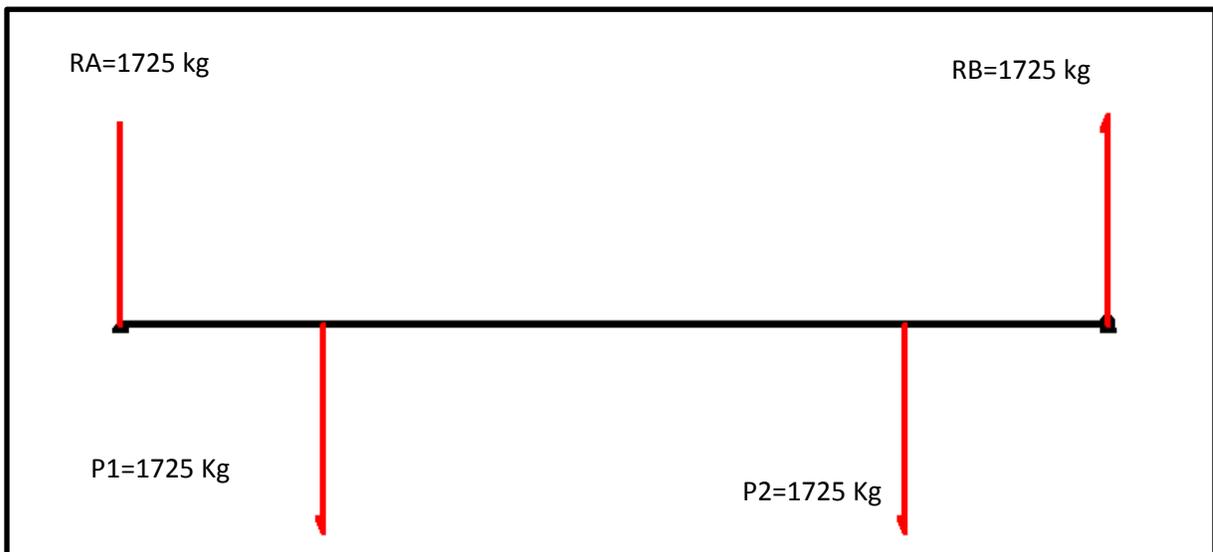


Fig. 4.2-Diagrama cuerpo libre del eje con sus respectivas fuerzas



A través del programa de cálculo SOLID WORK SIMULATION corroboramos los momentos flectores como así las deformaciones que se producen a lo largo del eje.

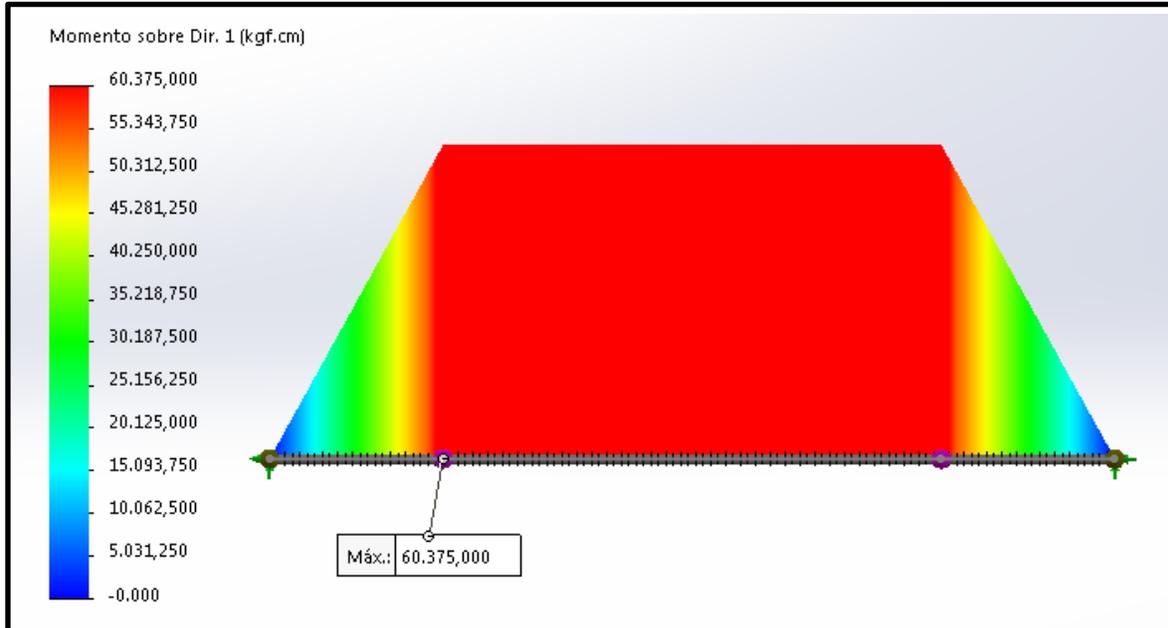


Fig. 4.3-Diagrama de momento flector

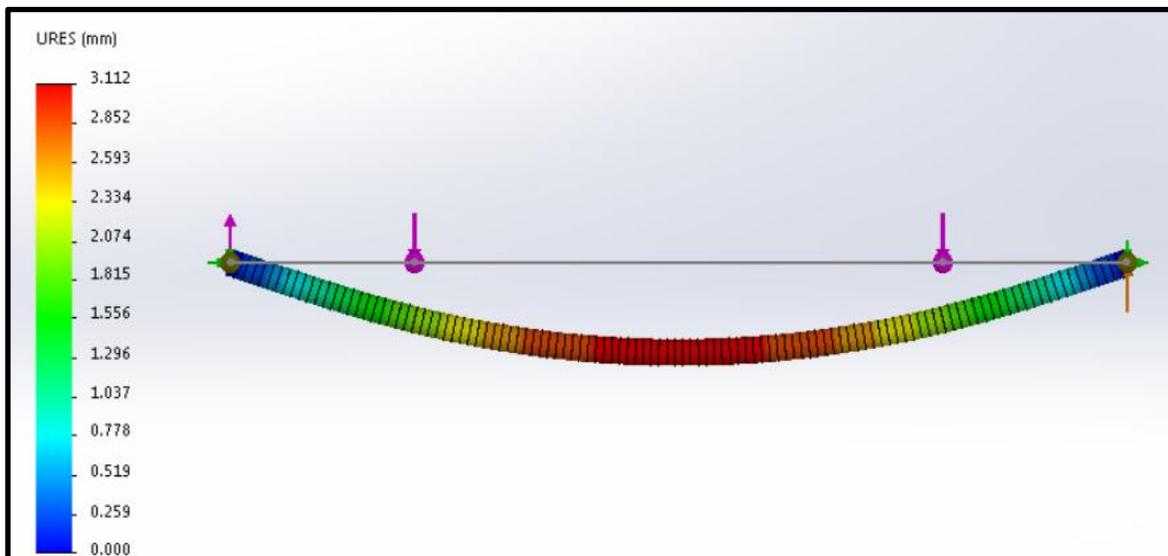


Fig. 4.4-Diagrama de deformaciones máximas



Como vemos el momento flector máximo a lo largo de la sección de eje es de 60375 kgcm. Para el dimensionamiento del mismo aplicamos la fórmula de la flexión mencionada anteriormente

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{M_{\text{max}}}{W}$$

$$\frac{4921 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{2} = \frac{60375 \text{ kgcm}}{w}$$

$$W=24,5$$

El modulo resistente para sección cuadrada maciza se calcula como $0.166.H^3$, despejando nos queda una altura de 5,2 cm

4.2 CALCULO DE PUNTA DE EJE

Para el cálculo de la punta de eje, se realizan una serie de consideraciones. Como primera consideración, se toma que la carga que actúa sobre la punta de eje esta aplicada sobre 2 puntos específicos. Los mismos serán los alojamientos de los rodamientos.

Carga Máxima= 1725 Kg

Coefficiente de Impacto = 1,5



Material=AISI C1045 WQT (538 C) $S_y = 4921 \frac{kg}{cm^2}$

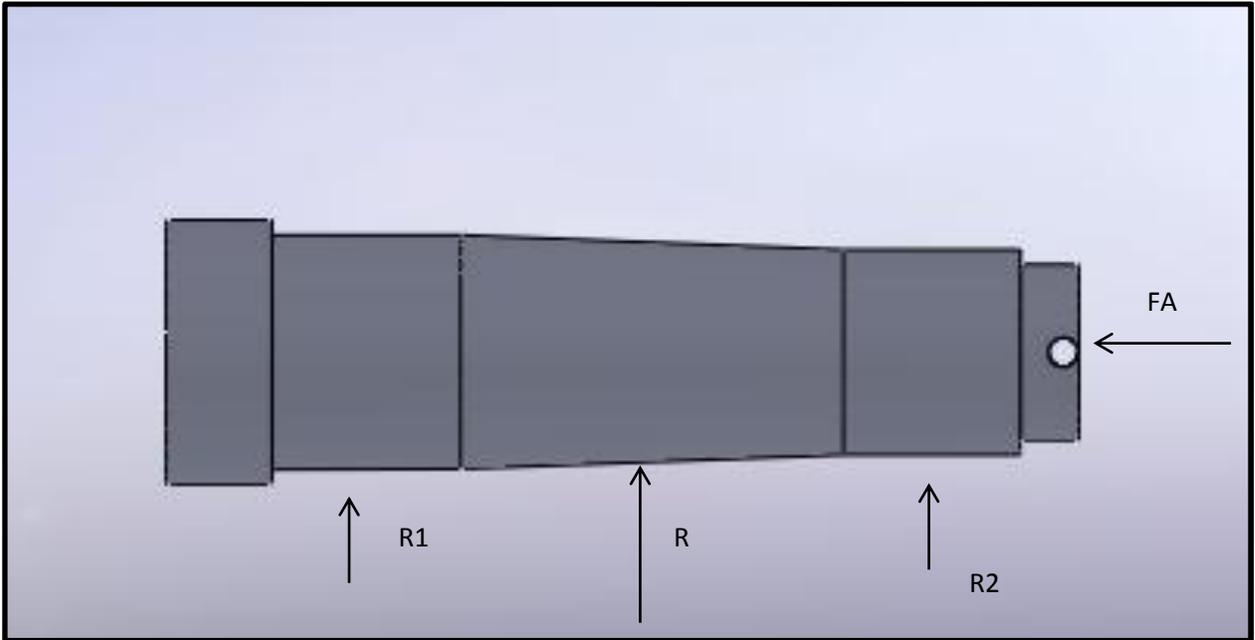


Fig. 4.5-Fuerzas actuantes sobre la punta de eje

Cálculo de las Reacciones

$$\sum M_R = R_1 * 48.5 - R_2 * 47.5 = 0$$

$$R_2 * 47.5 = R_1 * 48.5$$

$$R_1 = R_2 * 0.97$$

Como: $R = R_1 + R_2$

$$R_1 = R - R_2$$

Igualando las ecuaciones obtenemos:

$$R_2 * 0.97 = R - R_2$$



$$R_2 = \frac{R}{1.97}$$

$$R_2 = 877 \text{ kg}$$

$$R_1 = R_2 * 0.86 = 849 \text{ kg}$$

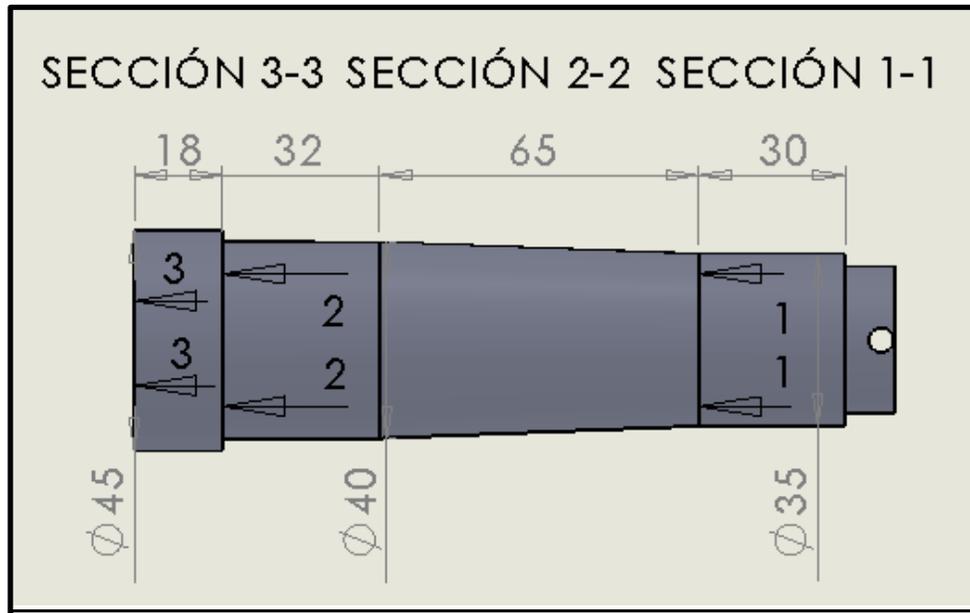


Fig. 4.6-Dimensiones de punta de eje

Cálculo de Momentos Flectores.

$$Mf_1 = R_2 \cdot 1,5 \text{ cm} = 1390 \text{ kg cm}$$

$$Mf_2 = R_1 * 1,6 \text{ cm} + R_2 * 11,2 \text{ cm} = 11820 \text{ kg cm}$$

$$Mf_3 = R_1 * 3,4 \text{ cm} + R_2 * 13 \text{ cm} = 15107 \text{ kg cm}$$

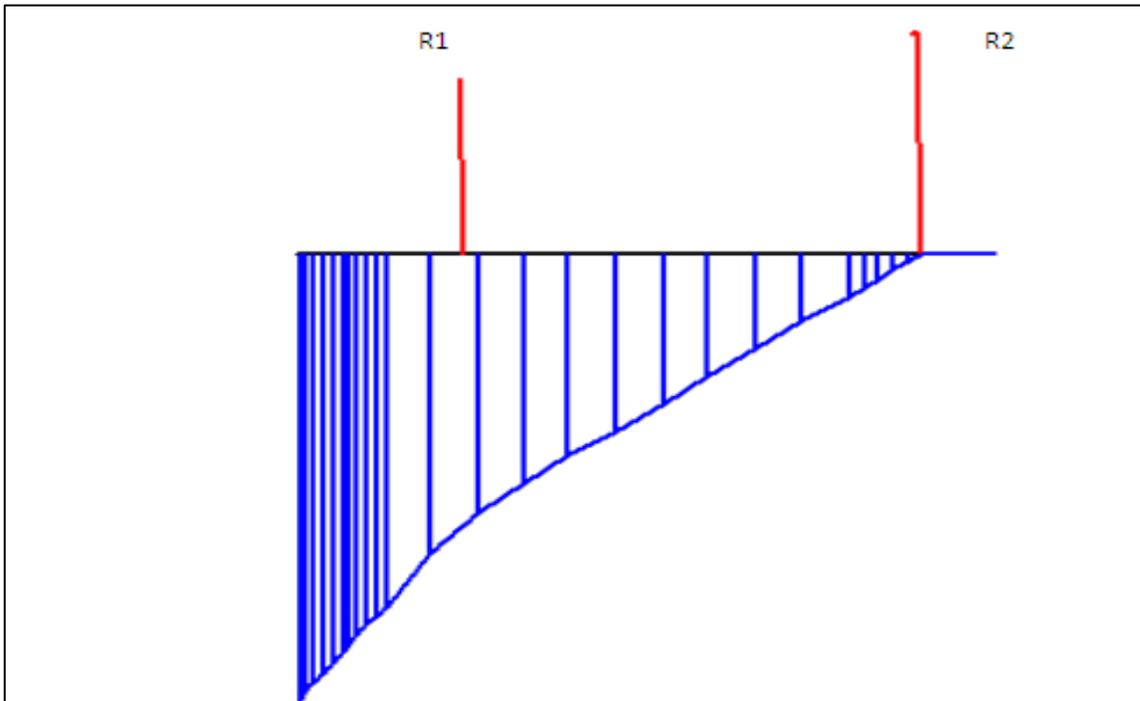


Fig. 4.7-Diagrama del momento flector de la punta de eje

CALCULO DE COEFICIENTE DE SEGURIDAD PARA LOS DISTINTOS DIÁMETROS

Rotura por VON MISES.

$$\frac{1}{N} = \frac{S}{S_y}^2 + \frac{S_s}{S_{ys}}^2 \frac{1}{2} \longrightarrow N = \frac{S_y}{S}$$

$$S = \frac{M}{W} \longrightarrow W = \frac{\pi * \emptyset^3}{32} \text{ (modulo resistente)}$$

Para $\emptyset = 35 \text{ mm}$



$$S_1 = \frac{M}{W} = \frac{Mf_1}{\frac{\pi * \emptyset^3}{32}} = 192 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N_1 = \frac{S_y}{S_1} = \frac{4921}{192} = 25$$

Para $\emptyset = 40$ mm

$$S_2 = \frac{M}{W} = \frac{Mf_2}{\frac{\pi * \emptyset^3}{32}} = 1614 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N_2 = \frac{S_y}{S_2} = \frac{4921}{1614} = 3$$

Para $\emptyset = 45$ mm

$$S_3 = \frac{M}{W} = \frac{Mf_3}{\frac{\pi * \emptyset^3}{32}} = 1435 \frac{kg}{cm^2}$$

$$N_3 = \frac{S_y}{S_3} = \frac{4921}{1435} = 3.4$$

Con esto comprobamos que, la punta de eje en el lugar más solicitado tiene un coeficiente de seguridad de 3, aparte del coeficiente de impacto de 1.5 que se le aplico al comienzo del cálculo. Esto implica que la punta de eje no se romperá ya que estaremos del lado de la seguridad del cálculo.

