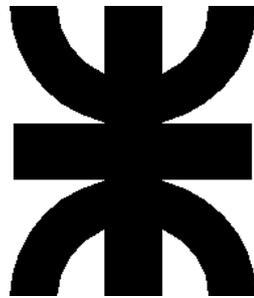


ARIEL LUIS MUCHIUT



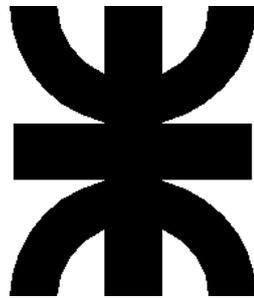
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
Facultad Regional Reconquista

PLANTADORA DE PASTURAS AGÁMICAS

Reconquista, Santa Fe

Reconquista, 2021

ARIEL LUIS MUCHIUT



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
Facultad Regional Reconquista

PLANTADORA DE PASTURAS AGÁMICAS

Proyecto Final presentado en cumplimiento de las exigencias de la Carrera Ingeniería Electromecánica de la Facultad Regional Reconquista.

Asesor:

Ing. Sebastian Alegre

Reconquista, Santa Fe

Año 2021

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi madre Elsa Dolzani, a mi padre Roger Muchiut y a mis hermanos Hugo y Mariana.

RESUMEN

En este proyecto se realiza un estudio y selección de la tecnología mecánica articulada de cuatro barras o eslabones, para el diseño de un sistema extractor de plantines en el desarrollo de un implemento plantador de pasturas agámicas.

También se realiza un análisis económico a fin de evaluar el retorno de la inversión realizada al adquirir un implemento plantador, haciendo un análisis de costos de plantado mecánico, comparado con el plantado manual.

ABSTRACT

In this project, a study and selection of the articulated mechanical technology of four bars or links is carried out, for the design of a seedling extractor system in the development of a planting equipment for agamic pastures.

An economic analysis is also carried out in order to evaluate the return on the investment made when acquiring a planting equipment, making a cost analysis of mechanical planting, compared to manual planting.

ÍNDICE

MEMORIA DESCRIPTIVA	11
1. INTRODUCCIÓN	13
2. DESCRIPCIÓN DE PASTURAS AGÁMICAS	15
3. BASES DE DISEÑO	19
3.1 CARACTERÍSTICAS NECESARIAS PARA EL DISEÑO.....	20
3.2 CARACTERÍSTICAS NECESARIAS DE LA PLANTADORA	21
3.3 ESCENARIOS DE DISEÑO	22
4. SISTEMAS DE LA PLANTADORA.....	23
4.1 SISTEMA PLANTADOR	24
4.1.1 Conjunto de corte.....	24
4.1.2 Conjunto zapata abre surco	24
4.1.3 Conjunto nivelador	25
4.1.4 Conjunto aporcador	25
4.1.5 Sistema dosificador.....	25
4.1.5.1 Conjunto brazos	25
4.1.5.2 Conjunto pinza	26
4.1.5.3 Conjunto tolva.....	26
4.1.6 Sistema de transmisión.....	26
4.1.6.1 Conjunto de mando	26
4.1.6.2 Conjunto de transmisión.....	27
4.1.7 Sistema hidráulico	27
4.1.8 Sistema chasis.....	27
4.1.8.1 Conjunto bastidor.....	27
4.1.8.2 Conjunto de lanza.....	27
4.1.8.3 Conjunto de sustentación	28
4.1.9 Accesorios	28
4.1.9.1 Barre cascotes	28
4.1.9.2 Arrimadores	28
4.1.9.3 Marcadores.....	28
5. DISEÑO EN INGENIERÍA.....	29
5.1 CRITERIOS DE DISEÑO.....	30
5.2 COEFICIENTE DE SEGURIDAD	30
6. CÁLCULO CINEMÁTICO	34
6.1 LEY DE GRASHOF (3).....	36
6.2 ANÁLISIS DE POSICIÓN.....	38
6.3 ANÁLISIS DE VELOCIDADES.....	42
6.4 ANÁLISIS DE LA ACELERACIÓN.....	45

6.5 CONCLUSIÓN CINEMÁTICA.....	48
7. CÁLCULO DINÁMICO.....	49
7.1 ANÁLISIS DINÁMICO DE BRAZOS	50
8. COMPONENTES DE TRANSMISIÓN.....	54
8.1 DISEÑO DE EJES	55
8.1.1 Teorías para el cálculo del diámetro mínimo necesario del eje motriz.....	56
8.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PIÑONES Y CADENA DE TRANSMISIÓN	59
8.3 CÁLCULO DEL RODAMIENTO DEL EJE MOTRIZ DEL SISTEMA DE BRAZOS.....	63
8.4 DISCOS DENTADOS	67
9. CÁLCULO ECONÓMICO	68
9.1 CRITERIOS DE EVALUACIÓN	69
9.2 ANÁLISIS ECONÓMICO.....	69
9.3 COSTO DE FABRICACIÓN Y VALOR DE VENTA DE LA PLANTADORA.....	73
9.4 CÁLCULO ECONÓMICO	74
9.5 CONCLUSIÓN ECONÓMICA.....	80
10. IMPACTO AMBIENTAL	81
10.1 ASPECTOS RELEVANTES DEL IMPACTO AMBIENTAL DEL PROYECTO	82
11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	83
BIBLIOGRAFÍA	85
LISTA DE IMÁGENES.....	87
LISTA DE TABLAS	88
ANEXO I: TABLAS.....	89
TABLA I.1: RESISTENCIA DE MATERIALES - SHIGLEY 9ª EDICIÓN, PÁG. 1004.....	90
TABLA I.2: SELECCIÓN DEL PASO DE LA CADENA - WWW.SYLPANAMA.COM	91
TABLA I.3: DISCOS DENTADOS PARA CADENA 3/4" – CATÁLOGO TRASLINKPT.	92
TABLA I.4: DISCOS DENTADOS PARA CADENA 1/2" – CATÁLOGO TRASLINKPT.....	93
TABLA I.5: PRESIÓN ADMISIBLE EN LAS ARTICULACIONES DE LAS CADENAS.....	94
TABLA I.6: DIMENSIONES DE LAS CADENAS DE RODILLOS SEGÚN NORMA ISO 606	94
ANEXO II: CÁLCULOS.....	95
II.1 CÁLCULOS CINEMÁTICOS	96
II.1.1 Cálculos de posición.....	96
II.1.2 Cálculos de velocidad.....	104
II.1.3 Cálculos de aceleración.....	112
II.2 CÁLCULOS DINÁMICOS	121
II.3 CÁLCULO DEL EJE MOTRIZ.....	130
II.3.1 Cálculo con Von Misses.....	131
II.3.2 Cálculo Código ASME	131

II.4 CÁLCULO DE RELACIONES DE TRANSMISIÓN.....	132
II.5 CÁLCULO DE LA CADENA A UTILIZAR EN EL MANDO.....	133
II.6 CÁLCULO DE LOS DISCOS DENTADOS.....	135
II.6.1 Cálculo discos de mando y transmisión primaria (ASA 60).....	135
II.6.1.1 Discos de mando Z1.....	135
II.6.1.2 Discos de transmisión primaria Z2.....	136
II.6.2 Cálculo discos de transmisión secundaria y motriz (ASA 40).....	137
II.6.2.1 Discos de transmisión secundaria Z3.....	137
II.6.2.1 Discos de transmisión eje motriz Z4.....	137
II.7 CÁLCULO ECONÓMICO.....	139
II.7.1 Estimación de costos y precio de venta.....	139
II.7.2 Estimación de costos del plantín.....	140
II.7.3 Determinación del TIR y VAN.....	142
II.7.3.1 TIR y VAN para un productor ganadero que solo realiza plantado propio.....	142
II.7.3.2 TIR y VAN para plantado propio y servicios de plantado a terceros.....	145
II.7.3.3 TIR y VAN para servicios de plantado.....	147
ANEXO III: PLANOS.....	150
PLANO III.1 MEDIDAS GENERALES.....	151
PLANO III.2 SISTEMAS Y CONJUNTOS.....	152
PLANO III.3 CUERPO PLANTADOR.....	153
PLANO III.4 TRANSMISIONES.....	154
PLANO III.5 EJE MOTRIZ.....	155
PLANO III.6 BASTIDOR.....	156
PLANO III.7 CENTRO DE GRAVEDAD.....	157

MEMORIA DESCRIPTIVA

El proyecto que se desarrolla se basa en los estudios establecidos por el INTA (Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria), y pretende satisfacer las necesidades de los productores ganaderos que realizan su actividad sobre suelos degradados por sobre utilización, o suelos con baja capacidad productiva, anegables, donde existen grandes áreas de pajonales, las que poseen características fisiológicas y morfológicas que dificultan el aprovechamiento por el ganado.

Sumada a esta problemática, según lo describe el INTA en sus informes, en los últimos años, el incremento en frecuencia, intensidad y duración de sequías y excesos hídricos, junto al corrimiento de las isohietas, fenómeno conocido como “cambio climático”, ha impactado en la estabilidad productiva de los sistemas ganaderos, afectando la seguridad en la alimentación del ganado.

Es por esto, que hace varios años, el INTA inició estudios y análisis de las relaciones entre el pajonal natural y el agua superficial, donde se observó una mejora en la condición forrajera mediante la permanencia de estos factores. Posteriormente se reemplazaron los pajonales por pasturas agámicas, obteniendo resultados aún más exitosos, trabajando en todo el proceso desde el pre-enraizado de los plantines, el efecto de los cortes de las hojas superiores y la remoción de las inferiores sobre el enraizado, hasta la obtención de los plantines.

Paralelamente, varios productores han plantado la variedad agámica conocida como “Pasto Clavel” en forma manual, pero las condiciones ambientales que limitan la preparación del terreno a solo un par de meses en el año, sumado al trabajo poco saludable y lento, hicieron que los mismos demandaran la mecanización de esta tarea; se reconoció entonces, como dificultosa la difusión de estas pasturas entre los productores, a la plantación como una restricción fundamental.

Según datos del INDEC del año 2018 (1), existen alrededor de 10.555 establecimientos ganaderos solo en la provincia de Santa Fe, donde la mayoría de estas explotaciones ganaderas son de pequeña y mediana escala, disponiendo de reducida infraestructura productiva y escasa superficie de pasturas implantadas.

Por otro lado, las pasturas agámicas tienen la característica de adaptarse a condiciones ambientales que otras variedades de forraje no podrían, permitiendo incrementar la producción y el valor nutritivo de las pasturas; aunque su principal problema es que no se reproducen por semilla, lo que obliga al desarrollo de otra tecnología para el manejo sustentable.

(1) https://www.indec.gob.ar/ftp/cuadros/economia/cna2018_resultados_definitivos.pdf (marzo 2021)

Son muchas las razones para desarrollar una tecnología que permita plantar de manera rápida, precisa y eficiente, utilizando mandos mecánicos, que brinden una herramienta simple, robusta, fácil de operar y adaptable a las unidades tractoras que dispone el sector ganadero actualmente.

La tecnología planteada es un implemento plantador o plantadora de arrastre, con un sistema extractor, que permita la plantación de los plantines de manera mecánica, sin intervención de mano de obra manual en el proceso, y que cumpla con los parámetros solicitados por el INTA.

Para el desarrollo del proyecto se utiliza la metodología de investigación de campo, basándose en los datos provistos por el cliente, permitiendo realizar el diseño, cálculos cinemáticos, fabricación y el posterior análisis de los prototipos.

Para el diseño de los subconjuntos que presenten algún riesgo de operación, se utiliza como guía técnica lo establecido en la norma IRAM 8076-0 de seguridad en máquinas agrícolas, provista por la Empresa Luis Dolzani E Hijos SRL.

Todos los subsistemas o partes, como así también las dimensiones finales del implemento, la simulación de movimientos y el esfuerzo estructural del chasis, se lo realiza mediante modelado 3D digital, con programas específicos.

Se estima que el implemento plantador incrementará satisfactoriamente los rendimientos cárnicos por hectárea, brindando una mejora socioeconómica en toda la cuenca ganadera del país, beneficiando tanto a productores agropecuarios como a habitantes de pueblos marginales donde se desarrolla la actividad ganadera exclusivamente.

Como se sabe, la producción agropecuaria genera un impacto real sobre las economías regionales, tanto en el sector agropecuario como en el sector industrial metalúrgico; de modo que se prevé que la plantadora también genere mayores ingresos para ambos.



**Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista**

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

1. INTRODUCCIÓN



Según estudios realizados en el INTA por el Ing. Agr. (MSc) Julio Bissio (2), existen un conjunto de pasturas agámicas con características diferenciales en la naturaleza de su material de propagación, en la adaptación a los diversos ambientes y sitios ecológicos del NEA (Noreste Argentino), desde suelos agrícolas hasta ambientes marginales para la producción con pajonales y alternancia de sequías e inundaciones.

Estas pasturas presentan una reproducción asexual, por esquejes, sin producción de semillas, pero que poseen una alta capacidad de adaptabilidad a condiciones ambientales adversas, y tienen características morfológicas y fisiológicas, que permiten incrementar la producción y el valor nutritivo de forraje; además poseen un ciclo de vida perenne que le permite estabilizar la producción de alimentos para el ganado, porque tienen un ciclo de vida más largo que el resto de las pasturas.

Estas características hacen propicia la utilización de estas pasturas en zonas de suelos degradados por sobre utilización, suelos con baja capacidad productiva, anegables o sub utilizados, donde la mayoría de las explotaciones ganaderas son de pequeña y mediana escala, alrededor de 10.555 establecimientos, solo en el norte de Santa Fe (INDEC, 2018).

Todas las condiciones estudiadas por el INTA EEA Reconquista, hacen propicia la plantación de la variedad de Pasto Clavel; la que se desarrolla en forma manual y a modo de ensayo, por pocos productores ganaderos que observan las ventajas que ofrece esta variedad de pasturas sobre los pajonales. Surge de estos ensayos a campo, la necesidad de contar con condiciones ambientales óptimas, limitadas por el tiempo de preparación del terreno a solo los meses de octubre y noviembre, razón por la cual demandan la mecanización de esta tarea.

Según los informes del INTA, se reconoce como dificultosa la difusión de estas pasturas entre los productores y a la plantación como una contricción fundamental en el desarrollo de esta tecnología de producción agropecuaria. Por ello se comenzó las pruebas con una plantadora tipo pangolera, con bajo logro de implantación, y luego se inició el desarrollo de un implemento plantador entre los años 2006 y 2013. Aun cuando en el año 2012 el módulo desarrollado (Imagen 1.1), obtuvo el premio Innova del MinCyT en la categoría “Innovaciones en el Agro”; este prototipo presenta escasa tecnología de fabricación, baja precisión y eficiencia, con poca capacidad de plantado.

(2) https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_manual_de_implantacion_de_pasto_clavel.pdf



Imagen 1.1: Prototipo ganador MinCyT - Fotografía INTI 2019

Por esta razón surge la necesidad de escalar un nuevo prototipo experimental de Plantadora de Pasturas Agámicas, para que empresas fabricantes de implementos agrícolas puedan desarrollarlo comercialmente, beneficiando a productores y prestadores de servicios agropecuarios; brindando una tecnología capaz de incrementar y/o aprovechar las zonas sub utilizadas y/o de baja productividad ganadera.

De los estudios realizados por profesionales del INTI (Instituto Nacional de Tecnología Industrial) del prototipo ganador MinCyT, surge que el nuevo prototipo debe disponer de tecnologías que puedan realizar la tarea de extracción del plantín de la tolva, el traslado y posteriormente el plantado, sin que esto produzca desgastes del sistema extractor o deterioro del plantín. Además, todo el sistema debe cumplir con los requerimientos impuestos por el INTA en velocidad y eficiencia de plantado.

La tecnología que se selecciona para realizar la tarea de extracción es el mecanismo articulado de cuatro barras o eslabones, que forma el conjunto brazo extractor; el que brinda la posibilidad de realizar movimientos semielípticos con velocidades variables en el recupero del sistema. Por esta razón se realizan los estudios cinemáticos y dinámicos que permitan definir y fabricar este mecanismo para el nuevo prototipo.

Además, estos estudios brindan la base teórica para el trabajo de diseño posterior del sistema de pinza extractora, el que no forma parte de este trabajo de estudio y diseño; permitiendo identificar la tecnología a utilizar, y dar la información técnica necesaria para la toma de decisiones en las variables de entrada impuestas por el INTA, como la velocidad de plantado de 6 km/h.



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

2. DESCRIPCIÓN DE PASTURAS AGÁMICAS



Para entender que son las pasturas agámicas, se cita el trabajo realizado por el INTA en la revista Voces y Ecos N° 32, del 1 de octubre de 2014, donde toma como ejemplo el pasto clavel (Imagen 2.1), el que forma parte de las muchas especies de la familia de pasturas agámicas.



