

PROYECTO FINAL DE GRADO

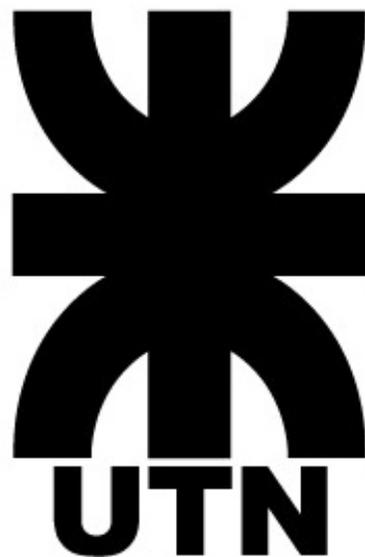
"PLANTADORA DE PAPAS DE DOS SURCOS"

GONZALO JAVIER MARCHESE

INGENIERÍA MECÁNICA

AÑO 2017

U.T.N. F.R.V.M.



Villa María, jueves 8 de junio de 2017.

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Gonzalo Javier Marchese, presentó el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica. El tribunal examinador estuvo compuesto por el profesor Titular de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero Américo Di Cola, el profesor Jefe de Trabajos Prácticos, Ingeniero Marcelo Costamagna, y por el Jefe de Departamento de Ingeniería Mecánica de la UTN FRVM, Ingeniero Huber Fernández.

1

El tribunal determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:

_____.

Ing. Américo Di Cola.

Titular de la Cátedra.

Ing. Marcelo Costamagna.

Jefe de Trabajos Prácticos.

Ing. Huber Fernández.

Jefe de Departamento.

CAPÍTULO 1.**1.1 INTRODUCCIÓN.**

En todos los sistemas de producción agrícola, una de las actividades más importantes es la siembra, que se debe realizar en el tiempo apropiado y a una profundidad y separación adecuadas; de no ser así, todas las operaciones siguientes resultan inútiles.

Considerando este entorno, además del problema de la falta de mano de obra que persiste en el sector agropecuario de nuestro país, una de las opciones más prácticas y viables para reducir los costos de producción, es la de mecanizar la implantación.

El cultivo de papa es considerado como un cultivo redituable, por lo que es de suma importancia tener en cuenta la distancia entre tubérculos y la profundidad a la que se siembran (influenciados de forma considerable la época del año en la que se realice, como así también las características de la región), con el objeto de que al final del ciclo se tengan rendimientos excepcionales en cualquier condición agro - climatológica.

Actualmente en muchas de las regiones paperas del país la siembra se realiza de forma semiautomática, y si se lo hace en forma automática, se utilizan plantadoras de cuatro surcos o mayores, lo que deja aislados a muchos pequeños y medianos productores que no tienen la posibilidad de la compra de una máquina de esa magnitud. Es a ese grupo de productores, hacia donde va dirigido este proyecto, brindándoles a los mismos los beneficios de establecer en forma oportuna el cultivo, necesitando menor cantidad de mano de obra y reduciendo los costos de compra como así también de mantenimiento de las plantadoras.

Para el desarrollo de los cálculos que se verán en el trabajo, se siguieron los lineamientos y métodos de cálculos del libro “Diseño de Elementos de Máquinas”, del autor Virgil Moring Faires.

Además, se acudió a la adquisición de catálogos de fabricantes de varios de los elementos de máquinas empleados en este trabajo, que nos brindan una forma más efectiva para realizar un cálculo o seleccionar un componente.

A continuación, haremos un desarrollo de la historia de la papa en América del sur y en nuestro país. Explicaremos, además, aspectos que consideramos necesarios a tener en cuenta para realizar

el cultivo de la misma, ya que para el diseño del mecanismo de siembra, se deben contemplar aspectos referentes a la planta misma.

1.2 HISTORIA DEL CULTIVO DE PAPA

1.2.1 DESARROLLO.

La papa, perteneciente a la familia de las solanáceas, corresponde a una especie dicotiledónea anual; sin embargo, debido a su capacidad de reproducción por tubérculos, puede comportarse potencialmente como una especie perenne.

Hace tan solo 500 años nada hacía suponer que un tubérculo que servía de sustento principal a los pobladores de los Andes se convertiría en una de las comidas más populares del planeta. En la actualidad, su extensa superficie de cultivo (18 millones de hectáreas) y la altísima producción (cerca de 290 millones de toneladas) hacen de papa el principal cultivo hortícola e incluso uno de los principales cultivos a nivel mundial. El cultivo de la papa ocupa el quinto lugar en importancia en el mundo después del trigo, maíz, soja y arroz. La papa se destina principalmente a la alimentación humana como producto fresco.

Sin embargo, su consumo como alimento procesado ha ido adquiriendo cada vez más importancia; en este sentido, destacan fundamentalmente las papas pre - fritas congeladas y las papas fritas en forma de hojuelas. Fuera del consumo directo, tiene además múltiples aplicaciones en la industria: se emplea en la fabricación de almidón, papel, adhesivos textiles, en el procesamiento de alimentos bajos de grasa, en panaderías, pastelerías, heladerías y cosmetología.

1.2.2 CENTRO DE ORIGEN.

En los Andes existe una gran diversidad de especies de papa. Esto se explica debido a que su centro de origen es América del Sur, sin embargo aún existen controversias y opiniones muy diversas para precisar la región de mayor importancia. Las evidencias han mostrado que la zona con mayor diversidad genética se observa entre la Cordillera de los Andes del Perú y las

vecindades del lago Titicaca, al noroeste de Bolivia. Esta es la única zona andina en la que se aprecia la totalidad de especies cultivadas.

La diversidad biológica no se limita a las especies cultivadas. Existe un complejo grupo de especies silvestres no comestibles (alrededor de 200) distribuidas en estado natural en una zona muy amplia que comprende desde México hasta Chile. Sin embargo, son nueve las especies de papa cultivadas reconocidas, y estas se encuentran principalmente en las altas serranías y altiplanicies andinas, entre los 3000 y 4000 metros de altitud.

4

1.3 EVOLUCIÓN Y TIPOS DE PLANTADORAS

PLANTADORA DE PAPAS – DEFINICIÓN.

La siembra de papas exige métodos, equipos y máquinas especiales debido a que se trata de partes vegetales y no de semillas. No obstante, en la práctica se habla muchas veces de semillas de papas.

La Plantadora de Papas es aquella máquina encargada de recoger la “papa semilla” desde la tolva contenedora por medio de cucharas o cangilones, y depositarla en el surco de siembra en tierra previamente removida.

Nuestra plantadora, se encargará de la apertura del surco, del depósito de la semilla y de cerrar el surco, como así también de suministrar los fertilizantes y herbicidas requeridos.

La siembra de papas se puede efectuar de las siguientes formas, y entre las cuales notamos una clara evolución:

- En forma manual con una pala.
- En forma semi- automática: usando surcador. Luego, manualmente se colocan las papas en el surco por medio de trabajadores sentados en la máquina.

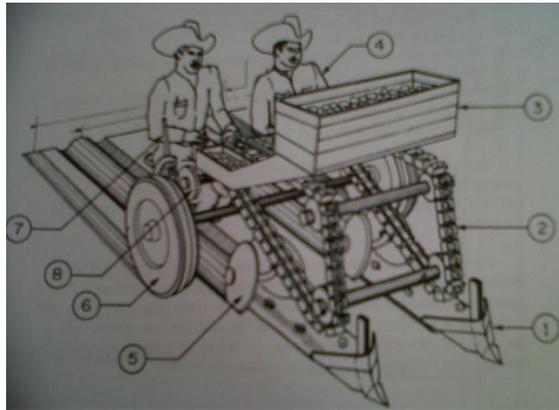


Figura 1.1 - Vista de plantadora semi - automática.

- En forma automática: se efectúa toda la operación mecánicamente (apertura de surco, dosificación por cuchara o cangilón, y cierre de surco). Son las más utilizadas en la actualidad, como así también las más costosas en el momento de su compra y mantenimiento.



Figura 1.2- Vista de plantadora automática.

1.4 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

1.4.1 INTRODUCCIÓN.

Bajo condiciones de cultivo, la papa es una especie anual, herbácea, que por ser su semilla altamente heterocigota se reproduce agámicamente a partir de tubérculos (tallos subterráneos modificados). El sistema radical es de origen adventicio, en verticilo, con raíces fibrosas, ramificadas y extendidas, pero más bien superficiales, que se concentran en un radio de 50 cm del eje central.

6

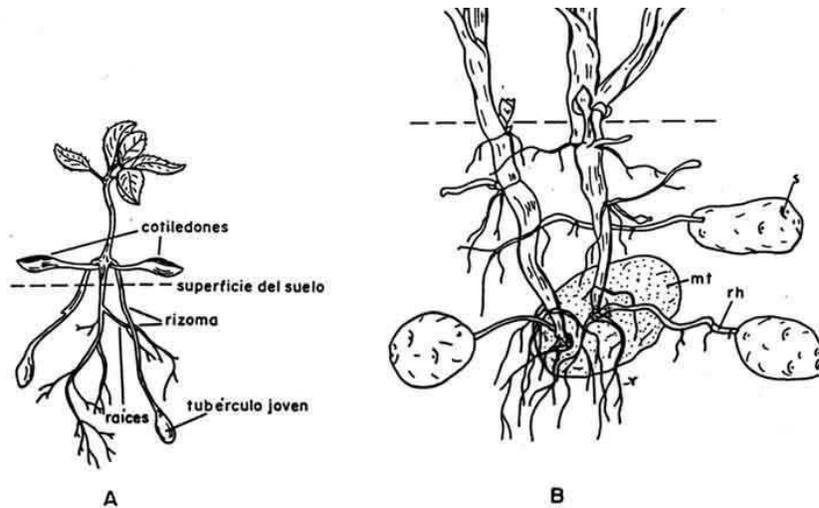


Figura 1.3- A. Planta de papa originada de semilla botánica; B. Planta de papa originada de tubérculo.

Internamente, el tubérculo es generalmente de color blanco amarillento aunque también existe una gran variación en color, y presenta un gran desarrollo de células de parénquima del córtex y la médula, las que rodean los haces vasculares y almacenan una gran cantidad de granos de almidón, componente que contribuye de manera significativa al valor nutritivo del tubérculo.

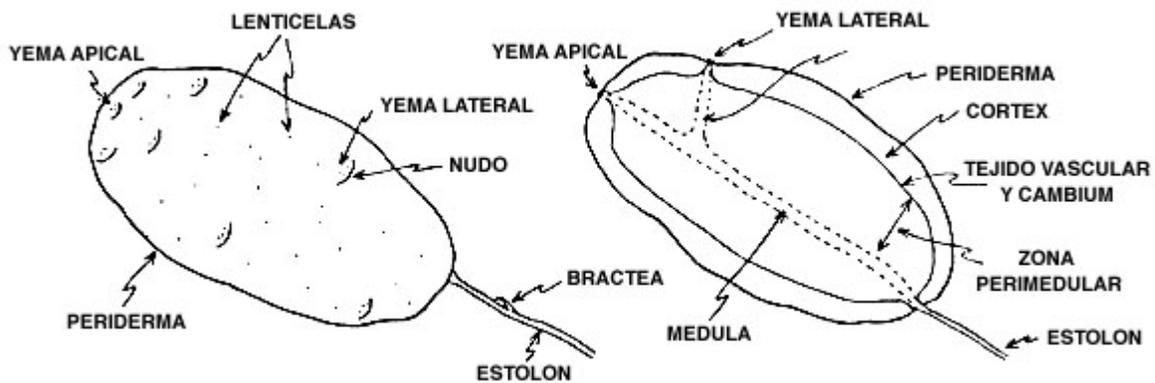


Figura 1.4 - Vista externa e interna del fruto de la papa.

1.4.2 ECOFISIOLOGÍA DEL CULTIVO.

Para analizar la eco - fisiología del cultivo, es conveniente dividir el crecimiento y desarrollo de la planta de papa en cinco estados diferentes:

A. Brotación:

Se inicia con el desarrollo de los brotes desde los ojos del tubérculo semilla, su crecimiento inicial aéreo y la emisión de las primeras raíces en la base de los brotes.

B. Crecimiento vegetativo:

Comienza un activo crecimiento aéreo con la emisión y expansión foliar desde los brotes emergidos, crecimiento de raíces y rizomas. Parte de este crecimiento todavía se debe a reservas del tubérculo semilla aunque pronto agotados la fase de mayor tasa de crecimiento se debe a la actividad fotosintética de las hojas. La brotación y crecimiento vegetativo pueden llevar de 30 a 70 días, dependiendo de la fecha de plantación, temperatura del suelo y edad fisiológica del tubérculo semilla.

C. Iniciación de los tubérculos:

Comienza con el inicio del engrosamiento de las puntas de los rizomas.

Este estado es un período relativamente corto, entre 10 y 14 días y en muchos cultivares el final del período coincide con el inicio de la floración, momento en que unas pocas flores comienzan a ser visibles.

D. Crecimiento de los tubérculos:

Las células de los tubérculos se expanden con la acumulación de agua, nutrientes y carbohidratos.

E. Madurez:

La parte aérea de la planta comienza a amarillear y a perder hojas, la fotosíntesis gradualmente disminuye, la tasa de crecimiento de los tubérculos se retarda y finalmente el dosel de la planta muere. El contenido de materia seca de los tubérculos alcanza en esta etapa su máximo, dando inicio al engrosamiento de la epidermis de los mismos.

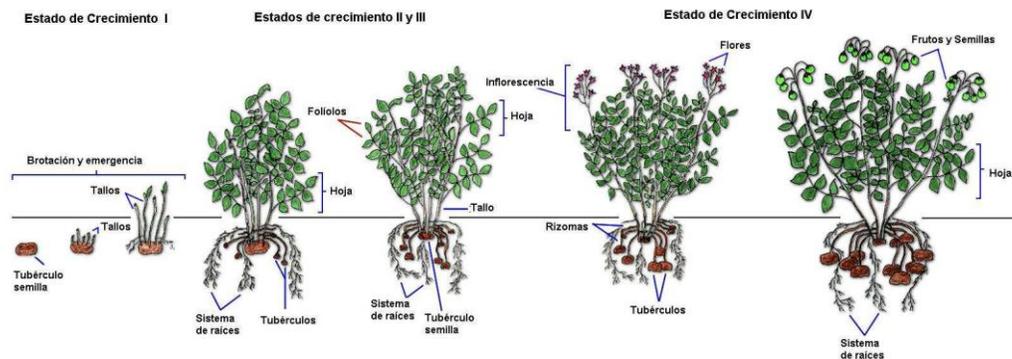


Figura 1.5 - Evolución de la papa desde la plantación hasta su floración.

1.5 MANEJO DEL CULTIVO

PLANTACIÓN.

Los ítems detallados a continuación, hacen referencia a factores a tener en cuenta a la hora de la plantación:

1. Elección del lote:

La papa presenta un sistema radicular muy ramificado y con innumerables raíces que llegan a 90 centímetros de profundidad y, fácilmente ocupan 40 centímetros de cobertura horizontal. Por ello, para que este sistema radical se desarrolle adecuadamente requiere de un suelo profundo, sin horizontes texturales cercanos a la superficie, no salinos, bien drenados, con buena estructura y capacidad de retención de agua. Los lotes más adecuados normalmente son los que entran en rotación con ganadería o con una rotación de no menos de cinco años.

Si se implanta el cultivo en una pradera degradada es conveniente iniciar las labores de preparación de suelo oportunamente, con ello se permitirá que las raíces alcancen profundidades sobre los 50 cm, lo que favorecerá la absorción de nutrientes y agua.

Suelos compactos, pedregosos y napas altas no permitirán un buen desarrollo de las raíces y raicillas en profundidad, los rizomas y los tubérculos tendrán oposición a un crecimiento y ello impedirá conseguir altos rendimientos y tubérculos de buena conformación.

En un suelo franco o franco-arenoso, con un pH ligeramente ácido la planta se desarrolla adecuadamente.

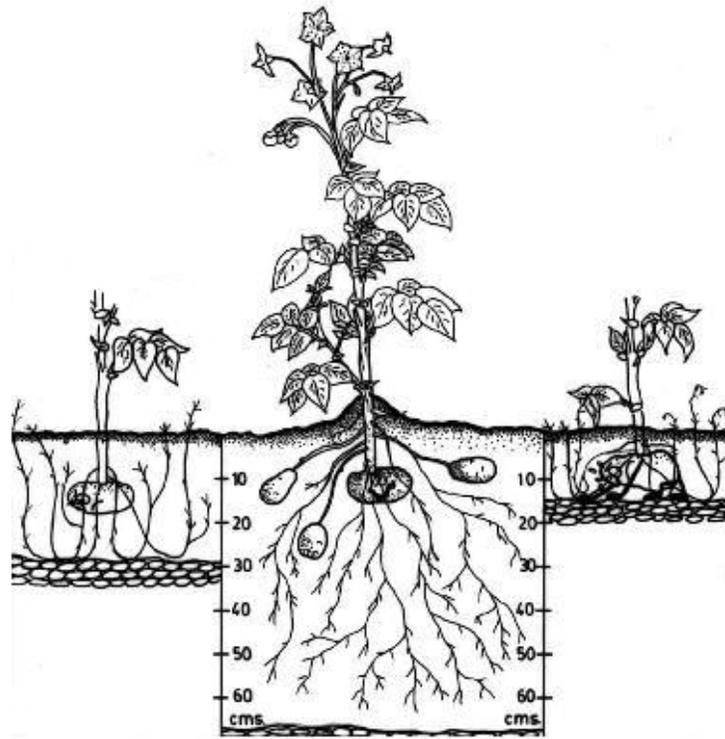


Figura 1.6 - Vista de la planta de papa de acuerdo a su desarrollo subterráneo y profundidad alcanzada.

2. Preparación del suelo y fertilización:

La preparación del suelo tiene como principales objetivos la acumulación de agua en el perfil, el control de malezas, el aumento en la descomposición de la materia orgánica, el acondicionamiento del suelo para un buen desarrollo de raíces y el refinamiento de la tierra para evitar la presencia de grandes terrones o piedras que afecten el funcionamiento de nuestra plantadora (que no dañen los discos de apertura, separación semilla – fertilizante, de cierre y marcadores de surcos). Es preferible realizar la preparación con el menor número de pasadas de tractor, a fin de evitar la excesiva compactación del suelo. Esto puede lograrse con herramientas que sean accionadas mediante la toma de fuerza del tractor, como por ejemplo los azadones rotativos de eje horizontal.

Conviene efectuar el análisis del suelo, y según los resultados se determinará la dosis de fósforo a utilizar, que puede variar entre 0 a 200 kg / H (para el caso de suelos muy pobres en fósforo). La

forma más eficiente de aplicación de los fertilizantes, y el utilizado en nuestra plantadora, es en banda durante la plantación. Mientras que el agregado de la fuente nitrogenada (principalmente urea) puede realizarse después de la plantación y hasta la floración.

La fertilización, se realiza como ya se mencionó, al mismo tiempo de la plantación de la papa semilla, y debemos tener en cuenta que la aportación del fertilizante que se necesite, no debe tocarla, ya que se puede producir el quemado de la misma. Es por ello, que utilizamos discos separadores y depositamos el fertilizante a 2 cm por debajo y al costado de la papa semilla.

11

3. Elección del cultivar:

La producción nacional se reparte entre cultivares nacionales y extranjeros. Los cultivares nacionales difundidos son de ciclo largo y brotación tardía y pueden conservarse adecuadamente. También existen cultivares nacionales precoces como Sureña INTA, Primicia INTA, Buena Vista INTA. Los cultivares extranjeros que encontraron gran difusión en el país son Spunta y Kennebec, principalmente.

La mayor difusión de la variedad Spunta encuentra su justificación en que normalmente es la que alcanza los mejores precios en el mercado.

El cultivar que se seleccione dependerá de la zona en la que se cultive y en la época que se realice. A continuación se adjunta un cuadro en el que podemos ver las variedades de papas por zonas y épocas de cultivo. Las distintas variedades pueden ser cultivadas con la plantadora a calcular.

Producción	Provincias productoras (1)	Época de plantación	Época de Comercialización	Variedades (1)
Temprana	Tucumán Salta-Jujuy Chaco Formosa Misiones Corrientes	Junio-Julio	Setiembre-Octubre	Spunta Pampeana
Semitemprana	Córdoba Buenos Aires Mendoza Santa Fe Tucumán	Julio-Agosto	Noviembre-Diciembre	Spunta Kennebec Huinkul
Semitardía	Buenos Aires Mendoza Chubut Neuquén Rio Negro	Octubre- Noviembre	Enero-Octubre	Spunta Ballenera Kennebec Araucana Huinkul Pampeana Sureña
Tardía	Córdoba Buenos Aires Santa Fe	Febrero	Julio-Noviembre	Spunta

Figura 1.7 - Descripción de la producción de papas por zonas y clases.

4. Calidad de la semilla:

La utilización de papa de buena calidad para plantar es imprescindible para lograr un buen cultivo. La papa semilla deberá tener bajo porcentaje de virus, ser turgente y fisiológicamente joven, libre de defectos, plagas y enfermedades. La calidad de la papa semilla fiscalizada ofrece las mayores garantías. Dentro de la papa fiscalizada se reconocen las siguientes categorías:

- Original.
- Elegida.
- Registrada.
- Certificada A y B.

Estas categorías poseen un nivel creciente de tolerancia a enfermedades a partir de original y elegida, que son la de mayor garantía de sanidad.

5. Tratamiento de la papa semilla antes de la plantación:

Para la época de plantación es conveniente que la papa semilla tenga brotes en todos sus ojos o yemas y que éstos no estén muy desarrollados, para que no sean quebrados durante el manipuleo propio a la plantación.

Cuando los tubérculos destinados a la plantación son muy grandes, el trozado de la papa semilla es una práctica inevitable, pero si la papa a cortar tiene baja infección con virus es aconsejable utilizar tubérculos pequeños y plantarlos enteros.

El trozado se realiza generalmente por medio de cuadrillas de cortadores, pero para cortar tubérculos redondos existen en el país máquinas que realizan un trabajo muy eficiente.

Cuando se troza la papa semilla cada corte o trozo debe tener dos yemas como mínimo. Esta práctica provoca grandes heridas en los tubérculos, las que deben cicatrizar para impedir el ingreso de microorganismos causantes de la pudrición del corte lo cual provocará una disminución en la densidad de plantas.

La cicatrización de las heridas se logra manteniendo la papa cortada a 15° C, con alta humedad ambiental y en presencia de oxígeno durante cuatro días como mínimo. Después de cicatrizados, los cortes pueden ser plantados sin haber sido sometidos a ningún tratamiento especial o, si fuera necesario podrán mantenerse embolsados durante algunos días hasta su plantación, pues no experimentarán pérdidas excesivas de agua.

Para impedir que los trozos se peguen durante la plantación se los suele espolvorear con cal hidráulica. Esta seca las heridas y forma una barrera de relativa eficacia contra los microorganismos.

6. Plantación:

Una vez preparado el terreno para plantar, se debe realizar esta operación colocando la papa semilla en una cama de suelo húmedo, a profundidad y espaciamiento uniformes en el surco y sin dañarla.

La distancia entre surcos debe ser uniforme para posibilitar la realización correcta de las operaciones posteriores. El método tradicional de implantación y aún hoy el más ampliamente utilizado sigue siendo la plantación de tubérculo - semilla.

En el método tradicional de implantación, es decir por tubérculo-semilla, la plantación puede realizarse mediante plantadoras a pinches o bien a cangilones, como utilizaremos en nuestra

plantadora (se seleccionó este sistema ya que no daña la papa semilla, impidiendo el ingreso de enfermedades). En el sistema por pinches, la máquina tiene una tolva en donde están contenidos los tubérculos y en cada salida de la tolva un sistema de pinches que clavan cada tubérculo y luego de una media rotación lo deja caer en el tubo de descarga. Con el sistema de cangilones, la recolección se realiza de forma similar a la anterior, pero solo que en lugar de utilizar pinches, se utilizan cucharas que transportan a la papa semilla en su interior. A continuación, se puede observar el sistema de dosificación seleccionado (A – Cinta y cucharas. B – Sistema completo con cucharas, cinta, tapa protectora y tolva de dosificación).

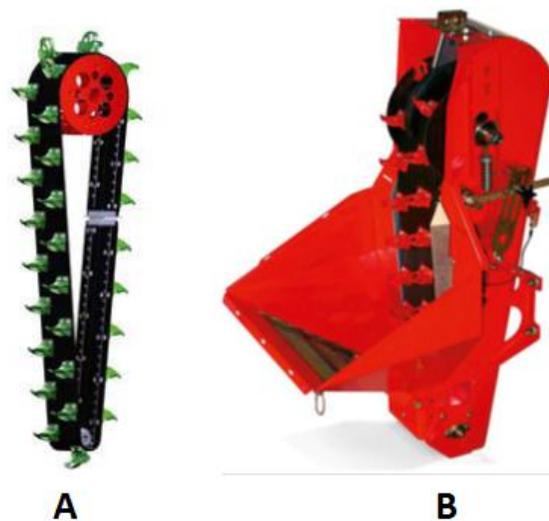


Figura 1.8 - Vista del sistema de dosificación por cucharas o cangilones.

En la siguiente figura, se puede observar como las cucharas recogen las papas semillas de la tolva de carga, para luego ser depositada en el surco:

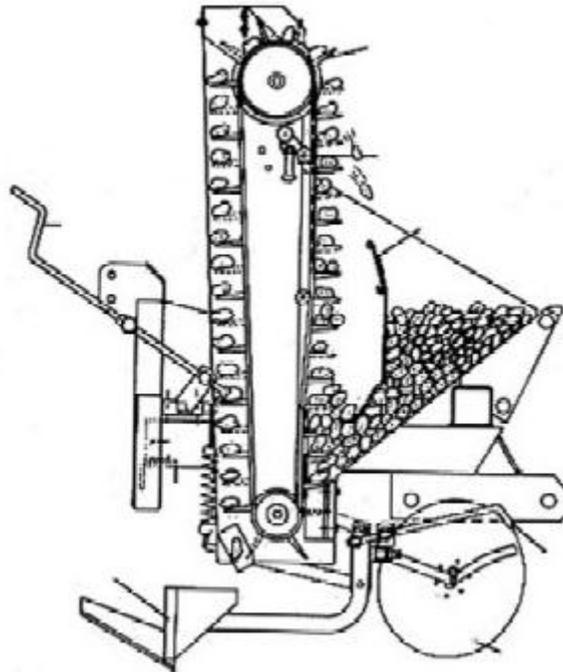


Figura 1.9 - Vista lateral de la acción del sistema de dosificación por cucharas.

La distancia entre surcos es normalmente de 70 cm, tratando de realizarlos lo más parejos posibles para facilitar luego las labores de escarda y aporque del cultivo.

La separación entre tubérculos plantados no debería superar los 20 cm cuando se siembran trozos y no más de 30 cm cuando se siembran tubérculos enteros.

Debe ponerse especial cuidado en el estado de los tubérculos semillas al momento de la plantación, debido a su efecto sobre el cultivo.

La cantidad de tubérculos semillas para plantar una hectárea oscila entre 2000 y 3000 kg (40 a 60 bolsas/ha).

Según la época del año en la que se realice la plantación, se debe tener en cuenta que no siempre será de la misma forma, ya que la profundidad de siembra, la separación entre papas – semillas (densidad de siembra) y la fertilización variarán, por lo que nuestra plantadora deberá amoldarse a las distintas situaciones.

A continuación, se detallan las diferencias nombradas en el párrafo anterior:

MANEJO	CICLOS O CULTIVOS	
	PRIMAVERA	VERANO-OTOÑO
PROFUNDIDAD DE SIEMBRA	<i>Superficial</i> (10-12 cm): Colocar la semilla en un ambiente que caliente rápido y la resguarde de anegamientos.	<i>Profunda</i> (20 cm.): Para colocar la semilla en un ambiente fresco y húmedo.
DENSIDAD DE PLANTACION	<i>Menor</i> (8-10 tallos/m ²) para evitar competencia por agua al final del ciclo y tener tubérculos grandes (comerciales) temprano para finalizar el cultivo antes de los calores del verano.	<i>Mayor</i> (10-15 tallos/ m ²) para lograr una buena cobertura del suelo y aprovechar las buenas condiciones para el crecimiento de los tubérculos.
FERTILIZACION NITROGENADA	<i>Baja</i> (80-100 kg/há) pues el ambiente promueve un buen crecimiento del follaje y no es deseable entrar al verano con un alto crecimiento de los tubérculos.	<i>Alta</i> (100-140 kg/há) para desarrollar un buen follaje, que dure mucho tiempo en condiciones buenas para el crecimiento de los tubérculos.
ALMACENA - MIENTO	<i>Difícil</i> pues las condiciones del ambiente (temperatura y humedad) difieren de los requerimientos.	<i>Fácil</i> : las condiciones del ambiente (temperatura y humedad) se acercan a los requerimientos.

Figura 1.10 - Descripción de la plantación de papas según la época del año.

Labores en el cultivo:

A. Escaradas y aporques:

Los trabajos durante el desarrollo vegetativo del cultivo de papa consisten en pasar dos, tres o cuatro veces, escarificadores para romper la costra del suelo, especialmente después de cada riego, seguida una o dos veces por aporcadores. Los principales fines de realizar aporque al cultivo son:

- Cubrir los tubérculos para protegerlos de la quemadura del sol.
- Conservar mejor la humedad y facilitar el drenaje.
- En suelos fríos, ofrecer mayor superficie de calentamiento.
- Mantener el cultivo libre de malezas.

LABORES CULTURALES EN EL CULTIVO DE LA PAPA		
Labores Culturales	Momento de ejecución recomendado	Finalidad
Levantamiento de surco.	8-10 días después de plantación.	Control de malezas.
Rastreada (rastra de dientes)	4-5 días de levantado el surco.	Eliminar malezas en el lomo del camellón.
Si llegara a ser necesario es recomendable repetir la rastreada cuando la planta tiene cuatro o cinco hojas.		
Escardillada	Cuando la planta tiene unos 10-15 cm de altura.	Control de malezas. Airear el suelo. Romper la costra superficial para evitar la pérdida de agua por capilaridad.
Aporque	40 días después de la plantación.	Control de malezas. Evitar el verdeamiento de los tubérculos.

Figura 1.11- Labores a realizar en el cultivo de la papa y su finalidad.