4.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA LA PUNTA DEL EJE



Para el cálculo de los rodamientos nos basamos en el método designado por SKF, seleccionando el rodamiento propuesto por la misma.

La ecuación utilizada para el cálculo de la vida nominal expresada en hora es:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Calculo de la vida útil

Siendo L_{10h} la vida nominal básica en horas de servicio de la máquina, lo cual haremos el cálculo para 3 hs por día, los 365 días del año, durante 10 años.

$$L_{10h} = 3 * 365 * 10 = 7300hs$$

Cálculo de las revoluciones

Un parámetro que tuvimos en cuenta son las rpm a las que estará sometido el implemento.

$$\text{Velocidad de traslado: } 35 \frac{km}{h} = 9,72 \frac{m}{s}$$

$$\text{Diámetro de la rueda: } 14'' = 720 \text{ mm}$$

$$\text{Cálculo de la velocidad angular } v=r* \omega^2 \rightarrow \omega=50 \text{ rpm}$$

p : es un coeficiente teórico para los rodamientos de rodillos cónicos y su valor es 3.33

C : representa la capacidad de carga dinámica del rodamiento

P : representa la carga dinámica equivalente, que se obtiene de la siguiente expresión:

$$P = X F_r + Y F_a$$

Donde X representa un factor de carga radial e Y el factor de carga axial y sus valores dependen de la relación de carga $e = \frac{F_a}{F_r}$ (carga axial / carga radial)



Cálculo de fuerza axial

A partir de la segunda ley de newton $F = m \cdot a$

$$F_a = m \cdot \frac{v^2}{r}$$

Para el cálculo suponemos una velocidad de 35 km/h, y con un radio de curvatura promedio de diferentes tractores aproximado de 4,4 m.

$$F_a = 203,8 \cdot \frac{(9,72)^2}{4,4} = 4377 \text{ N}$$

Selección de rodamiento en la R_1

De acuerdo a lo calculado anteriormente $F_r = R_1 = 8328 \text{ N}$

$$e = \frac{F_a}{F_r} = \frac{4377/2}{8328} = 0.32$$

Para este valor obtenemos $X = 1, Y = 2,1$

$$\begin{aligned} P &= X F_r + Y F_a \\ P &= 1 \cdot 8328 \text{ N} + 2 \cdot 1 \cdot (4377/2) \text{ N} \\ P &= 11455,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Aplicamos la fórmula mencionada anteriormente



$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.h} \cdot (C_p)^p \longrightarrow C = \sqrt[3,3]{\frac{L_{10h} \cdot 60.h}{10^6}} \cdot P = 28917 \text{ N}$$

$$\text{RODAMIENTO A} \longrightarrow \left. \begin{array}{l} \varnothing_I = 40 \text{ mm} \\ \varnothing_e = 75 \text{ mm} \\ C = 79200 \text{ N} \end{array} \right\} \text{SKF 33108}$$

Selección de rodamiento en la R_2

De acuerdo a lo calculado anteriormente $F_r = R_2 = 8603 \text{ N}$

$$e = \frac{F_a}{F_r} = \frac{4377/2}{8603} = 0.27$$

Para este valor obtenemos $X = 1$, $Y = 2,5$

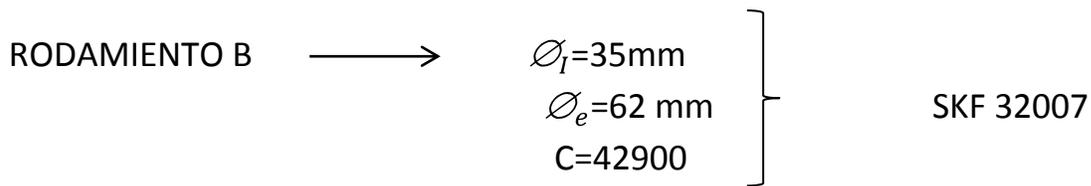
$$P = XF_r + YF_a$$

$$P = 1.7906 \text{ N} + 2.5 \cdot (4377/2) \text{ N}$$

$$P = 13377 \text{ N}$$

Aplicamos la fórmula mencionada anteriormente

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.h} \cdot (C_p)^p \longrightarrow C_1 = \sqrt[3,3]{\frac{L_{10h} \cdot 60.h}{10^6}} \cdot P = 33766 \text{ N}$$



4.4 SELECCIÓN DE MASA, LLANTA Y NEUMATICOS

La masa va acoplada directamente en la punta de eje anteriormente calculada, con lo cual nos basamos en catálogos de fabricante de la empresa INGERSOL para el seleccionamiento de la misma.

La masa seleccionada presenta las siguientes características:

- Material: fundición gris
- Capacidad de carga : 1900 kg
- 5 agujeros igualmente espaciados



Fig. 4.8- Figura de la masa

La masa va a estar puesta con una llanta agrícola de 16'', sobre la misma va ir montada una cubierta fate, modelo SD (F-3) que presenta las principales características:

- Capacidad de carga máxima:1800 kg



- Alto poder de flotación en terrenos blandos
- Gran resistencia a la penetración de rastros

fate	DIMENSIÓN	PR	INDICE CARGA [LI]	INDICE DE VEL. [SI]	CAPACIDAD CARGA MÁX. [KG]
2-GUÍAS [F-2]	5.00-15	6	77	A7	412
3-GUÍAS [F-2]	7.50-20	6	103	A7	875
	7.50-20	10	109	A7	1030
	6.00-16	6	85	A7	515
	6.50-20	6	96	A7	710
	6.50-16	6	88	A7	560
	6.50-16	8	94	A7	670
	7.50-16	6	94	A7	670
	7.50-16	10	103	A7	875
	7.50-18	8	102	A7	850
	7.50-18	10	106	A7	950
9.00-16	10	116	A7	1250	
4-GUÍAS [F-2M]	10.00-16	8	110	A7	1060
	10.00-16	10	114	A7	1180
	11.00-16	8	114	A7	1180
	11.00-16	10	120	A7	1400
5-GUÍAS [I-1]	7.50-16	8	99	A7	775
	7.50-16	10	103	A7	875
	7.50-18	8	102	A7	850
	7.50-18	10	106	A7	950
SEBRADORA [I-1]	6.00-16	6	85	A7	515
	6.00-16	8	91	A7	615
	7.50-20	8	105	A7	925
	7.50-20	10	109	A7	1030
TRAILER	6.50-16	6	88	A8	560
SD [F-3]	12.5L-16 TL	12	128	B	1800
	10.5/65-16 TL	10	123	A7	1550
	11L-16 TL	12	116	A7	1250
	400/60-15.5 TL	16	155	A7	3875

Fig. 4.9- Características de la cubierta



CAPITULO N° 5: DESMENUZADOR

Descripción

El desmenuzador es el órgano encargado de desarmar el rollo en forma uniforme. Consta de una par de cadenas que corren transversalmente a la bandeja de desmenuzado, dispuestas simétricamente y unidas entre sí mediante barras transversales con puntones que le permiten transportar/desgarrar material. Dichas cadenas se montan sobre dos ejes, uno de ellos el conductor que es el que le provee la potencia para realizar dicha actividad y otro conducido que permite simplemente el paso de la cadena. Cada uno de los ejes nombrados lleva 2 engranajes que le permiten transmitir el movimiento a las cadenas. Se tiene además la estructura en la cual van montados los componentes nombrados anteriormente. El eje conductor posee en uno de sus extremos la rueda dentada acoplada que permite realizar la transmisión del movimiento.

5.1 CÁLCULO DE TIEMPO DE DESMENUZADO

El tiempo de desmenuzado va a ser directamente proporcional a la velocidad de rotación del rollo.

Para nuestro caso tomamos $10 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$, ya que por datos aportados por bibliografía de libros nos pareció conveniente debido a la gran inercia que tiene el rollo en su principio.

Primeramente calculamos el volumen total del rollo

$$V = \pi \times r^2 \times h$$



$$V = \pi \times 900 \text{ mm}^2 \times 1600 \text{ mm} = 4 \times 10^9 \text{ mm}^3$$

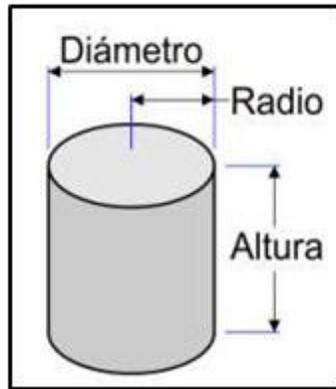


Fig. 5.1 Figura representativa de un rollo en sus dimensiones

Como los barrotes del desmenuzador penetran en el rollo 35 mm podemos ir calculando el volumen de forraje que se ira entregando con la siguiente formula.

$$V_d = 35 \text{ mm} \times 1800 \text{ mm} \times \text{perímetro}$$

A medida que el diámetro va disminuyendo el perímetro lo hace de la misma manera, con lo cual con las revoluciones que girará el rollo y las revoluciones totales necesarias para desmenuzarlo podemos calcular el tiempo aproximado.

A continuación se muestra la tabla de los valores de volumen que se irá sacando en cada revolución del rollo

Nº revolución	Diámetro(mm)	Volumen desalojado(mm ³)
1	1800	316×10 ⁶
2	1730	304×10 ⁶
3	1660	292×10 ⁶
4	1590	279×10 ⁶
5	1520	267×10 ⁶
6	1450	255×10 ⁶
7	1380	242×10 ⁶



8	1310	230×10^6
9	1240	218×10^6
10	1170	205×10^6
11	1100	193×10^6
12	1030	181×10^6
13	960	168×10^6
14	890	156×10^6
15	820	144×10^6
16	750	131×10^6
17	680	119×10^6
18	610	107×10^6
19	540	95×10^6
20	470	82×10^6
21	400	70×10^6
22	330	58×10^6
23	260	45×10^6
24	190	33×10^6
25	120	21×10^6
26	50	8×10^6

Como podemos ver las cantidad de vueltas total que tiene que dar el rollo para desmenuzarse son 26, a este valor lo dividimos por las revoluciones a las cuales gira el rollo y determinamos el tiempo.

$$T = \frac{26 \text{ rev}}{\frac{10 \text{ rev}}{\text{min}}} = 2,6 \text{ min}$$

El tiempo de desmenuzado será igual a 2,6 minutos, pero teniendo en cuenta pérdidas debido a la forma irregular que presenta el rollo (ya que su forma geométrica no es exactamente cilíndrica) aproximadamente del 20 %, el tiempo real de desmenuzado nos queda:

$$\text{Tiempo real: } 2,6 \text{ min} \times 1,20 = 3,12 \text{ min}$$



5.2 POTENCIA REQUERIDA DEL DESMENUZADOR

5.2.1 POTENCIA DEL ACARREADOR EN VACÍO

El cálculo de ésta potencia dependerá de tres factores:

1. La potencia requerida para mover las cadenas en vacío.
2. La potencia requerida para transportar la carga horizontalmente.
3. La potencia requerida para levantar la carga.

$$Pt = \frac{Wc \times L \times S \times Fc}{100 \times Fd} + \frac{T \times Ll \times Fl}{1000 \times Fd} + \frac{T \times H}{1000 \times Fd}$$

Como la forma de la trayectoria que tiene la base del desmenuzador es de forma elíptica, lo que hicimos, para poder aplicar las fórmulas anteriormente descritas fue de dividirlo en 3 sub acarreadores con el fin de simplificar los cálculos, ya que de la otra forma resultarían bastante complejo. De ésta manera calcularemos la potencia de las 3 divisiones y luego se sumarán.

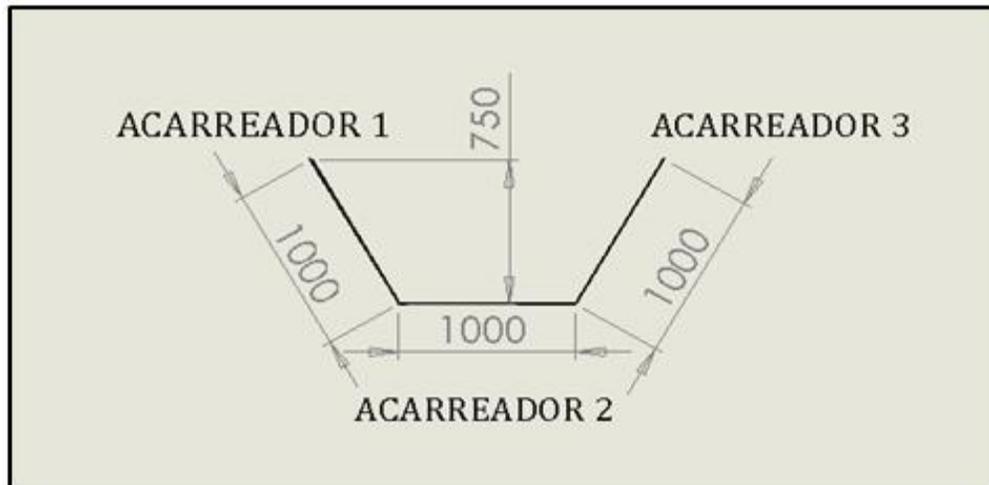


Fig. 5.2 Simplificación del acarreador en 3 partes rectas



Dónde:

S=Velocidad del transportador (Pies/minutos)

$$S = 1 \text{ m/s} = 196 \text{ ft/min}$$

T=Toneladas de material transportado/hora (Tn/hs)

$$T = 4,8 \text{ kg/s} = 17 \text{ tn/h}$$

Wc=Peso total de cadenas y barrotes por pie lineal.

$$Wc = P_{\text{cadenas}} + P_{\text{barrotes}}$$

$$Wc = (1,6 \text{ kg/m} \times 2 \text{ m}) \times 2 \text{ cadenas} + (0,381 \text{ kg/m} \times 1,6 \text{ m}) \times 6,5 \text{ barrotes}$$

$$Wc = 10,36 \text{ kg/m} = 0,6 \text{ tn/ft}$$

L=Longitud de la cadena (Pies)

$$L = 2 \text{ m} = 6,56 \text{ ft}$$

LI =Distancia entre centros de ejes

$$LI = 1 \text{ m} = 3,28 \text{ ft}$$

Fc= Factor de fricción de cadenas

$$Fc = 0,5$$

FI= Factor de fricción de la carga

$$FI = 0,7$$

Fd= Factor de fricción por pérdidas motrices

$$Fd = 0,9$$

H= Altura alcanzada por la carga;

$$H = 750 \text{ mm} = 2,4 \text{ ft}$$



$$P_{1.1} = \frac{0,6 \text{ tn/ft} \times 6,56 \text{ ft} \times 196 \text{ ft/min} \times 0,5}{100 \times 0,9} = 0,65 \text{ HP}$$

$$P_{1.2} = \frac{17 \text{ tn/hs} \times 3,28 \text{ ft} \times 0,9}{100 \times 0,9} = 0,56 \text{ HP}$$

$$P_{1.3} = \frac{17 \text{ tn/hs} \times 2,4 \text{ ft}}{100 \times 0,9} = 0,4 \text{ HP}$$

$$P_{1 \text{ TOTAL}} = 1,61 \text{ HP}$$

$$P_{2.1} = \frac{0,6 \text{ tn/ft} \times 6,56 \text{ ft} \times 196 \text{ ft/min} \times 0,5}{100 \times 0,9} = 0,65 \text{ HP}$$

$$P_{2.2} = \frac{17 \text{ tn/hs} \times 3,28 \text{ ft} \times 0,9}{100 \times 0,9} = 0,56 \text{ HP}$$

$P_{2.3}$ = en este caso la potencia es 0, ya que no tiene altura

$$P_{2 \text{ TOTAL}} = 1,21 \text{ HP}$$

$$P_{3.1} = \frac{0,6 \text{ tn/ft} \times 6,56 \text{ ft} \times 196 \text{ ft/min} \times 0,5}{100 \times 0,9} = 0,65 \text{ HP}$$

$$P_{3.2} = \frac{17 \text{ tn/hs} \times 3,28 \text{ ft} \times 0,9}{100 \times 0,9} = 0,56 \text{ HP}$$

$$P_{3.3} = \frac{17 \text{ tn/hs} \times 2,4 \text{ ft}}{100 \times 0,9} = 0,4 \text{ HP}$$

$$P_{3 \text{ TOTAL}} = 1,61 \text{ HP}$$

$$\text{POTENCIA ACARREADOR} = P_{1 \text{ TOTAL}} + P_{2 \text{ TOTAL}} + P_{3 \text{ TOTAL}} = 4,4 \text{ HP}$$



5.2.2 POTENCIA NECESARIA PARA DESGARRAR

$$P_d = \frac{E_{nca} \times A \times V \times L_{wd}}{1000} \quad (5.1)$$

Dónde:

P_d : Potencia necesaria para desgarrar

E_{nca} : es la energía específica de desgarrar ($\frac{kJ}{m^2}$).