Imagen 2.1: Pasto Clavel – Revista Voces y Ecos N° 32 (INTA)

Según esta revista, su nombre científico es *Hemarthria altissima*, conocido también como Pasto Clavel (Argentina). El mismo proviene de la región de Limpopo, África, y se lo introduce a la EEA Reconquista a mediados de los 80. En los estudios realizados por este Organismo, se destaca por su persistencia y producción. En 1999 se comienza a evaluar como una alternativa para aumentar la producción de pasto de áreas deprimidas y se destaca nuevamente por su persistencia y producción de forraje.

El Pasto clavel es una especie perenne, de crecimiento estival. Tiene estolones que producen raíces y macollos que forman una mata medianamente densa, que puede alcanzar hasta 100 cm de altura.

El encañazón comienza en la primavera y continúa durante toda la época de crecimiento. En el otoño, toma un color rojizo característico y durante el invierno se transforma en amarronado (Imagen 2.2).

Los cultivares de mayor difusión en el mundo de este tipo de pasturas, son Bigalta y Floralta, ambos adaptados a las condiciones del norte de Santa Fe.



Imagen 2.2: Pasto Clavel en primavera - Revista Voces y Ecos N° 32 (INTA)

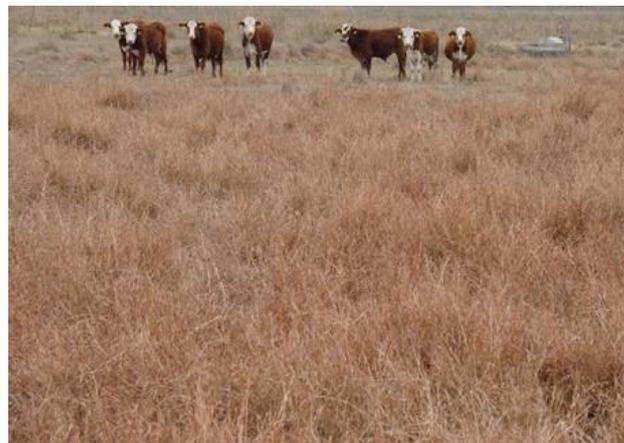


Imagen 2.3: Pasto Clavel en invierno - Revista Voces y Ecos N° 32 (INTA)

Debido a que el pasto clavel produce poca cantidad de plantines fértiles se lo debe implantar en forma vegetativa, mediante tallos, guías o panes de tierra.



Imagen 2.4: Inflorescencia de Pasto Clavel - Revista Voces y Ecos N° 32 (INTA)



Una característica que se trata de evitar es la inflorescencia, que está formada por un solo racimo (Imagen 2.4), y que tiene aproximadamente 10 cm de largo, y produce poca cantidad de plantines fértiles.

Como ventaja respecto a las pasturas naturales, es que en suelos con humedad elevada o anegado, puede tolerar heladas leves y comenzar a rebrotar luego de estas. Además, se adapta desde posiciones altas del relieve, hasta la media loma baja, pudiendo soportar inundaciones prolongadas y sequías. Por estas características, se lo puede implantar en ambientes dominados por pajonales de paja brava o paja amarilla, y brindar mayor alimento para la ganadería.

Otra característica importante para zonas no fértiles, es que se adapta a suelos con alto contenido de arcilla y/o limo, con un pH desde los ácidos ($\text{pH} = 5,5$) hasta neutros.

Si bien el pasto clavel está adaptado a suelos pesados y anegables, no necesita agua en superficie para producir forraje. Sin embargo, es recomendable retener agua en superficie, con dos objetivos:

- Minimizar la duración de los períodos secos: mediante el anegamiento se aumenta la captación y se mantiene saturado el perfil del suelo.
- Controlar malezas: las malezas que tienen diferente posición en el relieve que el pasto clavel se pueden controlar mediante anegamientos selectivos.



**Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista**

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

3. BASES DE DISEÑO



Para realizar el diseño de la plantadora y poder cumplir con las exigencias de rendimientos y eficiencias que solicita el cliente (INTA), es necesario describir las pautas, especificaciones, limitaciones y/o condiciones de funcionamiento a la que está sometida la plantadora durante el funcionamiento normal y el transporte.

3.1 Características necesarias para el diseño

Las características necesarias surgen del estudio realizado por los profesionales del INTI e INTA, durante las pruebas y análisis del prototipo (Imagen 1.1) y que figuran en el informe diagnóstico del año 2019.

Objetivos generales

- Rediseñar el cuerpo de plantado del prototipo con criterios de diseño según el informe antes mencionado.
- De ser posible, construir el nuevo prototipo.

Condiciones de funcionamiento

Datos de entrada

- Velocidad normal de plantado: 6 km/h

Características de los plantines

- Longitud del esqueje: 245 y 255 mm
- Deformación lateral máxima: 10 mm
- Diámetro máximo de nudos: 5 mm
- Diámetro mínimo entre nudos: 2 mm
- Cantidad mínima de nudos: 4 u

Presentación de los plantines

- Ordenados y en mazos de 2500 u \pm 1%

Suelo

- Labranza mínima necesaria: doble pasada de rastra de disco, con presencia de material orgánico en descomposición.



Especificaciones que debe cumplir el producto

- Plantar correctamente los plantines.
- Profundidad del primer nudo: 5 a 10 cm.
- Número mínimo de nudos tapados: 2 u
- Ángulo de inclinación respecto a la horizontal: 10 a 35°
- Presencia de daños en plantines: ninguno
- Separación entre plantines: 100 cm \pm 10 cm
- Eficiencia de plantín correctamente plantado superior al 85%

Condiciones ambientales donde se utiliza el implemento plantador o plantadora

- Temperatura mínima: 10 °C
- Temperatura máxima: 45 °C
- Rango de humedades relativas: 40 – 95%

3.2 Características necesarias de la plantadora

A continuación, se describe el funcionamiento mínimo individual de los sistemas de la plantadora para lograr un funcionamiento correcto.

Deposito

- Capacidad suficiente para contener los plantines
- Accesibilidad para la recarga o limpieza
- Direccional los plantines hacia el lugar de selección/extracción.
- Mantener el orden de los plantines durante el proceso de plantado.
- Sostener/impedir que los plantines no seleccionados salgan del depósito.
- Evitar el desplazamiento relativo de los plantines durante el proceso de extracción.
- Simple regulación (2 o 3 variables o intercambiabilidad de piezas)
- Eficiencia del conjunto 98%.

Extractor de plantines (sistema de brazos y pinza)

- Seleccionar un solo plantín del depósito.
- Extraer el plantín del depósito.
- Trasladar el plantín hacia el surco.
- Soltarlo en el surco.



-
- Repetir el ciclo.
 - Simple de regular (2 o 3 variables o intercambiabilidad de piezas).
 - Eficiencia de extracción correcta de plantín mayor a 99%.

Sistema motriz

- Transformar el movimiento lineal relativo del implemento en movimiento rotacional.
- Bajo resbalamiento entre rueda y suelo (del orden del 5%).
- Transferir el movimiento rotacional al sistema de brazos y pinzas.
- Sincronizar los movimientos.
- Eficiencia del sistema igual o mayor al 95%.

Sistema abre surco

- Brindar las condiciones para la correcta colocación del plantín.

Sistema tapador de surco

- Compactar la tierra depositada por el accesorio arrimador, evitando camas de aire.

3.3 Escenarios de diseño

- Velocidad máxima de trasplante: 7 km/h
- Velocidad mínima de trasplante: 5 km/h
- Máxima irregularidad local del suelo (entre pico u valle) de 20 cm.
- Simple de operar.
- Bajo costo de inversión.
- Robusta como criterio calificativo de la durabilidad de partes y piezas.



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

4. SISTEMAS DE LA PLANTADORA



El objetivo de analizar los sistemas que forman parte de la plantadora, es definir las funciones de los mismos de manera individual, el trabajo que deben realizar, las regulaciones necesarias, la durabilidad y resistencia de las partes más solicitadas. Con esto se pretende conocer la forma en que los sistemas se relacionan entre sí, para lograr un plantado eficiente y cumplir con los requerimientos de funcionamiento establecidos por el cliente.

4.1 Sistema plantador

El sistema de plantado de cualquier plantadora está compuesto por diferentes conjuntos, que cumplen trabajos individuales específicos, con sus propias características, y que aportan una función fundamental para el funcionamiento del sistema plantador.

4.1.1 Conjunto de corte

Es un conjunto de partes destinado a remover el suelo y cortar la maleza existente. Este conjunto asegura el correcto funcionamiento de los demás sistemas, absorbiendo las diferentes características del terreno, preparando la tierra para facilitar la tarea del abre surco.

Está formado por una cuchilla tipo turbo de 18”, con alta resistencia a la abrasión, con regulaciones en profundidad, y movimiento autoalineado. Además, cuenta con un fusible o zafe para que, al momento de encontrar algún obstáculo, este no rompa la cuchilla o alguna pieza del conjunto.

4.1.2 Conjunto zapata abre surco

Realiza la apertura del surco necesaria para permitir la colocación del plantín con mínima resistencia de entrada y libre de obstáculos, asegurando la correcta colocación del mismo en la posición necesaria para desarrollarse.

La zapata abridora puede ser de acero al boro o simplemente acero al carbono con aporte de metales anti abrasivos como son cromo-molibdeno, cromo-níquel u otros. Debe tenerse en cuenta la calidad de los materiales utilizados, y la posibilidad de intercambio de piezas de manera simple, sin tener que utilizar herramientas especiales.

La regulación se realiza solo en altura.



4.1.3 Conjunto nivelador

Permite regular el nivel del tren de plantado, asegurando el nivel correcto del mismo sobre el terreno, pudiendo actuar además como control de profundidad, para cumplir con los parámetros establecidos.

La regulación consiste en mayor o menor presión sobre el tren de plantado, actuando sobre un resorte de presión ubicado entre el bastidor y el cuerpo de plantado. Puede también disponer de un registro en la rueda niveladora para cambiar la profundidad de plantado.

4.1.4 Conjunto aporcador

El conjunto aporcador o tapador, permite tapar y compactar el suelo sobre el plantín, permitiendo además la realización de un camellón sobre la línea de plantado, brindando la cobertura necesaria para el desarrollo del plantín.

La regulación se realiza actuando sobre en ángulo de ataque de las ruedas, para brindar mayor cobertura sobre la línea de plantado. Además, se actúa en la presión sobre el terreno, para realizar la compactación entre el plantín y la tierra, eliminando las camas de aire que pudieran afectar el desarrollo del mismo.

4.1.5 Sistema dosificador

4.1.5.1 Conjunto brazos

Este es el encargado de transformar el movimiento rotacional de la rueda de mando a un movimiento específico del conjunto pinza, que le permita cumplir la función de trasladar el plantín desde la tolva hasta el surco de plantado.

El mecanismo que forma el brazo con sus 4 componentes principales, y que transforman el movimiento rotacional en un movimiento semielíptico específico, se lo obtiene considerando la ley de Grashof, y permite realizar un movimiento de traslado de plantín al surco con baja velocidad, y un movimiento de recuperación del sistema a mayor velocidad sin interferencias. Además, el movimiento giratorio de la manivela (brazo o eslabón 2), nos da la posibilidad de cambiar la densidad de plantado, solo alterando los rpm de la misma.

Para la construcción de los brazos se utilizan barras de acero rectangular, que le confieren la resistencia necesaria para realizar la tarea sin deformaciones.

Las regulaciones que se deben considerar son el alcance superior e inferior de la pinza en el plano vertical, y la ubicación relativa del brazo en el plano horizontal, además de la mencionada velocidad de giro de la manivela. Con estas regulaciones se consiguen las



ubicaciones precisas, tanto del punto de agarre del plantín en la tolva como el punto de colocación del mismo en el surco, a la profundidad necesaria.

Para este conjunto se realiza un cálculo cinemático y dinámico, a fin de detectar las velocidades de giro necesarias para obtener la densidad de plantines requerida por el cliente; y las fuerzas actuantes que nos brinden el momento torsor mínimo teórico para producir el movimiento en todo el giro de la manivela. Estos cálculos nos permiten además determinar la viabilidad del sistema para cumplir la función requerida y las condiciones de fabricación necesarias.

4.1.5.2 Conjunto pinza

La pinza es la unidad que selecciona, sujeta y extrae al menos un plantín de la tolva. La misma se encuentra montada en el extremo superior del conjunto brazos, la cual abre y cierra mediante un dispositivo que puede ser mecánico con resortes u otra tecnología, permitiendo tomar el plantín desde la tolva sin dañarlo, y depositarlo en el punto requerido del surco.

4.1.5.3 Conjunto tolva

La unidad tolva es la encargada de contener la capacidad técnica económica de plantado, y mantener el orden de los plantines durante todo el proceso, permitiendo que la pinza en su movimiento recoja al menos un plantín, sin alterar la disposición del resto ni permitir la pérdida de los mismos durante el movimiento de traslación del implemento.

Si bien no se contemplan regulaciones, debe poseer un mecanismo que sujeta los plantines para asegurar su orden y evitar las caídas.

4.1.6 Sistema de transmisión

4.1.6.1 Conjunto de mando

El mando es el encargado de tomar el movimiento de desplazamiento relativo con el suelo y dirigirlo al conjunto de transmisión. El valor del momento torsor transmitido por este, debe ser mayor al máximo valor consumido por el conjunto brazos, cuyo valor se determina en el cálculo dinámico.

Es importante reducir al mínimo el patinaje entre la rueda y el suelo, ya que esto puede alterar el proceso de plantado, no cumpliendo con la densidad deseada.

Las regulaciones se encuentran limitadas a la presión que ejerce la rueda de mando contra el suelo, por medio de un resorte vinculante.



4.1.6.2 Conjunto de transmisión

Es un conjunto de piñones, ejes, cadenas y estiradores, que transmiten el movimiento del conjunto mando al conjunto brazos, permitiendo cambios de relación de velocidades, para modificar la densidad de plantado hasta lograr la requerida por el usuario.

Las regulaciones para este conjunto deben permitir el cambio de dosificación y la tensión de las cadenas por parte de los estiradores.

4.1.7 Sistema hidráulico

El sistema hidráulico consta de dos cilindros hidráulicos, válvula reguladora de presión, válvula de bloqueo, mangueras y accesorios, que le confieran funcionalidad y seguridad.

El requerimiento de potencia hidráulica será dado por la presión y el caudal necesario para levantar el implemento cargado en un tiempo normal de funcionamiento.

En el diseño se contemplan tractores que dispongan como mínimo de una salida y retorno hidráulica de centro abierto (bomba hidráulica de caudal y presión constante).

La ubicación de las mangueras en el implemento será de manera fija sobre el bastidor, y sustentada con soportes en la lanza, con el nivel de protección que requiere la IRAM 8076.

4.1.8 Sistema chasis

4.1.8.1 Conjunto bastidor

El bastidor está formado por tubos conformados de acero con soldadura ERW, que le confieren resistencia estructural, con la capacidad de contener todos los sistemas o conjuntos, que forman la plantadora.

Es importantes destacar que el ancho de transporte del mismo no debe exceder lo permitido por el Decreto N° 779/96 y 714/96, reglamentarios de la Ley N° 24.449, para el traslado por caminos municipales, provinciales o nacionales, debiendo diseñar sistemas que se ajusten a los mismos, como son chasis plegables, etc.

La regulación del bastidor consta de un sistema tensor mediante una rosca, que le permite nivelar la posición del mismo respecto al terreno.

4.1.8.2 Conjunto de lanza

La lanza unificada de trabajo y transporte se encuentra construida de tubos conformados de acero soldados ERW. Su construcción simple permite actuar de manera



conjunta con la nivelación del bastidor, para asegurar la posición correcta del sistema de plantado.

Es importante considerar el ancho de transporte, si este excede el permitido, podrá adoptarse una lanza de punta exclusiva para transporte.

Además, posee con un pie de apoyo para permitir la operación de enganche y desenganche de manera simple y segura.

4.1.8.3 Conjunto de sustentación

Este conjunto debe permitir de manera simple y rápida, el paso del implemento de posición de transporte a trabajo o viceversa. El movimiento necesario se logra por un sistema mecánico trabajando en conjunto con el sistema hidráulico.

4.1.9 Accesorios

4.1.9.1 Barre cascotes

Este kit puede utilizarse de manera opcional cuando la cama de plantado no se encuentra debidamente preparada o las condiciones del terreno así lo requieran. Este accesorio permite despejar la zona de plantado de terrones, restos de ramas o pastos, permitiendo cuidar el plantín en el proceso de colocación del mismo.