B. Riego:

Se puede efectuar por surco o aspersión. La posibilidad de utilizar uno u otro sistema depende entre otros factores de las características del suelo en cuanto a la pendiente y drenaje. Sin embargo, se ha observado en lotes a la par con uno y otro sistema de riego, que el de aspersión incrementa notablemente las enfermedades fungosas, especialmente tizones.

En la papa se reconocen dos momentos críticos para la falta de agua: en el inicio de tuberización y el período final de llenado de los tubérculos. Al inicio de la tuberización, las raíces dejan de explorar el perfil del suelo, por lo tanto una adecuada disponibilidad de agua, previo a ese momento determinará un aumento en el número de estolones y tubérculos. En cuanto al final del período de llenado, diversas investigaciones han demostrado que el estrés hídrico puede disminuir los rendimientos. Para obtener altos rendimientos la humedad del suelo no debería estar por debajo del 50 % del agua disponible.

C. Fertilización:

Aunque ya fue tratado parcialmente en párrafos anteriores, debe agregarse que los mayores efectos sobre el rendimiento se producen ante variaciones en los niveles de Nitrógeno (N), Fósforo (P) y Potasio (K).

De los elementos esenciales, el Nitrógeno es que ha recibido mayor atención dado que su carencia disminuye el crecimiento del follaje y reduce la cobertura del suelo, como así también excesos de N pueden alargar el ciclo del cultivo e incrementar los riesgos de enfermedades en hoja.

Aunque la demanda de nutrientes a lo largo del ciclo del cultivo difiere según el nutriente que se considere, aproximadamente entre un 40 a un 50 % son absorbidos en etapas tempranas, cuando aún la acumulación de materia seca es relativamente baja.

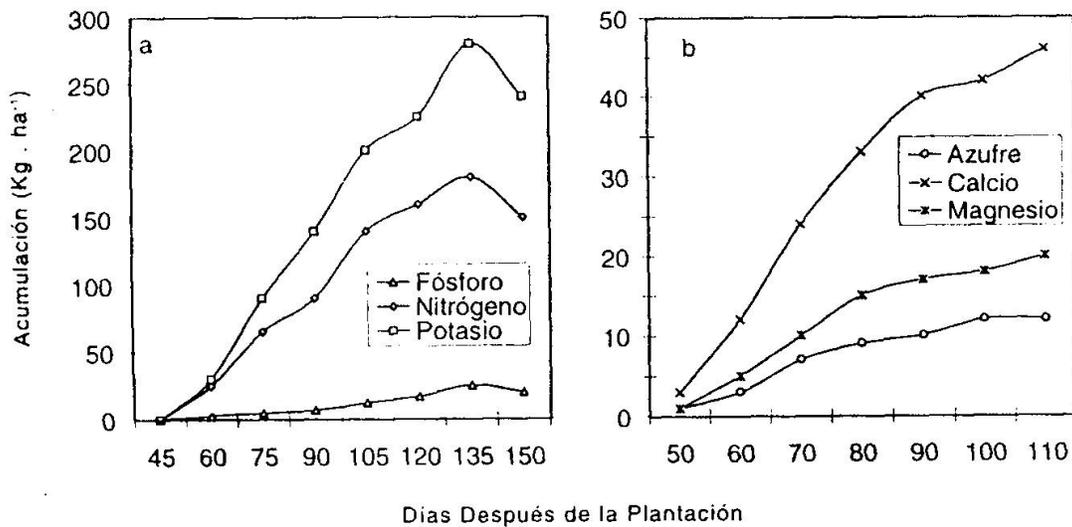


Figura 1.12 - Evolución de la acumulación de nutrientes en la papa.

En la plantación de la papa, se utilizan fertilizantes sólidos, dosificados por medio de un engranaje, regulado a través de la caja de velocidades de la plantadora. Luego de pasar por el engranaje regulador, se dosifica el fertilizante en el surco por medio de una manguera plástica.

A continuación, se puede observar el sistema dosificador por engranaje (A), y el suministrador de fertilizante por manguera (B).



Figura 1.13 - Vista del sistema de dosificación de fertilizante.

D. Control de malezas:

Las malezas, si no son controladas, pueden disminuir los rendimientos hasta un 50 % y en la actualidad las labores culturales constituyen el medio de control más utilizado.

No obstante, existen herbicidas que se pueden aplicar en distintos momentos y que aseguran el control de las malezas por un tiempo lo suficientemente largo como para que el cultivo pueda competir exitosamente con las que germinan tardíamente. La utilización de estos agroquímicos hace posible reducir el número de labores, evitando las pasadas sucesivas sobre el terreno que originan la compactación del suelo y formación de cascotes.

Entre los herbicidas más utilizados se encuentran:

- Metribuzín: se puede aplicar al suelo antes de la emergencia o luego de que las plantas de papa hayan salido a superficie. Controla malezas latifoliadas anuales y algunas gramíneas.
- Linurón: Se aplica en pre-emergencia del cultivo y controla principalmente latifoliadas anuales.
- Alaclor y Metolaclor: Son dos herbicidas de espectro parecido y que controlan principalmente gramíneas anuales. Se aplica en pre-emergencia y pueden constituir mezclas con Metribuzín o Linurón.

E. Enfermedades:

El cultivo de papa puede ser afectado por varias enfermedades producidas por hongos, bacterias, virus y nematodos. Algunas son de tal gravedad que pueden causar disminuciones drásticas de rendimiento y calidad.

Con todo lo explicado anteriormente, se puede entender lo que es el cultivo de la papa, como se realiza, y como se debe controlar, lo que nos permite saber que necesita el pequeño y mediano productor de una máquina plantadora.

CAPÍTULO 2

2.1 DISEÑO CONCEPTUAL DEL EQUIPO

2.1.1 CONCEPTO GENERAL:

Los criterios fundamentales considerados en el diseño conceptual del implemento son:

1. Ancho de hilera.
2. Espacio entre papas semillas o mini tubérculos.
3. Profundidad de siembra.
4. Facilidad de acople al tractor convencional.
5. Dosificación de semilla en la manera exacta. De modo opcional agregar soportes para suministrar fertilizante y herbicida.
6. Capacidad de carga rentable.
7. Resistencia de los componentes con los materiales utilizados de fácil obtención, sin quitarle el peso necesario para el funcionamiento al equipo.

Al cumplir con estos requisitos, es factible generar un equipo para ser utilizado por los productores, en la manera de satisfacer sus demandas.

2.1.2 DESCRIPCIÓN Y DETALLE DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES.

Los componentes que conforman el equipo de siembra de papas – semillas, son los que se describen a continuación:

1. Chasis del equipo. Es la pieza fundamental de nuestra máquina, ya que su resistencia permite el buen funcionamiento de la misma, y su forma nos da lugar al acople de los demás componentes.
2. Mecanismo de dosificación y método para regular la dosis de semillas que se requieren por hectárea (Sistema de Cangilones).
3. Sistema de dosificación de herbicida y fertilizante.
4. Accesorios para abrir y cerrar surcos.

5. Sistema hidráulico (para la inclinación de la máquina y manejo de entrada de los discos de apertura).
6. Mecanismo de caída para la semilla o tubérculo.
7. Mecanismo de separación semilla – fertilizante.
8. Mecanismo para el control de profundidad.
9. Tipo de tolva o contenedor de la semilla.
10. Tipo de contenedor necesario para el suministro del herbicida.
11. Tipo de contenedor necesario para el suministro del fertilizante.
12. Tipo de enganche y forma de acople al tractor.

2.2 METODOLOGÍA PARA LA PRUEBA DE LAS PLANTADORAS DE PAPAS

2.2.1 INTRODUCCIÓN.

Una vez diseñado el equipo, con todos los componentes fundamentales calculados, debemos tener en cuenta una norma internacional que nos engloba el campo de pruebas.

Se deben realizar dos pruebas, una de campo, cuando ya tenemos fabricado el equipo, y otra de laboratorio. Ambas pruebas se fundamentan en la metodología que se transcribe a continuación:

2.2.2 NORMA INTERNACIONAL ISO S691-1981 (E):

1. Campo o alcance: esta norma internacional especifica un método de prueba para plantadoras de papas mediante la cual se obtienen datos comparables y reproducidos en relación con la colocación uniforme de los tubérculos y otros aspectos del desempeño de la máquina.
2. Campo de aplicación: esta norma se aplica a todos los tipos de plantadoras de papas, sin contar el sistema de dosificación de fertilizante, que debe ser removido en el momento de la prueba.

Para la aplicación de esta norma, se deben tener presentes conceptos que serán de utilidad para los cálculos, los cuales se definen a continuación.

3. Definiciones:

- A. Distancias entre tubérculos o papas – semillas: Es la distancia entre los tubérculos adyacentes en una hilera, medidos de centro a centro del tubérculo, y expresado en centímetros.
- B. Distancia de plantación específica: Es la distancia entre tubérculo y tubérculo, expresada en centímetros, y especificada por el fabricante en su manual de operación.
- C. Distancia de plantación actual: Es el valor medio, expresado en centímetros, de por lo menos cien distancias de tubérculos, descontando cualquier falla o donde haya más de un tubérculo.
- D. Espacio entre hileras: Es la distancia de centro a centro de la hilera expresada en centímetros, entre las hileras adyacentes.
- E. Número de hileras de una plantadora: Se define por el número de hileras formadas al mismo tiempo por una plantadora.
- F. Densidad de tubérculos: Es el número de tubérculos que hayamos por hectárea.
- G. Masa del tubérculo: Es la masa expresada en gramos del tubérculo de papa. La masa media de un tubérculo en un lote de papas se determina con un mínimo de 30 tubérculos.
- H. Tasa de tubérculos: Es la masa total de papas plantadas por hectárea expresado en Toneladas por hectárea (Tn/Ha).
- I. Frecuencia de plantación: Es el número de tubérculos plantados por minuto y por surcos, expresado en minutos a la menos 1 (min^{-1}).
- J. Coeficiente de variación (CV): Es la variación de distancia actual dentro de una hilera, dada como un porcentaje de la distancia en la tasa de plantación.
- K. Error en el llenado de cangilones: En el caso de sembradoras de papas con cangilones en la cadena de elevación en el lugar de pinches, el número de fallas se expresa como un porcentaje por el número de cangilones que tengamos por hilera dosificadora.
- L. Profundidad de plantación: Es la distancia expresada en centímetros, medida entre el fondo del surco y la superficie original del campo.

CAPÍTULO 3

3.1 NORMAS PARA LA CIRCULACIÓN DE LA MAQUINARIA AGRÍCOLA

3.1.1 DEFINICIONES:

- A. Maquinaria agrícola: todos los equipos utilizados en las tareas agrarias, incluyendo accesorios, acoplados, trailers y carretones específicamente diseñados para el transporte de maquinarias agrícolas o partes de ellas.
- B. Unidad Tractora: tractor agrícola, camión, camioneta o cosechadora, mientras cumplan la función de traccionar el tren.
- C. Tren: conjunto formado por un tractor y los acoplados remolcados (cinta transportadora, vivienda, tráiler porta plataforma, carrito de herramientas, carro de combustible, porta agua, tolva, acoplado rural, etc.).

24

3.1.2 CONDICIONES GENERALES PARA LA CIRCULACIÓN:

- A. Se realizará exclusivamente durante las horas de luz solar. Desde la hora "sol sale", hasta la hora "sol se pone", que figura en el diario local, observando el siguiente orden de prioridades:
 - a) Por caminos auxiliares, en los casos en que estos se encuentren en buenas condiciones de transitabilidad tal que permita la circulación segura de la maquinaria.
 - b) Por el extremo derecho de la calzada. No podrán ocupar en la circulación el carril opuesto, salvo en aquellos casos donde la estructura vial no lo permita, debiendo en esos casos adoptar las medidas de seguridad que el ente vial competente disponga.
- B. Cada tren deberá circular a no menos de DOSCIENTOS METROS (200 m) de otro tren aun cuando forme parte del mismo transporte de maquinaria agrícola, debiendo guardar igual distancia de cualquier otro vehículo especial que eventualmente se encontrare circulando por la misma ruta, a fin de permitir que el resto de los usuarios pueda efectuar el sobrepaso.

C. Está prohibido:

- 1- Circular con lluvia, neblina, niebla, nieve, etc., oscurecimiento por tormenta, o cuando por cualquier otro fenómeno estuviera disminuida la visibilidad.
- 2- Estacionar sobre la calzada o sobre la banquina, o en aquellos lugares donde dificulten o impidan la visibilidad a otros conductores.
- 3- Circular por el centro de la calzada, salvo en los caminos auxiliares.
- 4- Efectuar sobrepasos.

3.1.3 REQUISITOS PARA LOS EQUIPOS:

- Para la circulación deben ser desmontadas todas las partes fácilmente removibles, o que constituyan un riesgo para la circulación, tales como plataforma de corte, ruedas externas si tuviese duales, escalerillas, etc., de manera de disminuir al mínimo posible el ancho de la maquinaria y mejorar la seguridad vial.
- La unidad tractora deberá tener freno capaz de hacer detener el tren a una distancia no superior a TREINTA METROS (30 m).
- El tractor deberá tener una fuerza de arrastre suficiente para desarrollar una velocidad mínima de VEINTE KILOMETROS POR HORA (20 km/h).
- El tractor debe poseer DOS (2) espejos retrovisores planos, uno de cada lado, que permitan tener la visión completa hacia atrás y de todo el tren.
- No se exigen paragolpes en la cosechadora y en el acoplado intermedio pero sí en la parte posterior del tren.
- Cuando el último acoplado sea la cinta transportadora, debe colocarse el carrito (de combustible, herramientas, etc.) debajo de la cinta, cumpliendo la función de paragolpes. En este caso, el cartel de señalamiento, se colocará en el carrito.
- Todos los componentes del tren deben poseer neumáticos, en caso contrario deben transportarse sobre carretón o sobre tráiler, igual que cualquier otro elemento que resulte agresivo o que constituya un riesgo para la circulación.
- Debe poseer como máximo, DOS (2) enganches rígidos y cadenas de seguridad en prevención de cualquier desacople. Los trenes formados por un tractor y acoplado tolva podrán tener hasta DOS (2) enganches (sin superar el largo máximo permitido).

- EL tractor debe poseer luces reglamentarias, sin perjuicio de la prohibición de circular durante la noche.

3.1.4 SEÑALAMIENTO:

- El tractor debe contar, además de las luces reglamentarias con UNA (1) baliza intermitente, de color amarillo ámbar, conforme a la norma respectiva, visible desde atrás y desde adelante. Esta podrá reemplazarse por una baliza delantera y otra trasera cuando desde un punto no cumpla la condición de ser visible desde ambas partes.
- Deben colocarse CUATRO (4) banderas, como mínimo de CINCUENTA CENTIMETROS (50 cm) por SETENTA CENTIMETROS (70 cm), de colores rojo y blanco a rayas a CUARENTA Y CINCO GRADOS (45º) y de DIEZ CENTIMETROS (10 cm) de ancho, confeccionadas en tela aprobada por norma IRAM para banderas en los laterales del tren, de manera que sean visibles desde atrás y desde adelante, en perfecto estado de conservación.
- En la parte posterior del último acoplado debe colocarse un cartel que tenga como mínimo UN METRO (1 m) de altura por DOS METROS CON CINCUENTA CENTIMETROS (2,50 m) de ancho correctamente sujeto, para mantener su posición perpendicular al sentido de marcha en todo momento. El mismo deberá estar confeccionado sobre una placa rígida en material reflectivo, con franjas a CUARENTA Y CINCO GRADOS (45º) de DIEZ CENTIMETROS (10 cm) de ancho de color rojo y blanco. Deberá estar en perfecto estado de conservación, para que desde atrás sea visible por el resto de los usuarios de la vía. En el centro del cartel, sobre fondo blanco y con letras negras que tengan como mínimo QUINCE CENTIMETROS (15 cm) de altura, deberá contener la siguiente leyenda (incluyendo las medidas respectivas):
PRECAUCION DE SOBREPASO ANCHO... [m] LARGO... [m]
En los casos en que el último acoplado no permita por sus dimensiones la colocación del cartel, este se reemplazará por la colocación de DOS (2) triángulos equiláteros de CUARENTA CENTIMETROS MAS O MENOS DOS CENTIMETROS (40 cm). ± 2 cm de base, de material reflectivo de color rojo.
El nivel de retrorreflección del material se ajustará como mínimo a los coeficientes de la Norma IRAM 3952/84, según sus métodos de ensayo.

3.1.5 DIMENSIONES:

- El ancho máximo de la maquinaria agrícola para esta modalidad de transporte es de TRES METROS CON CINCUENTA CENTIMETROS (3,50 m), la maquinaria agrícola que supere dicho ancho deberá ser transportada en carretones.
- Se establece un largo máximo de VEINTICINCO METROS CON CINCUENTA CENTIMETROS (25,50 m), para cada tren.
- Se establece una altura máxima de CUATRO METROS CON VEINTE CENTIMETROS (4,20 m) siempre que en el itinerario no existan puentes, pórticos o cualquier obstáculo que impida la circulación por el borde derecho del camino.
- La maquinaria agrícola debe cumplir con las normas respectivas en cuanto a pesos por eje.

3.1.6 PERMISOS:

- El permiso tendrá una validez de SEIS (6) meses, que debe coincidir con la vigencia del seguro de responsabilidad civil de cada uno de los elementos que compongan el tren agrícola, los que se contratarán por el monto máximo que establezca la SUPERINTENDENCIA DE SEGUROS DE LA NACION dependiente del MINISTERIO DE ECONOMIA Y OBRAS Y SERVICIOS PUBLICOS.

3.2 SISTEMA DE CODIFICACIÓN DEL PRODUCTO

La codificación o identificación del producto es indispensable para facilitar las operaciones entre productores y proveedores, como así también la organización y comunicación entre los distintos niveles de la producción.

Todo plano debe recibir un número de identificación, el cual se indicará en el campo destinado a tal fin dentro del bloque de títulos. Este número debe ser único, al menos dentro de la organización del propietario legal, ya que se utiliza como referencia del plano.

La numeración exigirá una codificación específica, de forma que el número de identificación deberá estar compuesto por varios grupos de cifras y/o letras. Aunque el sistema de numeración de planos depende de la normativa interna de cada empresa.

Para simplificar el ensamblaje del equipo, como así también la ubicación de cada una de las piezas que lo componen, se dividirá a la plantadora en subconjuntos.

Luego, dentro del plano en donde se observa el Subconjunto, se completará el rótulo del mismo con los códigos de las distintas piezas que lo componen.

Ahora se procederá a desarrollar la codificación, quedando de la siguiente forma:

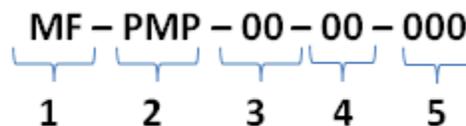


Figura 3.1 – Vista del Sistema de codificación.

En donde:

- 1: Marca del producto: Maquinarias FarMer.
- 2: Tipo de producto: Plantadora Mecánica de Papas.
- 3: Modelo del equipo: 2 surcos.
- 4: Subconjunto o conjunto soldado.
- 5: Pieza del Subconjunto o conjunto soldado.

3.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

El procedimiento planeado presenta el siguiente orden:

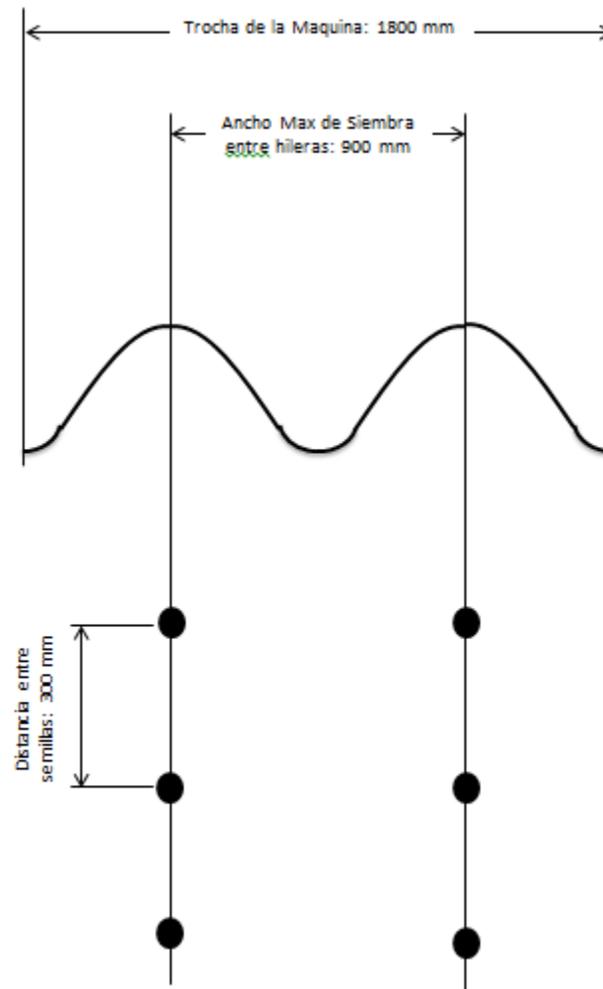
Se comienza por establecer la utilidad y condiciones de trabajo de la máquina plantadora de papas. Teniendo en cuenta que va a ser una plantadora de doble surco, y que las mismas son utilizadas por pequeños productores, se basa su autonomía y rendimiento en el objetivo de cumplir eficientemente los requerimientos de ese sector.

En base a esta determinación y teniendo en cuenta los datos de las condiciones de cultivo de la papa, se procederá a verificar el rendimiento que va a requerir la máquina, con respecto a la densidad de siembra lograda con una carga completa, para cumplir con los objetivos propuestos.

Con los datos obtenidos anteriormente e imponiendo un criterio lógico, se comienza con determinar la tolva contenedora de la carga de semillas, una de las partes principales de la máquina. Habiendo obtenido las dimensiones de la tolva, y con los datos del peso total de la misma con la carga máxima, se puede diseñar la estructura principal.

Por otra parte, y no menos importante, se debe determinar la fuerza de penetración requerida por la máquina y los discos de la misma para trabajar la tierra, lo cual es vital para la resistencia necesaria en los discos y componentes destinados a ese objetivo, como así también el corroborar la incidencia del peso total de la maquina en el trabajo de penetración de la tierra. Esto ayudara a complementar la base del proceso de cálculos a seguir.

En base a este procedimiento y guiándose por los distintos datos necesarios que vayan surgiendo a medida que se avanza, se trabajará para lograr el objetivo de una buena construcción con un diseño apropiado.

CAPÍTULO 4**4.1 CÁLCULO DE SEMILLAS POR HECTÁREA**

30

Figura 4.1 – Distribución de semillas conforme al avance de la máquina.

La distancia entre hileras puede variar entre 600 y 900 mm.

La distancia entre semillas puede variar entre 200 y 400 mm.

Cantidad de semillas en un área de 1.8 m^2 , que corresponde a 1 m de avance de la maquina: 6 papas-semillas.

Si se procede al cálculo de la cantidad de semillas en una hectárea, por medio de una regla de tres simple, se obtiene:

1.8 m^2	6 semillas
1000 m^2	X

31

El valor de X es:

X: 33333 papas-semillas o mini tubérculos.

Por diversos factores de variación en la siembra se toma un valor de **X: 33000 semillas.**

Rendimiento de la carga.

En la siembra, se pueden utilizar mini tubérculos (también llamados papa-semillas), o trozos de papas con brotes. El peso de un tipo de semilla a otra puede variar entre 80 y 130 gr, por lo que se selecciona un valor aproximado de 100 gr.

Peso de la papa-semilla: 100 gr

Diámetro de la papa-semilla (suponiendo una forma regular): 3 cm

Volumen de una papa-semilla: $\frac{4}{3} \times \pi \times r^3$

$$\text{Volumen de una papa-semilla} = 1.41 \times 10^{-5} \text{ m}^3.$$

Se busca que la máquina tenga una capacidad aproximada de 1600 Kg, por lo que para obtener la cantidad de papas disponibles en la tolva se procede de la siguiente manera:

$$\text{Cantidad de papas semillas en la tolva} = \frac{\text{Peso total de la carga}}{\text{Peso unitario de la papa semilla}}$$

$$\text{Cantidad de papas semillas en la tolva} = \frac{1600 \text{ kg}}{0.1 \text{ kg}}$$

Cantidad de papas semillas en la tolva = 16000 papas semillas

32

Por lo tanto, se puede proceder al cálculo del volumen requerido de la tolva:

Volumen requerido en la tolva = *cantidad de papas a plantar x volumen unitario de las papas.*

$$\text{Volumen requerido en la tolva} = 1600 \text{ papa-semillas} \times 1.41 \times 10^{-5} \text{ m}^3.$$

$$\text{Volumen requerido en la tolva} = 0.2256 \text{ m}^3.$$

Si en 1 ha se obtuvo mediante un cálculo aproximado, un valor de 33000 semillas sembradas y con el valor tomado de 0.2256 m³ como volumen de la tolva, con la máquina cargada en su capacidad máxima se podrá cubrir ½ ha de siembra. Este mismo valor es bastante lógico para una pequeña producción.

De esta manera, se pueden delimitar las medidas aproximadas y capacidad de la tolva:

1500 mm de ancho.

400 mm de alto.

400 mm de largo.

Capacidad aproximada de la tolva = 1600 Kg.

Rendimiento de la carga: ½ Hectárea.

4.2 CÁLCULO DE LA TOLVA DE CARGA

En el cálculo del rendimiento de la carga se obtuvieron las dimensiones aproximadas de la tolva, para aproximarse al volumen requerido de 0.2256 m^3 .

Las dimensiones aproximadas de la tolva son: 1500 mm x 400 mm x 400 mm

Ahora se procederá al diseño de la misma:

Vista de forma lateral, la tolva cuadrada tiene un área de 400 mm x 400 mm, y se le dará otra forma respetando ese valor de superficie.

33

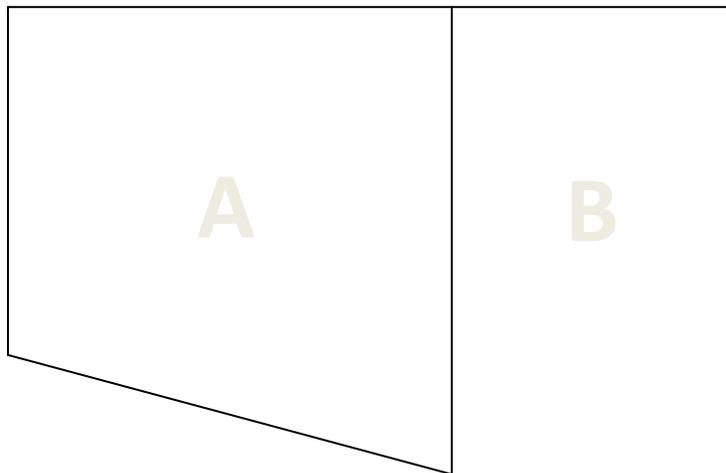


Figura 4.2 – Vista Lateral de la Tolva de Carga

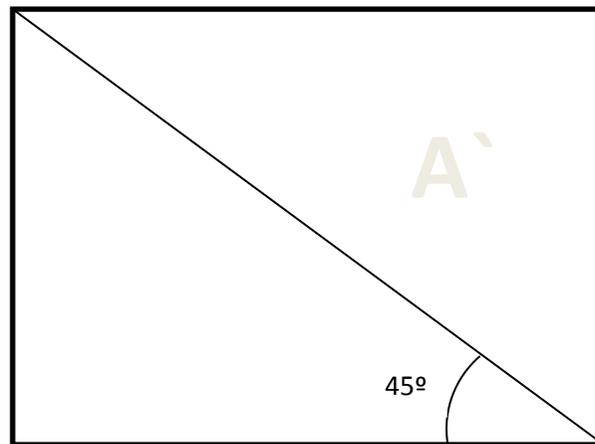
En dónde:

“A” es el Área contenedora de papas.

“B” es el Área de movimiento de cucharas.

Es decir, el área de “A” es la que debe tener un valor de 400 mm x 400 mm.

Siendo "A" igual a 160000 mm^2 , y dándole un ángulo de caída a la tolva de 45° . Se debería compensar el área perdida, o sea 80000 mm^2 (La mitad de A), con un área cuadrada que esté por encima de A'.



34

Figura 4.3 – Ángulo de caída de la tolva de carga

La dimensión del área rectangular utilizada para complementar a "A" es de $400 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$, lo cual da un área de 80000 mm^2 .

Quedando un lateral de la siguiente forma:

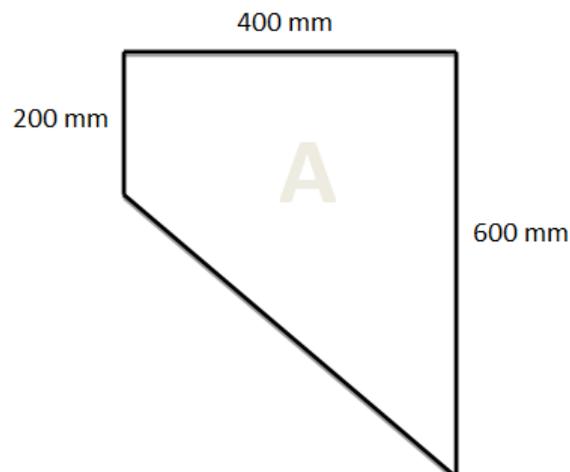


Figura 4.4 – Nueva distribución de la zona de carga con la inclinación incluida

Se vuelve a llamar “A” al área del lateral de la tolva.

Conociendo los laterales de la tolva, y sabiendo la longitud de 1500 mm para llegar al volumen de carga, se le pueden dar dimensiones a los componentes restantes de la tolva.

A continuación, se adjunta la vista lateral, superior, trasera y en perspectiva de la tolva diseñada con las medidas requeridas para aplicar en la plantadora:

35

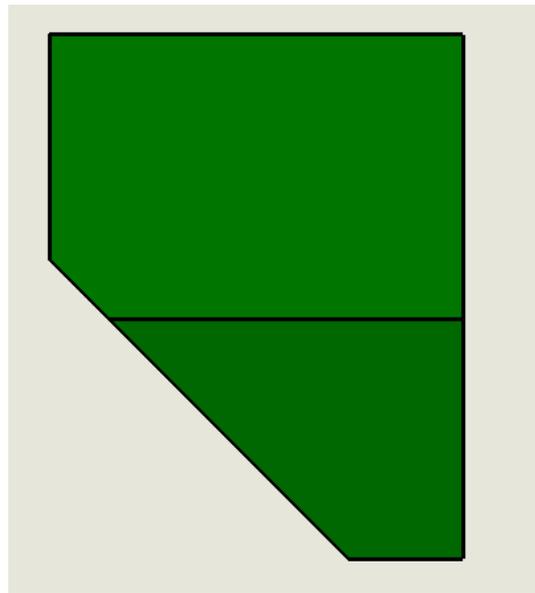


Figura 4.5 – Vista Lateral de la tolva de carga de papas semillas.