Como valor para este factor se escoge $83,8 \frac{kJ}{m^2}$, dato correspondiente para la alfalfa con una humedad del 69%, considerado como caso más desfavorable, dentro de los cultivos que se utilizan para conformar rollos.

V : velocidad de alimentación ($\frac{m}{s}$)

L_{wd} : Ancho del dispositivo de desgarrar

A : área total del sólido base por unidad de área del material a desgarrar

$$\left(\frac{mm^2}{mm} \right)$$

$$A: \frac{1000 \times \left(\frac{M_{afae}}{M_{ds}} \right)}{L_{hc}} \quad (5.2)$$

M_{ds} : Densidad del material sólido por unidad de volumen ($\frac{kg}{m^3}$)

$$M_{afae}: \frac{M_{at}}{L_{wd} \times V} \quad (5.3)$$

M_{afae} : Materia seca por unidad de área del material a desgarrar

Se procederá al reemplazo de ecuaciones, en la principal ecuación de potencia mencionada primeramente.



Reemplazando la ecuación (5.3) en (5.2) nos queda

$$A = \frac{1000 \times 2 \times M_{at}}{V \times L_{wd} \times L_{hc} \times M_{ds}} \quad (5.4)$$

Reemplazando (5.4) en (5.1) nos queda

$$P_d = \frac{E_{nca} \times 2 \times M_{at}}{L_{hc} \times M_{ds}}$$

En donde M_{at} es igual a:

$$M_{at}: V \times L_{wd} \times M_{afae}: \frac{\% \text{ de mat seca} \times \% \text{ mat húmeda} \times \text{peso}}{\text{tiempo de desmenuzado}}$$

M_{at} : Cantidad de material desgarrado por unidad de tiempo

% de mat seca: considerando las distintas materias primas para elaborar un rollo, en lo que respecta a estos ítems se trabajará con moha, la cual presenta un alto contenido de materia seca, equivalente a 80 %

% de mat húmeda: A la hora de referirnos a materia húmeda elegimos la alfalfa como principal cultivo con un porcentaje de humedad aproximado del 69 %.

El peso del rollo es de 900 kg aprox. y el tiempo de desmenuzado calculado es de 3,12 min

$$M_{at} = \frac{0,8 \times 0,69 \times 900 \text{ kg}}{187,2 \text{ s}} = 2,65 \text{ kg/s}$$

M_{ds} : La densidad de material sólido por unidad de volumen es $1,34 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

L_{hc} : Es la penetración de los puntones en el rollo 0,035m



$$P_d = \frac{2,65 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2 \times 83,8 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2}}{1,34 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,035 \text{ m}} = 9470 \text{ w} = 12,7 \text{ HP}$$

5.2.3 POTENCIA DE DESGARRO REAL

Se procederá al cálculo de la potencia de desgarrado real, en ésta potencia se encuentran implícitos factores que no se consideran en la potencia anterior, aparecen ítems a considerar que se denominan pérdidas de potencia, entre ellos podemos mencionar

- Eficiencia del implemento
- Fricción entre barrotes y fibras
- Gran aceleración del material a desgarrar, etc.

Tenemos que la ecuación de la potencia es igual

$$P_{od} = P_{od1} + \frac{P_d}{ef}$$

Y siendo:

P_{od} : Potencia de desgarrado real

P_{od1} : Potencia de desgarrado

$$P_{od1} = P_{ols} \times L_{wd}$$

P_{ols} : Perdida específica de potencia por ancho de desgarrado

L_{wd} : Ancho de desgarrado

El valor de P_{od1} por lo tanto se podrá calcular encontrando un valor de P_{ols} el cual se extraerá de datos experimentales dados por la bibliografía, siendo este:

$$P_{ols} = 0,56 \frac{\text{kw}}{\text{m}} = 0,75 \frac{\text{HP}}{\text{m}}$$

El ancho de desgarrado del desmenuzador es 1,8 m



$$P_{od1} = 0,75 \frac{HP}{m} \times 1,8 \text{ m} = 1,3HP$$

Para obtener el valor de ef, se deberán considerar factores que a continuación se detallaran, por lo general el valor de ef es alrededor de 0,7 a 0,85 dependiendo de las características del rollo, como por ejemplo la compresión con la cual está realizado, la humedad, el tipo de cultivo, por lo cual optamos por tomar un valor por encima del promedio de ambos.

$$E_f = 0,8$$

A partir de estos datos ya estamos en condiciones de poder calcular la potencia real

$$P_{od} = 1,3 \text{ HP} + \frac{12,7 \text{ HP}}{0,8} = 17 \text{ HP}$$

5.2.4 ENERGÍA ROTACIONAL DEL ROLLO

Una vez que el rollo esta sobre la cámara de desmenuzado, para poderlo sacar de su reposo inicial necesitamos, una energía denominada rotacional, que se refiere a la inercia que implica poner el rollo en movimiento.

La ecuación que arroja la magnitud de este valor es:

$$K = 0,5 \times I \times W^2$$

Donde I es el momento de inercia del rollo que lo calculamos de la siguiente manera

$$I = 0,5 \times m \times r^2$$

m=masa neta del rollo = 900 kg

r= radio de inercia = 0,9 m



$$I = 364 \text{ kgm}^2$$

W: es la velocidad angular máxima que toma en rollo

$$W = 2 \times \pi \times n$$

$$n = 10 \text{ rpm}$$

$$W = 3947 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$K = 11975 \frac{J}{\text{seg}} = 12 \text{ HP}$$

Con lo cual concluimos que la potencia necesaria para el desmenuzador va a ser la suma de la potencia real, la potencia del acarreador y de la energía rotacional

$$POT_{TOTAL} = POTENCIA \text{ ACARREADOR} + P_{od} + K = 33,4 \text{ HP}$$

5.3 CÁLCULO DE PIÑONES Y CORONAS

El desmenuzador va a estar compuesto por 3 trenes de engranajes, con lo cual 2 de ellos van a estar directamente situados sobre la cámara de desmenuzado y el restante montado sobre el chasis, que es el que va a transmitir la potencia hacia los otros dos.

Para comenzar el dimensionamiento de los engranajes, tenemos como dato que las revoluciones de eje 1 van a ser 540, ya que van a ser las tomadas directamente desde la toma de fuerza del tractor.

El otro dato que tenemos es que el rollo girara a 10 rpm. Con lo cual a partir de acá podemos calcular la velocidad en la periferia del mismo, que va ser la misma que va a tener la cadena.

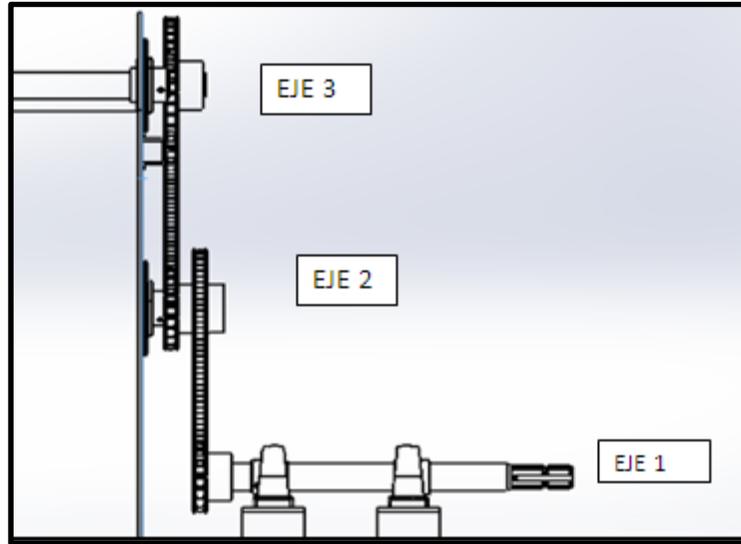


Fig. 5.3 Disposición de ejes

$$V = \pi \times D \times \text{revoluciones}$$

$$V = \pi \times 1,8\text{m} \times 10\text{rpm}$$

$$V = 56 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Como la cantidad de dientes mínimo que puede tomar una cadena de paso alargado (50,8 mm) es 7 dientes, el diámetro de los piñones que van a ser:

$$D_p = \frac{N \times P}{\pi}$$

Donde:

N: número de dientes del piñón

P: paso de la cadena

$$D_p = \frac{7 \times 50,8 \text{ mm}}{\pi}$$

$$D_p = 113 \text{ mm}$$

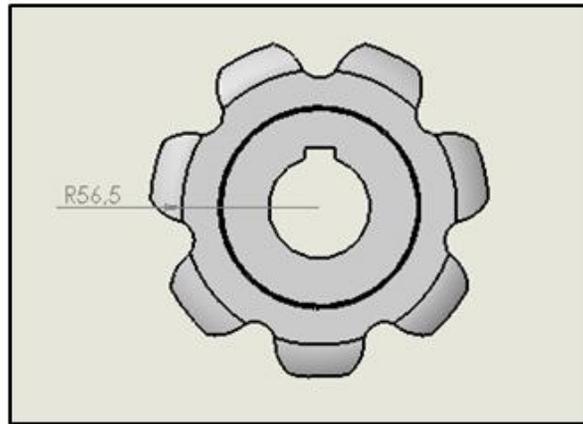


Fig. 5.4 Piñón correspondiente al eje del desmenuzador

Calculamos las rpm a la cual va a girar el eje 3, a partir del diámetro del piñón y la velocidad anterior

$$\text{RPM } 3 = \frac{V}{\pi \times D}$$

$$\text{RPM } 3 = \frac{56 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{\pi \times 0,113 \text{ m}}$$

$$\text{RPM } 3 = 157 \text{ rpm}$$

A partir de aquí tenemos que las rpm son 540 (eje 1) y 157 (eje 3) con lo cual la relación de transmisión es

$$Mw = \frac{\text{RPM } 1}{\text{RPM } 3}$$

$$Mw = 3,4$$

Por cuestiones constructivas decidimos hacer una relación intermedia (eje 2), ya que sino la rueda 4 quedaría de gran tamaño para poder cumplir con la relación de transmisión calculada. Con lo cual la relación de eje a eje quedo de 1,7

Las rpm del eje 2 serán:



$$n_2 = \frac{540 \text{ rpm}}{1,7} = 317 \text{ rpm}$$

La cantidad de dientes del piñón 2 será:

$$N_2 = N_1 \times 1,7$$

$$N_2 = 29 \text{ dientes}$$

La cantidad de dientes del piñón 3 será:

$$N_3 = \frac{N_4}{M_w}$$

$$N_3 = \frac{34 \text{ dientes}}{1,7}$$

$$N_3 = 20 \text{ dientes}$$

5.4 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES DEL ACARREADOR

Se elegirá como material para el eje un acero AISI 1045 normalizado. En un extremo ira la rueda dentada de 20,7 cm de diámetro que le transmite la potencia, y a lo largo del eje contendrá 2 piñones de 11,3 cm de diámetro dispuestos a lo largo del mismo como se puede ver en la siguiente figura:

Primeramente calculamos el torque al que va estar sometido el eje, y luego la fuerza, que se determina de la siguiente manera:

$$T = \frac{71620 \times CV}{\text{rpm}}$$

Dónde:

Cv= potencia necesaria para el acarreador

Rpm= revoluciones de eje

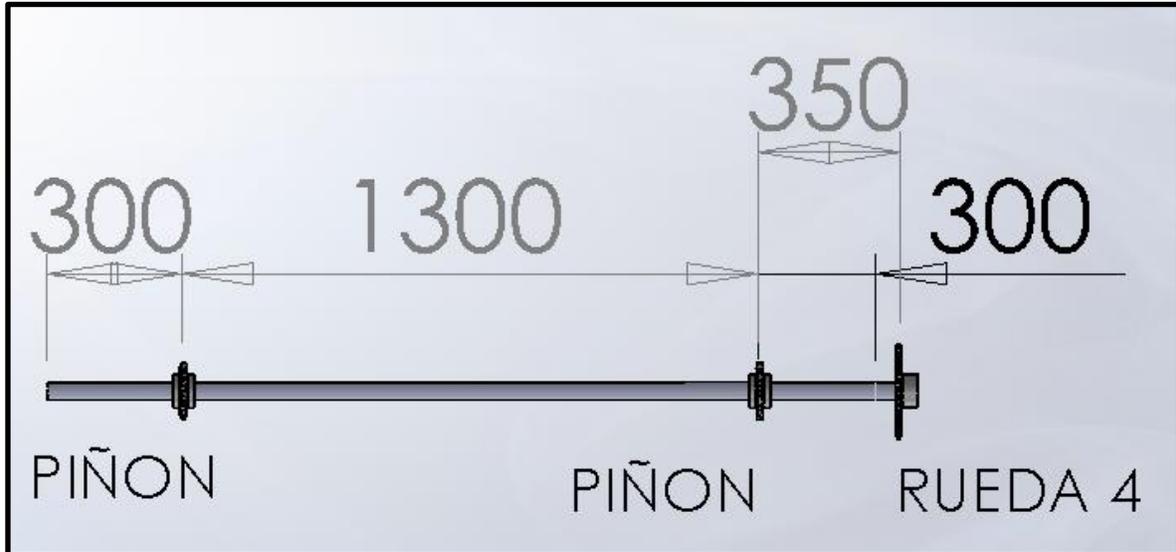


Fig. 5.5 Eje de mando del acarreador

$$T_3 = \frac{71620 \times 33,8 \text{ cv}}{79 \text{ rpm}} = 30642 \text{ kgcm}$$

$$F_3 = \frac{T_3}{R_3} = 1502 \text{ kg}$$

$$T_2 = T_1 = \frac{71620 \times \frac{33,8}{2} \text{ cv}}{79 \text{ rpm}} = 15321 \text{ kg}$$

$$F_1 = F_2 = \frac{T}{d_1} = \frac{15321 \text{ kgcm}}{11,3 \text{ cm}} = 1355 \text{ kg}$$

Como los dos piñones que van a estar montados sobre el eje son del mismo diámetro las fuerzas van a ser las mismas.

Cálculo de reacciones (fuerzas sobre los rodamientos)

$$\sum MA = 0$$



$$F1 \times 300 \text{ cm} + F2 \times 1600 \text{ cm} - FB \times 1900 \text{ cm} + F3 \times 1950 \text{ cm} = 0$$

Despejando FB obtenemos:

$$FB = \frac{F3 \times 1950 \text{ cm} + F1 \times 300 \text{ cm} + F2 \times 1600 \text{ cm}}{1900 \text{ cm}}$$

$$FB = 2899 \text{ kg}$$

$$\sum MB = 0$$

$$FA \times 300 \text{ cm} - F1 \times 1600 \text{ cm} - F2 \times 300 \text{ cm} + F3 \times 50 \text{ cm} = 0$$

$$FA = \frac{F1 \times 1600 \text{ cm} + F2 \times 300 \text{ cm} - F3 \times 50 \text{ cm}}{1900 \text{ cm}}$$

$$FA = 1318 \text{ kg}$$

Con la ayuda de solid work corroboramos las reacciones

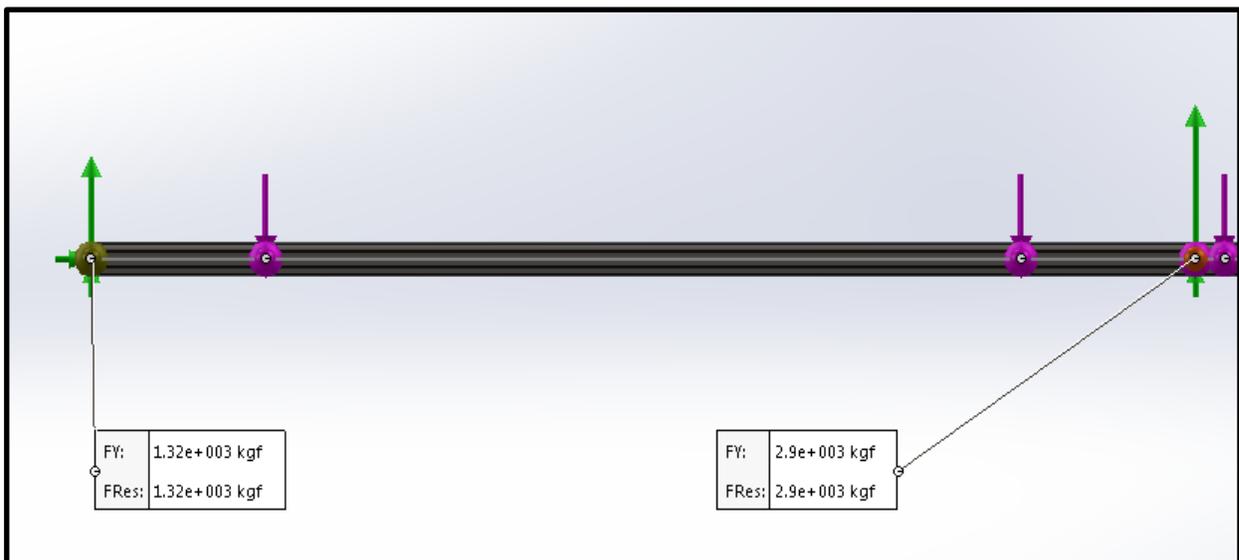


Fig. 5.6 Reacciones mediante solid works



CÁLCULOS DE MOMENTOS FLECTOR

$$0 \text{ mm} \leq X \leq 30 \text{ cm}$$

$$X=0 \quad M_f=0$$

$$X=30\text{cm} \quad M_f= RA.X=39540 \text{ kgcm}$$

$$30 \text{ cm} \leq X \leq 160 \text{ cm}$$

$$X=30 \text{ cm} \quad M_f=RA.X - F1.(X-30 \text{ cm}) =39540 \text{ kgcm}$$

$$X=160 \text{ cm} \quad M_f= RA.X - F1.(X-30 \text{ cm})= 34340 \text{ kgcm}$$

$$160 \text{ cm} \leq X \leq 190 \text{ cm}$$

$$X=160 \text{ cm} \quad M_f=RA.X - F1.(X-30 \text{ cm}) -F2(X-160 \text{ cm})=34340 \text{ kgcm}$$

$$X=190 \text{ cm} \quad M_f=RA.X - F1.(X-30 \text{ cm}) -F2(X-160 \text{ cm})= -760 \text{ kgcm}$$

$$190 \text{ cm} \leq X \leq 195 \text{ cm}$$

$$X=190 \text{ cm} \quad M_f=RA.X - F1.(X-30 \text{ cm}) -F2(X-160 \text{ cm})+ RB(X-190 \text{ cm})= -7600 \text{ kgcm}$$

$$X=195\text{cm} \quad M_f=RA.X - F1.(X-30 \text{ cm}) -F2(X-160 \text{ cm})+ RB(X-190 \text{ cm})= -2045 \text{ kgcm}$$

El momento flector máximo es 39540 kgcm y el menor - 7600 kgcm. Con lo cual para el dimensionamiento del eje nos basamos en esto, que por cuestiones de seguridad tomamos que los momentos flectores máximos



mínimo se dan en las secciones donde se encuentran los concentradores de tensión es decir dónde van colocados los piñones.