La regulación es solo en altura, mediante registros de posiciones fijas.

4.1.9.2 Arrimadores

Los arrimadores son un opcional del sistema de plantado cuando las condiciones del terreno así lo requieran. Su uso permite asegurar la cobertura de tierra sobre el plantín y facilitar la tarea del aporcador, mejorando las condiciones para la germinación.

Las regulaciones son en altura, para poder aportar más o menos tierra sobre el plantín.

4.1.9.3 Marcadores

Los marcadores se usan para alinear y posicionar la plantadora en el lugar correcto de plantado y evitar la superposición de plantines. Se considera a este sistema como un opcional debido a que el usuario puede optar por tecnología de guía satelital.



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

5. DISEÑO EN INGENIERÍA



5.1 Criterios de diseño

Para poder diseñar primeramente se necesita entender que es el diseño, como se relaciona con los saberes, con el saber ser y con la ética profesional del Ingeniero en relación a otras áreas, a la seguridad de las personas y del medio ambiente.

Según el libro de Bernard J. Hamrock (2000), “Diseño es la transformación de conceptos e ideas en maquinaria útil, lo suficientemente resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, y realizable económicamente”.

Los procesos de diseño han sufrido transformaciones en los últimos años, siendo cada vez más eficientes, cambiando el enfoque de las habilidades individuales a las colectivas. Así se pasó del concepto de Ingeniería al otro lado de la pared, al enfoque de ingeniería concurrente.

En el primero, un diseñador aplicaba su habilidad sobre un producto, luego enviaba al mismo al otro lado de la pared, para continuar con el próximo paso en el desarrollo. Este proceso podía fluir de un departamento al otro hasta llegar al mercado, en un tiempo de varios meses.

El enfoque de ingeniería concurrente, que se utiliza en este proyecto, es un enfoque basado en el diseño como tarea multidisciplinaria, donde en la etapa de diseño existe un involucramiento simultáneo de muchas disciplinas, y no de manera secuencial. Con esto se logra minimizar los esfuerzos redundantes, acortar los tiempos en que el producto llega a los mercados, y aumentar la calidad a un costo considerablemente menor, logrando competitividad y eficiencia.

5.2 Coeficiente de seguridad

Un aspecto muy importante a considerar en cualquier diseño es saber cuándo el elemento va a fallar, esto se debe predecir de manera satisfactoria.

Puede considerarse como falla cuando suceden los siguientes:

- Cuando es completamente inoperante.
- Cuando aún es operable, pero es incapaz de desempeñar satisfactoriamente su función programada.
- Cuando un serio deterioro lo ha hecho poco confiable o inseguro para su uso continuo, requiriendo su desplazamiento del servicio para su reparación o reemplazo inmediato.

Una vez determinado los esfuerzos, deformaciones, desgastes, u otros que ocasionan la falla del elemento, se debe diseñar dimensionando cada elemento para que esto no suceda dentro de un tiempo de vida útil.



Para lograr que todos los elementos cumplan la función establecida, el ingeniero diseñador tiene el compromiso de que estos no fallen, cumpliendo su función, pero además que sean seguros para sus operadores o público en general.

Además del diseño eficiente, bajo normas de calidad, de seguridad, cumpliendo todos los requerimientos de funcionalidad y medioambientales, se debe considerar fenómenos no controlables o eventuales que escapan a los posibles análisis en el diseño; para esto se considera un *factor de seguridad*, el cual se expresa como:

$$F_s = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_d}$$

- σ_{perm} : Esfuerzo normal permisible
- σ_d : Esfuerzo normal de diseño

Para lograr un diseño adecuado, el coeficiente de seguridad debe ser $F_s > 1$.

Este valor tiene que ver con la experiencia del diseñador, quien a criterio determinará el F_s conveniente y cuyos factores fundamentales para su elección son el cuidado de la vida humana e incertidumbre ambientales.

Existen varios métodos que guían a la determinación del coeficiente según el análisis de diferentes situaciones; el método que se usa en este trabajo es el de Pugsley (Bernard J. Hamrock ,2000, p. 8), el que ilustra las preocupaciones en la selección del factor de seguridad, y usa la ecuación:

$$n_s = n_{sx} \cdot n_{sy}$$

- n_{sx} : Factor de seguridad que involucra características A, B y C.
- A: Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.
- B: Control sobre la carga aplicable a la parte.
- C: Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.
- n_{sy} : Factor de seguridad que involucra características D y E.
- D: Peligro para el personal.
- E: Impacto económico.



Para poder sacar el coeficiente de seguridad a utilizar, aplicando el método de Pugsley, es necesario entender y aplicar las siguientes tablas 5.2.1 y 5.2.2

Características		B =			
		mb	b	r	p
A = mb	$C = \begin{Bmatrix} mb \\ b \\ r \\ p \end{Bmatrix}$	1.1	1.3	1.5	1.7
		1.2	1.45	1.7	1.95
		1.3	1.6	1.9	2.2
		1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	$C = \begin{Bmatrix} mb \\ b \\ r \\ p \end{Bmatrix}$	1.3	1.55	1.8	2.05
		1.45	1.75	2.05	2.35
		1.6	1.95	2.3	2.65
		1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	$C = \begin{Bmatrix} mb \\ b \\ r \\ p \end{Bmatrix}$	1.5	1.8	2.1	2.4
		1.7	2.05	2.4	2.75
		1.9	2.3	2.7	3.1
		2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	$C = \begin{Bmatrix} mb \\ b \\ r \\ p \end{Bmatrix}$	1.7	2.15	2.4	2.75
		1.95	2.35	2.75	3.15
		2.2	2.65	3.1	3.55
		2.45	2.95	3.45	3.95

Tabla 5.2.1: Caracterización de factor de seguridad A, B y C – Libro Elementos de máquina Bernard Hamrock, pág. 9

Características	D =		
	ns	s	ms
$E = \begin{Bmatrix} ns \\ s \\ ms \end{Bmatrix}$	1.0	1.2	1.4
	1.0	1.3	1.5
	1.2	1.4	1.6

Tabla 5.2.2: Caracterización de factor de seguridad D y E – Libro Elementos de máquina Bernard Hamrock, pág. 9

Para utilizar estas tablas, en el caso de la tabla 5.2.1 se estima cada característica para una aplicación en particular como muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p), de esta forma se determina el valor de n_{sx} .

Para n_{sy} , se usa la tabla 5.2.2 en la que se tiene las condiciones muy seria (ms), seria (s) o no sería (ns).



Una vez se determinan los valores de n_{sx} y n_{sy} , se calcula n_s .

Para este caso, el cálculo del factor de seguridad a utilizar será:

- A = b, porque las calidades de los materiales no son representativas, bajo factor de mano de obra, no influye el mantenimiento.
- B = r, tiene baja posibilidad de sobrecargas.
- C = b, se conocen por pruebas anteriores y similitud de otras máquinas.

$$n_{sx} = 2,05$$

- D = ns, no presenta peligro.
- E = ns, no presenta impacto económico.

$$n_{sy} = 1$$

El factor de seguridad mínimo global a utilizar en los diseños de todos los componentes de la plantadora será:

$$n_s = 2,05 \times 1 = 2,05$$

Para cada sistema que compone la plantadora, se debe evaluar los esfuerzos particulares a los que están sometidos cada uno, pudiendo recalcular o incrementar el coeficiente de seguridad según corresponda. Como ejemplo se cita el cálculo del eje motriz del sistema extractor, el que está sujeto a un estado de carga dinámico, donde se considera un factor de seguridad extra de 1,8 a 2; valor incremental empírico tomado por profesionales del INTI para todos los esfuerzos que involucren cargas dinámicas; quedando el factor de seguridad total a utilizar en el eje motriz igual a:

$$Fs = n_s + Fs_{din} = 3,85$$



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

6. CÁLCULO CINEMÁTICO



Para realizar el movimiento del sistema dosificador, donde se toma los plantines desde la tolva y se los traslada hasta la posición requerida, para ubicarlos en el lugar preciso del surco, y luego retornar hacia la tolva para repetir el proceso; se requiere de un movimiento complejo, en lo posible más rápido en la recuperación del proceso, y más lento en el traslado del plantín, dando velocidades variables según la posición y brindando seguridad al proceso completo. Para este movimiento se consideran dos movimientos:

- El primero es el mecanismo circular existente en el viejo prototipo (Imagen 1.1, pág. 14); una estructura en la cual se coloca la pinza extractora de plantines, que además permite ubicar varias pinzas si así se lo requiera, para poder brindar mayor capacidad de plantado con una velocidad inferior de movimiento. Esta estructura permite un movimiento simple, fácil de calcular, y de construir.

En los análisis y pruebas realizados por profesionales del INTI, se observó que este sistema de movimiento presenta desventajas que lo hacen poco viable, ya que requiere de un espacio amplio para operar en todo el movimiento, un desgaste excesivo de las pinzas a la abrasión del suelo, al estar en contacto directo con el mismo, y la incorrecta colocación del plantín en el surco según los requerimientos del cliente.

- El segundo movimiento que se analiza constituye los mecanismos articulados, en particular el mecanismo de cuatro barras o eslabones; el que es útil en la generación de trayectorias con el cumplimiento de la teoría de Grashof, el cual afirma que, para un eslabonamiento plano de cuatro barras, la suma de las longitudes del eslabón más corto y el más largo, no pueden ser mayores que la suma de las longitudes de los dos eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa entre dos elementos sin interferencia.

Por todas las ventajas que representa el mecanismo articulado de cuatro barras respecto del mecanismo circular, se realizan todos los cálculos que permitan estudiar y analizar este último, para su posterior diseño y fabricación, como sistema extractor y plantador del nuevo prototipo.



6.1 Ley de Grashof (3)

Esta ley especifica que uno de los eslabones girará continuamente, en relación con los otros tres, solo cuando se cumple la siguiente relación:

$$s + l \leq p + q$$

Si no se satisface esta desigualdad, ningún eslabón efectuará una revolución completa en relación con otro (Imagen 6.1.1).

Si:

- “s” es la manivela, y es igual a 80 mm.
- “p” es la biela, y es de 135 mm.
- “l” es el balancín, y es de 140 mm.
- “q” es el brazo fijo, y vale 100 mm.

Estos valores puestos en la ecuación de Grashof da lo siguiente:

$$0,220 < 0,235$$

Como puede observarse, se cumple con la condición de continuidad necesaria para que el sistema de 4 eslabones produzca un giro completo sin interferencia en el movimiento.

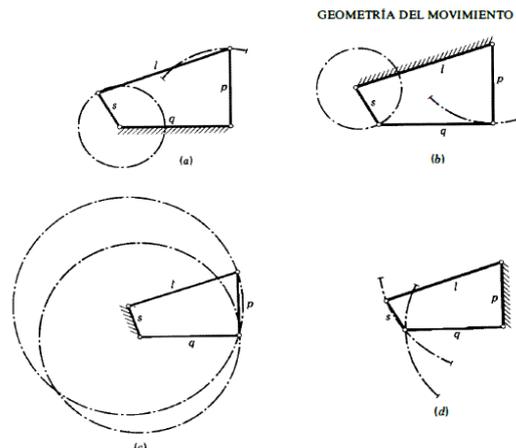


Imagen 6.1.1: Cuatro inversiones de la cadena de Grashof- Shigley, pág. 19



En el enunciado de la ley no interviene el orden en que se conectan las barras, ni cuál es la barra fija. De esta forma, existen varios mecanismos que se pueden formar dependiendo de la forma en que los eslabones se configuran, por ejemplo:

- Si el soporte del mecanismo es una de las barras adyacentes a la menor, la barra menor actúa de manivela y su opuesta de balancín (Imagen 6.1.1a).
- Si el soporte del mecanismo es la barra menor, las dos barras adyacentes a él actúan de manivelas (Imagen 6.1.1b).
- Cuando un mecanismo no cumple una de las condiciones anteriores, las dos barras que giran respecto al soporte, se comportan como balancines (Imagen 6.1.1c).
- Paralelogramo articulado: Mecanismo donde cada barra es igual a su opuesta (la barra soporte es igual a la biela y la barra conductora es igual a la barra conducida).

En este tipo de mecanismos las dos barras adyacentes al soporte son manivelas (Imagen 6.1.1d).

Los miembros se clasifican según el tipo de movimiento que ejercen en el sistema. Así, un miembro con un punto articulado fijo se denomina manivela si puede dar vueltas enteras, y balancín si solamente puede oscilar. Si el miembro no tiene ningún punto articulado fijo, recibe el nombre de biela o acoplador. Como se muestra en la Imagen 6.1.2.

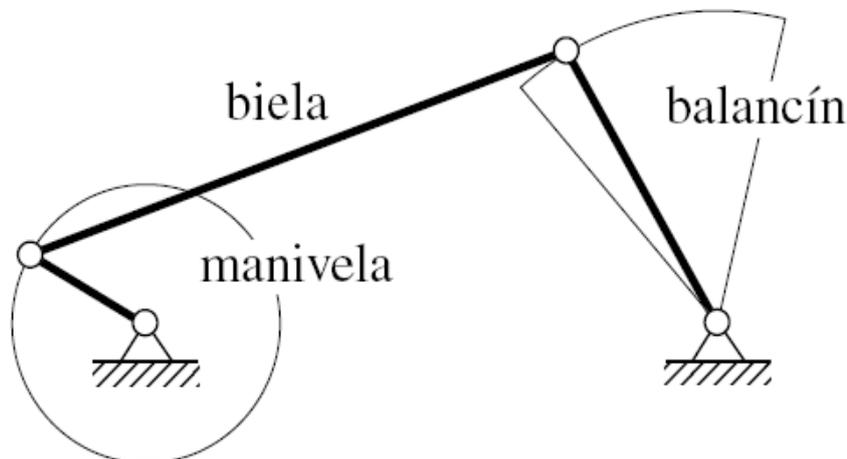


Imagen 6.1.2: Mecanismo con nomenclatura – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel

Es muy importante asegurar que la manivela de entrada pueda girar una revolución completa sin interferencias, para poder recibir el movimiento de nuestro sistema de transmisión.



6.2 Análisis de posición

Para el mecanismo planteado en el diseño del plantador, se necesita determinar las velocidades con la cual se mueve la pinza para poder analizar la factibilidad del sistema, ya que es la velocidad de esta la que realmente importa para determinar la viabilidad del mismo.

Para realizar este cálculo se cuenta con la velocidad de plantado requerida por el cliente, del orden de 6 km/h promedio. Además, se conoce la densidad de plantado, que también es un requerimiento del cliente, y es un plantín cada metro lineal; para este caso se usan dos conjuntos de brazos por cuerpo plantador, es decir que cada pinza debe colocar un plantín cada dos metros. Esto se realiza para reducir los condicionamientos cinemáticos del sistema mecánico de brazos.

Para calcular las velocidades del sistema extractor, es decir la velocidad que se mueve la pinza en su movimiento semielíptico, se deben conocer las posiciones relativas y las relaciones entre los eslabones que forman dicho mecanismo.

Para iniciar el análisis de posición se dispone de los valores conocidos:

- Posición inicial del mecanismo θ_2
- Longitudes de las barras r_1, r_2, r_3 y r_4 .

Existen métodos gráficos y analíticos para la determinación vectorial de la posición y la velocidad del sistema; pero aquí se usan las ecuaciones que da el método analítico del álgebra compleja.

Para entender la ecuación de cierre de las posiciones relativas de las barras, es importante considerar la nomenclatura de las mismas, lo que se observa en la imagen 6.2.1.

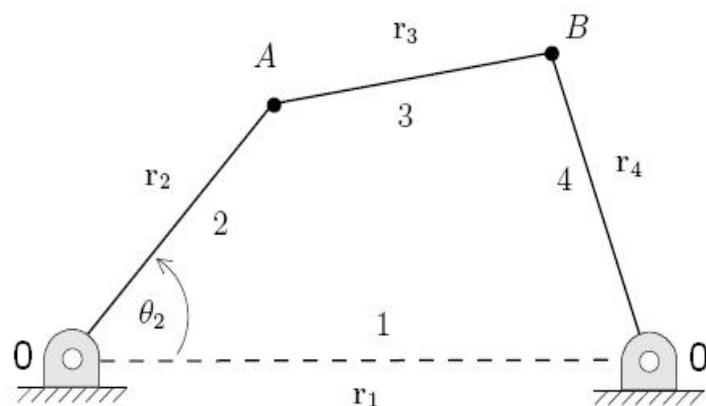


Imagen 6.2.1: Nomenclatura para el estudio de posición - Ing. Torres Reyes Víctor Manuel



Luego de realizar un análisis complejo que no se considera en este trabajo, se determinan las ecuaciones para el análisis de posición, donde interesa encontrar los valores desconocidos de θ_3 y θ_4 como sigue:

$$\theta_3 = \text{arc sen} \left[\frac{r_4 \text{ sen } \theta_4 - r_2 \text{ sen } \theta_2}{r_3} \right]$$

$$\theta_4 = - \text{arc cos} \left[\frac{r_3^2 - r_e^2 - r_4^2}{2 r_e r_4} \right] + \theta_e$$

Donde θ_e es la posición de un vector auxiliar r_e , y se determinan:

$$r_e = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2 r_1 r_2 \cos \theta_2}$$

$$\theta_e = \text{arc sen} \left[\frac{-r_2 \text{ sen } \theta_2}{r_e} \right]$$

Con estas ecuaciones se puede conocer la posición de cada barra del sistema en cualquier instante, solo conociendo las longitudes de las barras y la posición inicial.