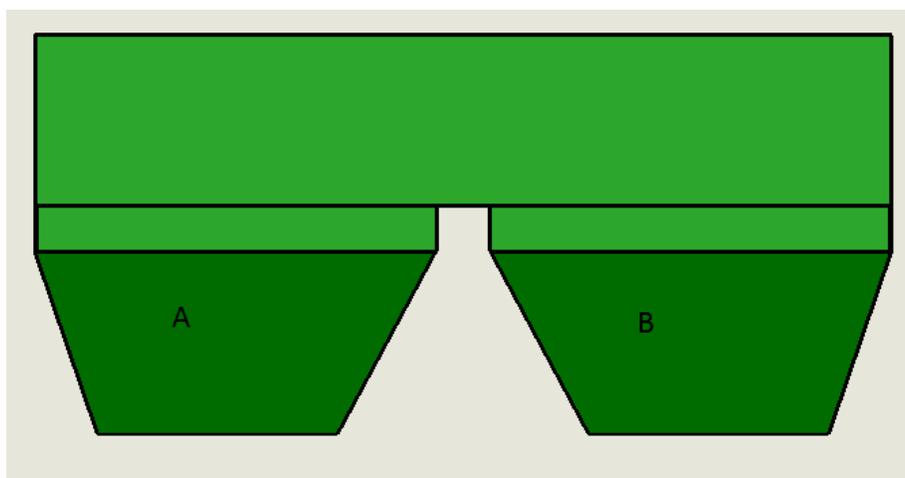


Figura 4.6 – Vista Trasera de la tolva de carga de papas semillas. En donde A y B corresponden a las tolvas de descarga.

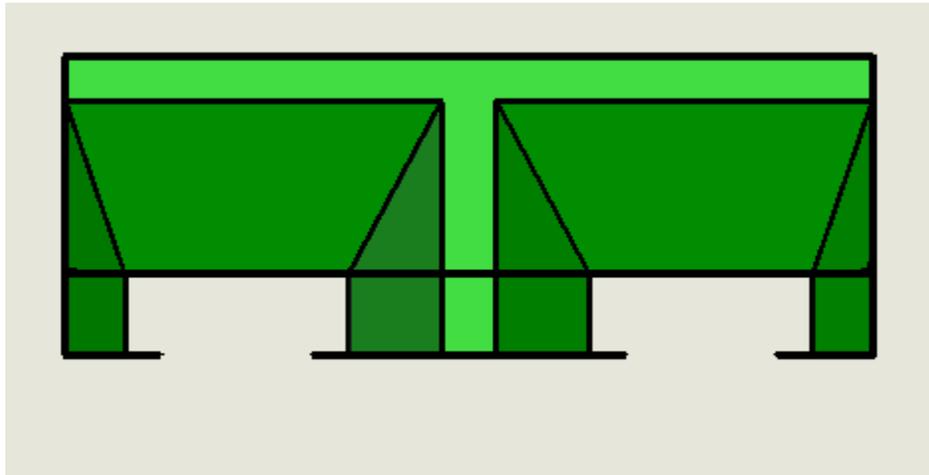


Figura 4.7– Vista Superior de la tolva de carga de papas semillas.

Cálculo del espesor de chapa de la tolva de carga de papas:

Para el cálculo del espesor de chapa que requiere la tolva de carga de papas, se tiene en cuenta el criterio de cálculo de Placas Planas, que se encuentra en el libro Mecánica Avanzada de Materiales, de Arthur P. Boresi (5ta. Edición, 1993).

Se considera que la chapa que soporta la carga se encuentra horizontal, y no inclinada como debería serlo, es decir, se tiene en cuenta el caso más desfavorable. De esta forma, si el espesor de la chapa se acerca al impuesto por diseño, el mismo será tomado como correcto.

Para considerar la abrasión, las vibraciones del terreno y la exposición a ambientes que en ocasiones no son favorables, se selecciona para este componente un material resistente, como es la chapa "Strenx".

Carga de mini tubérculos: **1600 kg.**

Material de la placa: Strenx 3 mm.

Calidad del material: Acero micro aleado de alta resistencia.

$$S_y: 7500 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 735 \text{ MPa.}$$

N= Coeficiente de Seguridad= **4.**

Se toma el área en donde actúa la carga de (1500mm x 400mm) = **600000 mm²**.

$$1) \quad \sigma_w = S_y / N = \mathbf{183,75 \text{ MPa.}}$$

$$2) \quad \alpha = B/A; \text{ donde A es igual al lado más largo del rectángulo tomado como área = } \mathbf{1500 \text{ mm}}, \text{ y}$$

$$B \text{ es igual al lado más corto = } \mathbf{400 \text{ mm.}}$$

$$\alpha = \mathbf{0.266.}$$

Con este valor de α se acude a la tabla 13.10 de la bibliografía especificada, obteniéndose el valor de β . $\beta = \mathbf{0.062}$.

$$\beta = \frac{M}{P \times B^2}; \quad M = \beta \times P \times B^2$$

$$P = F/A = 1600 \text{ kgf} / 0.6 \text{ m}^2 = 2666 \text{ kgf} / \text{m}^2 = \mathbf{26.12 \text{ KPa.}}$$

$$M = 0.062 \times 26120 \text{ Pa} \times (0.4 \text{ m})^2 = 259.3 \text{ N.}$$

$$e = \text{espesor de la chapa} = \sqrt{\frac{6 \times M}{\sigma_w}} = \sqrt{\frac{6 \times 259.3 \text{ N}}{183.75}} = \mathbf{2.90 \text{ mm.}}$$

El espesor requerido por este cálculo exige menos de lo propuesto en el diseño, por lo que se considera que el espesor de 3 mm verifica para resistir la carga de mini tubérculos.

CAPÍTULO 55.1 DISEÑO Y CÁLCULO DEL CHASIS

Para el dimensionamiento del chasis, y como toda la estructura va a ser diseñada con el mismo perfil de caño, se calculará en función de la sección más solicitada, como lo es el soporte de la tolva de carga.

38

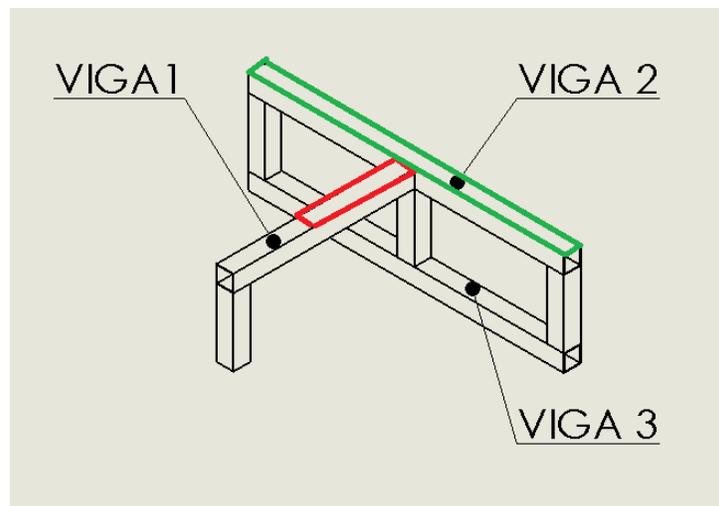


Figura 5.1 – Disposición de las vigas de soporte de tolva de carga.

Carga= 1876 kgf

Ancho de la viga= 8 cm

Área de apoyo viga 1= 380 cm².

Área de apoyo viga 2= 1200 cm².

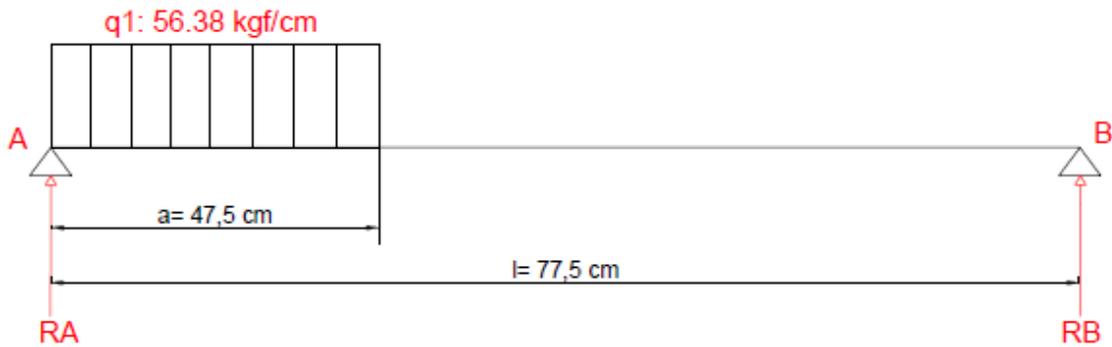
Área total de apoyo= 380 cm² + 1200 cm² = 1580 cm².

Presión de apoyo= 1876kgf / 1580 cm² = q = 1.187 kgf /cm².

Carga distribuida en viga 1 = **q1 = 56.38 kgf /cm.**

Carga distribuida en viga 2 = **q2 = 178.05 kgf / cm.**

5.1.1 Dimensionamiento de viga 1.



39

Figura 5.2 – Cargas, reacciones y distancias en la viga 1.

$$M_f \text{ máx: } \frac{qxa}{2} x \left(1 - \frac{a}{2xl}\right)^2$$

$$R_A: q \times \left(1 - \frac{a}{2xl}\right)$$

$$R_B: \frac{qxa}{2xl}$$

$M_f \text{ máx: } 28211.32 \text{ kgfcm.}$

$R_A: 1857.358 \text{ kgf.}$

$R_B: 820.692 \text{ kgf.}$

$$\text{Si } W: \frac{M_f \text{ máx}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n}$$

$$\sigma_{fluencia} = 2800 \text{ kgf/cm}^2$$

$n = 3$ (por norma circosoc de construcción).

Con $n: 3$, da un módulo resistente (**W**) de **30.3 cm³**, por lo que para la viga 1 se puede escoger el siguiente perfil:

Caño cuadrado de (90x90) mm.

Peso propio = 10.48 kg/m.

e = 4 mm.

5.1.2 Dimensionamiento de viga 2.

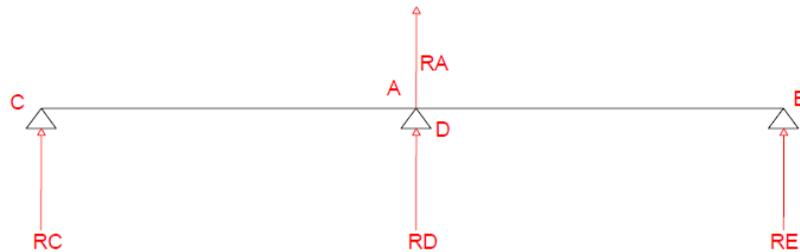


Figura 5.3 – Reacciones en la viga 2.

Para este desarrollo, al tener una carga constante, se calcula con media viga.

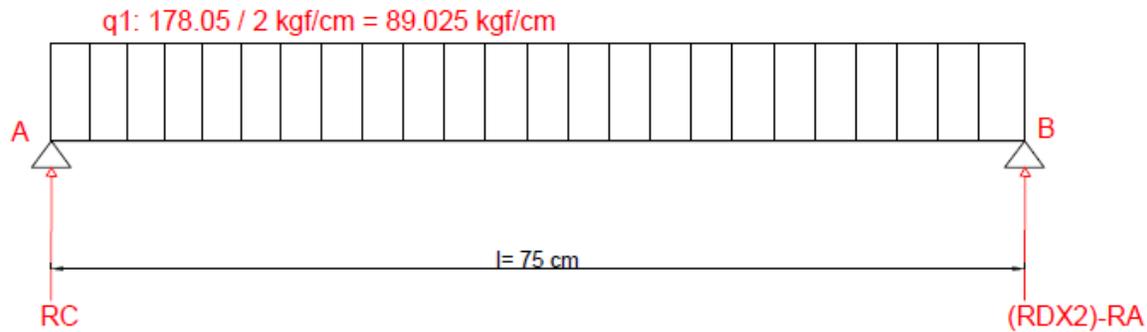


Figura 5.4 – Cargas, reacciones y distancias en la viga 2.

$$M_f \text{ máx: } \frac{qxl^2}{8}$$

$$R_C = R_D : 0.5 qxl$$

$$M_f \text{ máx: } \frac{89.025 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \times (75)^2}{8}$$

$M_f \text{ máx: } 62595.703 \text{ kgfcm.}$

$R_C = R_D = 0.5 \times 89.025 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \times 75 \text{ cm}$ (En lugar de usar una carga puntual, se desarrolla con carga distribuida)

$R_C: 3338.45 \text{ kgf.}$

$$R_B = R_C \times 2 + 1857.358 \text{ kgf}$$

$$R_B: 6676.87 \text{ kgf} + 1857.358 \text{ kgf}$$

$R_B: 8534 \text{ kgf.}$

$$\text{Si } W: \frac{M_{f \text{ máx}}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma \text{ fluencia}}{n}$$

Se escoge $n=2$ (por norma circosoc de construcción).

$\sigma_{fluencia} = 2800 \text{ kgf/cm}^2$

Con $n: 1.6$, da un módulo resistente (**W**) de **35.768 cm³**, por lo que para la viga 2 se puede escoger el siguiente perfil:

Caño cuadrado de (90x90) mm.

Peso propio = 10.48 kg/m.

$e = 4 \text{ mm}$.

42

5.1.3 Dimensionamiento de viga 3.

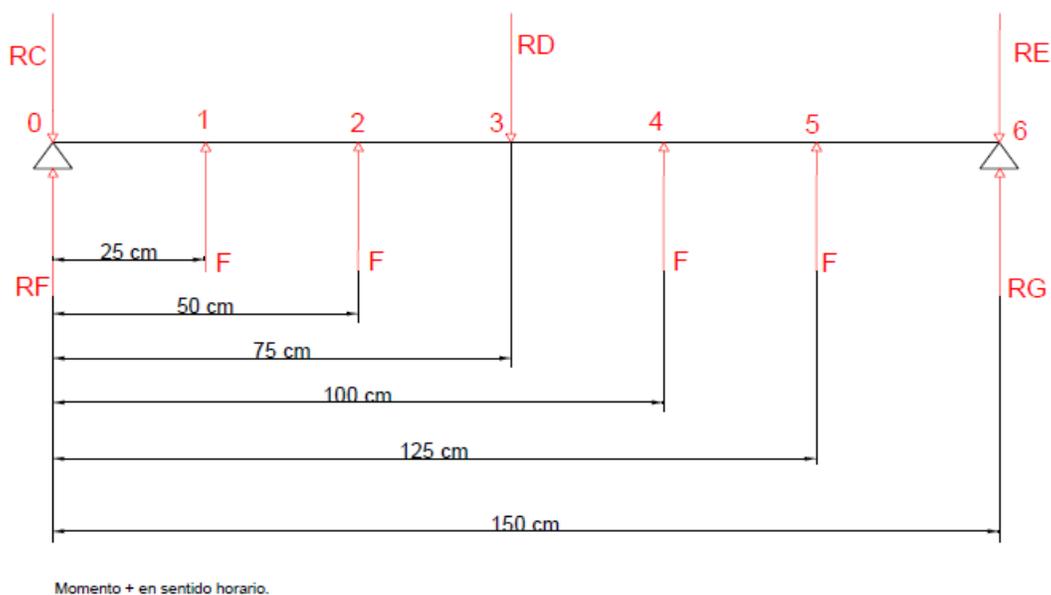


Figura 5.5 – Cargas, reacciones y distancias en la viga 3.

F: Reacción del piso sobre la viga: 75 kgf.

R_C : 3385 kgf.

R_D : 6715 kgf.

R_E : 3338 kgf.

$$\sum F_Y: -RC + F + F - RD + F + F + RF - RE + RG = 0$$

$$\sum \text{MOMENTOS (referencia en 0): } - (F \times 25\text{cm}) - (F \times 50\text{cm}) + (RD \times 75\text{cm}) - (F \times 100\text{cm}) - (F \times 125\text{cm}) + (RE \times 150\text{cm}) - (RG \times 150\text{cm}) = 0$$

$$-1875 \text{ kgfcm} - 3750 \text{ kgfcm} + 503692.5 \text{ kgfcm} - 7500 \text{ kgfcm} - 9375 \text{ kgfcm} + 500767.50 \text{ kgfcm} - RG \times 150\text{cm} = 0$$

RG: 6546 kgf.

RF: 6546 kgf.

Cálculo del Momento Flector Máximo.

1. $RF \times (25 \text{ cm}) - RC \times (25 \text{ cm})$
2. $RF \times (50 \text{ cm}) - RC \times (50 \text{ cm}) + F \times (25\text{cm})$
3. $RF \times (75 \text{ cm}) - RC \times (75 \text{ cm}) + F \times (50 \text{ cm}) + F \times (25 \text{ cm}) = M_f \text{ max}$
 $6546 \text{ kgf} \times 75\text{cm} - 3338 \text{ kgf} \times 75 \text{ cm} + 75 \text{ kgf} \times 50 \text{ cm} + 75 \text{ kgf} \times 25 \text{ cm}$

Mfmax= 246225 kgfcm.

Para los momentos, se consideraron los signos positivos y negativos según a la tracción o compresión, respectivamente, de la fibra inferior de la viga.

$$\text{Si } W: \frac{M_f \text{ max}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n}$$

$$\sigma_{fluencia} = 2800 \text{ kgf/cm}^2$$

$n=1.6$ (por norma circosoc de construcción).

$$W = \frac{246225 \text{ kgf cm}}{1750 \text{ kgf/cm}^2}$$

W= 140.7 cm³.

Con n: 1.6, un módulo resistente (W) de 143 cm³, por lo que para la viga 3 se puede escoger el siguiente perfil:

Caño cuadrado de (90x90) mm.

44

e= 9.5 mm.

Para lograr mayor peso en la parte trasera de la máquina, logrando que la misma busque trabajar a mayor profundidad, se rellena a este perfil con material de scrap.

5.1.4 Dimensionamiento de vigas soporte de la tolva fertilizante:

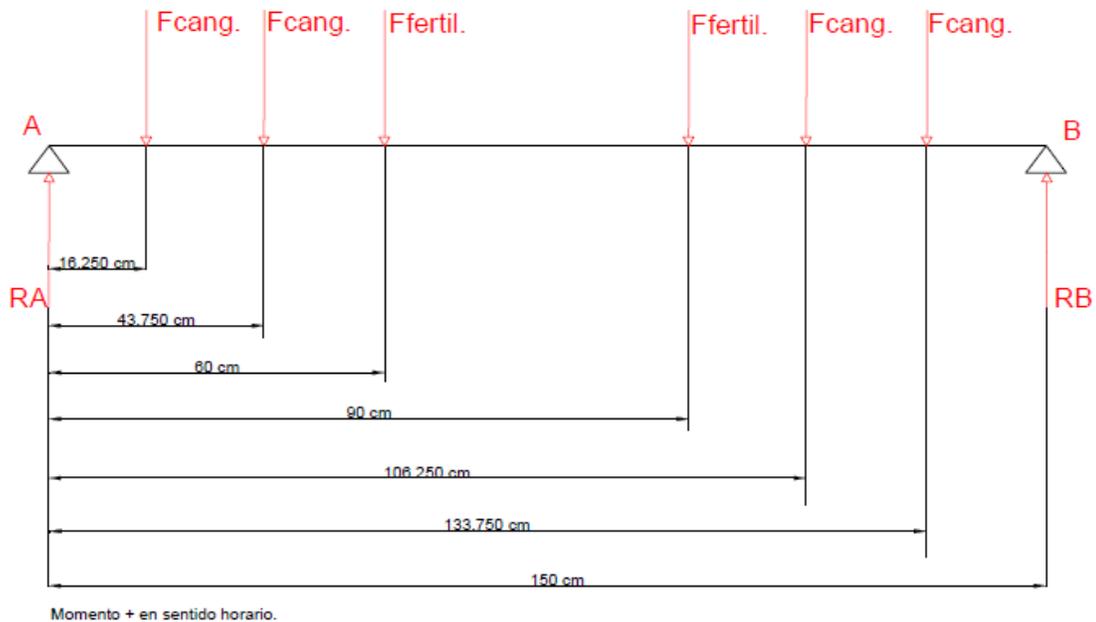


Figura 5.6 – Cargas, reacciones y distancias en viga de soporte de la tolva de fertilizante

$$FFERT = 160 \text{ kgf} / 2$$

$$FFERT = 80 \text{ kgf.}$$

FCANG = 55 kgf / 2 (por estar sostenida en dos vigas) = 27.5 kgf / 2 (al estar en 4 soportes por cada viga)

$$FCANG = 13.75 \text{ kgf.}$$

$$\sum F_Y = RA - FCANG - FCANG - FFERT - FFERT - FCANG - FCANG + RB = 0$$

$$RA = RB.$$

\sum MOMENTOS (referencia en 0) (+ sentido horario).

$$\sum \text{MOMENTOS} = FCANG \times (16.25 \text{ cm}) + FCANG \times (43.75 \text{ cm}) + FFERT \times (60 \text{ cm}) + FFERT \times (90 \text{ cm}) + FCANG \times (106.25 \text{ cm}) + FCANG \times (133.75 \text{ cm}) - RB \times (150 \text{ cm}) = 0$$

$$RB = RA = 107,499 \text{ kgf.}$$

Cálculo del Momento Flector Máximo.

1. $RA \times (16.25 \text{ cm}) = 1746.858 \text{ kgfcm (+)}$
2. $RA \times (43.75 \text{ cm}) - FCANG \times (27.75) = 4324.956 \text{ kgfcm (+)}$
3. $RA \times (60 \text{ cm}) - FCANG \times (43.75 \text{ cm}) - FCANG \times (16.25 \text{ cm}) =$
 $56240.940 \text{ kgfcm (+)} = \mathbf{Mf \text{ Máx.}}$
4. $RA \times (90 \text{ cm}) - FCANG \times (73.75 \text{ cm}) - FCANG \times (46.25 \text{ cm}) - FFERT \times (30 \text{ cm}) =$
 $5597.911 \text{ kgfcm (+)}$
5. $RA \times (106.25 \text{ cm}) - FCANG \times (90 \text{ cm}) - FCANG \times (62.5 \text{ cm}) - FFERT \times (46.25 \text{ cm}) - FFERT$
 $\times (16.25 \text{ cm}) = 4324.803 \text{ kgfcm (+)}$
6. $RA \times (133.75 \text{ cm}) - FCANG \times (117.5 \text{ cm}) - FCANG \times (90 \text{ cm}) - FFERT \times (73.75 \text{ cm}) -$
 $FFERT \times (43.75 \text{ cm}) - FCANG \times (27.5 \text{ cm}) = 1747.241 \text{ kgfcm (+)}$
7. $RA \times (150 \text{ cm}) - FCANG \times (133.75 \text{ cm}) - FCANG \times (106.25 \text{ cm}) - FFERT \times (90 \text{ cm}) -$
 $FFERT \times (60 \text{ cm}) - FCANG \times (43.75 \text{ cm}) - FCANG \times (16.25 \text{ cm}) = 0$

$$Mf \text{ Max} = 5624.940 \text{ kgfcm}$$

$$\text{Si } W: \frac{Mf \text{ max}}{\sigma \text{ adm}}$$

$$\sigma \text{ adm} = \frac{\sigma \text{ fluencia}}{n}$$

$$\sigma \text{ fluencia} = 2800 \text{ kgf/cm}^2.$$

$n=1.6$ (por norma circosoc de construcción).

$$W: \frac{5624.940 \text{ kgf cm}}{1750 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$W: 3.21 \text{ cm}^3$$

Con $n: 1.6$, da un módulo resistente (**W**) de **3.21 cm³**, por lo que para la viga de soporte de fertilizante, se puede escoger el siguiente perfil:

Caño cuadrado de (90x90) mm.

Peso propio = de 10.48 kg/m.

e= 2.50 mm.

Se verifica que el chasis resiste las cargas a las que está solicitado, pudiendo ser construido en su totalidad con caño cuadrado (90x90) mm, y utilizando los espesores de 2.5 y 4 mm.

La disposición y forma se puede observar en los planos adjuntos. A continuación, se anexa el chasis terminado:

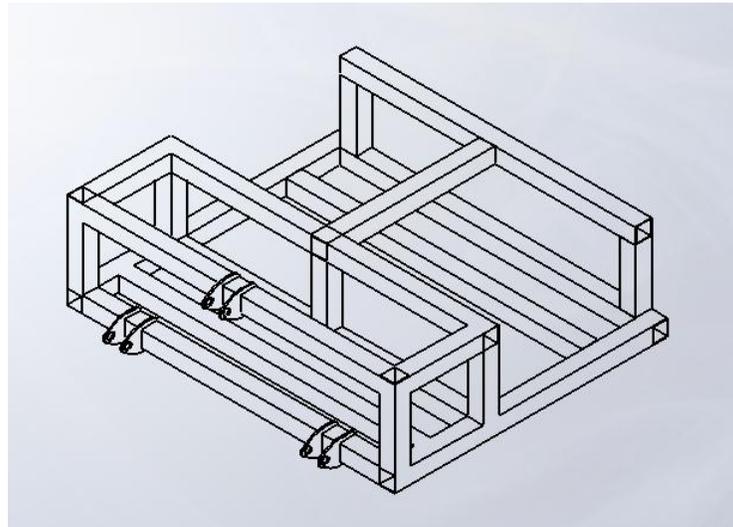


Figura 5.7 – Vista en perspectiva Isométrica del chasis soldado.

Mediante el uso de elementos finitos (Solidworks Simulation), se puede realizar un ensayo con las cargas exigidas por el sistema.

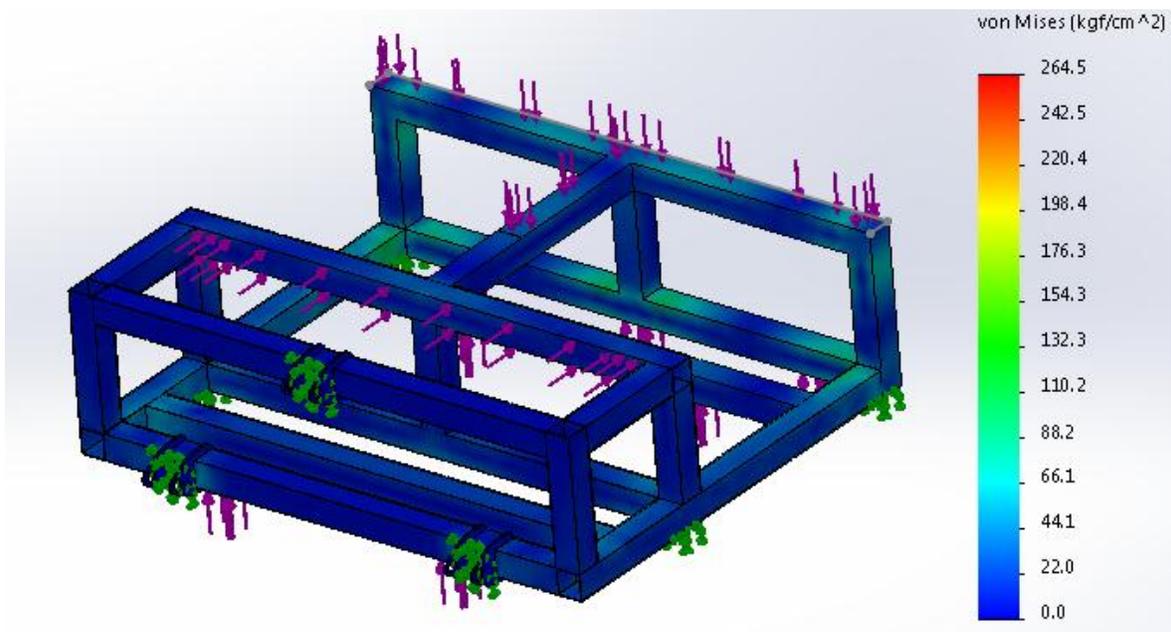


Figura 5.8 – Vista del ensayo del chasis sometido a las cargas del sistema (tensiones máximas en kgf/cm²).

La Tensión Máxima que se puede observar en el chasis es de 264.5 kgf/cm^2 , siendo de 2800 kgf/cm^2 la tensión de fluencia que resiste el material, por lo que se comprueba que verifica a las sollicitudes.