A continuación verificamos con programa de cálculo los momentos flectores máximos y mínimos

La ecuación que vamos a utilizar va a ser una combinación de esfuerzos variables (debido al momento flector) y esfuerzos no variables (debidos al torque)

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

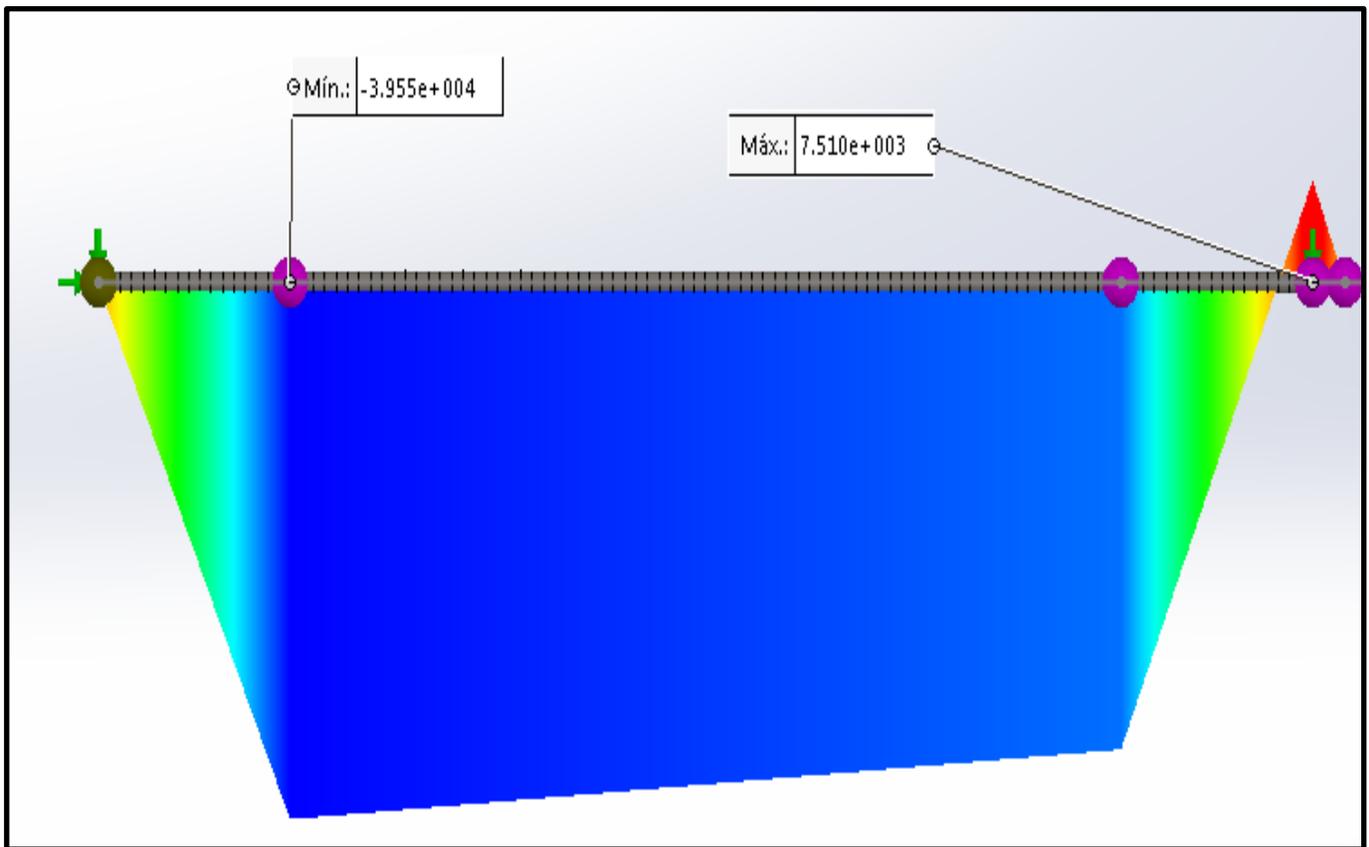


Fig. 5.7 Cálculo de momentos flector con solid works



En donde:

N= coeficiente de seguridad, en este caso tomamos 1,4

Se=es el esfuerzo equivalente que lo calculamos de la siguiente manera

$$Se = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f \cdot S_a$$

$$S_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2W} = \frac{15970}{W} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2W} = \frac{23570}{W} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y = 4148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Kf= 1,3 (coeficiente de concentrador debido a las chavetas)

Para calcular la resistencia a la fatiga S_n se deben tener en cuenta una serie de coeficientes:

$$S_n = k_1 \times k_2 \times k_3 \times 0,5 S_u$$

$$K_1 = 0,85 \text{ (el eje es mecanizado)}$$

$$K_2 = 0.85 \text{ (teniendo en cuenta que el eje va a ser mayor a media pulgada)}$$

$$K_3 = 0,8 \text{ (el eje trabaja a flexión y a torsión)}$$

$$S_u = 6749 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Entonces } S_n = 1950 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A partir de estos datos podemos calcular el valor del esfuerzo equivalente



$$Se = \frac{1950 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{4148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \times \frac{15970 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} + \frac{1,3 \times 23570 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W}$$

$$Se = \frac{7507 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} + \frac{30641 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} = \frac{38148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W}$$

Calculamos Ss y Sys

$$Ss = \frac{T}{2W} = \frac{30642}{2W} = \frac{15321 \text{kgcm}}{W}$$

$$Sys = 0,5 Sy = 2074 \text{ kgcm}$$

Sustituyendo nos queda

$$\frac{1}{1,4} = \left[\left(\frac{38148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} \right)^2 + \left(\frac{15321 \text{kgcm}}{2074 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

Despejando W obtenemos

$$W = 5,38 \text{ cm}^3$$

A partir de este valor de modulo resistente podemos calcular el diámetro que va a tener el eje

$$W = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$D = 3,8 \text{ cm}$$

Optamos un diámetro de 40 mm

5.5 CÁLCULO DEL EJE N1



Como podemos observar en la siguiente Figura el eje 1 va a estar apoyado sobre 2 soportes, con lo cual van a actuar 3 fuerzas sobre él, la que realiza la cadena en la punta de la rueda y las 2 reacciones de los soportes donde van a estar anclado.

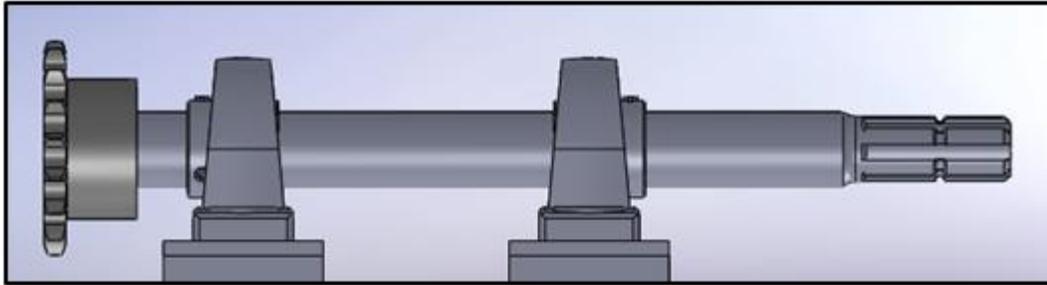


Fig. 5.8 Eje 1 con sus respectivos apoyos

Calculamos el torque al que va estar sometido el eje, y luego la fuerza, que lo determinamos de la siguiente manera:

$$T = \frac{71620 \times CV}{rpm}$$

Dónde:

Cv= potencia necesaria para el acarreador

Rpm= revoluciones de eje

$$T1 = \frac{71620 \times 33,8 \text{ cv}}{540 \text{ rpm}} = 4482 \text{ kgcm}$$

$$F1 = \frac{T1}{R1}$$

Donde R1 es el radio de la rueda 1

$$F = \frac{T1}{R1} = 448,2 \text{ kg}$$



Calculamos las fuerzas en cada a apoyo

$$\sum MA=0$$

$$F \times 10,7 \text{ cm} - FB \times 18,6 \text{ cm} = 0$$

Despejando FB obtenemos:

$$FB = \frac{F \times 10,7 \text{ cm}}{18,6 \text{ cm}}$$

$$FB = 258 \text{ kg}$$

$$\sum MB=0$$

$$F \times 29,3 \text{ cm} - FA \times 18,6 \text{ cm} = 0$$

$$FA = \frac{F \times 29,3 \text{ cm}}{18,6 \text{ cm}}$$

$$FA = 706 \text{ kg}$$

Corroboramos las reacciones con solid work

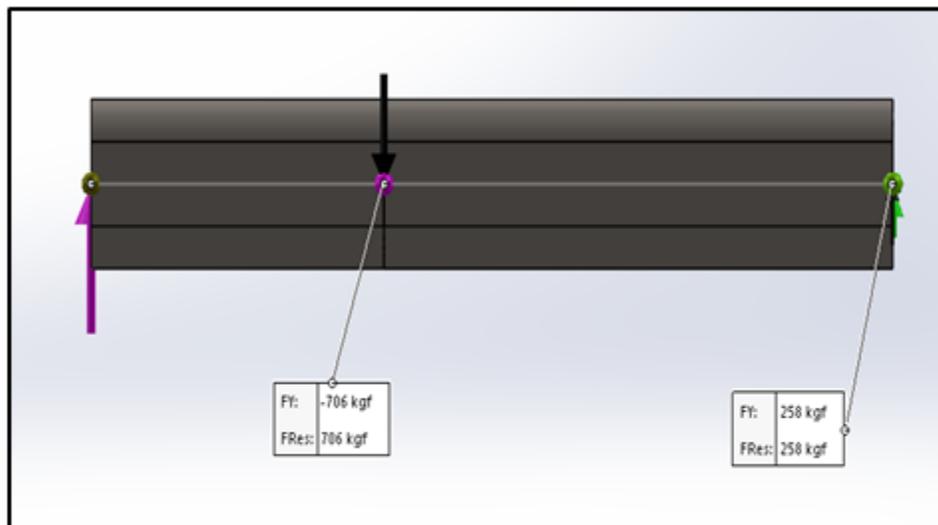


Fig. 5.9 Cálculo de reacciones en eje 1 con solid works



Calculamos los momentos flectores

$$0 \text{ mm} \leq X \leq 10,7 \text{ cm}$$

$$X=0 \quad M_f=0$$

$$X=10,7\text{cm} \quad M_f= F.X=4795 \text{ kgcm}$$

$$10,7 \text{ cm} \leq X \leq 29,3\text{cm}$$

$$X=10,7 \text{ cm} \quad M_f=F.X - FA.(X-10,7 \text{ cm}) =4795 \text{ kgcm}$$

$$X=29,3 \text{ cm} \quad M_f= F.X - FA.(X-10,7 \text{ cm})= 0 \text{ kgcm}$$

Por lo cual el momento flector máximo es 4795 kgcm .Con la ayuda de solid work corroboramos.

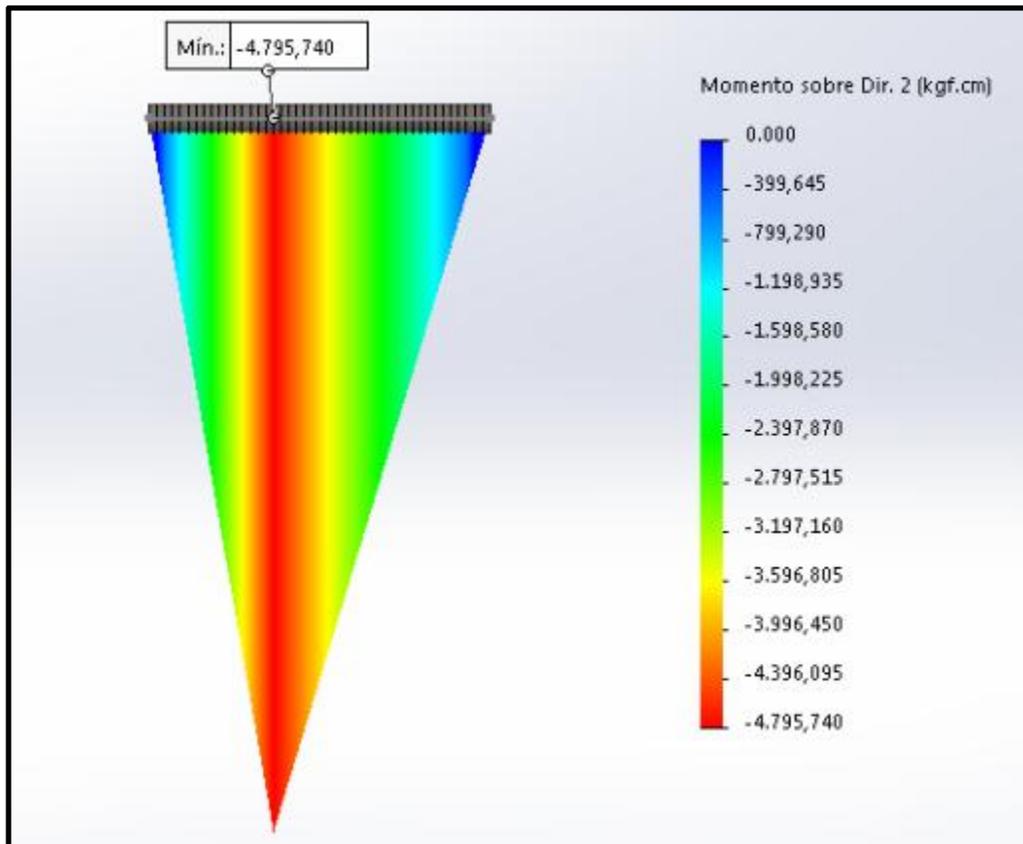


Fig. 5.10 Cálculo de momento flector con solid works



La ecuación que vamos a utilizar va a ser una combinación de esfuerzos variables (debido al momento flector) y esfuerzos no variables (debidos al torque)

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

En donde:

N= coeficiente de seguridad, en este caso tomamos 1,4

Se=es el esfuerzo equivalente que lo calculamos de la siguiente manera

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f \cdot S_a$$

$$S_m = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2W} = \frac{2397,5}{W} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2W} = \frac{2397,5}{W} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y = 4148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Kf= 1,3 (coeficiente de concentrador debido a las chavetas)

Para calcular la resistencia a la fatiga Sn se deben tener en cuenta una serie de coeficientes:

$$S_n = k_1 \times k_2 \times k_3 \times 0,5 S_u$$

K1 = 0,85 (el eje es mecanizado)

K2 = 0.85 (teniendo en cuenta que el eje va a ser mayor a media pulgada)

K3 = 0,8 (el eje trabaja a flexión y a torsión)

$$S_u = 6749 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



$$\text{Entonces } S_n = 1950 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A partir de estos datos podemos calcular el valor del esfuerzo equivalente

$$S_e = \frac{1950 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{4148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \times \frac{2397 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} + \frac{1,3 \times 2397 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W}$$

$$S_e = \frac{1126 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} + \frac{3116,1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} = \frac{4247 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W}$$

Calculamos S_s y S_y

$$S_s = \frac{T}{2W} = \frac{4482}{2W} = \frac{2241 \text{kgcm}}{W}$$

$$S_y = 0,5 S_y = 2074 \text{kgcm}$$

Sustituyendo nos queda:

$$\frac{1}{1,4} = \left[\left(\frac{4247 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{W} \right)^2 + \left(\frac{2241 \text{kgcm}}{W} \right)^2 \right]^{0,5}$$

Despejando W obtenemos

$$W = 4 \text{ cm}^3$$

A partir de este valor de módulo resistente podemos calcular despejando el diámetro que va a tener nuestro eje

$$W = \frac{\pi D^3}{32}$$



D= 3,4cm

Optamos un diámetro de 40 mm

Un vez obtenido el diámetro del eje corroboramos que no solo satisfaga a los esfuerzos a los cuales estará sometido sino también a las deformaciones que se podrían ocasionar.