La evaluación de las posiciones de los brazos, se realiza en dos rangos específicos y muy importantes para el análisis del sistema; ya que permiten evaluar los tiempos disponibles para cada operación, las velocidades y las aceleraciones, a fin de determinar si el diseño se ajusta a la posibilidad mecánica con las tecnologías existentes para su fabricación.

Las posiciones evaluadas son los puntos de extracción del plantín de la tolva, y los puntos de plantado en el surco. Para brindar márgenes de error a los mecánicos, en ambos casos se considera una tolerancia de $\pm 5^\circ$ en la posición de la manivela y las correspondientes posiciones de la biela o brazo soporta pinza.

Los ángulos de las posiciones de extracción y plantado son referidos a la posición de la manivela, y son:



- Posición de extracción de plantines, observada desde el lado de acción de la manivela.

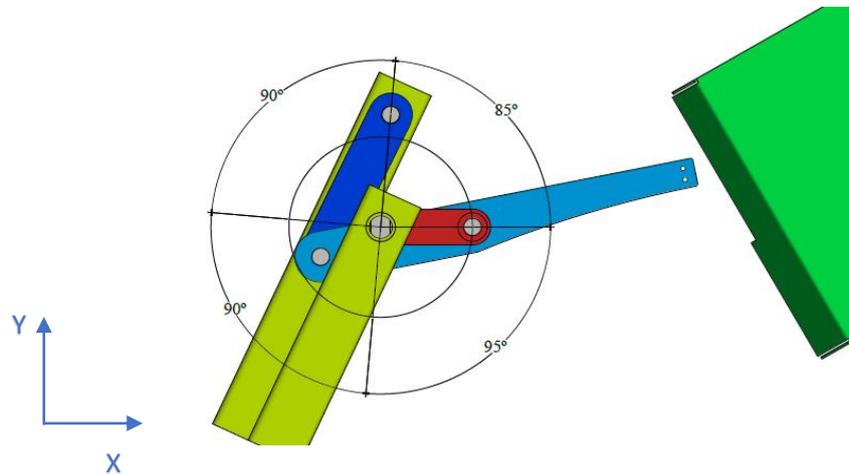


Imagen 6.2.2: Posición de extracción del plantín - Elaboración propia

En la imagen 6.2.2 puede observarse que el ángulo del eslabón 1 fijo es $\theta_1 = 85^\circ$ respecto al eje horizontal x , el que además no produce rotación por el movimiento de la manivela; pero es importantes establecer su valor en el sistema, ya que al referir el conjunto de brazos a un sistema de ejes cartesianos “ x e y ”, este ángulo es de vital importancia para los cálculos de posición, velocidad y aceleración.

A continuación se presentan los cálculos de las posiciones referidas a esta posición particular de la manivela, y corresponde a $\theta_2 = 275^\circ \pm 5^\circ$.

$\theta_1 (^\circ)$	$\theta_2 (^\circ)$	$\theta_e (^\circ)$	$\theta_3 (^\circ)$	$\theta_4 (^\circ)$
85	270	38,65	334,41	278,94
85	271	39,04	334,52	279,56
85	272	39,43	334,63	280,19
85	273	39,82	334,73	280,81
85	274	40,20	334,83	281,43
85	275	40,58	334,92	282,05
85	276	40,96	335,01	282,63
85	277	41,34	335,09	283,29
85	278	41,71	335,17	283,91
85	279	42,08	335,25	284,52
85	280	42,45	335,32	285,14

Tabla 6.2.1: Posición de extracción del plantín – Elaboración propia



En la tabla 6.2.1 puede observarse las posiciones relativas de cada eslabón según los grados de giro de la manivela o eslabón 2, que es el eslabón tractor del sistema.

Si se observan las ecuaciones puede verse que la posición del ángulo θ_1 es independiente al efectuar el cálculo de posición de θ_3 y θ_4 .

- Posición de plantado considerando la condición de inclinación del plantín, que según los estudios realizados por el INTA, se necesita que el mismo presente una posición respecto al suelo de $30^\circ \pm 1^\circ$, para obtener el mayor poder de germinación.

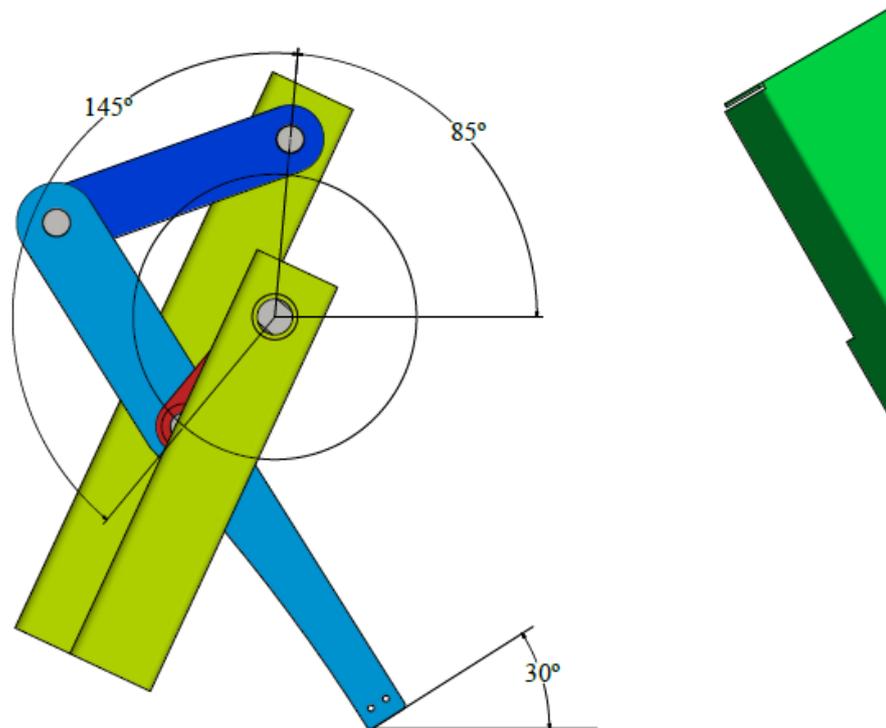


Imagen 6.2.3: Posición de plantado del brazo - Elaboración propia

El ángulo de la manivela en este caso es $\theta_2 = 145^\circ \pm 5^\circ$, y las posiciones relativas de los demás eslabones pueden observarse en la Tabla 6.2.2



$\theta_1(^{\circ})$	$\theta_2(^{\circ})$	$\theta_e(^{\circ})$	$\theta_3(^{\circ})$	$\theta_4(^{\circ})$
85	140	342,31	288,96	213,00
85	141	342,75	289,54	213,30
85	142	343,19	290,12	213,61
85	143	343,62	290,70	213,92
85	144	344,06	291,27	214,24
85	145	344,50	291,84	214,56
85	146	344,94	292,41	214,88
85	147	345,38	292,97	215,20
85	148	345,82	293,54	215,53
85	149	346,26	294,09	215,86
85	150	346,70	294,65	216,20

Tabla 6.2.2: Posición de plantado – Elaboración propia

6.3 Análisis de velocidades

Para realizar el análisis de velocidad se utiliza lo visto en el análisis de posición, haciendo simplemente la derivada con respecto al tiempo del vector de posición R, es decir:

$$\dot{R} = \frac{dR}{dt} = \frac{d}{dt} R e^{j\theta}$$

Si se considera el mecanismo de cuatro barras de la imagen 6.3.1, los valores de θ_3 y θ_4 son conocidos, entonces para calcular la velocidad de las barras y así determinar la velocidad en los puntos A o B, al conectar un elemento tractor al eslabón 2 o manivela.

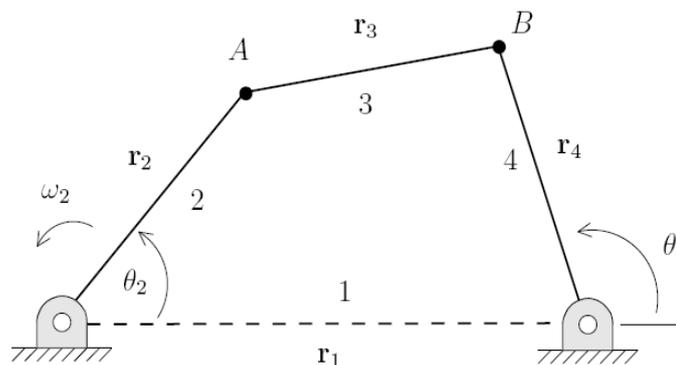


Imagen 6.3.1: Análisis de movimientos – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel

Las ecuaciones de cierre que describen el movimiento de las barras son:

$$\omega_3 = -\frac{r_2}{r_3} \omega_2 \frac{\text{sen}(\theta_4 - \theta_2)}{\text{sen}(\theta_4 - \theta_3)}$$



$$\omega_4 = -\frac{r_2}{r_4} \omega_2 \frac{\text{sen}(\theta_3 - \theta_2)}{\text{sen}(\theta_4 - \theta_3)}$$

El comportamiento de la velocidad del mecanismo queda completamente descrito una vez encontrados los valores de ω_3 y ω_4 , y las velocidades tangenciales en A o B se determinan fácilmente con las velocidades angulares y la longitud de las barras.

Para poder comprender como se aplican estas ecuaciones al diseño, se debe recordar las Imágenes 6.2.2 y 6.2.3, de la posición de extracción del plantín de la tolva y la de plantado. Los cálculos realizados de las velocidades angulares y tangenciales de cada eslabón pueden observarse en:

- Para la posición de extracción de la tolva:

θ_2 (°)	ω_2 (rad/s)	v2 (m/s)	θ_3 (°)	ω_3 (rad/s)	v3 (m/s)	θ_4 (°)	ω_4 (rad/s)	v4 (m/s)	ω_3' (rad/s)	v3' (m/s)
270	5,23	0,418	334,41	0,58	0,079	278,94	3,275	0,459	-0,58	-0,127
271	5,23	0,418	334,52	0,56	0,076	279,56	3,271	0,458	-0,56	-0,122
272	5,23	0,418	334,63	0,54	0,073	280,19	3,266	0,457	-0,54	-0,117
273	5,23	0,418	334,73	0,52	0,070	280,81	3,254	0,456	-0,52	-0,113
274	5,23	0,418	334,83	0,50	0,067	281,43	3,247	0,455	-0,50	-0,108
275	5,23	0,418	334,92	0,47	0,064	282,05	3,232	0,454	-0,47	-0,098
276	5,23	0,418	335,01	0,45	0,061	282,63	3,223	0,453	-0,45	-0,094
277	5,23	0,418	335,09	0,43	0,058	283,29	3,218	0,452	-0,43	-0,088
278	5,23	0,418	335,17	0,40	0,055	283,91	3,203	0,451	-0,40	-0,083
279	5,23	0,418	335,25	0,38	0,052	284,52	3,192	0,449	-0,38	-0,078
280	5,23	0,418	335,32	0,36	0,048	285,14	3,180	0,448	-0,36	-0,073

Tabla 6.3.1: Velocidad de extracción del plantín – Elaboración propia

Se observa que la velocidad de la manivela es constante, ya que recibe la misma del movimiento continuo de traslación del implemento, el que luego se transforma en movimiento rotacional constante, gracias al mando y las transmisiones.

Una variable importante a tener en cuenta es el tiempo que se tiene para poder tomar el plantín de manera correcta, sin alterar el resto de los plantines en la tolva. Si se considera el tiempo en relación con la velocidad constante de la manivela, el mismo se determina:

$$\theta_2 = \theta_{20} + \omega_2 \cdot t$$



Despejando, se obtiene el tiempo necesario para la ventana de extracción, $\theta_2 = 275^\circ \pm 5^\circ$, y es:

$$t = 0,0333 \text{ seg.}$$

Como puede observarse la velocidad al momento de extraer el plantín no es elevada, razón por la cual se considera factible la construcción del sistema mecánico planteado. Pero el tiempo que se tiene para realizar la operación de extracción es muy pequeño, lo cual limita el diseño y las tecnologías de fabricación. Esto podría elevar el costo de manufactura y de mantenimiento.

- Para la velocidad de plantado del brazo tenemos:

$\theta_2 (^\circ)$	ω_2 (rad/s)	v2 (m/s)	$\theta_3 (^\circ)$	ω_3 (rad/s)	v3 (m/s)	$\theta_4 (^\circ)$	ω_4 (rad/s)	v4 (m/s)	ω_3' (rad/s)	v3' (m/s)
140	5,23	0,418	288,96	3,05	0,412	213,00	1,59	0,222	-3,05	-0,663
141	5,23	0,418	289,54	3,04	0,410	213,30	1,60	0,225	-3,04	-0,660
142	5,23	0,418	290,12	3,02	0,408	213,61	1,62	0,227	-3,02	-0,657
143	5,23	0,418	290,70	3,01	0,406	213,92	1,64	0,229	-3,01	-0,653
144	5,23	0,418	291,27	2,99	0,404	214,24	1,65	0,232	-2,99	-0,650
145	5,23	0,418	291,84	2,98	0,400	214,56	1,67	0,234	-2,98	-0,646
146	5,23	0,418	292,41	2,96	0,398	214,88	1,69	0,237	-2,96	-0,643
147	5,23	0,418	292,97	2,94	0,395	215,20	1,71	0,239	-2,94	-0,639
148	5,23	0,418	293,54	2,93	0,393	215,53	1,73	0,242	-2,93	-0,636
149	5,23	0,418	294,09	2,91	0,391	215,86	1,74	0,244	-2,91	-0,632
150	5,23	0,418	294,65	2,89	0,388	216,20	1,76	0,247	-2,89	-0,628

Tabla 6.3.2: Velocidad de plantado – Elaboración propia

Puede observarse que la velocidad V3' en términos absolutos es mayor a la de extracción del plantín. Este hecho es aceptable debido a que el proceso de extracción debe realizarse de manera cuidadosa, para no ocasionar desorden en la tolva al momento de extraer los plantines, y que pudieran dificultar las posteriores extracciones.

Para realizar un análisis más profundo es necesario considerar la proyección de esta velocidad V3' sobre el eje x, y ver como es la misma respecto a la velocidad de desplazamiento de la plantadora.



La velocidad relativa es la velocidad que el plantín toma en el momento de plantado, debido a la diferencia entre la velocidad de desplazamiento de la plantadora de 6 km/h (1,667 m/s) y la velocidad del punto 3' del brazo en el plantado.

En la tabla 6.3.3 puede observarse que en el momento de realizar el plantado, la velocidad relativa es alta, lo que puede ocasionar problemas en el plantado, produciendo daños al plantín, una incorrecta colocación en el surco o rebotes que puedan dificultar la tarea de tapado de los mismos, ocasionando problemas en la germinación y el desarrollo. Este hecho debe tenerse en cuenta al momento de diseñar los sistemas mecánicos de viculación de los brazos, y especialmente el sistema de apertura y cierre de la pinza.

θ_2 (°)	v3' (m/s)	v3'x (m/s)	v3'y (m/s)	Vx maq. (m/s)	V relativ (m/s)
140	-0,663	-0,644	-0,160	1,66	-2,310
141	-0,660	-0,639	-0,165	1,66	-2,305
142	-0,657	-0,634	-0,171	1,66	-2,301
143	-0,653	-0,629	-0,176	1,66	-2,295
144	-0,650	-0,624	-0,182	1,66	-2,290
145	-0,646	-0,619	-0,187	1,66	-2,285
146	-0,643	-0,613	-0,192	1,66	-2,280
147	-0,639	-0,608	-0,197	1,66	-2,275
148	-0,636	-0,603	-0,202	1,66	-2,269
149	-0,632	-0,597	-0,206	1,66	-2,264
150	-0,628	-0,592	-0,211	1,66	-2,258

Tabla 6.3.3: Velocidad relativa de plantado – Elaboración propia

Para el cálculo del tiempo se consideran los valores de $\theta_2 = 145^\circ \pm 5^\circ$, así se obtiene un tiempo de $t = 0,0333$ segundos, igual al caso anterior; esto es debido a que ω_2 es constante y el rango considerado es de $\pm 5^\circ$, igual que el caso anterior.