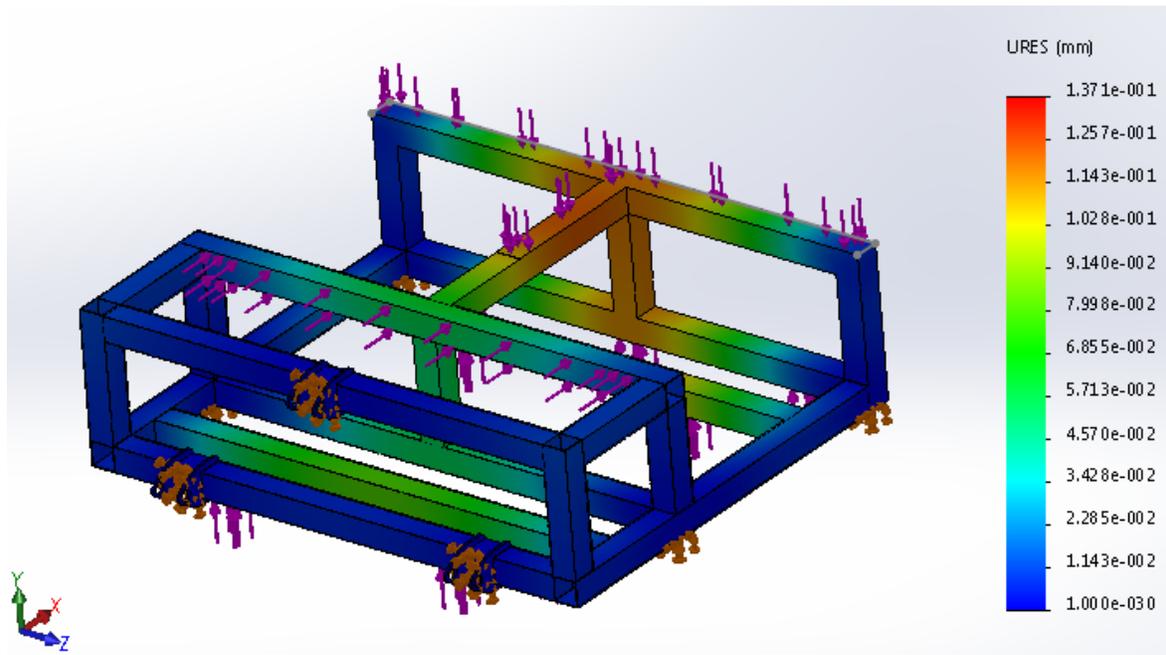


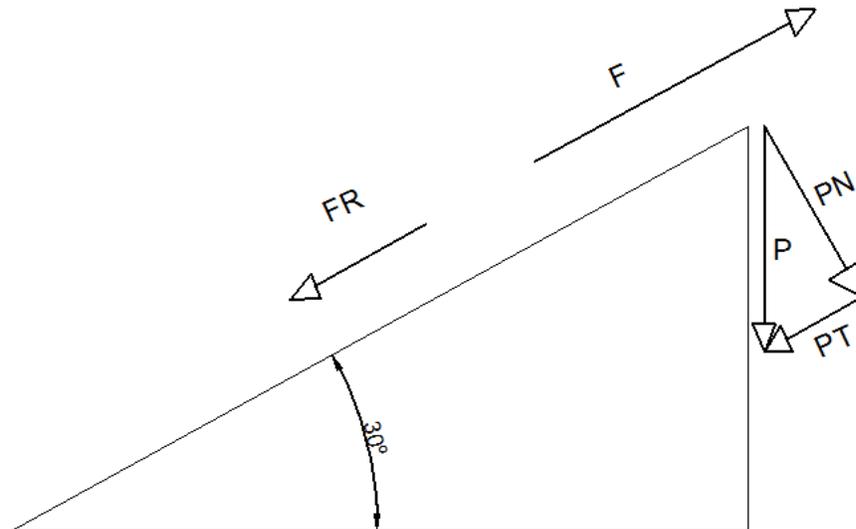
Figura 5.9 – Vista del ensayo del chasis sometido a las cargas del sistema (deformaciones máximas en mm).

La deformación máxima observada en el sistema es de 0.137 mm , por lo que se demuestra que el chasis resiste ante las cargas solicitadas, ya que no sobrepasa la deformación máxima permitida de 1 mm por metro de longitud.

CAPÍTULO 6**CÁLCULO DE LA LANZA DE TRACCIÓN**

La máquina utilizada, tendrá dos fuerzas que influirán en el cálculo de la lanza, como es la del peso del sistema completo (vertical) y la fuerza que realizará el hidráulico sobre la misma. Se compondrá una fuerza resultante entre las mencionadas, y además, se tendrá en cuenta para el diseño una inclinación máxima del terreno de 30° como el caso más desfavorable. No se debe olvidar la influencia de la fuerza de rozamiento, ya que la misma se opone al movimiento de la máquina.

49



En donde:

P: Peso de la máquina.

PN : Componente normal del peso de la máquina.

PT : Componente Tangencial del peso de la máquina.

FR: Fuerza de Rozamiento.

F : Fuerza necesaria para mover la máquina.

Figura 6.1 – Diagrama de fuerzas actuantes sobre la Lanza.

$$P = 2810 \text{ kgf} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$P = 27538 \text{ N.}$$

$$P_N = P \cos 30^\circ = 27538 \times \cos 30^\circ$$

$$P_N = 23848 \text{ N.}$$

$$P_T = P \text{ sen } 30^\circ = 27538 \text{ N} \times \text{sen } 30^\circ$$

$$P_T = 13769 \text{ N.}$$

La fuerza necesaria para vencer la resistencia a la rodadura se calcula mediante:

$$F_R = \frac{\rho}{R} N$$

En dónde:

$$R: \text{Radio de la rueda} = 190.5 \text{ mm} = 0.1905 \text{ m.}$$

ρ : Coeficiente de rodadura = 0.02 m (se consideró el rozamiento caucho – asfalto).

$$N: \text{Componente normal del peso} = P_N.$$

$$F_R = \left(\frac{0.02}{0.1905} \right) 23848 \text{ N}$$

$$F_R = 2503 \text{ N}$$

La fuerza con la que se tiene que tirar de la lanza será:

$$F = P_T + F_R$$

$$F = 13769 \text{ N} + 2503 \text{ N}$$

$$F = 16272 \text{ N} = 1660.5 \text{ kgf}$$

A esta fuerza F, se le debe agregar la fuerza que realiza el cilindro hidráulico (ver capítulo de cálculo del cilindro). La componente horizontal del mismo es:

$$F_{CH} = 917 \text{ kgf} \cos 28^\circ$$

$$F_{CH} = 809.6 \text{ kgf}$$

Por lo tanto, la fuerza que actúa realizando tracción en la lanza es:

$$F_H = F + F_{CH}$$

$$F_H = 1660.5 \text{ kgf} + 809.6 \text{ kgf}$$

$$F_H = 2470.1 \text{ kgf.}$$

Comprobación de las secciones de la lanza:

La componente horizontal de la fuerza que actúa sobre la lanza, será resistida por dos vigas, a las que se denominan como Viga 1 y Viga 2

51

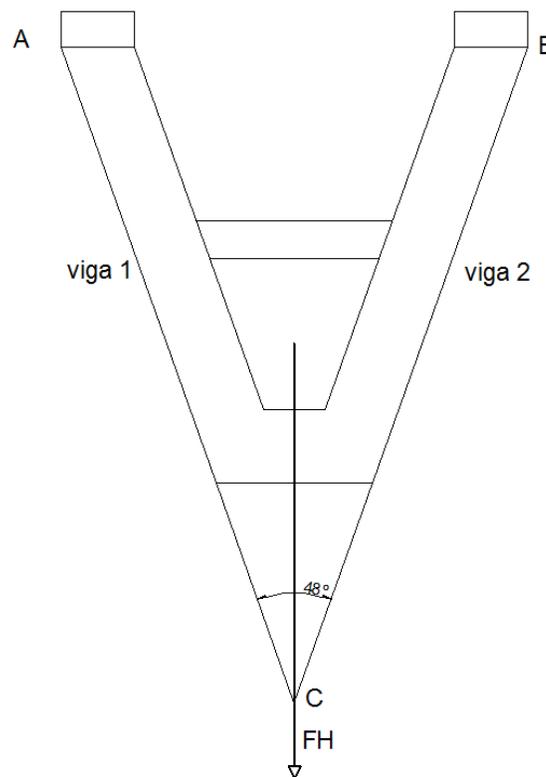


Figura 6.2 – Fuerza actuante sobre la lanza.

Se descompone la fuerza en 2 partes iguales, debido a que actuará sobre la viga 1 y 2 con la misma magnitud, y si se considera solo una de sus componentes para el cálculo (sobre la viga 2), se obtendrá a una fuerza que es la mitad del valor de F_H y que actúa sobre la dirección CB, llamada F_{CB} :

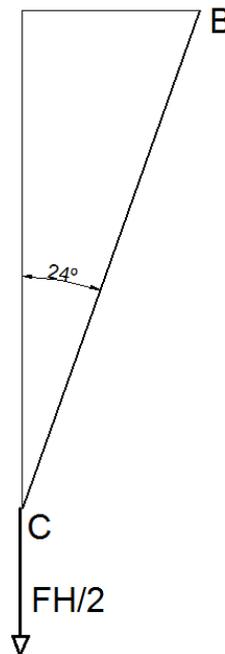


Figura 6.3 – componente de FH que influye en la viga 2 o viga CB.

$$F_{CB} = F_H \times \frac{1}{2} \times \cos 24^\circ$$

$$F_{CB} = 1128.27 \text{ kgf}$$

Para dimensionar la lanza, se utilizará el siguiente material:

Material: Chapa F 24.

$$S_y: \text{resistencia a la Fluencia} = 2800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Para obtener el área normal de la lanza que resistirá la carga, se utiliza la ecuación de Navier, teniendo en cuenta además, un coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{F}{A}$$

En dónde:

N: Coeficiente de seguridad = 5. Se considera un valor elevado ya que la lanza es un componente fundamental de la máquina.

F: Fuerza que genera tracción sobre la lanza = F_{CB} .

A: Área necesaria para resistir la fuerza F_{CB} .

53

Reemplazando los valores correspondientes:

$$\frac{2800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{5} = \frac{1128.27 \text{ kgf}}{A}$$

$$A = \frac{1128.27 \text{ kgf}}{560 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}$$

$$A = 2.01 \text{ cm}^2.$$

Por estética, se selecciona un perfil con una altura aproximada a la estructura del chasis, según Normas IRAM-IAS:

UPN 80

A: Área resistente al esfuerzo normal = 11 cm².

e : espesor de material = ¼ " = 0.6cm

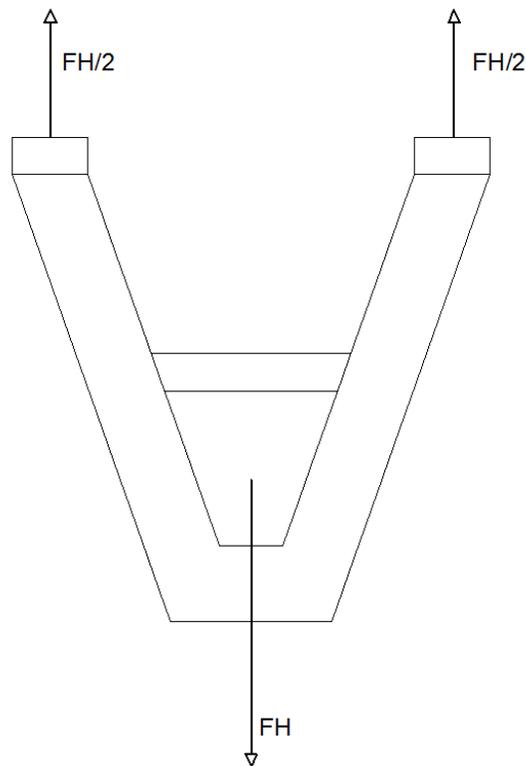
Peso / metro = 8.6 kgf / m.

El área requerida es de 2.01 cm², y se dispone con 11 cm² del perfil seleccionado, por lo que el UPN 80 verifica a la solicitud de la carga F_{CB} .

Cálculo de los pasadores de sujeción de la lanza:

Como se aprecia en la siguiente figura, la lanza se une a la estructura del chasis mediante dos pasadores. Los mismos resisten una fuerza $F_H = 2470.1$ kgf, y en donde cada uno resiste:

$$F_H/2 = 1235.05 \text{ kgf}$$



54

Figura 6.4 – Esquema de fuerzas actuantes sobre los pernos de anclaje.

En este apartado se comprobará que los pasadores resistirán la tensión de corte a la que están sometidos, y que el elemento al que están anclados soportará la tensión de aplastamiento.

Se considera un pasador con el siguiente material:

Material: AISI C 1045.

Como material opcional se puede utilizar acero SAE 4140.

Sy: resistencia a la Fluencia = $3867 \frac{kgf}{cm^2}$

d: diámetro del pasador = 2.5 cm.

Se encontrarán anclados a un perfil UPN con las siguientes características:

A: Área resistente al esfuerzo normal = 11 cm^2 .

e : espesor de material = $\frac{1}{4} \text{ " } = 0.6 \text{ cm}$

Peso / metro = 8.6 kgf / m.

Debido a las condiciones de trabajo, entre el caño y el pasador se produce una situación de corte doble, tal como se muestra en el siguiente esquema:

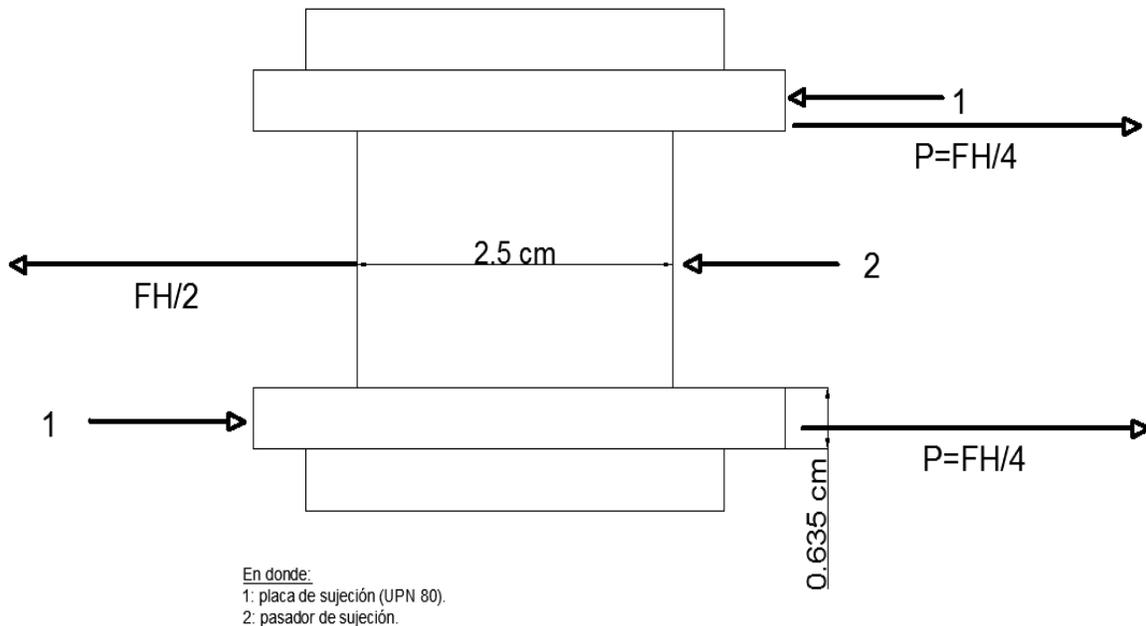


Figura 6.5 – Esquema de fuerzas actuantes sobre los pasadores de anclaje.

a) Cálculo de la tensión de corte en el pasador:

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

En dónde:

$$T: \text{Tensión de corte en el bulón} = \frac{0.6 S_y}{N}$$

$$A: \text{Área que resiste al corte} = \frac{\pi d^2}{4} = 4.9 \text{ cm}^2.$$

$$\frac{0.6 \cdot 3867 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{N} = \frac{2470.1 \text{ kgf}}{4.9 \text{ cm}^2}$$

$$N = \frac{2320.2}{504.1}$$

$$N = 4.60$$

Con el coeficiente de seguridad N obtenido, quedó demostrado que verifica el uso del pasador con el diámetro especificado.

b) Cálculo de la tensión de aplastamiento.

Como se ha mencionado anteriormente, en la lanza se realizan dos cálculos, uno es la demostración de la resistencia del pasador al corte, y el otro, es la verificación al aplastamiento del soporte de la lanza, que será su espesor el que resistirá la fuerza de tiro del pasador y la lanza.

En la siguiente figura, se puede observar al soporte que hará de unión entre la lanza y el chasis:

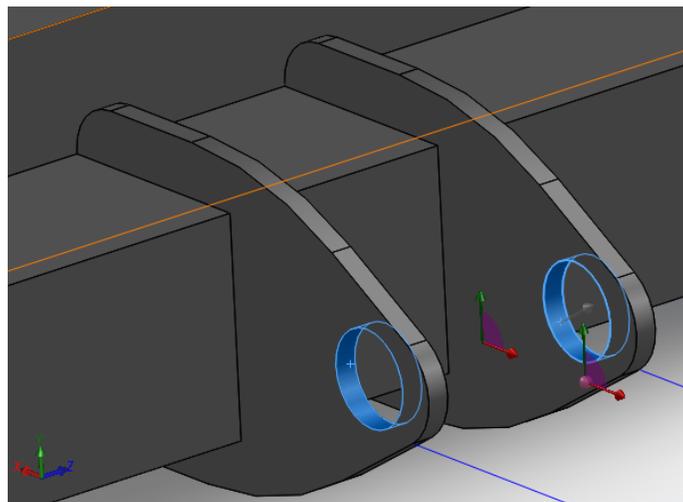
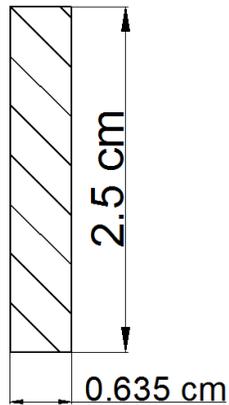


Figura 6.6 – Vista del soporte de lanza.

A continuación, se hace un esquema del área afectada por la tracción:



57

Figura 6.7 – Acercamiento del área del soporte sometida a tracción.

Se debe tener en cuenta que ésta área será considerada dos veces:

$$A = 2 \times (0.635 \times 2.5) \text{ cm}^2$$

$$A = 3.175 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Fuerza de tracción} = F_H/2 = 1235.05 \text{ kgf}$$

$$\sigma: \text{Tensión Normal} = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma = \frac{FH/2}{A}$$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{FH/2}{A}$$

En donde:

$$S_y = 2800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$N = \frac{S_y A}{FH/2}$$

$$N = \frac{2800}{1235.05} \times 3.175$$

$$N = 7.19$$

Con ésta verificación, se demuestra que el material utilizado para la lanza y su sujetador cumplen con las condiciones de tracción.

Evaluación de los resultados obtenidos en el cálculo de la lanza:

La lanza y los pasadores cumplen las solicitaciones de remolque de la máquina con un amplio margen de seguridad.

Sus perfiles están trabajando a un bajo porcentaje de su capacidad. En cambio, en la realidad puede aumentar este porcentaje, ya que no se han tomado en cuenta algunas cargas adicionales, como puede ser, por ejemplo, un objeto sobre ella. Además, la máquina también va a circular sobre tierra, que es un terreno que presenta mayores irregularidades y fuerza de rozamiento. Sin embargo, al trabajar los perfiles a un porcentaje tan bajo, se puede asegurar que resistirán estas condiciones y que están correctamente dimensionados.

CAPÍTULO 7

CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD

El funcionamiento de la máquina depende de muchos factores que harán notar su influencia una vez que los distintos sistemas entren en acción. Un punto clave en el desarrollo de los cálculos de la plantadora es poder ubicar el Centro de Gravedad de la misma.

Para poder encontrarlo, se describirán las distintas áreas y cargas de mayor importancia que actúan sobre el chasis, que será quien reciba todas las acciones y reacciones del sistema.

Los distintos pesos considerados a continuación fueron consultados a vendedores de insumos agrícolas, como así también a productores y en distintos catálogos digitales, para poder obtener de esta forma, la ubicación más certera del centro de gravedad.

a) Peso de los sistemas de discos de apertura y de cierre.

Se utilizan dos sistemas de discos para la apertura del surco, y dos para cerrarlo al mismo, por lo que en total utilizaremos cuatro sistemas de discos.

Peso del caño = 6.87 kgf.

Peso del soporte = 7 kgf.

Peso de cada sistema = 13.87 kgf.

Peso total = 13.87 kgf x 4 = 55.58 kgf.

b) Peso de la lanza.

Peso total = 15 kgf.

c) Peso del sistema de fungicida.

Peso de cada recipiente = 90 kgf.

Peso total = 90 kgf x 2 = 180 kgf.

d) Peso de las púas.

El objetivo de la púa es incrementar el tamaño del surco de siembra, por lo que se utilizan tres unidades, dos para los laterales de los bordos y una para la parte central.

Peso de cada púa = 10 kgf.

Peso total = 30 kgf.

e) Peso propio del chasis.

Peso de caños (90 x 90) cm = 135 kgf

Peso del caño trasero con scrap = 168 kgf.

Peso total = 135 kgf + 168 kgf = 303 kgf.

f) Peso del sistema fertilizante.

Peso total = 150 kgf.

g) Peso de la carga de semillas más el peso de la tolva.

Peso total = 1876 kgf.

h) Peso del sistema hidráulico.

Peso total = 50 kgf.

Una vez determinados los pesos anteriores, se puede calcular el peso total que actuará en el centro de gravedad.

Peso de la máquina cargada = (55.58 + 15 + 180 + 30 + 303 + 150 + 1876 + 50) kgf

Peso total de la máquina cargada = 2810 kgf.

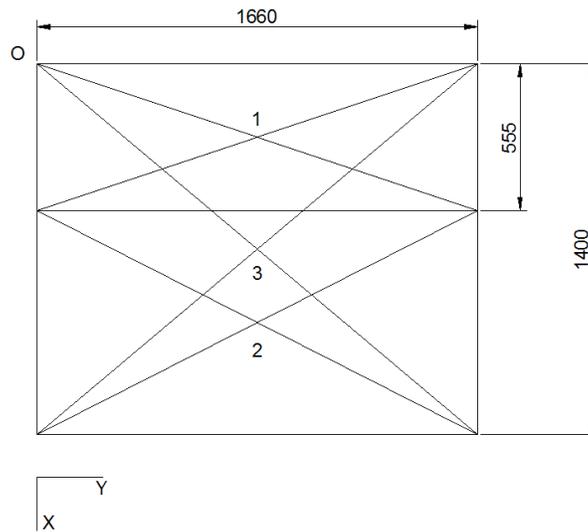


Figura 7.1 – Punto de acción de las distintas áreas y sus cargas respectivas.

En la figura anterior, se pueden observar los distintos puntos en donde actúan las cargas recientemente calculadas.

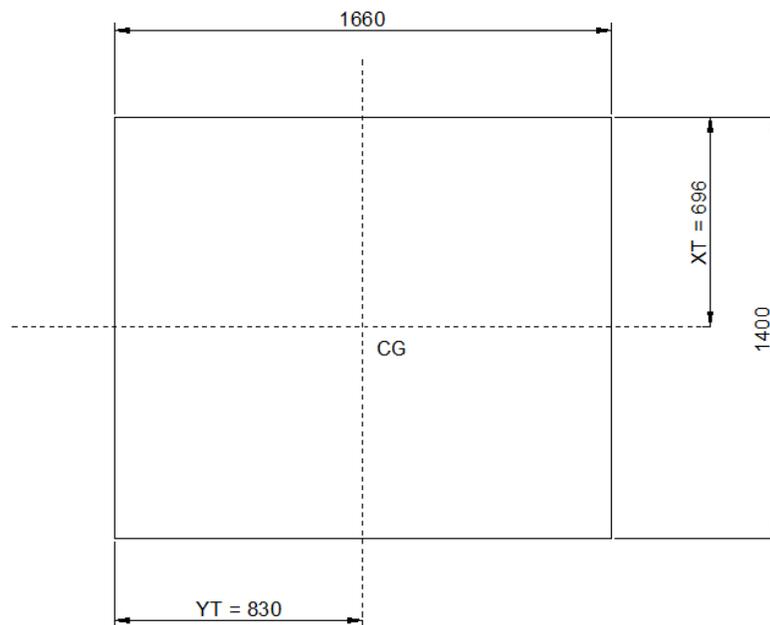
- 1: punto de acción de la tolva de carga, discos de cierre y púas marcadoras de surcos.
 $A1 = 921300 \text{ mm}^2$; $P1 = 1876 \text{ kgf}$.
- 2: punto de acción del sistema fungicida, sistema fertilizante, discos de apertura y discos separadores semilla – fertilizante.
 $A2 = 1352000 \text{ mm}^2$; $P2 = 311 \text{ kgf}$.
- 3: punto de acción del peso propio del chasis.
 $A3 = 2324000 \text{ mm}^2$; $P3 = 303 \text{ kgf}$.

$$XTxAT = (A1 x X1) + (A2 x X2) + (A2 x X3)$$

$$XT x 4.597 x 10^6 \text{ mm}^2 = 255.06 x 10^6 \text{ mm}^2 + 1.3215 x 10^9 + 1.6268 x 10^9$$

$$XT = 696.96 \text{ mm.}$$

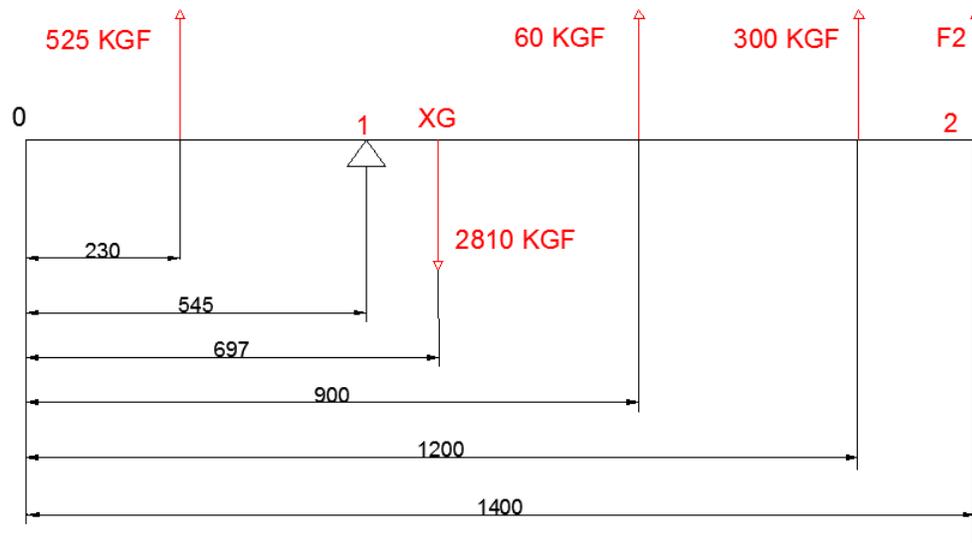
$$YT = \text{ sistema simétrico} = 1660 / 2 = 830 \text{ mm.}$$



CAPÍTULO 8**CÁLCULO DEL SISTEMA DE CILINDROS HIDRÁULICOS.****8.1 CÁLCULO DEL CILINDRO DE LA LANZA.**

Las ruedas de la máquina fueron posicionadas detrás del centro de gravedad, para evitar así el vuelco trasero en presencia de la carga. Con esto se logra que la máquina se balancee más del lado de la lanza y así se pueda manejar su vuelco con el mando del hidráulico.

Las ruedas están ubicadas a 545 mm del punto “O” (inicio trasero del chasis) de la siguiente figura.



Momento + en sentido horario.

Figura 8.1 – Diagrama de las fuerzas actuantes en el sistema.

El punto 2 es la posición de anclaje del cilindro, en donde pivotea el sistema ante la acción de las fuerzas detalladas. Los 525 kgf corresponden a la acción de los dobles discos cerradores y las tres púas generadoras de surcos, los 60 kgf a los discos separadores y los 300 kgf a los dobles discos de apertura. Los 2810 kgf corresponden al peso total del sistema.

Con las fuerzas detalladas se puede obtener la reacción vertical, a la que se denominará “F2”, sobre uno de los apoyos del cilindro hidráulico (punto pivotante). F2 es igual a la fuerza vertical

que realizará el cilindro, por lo que se denominará como “FV”. Para llegar al valor que actuará sobre la recta de acción del cilindro hidráulico, se calculará la fuerza que genera un momento hacia la izquierda y las que lo hacen hacia la derecha. Luego se obtendrá la resultante entre ambas, cuyo valor será el que deba igualar el cilindro.

$$M1: \text{hacia la derecha} = 2810 \text{ kgf} \times (697 - 545) \text{ mm} + 525 \times (545 - 230) = 592495 \text{ kgfmm}$$

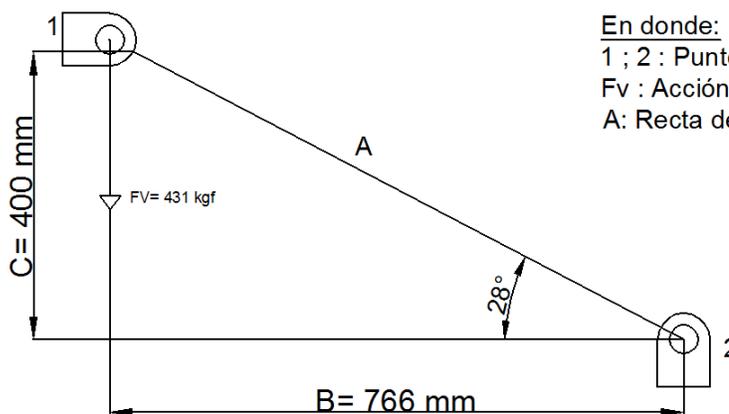
$$M2: \text{hacia la izquierda} = 60 \text{ kgf} \times 355 \text{ mm} + 300 \text{ kgf} \times 675 \text{ mm} = 223800 \text{ kgfmm}$$

$$MT: \text{diferencia entre momentos} = 368695 \text{ kgfmm}$$

$$MT = F2 \times (1400 - 545) \text{ mm}$$

F2: fuerza vertical actuante en el punto 2

$$F2 = 431 \text{ kgf.}$$



En donde:

1 ; 2 : Puntos de apoyo del cilindro.

Fv : Acción vertical sobre el cilindro.

A: Recta de acción del cilindro.

Figura 8.2 – Disposición de las fuerzas actuantes sobre el cilindro hidráulico.

$$\alpha = \frac{C}{B} = \tan^{-1} \frac{400}{766}$$

Por lo que:

$$\alpha = 28^\circ$$

En donde α es la inclinación del cilindro hidráulico.

Como las ruedas de la plantadora se ubicarán detrás del centro de gravedad, la misma tenderá a balancearse hacia delante. Además de lo mencionado anteriormente, hay otro aspecto importante a tener en cuenta, y es que las púas ubicadas en la parte trasera, encargadas de marcar el surco, también harán el mismo efecto de hacer que la máquina se balancee hacia delante. Por lo tanto, para diseñar el cilindro, se considera a la máquina en su situación más desfavorable, con su máxima carga y las púas surcando la tierra.

Estas Fuerzas crean una carga vertical resultante en el punto "1", que es igual a:

$$FV = 431 \text{ kgf}$$

Si se descompone la fuerza FV sobre la recta de acción del cilindro 1-2, se obtiene a $FCIL$, que es la reacción que hará el cilindro para mantener estable a la plantadora.