Con la ayuda de SOLIDWORKS SIMULATION nos da como resultado una deformación máxima de 0.141, con lo cual está dentro de los parámetros normales.

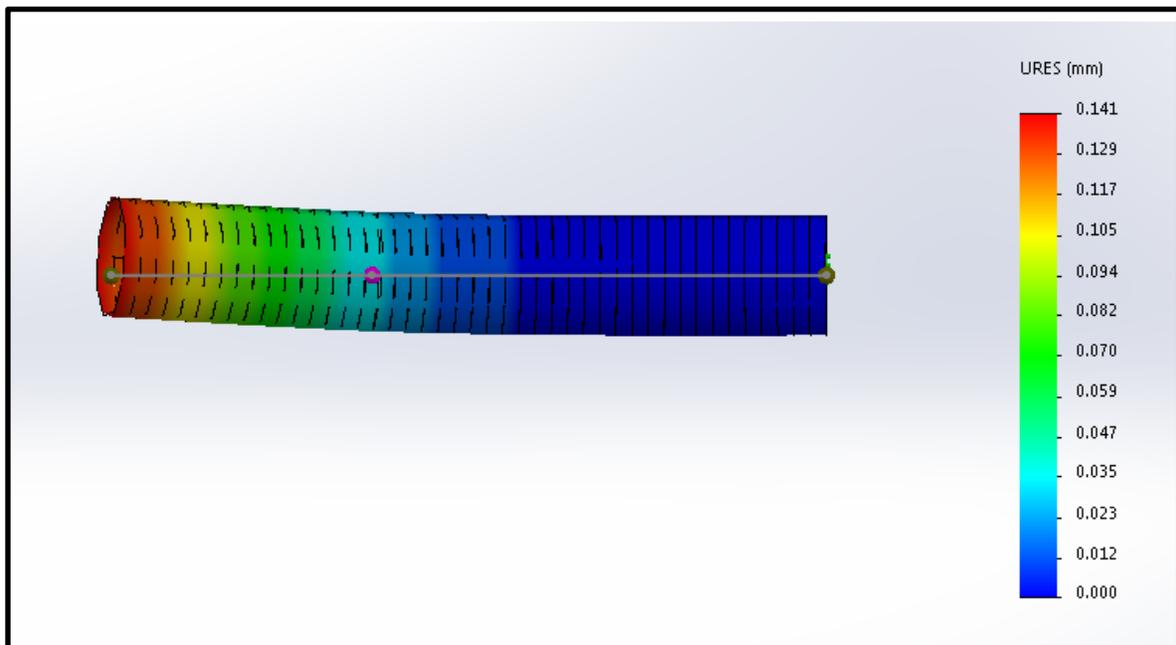


Fig. 5.11 Cálculo de deformaciones máximas



A partir del diámetro del eje optamos por elegir los soportes de pie de rodamientos de bolas SKF SY-40 TF que presentan las siguientes características:

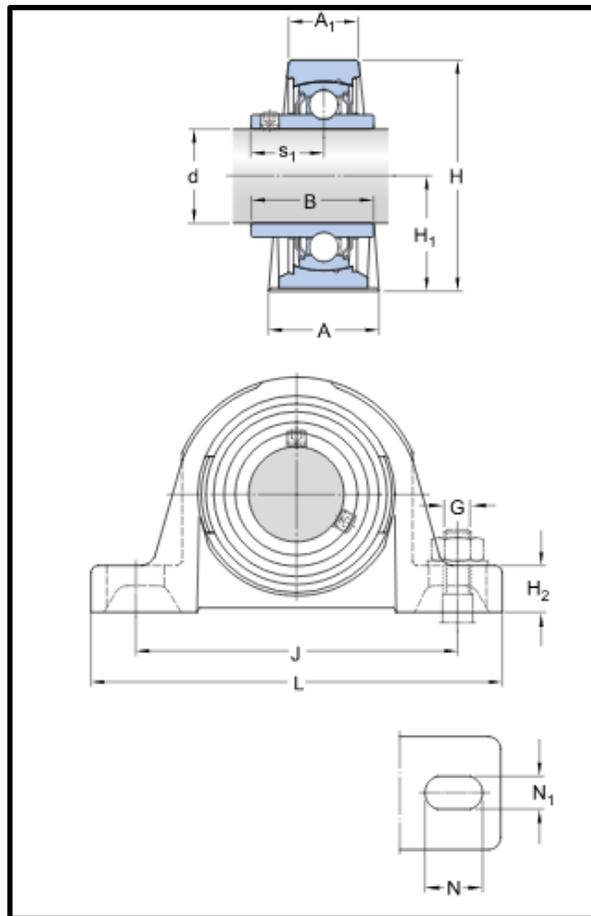


Fig. 5.12 Dimensiones de soporte de rodamientos SY-40 TF



d	40	mm
A	48	mm
A ₁	33	mm
H	99	mm
H ₁	49.2	mm
H ₂	19	mm
L	175	mm
J	135.5	mm
N	24.5	mm
N ₁	14	mm
B	49.2	mm
S ₁	30.2	mm

Fig. 5.13 Dimensiones de soporte de rodamientos SY-40 TF

5.6 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 3 DEL DESMENUZADOR

El tipo de rodamiento que vamos a utilizar va a ser de bolas, con lo cual se optó por este tipo ya que la carga es totalmente radial y no influyen fuerzas axiales.

Para el cálculo del mismo nos basamos en el método designado por SKF.

Cálculo de la vida útil

Siendo L_{10h} la vida nominal básica en horas de servicio de la máquina, lo cual haremos el cálculo para 2hs al día, los 365 días del año, durante 10 años

$$L_{10h} = 2 \times 365 \times 10 = 7300 \text{ hs}$$

Las fuerzas que vayan a tener que soportar los rodamientos dispuestos sobre el eje, son las calculadas anteriormente en los apoyos, con lo cual optamos por la mayor es decir 2899 kg, además las revoluciones del eje son $157 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$.

Con estos datos entramos a la tabla y determinamos la relación C/P, con lo cual obtenemos un valor de 3, 63.



A partir de este valor y teniendo la carga, despejamos la capacidad de carga necesaria.

$$\frac{C}{P} = 3,63$$

$$\frac{C}{2899 \text{ kg}} = 3,63$$

$$C = 10523 \text{ kg}$$

Una vez obtenido este valor y el diámetro del eje seleccionamos el rodamiento necesario. En nuestro caso necesitamos un rodamiento autocentrante PF 40 TF, con soporte para poder agarrarlo de los laterales del desmenuzador.

Para el eje 2 se colocaran los mismos rodamientos ya que la fuerza que actúan sobre el son menores con lo cual estaremos del lado de la seguridad.

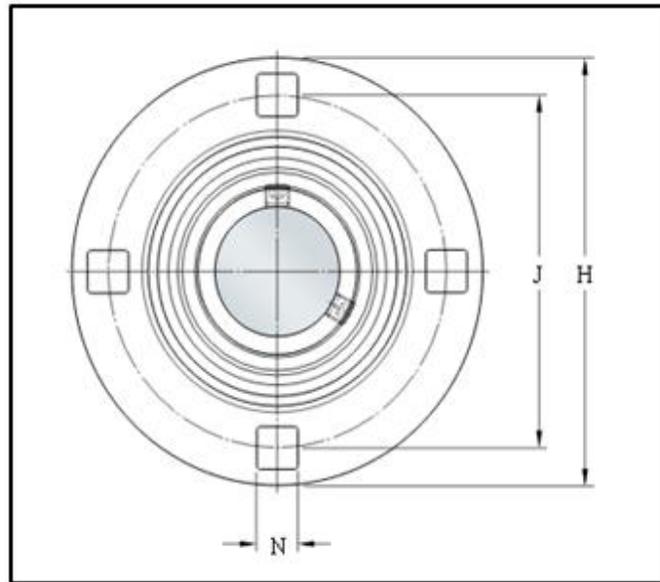


Fig 5.14 Dimensiones del rodamiento PF-40 TF



5.7 SELECCIÓN Y CÁLCULO DE CADENAS

Primeramente calcularemos las cadenas que irán dentro de la cámara de desmenuzado, que estarán conectadas una con la otra con los barrotes.

Datos:

$$D_p = 113 \text{ mm}$$

$$n_p = 157 \text{ rpm}$$

$$N_p = 7 \text{ dientes}$$

$$V_{\text{cadena}} = 56 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Calculamos el paso de la cadena para estos datos:

$$P = \frac{V_m \times 100}{n_p \times N_p}$$

$$P = \frac{56 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times 100}{7 \times 157 \text{ rpm}}$$

$$P = 5 \text{ cm}$$

Tomamos una cadena N: 160 (32A -1)

Potencia de proyecto

$$P_c = P \times N_{sf}$$

Donde

P=potencia transmitida

$$N_{sf} = 1,4 \text{ [1] (según tabla 17,7 pág. 602)}$$

$$P_c = 33,4 \text{ HP} \times 1,4$$



Cadenas simples	Referencia	Norma	Paso P	Paso P	Ancho interior mínimo	Diámetro del rodillo	Diámetro del eje	Ancho máximo sobre ejes	Ancho sobre ejes de unión	Separación entre filas	Superficie de articulación	Carga aprox. de rotura	Eslabones por metro aprox.	Peso por metro
	JORESA	ISO	Pulgadas	mm	A mm	D mm	d mm	H mm	C mm	E mm	cm ²	daN		Kg
25*	04 C	1/4	6,35	3,18	3,30	2,31	8,00	9,60	·	0,11	450	157	0,140	
35*	06 C	3/8	9,525	4,77	5,08	3,59	11,90	13,18	·	0,27	1.050	105	0,330	
40	08 A-1	1/2	12,70	7,95	7,92	3,96	16,30	21,70	·	0,45	1.850	79	0,640	
41	85	1/2	12,70	6,35	7,77	3,58	13,40	18,70	·	0,32	910	79	0,400	
50	10 A-1	5/8	15,875	9,53	10,16	5,08	20,10	25,90	·	0,71	2.900	63	1,060	
60	12 A-1	3/4	19,05	12,70	11,91	5,94	28,00	31,50	·	0,97	3.900	53	1,580	
80	16 A-1	1	25,40	15,88	15,88	7,92	35,30	38,90	·	1,76	6.700	39	2,610	
100	20 A-1	1 1/4	31,75	19,05	19,05	9,53	43,40	47,20	·	2,58	11.000	31	3,850	
120	24 A-1	1 1/2	38,10	25,40	22,23	11,10	53,40	57,40	·	3,90	15.500	27	5,550	
140	28 A-1	1 3/4	44,45	25,40	25,40	12,70	58,50	62,30	·	4,67	21.000	23	7,700	
160	32 A-1	2	50,80	31,75	28,58	14,27	68,50	73,40	·	6,40	26.500	19	10,000	
200	40 A-1	2 1/2	63,50	38,10	39,67	19,84	78,50	90,30	·	10,85	43.000	15	16,690	
240	48 A-1	3	76,20	47,63	47,63	23,80	94,30	105,50	·	16,11	60.000	13	25,170	

Fig. 5.17 Dimensiones y características de la cadena 32A-1

Pc=46,7 HP=47,4 CV

Potencia nominal para impacto CASQUILLO-RODILLO

$$Cv = 0,481 \times Kr \times \left(\frac{100 Nts}{n} \right)^{1,5} \times P^{0,8}$$

Dónde:

Kr= 17 (para cadenas nº 40 a 240) [1] (Pág. 610)

P= paso de la cadena (5,08 cm)

Nts=Nº de dientes rueda dentada menor (7 dientes)



$n =$ Revoluciones rueda dentada menor (157 rpm)

$$C_v = 0,481 \times 17 \times \left(\frac{100 \times 7}{157 \text{ rpm}}\right)^{1,5} \times 5,08 \text{ cm}^{0,8}$$

$$C_v = 282 \text{ CV}$$

Potencia nominal para fatiga PLACA –ESLABÓN

$$C_v = 0,004056 \times Nts^{1,08} \times n^{0,9} \times \left(\frac{P}{2,54}\right)^{(3-0,275P)}$$

$$C_v = 0,004056 \times 7^{1,08} \times 157 \text{ rpm}^{0,9} \times \left(\frac{5,08 \text{ cm}}{2,54}\right)^{(3-0,275 \times 5,08 \text{ cm})}$$

$$C_v = 27,8 \text{ CV}$$

Se elige el valor de potencia nominal menor, en éste caso 27,8 CV

$$\text{Nº cadenas} = \frac{P_c}{P_n} = \frac{47,4 \text{ cv}}{27,8 \text{ cv}} = 1,7 \rightarrow 2 \text{ cadenas}$$

SELECCIÓN CADENA EJE 1- EJE 2

Datos:

$$D_{p1} = 103,7 \text{ mm}$$

$$n_{p1} = 540 \text{ rpm}$$

$$N_{p1} = 17 \text{ dientes}$$

$$V_{cadena} = \pi \times D_{p1} \times n_{p1}$$

$$V_{cadena} = \pi \times 0,103 \text{ m} \times 540 \text{ rpm}$$

$$V_{cadena} = 174 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Calculamos el paso de la cadena para estos datos:



$$P = \frac{Vm \times 100}{np \times Np}$$

$$P = \frac{174 \frac{m}{min} \times 100}{540 \text{ rpm} \times 17}$$

$$P = 1,8 \text{ cm}$$

Tomamos una cadena N: 60(12A -1)

	JORESA	ISO	Pulgadas	mm	A mm	D mm	d mm	H mm	C mm
Cadenas simples	25*	04 C	1/4	6,35	3,18	3,30	2,31	8,00	9,60
	35*	06 C	3/8	9,525	4,77	5,08	3,59	11,90	13,18
	40	08 A-1	1/2	12,70	7,95	7,92	3,96	16,30	21,70
	41	85	1/2	12,70	6,35	7,77	3,58	13,40	18,70
	50	10 A-1	5/8	15,875	9,53	10,16	5,08	20,10	25,90
	60	12 A-1	3/4	19,05	12,70	11,91	5,94	28,00	31,50
	80	16 A-1	1	25,40	15,88	15,88	7,92	35,30	38,90
	100	20 A-1	1 1/4	31,75	19,05	19,05	9,53	43,40	47,20
	120	24 A-1	1 1/2	38,10	25,40	22,23	11,10	53,40	57,40
	140	28 A-1	1 3/4	44,45	25,40	25,40	12,70	56,50	62,30
	160	32 A-1	2	50,80	31,75	28,58	14,27	68,50	73,40
	200	40 A-1	2 1/2	63,50	38,10	39,67	19,84	76,50	90,30
	240	48 A-1	3	76,20	47,63	47,63	23,80	94,30	105,50

Fig. 5.18 Dimensiones y características de la cadena 12A-1

Potencia de proyecto

$$Pc = P \times Nsf$$

Donde

P=potencia transmitida

Nsf=1,4 [1] (según tabla 17,7 pág. 602)

$$Pc = 33,4 \text{ HP} \times 1,4$$

$$Pc = 46,7 \text{ HP} = 47,4 \text{ CV}$$

Para el dimensionamiento de las cadenas se realizan 2 cálculos en los cuales son los más críticos, uno es la rotura de la placa-eslabón ya que está



sometida siempre a fatiga y el otro es el impacto que recibe el rodillo de la cadena.