6.4 Análisis de la aceleración

Una vez realizados los análisis de posición y velocidad en el mecanismo, es conveniente realizar el análisis de aceleración del mismo.

El análisis de aceleración es importante en el mecanismo, ya que las fuerzas a la que están sometidas los brazos son directamente proporcionales a las aceleraciones que estos experimentan.



Para encontrar las aceleraciones del mecanismo se utiliza la expresión de Euler para la velocidad obtenida anteriormente, derivando respecto al tiempo la expresión:

$$\dot{R} = \frac{dR}{dt} = \frac{d}{dt} R e^{j\theta}$$

Si se considera la imagen 6.4.1, donde se muestra un sistema de cuatro barras, del que se puede describir la ecuación:

$$r_2 + r_3 = r_1 + r_4$$

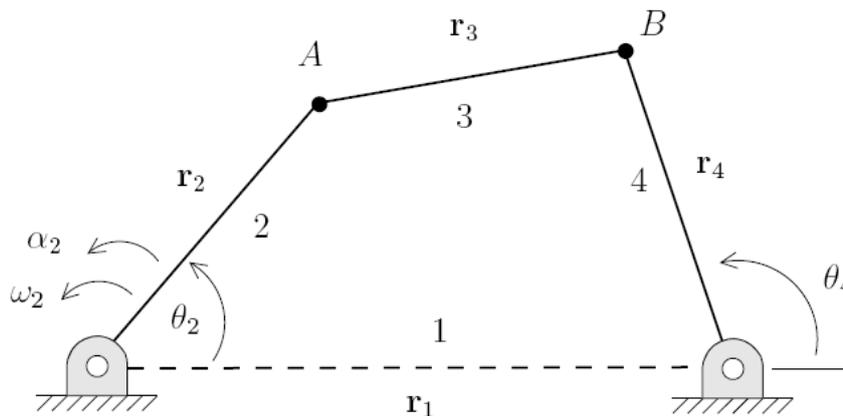


Imagen 6.4.1: Análisis de aceleraciones – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel

Resolviendo mediante álgebra compleja se obtiene:

$$\alpha_3 = -\frac{1}{r_3} \frac{A \cos \theta_4 - B \operatorname{sen} \theta_4}{\operatorname{sen}(\theta_3 - \theta_4)}$$

$$\alpha_4 = -\frac{1}{r_4} \frac{A \cos \theta_3 - B \operatorname{sen} \theta_3}{\operatorname{sen}(\theta_4 - \theta_3)}$$

De aquí surge una conclusión importante, y es que la aceleración del eslabón biela y del eslabón balancín dependen exclusivamente de las posiciones de ellos mismos, multiplicados por A y B que representan valores conocidos, y son:



$$A = -\omega_2^2 r_2 \cos \theta_2 + \alpha_2 r_2 \operatorname{sen} \theta_2 - \omega_3^2 r_3 \cos \theta_3 + \omega_4^2 r_4 \cos \theta_4$$

$$B = -\omega_2^2 r_2 \operatorname{sen} \theta_2 + \alpha_2 r_2 \cos \theta_2 - \omega_3^2 r_3 \operatorname{sen} \theta_3 + \omega_4^2 r_4 \operatorname{sen} \theta_4$$

El cálculo de las aceleraciones no parece ser un factor determinante a la hora de diseñar este dispositivo mecánico, ya que la velocidad brinda una idea exacta de las necesidades cinemáticas del sistema y de la ventana de tiempo necesaria para realizar el plantado de manera correcta; sin embargo el cálculo de las aceleraciones son importantes para el estudio dinámico del sistema.

A continuación se analizan para los puntos planteados anteriormente.

- Para las aceleraciones durante la extracción de plantines:

θ_2 (°)	α_2 (rad/s ²)	α_3 (rad/s ²)	a3tot (m/s ²)	α_4 (rad/s ²)	a4tot (m/s ²)
270	0,00	16,96	2,29	-5,76	1,70
271	0,00	16,80	2,26	-5,26	1,66
272	0,00	16,63	2,24	-4,76	1,63
273	0,00	16,44	2,21	-4,26	1,60
274	0,00	16,23	2,19	-3,75	1,57
275	0,00	16,01	2,16	-3,24	1,54
276	0,00	15,77	2,13	-2,73	1,51
277	0,00	15,52	2,09	-2,21	1,49
278	0,00	15,25	2,06	-1,69	1,47
279	0,00	14,97	2,02	-1,17	1,45
280	0,00	14,68	1,98	-0,64	1,43

Tabla 6.4.1: Aceleraciones durante la extracción – Elaboración propia

- Para las aceleraciones durante el plantado:

θ_2 (°)	α_2 (rad/s ²)	α_3 (rad/s ²)	a3tot (m/s ²)	α_4 (rad/s ²)	a4tot (m/s ²)
140	0,00	-24,88	3,58	10,35	1,49
141	0,00	-24,90	3,58	9,66	1,40
142	0,00	-24,91	3,58	8,98	1,31
143	0,00	-24,91	3,57	8,29	1,22
144	0,00	-24,89	3,57	7,60	1,13



145	0,00	-24,87	3,56	6,91	1,04
146	0,00	-24,83	3,55	6,22	0,95
147	0,00	-24,77	3,54	5,53	0,87
148	0,00	-24,71	3,53	4,84	0,79
149	0,00	-24,63	3,51	4,15	0,72
150	0,00	-24,54	3,50	3,46	0,65

Tabla 6.4.2: Aceleraciones durante el plantado – Elaboración propia

Como puede observarse, la aceleración de la biela (a_{3tot}) se mantiene prácticamente constante en todo su movimiento, tanto en el intervalo de extracción como en el de plantado, por lo que no representa un problema para el movimiento del plantín.

6.5 Conclusión cinemática

Puede afirmarse que el diseño de cuatro barras o eslabones articulados, puede realizarse satisfactoriamente como tecnología mecánica para el diseño y fabricación del sistema de brazo extractor/plantador, siempre que la fabricación se desarrolle con tecnologías y procesos que puedan satisfacer los requerimientos de precisión y calidad.

Para el caso de la pinza extractora, es importante destacar que el tiempo disponible para que la misma realiza de manera eficiente las operaciones previstas es muy pequeño. Este tiempo está relacionado con la velocidad de desplazamiento de la plantadora de 6 km/h y la densidad de siembra de 1 plantín cada dos metros lineales (utilizando dos unidades de sistema de brazos por cuerpo plantador). Si se cambia la condición de contorno o input de velocidad de desplazamiento a 1 km/h, el tiempo que tendría la pinza para realizar correctamente la extracción y/o el plantado sería de 0,2 segundos, lo que continúa siendo un tiempo muy pequeño para cualquier sistema mecánico de comando de apertura y/o cierre. Es decir que para el caso particular del diseño de la pinza agarra plantín, debido al poco tiempo disponible, y a las solicitaciones mecánicas necesarias para realizar las operaciones de forma repetitiva y precisa; se aconseja para la etapa posterior a este trabajo, utilizar actuadores neumáticos y microcontroladores para el comando de movimiento de apertura y cierre. No se recomienda la utilización de dispositivos mecánicos por rozamiento o rodadura. Además, se recomienda bajar la velocidad de desplazamiento a 1 km/h y utilizar más de dos conjuntos de brazos plantadores por cuerpo plantador.



7. CÁLCULO DINÁMICO



Para realizar el análisis dinámico y obtener el par mínimo necesario para mover el mecanismo de barras, en cada grado de giro de la manivela, se analiza cada barra por separado estudiando las fuerzas que se aplican en cada una de ellas.

7.1 Análisis dinámico de brazos

El cálculo y análisis dinámico del eslabonamiento formado por las cuatro barras, se realiza para los ángulos comprendidos entre 0° y 360° . Con esto se pretende conocer cuál es el par motor a utilizar en la manivela para asegurar el movimiento continuo del sistema. Además, se usa este par calculado para establecer un par de diseño a utilizar en todos los elementos mecánicos de las transmisiones. Es importante aclarar que como el análisis se realiza grado a grado, puede tenerse un par máximo, y no ser el valor que se considere para el diseño de los componentes debido a la poca duración que este pueda tener, y así evitar un sobredimensionamiento en los diseños que se realicen.

Considere la imagen 7.1.1; el análisis se inicia con el eslabón 4 y se determinan las fuerzas F' , que son las fuerzas del primer subíndice sobre el segundo. Estas se deben a $-m_4 \cdot A_{g4}$, haciendo caso omiso de los efectos del eslabón 3.

Tomando momento en O_4

$$\sum M_{O_4} = (r_{g4O_4}) \times (-m_4 \cdot A_{g4}) + (-I_4 \cdot \alpha_4) + (r_4 \times F'_{34}) = 0$$

Como se conocen los vectores de posición, masas, momentos de inercia y aceleraciones, se puede saber el valor de la fuerza F'_{34} , sabiendo que tiene la misma dirección que el eslabón 3.

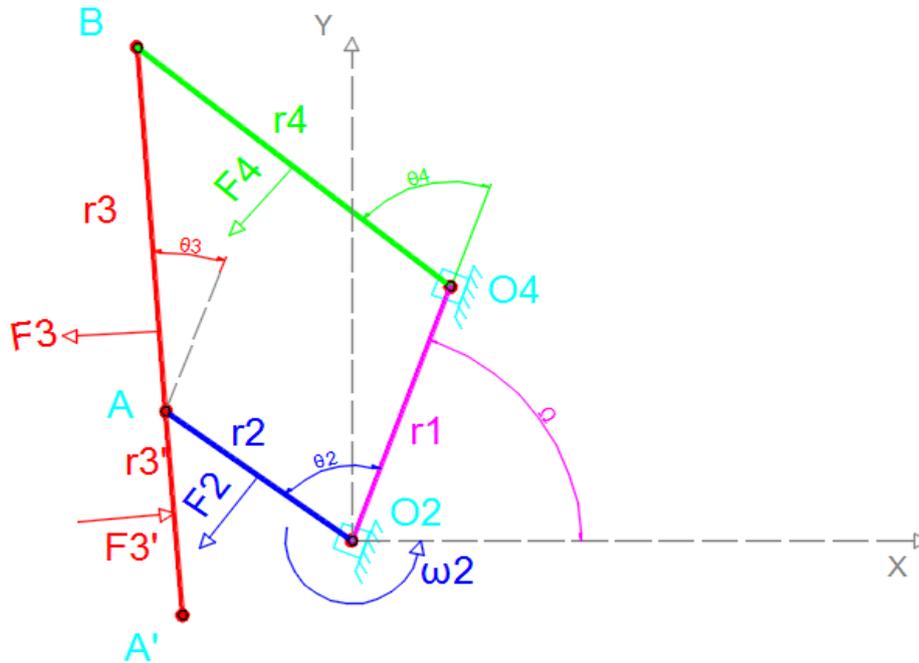


Imagen 7.1.1: Sistema de brazos - Elaboración propia

A continuación, se suman todas las fuerzas actuantes sobre el eslabón 4, obteniendo:

$$\sum F_4 = F'_{34} + (-m_4 \cdot A_{g4}) + F'_{14} = 0$$

Así se puede saber el valor de la fuerza F'_{14}

Pasando al eslabón 3, se supone que las fuerzas F'' , que son las fuerzas que se deben al segundo subíndice sobre el primero; y se deben solo a $-m_3 \cdot A_{g3}$ y $-m'_3 \cdot A'_{g3}$, sin considerar el eslabón 4, ni otras fuerzas externas aplicadas.

Tomando momentos en A

$$\begin{aligned} \sum M_A &= (r_{g3A}) \times (-m_3 \cdot A_{g3}) + (r'_{g3A}) \times (-m'_3 \cdot A'_{g3}) \\ &+ (-I_3 \cdot \alpha_3) + (-I'_3 \cdot \alpha_3) + (r_3 \times F''_{43}) = 0 \end{aligned}$$

Se puede calcular F''_{43} , ya que se conocen todos los términos, además la dirección es la misma que r_4 .



Luego se realiza la suma de las fuerzas vectorialmente, obteniendo:

$$\sum F_3 = F''_{43} + (-m_3 \cdot A_{g3}) + (-m'_3 \cdot A'_{g3}) + F''_{23} = 0$$

Nuevamente se puede conocer el valor de la F''_{23}

Con las fuerzas calculadas, se realiza la suma vectorial en A, B y O_4

En A se tiene:

$$F_{23} = F'_{23} + F''_{23} = F'_{34} + F''_{23}$$

Así mismo:

$$F_{32} = -F_{23}$$

Luego en B se tiene:

$$F_{43} = F'_{43} + F''_{43} = -F'_{34} + F''_{43}$$

Luego se hace:

$$F_{34} = -F_{43}$$

Por ultimo en O_4 se tiene:

$$F_{14} = F'_{14} + F''_{14} = F'_{14} + F''_{43}$$

Para el eslabón 2, se tiene:

$$F_{14} = -F_{32}$$

Se puede calcular la fuerza actuante en el eslabón 2, que es la que interviene en el par necesario para producir el movimiento, entonces:

$$\sum M_{O2} = r_2 \times F_{32} + T_2 = 0$$

$$T_2 = -r_2 \times F_{32}$$

Así se puede calcular el par T_2 necesario para poder suministrar el movimiento continuo al sistema.



Los cálculos grado a grado del movimiento de la manivela (eslabón 2), pueden observarse en anexo II página 120. De estos cálculos se obtiene un valor T_2 máximo, que solicita el sistema (par mínimo necesario motriz para obtener el cambio de inercia del ángulo) para cada unidad plantadora, pero al ser solo en un intervalo de pocos grados, no se considera este valor para el diseño.

Para realizar el diseño de los elementos, el par T_2 que se considera surge de realizar la media entre el valor máximo y el valor medio de todos los pares obtenidos en el cálculo grado a grado, así se obtiene:

$$T_2 \text{máximo} = 40,40 \text{ N.m}$$

$$T_2 \text{media} = 1,004 \text{ N.m}$$

$$T_2 \text{diseño} = 20,69 \text{ N.m}$$

Este criterio se adopta debido a que el par necesario desde los 0° hasta 340° es menor a 1 N.m, luego crece progresivamente hasta llegar al máximo valor de 40,40 N.m a los 356° , y decrece nuevamente hasta llegar a ser menor a 1 N.m a los 360° .

Este par de diseño se considera suficiente para mover una unidad de brazos de manera continua, ya que además se dispone de la inercia del movimiento del sistema de transmisión para superar el momento donde el par necesario es mayor a 20,69 N.m, formado por el intervalo que va desde los 351° a los 357° . Por otro lado, debe considerarse la utilización para el diseño del coeficiente global de seguridad de 2,05 y el factor de seguridad dinámico de 1,8, brindando un margen de seguridad de diseño de 3,85. Esto se hace para no sobredimensionar el sistema en el diseño de los componentes por la interferencia en un intervalo de 7° sobre los 360° de giro.

Para realizar el diseño de la cadena de mando en particular, debe considerarse que cada cuerpo plantador dispone de dos sistemas de brazos plantadores, y que el implemento plantador dispondrá de cuatro cuerpos plantadores, siendo una unidad de mando que transformará el movimiento de avance del implemento a rotacional para los ocho sistemas de brazos; entonces se considera para este caso un par resistente de cálculo de ocho veces el par de diseño. Es importante destacar que para los cálculos no se consideran los rozamientos propios de los brazos ni de los demás sistemas que componen el movimiento, como son las transmisiones.

Por otro lado, para el cálculo del eje motriz de los brazos se utiliza solo un par de diseño calculado, afectado por los coeficientes de seguridad antes mencionados.



8. COMPONENTES DE TRANSMISIÓN



8.1 Diseño de ejes

Normalmente se designa de forma genérica como “ejes” tanto a los ejes propiamente dichos, que tienen la peculiaridad de que no giran, es decir no transmiten par, como a los árboles que si giran y transmiten par. En el proyecto se dispone de ambos, ejes y árboles, pero debido a las bajas velocidades de los árboles, en este proyecto se referirá simplemente como ejes en ambos casos.

La mayoría de los ejes se diseñan en bloques, para facilitar el montaje, o sí se pretende minimizar la mecanización, pueden realizarse de un mismo diámetro, siempre con características de ensamble apropiadas; teniendo la justificación mecánica desde el punto de vista resistente.