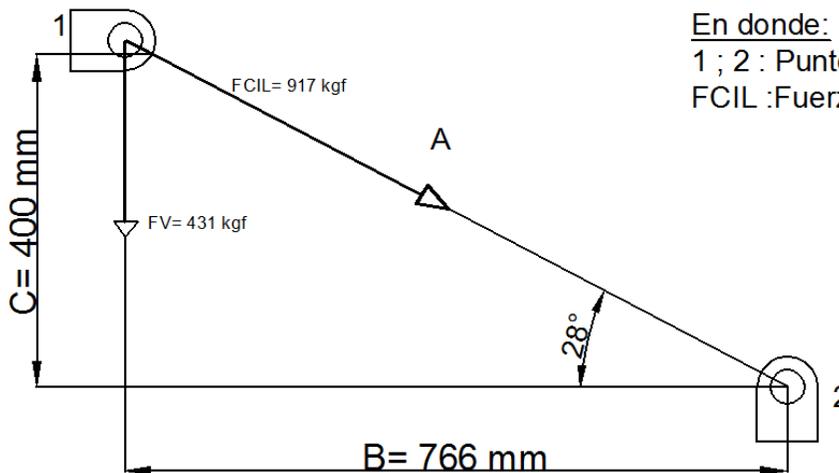


Figura 8.3 – Fuerza actuante sobre la recta de acción del cilindro hidráulico.

$$\text{Sen } \alpha = \frac{Fv}{FCIL}$$

$$FCIL = \frac{Fv}{\text{Sen } \alpha}$$

$$FCIL = \frac{431 \text{ kgf}}{0.47}$$

$$FCIL = 917 \text{ kgf}$$

Se seleccionará un cilindro que pueda ejercer una fuerza no menor a 1 Tn y cuyo largo satisfaga la longitud de la recta A, igual a 870 mm.

66

Selección del hidráulico:

Anteriormente, se obtuvo la longitud de la recta A en donde actúa la fuerza FCIL que será normal a la sección del cilindro, y en base a esto, poder seleccionar un cilindro del catálogo de hidráulicos Bastimec, de acuerdo a los requisitos en cuanto a la carrera y a la longitud del mismo.

Las características del cilindro escogido son:

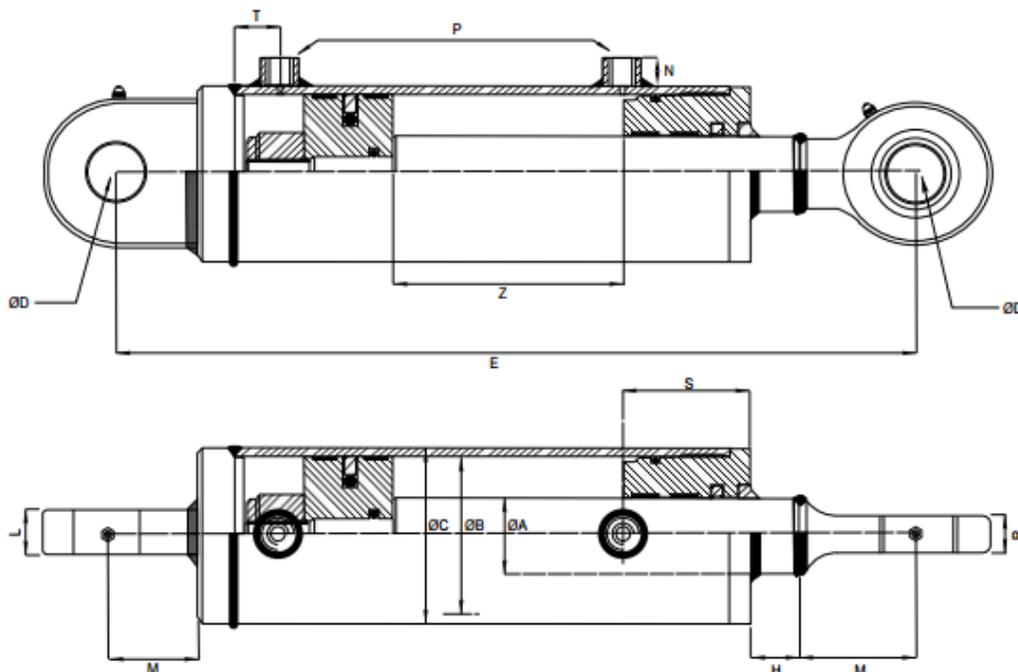


Figura 8.4 – Vista del cilindro hidráulico seleccionado.

Referencia Reference	ØA	Z Carrera Stroke	E	B	C	D	H	T	N	L	S	M	R	P	Vol. (litros) (liters)	Peso Weight Kgs.
404/020	40	200	465	70	80	30.00 ^{+0.02} -0.00	26	26	16	28	51	51	22	3/8"	0.77	10.25
404/030		300	565												1.15	12.15
404/040		400	665												1.54	14.05
404/050		500	765												1.92	15.95
404/060		600	865	2.31	17.85											
404/070		700	965	80	90	13	26	16	28	56	51	22	3/8"	2.69	19.75	
405/020		200	465											1.01	13.15	
405/030		300	565											1.51	15.35	
405/040		400	665											2.01	17.55	
405/050		500	765											2.51	19.75	
405/060		600	865											3.02	21.95	
405/070		700	965											3.52	24.15	

Figura 8.5 – Dimensiones principales del cilindro hidráulico.

Como se observa es un cilindro doble efecto cuya denominación según Bastimec es:

Cilindro Doble Efecto Bastimec 404/060.

Determinación de la presión de trabajo.

$$P = F/S$$

En donde:

P: Presión de trabajo del cilindro.

F: Fuerza actuante normal a la sección del cilindro = 917 kgf.

S: sección normal del cilindro = 7.66 cm².

$$P = 119.71 \text{Kgf/cm}^2$$

Determinación de la velocidad de trabajo

La velocidad depende del caudal y la sección.

El caudal normal de un tractor es de 60.2 l/min, pero se utilizara un Q = 15 l/min.

La velocidad es:

$$v = \frac{Q}{6 S}$$

$$v = 0.32 \text{ m/s}$$

Determinación del pandeo.

En la siguiente imagen se observa que en función de la carrera Z, la presión, el diámetro del vástago y diámetro interno del cilindro se puede determinar que el cilindro es resistente al pandeo.

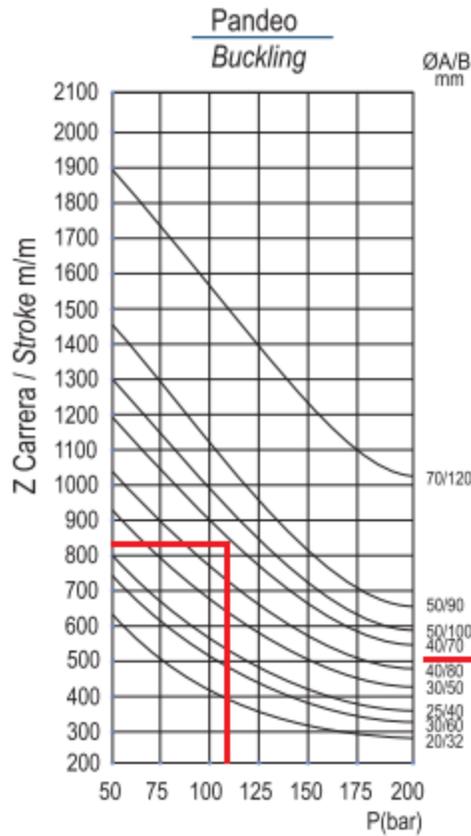


Figura 8.6 – Comprobación de la resistencia al pandeo.

Determinación del empuje máximo.

En la siguiente imagen se observa que en función del diámetro interno del cilindro (B) y de la carrera (Z), se puede determinar que el hidráulico puede realizar un empuje máximo de 4000 kgf, mayor a los 917 kgf requeridos por la máquina en su situación más desfavorable de carga completa.

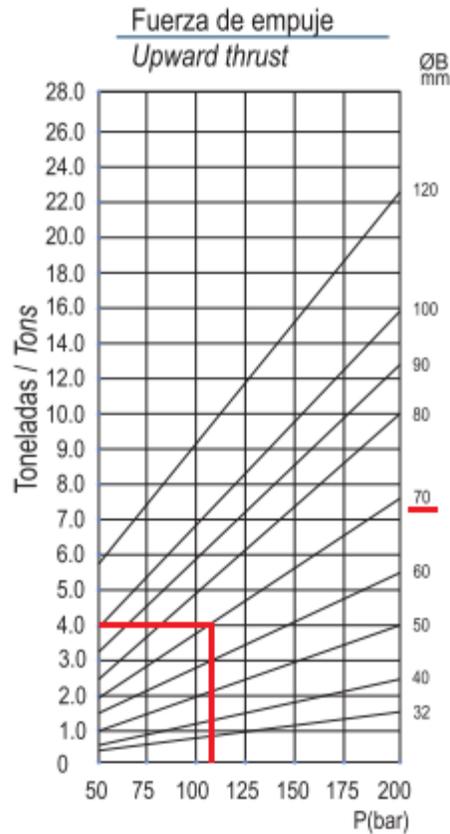
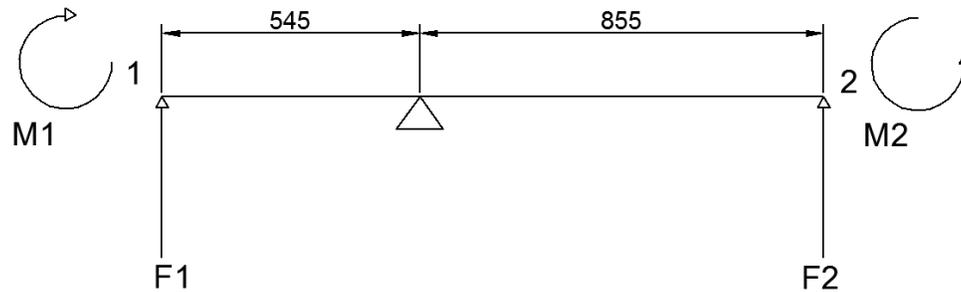


Figura 8.7 – Determinación del empuje máximo.

8.2 CÁLCULO DE LOS CILINDROS LATERALES.

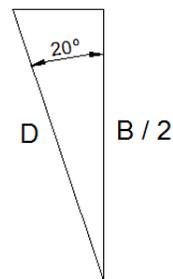
Los cilindros laterales, serán aquellos encargados de nivelar la parte trasera de la máquina junto con el cilindro delantero de la lanza, y así lograr tener una mayor disponibilidad de altura a la hora de la siembra.

Para obtener la fuerza que actúa sobre cada uno de los cilindros laterales, se debe considerar que es el mismo momento (M1) que genera la fuerza actuante sobre el cilindro delantero (M2) dividido dos, y actuando en sentido opuesto al mismo. Estos cilindros estarán dispuestos a 20 grados con respecto a la vertical.



70

Figura 8.8 – Equivalencia de momentos.



En donde:

 D : Recta de acción del cilindro lateral.Figura 8.9 – Obtención de D .

$$M_1 = M_2$$

$$M_2 = 431 \text{ kgf (Fuerza vertical cilindro delantero)} \times 85.5 \text{ cm} = 36580.5 \text{ kgfcm}$$

$$M_1 = F_2 \cos 20^\circ \times 54.5 \text{ cm}$$

$$F_2/2 = FCIL2 \text{ (al ser dos cilindros)}$$

$$FCIL2 = 338 \text{ kgf (recta de acción en D)}$$

Selección del hidráulico:

La recta en donde actúa la fuerza FCIL2 que será normal a la sección del cilindro, es igual a 480 mm, y en base a esta recta y a la fuerza necesaria, se puede seleccionar un cilindro del catálogo de hidráulicos Bastimec.

Las características del cilindro escogido son:

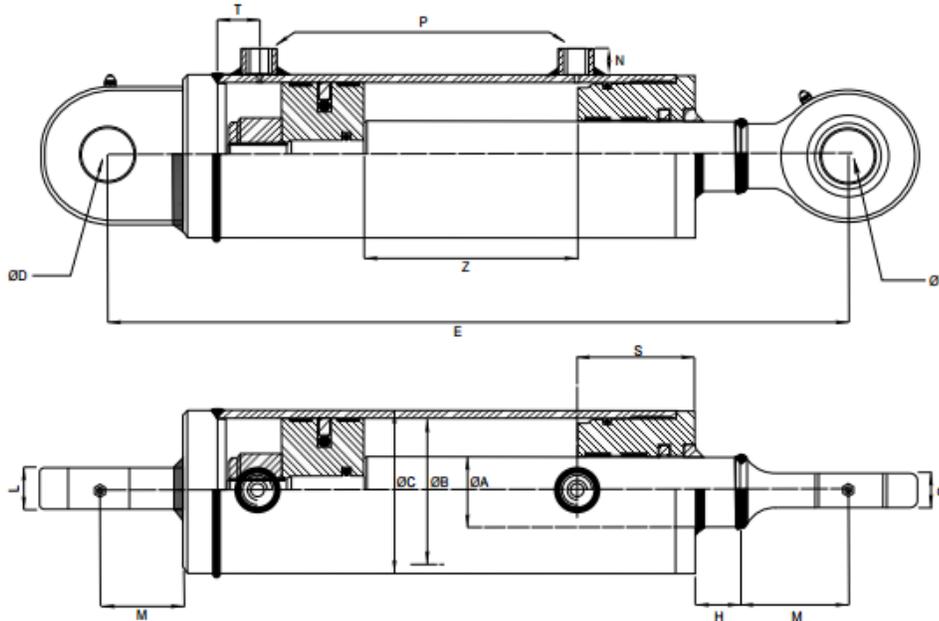


Figura 8.10 – Vista del cilindro hidráulico seleccionado.

Referencia Reference	ØA	Z Carrera Stroke	E	B	C	D	H	T	N	L	S	M	R	P	Vt (litros) (liters)	Peso Weight Kgs.
400/010	20	100	280	32	40	200 ^{+0.08} _{-0.08}	14	10	16	19	33	38	16	14"	0.10	2.50
400/020		200	380												0.16	3.10
400/030		300	480												0.24	3.70
401/020		200	410												0.25	4.10
401/030	25	300	510	40	50	200 ^{+0.08} _{-0.08}	19	16	16	19	42	38	16	3/8"	0.38	5.10
401/040		400	610												0.50	6.10
401/050		500	710												0.69	7.10
401/060		600	810												0.76	8.10
401/070		700	910												0.88	9.10
402/020		200	430												0.39	5.90
402/030		300	530												0.59	7.20
402/040	400	630	0.79	8.50												
402/050	500	730	0.98	9.80												
402/060	600	830	1.18	11.10												
402/070	700	930	1.37	12.40												
403/020	30	200	430	60	70	200 ^{+0.08} _{-0.08}	20	10	20	20	40	20	3/8"	0.57	7.20	
403/030		300	530											0.85	8.50	
403/040		400	630											1.13	9.80	
403/050		500	730											1.41	11.10	
403/060	600	830	1.70	12.40												
403/070	700	930	1.98	13.70												
404/020	200	465	0.77	10.25												
404/030	300	565	1.15	12.15												

SERIE 400

Figura 8.11 – Dimensiones principales del cilindro hidráulico.

Como se observa es un cilindro doble efecto cuya denominación según Bastimec es:

Cilindro Doble Efecto Bastimec 403/020.

Determinación de la presión de trabajo

$$P = F/S$$

En donde:

P: Presión de trabajo del cilindro.

F: Fuerza actuante normal a la sección del cilindro = 338 kgf.

S: sección normal del cilindro = 3.14 cm².

$$P = 107 \text{ Kg/cm}^2$$

Determinación de la velocidad de trabajo

La velocidad depende del caudal y la sección.

El caudal normal de un tractor es de 60.2 l/min, pero se utilizara un Q = 15 l/min.

La velocidad es:

$$v = \frac{Q}{6 S}$$

$$v = 0.74 \text{ m/s}$$

Determinación del pandeo.

En la siguiente imagen se observa que en función de la carrera Z, la presión, el diámetro del vástago y diámetro interno del cilindro se puede determinar que el cilindro es resistente al pandeo.

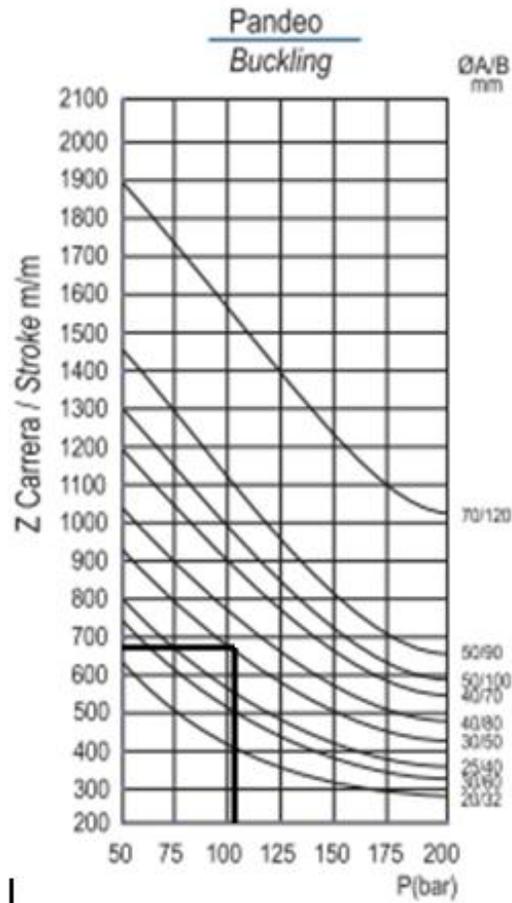


Figura 8.12 – Comprobación de la resistencia al pandeo.

Determinación del empuje máximo.

En la siguiente imagen se observa que en función del diámetro interno del cilindro (B) y de la carrera (Z), se puede determinar que el hidráulico puede realizar un empuje máximo de aproximadamente 1100 kgf, mayor a los 230 kgf requeridos por el sistema en su situación más desfavorable de carga completa.

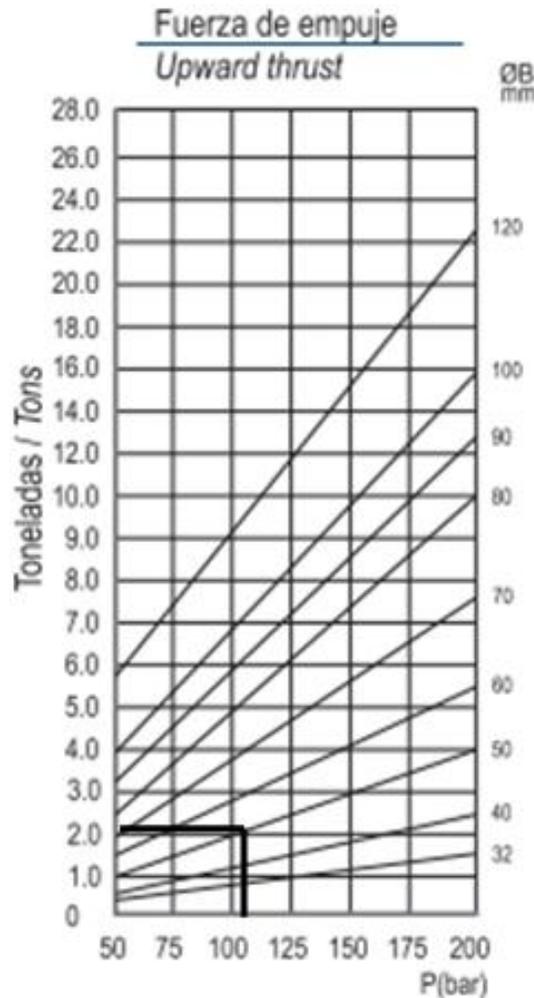


Figura 8.13 – Determinación del empuje máximo.

Una vez calculados y seleccionados los hidráulicos, tanto el delantero como los laterales, la máquina se encuentra con la posibilidad de ser regulada en altura, y con ello, poder ayudar a la regulación de posición de los sistemas de discos.

Componentes del sistema.

Para completar el circuito de los cilindros accionadores, se debe tener en cuenta otros accesorios:

- Válvula direccional de dos posiciones y cuatro vías. Accionamiento manual.
- Manguera guía aceite hidráulico 1/4”.

Este accionamiento solo requiere una Salida – Retorno desde el tractor, además de requerir otra igual para el funcionamiento del motor orbital hidráulico.

CAPÍTULO 9

CÁLCULO DEL SISTEMA SURCADOR

Como se vio en el capítulo 4 (Cálculo de semillas por hectárea), para el depósito de la semilla en el surco, se debe implementar un sistema para la generación del mismo. Este sistema es el utilizado en la mayoría de los implementos agrícolas de siembra, ya que su fabricación y montaje son simples.

A continuación, se detallan en una imagen los componentes y las posiciones que van tomando los mismos conforme al avance de la plantadora.

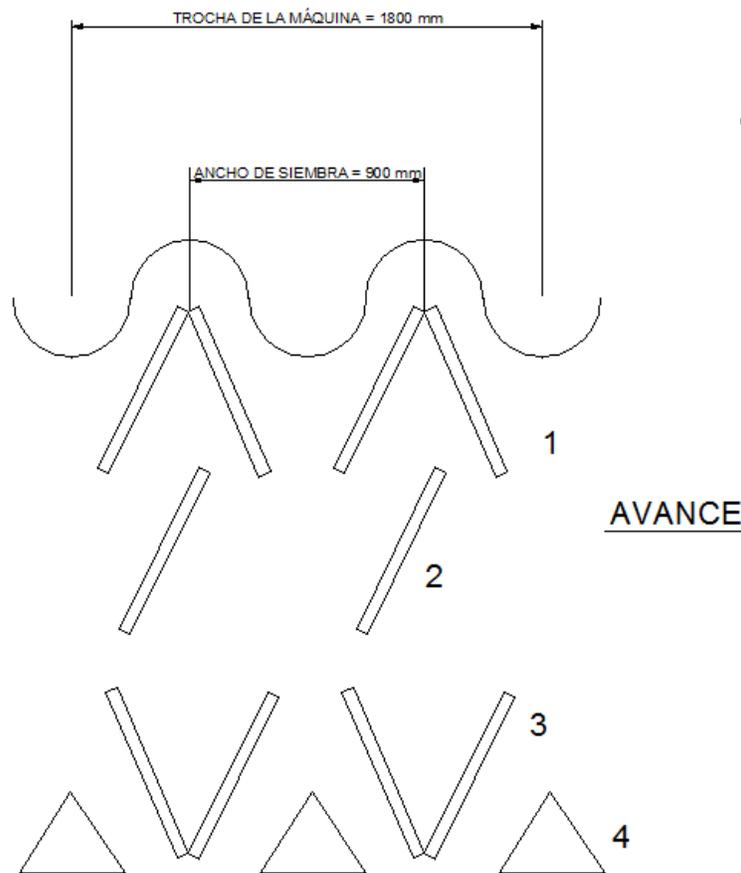


Figura 9.1 – Determinación del empuje máximo.

Observando la imagen 9.1, mientras la plantadora empieza a avanzar, los primeros en tomar contacto con la tierra arada son los discos curvos de apertura (1), encargados de crear el surco con la profundidad necesaria de acuerdo al clima y al tipo del suelo en el cual se encuentra el productor. Continuando con el avance, y mientras se deposita la papa semilla, se suministra el fertilizante, y es allí donde entran en acción los discos planos separadores (2), que son de menor tamaño que los anteriores. Una vez que se depositaron las papas semillas y el fertilizante, se procede al cierre del surco, donde los encargados son los discos curvos de cierre (3), cuyo soporte es idéntico al sistema que soporta a los discos de apertura. Por último, y para ayudar a darle forma al surco para su posterior riego, entran en contacto las uñas surcadoras (4), que trabajan a la par de los discos de cierre.

A continuación, se procede a calcular los sistemas de los puntos (1), (2), (3) y (4).

Es válido aclarar que los soportes de los puntos 1, 2 y 3 son idénticos, en donde la diferencia se basa en los discos planos que usa el punto 2 (a diferencia del curvo usado por el 1 y el 3), y la posición del soporte del punto 3 (opuesto al de los sistemas 1 y 2).

El sistema del punto 4 es de origen comercial, por lo que no será calculado, y se procede al cálculo del soporte del sistema de apertura (punto 1), que se utilizará además para el sistema separador (punto 2) y sistema de cierre (punto 3).

Cálculo de sistema de apertura:

Para el cálculo del sistema abre surcos, al igual que el sistema de cierre, se tienen en cuenta los puntos críticos, como lo son el pasador del punto A, sometido a corte puro, y la barra de soporte S, sometida a corte y flexión.

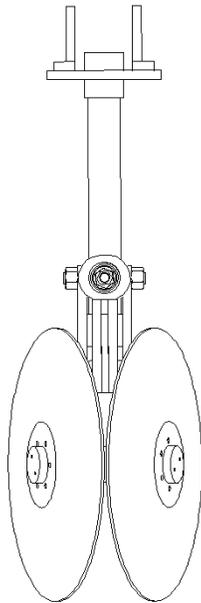


Figura 9.2 – Sistema de apertura por discos.

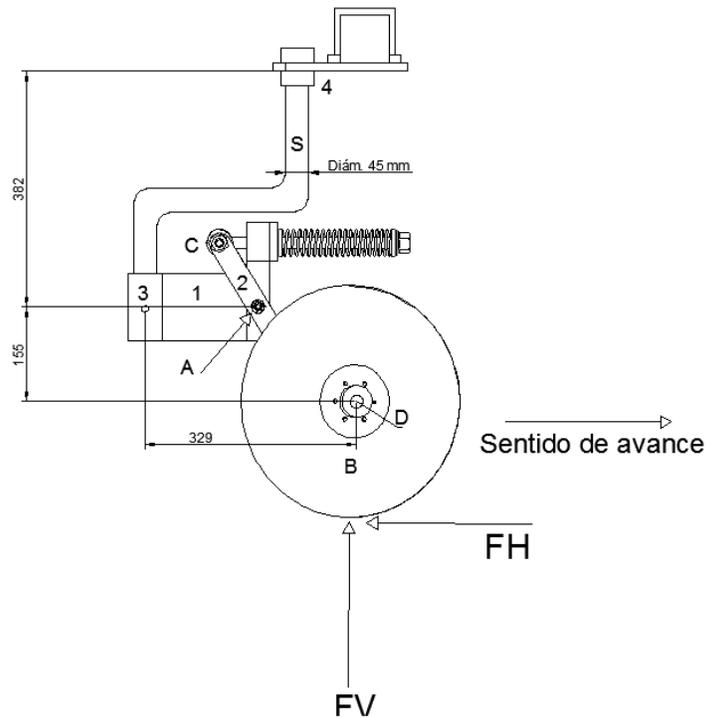


Figura 9.3 – Vista en corte del Sistema de apertura por discos.

La tierra arada o removida es más ligera que la tierra compactada o firme. Por ello, se debe tener en cuenta que en el sistema, pese a que trabajará con tierra movida, puede enfrentarse a situaciones en las que haya tierra firme, considerando a este el caso más desfavorable.

Se realizó una consulta a personas especializadas en labores de siembra, en donde se obtuvo que la reacción del suelo sobre el disco es de 150 kgf, valores correspondientes a tierra firme, y de 75 kgf para tierra arada. Tomando el caso de la tierra sin remover como el caso más desfavorable, por lo que la reacción del piso es:

$$F = 150 \text{ kgf}$$

Tanto en sentido vertical, como así también en sentido horizontal:

$$FV = 150 \text{ kgf.}$$

$$FH = 150 \text{ kgf.}$$

Si se componen ambas fuerzas, se obtiene la resultante total sobre el sistema de apertura, cuyo valor será el de nuestra nueva "F" a considerar:

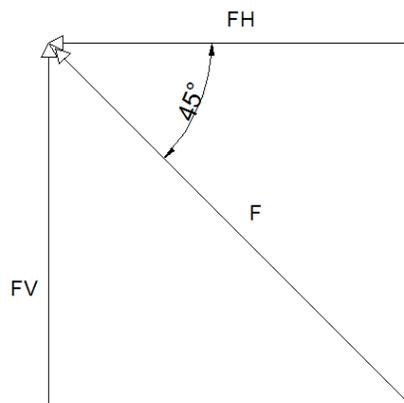


Figura 9.4 – Componentes vertical, horizontal y resultante de las fuerzas actuantes sobre el disco.

$$F = \sqrt{FV^2 + FH^2}$$

$$F = \sqrt{150 \text{ kgf}^2 + 150 \text{ kgf}^2}$$

$$F = 212 \text{ kgf.}$$

Cálculo del pasador de sujeción en el punto A:

Para considerar la fuerza en el punto A, se deben componer las fuerzas horizontales y verticales mencionadas anteriormente, cuyo valor es igual a 212 kgf, y a la cual se denomina F.

La fuerza F genera corte puro, por lo que su ecuación correspondiente será:

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

Se escoge un material de alta resistencia al choque, y un coeficiente de seguridad N (para choques).

Material: SAE 1045 Laminado.

Acero AISI SAE 1045	
Dureza	163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de Fluencia	310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo Máximo	565 MPa (81900 PSI)
Elongación	16% en 50 mm
Reducción de Área	40%
Modulo de Elasticidad	200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	57%
Calor Especifico	460 J/(Kg °K)
Densidad	7,87 g/cm ³ (0,284/in ³)
Conductividad Térmica	52 W/(m °C)
Coefficiente de Poisson	0,3

Figura 9.5 – Selección del material requerido.

Sy: resistencia a la Fluencia = $3161 \frac{kgf}{cm^2}$

N: coeficiente de seguridad para choques = 7.

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{F}{A}$$

Siendo:

$$S_{ys} = 0.6 S_y$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\frac{0.6 \times 3161 \text{ kgf}}{7 \text{ cm}^2} = \frac{150 \text{ kgf} \times 4}{\pi \times d^2}$$

$$277.2 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{198.98}{d^2}$$

$$d^2 = 0.688$$

$$d = 8.29 \text{ mm.}$$

Cálculo de la barra S vertical de soporte:

La barra de sección circular utilizada de soporte, se encontrará sometida a un esfuerzo combinado, debido a la acción de la fuerza horizontal realizada por el piso, generando:

$$\text{Esfuerzo de Corte: } S_s = \frac{F}{A}$$

$$\text{Y Flexión: } S = \frac{M}{W}$$

En dónde:

F: Fuerza Horizontal que genera el corte.

A: Sección circular de la barra que resistirá el corte y la flexión = $\frac{\pi d^2}{4}$

M: Momento Flector máximo generado sobre la barra de sección circular.

W: Módulo resistente de una sección circular = $\frac{\pi d^3}{32}$

Para los análisis de fuerzas y momentos se analiza la figura 9.3.

La fuerza implicada en estos esfuerzos, como se mencionó anteriormente, es la fuerza horizontal del suelo. Se considera el caso más desfavorable, que sería el caso de que los discos se encuentren con tierra firme o sin remover, en el cuál, su valor sería:

$$F_H = 150 \text{ kgf}$$

FH genera un momento en el punto 4.