Potencia nominal para impacto CASQUILLO-RODILLO

$$Cv = 0,481 \times Kr \times \left(\frac{100 Nts}{n} \right)^{1,5} \times P^{0,8}$$

Donde

Kr= 17 (para cadenas n° 40 a 240) (Pág. 610) (1)

P= paso de la cadena (1,90 cm)

Nts=Nº de dientes rueda dentada menor (17 dientes)

n= Revoluciones rueda dentada menor (540 rpm)

$$Cv = 0,481 \times 17 \times \left(\frac{100 \times 17}{540 \text{ rpm}} \right)^{1,5} \times 1,90 \text{ cm}^{0,8}$$

Cv=76 CV

Potencia nominal para fatiga PLACA –ESLABON

$$Cv = 0,004056 \times Nts^{1,08} \times n^{0,9} \times \left(\frac{P}{2,54} \right)^{(3-0,275P)}$$

$$Cv = 0,004056 \times 17^{1,08} \times 540 \text{ rmp}^{0,9} \times \left(\frac{1,90 \text{ cm}}{2,54} \right)^{(3-0,275 \times 1,90 \text{ cm})}$$

Cv=121 CV

Se elige el valor de potencia nominal menor, en éste caso 76 CV

$$N^{\circ} \text{ cadenas} = \frac{Pc}{Pn} = \frac{47,4 \text{ cv}}{76 \text{ cv}} = 0,62 \rightarrow 1 \text{ cadenas}$$

SELECCIÓN CADENA SEGUNDO EJE-TERCER EJE



Datos:

$$Dp3=121 \text{ mm}$$

$$np3=317 \text{ rpm}$$

$$Np3= 20 \text{ dientes}$$

$$V\text{cadena} = \pi \times Dp1 \times np1$$

$$V\text{cadena} = \pi \times 0,121 \text{ m} \times 317 \text{ rpm}$$

$$V\text{cadena} = 120 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Calculamos el paso de la cadena para estos datos:

$$P = \frac{Vm \times 100}{np \times Np}$$

$$P = \frac{120 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times 100}{317 \text{ rpm} \times 20}$$

$$P = 1,9 \text{ cm}$$

Tomamos una cadena N: 60(12A -1)

	JORESA	ISO	Pulgadas	mm	A mm	D mm	d mm	H mm	C mm
Cadenas simples	25*	04 C	1/4	6,35	3,18	3,30	2,31	8,00	9,60
	35*	06 C	3/8	9,525	4,77	5,08	3,59	11,90	13,18
	40	08 A-1	1/2	12,70	7,95	7,92	3,96	16,30	21,70
	41	85	1/2	12,70	6,35	7,77	3,58	13,40	18,70
	50	10 A-1	5/8	15,875	9,53	10,16	5,08	20,10	25,90
	60	12 A-1	3/4	19,05	12,70	11,91	5,94	28,00	31,50
	80	16 A-1	1	25,40	15,88	15,88	7,92	35,30	38,90
	100	20 A-1	1 1/4	31,75	19,05	19,05	9,53	43,40	47,20
	120	24 A-1	1 1/2	38,10	25,40	22,23	11,10	53,40	57,40
	140	28 A-1	1 3/4	44,45	25,40	25,40	12,70	56,50	62,30
	160	32 A-1	2	50,80	31,75	28,58	14,27	68,50	73,40
	200	40 A-1	2 1/2	63,50	38,10	39,67	19,84	76,50	90,30
	240	48 A-1	3	76,20	47,63	47,63	23,80	94,30	105,50

Fig. 5.19 Dimensiones y características de la cadena 12A-1



Potencia de proyecto

$$P_c = P \times N_{sf}$$

Donde

P=potencia transmitida

$$N_{sf} = 1,4 \quad (\text{según tabla 17,7 pág. 602}) \quad (1)$$

$$P_c = 33,4 \text{ HP} \times 1,4$$

$$P_c = 46,7 \text{ HP} = 47,4 \text{ CV}$$

Potencia nominal para impacto CASQUILLO-RODILLO

$$C_v = 0,481 \times K_r \times \left(\frac{100 N_{ts}}{n} \right)^{1,5} \times P^{0,8}$$

Donde

$$K_r = 17 \quad (\text{para cadenas n° 40 a 240}) \quad (\text{Pág. 610}) \quad (1)$$

P= paso de la cadena (1,90 cm)

N_{ts}=Nº de dientes rueda dentada menor (20 dientes)

n= Revoluciones rueda dentada menor (317 rpm)

$$C_v = 0,481 \times 17 \times \left(\frac{100 \times 20}{317 \text{ rpm}} \right)^{1,5} \times 1,90 \text{ cm}^{0,8}$$

$$C_v = 216 \text{ CV}$$

Potencia nominal para fatiga PLACA -ESLABON

$$C_v = 0,004056 \times N_{ts}^{1,08} \times n^{0,9} \times \left(\frac{P}{2,54} \right)^{(3-0,275P)}$$



$$Cv = 0,004056 \times 17^{1,08} \times 317 \text{ rpm}^{0,9} \times \left(\frac{1,90\text{cm}}{2,54}\right)^{(3-0,275 \times 1,90 \text{ cm})}$$

$$Cv = 403 \text{ CV}$$

Se elige el valor de potencia nominal menor, en éste caso 76 CV.

$$N^{\circ} \text{ cadenas} = \frac{Pc}{Pn} = \frac{47,4 \text{ cv}}{216 \text{ cv}} = 0,2 \rightarrow 1 \text{ cadenas}$$

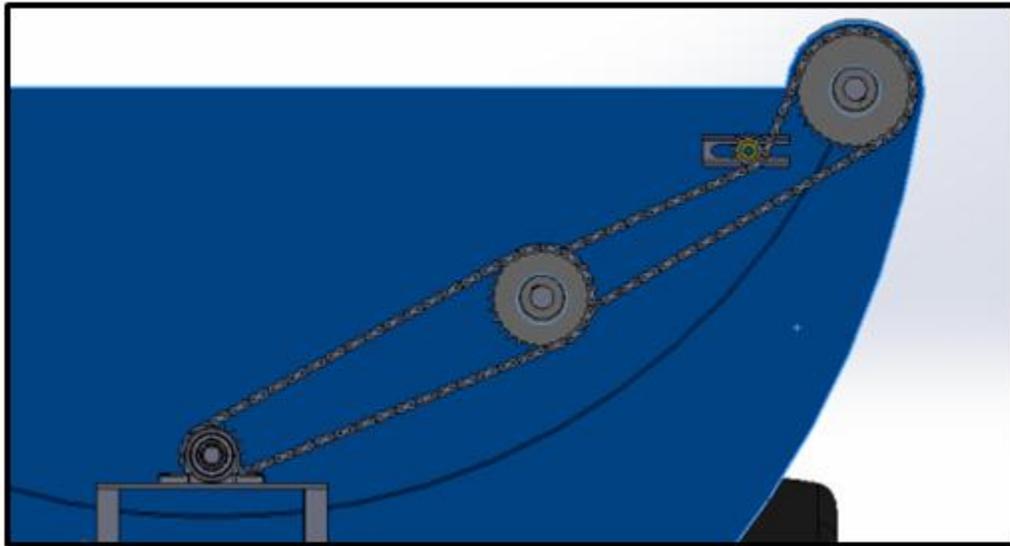


Fig. 5.20 Disposición de cadenas en eje 1- eje 2- y eje 3

5.8 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE CHAVETAS

Para el dimensionamiento de las chavetas nos basaremos en las siguientes formulas tomadas de la bibliografía (1).

Los 2 esfuerzos principales que predominan en la chaveta son compresión y cizalladura.



$$T = \frac{S_s \times b \times l \times d}{2} \quad [1] \quad \text{Ecuación que se basa en la cizalladura en la chaveta}$$

$$T = \frac{S_c \times h \times l \times d}{4} \quad [2] \quad \text{Ecuación que se basa en la compresión de la chaveta}$$

Dónde:

T: Es el momento torsor al cual va a estar sometido la chaveta

h: altura de la chaveta

b: ancho de la chaveta

l: largo de la chaveta

d: diámetro del eje

S_s = tensión de corte del material (tomamos siempre para la chaveta). En todos los casos el material de la chaveta va a ser acero AISI 1020 estirado en frío ($S_y = 4640 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)

$$S_s = \frac{S_y}{N} \times 0,5$$

N = coeficiente de seguridad (1,5)

S_c = tensión de compresión (tomamos para el material más blando). En todos nuestros casos el material más blando es el eje ya que es de material SAE 1045 normalizado ($S_y = 4288 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$)

$$S_c = \frac{S_y}{N}$$

N = coeficiente de seguridad (1,5)

Chaveta del tercer eje

Para este caso y en los 2 ejes restantes calcularemos el largo de la chaveta estableciendo las dimensiones de b y t a través de medidas estándar de



fabricación. En nuestro caso el eje es de diámetro 40 mm con lo cual tomamos una chaveta 12 × 8 .A continuación vemos la medida de la chaveta.

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm
17-22	6x6
22-30	8x7
30-38	10x8
38-44	12x8
44-50	14x9
50-58	16x10
58-65	18x11
65-75	20x12
75-85	22x14
85-95	25x14

Fig. 5.21 Medidas de chavetas normalizadas

El torque al cual va a estar sometida la chaveta es:

$$T = \frac{71620 \times 33,8 \text{ cv}}{157 \text{ rpm}} = 15418 \text{ kgcm [3]}$$

Igualando la ecuación [1] con [3] obtenemos

$$15418 \text{ kgcm} = \frac{S_s \times b \times l \times d}{2}$$

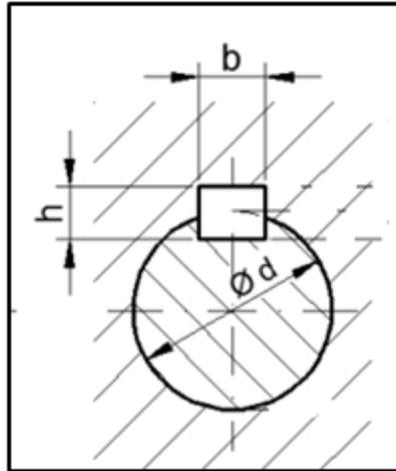


Fig. 5.22 Representación de chaveta

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido al corte

$$l = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times d}$$

$$L = \frac{2 \times 15418 \text{ kgcm}}{1546 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 1,2 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$

$$L = 4,5 \text{ cm}$$

Igualando la ecuación [2] con [3] obtenemos

$$15418 \text{ kgcm} = \frac{S_c \times h \times l \times d}{4}$$

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido a la compresión

$$l = \frac{4 \times T}{S_c \times h \times d}$$

$$l = \frac{4 \times 15418 \text{ kgcm}}{2858 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0,8 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$

$$l = 6,7 \text{ cm}$$



Optamos por la chaveta más larga ($l=6,7$ cm), pero como en nuestro diseño el espesor del engranaje es de 39,5 se decidió poner 2 chavetas a 90° de 33,5 mm cada una.

Chaveta del segundo eje

Igual que en el caso anterior tomamos una chaveta de 12×8 y calculamos las longitudes necesarias.

El torque al cual va a estar sometida la chaveta es:

$$T = \frac{71620 \times 33,8 \text{ cv}}{317 \text{ rpm}} = 7636 \text{ kgcm} \quad [4]$$

Igualando la ecuación [1] con [4] obtenemos

$$7636 \text{ kgcm} = \frac{S_s \times b \times l \times d}{2}$$

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido al corte

$$l = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times d}$$

$$L = \frac{2 \times 7636 \text{ kgcm}}{1546 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 1,2 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$

$$L = 2,05 \text{ cm}$$

Igualando la ecuación [2] con [4] obtenemos

$$7636 \text{ kgcm} = \frac{S_c \times h \times l \times d}{4}$$

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido a la compresión

$$l = \frac{4 \times T}{S_c \times h \times d}$$

$$l = \frac{4 \times 7636 \text{ kgcm}}{2858 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0,8 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$



$$l=3,4 \text{ cm}$$

Optamos por la chaveta más larga ($l=3,4 \text{ cm}$). Pero como el espesor total del engranaje en el cual va a estar alojada la chaveta es de 80 mm optamos por ese largo, con lo cual la chaveta quedará sobredimensionada, estando del lado de la seguridad.

Chaveta del primer eje

Las medidas de la chaveta van a ser 12×8 .

El torque al cual va a estar sometida la chaveta es:

$$T = \frac{71620 \times 33,8 \text{ cv}}{540 \text{ rpm}} = 4483 \text{ kgcm} \quad [5]$$

Igualando la ecuación [1] con [4] obtenemos

$$4483 \text{ kgcm} = \frac{S_s \times b \times l \times d}{2}$$

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido al corte

$$l = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times d}$$

$$L = \frac{2 \times 4483 \text{ kgcm}}{1546 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 1,2 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$

$$L = 1,2 \text{ cm}$$

Igualando la ecuación [2] con [5] obtenemos

$$4486 \text{ kgcm} = \frac{S_c \times h \times l \times d}{4}$$

Despejamos la longitud de la chaveta necesaria debido a la compresión

$$l = \frac{4 \times T}{S_c \times h \times d}$$



$$l = \frac{4 \times 4486 \text{ kgcm}}{2858 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0,8 \text{ cm} \times 4 \text{ cm}}$$

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

Optamos por la chaveta más larga ($l = 2 \text{ cm}$).

5.9 SIMULACION DE CAJA DE DESMENUZADO

Mediante la utilización correspondiente de un complemento del programa SOLID WORKS 2015 se ejecutarán los cálculos correspondientes de resistencia, pandeo, deformaciones de las chapas que conforman la caja de desmenuzado ya que con este estudio verificamos los distintos aspectos anteriormente dichos ya que en forma manual sería de mayor complejidad de poder realizarlo.

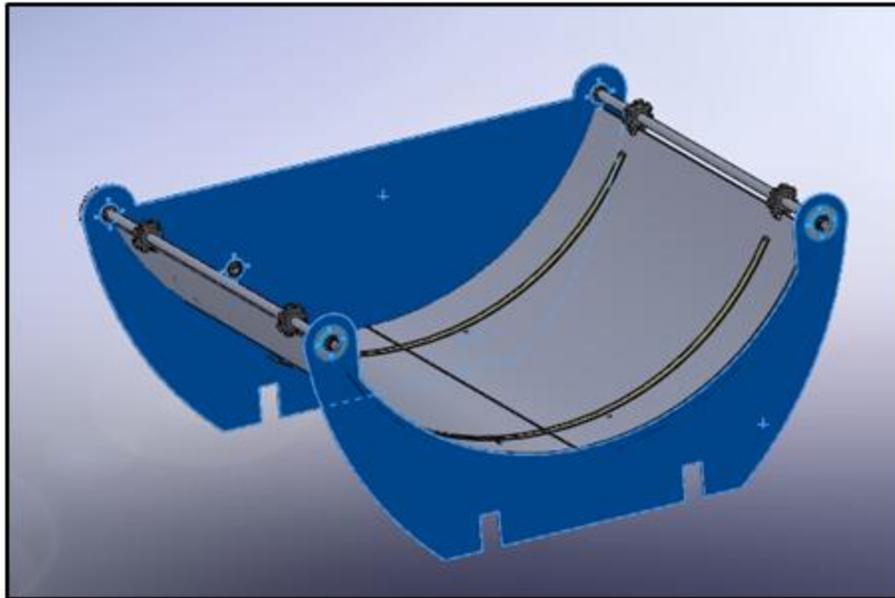


Fig. 5.23 Vista isométrica de la caja de desmenuzado



Como punto de partida se proponen espesores de chapa de las siguientes magnitudes. En la misma se diferencian los laterales de la caja de desmenuzado (en color azul) con un espesor de chapa $\frac{1}{4}$ "(6,3 mm) mientras que la base de la caja de desmenuzado con un espesor de $\frac{3}{16}$ "(4,8 mm). Ambas partes van a ser de acero hardox 400 microaleados de alta resistencia al desgaste, ya que vana a sufrir desgaste excesivo por el rozamiento del rollo.

MALLADO DE LA CAJA DE DESMENUZADO

En el mallado, se utilizó como predeterminado la opción que ofrece el software, tomando como punto de partida si, las piezas de mayor interés son chapas, solidworks propone un mayado basado en la curvatura, el mismo se utiliza ajustando parámetros para el cálculo automático de los triángulos del mallado.

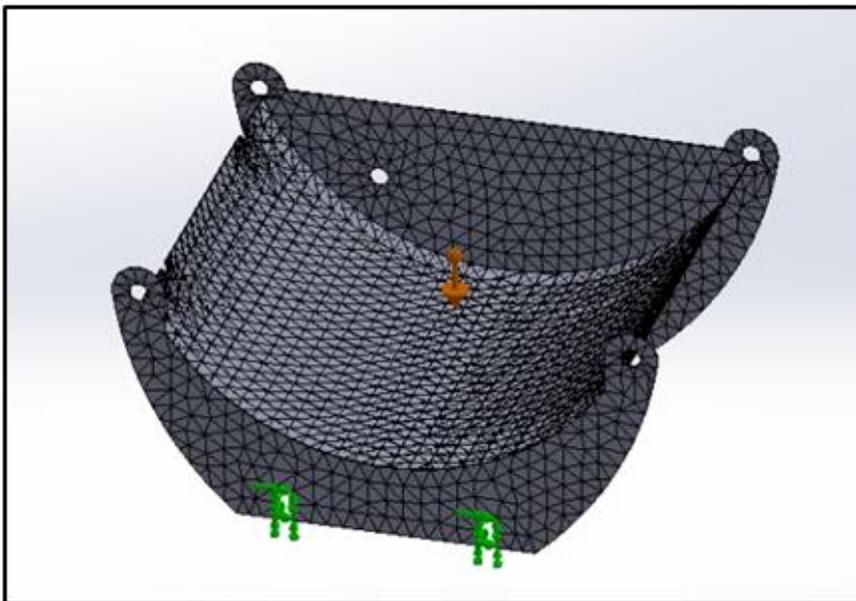


Fig. 5.24 Vista del mallado en la caja de desmenuzado



En este caso se utilizó una base mayor de triangulo de 100 mm como valor máximo y una base de 17 mm como valor mínimo con un valor de crecimiento de 1,6, dando como resultado una cantidad de 73453 nodos.