Para el caso de diseño en bloques, es importante que el número de los mismos no sea demasiado alto, para disminuir la posibilidad de fisuras en los cambios de sección y reducir los costes de fabricación.

Para realizar los cálculos existen muchas teorías con mayor o menor complejidad y exactitud, pero a fines prácticos solo se utilizan en este proyecto dos teorías, aplicables a materiales dúctiles; una para calcular: la Teoría de Energía de Distorsión; y la otra para verificar: el Código ASME basado en la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.

Para el criterio de fluencia en materiales dúctiles, se considera que la deformación es:

$$\varepsilon \geq 0,05.$$

Además:

$$S_{yt} = S_{yc} = S_y$$

- S_y : Resistencia a la fluencia.
- S_{yt} y S_{yc} : Resistencia a la fluencia en tensión y compresión respectivamente.

Es importante destacar que la resistencia depende del material a utilizar, hecho que puede observarse en la tabla A20, página 1004, del libro Shigley (2001). “Teoría de máquinas y mecanismos”, la cual se encuentra en Anexo I tabla I, página 90.



8.1.1 Teorías para el cálculo del diámetro mínimo necesario del eje motriz.

En el proyecto solo se calcula el eje motriz del sistema brazos, donde se utiliza un acero ANSI 1045 HR, es decir laminado en caliente, cuyas características pueden observarse en la tabla I antes mencionada.

Para realizar los cálculos del diámetro, se considera que el eje motriz se encuentra solicitado por el par de diseño aplicado a ambos extremos, es decir un par tractor y un par resistente. Además, se aplican dos fuerzas virtuales de 50 Newton cada una, aplicadas en ambos extremos.

Teoría de Energía de Distorsión (ED)

En el plano:

$$\sigma' = [\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2]^{1/2}$$

$$\sigma' = [\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2]^{1/2}$$

Si se considera un eje, el esfuerzo en “y” es cero, quedando la expresión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Además, se puede representar:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Si se sabe que:

$$\sigma_x = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot r^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot r^3}$$

Entonces se obtiene:



$$r^3 = \frac{n}{S_y} \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Para este caso el radio del eje es:

$$R = 7,87 \text{ mm}$$

Comprobación mediante el código ASME

Por definición:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

La máxima tensión de corte en un eje sometido a flexión y torsión es:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Dónde:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

- τ_{max} : Tensión máxima de corte, obtenida por el círculo de Mohr, en $\frac{Kg}{cm^2}$
- σ_x : Tensión de flexión, $\frac{Kg}{cm^2}$
- τ_{max} : Tensión de torsión, $Kg.cm$

De la teoría del esfuerzo de corte máxima, se deriva la utilizada por el Código ASME para transmisiones por ejes; esta define una tensión de corte permisible, dada por el menor valor de las siguientes ecuaciones:

$$\tau_d = 0,30 S_{yt}$$

$$\tau_d = 0,18 S_{ut}$$



- τ_d : Máxima tensión de corte permitida.
- S_{yt} : Tensión de fluencia.
- S_{ut} : Tensión de rotura.
- C_m : Coeficiente de choque.
- C_t : Coeficiente de fatiga.
- M: Momento flector, *Kg.cm*.
- T: Momento torsor, *Kg.cm*.
- d: Diámetro del eje macizo, *cm*.

Si se reemplaza en las ecuaciones, se obtiene:

$$\tau_d = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}$$

De esta ecuación se despeja el diámetro, y se obtiene la ecuación del código ASME para una situación sin pandeo:

$$d^3 = \frac{5,1}{\tau_d} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2}$$

Los valores de C_m y C_t se obtienen de la tabla:

	Tipo de carga	C_m	C_t
Eje estacionario	Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
	Carga aplicada de repente	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
Eje giratorio	Carga aplicada gradualmente	1,5	1,0
	Carga constante	1,5	1,0
	Carga aplicada de repente, choque ligero	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
	Carga aplicada de repente, choque fuerte	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Tabla 8.1.1: Valores de C_m y C_t – Apuntes Instituto Superior Politécnico, pág.6



Si se toma $C_m = 1,75$ y $C_t = 1,25$ queda el diámetro del eje motriz:

$$D = 1,41 \text{ cm}$$

Para la selección del diámetro real a utilizar en el diseño del eje motriz, basado en los diámetros calculados, y si además se considera un posible diseño mecánico que permita la apertura y cierre del sistema de pinza (no se aconseja), resulta prudente tomar un diámetro normal mayor al calculado, siendo este de 19,05 mm o 3/4". Que además nos permita luego adoptar elementos estándar del mercado.

8.2 Cálculo y selección de piñones y cadena de transmisión

Las cadenas presentan ciertas ventajas para la transmisión de movimientos en implementos agrícolas respecto a la transmisión por correa o engranajes. Si bien en la actualidad en las transmisiones de los implementos agrícolas se imponen la utilización de motores hidráulicos o eléctricos tipo paso a paso; una de las condiciones impuestas por el cliente (INTA) para el desarrollo de la plantadora, es que sea sencilla, robusta y económica, accesible para cualquier tractor existente en el campo actualmente; razón por la cual las transmisiones se hacen con cadenas y discos dentados.

Algunas de las ventajas que presentan las cadenas en el ámbito agrícola y por lo cual son aún muy utilizadas:

- Compacta y duradera
- Permite trabajar con menores distancias entre centros
- Son poco sensibles al medio que trabajan
- Fácil de arreglar y mantener

Existen diversas normas de fabricación para cada tipo de cadena, para este caso se utilizan las normas DIN 8188, IRAM 5184 o ANSI (ex ASA) B29-1, que normaliza el uso de cadenas de rodillos con dimensiones en pulgadas.

A continuación, se calcula la cadena a utilizar en la aplicación de transmisión de mando, definiendo primeramente la rueda de mando y la relación de transmisión.



Los cálculos se realizan en la hoja de cálculo Excel Análisis de Brazos, de manera vinculante con el resto de los cálculos realizados, y figuran en el anexo II página 134.

Elección del número de dientes del disco dentado Z1 de la rueda de mando motriz

La elección de Z1 puede realizarse mediante gráficas con la relación de transmisión, con tablas que da el número de dientes recomendado o simplemente por experiencia; siempre se debe elegir un número impar, debido a que generalmente el número de eslabones de una cadena es par, esto producirá un desgaste uniforme en ambos elementos.

Número de dientes recomendados	17	19	21	23	25
--------------------------------	----	----	----	----	----

Tabla 8.2.1: Número de dientes recomendados - Apunte Ing. A R Odetto, pág. 7

Así se escoge Z1 de 19 dientes.

El cálculo de Z2 puede obtenerse de la relación de transmisión requerida o como en este caso, por la elección de Z2 directamente para lograr una velocidad final.

La relación de transmisión para la cadena cinemática primaria se obtiene mediante el requerimiento de plantado, el cual debe colocar un plantín cada dos metros, a una velocidad entre 5 y 7 km/h.

Según los cálculos realizados en anexo II página 133, se establece una cadena cinemática primaria con una relación de transmisión de i .

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$
$$i = \frac{19}{21} = 1,105$$

Elección del paso de la cadena de mando

Para la elección del paso de la cadena de mando, se recurre a ábacos que dan la relación entre la potencia que puede transmitir cada paso en relación con la velocidad del piñón en rpm, para esto se usa la tabla I.2 del anexo I página 92, extraído del manual de SYL-KANA (www.sylpanama.com), página 10.



Para la selección de la cadena se considera un factor de servicio f_s que afecta a la potencia a transmitir; se debe recordar que son ocho unidades de plantado a considerar, entonces la potencia efectiva es:

$$N = N_o * f_s$$

$$N = 919,87 \text{ W} = 1,25 \text{ HP}$$

El factor de servicio se extrae de la tabla dada en el apunte de cátedra de “Elemento de Máquina”, del ingeniero A.R. Odetto, pág. 7.

Características del implemento	N° de dientes del piñón				
	17	19	21	23	25
Constante	1.1	1.0	0.9	0.85	0.75
Medianamente impulsiva	1.7	1.5	1.4	1.3	1.2
Altamente impulsiva	2.2	2.0	1.8	1.7	1.6

Tabla 8.2.2: Factor de servicio f_s – Odetto, pág. 7

Para este caso se selecciona una cadena de mando ASA 60 (3/4”), la que puede transmitir hasta 1,7 HP sin problemas, a una velocidad de alrededor de 45 rpm.

Además, se considera que cada paso de cadena tiene asociada velocidades máximas para obtener resultados óptimos de duración y bajo nivel de ruido. Para ello se utiliza como referencia la tabla dada en el apunte de Cátedra de “Elemento de Máquina”, del Ingeniero A.R. Odetto, pág. 6, donde se observa que la velocidad de la cadena de mando es muy inferior a la velocidad de referencia máxima, por lo que no se tiene efectos asociados a la velocidad.

N° ASA	35	40	50	60	80	100
Paso (“)	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4
n_{1max}	3620	2712	1927	1457	941	652

Tabla 8.2.3: Velocidades máximas para cadenas – Odetto pág.6

Cálculo de la capacidad de carga de la cadena

En funcionamiento normal una cadena puede producir diferentes fallos como son los desgastes en las articulaciones y dientes de ruedas o rotura por fatiga. Para determinar la posibilidad de ocurrencia de estos fallos, se emplea el cálculo de capacidad de carga, que puede



hacerse mediante la fuerza útil que transmite, según la presión específica que puede soportar o según la potencia útil que puede transmitir.

Aquí se usa el criterio de presiones del libro “Elementos de máquina”, Dobrovolski, Capítulo XX, pág. 455.

Presión que se genera en la articulación

Si se considera que [p] es la presión admisible en las articulaciones y “p” es la presión en la articulación, debe cumplirse:

$$p \leq [p]$$

Si llamamos a:

- F: Fuerza útil (N)
- N: Potencia efectiva (W)
- V: Velocidad periférica (m/s)
- p: Presión en el rodillo
- A: Área resistiva (mm²)

Si la velocidad es:

$$V = \frac{Z_1 * t * n_1}{60000}$$

Con los valores anteriores resulta que:

$$V = 0,27 \text{ m/s}$$

Ahora la fuerza que transmite la cadena es:

$$F = \frac{N}{V}$$

$$F = 2874,3 \text{ N}$$

El área A resistiva proyectada depende del paso de la cadena y del tipo de cadena, Anexo I tabla I.6, página 95, y para este caso:

$$A = 105 \text{ mm}^2$$



Ahora se puede calcular “p”

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

$$p = 27,37 \text{ N/mm}^2$$

Si $[p] = 36 \text{ MPa (N/mm}^2)$, según tabla 19.3 pág. 366 del libro de Dobrovolski o Anexo I tabla I.6, página 93, para el paso y los rpm del piñón.

$$27,37 \leq 36$$

“Verifica buenas condiciones”

Para la selección del tamaño de la cadena de la transmisión secundaria, solo se reduce dos calibres a la cadena de transmisión de mando, es decir se utiliza para la transmisión secundaria una cadena ASA 40.

Vale aclarar que puede considerarse utilizar para la transmisión secundaria, una cadena de menor calibre, ya que para la cadena de mando se considera ocho unidades de brazos; pero debido a la oferta y disponibilidad del mercado, no solo en cadenas, sino también en discos dentados, se adopta medidas comúnmente utilizadas en implementos agrícolas y de fácil obtención.

8.3 Cálculo del rodamiento del eje motriz del sistema de brazos

La utilización de rodamientos o bujes está relacionada con las condiciones de trabajo de cada aplicación; como se sabe los rodamientos soportan y guían los movimientos con mayor precisión y menor fricción que los bujes, además de ser elementos estándar, fácil de mantener o reemplazar.

En esta aplicación se usan rodamientos de inserción, ya que las direcciones de las cargas son principalmente perpendiculares a los ejes considerados. Los rodamientos solo se colocan en los ejes que soportan la manivela y el balancín, con soportes de fundición tipo P o SY, es decir soportes de pie.

La selección se hace para el eje de la manivela, que está más solicitado por ser el eslabón tractor en el sistema; y para el eje del balancín, se adopta los mismos rodamientos que en la manivela, a modo de simplificar las unidades de repuestos en caso de cambio de unidades.



Para la selección e identificación de los rodamientos, se utiliza la página de SKF: www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802a2b8f-13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units_tcm_12-129182.pdf (abril 2021). Aquí se selecciona el tamaño de rodamiento a usar según el diámetro del eje de diseño, características técnicas, posibilidad en el mercado, etc.

Mostrar en: Sistema métrico Sistema imperial Ordenar por: Diámetro del agujero d

Designation	Dimensiones principales						Capacidad de carga básica		Velocidad (límite ¹) [r/min]	Designaciones Adapter sleeve
	d [mm]	t _i	D [mm]	B ₁ [mm]	B [mm]	C [mm]	C _d [kN]	C _s [kN]		
YAR 204-012-2F	19.05		47		31	14	12.7	6.55	8 500	
YAR 204-012-2LPW/5S	19.05		47		31	14	10.8	6.55	5 000	
YAR 204-012-2LPW/ZM	19.05		47		31	14	12.7	6.55	5 000	
YAR 204-012-2RF	19.05		47		31	14	12.7	6.55	5 000	
YAR 204-012-2RF/HV	19.05		47		31	14	10.8	6.55	5 000	
YAR 204-012-2RFGR/HV	19.05		47		31	14	10.8	6.55	5 000	
YAT 204-012	19.05		47		25.5	14	12.7	6.55	8 500	
YEL 204-012-2F	19.05		47	43.7	34.2	14	12.7	6.55	8 500	
YET 204-012	19.05		47	30.5	21	14	12.7	6.55	8 500	

Imagen 8.3.1: Posibilidad de selección de rodamientos - Catálogo SKF

Como ya se dijo, se tiene que las cargas axiales no son importantes, por lo que se selecciona un rodamiento de bolas de inserción YAT 204-012, que junto al soporte de fundición SY3/4 TF, conforman una unidad específica para el uso en ejes de transmisión, ya que son unidades con propiedades autoalineables y totalmente blindadas para el uso en ambientes extremos.

Es importante destacar que, para realizar una selección técnica, justificada y segura tanto en funcionalidad como en durabilidad, es necesario cumplir ciertos lineamientos específicos brindados por las Normas y los fabricantes que aquí no se detallan.



Las características técnicas y dimensionales de la selección son:



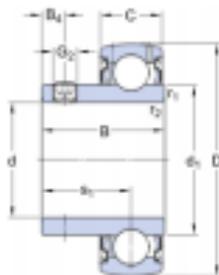
YAT 204-012 Rodamientos de inserción

Rodamientos de inserción

Datos de los rodamientos
 Tolerancias,
 tabla 1, tabla 2,
 Juego radial interno,
 Aro interior estándar, Otros
 rodamientos

Consideraciones de diseño
 Tolerancias del eje

Especificación técnica



DIMENSIONES

d	19.05 mm
D	47 mm
B	25.5 mm
C	14 mm
d ₁	+ 28.2 mm
B ₄	4.5 mm
r _{1,2}	min. 0.6 mm
s ₁	18.3 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	12.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.28 kN
Velocidad límite1)		8 500 r/min
Factor de cálculo	f ₀	13

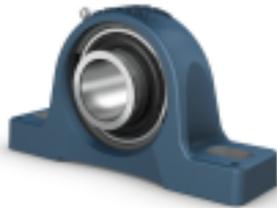
Imagen 9.3.2: Características técnicas YAT - Catálogo SKF



Generado desde [sitio] el [fecha]

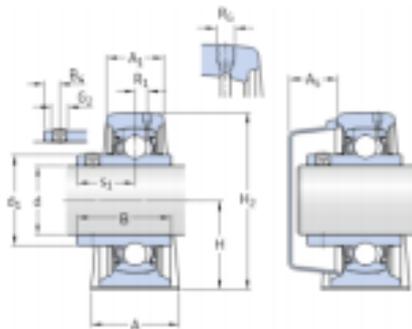
SY 3/4 TF Soportes de pie con rodamientos de bolas

Soportes de pie con rodamientos de bolas



Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	ISO
Purpose specific	For material handling applications
Material del soporte	Fundición
Sealing solution	Standard seals with additional flingers



DIMENSIONES

d	19.05 mm
d ₁	≈ 28.2 mm
A	32 mm
A ₁	21 mm
A ₅	20.5 mm
B	31 mm
B ₄	4.5 mm
H	33.3 mm
H ₁	14 mm
H ₂	64.5 mm
J	97 mm
J	max. 106 mm
J	min. 88 mm

Imagen 9.3.3: Características técnicas SY - Catálogo SKF



8.4 Discos dentados

El cálculo de los discos dentados se realiza de manera general en el anexo II página 135, utilizando las tablas del anexo I tablas I.3 y I.4, página 93 y 94. Los cálculos se realizan según el paso y el número de dientes utilizados en cada transmisión.