Pero la fuerza vertical del suelo también generará un momento en el punto 4 (figura 9.3), de sentido opuesto al generado por la componente horizontal.

$$F_V = 150 \text{ kgf}$$

Para obtener el máximo momento flector, se calcula la resultante entre los momentos generados por F_H y F_V :

$$M = F_V (329) + F_H (155 + 382)$$

$$M = 150 \text{ kgf} (122 \text{ mm}) - 150 \text{ kgf} (537 \text{ mm})$$

$$M = (18300 - 80550) \text{ kgfmm}$$

$$M = 62250 \text{ kgfmm} \frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{M = 6250 \text{ kgfcm}}$$

Para la combinación de Flexión y Esfuerzo cortante, se utiliza la teoría de Esfuerzo Cortante Octaédrico, teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}}\right)^2$$

En dónde:

$$S: \text{ Flexión} = \frac{M \ 32}{\pi \ d^3}$$

$$S_s: \text{Corte} = \frac{F_V \cdot 4}{\pi d^2}$$

Por estética del diseño, se escoge un diámetro exterior “d” de la barra igual a 4.45 cm, con un espesor de 0.476 cm, por lo que se puede calcular el área de corte:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (4.5 \text{ cm})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi 20.25 \text{ cm}^2}{4}$$

$$A = 15.90 \text{ cm}^2$$

Entonces:

a) Cálculo de S:

$$S = \frac{6250 \text{ kgf cm}^3}{\pi 91.12 \text{ cm}^3}$$

$$S = \left(\frac{415680}{286.26} \right) \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S = \frac{1452.10 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}$$

b) Cálculo de S_s:

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

$$S_s = \frac{150 \text{ kgf}}{15.90 \text{ cm}^2}$$

$$S_s = \frac{9.43 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}$$

c) Cálculo de Sy y Sys:

Para el material de diseño de esta barra, se debe considerar un material resistente al choque, por lo que se escoge el siguiente:

Material: SAE 1045 Laminado Simple.

$$S_y: \text{resistencia a la Fluencia} = 3161 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ys}: \text{resistencia al corte} = 0.6 \cdot 3161 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{ys} = 1897 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

d) Comprobación de N:

Ahora, como último paso, se reemplazarán los valores de **S**, **Sy**, **Ss** y **Sys**, en la ecuación **esfuerzo cortante octaédrico**, y se despeja el valor de **N**:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{\frac{1452 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}}{3161 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}\right)^2 + \left(\frac{\frac{9.43 \text{ kgf}}{\text{cm}^2}}{1897 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}\right)^2$$

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = 0.5$$

Se desprecia el segundo término al ser pequeño.

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = 0.5$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0.5}}$$

$$N = 2.$$

El diámetro de tubo seleccionado verifica a las solitudes de suelo firme, por lo que verificará al suelo removido o arado.

Cálculo del eje inferior del disco de apertura (eje porta masa de disco):

Como se mencionó anteriormente, sobre el disco actúan dos fuerzas, una vertical y una horizontal, ambas de 150 kgf, que combinadas dan un valor de 212 kgf, actuando en un ángulo de 45° (figura 9.4):

$$F = \sqrt{FV^2 + FH^2}$$

$$F = \sqrt{150\text{kgf}^2 + 150\text{kgf}^2}$$

$$F = 212 \text{ kgf.}$$

A dicha fuerza, se la puede trasladar al punto D (figura 9.3), y así, poder dimensionar el eje que soporta la masa del disco de siembra.

En un extremo de este eje, se colocan dos rodamientos que, que van clavados dentro de la masa soporta disco, en donde todo el conjunto queda protegido por un o-ring de goma. El otro extremo del eje, va sujetado con rosca y soldado contra la placa que realiza el pivoteo junto con el amortiguador, el cual ayuda a resistir las cargas.

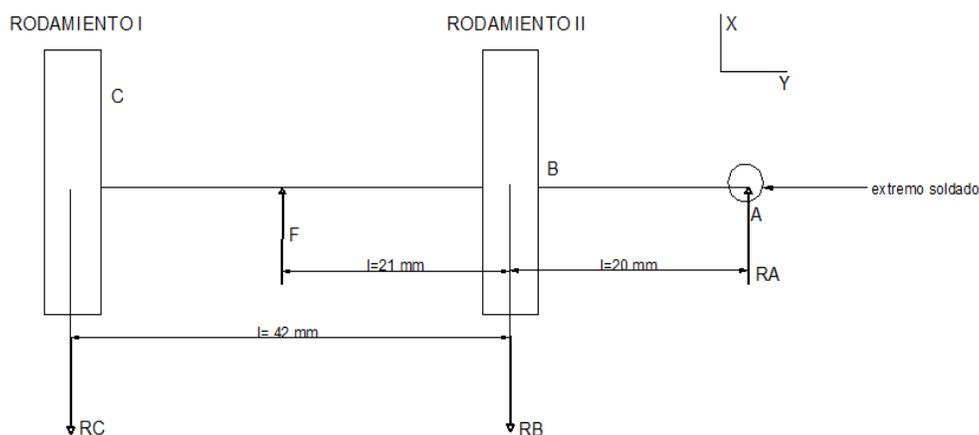


Figura 9.6 – Vista del eje que soporta los discos de apertura y separación de semilla.

La imagen observada anteriormente, hace referencia al eje completo que soporta la fuerza de 212 kgf, pero la sección más solicitada es la que se encuentra en voladizo, es decir la sección del eje entre A y B. Para poder comprobar esa sección, se debe obtener la carga actuante sobre B (R_B) actuando sobre la sección soldada A.

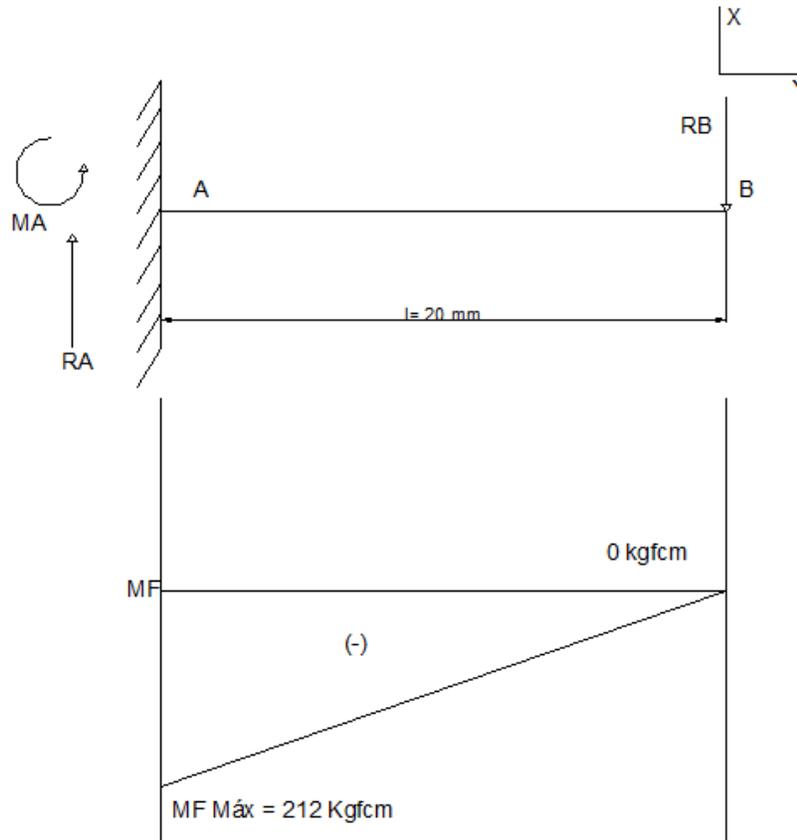


Figura 9.7 – Vista de la sección AB mencionada.

En la sección BC, se puede obtener el valor de R_B :

$$R_A = R_B = F / 2$$

$$R_B = 106 \text{ kgf}$$

Trasladando R_B a la sección AB:

$$\sum F_Y = -R_B + R_A = 0$$

$$R_A = R_B$$

$$R_B = 106 \text{ kgf}$$

Cálculo del Momento Flector máximo:

$$M_{FB} = 0$$

$$M_{FA} = M_{Fm\acute{a}x} = R_B \times 2 \text{ cm}$$

$$M_{Fm\acute{a}x} = 212 \text{ kgfcm}$$

El Momento Flector máximo se encuentra en el punto "A", el cuál será utilizado para dimensionar el eje.

Verificación del diámetro "d":

Se utilizan rodamientos rígidos de bolas de una hilera, en donde $d = 20 \text{ mm}$, por lo que se verifica a "N" con ese valor a Flexión.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M_{f \text{ máx}}}{W}$$

$$N = \frac{S_y \times W}{M_{f \text{ máx}}}$$

$$N = \frac{S_y \times \pi \times d^3}{32 \times M_{f \text{ máx}}}$$

Se utiliza el siguiente material:

ACERO AISI SAE 1045.

Acero AISI SAE 1045	
Dureza	163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de Fluencia	310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo Máximo	565 MPa (81900 PSI)
Elongación	16% en 50 mm
Reducción de Área	40%
Modulo de Elasticidad	200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	57%
Calor Especifico	460 J/(Kg °K)
Densidad	7,87 g/cm ³ (0,284/in ³)
Conductividad Térmica	52 W/(m °C)
Coefficiente de Poisson	0,3

Figura 9.8 – Selección del material necesario para el cálculo del eje.

SAE 1045 TREFILADO.

$$S_y = 3161 \text{ kgf/cm}^2$$

Entonces:

$$N = \frac{3161 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \pi \times 8 \text{ cm}^3}{32 \times 212 \text{ kgf cm}}$$

N= 8.

El valor de N verifica ante la solicitud.

Selección de Rodamientos:

Para este tipo de ejes de sujeción de masas de discos, consultando en catálogos de productos similares se utilizan rodamientos dobles rígidos de bolas, los cuales se detallan a continuación:

Rodamiento Rígido de bolas.

Tipo SKF 6204-2Z.

Diámetro interno = 20 mm.

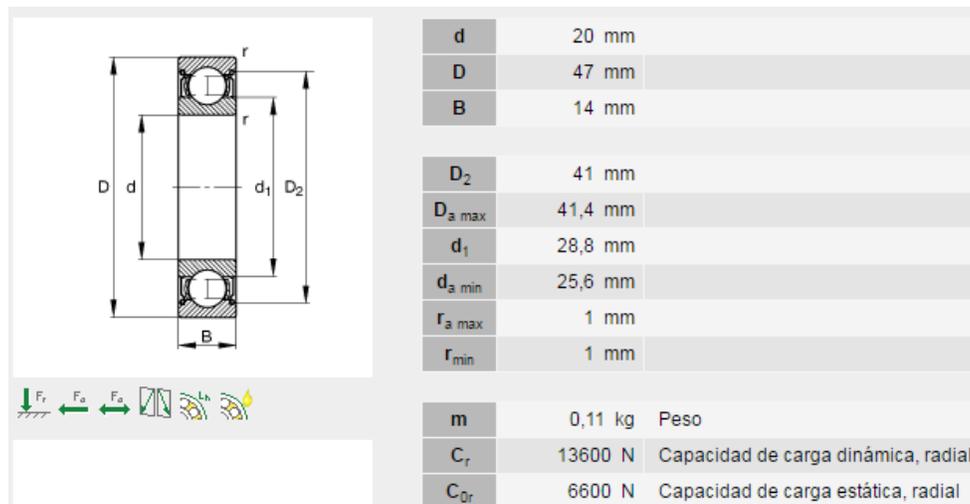


Figura 9.9 –Vista de las características de rodamiento seleccionado (Manual SKF).

Verificación de Rodamientos:

En este cálculo de rodamiento, solo se cuenta con una fuerza en sentido radial. Se toma el valor de RB (Fig. 9.7), cuyo valor es:

$$RB = 106 \text{ kgf.}$$

Cálculo de la Capacidad de Carga Estática (C_0):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente Estática (P_0). Como el rodamiento previamente seleccionado es rígido de bolas, los valores de X_0 y Y_0 son iguales.

$$P_0 = (X_0 \times F_{r0}) + (Y_0 \times F_{a0}) \text{ (Según catálogo SKF)}$$

En donde:

X_0 : Coeficiente Radial Estático = 0.6.

F_{r0} : Carga Radial Estática.

Y_0 : Coeficiente Axial Estático = 0.5.

F_{a0} : Carga Axial Estática.

Entonces:

$$P_0 = (0.6 \times 106 \text{ kgf}) + (0)$$

$$P_0 = 63.6 \text{ kgf}$$

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

En donde:

S_0 : Coeficiente de seguridad = 3. Se toma este valor ya que es un elemento sometido a choque constante.

$$C_0 = 3 \times 63.6 \text{ kgf.}$$

$$C_0 = \mathbf{190.8 \text{ kgf.}}$$

Cálculo de la Capacidad de Carga Dinámica (C):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente (P):

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) \text{ (catálogo SKF)}$$

En donde:

X: Coeficiente Radial = 1.

F_r : Carga Radial.

Y: Coeficiente = 0.

F_a : Carga Axial.

Si se observa la Tabla 1 en la página 7 del catálogo SKF y la ecuación anterior, para una carga puramente radial, se tiene $P = F_r$.

$$P = 1 \times 106 \text{ kgf}$$

P = 106 kgf.

Para calcular la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \times L^{\frac{1}{\rho}}$$

En donde:

L: Duración en millones de Revoluciones.

ρ : exponente de la fórmula de duración = 3.

El valor de L se obtiene de la siguiente ecuación:

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1 \times 10^6}$$

En donde:

n : Revoluciones por minuto a las que trabajará el rodamiento = 147 RPM.

L_h: Duración nominal en horas de funcionamiento = 5000 hs.

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento L _h
<i>Instrumentos y aparatos de poco uso:</i> Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas ...	500
<i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i> Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, aparatos domésticos	4000-8000
<i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i> Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso	8000- 12 000

Figura 9.10 – Selección del factor de Lh (Catálogo SKF).

$$L = \frac{60 \times 147 \text{ RPM} \times 5000 \text{ hs}}{1 \times 10^6}$$

L = 44.1 MRev

Reemplazando en la ecuación de C los valores de P, L y ρ :

$$C = 106 \times 44.1^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 374 \text{ kgf.}$$

Con lo que se obtienen los siguientes valores para seleccionar un rodamiento en el catálogo SKF (página 522):

$$D \text{ eje} = 15 \text{ mm.}$$

$$C_0 = 190.8 \text{ kgf} = 1.86 \text{ KN.}$$

$$C = 374 \text{ kgf} = 3.67 \text{ KN.}$$

Comparando con los valores de la figura 9.9 del rodamiento seleccionado, se comprueba que verifica a las solicitudes del sistema.

Descripción de los discos de apertura:

En el mercado hay una amplia variedad comercial en lo que respecta a tamaños y materiales, en donde el tamaño dependerá de la profundidad a la que el cliente necesite realizar la plantación de la semilla.

Estos discos curvos (o cóncavos lisos), también denominados “discos para gradas”, están fabricados con acero micro-aleado al boro. El acero al boro posee mejores propiedades mecánicas y mejor resistencia a la corrosión que otros materiales. Además, tiene una alta resistencia al desgaste. Este componente provee al disco de una gran resistencia mecánica para realizar labores de enterrado de abonos, desterronado y para mullir el terreno. Los mismos poseen las siguientes características:

- Diámetros que van desde 356 mm (14") hasta 711 mm (28").
- Espesores de 3, 4, 5, 6 u 8 mm.
- Concavidad de entre 20 y 110 mm.

A continuación, se anexa una imagen descriptiva del disco cóncavo liso:



Figura 9.11 – Disco cóncavo liso de apertura y cierre.

Descripción de los discos planos (para el sistema de separación semilla – fertilizante):

Al igual que los discos cóncavos lisos de apertura, se tiene una amplia variedad comercial en lo que respecta a tamaños y materiales, en donde el tamaño también dependerá de la profundidad de plantación, pero como se mencionó anteriormente, quedará posicionado sobre un nivel superior al de apertura, debido a su menor tamaño respecto a los anteriores y a que su función solo se basa en la separación de la papa semilla y el fertilizante.

El material del disco también es chapa de acero micro aleada al Boro, brindándole resistencia al desgaste, a la fatiga y a la rotura.

Los mismos poseen las siguientes características:

- Diámetros que van desde 13,5" (343 mm) hasta 20" (508 mm).
- Los espesores dependen del diámetro del disco.

A continuación, se anexa una imagen descriptiva del disco plano separador:



Figura 9.12 – Disco plano separador.

CAPÍTULO 10CÁLCULO DEL SISTEMA DOSIFICADOR

Se estableció anteriormente, que la velocidad de avance de la máquina es de 6 km/h, lo que es igual a 1.6 m/s. Se utilizan neumáticos **750 R 16**.

Se determina también, que la separación entre semillas debía ser igual a 0.3 m una de la otra, por lo que, las cucharas deben tener una cierta separación que permita esos 0.3 m ya depositados en el piso, debiendo recorrer esta distancia verticalmente en la cinta en el mismo tiempo en el que la máquina avanza los 0.3 m.

Con el perímetro de la rueda, se conoce que en 1 revolución, la máquina avanza linealmente 1.276 m, **dosificando 4.25 semillas por cada vuelta de la misma**.

Con la velocidad tangencial de la rueda y el radio de la misma, se puede calcular su velocidad angular:

$$\omega = \frac{V_T}{r}$$

En donde:

ω : velocidad angular

$$V_T: \text{velocidad tangencial} = \omega \times r = 1.6 \frac{m}{s}$$

R : radio de la rueda = 8" = 0.2032 m

$$\omega = \frac{V_T}{r}$$

$$\omega = \frac{1.6 \text{ m}}{0.2032 \text{ m s}}$$

$$\omega = 7.87 \frac{Rev}{s}$$

Por lo tanto, la máquina avanza a una velocidad de 1.6 m/s, dosificando 4.25 papas (se toma un valor de 4) en el giro de su rueda con un perímetro de 1.276 m (girando a 7.87 Rev/s), dejándolas separadas entre sí a 0.3 m.

Se debe aclarar que la separación entre cuchara y cuchara en una cinta es igual a 14 cm, pero habrá dos cintas por cangilón (o por surco), estando desfasadas las cucharas de una cinta con la de la otra a 7 cm.

En el piso, como se dijo anteriormente, la separación entre papa y papa en la misma hilera es de 0.3 m. Al estar las cucharas en la cinta separadas a 14 cm, el tiempo de recorrido es el doble, por lo que se considera que una cuchara debe recorrer 14 cm en 0.374 s.

Se procederá a calcular la velocidad tangencial de la cinta, y una vez que se la obtenga, se podrá llegar a la velocidad angular de la rueda dentada que la hará girar.

$$VT = \frac{\text{espacio}}{\text{tiempo}}$$

$$VT = \frac{0.140 \text{ m}}{0.374 \text{ s}}$$

$$VT = 0.374 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

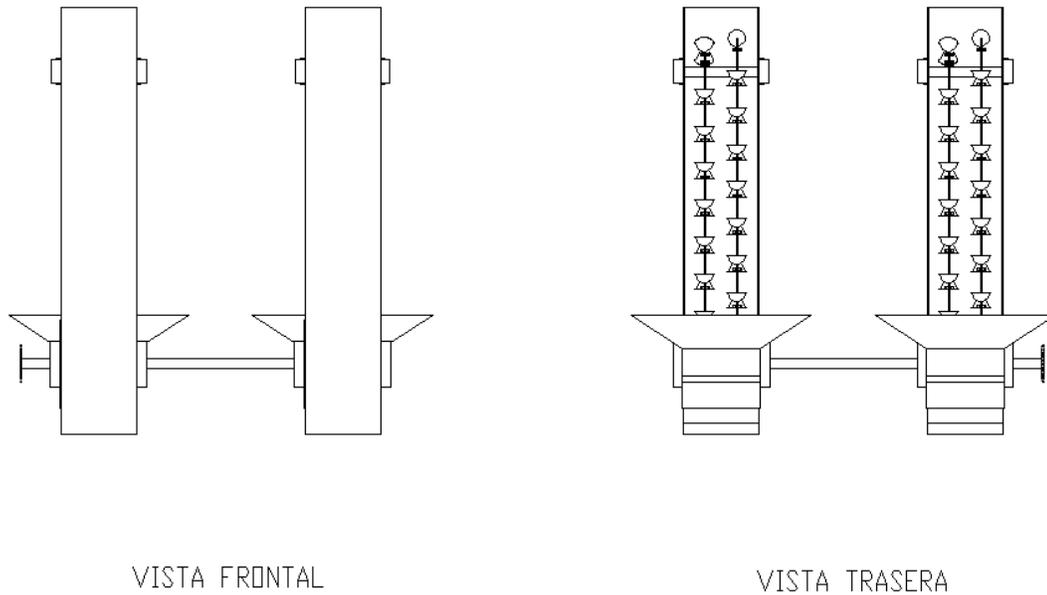
Diámetro de la corona dentada de la rueda = 0.1 m

$$\text{Velocidad angular de la rueda dentada inferior} = \frac{VT}{r} = 7.48 \frac{\text{REV}}{\text{s}} = 448.8 \frac{\text{REV}}{\text{min}}$$

Con esta velocidad angular, se procederá con los cálculos pertenecientes a los elementos mecánicos encargados del movimiento de la cinta dosificadora.

Cálculo de la potencia consumida por la cinta dosificadora:

A continuación, se anexa una imagen del sistema de dosificación por cangilones:



VISTA FRONTAL

VISTA TRASERA

Figura 10.1 – Vistas del sistema de dosificación por cangilones.

Se cuenta con dos hileras dosificadoras por surco, pero independientes una de la otra, por lo que se puede dimensionar con una de ellas y hacerlas idénticas. Es decir que se tendrán 4 hileras dosificadoras trabajando a la vez.

Por hilera habrá 8 cucharas cargadas generando un momento (las que requieren la producción de potencia), y las cucharas restantes del otro lado de la misma sin carga alguna.

En la siguiente figura, se puede observar el sistema de dosificación por medio de cucharas. Las nombradas con 1 y 2 pertenecen a una misma hilera, las 3 y 4, pertenecen a la hilera contigua, ambas trabajando en el mismo surco. Para la separación que se necesita en el surco entre semilla y semilla, se mencionó que se requería una separación entre cucharas de 70 mm (distancia entre cucharas 2 y 3), pero como se trabaja con 2 hileras, se las puede separar a una distancia de 140 mm (distancia entre cucharas 1 y 2). Los puntos A y B hacen referencia a la rueda dentada superior e inferior respectivamente, de la cadena encargada del movimiento de giro de los dosificadores.

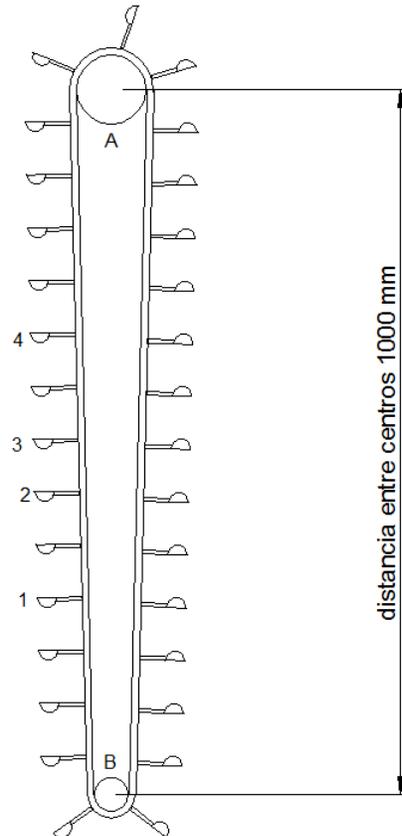


Figura 10.2 – Vista Lateral del sistema de dosificación por cucharas.

A la altura del punto B (corona dentada inferior), comenzará la recolección de papas semillas o mini tubérculos. Si se divide a la mitad el sistema dosificador con una línea vertical que une los puntos A y B, se tendrán a la izquierda las cucharas cargadas con semillas, y a la derecha aquellas cucharas sin carga alguna. Para calcular la potencia requerida, por ende, se necesitará conocer el peso de la columna izquierda de cucharas cargadas, multiplicando 8 veces el peso de una papa semilla (debido a las 8 cucharas cargadas que hay en una hilera dosificadora).

Peso por papa semilla = 0.1 kg

$$F_p: \text{Peso Total de las cucharas cargadas} = 0.1 \text{ kg} \times 8 \times 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_p = 7.84 \text{ N}$$

M: Momento generado por las cucharas cargadas en la rueda dentada superior (Momento mayor).

$$M = F_p \times r_D$$

En donde:

r_D : Radio de la corona dentada Superior.

$$M = 7.84 \text{ N} \times 0.1 \text{ m}$$

$$M = 0.784 \text{ J}$$

Pot : Potencia requerida por hilera = $M \times \omega$

En donde:

ω : velocidad angular

$$\text{Pot} = 0.784 \text{ J} \times 3.743 \frac{\text{Rev}}{\text{s}}$$

$$\text{Pot} = 2.934 \text{ W} = 0.0039 \text{ CV}$$

Pero como se mencionó anteriormente, se contará con 4 hileras, teniendo una potencia total requerida de dosificación:

$$\text{Pot Total} = 0.0156 \text{ CV}$$

Al ser muy baja la Potencia Total, se la considera igual a 1 CV para ubicarse del lado de la seguridad.

Pot Total = 1 CV.

Potencia por hilera = 0.25 CV

Cálculo del eje del sistema dosificador:

En el sistema dosificador, se cuenta con dos ejes, uno superior y el otro inferior, encargados de soportar el giro de la cadena.

Antes de realizar los cálculos correspondientes, se nombran los componentes de este sistema, que se pueden observar en la siguiente figura:

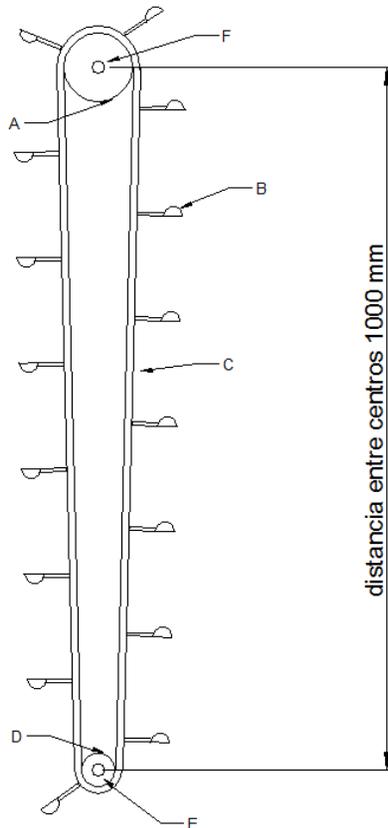
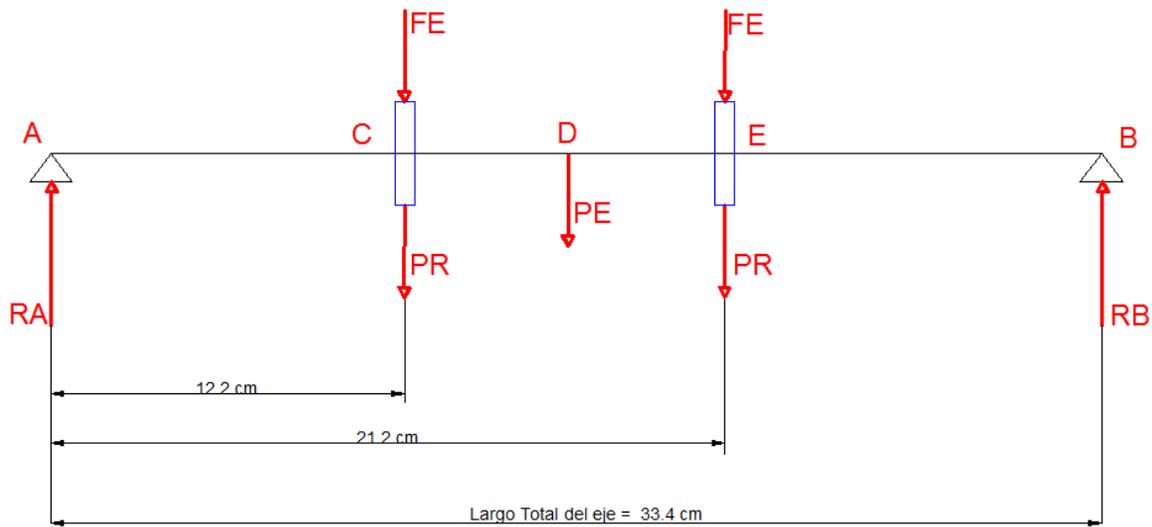


Figura 10.3 – Componentes del sistema de dosificación.

- A. Rueda dentada superior.
- B. Cuchara recolectora de dosificación.
- C. Cadena conectora
- D. Rueda dentada inferior.
- E. Eje de transmisión inferior.
- F. Eje de transmisión superior.

Como las cucharas cargadas generan un momento mayor en el eje superior, debido a que se tiene a la rueda dentada superior de mayor radio, se procede a la dimensión del eje superior, y el eje inferior será del mismo diámetro para evitar el uso de rodamientos, cajas de rodamientos y ruedas dentadas de diferentes diámetros interiores.

En la siguiente figura se pueden observar las fuerzas actuantes sobre el eje:



Momento + en sentido anti - horario.

Figura 10.4 – Fuerzas actuantes sobre el eje superior.

En donde:

FE: Fuerza realizada sobre el engranaje debido al torque generado por la cadena.

PR: Peso propio de la rueda dentada superior = 0.6 kg.

PE: Peso propio del eje = 3 kg.