El cálculo de tensiones se calcula mediante algoritmos matemáticos que el programa presenta en este caso con escala de colores representados de color azul hasta un color rojo. Como podemos observar en la siguiente figura la tensión máxima que está soportando la chapa es de 309 kg/cm², este valor está por debajo del límite elástico del material.

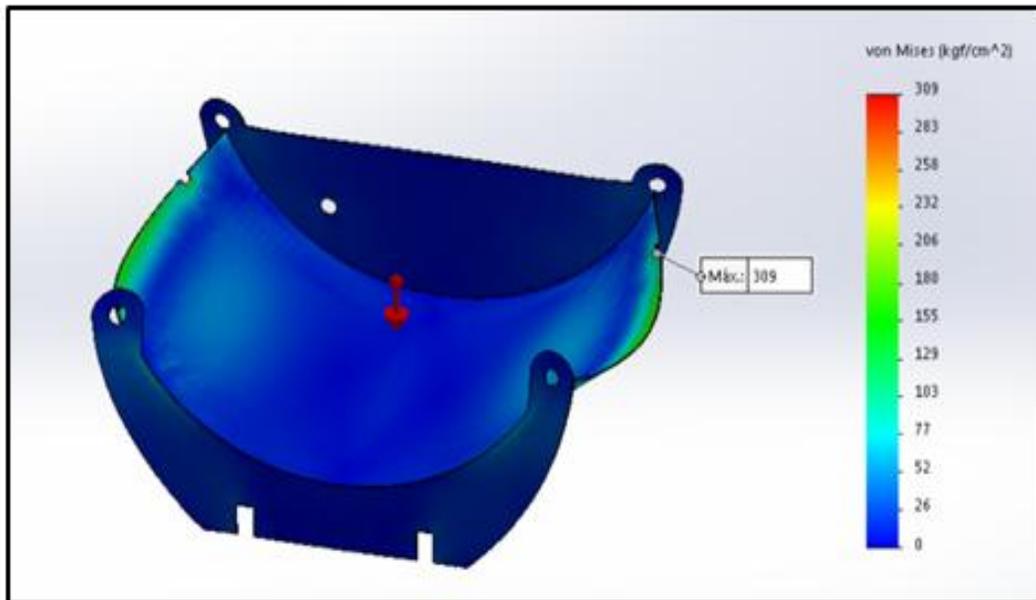


Fig. 5.25 Tensiones máximas en la caja de desmenuzado

Las deformaciones que se presentan en la caja de desmenuzado son alrededor de 1,8 mm donde se producen las máximas tensiones

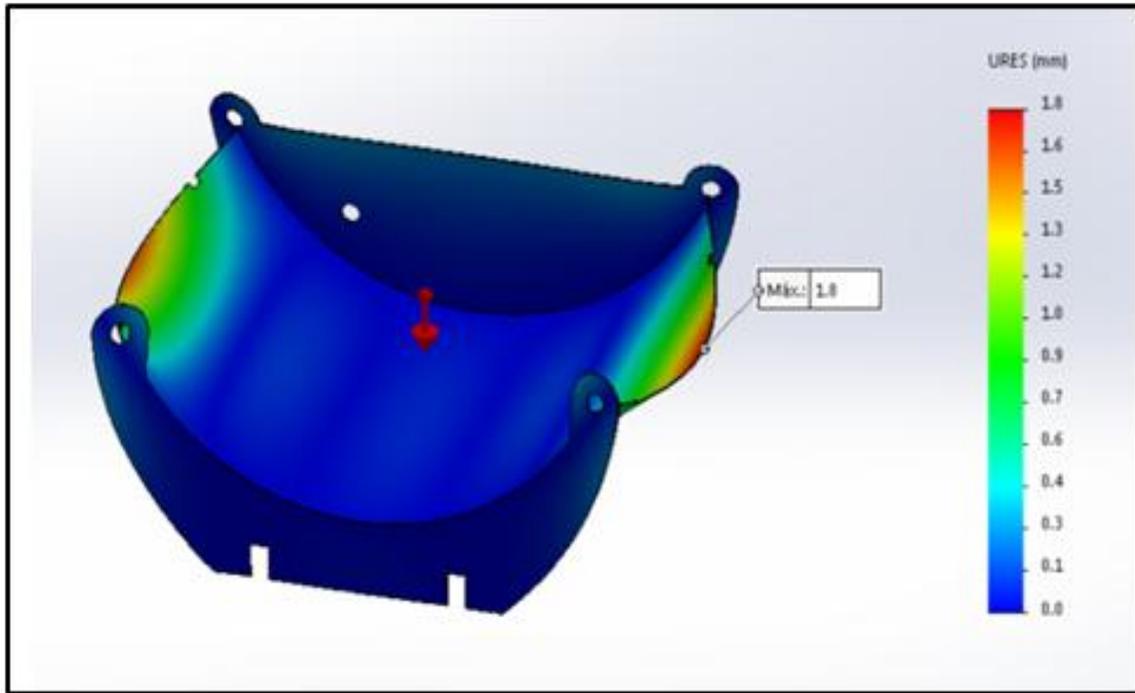


Fig. 5.26 Deformaciones máximas en la caja de desmenuzado

Para garantizar la funcionalidad de nuestro diseño debemos cumplir con criterios de resistencia y deflexiones. Claramente, es importante garantizar que nuestras piezas o estructuras no se deformen permanentemente (comportamiento plástico del material) ante las solicitaciones presentadas, ni que, por otro lado, haya desplazamientos que comprometan la integridad del sistema o la seguridad de las personas

Para garantizar esto se realizó un estudio de pandeo en la cámara de desmenuzado en 4 nodos distintos como podemos observar en las siguientes Figuras.

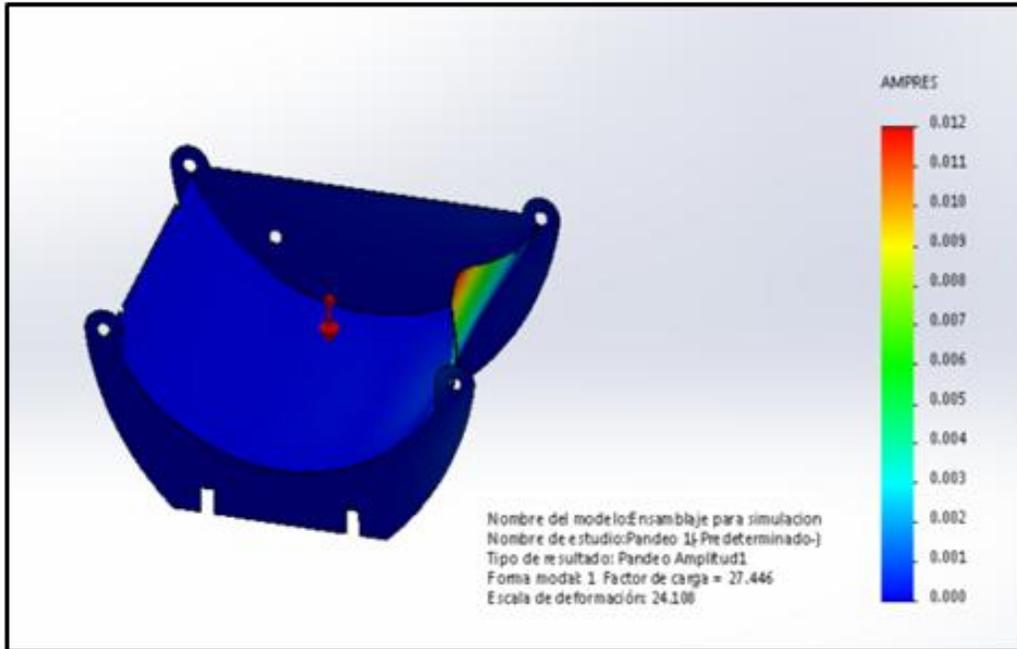


Fig. 5.27 Estudio de pandeo Nº 1

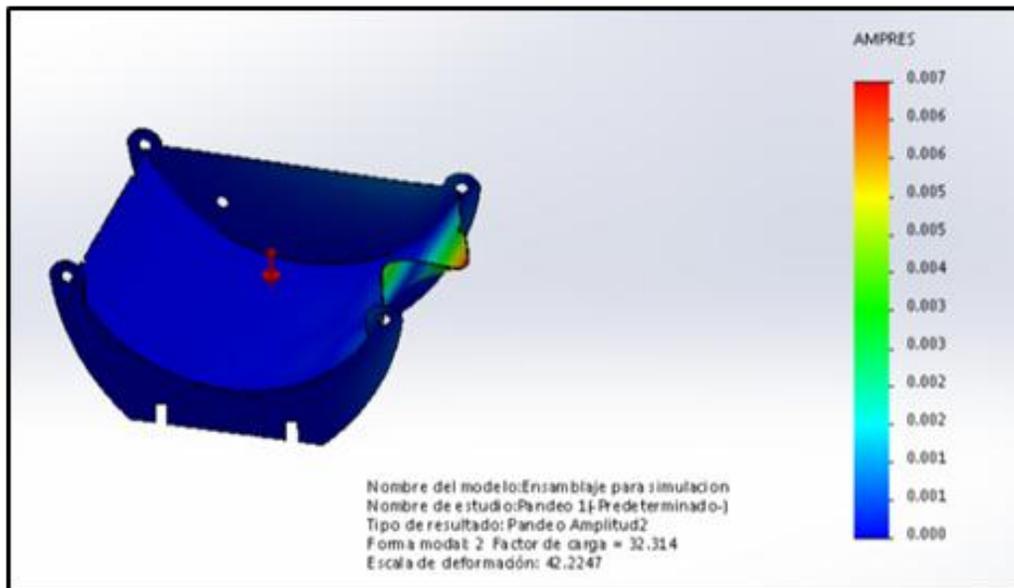


Fig. 5.28 Estudio de pandeo Nº 2

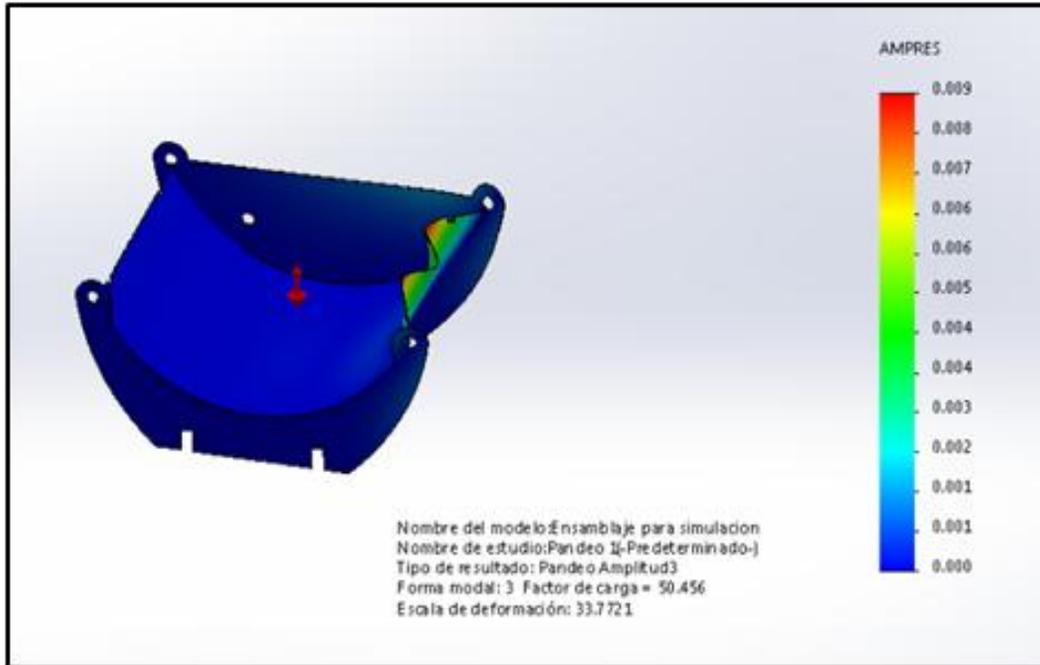


Fig. 5.29 Estudio de pandeo N° 3

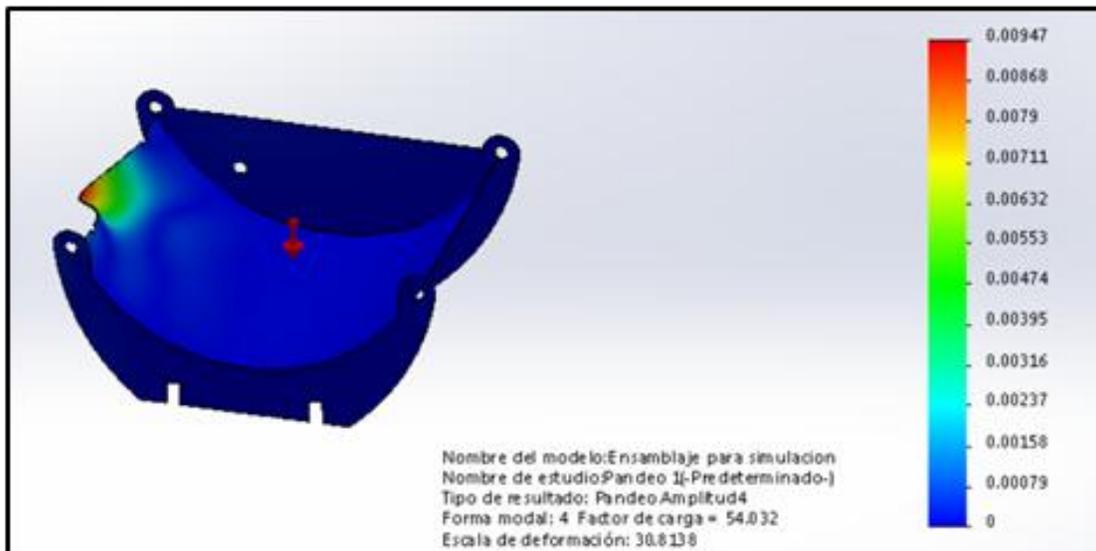


Fig. 5.30 Estudio de pandeo N° 4



Llegamos a la conclusión de que el diseño y la manera de ensamblarlo a partir de soldaduras, respeta los valores de resistencia como así también deformaciones y solicitaciones de esfuerzos a pandeo, con lo cual se traduce a una correcta selección en el espesor de chapas a utilizar en la caja de desmenuzado.

5.10 CÁLCULO DE SOLDADURA DE CAJA DESMENUZADO CON CHASIS

El cálculo de soldadura que vamos a realizar va a ser en los apoyos de la caja desmenuzadora que van sobre los largueros del chasis ya que es la parte de mayor sollicitación en nuestro implemento como se puede ver en la siguiente figura

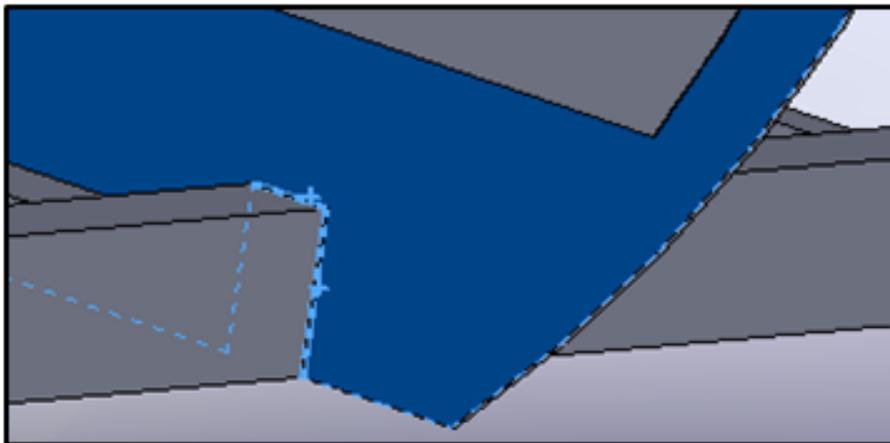


Fig. 5.31 Intersección de la caja de desmenuzado con el chasis donde van soldados

Los cálculos para determinar el cordón de soldadura se realizarán de acuerdo a la norma CIRSOC 301.



Se realizarán 3 cálculos diferentes ya que los esfuerzos a los cuales está sometida esa pieza son de corte, torsión y axial.

Soldadura expuesta a corte y torsión

Los soportes a los cuales va a estar anclada la caja desmenuzadora al chasis son 4 y la carga que va a tener que soportar es de 900 kg(rollo) con lo cual en cada soporte va a actuar una carga de 225 kg, pero debido a que la maquina va a andar en superficies desparejas , teniendo en cuenta la inercia del rollo, el peso propio de la caja desmenuzadora se opta que la carga sea de 700 kg y va a estar aplicada a 45 cm de altura de cada soporte.