Transmisión de mando

Para la rueda de mando se utiliza un disco dentado tipo A, Z1 de 19 dientes para cadena 3/4", es decir ASA 60, con agujeros para ser fijados a la maza de la rueda de mando, la cual debe ser pedida para tal fin.

Transmisión primaria

El disco dentado Z2 de 21 dientes, para cadena ASA 60, conducido de la transmisión de mando, será quien transmita la potencia al eje que lo soporta. Este eje es metálico SAE 1045, de tipo hexagonal de 1" de diámetro, con tratamiento anticorrosivo tipo cincado; por lo tanto, tendrá maza de centro hexagonal con sujeción mediante prisionero, al igual que el disco motriz de la transmisión secundaria.

El eje hexagonal se fija a soportes de chapa PFL206, con rodamientos de inserción autocentrantes tipo KRRB6 206, que tienen un centro hexagonal de 1" (25,4 mm).

Transmisión secundaria

La misma consta de un disco dentado Z3 de 21 dientes, para cadena ASA 40, con maza de centro hexagonal de 1", idéntico a disco dentado Z2; y de un disco Z4 de 20 dientes, con maza de centro redondo, acorde al alojamiento del eje motriz del sistema de brazos.

Es importante destacar que todos los discos dentados utilizados en las cadenas de transmisión son discos estándar, con o sin mecanizado previo según planos, y de dientes templados.



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

9. CÁLCULO ECONÓMICO



9.1 Criterios de evaluación

La evaluación económica es muy importante para determinar la viabilidad del proyecto, ya sea para los productores agropecuarios o las empresas que decidan fabricar el producto. En ambos casos se puede determinar fácilmente si el negocio es rentable y cuál es el tiempo de retorno de la inversión realizada.

Para el caso de un productor agropecuario que decida comprar una plantadora, los costos totales de inversión y plantado deben ser comparados con las utilidades que brinda el plantado de pasturas agámicas en un periodo determinado, que en este caso se considera de 5 años.

Para el caso de un fabricante se debe considerar el potencial de ventas de la plantadora que justifica la inversión en el desarrollo y fabricación.

9.2 Análisis económico

El análisis económico se realiza considerando los beneficios del plantado de pasturas agámicas junto a otros aspectos importantes, y brinda una idea concreta de por qué conviene plantar pasturas agámicas y porque hacerlo mecánicamente.

En primer lugar, se considera los beneficios desde el punto de vista del ganado, mediante información suministrada por profesionales del INTA, donde se señala los bajos índices productivos y reproductivos que ostenta la ganadería de cría bovina en el NEA, y que es en promedio es de 0,5 a 0,7 vacunos/hectárea/año, lo que arroja un aproximado de 40 kilogramos de carne útil/hectárea/año (según datos del INTA 2018). Si se considera que con la implantación de pasturas agámicas se podrá incrementar a 2 vacunos/hectáreas/año, arrojaría una ganancia aproximada de 133 kilogramos de carne útil/hectárea/año, lo cual representa una productividad claramente superior a la conseguida con pajonales naturales. Para realizar este análisis se considera una media de 0,6 vacunos/hectárea/año, y un precio de 1,59 USD/kg vivo en pie; así se obtiene la siguiente comparativa:

<i>Vacunos/ha</i>		<i>Kilogramos carne/ha/año</i>		<i>USD/año</i>	
<i>Natural</i>	<i>Agámicas</i>	<i>Natural</i>	<i>Agámicas</i>	<i>Natural</i>	<i>Agámicas</i>
0,6	2	40	133	63,68	212,27

Tabla 9.2.1: Capacidad estadística de vacunos/hectárea/año – Elaboración propia



Puede observarse que la ganancia es aproximadamente de 148 USD/ha/año, lo que representa un incremento de productividad anual de más del 300%.

Un segundo análisis puede hacerse mediante la comparativa de los costos de plantado de pasturas agámicas versus la siembra de pasturas forrajeras.

Las pasturas agámicas poseen un costo de plantines/hectárea que ronda el 25% del costo de las semillas forrajeras megatérmicas en promedio. Como desventaja es la dificultad del plantado que hasta el momento debe hacerse de forma manual, debiendo plantar alrededor de 10.000 plantines/hectárea, pero que en términos reales representan un costo de 25 USD/hectárea, solo de plantines, incluida la producción, selección, cosecha y transporte de los mismos hasta el campo; versus el costo de la semilla forrajera, que es de 100 USD/hectárea aproximadamente. Esta última posee como ventaja los diferentes medios mecánicos de siembra como son las sembradoras al voleo, sembradoras a chorrillo o de grano fino, que se observan a continuación:



Imagen 9.2.1: Sembradora al voleo - Imagen de internet



Imagen 9.2.2: Sembradora a chorrillo – Imagen de internet



Puede agregarse que los costos de preparación del terreno también son diferentes, tanto entre los diferentes modos de siembra de pasturas forrajeras como así también entre pasturas forrajeras y agámicas, donde estas últimas necesitan poca preparación (dos pasadas cruzadas de rastra), mientras que la siembra de pasturas forrajeras necesita una buena preparación de la cama de siembra para obtener los mismos resultados que las pasturas agámicas.

Aun suponiendo que los costos de plantado y de siembra son iguales, es decir, combustible, horas hombre, etc., se puede afirmar con este análisis que los beneficios de las pasturas agámicas son al menos dos:

- Un ahorro por costo de semilla por hectárea de USD75,00
- Mayor rendimiento de pasto por mejor resistencia a cambios climáticos y adaptabilidad de suelos

Un tercer análisis se basa en la ventaja de realizar la plantación de pasturas agámicas de forma mecánica, y que es la base de este proyecto. Según datos basados en estudios del INTA, la plantación mecánica cuadruplica la capacidad de plantación manual, la que fue medida por técnicos del INTA en 0,06 hectáreas/hora hombre, en promedio; y se estima que la capacidad de plantación, con 4 módulos o unidades de plantado, es de 0,5 hectáreas/hora plantadora, utilizando un operario tractorista. No se consideran los demás operarios que puedan ejercer en ambos casos una tarea de logística dentro o fuera del campo.

Con los datos de los ensayos a campo y las estimaciones consideradas por el mencionado organismo, se puede calcular la capacidad de plantado anual de cada alternativa, sus costos en moneda dura, considerando para ambos casos la ventana de plantado óptima.

La ventana de plantado se da en los meses de octubre y noviembre, para que los plantines puedan lograr el enraizado y las plantas puedan desarrollarse durante todo el verano; así obtenemos que:

<i>Ventana de plantado por año</i>					
<i>Octubre</i>			<i>Noviembre</i>		
<i>Días</i>	<i>Horas/día</i>	<i>Horas disponibles</i>	<i>Días</i>	<i>Horas/día</i>	<i>Horas disponibles</i>
21	8	168	21	8	168

Tabla 9.2.2: Ventana de plantado anual - Elaboración propia



Si se considera la ventana de plantado y las horas que podrían utilizarse para realizar el plantado por año, tanto de manera manual como de manera mecánica, utilizando un solo operario en ambas situaciones, se puede estimar los costos de mano de obra anual para ambos casos y la cantidad de hectáreas plantadas.

Para los costos de mano de obra de los operarios, se considera el convenio colectivo de trabajo de UATRE para la siembra manual de horticultura, al no existir una específica para la siembra manual de pasturas: www.uate.org.ar/attach/resol/2021_57.pdf, y para los operarios tractoristas: www.uate.org.ar/attach/resol/2021_05.pdf; si se transforma el jornal diario a moneda dura (USD), se obtiene:

<i>Costos de mano de obra</i>	<i>\$</i>	<i>USD</i>
<i>Trabajador manual</i>	2.534,85	26,90
<i>Trabajador tractorista</i>	2.844,12	30,19

Tabla 9.2.3: Costo manos de obra según UATRE – Elaboración propia

Obteniendo:

Costo plantado manual y mecánico según la capacidad por ventana de plantado

<i>Tipos de plantado</i>	<i>Has/H.H.</i>	<i>Ha/año</i>	<i>USD/M.O./día</i>	<i>USD/M.O./año</i>	<i>USD/ha/año</i>
<i>Plantado manual</i>	0,06	20,16	26,90	1.129,95	56,04
<i>Plantado mecánico</i>	0,50	168	30,19	1.267,81	7,54

Tabla 9.2.4: Costo plantado manual y mecánico según la capacidad - Elaboración propia

Aquí se observa la capacidad de aprovechamiento de la ventana de plantado, y la manera que impacta en el costo por hectárea plantada. Además, es importante destacar que en los análisis de VAN y TIR que se realiza, existen distintas opciones entre plantado en campos propios y servicios de plantado a terceros, los que contribuyen significativamente en la rentabilidad de la compra del implemento plantador.



Desde el punto de vista del fabricante, según sondeos realizados por el INTA a productores ganaderos, se estima una tasa de crecimiento de superficies implantadas de 5000 has/año; si se considera que estas operaran 8 horas/día, desde lunes a viernes inclusive, durante los meses de octubre y noviembre, que es la época recomendada para la plantación de todas las pasturas; se podría obtener la cantidad de plantadoras posibles a comercializar por año, que son alrededor de 25 unidades. Así para el segundo año se tendría 25 equipos más para ampliar la superficie total implantada en un 100%, resultando así 50 unidades colocadas en el mercado en los dos primeros años, lo que resulta un claro beneficio para los productores ganaderos y para los fabricantes de implementos agrícolas.

<i>Proyección</i>		<i>1er</i>	<i>2do</i>	<i>3er</i>	<i>4to</i>	<i>5to</i>
<i>Ventas</i>	<i>Implementos / año</i>	25	25	25	25	25
<i>Plantado</i>	<i>Has/año</i>	5.000	5.000	5.000	5.000	5.000
<i>Acumulados</i>	<i>Implementos / año</i>	25	50	75	100	125
	<i>Has/año</i>	5.000	10.000	15.000	20.000	25.000

Tabla 9.2.5: Proyección de ventas de implementos por año acumulado – Elaboración propia

Como puede observarse los beneficios del desarrollo de la plantadora de pasturas agámicas, no solo es para el productor ganadero y la producción de carnes, sino también sobre la generación de mano de obra en la industria metalmecánica, teniendo un impacto real sobre las economías regionales.

9.3 Costo de fabricación y valor de venta de la plantadora

El costo de los materiales de fabricación y mano de obra necesarios para llevar a cabo el proyecto, se realiza en función de los datos obtenidos de planimetría y/o antecedente de proyectos anteriores.

En este caso se realiza una estimación por parte del personal técnico del INTI, a fin de disponer a priori de costos para poder realizar el proyecto de financiación de desarrollo; razón por la cual no existen datos precisos, solo valores aproximados en función de la experiencia de los mismos, y estos son:



<i>Detalles</i>	<i>Valores (USD)</i>
<i>Bastidor, lanza, sustentación, sistema hidráulico</i>	1.250,00
<i>Cuerpos de plantado y transmisión mecánica</i>	2.000,00
<i>Mano de Obra y consumibles</i>	3.250,00
<i>Costo total de fabricación</i>	6.500,00
<i>Rentabilidad esperada</i>	2.600,00
<i>Precio de venta</i>	9.100,00

Tabla 9.3.1: Costos de fabricación y precio de venta - Elaboración propia

9.4 Cálculo económico

El análisis de rentabilidad de cualquier proyecto debe realizarse a priori, ya que lo que se desea saber es si el dinero invertido podrá ser recuperado en un plazo establecido, o si conviene invertir en otro proyecto o inversión.

Para evaluar la rentabilidad del proyecto se ha considerado el criterio económico-financiero TIR (Tasa Interna de Retorno) y el VAN (Valor Actual Neto). El TIR del proyecto se obtiene mediante igualar a cero el VAN, dicho en forma matemática, el VAN es:

$$VAN = \sum_{n=1}^{n=n} \frac{FF_n}{(1-i)^n} - I_0$$

Donde:

- VAN: Valor Actual Neto.
- n : Es el período considerado.
- FF_n : Flujo de fondo del período n . (Los ingresos menos los egresos del período).
- i : Es la tasa de descuento considerada.
- I_0 : Es la inversión inicial.

Vale la pena conocer que representa el valor de “ i ” (tasa de descuento), y saber que la misma será una estimación, ya que no es fácil saber cuánto representa el dinero futuro en el actual.

Un método simple para estimar el valor de “ i ” es considerar tres elementos; el coste de recursos financieros, la prima de riesgo de nuestra inversión y el efecto de la inflación.



Analizando el coste de recursos financieros se observa que no es lo mismo para todos los casos, es decir el coste financiero de utilizar nuestro dinero no es el mismo que utilizar dinero de un banco o de inversionistas, tampoco si se usan ambos recursos a la vez.

Para el caso de usar recursos propios, se debe comparar la inversión con otro modo de inversión como por ejemplo intereses por plazo fijo, y este será el “costo financiero”.

Cuando se analiza la prima de riesgo se necesita calcular el riesgo de la inversión, para esto se usa una inversión de referencia, y si la inversión tiene mayor riesgo que la de referencia, se exige una mayor rentabilidad, lo que significa aumentar la “tasa de descuento”. En el caso estudiado no se considera riesgosa la inversión, ya que beneficia directamente la producción.

Cuando se refiere a la inflación esperada, se utilizan los pronósticos que establecen las autoridades, pero en caso de no poder predecir la inflación, se puede utilizar una tasa de descuento nominal, pero en el caso estudiado se considera que la inflación de la moneda dura es cero.

Entonces, estimado el valor de “i”, se calcula el VAN para luego escribir matemáticamente la definición del TIR.

$$VAN = 0 = \sum_{n=1}^{n=n} \frac{FF_n}{(1 - TIR)^n} - I_0 = 0$$

Debido a las diferentes alternativas de recupero que ofrece la compra de la plantadora de pastura agámicas por parte de un productor ganadero, se calcula el VAN y TIR simulando alternativas de uso, a fin de encontrar en cada caso si la compra es o no rentable, y cuál de ellas es la mejor manera de recuperar y ganar dinero en el menor plazo posible.

El análisis se realiza mediante la simulación en Excel, logrando distintos plazos de recupero según la forma en que se trabaje con la plantadora. Surgen así tres posibilidades de trabajo según la estructura organizacional de cada productor o grupos de productores asociados, pudiendo utilizarse la plantadora para plantar pasturas agámicas en campos propios, brindar servicios de plantado a terceros, o solamente brindar servicios de plantado sin tener campo propio.

Para este análisis se utiliza la máxima capacidad de plantado por año prevista para la plantadora, y que es un máximo de 168 hectáreas en la ventana de plantado óptima.

A su vez se utiliza como medida de variación mínima, la capacidad de plantado manual, que es aproximadamente 20 hectáreas por año.



El análisis del costo del plantín plantado se realiza considerando el costo del mismo, la logística, los rendimientos globales, costos de labranza mínima y de plantado, resultando un costo por plantín de 0,018 USD/unidad o 234,2 USD/ha. El detalle de estos cálculos puede verse en el anexo II página 142.

Se estima que el precio de venta de la plantadora rondará los 9.100 USD, y que se recuperaría la inversión de la compra de la misma, en función de las diferentes alternativas de explotación, que varían según las hectáreas plantadas y las hectáreas de servicios realizadas a terceros. Así obtenemos varias alternativas de trabajo, donde en todas ellas resulta rentable el negocio si se considera un horizonte de recupero de 5 años.

A continuación, se presenta el caso de compra de una plantadora para trabajar solo 20 hectáreas el primer año, que es la capacidad de plantado que se puede hacer de manera manual por año, sin realizar más plantado en años sucesivos. La ganancia se representa por los USD/Kg/has/año, y es de USD 2.971,80.

Flujo de proyecto		Valores USD/ha	Cant. has	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Egresos (USD)	Compra Implemento	-9.100		-9.100					
	Plantines y plantado	-234,20	20	-4.684,60					
Subtotal egresos (USD)				-13.784,60					
Ingresos (USD)	Kg/ha/ año	148,6	20		2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8
	Servicios/ha Por año	46,8	0		0	0	0	0	0
Subtotal ingresos (USD)					2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8
Flujo acumulado del proyecto				-13.784,6	-10.812	-7.841	-4.869	-1.897	1.074

Tabla 9.4.1: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia

Como tasa de descuento se usa el interés que podría obtenerse de un plazo fijo en dólares en el Banco de la Nación Argentina. Si se usa el simulador online: (<https://www.bna.com.ar/SimuladorPlazoFijo/SubInterna/PlazoFijo?subInterna=SimuladorPlazoFijoDolares>), puede observarse el monto en USD que recibe por esa inversión.