τ : Torque generado por la cadena en la rueda dentada = $\frac{71620 \times (POT/hilera)}{RPM(rueda\ dentada\ sup)}$

$$\tau = \frac{71620 \times 0.25 \text{ CV}}{224.6 \text{ RPM}}$$

$$\tau = 79.72 \text{ kgfcm}$$

$$FE = \frac{C \times \tau}{r}$$

En donde:

C: Coeficiente de corrección de fuerza = 1 (por ser una cadena).

r : radio de la rueda dentada superior.

$$FE = \frac{1 \times 79.72 \text{ kgfcm}}{10 \text{ cm}}$$

$$FE = 7.972 \text{ kgf}$$

Cálculo de las reacciones RA y RB (figura anterior):

$$\sum FY : RA - 2 FE + RB - PE - 2 PR = 0$$

$$\sum MA : - FE (12.7 \text{ cm}) - FE (21.2 \text{ cm}) + RB (33.4 \text{ cm}) - PE (16.7 \text{ cm}) - PR (12.7 \text{ cm}) - PR (12.7 \text{ cm}) = 0$$

$$\sum MA = -97.258 \text{ kgfcm} - 168.964 \text{ kgfcm} + RB 33.4 \text{ cm} - 50.1 \text{ kgfcm} - 7.32 \text{ kgfcm} - 12.72 \text{ kgfcm} = 0$$

De la sumatoria de momentos y reemplazando en la sumatoria de fuerzas, se obtiene:

$$RB = 10.07 \text{ kgf}$$

$$RA = 10.07 \text{ kgf}$$

Cálculo del momento flector:

Observando la figura anterior, se cuenta con 5 puntos para el cálculo, siendo los mismo A, B, C, D y E.

A) $MF = 0.$

B) $MF = RA \times 12.2 \text{ cm}$

$$MF = 122.85 \text{ kgfcm}$$

C) $MF = RA \times 16.7 \text{ cm} - PR \times 4.5 \text{ cm} - FE \times 45.5 \text{ cm}$

$$MF = 129.6 \text{ kgfcm}$$

$$D) \quad MF = RA \times 21.2 \text{ cm} - PR \times 9 \text{ cm} - FE \times 9 \text{ cm} - PE \times 4.5 \text{ cm}$$

$$MF = 136.19 \text{ kgfcm}$$

$$E) \quad MF = RA \times 33.4 \text{ cm} - FE \times 21.2 \text{ cm} - PR \times 21.2 \text{ cm} - PE \times 16.7 \text{ cm} - FE \times 12.2 \text{ cm} - PR \times 12.2 \text{ cm}$$

$$MF = 0$$

MF MÁX = Momento Flector Punto D = 136.19 kgfcm.

103

Con el momento flector máximo ya obtenido, se procede a calcular el diámetro del eje por fatiga. Por estética del diseño, y debido a que con un torque y momento flector pequeño, no se requerirá de un diámetro de eje grande. Se determina un diámetro de 1.5 cm y se verifica su coeficiente de seguridad.

$$d \text{ EJE} = 1.5 \text{ cm.}$$

Para verificar el coeficiente de seguridad N se aplica, por Faires, la Ecuación de Esfuerzos combinados:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{Se}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns}\right)^2$$

En donde:

N: Coeficiente de seguridad.

Se: Esfuerzo Equivalente.

Sn: Resistencia a la Fatiga.

Ses : Esfuerzo Cortante Equivalente.

Sns : Resistencia a la Fatiga en Cizalladura.

Cálculo de Se:

$$Se = \frac{Sn \times Sm}{Sy} + (Kf \times Sa)$$

En donde:

S_m : Esfuerzo medio.

S_y : Resistencia de Fluencia en Tracción.

K_f : Factor de Reducción de Resistencia a la Fatiga.

S_a : Esfuerzo Alterno.

El primer sumando es cero ya que S_m es nulo, debido a que las fuerzas que actúan en el eje (FE, PR y PE) lo hacen en forma alterna ya que el eje gira.

K_f es el factor de reducción de esfuerzos que genera el chavetero utilizado para fijar las ruedas dentadas. El valor del mismo es 1.6.

$$S_a = \frac{SMáx - Smín}{2}$$

$$SMáx = -Smín = \frac{Mf Máx}{W}$$

En donde:

$$W : \text{Módulo Resistente} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$SMáx = \frac{136.19 \text{ kgf cm} \times 32}{\pi (1.5 \text{ cm})^3}$$

$$SMáx = 411.13 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_a = 411.13 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como $S_e = K_f \times S_a$

$$S_e = 1.6 \times 411.13 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$S_e = 657.82 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Cálculo de Sn:

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times (0.5 \times S_u)$$

Para este cálculo, debemos tener en cuenta una serie de coeficientes y valores:

K1 : Factor de Reducción debido al tratamiento superficial del material a utilizar.

K2 : Factor de reducción con respecto al diámetro del eje.

K3 : Factor de reducción debido a si es esfuerzo normal o de tracción.

Su : Resistencia máxima del material a utilizar.

Analizando las tablas del Libro de Diseño de Elementos de Máquinas (Virgil Moring Faires), obtenemos los siguientes valores:

K1 = 0.89 (Mecanizado).

K2 = 0.85 (Por ser mayor a ½ “).

K3 = 1 (Por ser un eje sometido a Flexión).

$$S_u = 6749 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (Material AISI C 1045 Laminado Simple).}$$

Acero AISI SAE 1045	
Dureza	163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de Fluencia	310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo Máximo	565 MPa (81900 PSI)
Elongación	16% en 50 mm
Reducción de Área	40%
Modulo de Elasticidad	200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	57%
Calor Especifico	460 J/(Kg °K)
Densidad	7,87 g/cm ³ (0,284/in ³)
Conductividad Térmica	52 W/(m °C)
Coefficiente de Poisson	0,3

Figura 10.5– Selección del material a utilizar en el cálculo del eje.

$$S_n = 0.89 \times 0.85 \times 1 \times (0.5 \times 6749 \frac{kgf}{cm^2})$$

$$S_n = 2553 \frac{kgf}{cm^2}$$

Cálculo de Ses y Sns:

$$S_{es} = \frac{S_{ns} \times S_{ms}}{S_{ys}} + (K_{fs} \times S_{as})$$

El segundo sumando es igual a cero, debido a que no hay reacciones alternas.

$$S_{ms} = \frac{S_{M\acute{a}x} + S_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$S_{M\acute{a}x} = S_{m\acute{i}n} = \frac{\tau}{W_0}$$

En donde:

$$W_0 : \text{Módulo Resistente Polar} = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$S_{M\acute{a}x} = \frac{79.72 \text{ kgf cm} \times 16}{\pi (1.5 \text{ cm})^3}$$

$$S_{M\acute{a}x} = S_{m\acute{i}n} = 120.79 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$S_{ms} = 120.79 \frac{kgf}{cm^2}$$

Ya habiendo obtenido S_n , se puede calcular S_{ns} :

$S_{ns} = 0.6 \times S_n$ (al usar 0.6 no se basa en ninguna Teoría de Rotura)

$$S_{ns} = 0.6 \times 2553 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Sns = 1531.8 \frac{kgf}{cm^2}$$

Sy se vio anteriormente, depende del material que se utilice para fabricar el eje. Para este material:

$$Sy = 4148 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Sys = 0.6 \times Sy$$

$$Sys = 0.6 \times 4148 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Sys = 2488.8 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$Ses = \frac{Sns \times Sms}{Sys}$$

$$Ses = \frac{1531.8 \frac{kgf}{cm^2} \times 9.113 \frac{kgf}{cm^2}}{2488.8 \frac{kgf}{cm^2}}$$

$$Ses = 5.608 \frac{kgf}{cm^2}$$

Con los valores que obtenidos de Se, Sn, Ses y Sns, reemplazándolos en la ecuación de Esfuerzo Combinados y verificando el valor del coeficiente de seguridad N.

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{Se}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns}\right)^2$$

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{657.82 \frac{kgf}{cm^2}}{2553 \frac{kgf}{cm^2}}\right)^2 + \left(\frac{74.34 \frac{kgf}{cm^2}}{1531.8 \frac{kgf}{cm^2}}\right)^2$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{657.82 \frac{kgf}{cm^2}}{2553 \frac{kgf}{cm^2}}\right)^2 + \left(\frac{74.34 \frac{kgf}{cm^2}}{1531.8 \frac{kgf}{cm^2}}\right)^2}}$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{(0.06)+(0.05)}}$$

$$N = 3.$$

Con este valor de N, se demuestra que el diámetro del eje seleccionado verifica a las sollicitudes del sistema dosificador.

108

Cálculo de la chaveta de sujeción de las ruedas dentadas:

Para diseñar una chaveta, se debe tener en cuenta que tiene que resistir a dos esfuerzos, uno es a cizalladura y el otro a compresión.

En la siguiente figura se observan las medidas que se tienen en cuenta para el cálculo de la chaveta.

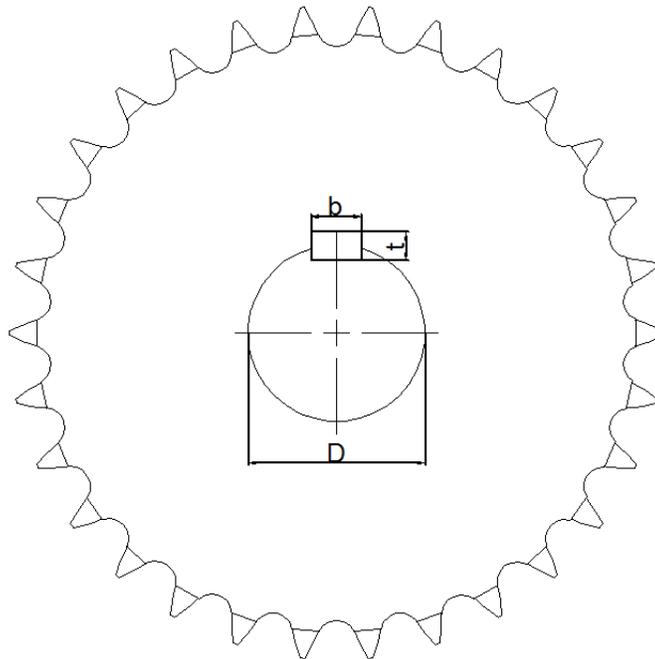


Figura 10.6 – Componentes necesarios para el cálculo de la chaveta.

Esfuerzo de Cizalladura:

$$T = \frac{S_S \times b \times L \times D}{2}$$

En donde:

T : Momento Torsor.

S_S : Esfuerzo de Corte.

b : Ancho de base.

L : Longitud de la chaveta.

D : Diámetro del eje.

Esfuerzo de Compresión:

$$T = \frac{S_C \times t \times L \times D}{4}$$

En donde:

t : altura de la chaveta.

S_C : Esfuerzo de Compresión.

De la tabla AT 19 (Faires), y teniendo en cuenta el diámetro del eje, se obtiene t y b de la chaveta.

TABLA AT 19 DIMENSIONES DE CHAVETAS

Véanse figuras 10.1 y 10.2 para b y t. De norma ASA B17.1-1943. Existen otros tamaños. Las tolerancias de t pueden ser numéricamente las mismas indicadas, negativas en chavetas planas y positivas en chavetas de cuña.

DIÁMETRO DEL EJE (inclusivos)		b		t		TOLERANCIA EN b	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
$\frac{1}{8}$ - $\frac{1}{4}$	12,7-14,3	$\frac{1}{4}$	3,2	$\frac{1}{16}$	2,4	-0,0020	-0,0508
$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{8}$	15,9-22,2	$\frac{3}{8}$	4,8	$\frac{1}{4}$	3,2	-0,0020	-0,0508
$\frac{3}{8}$ - 1 $\frac{1}{4}$	23,8-31,7	$\frac{1}{2}$	6,4	$\frac{3}{8}$	4,8	-0,0020	-0,0508

Figura 10.7 – Selección de las dimensiones de la chaveta en el Libro Diseño de Elementos de Máquinas (V. M. Faires).

$D = 1.5 \text{ cm}$

$b = 0.48 \text{ cm.}$

$t = 0.32 \text{ cm.}$

Se considera a esta chaveta como cuadrada, por lo que se igualan b y t:

$b = t = 0.79 \text{ cm. } 0.48$

Para la chaveta, se elige el siguiente material:

Material: AISI C 1020 Estirado en frío.

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA				RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARGA- MIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUC- CIÓN ÁREA %	NDB (BHN)
		s_u kg/cm²	ksi	$s_u(d)$ kg/cm²	ksi	s_y kg/cm²	ksi			
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)	48(a)	2 531	36	1 757(a)	25(a)	35		
C1010(k)	Estirado en frío	4 710	67	3 515	50	3 867	55	25	57	137
C1015(k)	Estirado en frío	5 413	77	4 077	58	4 429	63	25	63	170
C1020	Laminado simple	4 569	65	3 445	49	3 374	48	36	59	143
C1020	Normalizado	4 499	64	3 797*	54*	3 515	50	39	69	131
C1020	Recocido	4 007	57	3 023	43	2 952	42	36,5	66	111
C1020(k)	Estirado en frío	5 483	78	4 077	58	4 640	66	20	59	156
C1022	Laminado simple	5 062	72	3 797	54	3 656	52	35	67	149

Figura 10.8 – Selección del material en el Libro Diseño de Elementos de Máquinas (V. M. Faires).

Sy: resistencia a la Fluencia = $4640 \frac{kgf}{cm^2}$

Para la rueda dentada, se selecciona el siguiente material:

Material: AISI C 1045 Laminado Simple.

Sy: resistencia a la Fluencia = $4148 \frac{kgf}{cm^2}$

Cálculo de la Longitud L:

Los cálculos son realizados con un coeficiente de seguridad teniendo en cuenta un choque ligero, por Faired:

$$N = 2.5.$$

$$T : \text{Momento Torsor} = 79.72 \text{ kgfcm}$$

111

Cálculo de la Longitud de chaveta LA. Por Cizalladura:

$$S_s = \frac{0.5 \times S_y}{N}$$

En donde S_y corresponde al material de la chaveta.

$$S_s = \frac{0.5 \times 4640 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{2.5}$$

$$S_s = 928 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times D}$$

$$L = \frac{2 \times 79.72 \text{ kgfcm}}{928 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 0.48 \text{ cm} \times 1.5 \text{ cm}}$$

$$L = 0.23 \text{ cm}$$

B. Por Compresión:

$$S_C = \frac{Sy}{N}$$

En donde Sy corresponde al material de la rueda dentada.

$$S_C = \frac{4148 \frac{kgf}{cm^2}}{2.5}$$

$$S_C = 1659.2 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$L = \frac{4 \times T}{S_C \times b \times D}$$

$$L = \frac{4 \times 79.72 \text{ kgfcm}}{1659.2 \frac{kgf}{cm^2} \times 0.48 \text{ cm} \times 1.5 \text{ cm}}$$

$$L = \frac{318.88 \text{ kgfcm}}{1194.62 \text{ kgf}}$$

$$L = 0.26 \text{ cm}$$

Se considera el largo L de la chaveta igual a 1 cm. Los valores a corte y compresión son pequeños debido al mínimo torque que presenta el sistema. Las dimensiones de la chaveta son las siguientes:

$$b = 0.48 \text{ cm.}$$

$$t = 0.48 \text{ cm.}$$

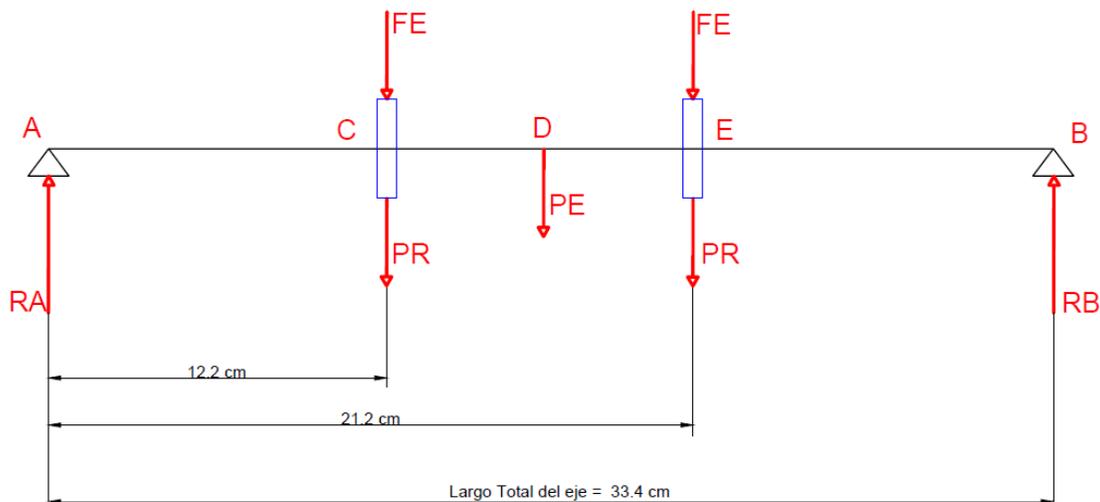
$$L = 1 \text{ cm.}$$

Cálculo de Rodamientos:

Para el cálculo del rodamiento, como las fuerzas son muy pequeñas, se considera solo la de sentido radial, que será la de mayor influencia sobre el mismo.

Como las fuerzas que actúan sobre el eje son solo la de las cadenas, y lo hacen en forma simétrica a los puntos de apoyo, se tendrá la misma reacción, tanto en A como así también en B. Por lo que se dimensionará teniendo en cuenta un apoyo (A), ya que será igual al otro.

Se utilizan rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera.



Momento + en sentido anti - horario.

Figura 10.9 – Fuerzas actuantes sobre el eje superior. Los puntos A y B corresponden a la ubicación de los rodamientos.

En donde:

FE : Fuerza realizada sobre el engranaje debido al torque generado por la cadena.

PR : Peso propio de la rueda dentada superior = 0.6 kg.

PE : Peso propio del eje = 3 kg.

T: Torque generado por la cadena en la rueda dentada = $\frac{71620 \times (POT/hilera)}{RPM(rueda\ dentada\ sup)}$

$$\tau = \frac{71620 \times 0.25 \text{ CV}}{224.6 \text{ RPM}}$$

$$\tau = 79.72 \text{ kgfcm}$$

$$FE = \frac{C \times \tau}{r}$$

En donde:

C : Coeficiente de corrección de fuerza = 1 (por ser una cadena).

r : radio de la rueda dentada superior.

$$FE = \frac{1 \times 79.72 \text{ kgfcm}}{10 \text{ cm}}$$

$$FE = 7.972 \text{ kgf}$$

Cálculo de las reacciones RA y RB (basado en la figura anterior):

$$\sum F_Y : RA - 2 FE + RB - PE - 2 PR = 0$$

$$\sum MA : - FE (12.7 \text{ cm}) - FE (21.2 \text{ cm}) + RB (33.4 \text{ cm}) - PE (16.7 \text{ cm}) - PR (12.7 \text{ cm}) - PR (12.7 \text{ cm}) = 0$$

$$\sum MA = -97.258 \text{ kgfcm} - 168.964 \text{ kgfcm} + RB 33.4 \text{ cm} - 50.1 \text{ kgfcm} - 7.32 \text{ kgfcm} - 12.72 \text{ kgfcm} = 0$$

De la sumatoria de momentos y reemplazando en la sumatoria de fuerzas, se obtiene:

$$RB = 10.07 \text{ kgf}$$

$$RA = 10.07 \text{ kgf}$$

Se dimensiona en base al apoyo A, siendo la fuerza actuante en ese punto (RA) igual a 10.07 kgf.

Cálculo de la Capacidad de Carga Estática (C₀):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente Estática (P₀):

$$P_0 = (X_0 \times F_{r0}) + (Y_0 \times F_{a0}) \text{ (Según catálogo SKF)}$$

En donde:

X_0 : Coeficiente Radial Estático = 1.

F_{r0} : Carga Radial Estática.

Y_0 : Coeficiente Axial Estático = 0.

F_{a0} : Carga Axial Estática.

Los valores de X_0 y Y_0 son obtenidos de la siguiente tabla (Catálogo de Rodamientos SKF):

TIPO DE RODAMIENTO	De una hilera		De dos hileras	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
De bolas rígidos	0,6	0,5	0,6	0,5
De bolas de contacto angular	0,5	0,26	1	0,63
De bolas a rótula	—	—	1	0,68 Y^*
De rodillos cilíndricos	1	0	1	0
De rodillos a rótula	—	—	1	0,66 Y^*
De rodillos cónicos	0,5	0,55 Y^*	—	—

* Tómese el valor de Y de la columna $\frac{F_a}{F_r} > e$ de la tabla 1.

Figura 10.10– Selección de valores X_0 y Y_0 , Catálogo SKF.

Entonces:

$$P_0 = (1 \times 10.07 \text{ kgf}) + (0)$$

$$P_0 = 10.07 \text{ kgf}$$

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

En donde:

S_0 : Coeficiente de seguridad = 1.

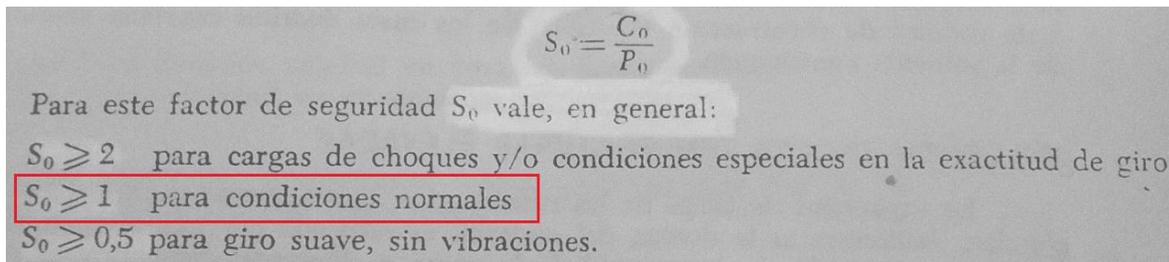


Figura 10.11 – Selección del factor de seguridad S_0 (Catálogo SKF).

$$C_0 = 1 \times 10.07 \text{ kgf.}$$

$$C_0 = 10.07 \text{ kgf.}$$

Cálculo de la Capacidad de Carga Dinámica (C):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente (P):

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) \text{ (Según catálogo SKF)}$$

En donde:

X: Coeficiente Radial = 1.

F_r : Carga Radial.

Y: Coeficiente = 0.

F_a : Carga Axial.

Si se observa la Tabla 1 en la página 7 del catálogo SKF y la ecuación anterior, para una carga puramente radial, se tiene $P = F_r$.

$$P = 1 \times 10.07 \text{ kgf}$$

Para calcular la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \times L^{\frac{1}{\rho}}$$

En donde:

L: Duración en millones de Revoluciones.

ρ : exponente de la fórmula de duración = $\frac{10}{3}$ (Para rodamientos de rodillos).

El valor de L se obtiene de la siguiente ecuación:

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1 \times 10^6}$$

En donde:

n : Revoluciones por minuto a las que trabajará el rodamiento = 448,8 RPM.

L_h : Duración nominal en horas de funcionamiento = 5000 hs. A su obtención la podemos ver en la siguiente tabla.

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento L_h
<i>Instrumentos y aparatos de poco uso:</i> Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas . . .	500
<i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i> Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, aparatos domésticos	4000–8000
<i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i> Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso	8000– 12 000

Figura 10.12 – Selección del factor de Lh (Catálogo SKF).

$$L = \frac{60 \times 448.8 \text{ RPM} \times 5000 \text{ hs}}{1 \times 10^6}$$

L = 134.64 MRev

Reemplazando en la ecuación de C los valores de P, L y ρ:

$$C = 10.07 \times 134.64^{\frac{1}{3.33}}$$

C = 43.89 kgf.

Con lo que se obtienen los siguientes valores para seleccionar un rodamiento en el catálogo SKF (página 522):

D eje = 15 mm.

C₀ = 10.07 kgf = 0.1 KN.

C = 43.89 kgf = 0.43 KN.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo ¹⁾
d	D	B	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,047	NU 202 ECP	-
	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,048	NJ 202 ECP	-

Figura 10.13 – Selección del Rodamiento (Catálogo SKF).

Rodamiento SKF NU 202 ECP.

C₀ = 10.2 KN.

C = 12.5 KN.

Cálculo de la cadena de transmisión del sistema de cangilones:

Para el cálculo de la cadena, en base al libro Faired (página 607, transmisiones por cadenas de rodillos), se obtiene el número N de dientes de la rueda dentada más pequeña, ubicada en la parte inferior del sistema y a la que se denomina “N₁”.

N₁ = 17 dientes.

La relación de velocidad “m_w” es:

$$m_w = \frac{D_2}{D_1}$$

Siendo D₂ y D₁ el diámetro mayor y menor respectivamente de las ruedas dentadas.

$$m_w = \frac{D_2}{D_1} = \frac{20 \text{ cm}}{10 \text{ cm}} = 2$$

$$m_w = \frac{N_2}{N_1}$$

Siendo N₂ y N₁ los números de dientes de las ruedas dentadas mayor y menor respectivamente.

Habiendo obtenido anteriormente la relación de velocidad m_w, y contando con el valor de N₁, se puede calcular al ya mencionado N₂.

$$N_2 = m_w \times N_1$$

$$N_2 = 2 \times (17 \text{ dientes})$$

$$N_2 = 34 \text{ dientes.}$$

Para seleccionar la cadena, además del diámetro y las RPM, se necesita la velocidad media “ V_m ” para poder calcular el paso de la misma.

$$V_m = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{100}$$

En dónde D y n corresponden a una misma rueda, ya sea la pequeña o la grande. Se utilizan los valores de la rueda pequeña, o sea, D_1 y n_1 .

120

$$V_m = \frac{\pi \times 17 \times 448.8 \text{ RPM}}{100}$$

$$V_m = 239.69 \frac{m}{min}$$

Una vez obtenida la velocidad media, se procede a calcular el paso “P”.

$$P : \text{Paso} = \frac{V_m \times 100}{N_1 \times n_1}$$

$$P = \frac{239.69 \frac{m}{min} \times 100}{17 \times 448.8 \text{ RPM}}$$

$$P = \frac{23969}{7629.6} \text{ cm}$$

$$P = 3.14 \text{ cm.}$$

CADENA N.º	PASO		RESISTENCIA MÁXIMA MEDIA		PESO APROXI- MADO, w <i>kg por libras</i> <i>metro por pie</i>		VELOCIDAD LÍMITE	
	cm	pulg	kg	libras			mpm	fpm
25*	0,635	1/4	396	875	0,134	0,09	1066	3500
35*	0,952	3/8	952	2100	0,312	0,21	853	2800
41	1,270	1/2	907	2000	0,387	0,26	701	2300
40	1,270	1/2	1678	3700	0,625	0,42	701	2300
50	1,587	5/8	2767	6100	1,012	0,68	609	2000
60	1,905	3/4	3855	8500	1,488	1,00	548	1800
80	2,540	1	6576	14 500	2,57	1,73	457	1500
100	3,175	1 1/4	10 886	24 000	3,72	2,5	396	1300
120	3,810	1 1/2	15 422	34 000	5,49	3,69	365	1200

Figura 10.14 – Selección de la cadena de transmisión (Página 612 Faïres).

No se encuentra un número de cadena para el valor de paso 3.14 cm, por lo que se selecciona el inmediato superior, de la cual se tienen los siguientes datos:

Cadena nº 100.

Paso = 3.175 cm.

Como tenemos un número de paso superior, y la velocidad media se encuentra en función del mismo, se debe volver a calcularla:

$$\text{Paso} = \frac{V_m \times 100}{N_1 \times n_1}$$

$$V_m = \frac{\text{Paso} \times N_1 \times n_1}{100}$$

$$V_m = 242.23 \frac{m}{min}$$

Como se puede ver en la tabla anterior, no supera la velocidad límite, por lo que comprueba en ese sentido.

Cálculo de la Potencia de proyecto (P_{Pr})

$$P_{Pr} = \text{Pot.} \times N_{SF}$$

En dónde:

N_{SF} : factor de corrección = 1.4 (para maquinaria agrícola).

Pot : Potencia consumida = 1 CV.

Se considera la potencia consumida igual a 1 porque el valor original es muy pequeño (0.25 CV).

$$P_{Pr} = 1 \text{ CV} \times 1.4$$

$$P_{Pr} = 1.4 \text{ CV.}$$

Cálculo de la Potencia Nominal (CV).

El cálculo de la Potencia Nominal se debe comprobar por dos métodos:

- Por Fatiga Placa-Eslabón.
- Por Impacto Casquillo-Rodillo.

Una vez obtenidos dichos valores, se toma como referencia el de menor valor.

A) Por Fatiga Placa-Eslabón.

$$CV = 0.04056 \times N_{ts}^{1.08} \times n_1^{0.9} \times \left(\frac{P}{2.54}\right)^{(3-0.0275P)}$$

En dónde:

Nts : número de dientes de la rueda dentada menor = 17 dientes.

$$CV = 0.04056 \times (17 \text{ dientes})^{1.08} \times (448.8 \text{ RPM})^{0.9} \times \left(\frac{3.175 \text{ cm}}{2.54}\right)^{(3 - 0.0275 \times 3.175 \text{ cm})}$$

$$CV = [0.04056 \times 21.325 \times 243.695 \times (1.25)^{(2.91)}] CV$$

$$CV = 403.498 CV.$$

B) Por impacto Casquillo-Rodillo.

$$CV = 0.481 \times Kr \times \left(\frac{100 \times Nts}{n_1}\right)^{1.5} \times P^{0.8}$$

En dónde:

Kr = 17 (para cadenas nº 40 a 240) (Faires página 610).

$$CV = 0.481 \times 17 \times \left(\frac{100 \times 17 \text{ dientes}}{448.8 \text{ RPM}}\right)^{1.5} \times (3.175)^{0.8}$$

$$CV = (0.481 \times 17 \times 7.372 \times 2.51) CV$$

$$CV = 151.304 CV$$

Una vez obtenido el valor de la potencia con los dos métodos mencionados, se procede a calcular el número de cadenas necesarias para este sistema de transmisión.

Utilizamos CV = 151.304 CV.

$$Nc : \text{Numero de cadenas necesarias} = \frac{P_{pr}}{CV}$$

$$Nc = \frac{1.4 CV}{151.304 CV}$$

$$N_c = 0.009$$

El cálculo anterior, demuestra que al ser N_c menor a 1, verifica el sistema a transmitir la potencia con el uso de una cadena.

Cálculo de la longitud de la cadena:

La longitud de la cadena estará en función de la distancia entre centros, los números de dientes de las ruedas mayor y menor, y del número de paso.

$$L : \text{Longitud de la Cadena} = (2 \times C) + \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right) + \left(\frac{N_2 + N_1^2}{40 \times C} \right) \times n^\circ \text{ Pasos}$$

En donde:

C : distancia entre centros = 100 cm.

$$L = (2 \times 100 \text{ cm}) + \left(\frac{17+34}{2} \right) + \left(\frac{(34+17)^2}{40 \times 100 \text{ cm}} \right) \times 3.175 \text{ cm}$$

$$L = (200 + 25.5 + 0.650) \times 3.175 \text{ cm}$$

$$L = 718.02 \text{ cm.}$$

Lubricación de la cadena:

Como la velocidad media de la cadena es de $242.23 \frac{m}{min}$ (por Faires página 608) se debe utilizar la siguiente lubricación:

Lubricación Tipo II.

$$V_{\text{máx admisible}} = 400 \frac{m}{min}.$$

En este tipo de lubricación el aceite es suministrado por medio de un engrasador de goteo a los bordes de la placa – eslabón.