Los pasos a seguir de la norma son:

- Suponer que los cordones de soldadura son de 1cm de lado
- Prefijamos las longitudes de los cordones de soldaduras. En nuestro caso el cordón de soldadura va a ser de 8,6 cm por 15 cm
- Definimos la resistencia de diseño unitaria del cordón de soldadura

$$R_d = \phi \times F_w \times A_{ef}$$

Donde:

$$\phi: 0,6 \text{ (factor de resistencia)}$$

$$F_w: 0,6 \times S_{ye}$$

$$S_{ye}: 4930 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ (resistencia nominal del electrodo E70-56)}$$

$$A_{ef}: 0,707 \text{cm}^2 \text{ (área de la sección transversal efectiva del material base)}$$

$$R_d = 1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$$

- Calculamos el centro de gravedad del cordón de soldadura

$$Y_g: \frac{A_1 \times Y_1 + A_2 \times Y_2}{A_w}$$

$$A_w = 14 \text{ cm}^2 + 8,6 \text{ cm}^2 = 24,6 \text{ cm}^2 \text{ (área total del cordón de soldadura)}$$



$$Yg: \frac{14 \text{ cm}^2 \times 8 \text{ cm} + 8,6 \text{ cm}^2 \times 0,5 \text{ cm}}{24,6 \text{ cm}^2}$$

$$Yg: 4,7 \text{ cm}$$

$$Yg: \frac{A1 \times X1 + A2 \times X2}{Aw}$$

$$Xg: \frac{14 \text{ cm}^2 \times 0,5 \text{ cm} + 4,8 \text{ cm}^2 \times 8,6 \text{ cm}}{24,6 \text{ cm}^2}$$

$$Xg: 3,4 \text{ cm}$$

- Calcular las tensiones a las cuales va a estar sometida la soldadura
El Cordón de soldadura va a estar sujeto a 3 tensiones:

$$\sigma_{y1} = \frac{Fy}{Aw} \text{ (tensión de corte puro)}$$

$$\sigma_{y1} = \frac{700 \text{ kg}}{24,6 \text{ cm}^2} = 28,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{y2} = \frac{M}{Ip} \times X \text{ (tensión debida a torsión en dirección Y)}$$

Y=10,3 cm (distancia mayor desde el centro de gravedad de la figura a un extremo del cordón en dirección y)

$$\sigma_{x1} = \frac{M}{Ip} \times Y \text{ (tensión debida a torsión en dirección X)}$$

X=6,2 cm (distancia mayor desde el centro de gravedad de la figura a un extremo del cordón en dirección x)

M=F×d (momento que genera la fuerza en el cordón de soldadura)

$$M = 700 \text{ kg} \times 45 \text{ cm} = 31500 \text{ kgcm}$$

Ip= Ixx+Iyy (momento polar de inercia)

$$I_{xx} = \frac{bh^3}{12} + A1 \times d1y^2 + A2 \times d2y^2 + \frac{bh^3}{12}$$

$$I_{xx} = \frac{1 \times 14^3}{12} + 14 \text{ cm}^2 \times 3,3^2 + 8,6 \text{ cm} \times 4,2^2 + \frac{9,6 \times 1^3}{12}$$



$$I_{xx}=551 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy}=\frac{hb^3}{12} + A1 \times d1x^2 + A2 \times d2x^2 + \frac{hb^3}{12}$$

$$I_{yy}=\frac{14 \times 1^3}{12} + 14 \text{ cm}^2 \times 2,9^2 + 8,6 \text{ cm} \times 1,4^2 + \frac{1 \times 9,6^3}{12}$$

$$I_{xx}=211 \text{ cm}^4$$

$$I_p=762 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_{x1}=\frac{31500 \text{ kgcm}}{762 \text{ cm}^4} \times 10,5 \text{ cm} = 425 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{y2}=\frac{31500 \text{ kgcm}}{762 \text{ cm}^4} \times 6,2 \text{ cm} = 256 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Calculamos la tensión resultante

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{y1} + \sigma_{y2})^2 + \sigma_{x1}^2}$$

$$\sigma = \sqrt{\left(28,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 256 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 425 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}^2}$$

$$\sigma = 511 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Obtenemos el ancho de cordón de soldadura(d)

$$d = \frac{\sigma}{R_d}$$

$$d = \frac{511 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1255 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}}$$

$$d = 0.4 \text{ cm}$$

Como podemos observar en la siguiente figura el cordón mínimo de soldadura (d) es igual a 5 mm (tomando el espesor mayor de pieza a soldar) y d máximo es 6 mm (tomando el espesor menor a soldar) con lo cual los datos anteriormente calculados no son tan errados. En nuestro caso tomaremos un



d= 5mm ya que con esa medida satisface los cálculos y cumple con lo mencionado en la norma.

Espesor del material unido más grueso (mm)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

(a) Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.
(b) Ver sección **J.2.2(b)** para el lado máximo del cordón del filete

Fig. 5.32 Espesores del filete de soldadura vs espesor del material a soldar

Soldadura expuesta a esfuerzo normal

En este caso vamos a calcular el largo del cordón de soldadura especificando primeramente el ancho del mismo

- Definimos el espesor de soldadura
De acuerdo a la tabla anterior el d mínimo de soldadura es de 5 mm
- Calculamos la resistencia de diseño de una longitud de filete

$$R_d = \phi \times F_w \times A_{ef}$$

ϕ : 0,6 (factor de resistencia)

$$F_w = 0,6 \times S_y$$



Sye: $4930 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (resistencia nominal del electrodo E70-56)

Aef: $0,707\text{cm} \times 5 \text{ cm}$ (área de la sección transversal efectiva del material base)

Rd = $627 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$

- Obtenemos el largo del cordón de soldadura

$$L_t = \frac{F}{R_d}$$

$$L_t = 1,11 \text{ cm}$$

Como podemos observar el cordón de soldadura que nos da de acuerdo a este cálculo es un largo total de 1,11 cm.

Finalmente la soldadura adecuada que conviene realizar es la anterior calculada que es de un largo de 8,6 cm por 15 cm y un ancho de cordón de 5cm ya que esos esfuerzos son mayores.

Además cabe destacar que no solamente el cordón de soldadura se va a realizar del lado de afuera, del lado interior también se va a realizar el cordón correspondiente con lo cual también estaremos del lado de la seguridad.



CAPITULO N°6: ELEMENTOS DE SEGURIDAD EN LA MÁQUINA

En este apartado se realizara el diseño del cobertor que protegerá al operario que utilice la máquina de cualquier accidente que se pueda ocasionar con alguno de los elementos mecánicos que se encuentren en movimiento.

Los cobertores serán realizados con chapa N 16. Se construirá un protector que cubre la parte de las cadenas y engranajes y otro protector que cubre el eje donde va acoplada la barra de mando.

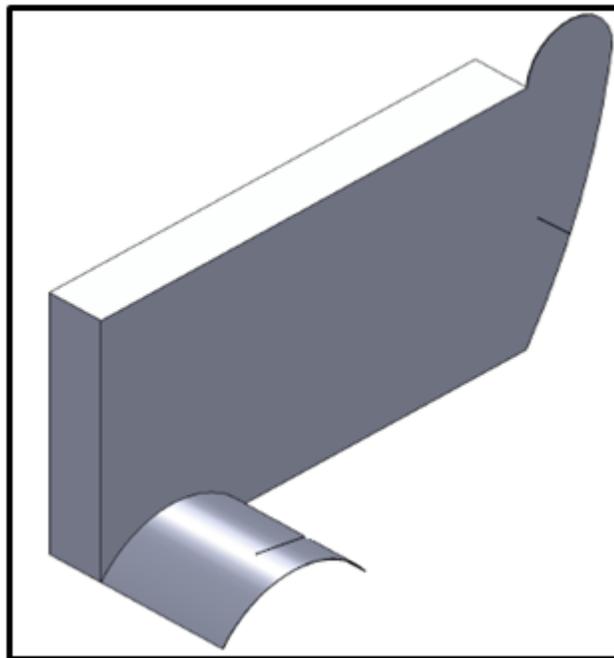


Fig. 6.1 Protección de cadenas y eje de mando

El sistema de apertura de la tapa protectora de las cadenas se realiza mediante bisagras unidas al chasis y como tope se utilizarán amortiguadores a gas, los cuales permiten una apertura y cierre controlado de la misma.



Fig. 6.2 Amortiguadores a gas

Señalizaciones

A continuación se citan algunas fracciones de la ley 19587- SOBRE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO capítulo 15 –máquinas y herramientas

Art 104- Los vástagos, émbolos, varillas, manivelas, u otros elementos móviles que sean accesibles al trabajador por la estructura de la máquinas se protegerán o aislaran adecuadamente.

Art 105- Las transmisiones que comprenderán a los árboles, acoplamientos, poleas, correas, engranajes, mecanismos de fricción y otros. En ellas se instalarán las protecciones adecuadas al riesgo específico de cada transmisión a efectos de evitar los posibles accidentes que estas pudieran causar al trabajador.

ART 106- Las partes de las máquinas y herramientas en las que existan riesgos mecánicos y donde el trabajador no realice acciones operativas dispondrán de protecciones eficaces, tales como cubiertas, pantallas, barandas, y otras que cumplirán los siguientes requisitos:

- Eficaces por su diseño
- De material resistente



- Desplazables para el ajuste o reparación
- Permitirán el control y engrase de los elementos de maquinas
- Su montaje o desplazamiento solo podrá realizarse intencionalmente
- No constituirán riesgos para sí mismos

Si bien la ley advierte que deben utilizarse protecciones y tener señalización si existen riesgos, no se dan más detalles de tamaño o forma de las señalizaciones, por lo que para realizar los carteles nos guiaremos de señalizaciones en las máquinas que se rigen de normas americanas. Además se tendrá en cuenta la norma IRAM 8076-0 "Seguridad en maquinaria agrícola" para el código de colores y símbolos de seguridad.



Fig. 6.3 Representación de actividad peligrosa

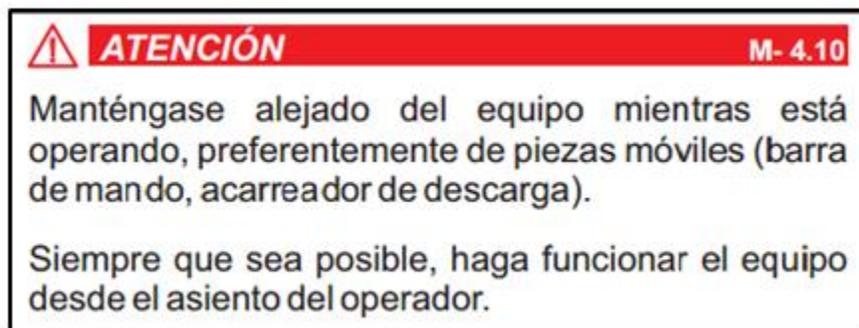


Fig. 6.4 Información del equipo funcionando

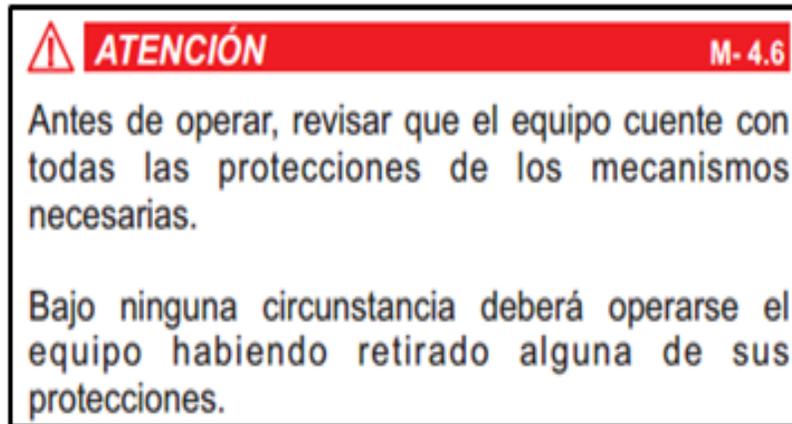


Fig. 6.5 Precauciones para el operador

Sistema de iluminación

En la ley nacional de tránsito no se realiza una mención especial sobre el sistema de iluminación de la maquinaria agrícola, pero expresa que para maquinaria especial debe utilizar una baliza amarilla intermitente y luces adicionales. Dicha ley hace referencia en reiteradas situaciones sobre la colocación de triángulos y bandas refractarias en las partes posteriores del equipo y vehículos, por lo tanto se considera que en la maquinaria agrícola sería necesario este tipo de elemento de seguridad, en conjunto con la baliza amarilla, para facilitar su visualización.

Cabe destacar que este tipo de implemento agrícola no podrá circular de noche, ni el día de neblina, lluvia, nieve, oscurecimiento por tormenta o cualquier otro tipo de fenómeno que disminuya la visibilidad.



Fig. 6.6 Bandas reflectivas



Fig. 6.7 Luces reglamentarias

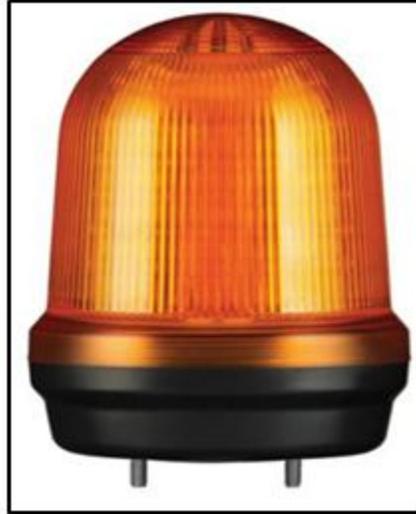


Fig. 6.8 Luces de precaución obligatoria

Soportes para reparaciones y mantenimiento

La norma, en este caso nos indica que cuando el operario necesite trabajar bajo elementos levantados de la máquina para llevar a cabo reparaciones o el mantenimiento, debe disponerse de soporte mecánicos o dispositivos hidráulicos de bloqueo para impedir una caída involuntaria de los elementos elevados.

Debe ser posible realizar el control de los dispositivos hidráulicos de bloqueo y de los soportes mecánicos desde fuera de las zonas de riesgo.

Los soportes mecánicos y los dispositivos hidráulicos de bloqueo deben identificarse mediante un color que contraste con el color general de máquina o por una señal de seguridad localizada en el dispositivo o próxima a él.

Cuando los soportes o dispositivos hidráulicos se controlen manualmente, en el manual del operador debe explicarse su funcionamiento y, si dicho funcionamiento no es intuitivo, en la propia máquina se tiene que disponer una señal de seguridad o informativa.



Los dispositivos de soporte mecánico deben resistir una carga que sea 1,5 veces la máxima carga estática que vaya a soportar.

Los soportes mecánicos desmontables deben tener en la maquina un lugar de almacenaje especial que sea claramente visible e identificable.



CAPITULO Nº 7: CODIFICACIÓN DE PIEZAS

La codificación de las piezas está compuesta básicamente por 8 dígitos.

Los 2 primeros están compuestos por letras que hacen referencia al conjunto de la maquina a la cual pertenecen que se detallarán a continuación

CH: corresponde al conjunto chasis

EJ: corresponde al conjunto eje

DE: corresponde al conjunto desmenuzador

SE: corresponde al sistema de elevación

SC: corresponde al sistema complementario

PR: corresponde a los protectores

Los 2 dígitos siguientes corresponden a un número de cada pieza en particular

Los 3 dígitos siguientes indican si la pieza es un sub ensamblaje dentro de un conjunto

El último dígito hace referencia a un punto de ubicación del equipo como se detalla a continuación

D: derecho

I: izquierdo

T: parte trasera

D: parte delantera

Y: Parte inferior

S: parte superior

Z : indiferente

Ej.: DE-05-001-D



Esta pieza pertenece al sub ensamblaje desmenuzador, con un número particular de pieza (05), perteneciente al subgrupo 1 dentro del grupo desmenuzador, en el cual está localizado en la parte derecha del implemento.



BIBLIOGRAFIA

1. Diseño de elementos de máquinas. Virgil moring Faires, 4 ta edición , editorial limusna , año 1995
2. Ministerio de agricultura de la nación
(<http://www.minagri.gob.ar/sitio>)
3. Silos Teoria y Practica ,Reimbert-Marce-Andre, Editorial America Lee, año 1979
4. Persson ,Sverker Mechanics of cutting plant material, 1987 Michigan USA
5. Catálogo de rodamientos autocentrantes SKF
6. Catálogo de cadenas a rodillos norma ISO 606
7. INTA Manfredi (<http://inta.gob.ar/imagenes/cultivares-manfredi/view>)
8. Norma IRAM 8076 “ Seguridad en Maquinaria Agricola”
9. Norma CIRSOC 301-EL (uniones soldadas)
10. Ley de higiene y seguridad en el trabajo (www.ms.gba.gov.ar/sitios/edup/ley.de-higiene-y-seguridad-en-el-trabajo)