Simulador Plazo Fijo Dólares Banco Nación Argentina

Canal	Sucursal	Electrónico o Web
Plazo	365 días	365 días
Capital	U\$S 13.784	U\$S 13.784
Intereses ganados	U\$S 241,22	U\$S 241,22
Monto total	U\$S 14.025,22	U\$S 14.025,22
TNA	1,75%	1,75%
TEA	1,75%	1,75%

Imagen 9.4.1: Simulación plazo fijo en USD – Recorte página Banco Nación Argentina

Ahora si se considera una inversión total de USD13.784,60 y una tasa de descuento de 1,75 % anual, se obtiene el siguiente cuadro de Flujo de fondos:

Años	Egresos (USD)	Ingresos (USD)	FN (USD)	$(1+i)^n$	$FN/(1+i)^n$ (USD)
Año 0	-9.100		-9.100	1,0000	-9.100
	-4.684,6		-4.684,6		-4.684,6
Año 1		2.971,8	2.971,8	1,0175	2.920,7
Año 2		2.971,8	2.971,8	1,0353	2.870,4
Año 3		2.971,8	2.971,8	1,0534	2.821,1
Año 4		2.971,8	2.971,8	1,0719	2.772,5
Año 5		2.971,8	2.971,8	1,0906	2.724,9
Flujo Neto	-13.784,6	14.858	1.074,2		324,9

Tabla 9.4.2: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia

Si se usa Excel para los cálculos de VAN y el TIR de la inversión:

VAN	324,9
TIR	2,08%

Tabla 9.4.3: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia



Si ahora se realiza un análisis para un productor que planta 20 hectáreas y además realiza el plantado de 20 hectáreas a otros productores en todos los años sucesivos, se obtiene:

Flujo de proyecto		Valores USD/ha	Cant. has	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Egresos (USD)	Compra Implemento	-9.100		-9.100					
	Plantines y plantado	-234,20	20	-4.684,60					
Subtotal egresos (USD)				-13.784,60					
Ingresos (USD)	Kg/ha/ año	148,6	20		2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8	2.971,8
	Servicios/ha Por año	46,8	20		936,9	936,9	936,9	936,9	936,9
Subtotal ingresos (USD)					3.908,7	3.908,7	3.908,7	3.908,7	3.908,7
Flujo acumulado del proyecto				-13.784,60	-9.875,9	-5.967,2	-2.058,5	1.850,2	5.758,8

Tabla 9.4.4: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia

Años	Egresos (USD)	Ingresos (USD)	FN (USD)	$(1+i)^n$	$FN/(1+i)^n$ (USD)
Año 0	-9.100		-9.100	1,0000	-9.100
	-4.684,6		-4.684,6		-4.684,6
Año 1		3.908,7	3.908,7	1,0175	3.841,5
Año 2		3.908,7	3.908,7	1,0353	3.775,4
Año 3		3.908,7	3.908,7	1,0534	3.710,5
Año 4		3.908,7	3.908,7	1,0719	3.646,6
Año 5		3.908,7	3.908,7	1,0906	3.583,9
Flujo Neto	-13.784,6	19.543,4	5.758,8		4.773,3

Tabla 9.4.5: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia

VAN	4.773,3
TIR	10,26%

Tabla 9.4.6: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia



Si se considera un productor que compra el Implemento para sumar una unidad de negocio a su empresa, mediante el plantado a otros productores como servicio a terceros. Puede observarse que la rentabilidad se obtiene alrededor de las 60 hectáreas por año, así se obtiene:

Flujo de proyecto		Valores USD/ha	Cant. has	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Egresos (USD)	Compra Implemento	-9.100		-9.100					
	Plantines y plantado	-234,20	0	0,0					
Subtotal egresos (USD)				-9.100					
Ingresos (USD)	Kg/ha/ año	148,6	0		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	Servicios/ha Por año	46,8	60		2.810,8	2.810,89	2.810,8	2.810,8	2.810,8
Subtotal ingresos (USD)					2.810,8	2.810,8	2.810,8	2.810,8	2.810,8
Flujo acumulado del proyecto				-9.100	-6.289,2	-3.478,5	-667,7	2.143,0	4.953,8

Tabla 9.4.7: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia

Años	Egresos (USD)	Ingresos (USD)	FN (USD)	$(1+i)^n$	$FN/(1+i)^n$ (USD)
Año 0	-9.100		-9.100	1,0000	-9.100
	0,0		0,0		0,0
Año 1		2.810,8	2.810,8	1,0175	2.762,4
Año 2		2.810,8	2.810,8	1,0353	2.714,9
Año 3		2.810,8	2.810,8	1,0534	2.668,2
Año 4		2.810,8	2.810,8	1,0719	2.662,3
Año 5		2.810,8	2.810,8	1,0906	2.577,2
Flujo Neto	-9.100	14.053,8	4.953,8		4.245,1

Tabla 9.4.8: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia

VAN	4.245,1
TIR	11,83%

Tabla 9.4.9: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia



9.5 Conclusión económica

Si solo se planta el equivalente a la capacidad de plantado manual de 20 hectáreas por única vez, la compra de la plantadora de pasturas agámicas es rentable en un periodo de 5 años, comparada con la colocación del mismo monto en un plazo fijo en dólares en Banco Nación Argentina; ya que el TIR calculado es mayor a 1,75%. Además, el VAN es positivo, es decir se cubre la inversión y se gana dinero.

Es importante destacar que esta situación representa la condición de menor uso del implemento, la que se considera igual a la cantidad plantada de manera manual en un año.

Por otro lado, la compra de la plantadora para crear una nueva unidad de negocio para un productor que ya posea estructura productiva, como ser tractores u otros medios necesarios para la producción; requiere realizar un servicio de alrededor de 60 hectáreas todos los años para considerar rentable la compra de la misma.

En el anexo II página 143 o en la hoja de cálculo Excel TIR-VAN V2, se presentan más alternativas de plantado en el primer año y para la realización de servicios a terceros. No se considera la opción de plantar más hectáreas en los años subsiguientes, lo cual puede ser otra posibilidad de análisis.



Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Reconquista

Proyecto Final
Docentes: Mgter. Ing. Daniel Antón – Esp. Ing. Gabriel Colman
Plantadora de Pasturas Agámicas
Ariel Luis Muchiut

10. IMPACTO AMBIENTAL



10.1 Aspectos relevantes del impacto ambiental del proyecto

El impacto ambiental que puede tener la incorporación de pasturas agámicas en los sistemas productivos, tiene un efecto positivo para el medio ambiente, ya que revierte el proceso de degradación de la condición forrajera y pérdida de biodiversidad en el pastizal natural, condición existente en la actualidad en amplias áreas de la región. Esta degradación se produce porque la presión de pastoreo se aplica sobre las especies de la intermata del pajonal, produciendo una disminución de la frecuencia/abundancia de las mismas en la comunidad vegetal. Se evitaría además la quema de la vegetación como practica ampliamente extendida entre los productores para el aprovechamiento del rebrote de pajonal, con sus efectos negativos en la emisión de CO₂, la seguridad de las personas, la contaminación de aire, y sobre la fauna nativa.



11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS



En el análisis realizado, se consideran dos unidades de sistemas plantadores, conformadas por un conjunto de brazos y pinza, por cada cuerpo plantador. Con esto se pretende disminuir las velocidades del sistema de brazos, y lograr que cada uno deposite un plantín cada dos metros, aunque como sistema, realice el plantado cada metro lineal, como lo solicita el cliente.

El análisis cinemático demuestra que aun con dos unidades de brazos y pinzas por cuerpo plantador, las velocidades son un condicionante en el diseño de los mecanismos que realizan la extracción y el plantado, con lo cual se considera excluyente la adopción de la tecnología mecánica en el diseño de apertura y cierre de las pinzas. Debido a esto, se recomienda al cliente para la etapa de diseño de todos los componentes de la plantadora, el reemplazo de la tecnología mecánica prevista para la pinza, por un sistema neumático o eléctrico con un microcontrolador, y con sus correspondientes sensores; que le permitan actuar a las velocidades calculadas, y poder realizar las tareas de selección y extracción, como también de plantado, sin exigir el sistema, lo que ocasionaría daños prematuros en los componentes, sin lograr la funcionalidad, durabilidad, rendimientos o eficiencias solicitadas por el cliente.

A su vez se puede afirmar que, para el diseño y construcción de los brazos, la tecnología mecánica considerada en el proyecto es aceptable, ya que describe el movimiento necesario para realizar las tareas impuestas, siendo el diseño considerado, simple, robusto, fácil de construir y económico. Solo se recomienda que la fabricación se realice bajo las consideraciones de precisión consideradas en los planos.

Por otra parte, se deja para la ingeniería de detalle, lograr los diseños de todos los conjuntos y sistemas que componen la plantadora, para cumplir con las exigencias normativas de cada región.



BIBLIOGRAFÍA

- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008) “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”. Mc Graw Hill.
- Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson y Steve R. Schmid, (2000). “Elementos de máquina”. Mc Graw Hill.
- Joseph Edward Shigley y John Joseph Uicker Jr (2001). “Teoría de máquinas y mecanismos”. Mc Graw Hill.
- Ing. A. R. Odetto. Apuntes de Catedra “Elementos de Máquina” UTN FRR (2021).
- Libardo Vanegas Useche (2009). “Diseño de árboles”. Universidad Tecnológica de Pereira, Facultad de Ingeniería Mecánica, Diseño I y II.
- Manuel Francisco Polanco Puerta (2007). “Maquinaria y Mecanización Agrícola”. Universidad Nacional Abierta y a distancia.
- Gumersindo Clemente Martínez (2014). “Laboratorio virtual de un mecanismo manivela-balancín”.
- Ing. Arturo castillo Ramírez (2005). “Cinemática de las máquinas”. Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Facultad de Ingeniería.
- Salvador Cardona Foix y Daniel Clos Costa (2001). “Teoría de máquinas”. Ediciones UPC.
- Laura Nogales Jiménez (2013). “Diseño y análisis de una pinza de agarre con sistema retráctil”.
- Intermecc, productos mecánicos para transmisión de potencia. “Piñones y cadenas”. Obtenido en https://www.intermecc.com.co/pinones_cadena.php (marzo 2021)
- Ing. Pablo Daniel Longhi (2021). “Material Análisis Económico - Parte 2” Obtenido en <https://frrq.cvg.utn.edu.ar/mod/folder/view.php?id=9468&forceview=1>
- Dr. Manuel Castro Tato (2001). “El Valor Actual Neto (VAN) como criterio fundamental de evaluación de negocios”.
- Ing. Agr. (MSc) Julio Bissio. (2014) “El pasto clavel en el norte de Santa Fe”. EEA INTA Reconquista. Revista Voces y Ecos N° 32.
- Ing. Agr. (MSc) Julio Bissio. (2014) “Guía para la implantación de Pasto Clavel en el norte de Santa Fe”



-
- Dr. Gonzalo González Rey (2006). “Cálculo de árboles y ejes según criterio de resistencia a fatiga del material”. Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría, Ciudad de La Habana, Cuba.
 - Ing. Torres Reyes Víctor Manuel (2009). “Desarrollo de un Mecanismo de cuatro barras para su uso en la enseñanza” Universidad Nacional Autónoma de México.

Sitios web consultados:

- <https://www.skf.com/ar> (abril 2021)
- <https://www.frrq.utn.edu.ar/> Apuntes de cátedras (febrero 2021)
- https://inta.gov.ar/sites/default/files/script-tmp_inta_vye_nro32_8_el_pasto_clavel_en_el_norte_de_santa_fe.pdf (enero 2021)
- <https://www.uatre.org.ar/home.aspx> (mayo 2021)
- <https://www.bna.com.ar/Personas> (mayo 2021)
- https://www.translinkpt.com/wpcontent/uploads/2018/02/catalogo_pinones.pdf (mayo 2021)
- <http://sylpanama.com> (febrero 2021)
- https://www.intermec.com/pinones_cadena.php (marzo 2021)

Programas utilizados:

- AUTOCAD 2018 (Autodesk). Descargado del sitio web <https://www.autodesk.com/education/free-software/autocad>
- INVENTOR 2018 (Autodesk). Descargado del sitio web <https://www.autodesk.com/products/inventor>
- MDSolids 4.1.0. Descargado del sitio web (febrero 2021) <https://mdsolids.programas-gratis.net/>



LISTA DE IMÁGENES

Imagen 1.1: Prototipo ganador MinCyT - Fotografía INTI 2019	14
Imagen 2.1: Pasto Clavel – Revista Voces y Ecos N°32 (INTA)	16
Imagen 2.2: Pasto Clavel en primavera - Revista Voces y Ecos N°32 (INTA)	17
Imagen 2.3: Pasto Clavel en invierno - Revista Voces y Ecos N°32 (INTA).....	17
Imagen 2.4: Inflorescencia de Pasto Clavel - Revista Voces y Ecos N°32 (INTA).....	17
Imagen 6.1.1: Cuatro inversiones de la cadena de Grashof- Shigley, pág. 19.....	36
Imagen 6.1.2: Mecanismo con nomenclatura – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel.....	37
Imagen 6.2.1: Nomenclatura para el estudio de posición - Ing. Torres Reyes Víctor Manuel	38
Imagen 6.2.2: Posición de extracción del plantín - Elaboración propia	40
Imagen 6.2.3: Posición de plantado del brazo - Elaboración propia.....	41
Imagen 6.3.1: Análisis de movimientos – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel.....	42
Imagen 6.4.1: Análisis de aceleraciones – Ing. Torres Reyes Víctor Manuel	46
Imagen 7.1.1: Sistema de brazos - Elaboración propia	51
Imagen 8.3.1: Posibilidad de selección de rodamientos - Catálogo SKF.....	64
Imagen 9.3.2: Características técnicas YAT - Catálogo SKF.....	65
Imagen 9.3.3: Características técnicas SY - Catálogo SKF	66
Imagen 9.2.1: Sembradora al voleo - Imagen de internet.....	70
Imagen 9.2.2: Sembradora a chorrillo – Imagen de internet	70
Imagen 9.4.1: Simulación plazo fijo en USD – Recorte página Banco Nación	77



LISTA DE TABLAS

Tabla 5.2.1: Caracterización de factor de seguridad A, B y C – Libro Elementos de máquina Bernard Hamrock, pág. 9.....	32
Tabla 5.2.2: Caracterización de factor de seguridad D y E – Libro Elementos de máquina Bernard Hamrock, pág. 9.....	32
Tabla 6.2.1: Posición de extracción del plantín – Elaboración propia	40
Tabla 6.2.2: Posición de plantado – Elaboración propia	42
Tabla 6.3.1: Velocidad de extracción del plantín – Elaboración propia	43
Tabla 6.3.2: Velocidad de plantado – Elaboración propia	44
Tabla 6.3.3: Velocidad relativa de plantado – Elaboración propia	45
Tabla 6.4.1: Aceleraciones durante la extracción – Elaboración propia	47
Tabla 6.4.2: Aceleraciones durante el plantado – Elaboración propia	48
Tabla 8.1.1: Valores de C_m y C_t – Apuntes Instituto Superior Politécnico, pag.6	58
Tabla 8.2.1: Número de dientes recomendados - Apunte Ing. A R Odetto, pág. 7.....	60
Tabla 8.2.2: Factor de servicio f_s – Odetto, pág. 7	61
Tabla 8.2.3: Velocidades máximas para cadenas – Odetto pág.6.....	61
Tabla 9.2.1: Capacidad estadística de vacunos/hectárea/año – Elaboración propia	69
Tabla 9.2.2: Ventana de plantado anual - Elaboración propia.....	71
Tabla 9.2.3: Costo manos de obra según UATRE – Elaboración propia	72
Tabla 9.2.4: Costo plantado manual y mecánico según la capacidad - Elaboración propia	72
Tabla 9.2.5: Proyección de ventas de unidades por año acumulado – Elaboración propia	73
Tabla 9.3.1: Costos de fabricación y precio de venta - Elaboración propia	74
Tabla 9.4.1: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia	76
Tabla 9.4.2: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia	77
Tabla 9.4.3: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia.....	77
Tabla 9.4.4: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia	78
Tabla 9.4.5: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia	78
Tabla 9.4.6: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia.....	78
Tabla 9.4.7: Flujo de fondos con plantado mecánico igual al manual – Elaboración propia	79
Tabla 9.4.8: Flujo de fondos en el mismo periodo versus plazo fijo - Elaboración propia	79
Tabla 9.4.9: Valores de TIR y VAN para tasa de reintegro de 1,75% - Elaboración propia.....	79