Accionamiento sistema de dosificación.

Dentro de las distintas plantadoras de papas utilizadas en el país, ya sea de dos, cuatro, o seis surcos, sus sistemas de dosificación son accionados mediante el uso de cajas reductoras.

Se busca reducir el peso del sistema accionador, el costo del mismo, como así también el mantenimiento, por lo que se optó por el aprovechamiento del sistema hidráulico del equipo, instalado para permitir el funcionamiento de los cilindros hidráulicos de doble efecto traseros y de la lanza.

Dentro de las distintas marcas de componentes hidráulicos, y buscando un motor que no supere las características requeridas, se puede utilizar el siguiente accionador:

MOTOR ORBITAL VENTURI.

MODELO: MOP 250.

VELOCIDAD MÁXIMA: 180 RPM.

VELOCIDAD REQUERIDA POR EL SISTEMA DOSIFICADOR: 64 RPM.



Figura 10.15 –Motor hidráulico MOP 250.

Componentes del sistema.

Con uso del motor hidráulico como accionador del sistema, se debe tener en cuenta otros accesorios para completar el circuito:

- Motor orbital Venturi MOP 100.
- Manguera guía aceite hidráulico 1/4".
- Válvula variable con regulador anti retorno.

Este accionamiento solo requiere una Salida – Retorno desde el tractor, además de requerir otra igual para el funcionamiento de los cilindros hidráulicos.

126

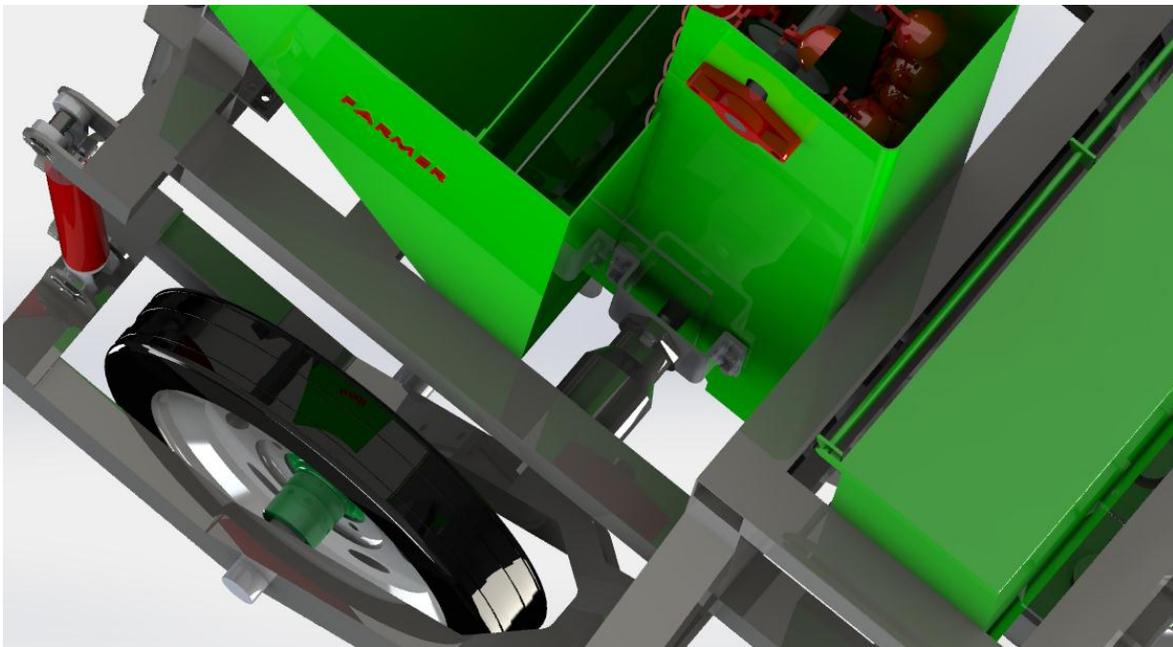


Figura 10.16 – Vista de posición del motor hidráulico.

CAPÍTULO 11

11.1 CÁLCULO DEL SISTEMA DE LA RUEDA

Como se vio en el estudio de la plantadora y comparado con las demás existentes en el mercado, hay una gran diferencia de carga, ya que las plantadoras de dos surcos portan aproximadamente 1000 kgf, cuando en esta máquina se poseen 1600 kgf (solamente de papas semillas), por lo que se tuvo que implementar un sistema en particular, la cual se detalla a continuación:

Además, se puede observar que las demás máquinas regulan su altura de trabajo con la rueda mediante una varilla roscada, que es un sistema que se cambió con el uso de cilindros hidráulicos. Se basa en un sistema de horquilla que pivotea en su extremo delantero, y en la parte trasera realiza un trabajo vertical para regular la altura de trabajo mediante un sistema hidráulico. En lo que respecta al sistema de sujeción de la rueda, se utiliza una maza denominada “cabeza de trailla” que porta un eje, dos rodamientos, una masa porta llanta y un punto de engrase del eje. A continuación se puede observar en una imagen la cabeza de trailla:

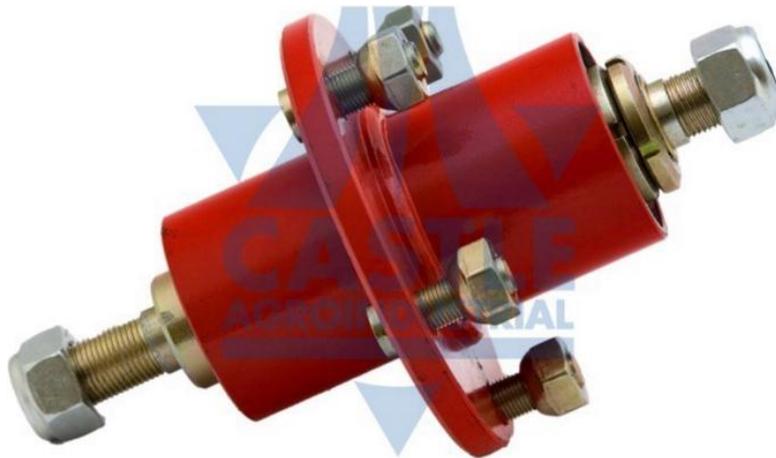
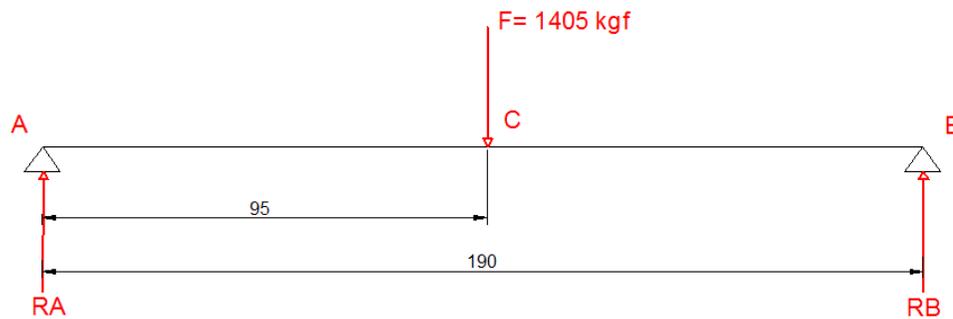


Figura 11.1– Vista de la masa de eje por Sistema de Trailla.

Para la selección de la cabeza de trailla, se escoge de CASTLE AGROINDUSTRIA S.A, y para una carga de 1405 kg por rueda, se necesita un diámetro de eje de 4.8 cm, pero debido a que este componente es fundamental en el funcionamiento de la máquina, se procede a verificarlo.

Cálculo del eje de la Rueda:

La carga que se dirige a cada eje es de 1405 kgf:



128

Figura 11.2– Selección del material en el Libro Diseño de Elementos de Máquinas (V. M. Faïres).

Los 190 mm pertenecen al largo total de la cabeza de trailla en donde actuará la mitad del peso total.

Procediendo con el cálculo:

$$\sum F_x: 0$$

$$\sum F_y: R_A - F + R_B - F = 0$$

$$\sum \text{MOMENTOS EN A (+ sentido anti horario): } - F \times (95 \text{ mm}) + R_B \times (190 \text{ mm}) = 0$$

$$R_B = \frac{F \times 95 \text{ mm}}{190 \text{ mm}}$$

$$R_B = 702.5 \text{ kgf}$$

Reemplazando R_B en $\sum F_y$:

$$R_A = 702.5 \text{ kgf}$$

Cálculo del Momento Flector máximo:

$$MF_A = 0$$

$$MF_C = RA \times 95 \text{ mm} = 702.5 \text{ kgf} \times 95 \text{ mm}$$

$$MF_C = 6673.75 \text{ kgfmm}$$

$$MF_B = RA \times 190 \text{ mm} - F \times 95 \text{ mm}$$

$$MF_B = 0$$

El Momento Flector máximo se encuentra en el punto "C", el cuál será utilizado para dimensionar el eje.

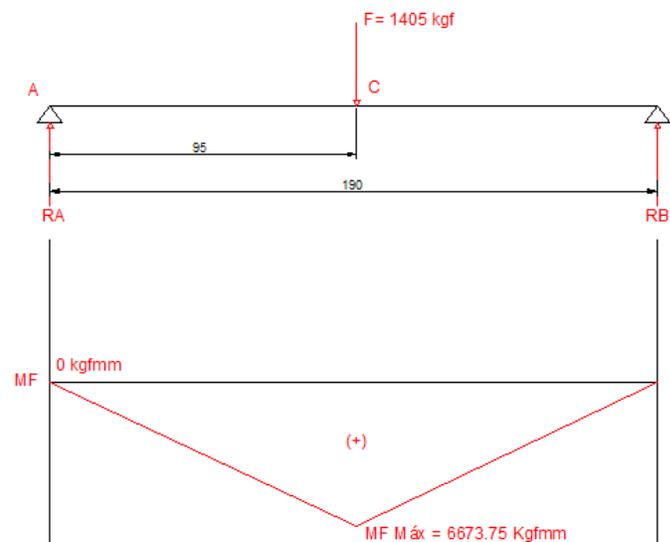


Figura 11.3– Selección del material en el Libro Diseño de Elementos de Máquinas (V. M. Faires)

Cálculo del diámetro “D” requerido por el eje:

Por la Teoría de la Falla por Distorsión de la Energía, Teoría de Von Mises:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{SE}{SN}\right)^2 + \left(\frac{SES}{SNS}\right)^2$$

En donde:

N : Coeficiente de seguridad.

Se : Esfuerzo Equivalente.

Sn : Resistencia a la Fatiga.

Ses : Esfuerzo Cortante Equivalente.

Sns : Resistencia a la Fatiga en Cizalladura.

$$D = \sqrt[3]{10,19 N \sqrt{\left(\frac{Kf \times Mmáx}{Sn}\right)^2 + 0.694 \left(\frac{T}{Sn}\right)^2}}$$

Al no tener una carga que genere un torque, el cociente $\left(\frac{T}{Sn}\right)^2$ es igual a cero.

Al tener un chaflán con borde redondeado en el punto de mayor momento flector, hay un factor de concentración de esfuerzos Kf con el siguiente valor:

Kf = 1,5.

Cálculo de Sn.

$$Sn = K1 \times K2 \times K3 \times (0.5 \times Su)$$

Para este cálculo, se debe tener en cuenta una serie de coeficientes y valores:

K1 : Factor de Reducción debido al tratamiento superficial del material a utilizar.

K2 : Factor de reducción con respecto al diámetro del eje.

K3 : Factor de reducción debido a si es esfuerzo normal o de tracción.

Su : Resistencia máxima del material a utilizar.

Analizando las tablas del Libro de Diseño de Elementos de Máquinas (Virgil Moring Faies), se obtienen los siguientes valores:

$$K1 = 0.89 \text{ (Mecanizado).}$$

$$K2 = 0.85 \text{ (Por ser mayor a } \frac{1}{2} \text{ ").}$$

$$K3 = 1 \text{ (Por ser un eje sometido a Flexión).}$$

$$Su = 5273 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (Material AISI C 1118 Laminado Simple).}$$

$$Sn = 0.89 \times 0.85 \times 1 \times (0.5 \times 5273 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2})$$

$$Sn = 1876.5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Cálculo del diámetro "d" requerido:

Por Norma Cirsoc, se exige un coeficiente de seguridad "N" mayor o igual a 1.6. Pero al ser este componente a calcular una parte fundamental en el funcionamiento de la plantadora, se incrementa su valor a N = 2.5.

$$D = \sqrt[3]{10,19 N \sqrt{\left(\frac{Kf \times Mmáx}{Sn}\right)^2 + 0.694 \left(\frac{T}{Sn}\right)^2}}$$

$$D = \left[\sqrt[3]{10,19 \cdot 2.5 \sqrt{\left(\frac{1.5 \times 6673.75}{1876.5}\right)^2}} \right] \text{ cm}$$

$$D = \left(\sqrt[3]{25.475 \sqrt{(5.334)^2}} \right) \text{ cm}$$

$$D = (25.475 \times 5.334)^{1/3} \text{ cm}$$

D = 50 mm.

El diámetro mínimo requerido por el eje de la rueda es de 5 cm, por lo que el eje seleccionado verifica.

Cálculo de Rodamientos:

Para el diseño del rodamiento, como las fuerzas axiales son muy pequeñas, se considera solo la de sentido radial, que será la de mayor influencia sobre el mismo. Se utilizan rodamientos de rodillos cilíndricos.

Al estar la fuerza aplicada en el centro del eje, tanto la reacción en el punto A como en el punto B, son iguales, por lo que se dimensiona en base a "RA".

A continuación, se realiza el esquema de acción de las fuerzas sobre los rodamientos y el eje:

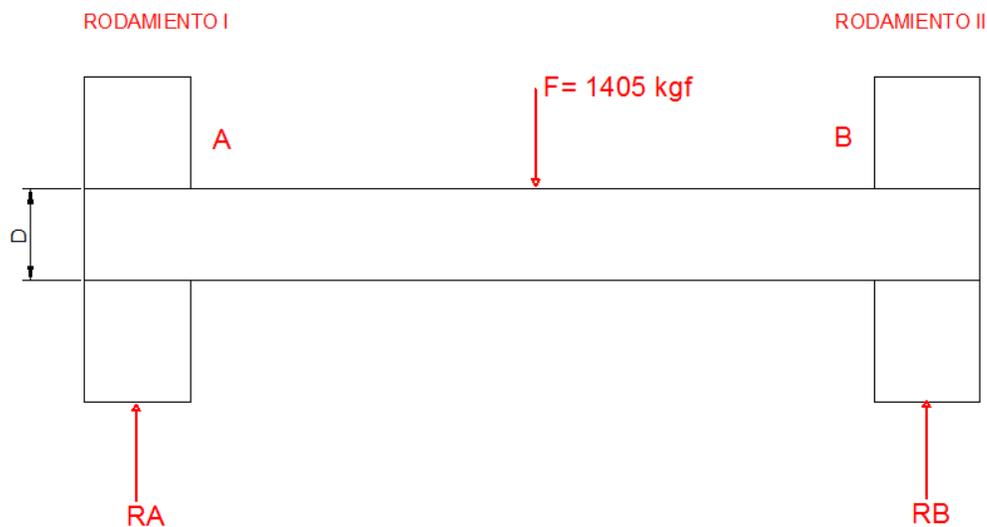


Figura 11.4 – Fuerzas actuantes sobre los rodamientos. Los puntos A y B corresponden a la ubicación de los mismos.

Se dimensiona en base al apoyo A, siendo la fuerza actuante en ese punto (RA) igual a 702.5 kgf.

Cálculo de la Capacidad de Carga Estática (C₀):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente Estática (P₀):

$$P_0 = (X_0 \times F_{r0}) + (Y_0 \times F_{a0}) \text{ (Según catálogo SKF)}$$

En donde:

X₀ : Coeficiente Radial Estático = 1.

F_{r0} : Carga Radial Estática.

Y₀: Coeficiente Axial Estático = 0.

F_{a0} : Carga Axial Estática.

Los valores de X₀ y Y₀ son obtenidos de la siguiente tabla (Catálogo de Rodamientos SKF):

TIPO DE RODAMIENTO	De una hilera		De dos hileras	
	X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀
De bolas rígidos	0,6	0,5	0,6	0,5
De bolas de contacto angular	0,5	0,26	1	0,63
De bolas a rótula	—	—	1	0,68 Y*
De rodillos cilíndricos	1	0	1	0
De rodillos a rótula	—	—	1	0,66 Y*
De rodillos cónicos	0,5	0,55 Y ²	—	—

* Tómese el valor de Y de la columna $\frac{F_a}{F_r} > e$ de la tabla 1.

Figura 11.5– Selección de valores X₀ y Y₀, Catálogo SKF.

Entonces:

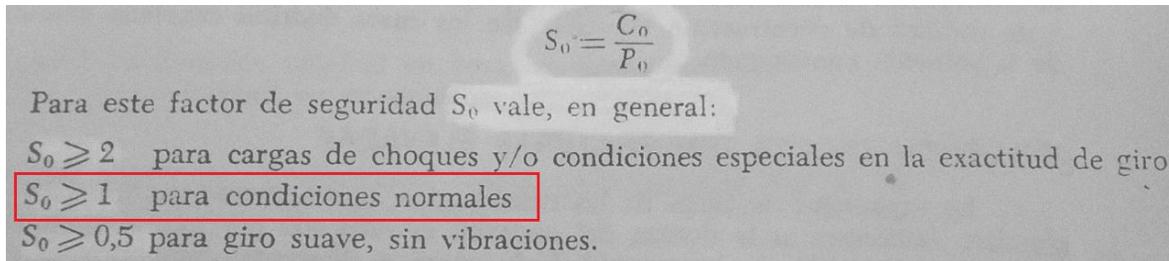
$$P_0 = (1 \times 702.5 \text{ kgf}) + (0)$$

$$P_0 = 702.5 \text{ kgf}$$

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

En donde:

S_0 : Coeficiente de seguridad = 1.



134

Figura 11.6 – Selección del factor de seguridad S_0 (Catálogo SKF).

$$C_0 = 1 \times 702.5 \text{ kgf.}$$

$$C_0 = 702.5 \text{ kgf} = 6.88 \text{ KN}$$

Cálculo de la Capacidad de Carga Dinámica (C):

Previamente al cálculo de la Capacidad de Carga Estática, se necesitará el valor de la Carga Equivalente (P):

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) \text{ (Según catálogo SKF)}$$

En donde:

X : Coeficiente Radial = 1.

F_r : Carga Radial.

Y: Coeficiente axial = 0.

F_a : Carga Axial.

Si se observa la Tabla 1 en la página 7 del catálogo SKF y la ecuación anterior, para una carga puramente radial, se tiene $P = F_r$.

$$P = 1 \times 702.5\text{kgf}$$

Para calcular la capacidad de carga dinámica, se utiliza la siguiente ecuación:

$$C = P \times L^{\frac{1}{\rho}}$$

En donde:

L: Duración en millones de Revoluciones.

ρ : exponente de la fórmula de duración = $\frac{10}{3}$ (Para rodamientos de rodillos).

El valor de L se obtiene de la siguiente ecuación:

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1 \times 10^6}$$

En donde:

n : Revoluciones por minuto a las que trabajará el rodamiento = 75.310 RPM.

L_h : Duración nominal en horas de funcionamiento = 5000 hs.

Clases de máquinas	Duración en horas de funcionamiento L_h
<i>Instrumentos y aparatos de poco uso:</i> Aparatos de demostración, dispositivos para maniobra de puertas correderas . . .	500
<i>Máquinas para servicio corto o intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de poca importancia:</i> Máquinas-herramienta manuales, aparatos de elevación para talleres, máquinas movidas a mano en general, máquinas agrícolas, grúas de montaje, aparatos domésticos	4000-8000
<i>Máquinas para servicio intermitente cuando eventuales perturbaciones en el servicio son de mucha importancia:</i> Máquinas auxiliares para centrales de fuerza, equipos de transporte para fabricación continua en cadena, ascensores, grúas para carga general, máquinas-herramienta de poco uso	8000- 12 000

Figura 11.7 – Selección del factor de Lh (Catálogo SKF).

$$L = \frac{60 \times 75.310 \text{ RPM} \times 5000 \text{ hs}}{1 \times 10^6}$$

L = 22.593 MRev

Reemplazando en la ecuación de C los valores de P, L y ρ:

$$C = 10.07 \times 134.64 \frac{1}{3.33}$$

C = 1789.940 kgf = 17.54 KN

Con lo que se obtienen los siguientes valores para seleccionar un rodamiento en el catálogo SKF:

D eje = 50 mm.

C₀ = C₀ = 702.5 kgf = 6.88 KN.

C = 1789.940 kgf = 17.54 KN.

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Attainable speeds when lubricating with		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P ₀	grease	oil-air		
mm			kN		kN	r/min		kg	–
40	68	15	23,3	25	2,9	30 000	36 000	0,190	N 1008 KPHA/SP
	68	15	23,3	25	2,9	32 000	38 000	0,172	N 1008 KPHA/HC5SP
45	75	16	27	30	3,45	28 000	34 000	0,240	N 1009 KPHA/SP
	75	16	27	30	3,45	30 000	36 000	0,202	N 1009 KPHA/HC5SP
50	80	16	28,6	33,5	3,8	26 000	30 000	0,260	N 1010 KPHA/SP
	80	16	28,6	33,5	3,8	28 000	32 000	0,217	N 1010 KPHA/HC5SP
55	90	18	37,4	44	5,2	22 000	28 000	0,380	N 1011 KPHA/SP
	90	18	37,4	44	5,2	24 000	30 000	0,316	N 1011 KPHA/HC5SP
60	95	18	40,2	49	5,85	20 000	26 000	0,400	N 1012 KPHA/SP
	95	18	40,2	49	5,85	22 000	28 000	0,330	N 1012 KPHA/HC5SP
65	100	18	42,9	54	6,3	20 000	24 000	0,430	N 1013 KPHA/SP
	100	18	42,9	54	6,3	22 000	26 000	0,354	N 1013 KPHA/HC5SP
70	110	20	53,9	69,5	8	18 000	22 000	0,610	N 1014 KPHA/SP
	110	20	53,9	69,5	8	20 000	24 000	0,501	N 1014 KPHA/HC5SP
75	115	20	52,8	69,5	8,15	17 000	20 000	0,640	N 1015 KPHA/SP
	115	20	52,8	69,5	8,15	19 000	22 000	0,531	N 1015 KPHA/HC5SP
80	125	22	66	86,5	10,2	16 000	19 000	0,880	N 1016 KPHA/SP
	125	22	66	86,5	10,2	18 000	20 000	0,731	N 1016 KPHA/HC5SP

Figura 11.8 – Selección del Rodamiento (Catálogo SKF).

Rodamiento SKF N1010 KPHA/SP.

$C_0 = 28.6 \text{ KN.}$

$C = 33.5 \text{ KN.}$

11.2 SISTEMA HIDRÁULICO.

A continuación, se puede observar el sistema hidráulico, en donde se detallan los cilindros actuadores traseros y delantero, junto con el motor accionador del sistema dosificador:

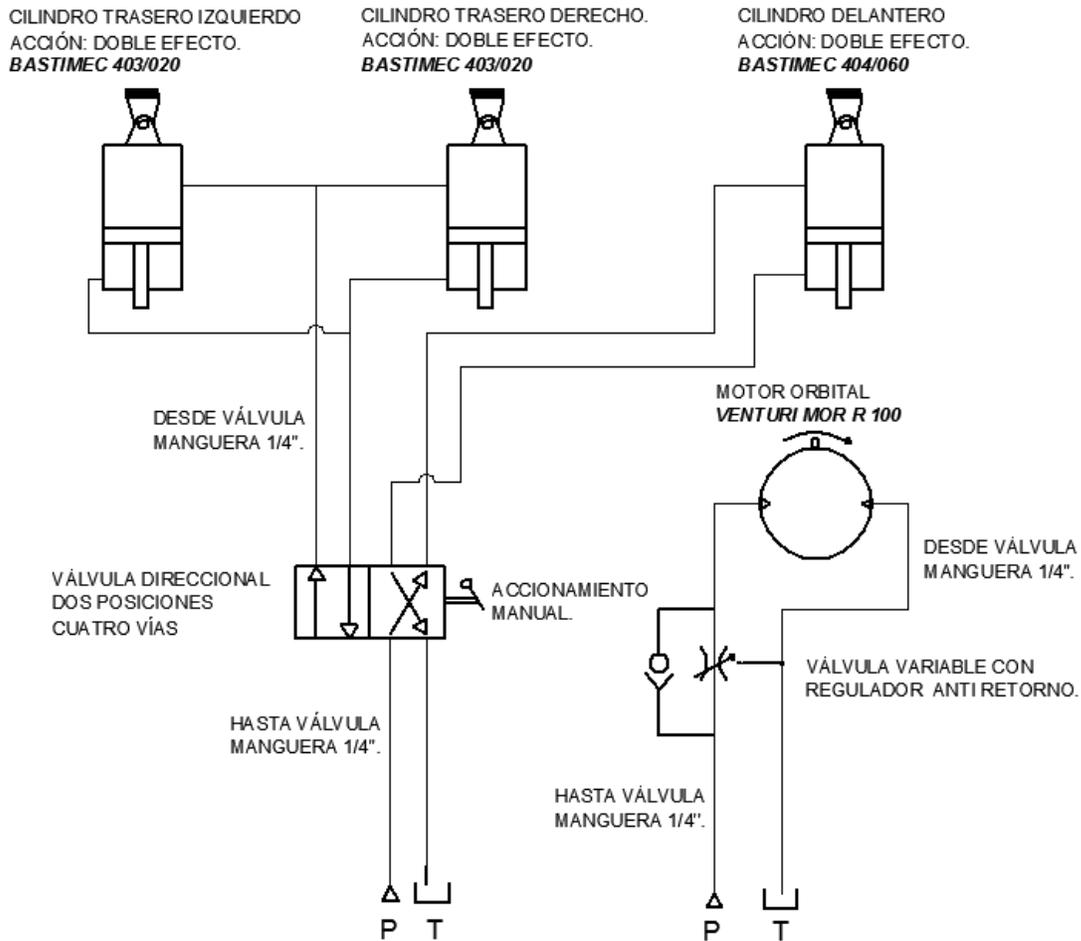


Figura 11.9 – Selección del Rodamiento (Catálogo SKF).

11.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA.

Cálculo de la potencia mínima requerida (HP)

La potencia del tractor se mide en caballos de fuerza (HP) en la barra de tiro, y se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$HP = \frac{F \times V}{273.74}$$

En donde:

F = fuerza requerida para accionar un implemento y colocarlo en posición de trabajo [kgf].

V = Velocidad de operación [Km/hora], en este caso se considera una velocidad máxima de 8 km/h.

273.74 = constante.

Cálculo de F:

La fuerza dependerá del área de corte que tiene que efectuar el implemento y de las condiciones del suelo donde se va a trabajar.

Para este cálculo se debe tener claro que la unidad de tiro o resistencia unitaria, es la resistencia que opone un suelo a ser roto o volteado por el implemento. Se expresa en kg/cm², para el caso de los arados, rastrillos, cultivadoras, sembradoras, etc., o cualquier otro implemento que se utilice. La fuerza requerida por un implemento para realizar el trabajo, se puede calcular por la siguiente fórmula:

$$F = \text{Área de corte} \times \text{resistencia al corte}$$

En donde al área de corte se puede calcular por la separación entre los discos en el mismo tren de siembra y la profundidad máxima de cultivo.

$$\text{Área de corte} = \text{separación entre discos} \times \text{profundidad máxima de corte}$$

$$\text{Área de corte} = 50 \text{ cm} \times 20 \text{ cm}$$

Los 20 cm mencionados hacen referencia a la máxima profundidad de siembra realizada en invierno, considerada como el caso más desfavorable.

$$\text{Área de corte} = 1000 \text{ cm}^2$$

$$\text{Resistencia al corte} = 0.60 \text{ kgf /cm}^2 \text{ (factor para suelos francos – arenosos)}$$

Entonces, para el cálculo de la fuerza requerida (F):

$F = \text{Área de corte} \times \text{resistencia al corte}$

$$F = 1000 \text{ cm}^2 \times 0.60 \text{ kgf / cm}^2$$

$$F = 600 \text{ kgf}$$

Pero se debe recordar que se hablando de un solo tren de siembra, por lo que esta máquina de dos surcos necesitará la siguiente fuerza:

$$F = 600 \text{ kgf} \times 2$$

Además, las cultivadoras que trabajan a más de 12 cm de profundidad, se le deben sumar por cada tren de siembra 80 kgf.

$$F = 2 \times [(600 \text{ kgf}) + (2 \times 80 \text{ kgf})]$$

$$F = 1520 \text{ kgf}$$

Una vez obtenida la F requerida para poner el funcionamiento el implemento, se puede proceder al cálculo de la potencia mínima requerida (HP):

$$HP = \frac{F \times V}{273.74}$$

$$HP = \frac{1520 \text{ kgf} \times 8 \text{ km/h}}{273.74}$$

$$HP = 43 \text{ HP}$$

La potencia mínima requerida por la plantadora de papas de dos surcos es de 43 HP, que es mayor a los 40 HP consumidos por las plantadoras del mercado, pero se debe considerar que se cuenta con una capacidad mayor de carga.

No se tuvo en cuenta el sistema hidráulico debido a que su consumo no es elevado, ya que el motor utilizado en la dosificación consume una potencia menor a 1 HP debido al bajo torque requerido por las cucharas.

Como elemento tractor a utilizar, se recomienda contar con un equipo mayor a 50 HP y que cuente con dos tomas hidráulicas (ver ITEM 11.2).

BIBLIOGRAFIA

- Diseño de Elementos de Maquinas, Virgil M. Faires, cuarta edición.
- Catálogo de Selección de Rodamientos SKF, edición año 2013.
- Advanced Mechanics of Materials, Boresi, quinta edición año 1993.
- Catálogo de Selección de Hidráulicos, Industrias Bastimec, edición año 2010.
- Catálogo Venturi - Sistemas hidráulicos.

PLANIMETRIA