

Mecanismo de siembra puntual para maíz

César Andrés Chiocchia
Mauro Rubén Teglia Toffoli

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2022

Mecanismo de siembra puntual para maíz

César Andrés Chiocchia
Mauro Rubén Teglia Toffoli

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

Año 2022

Agradecimientos

Primero que todo, agradecemos a la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario por habernos brindado la oportunidad y las herramientas necesarias para obtener una formación académica adecuada y poder desenvolvernos en el mercado laboral y en la sociedad de manera ética y responsable. Agradecemos a cada profesor por brindarnos sus invaluables experiencias y conocimientos, y a todo el personal no docente que hizo posible el correcto funcionamiento de la institución.

Para finalizar, agradecemos a nuestras familias y amigos, quienes nos acompañaron y nos apoyaron durante este importante proceso, ya que sin ellos nada de esto hubiera sido posible.

Resumen

A lo largo de este proyecto final se aborda la problemática de plantear una alternativa a los sistemas de siembra de grano grueso comúnmente usados en el campo, poniéndose el foco en mecanismos alternativos que realicen la siembra de manera puntual, es decir, semilla a semilla, y que evidencien un potencial de ahorro energético. El mecanismo teórico diseñado no cuenta con un sistema abresurco tradicional, sino que, una rueda realiza hoyos para cada semilla que emite un dosificador. El mecanismo está diseñado para trabajar en el cultivo de maíz en un rango de velocidad de (7 ± 0,4) Km/h con distancias entre semillas de 177 mm, 200 mm y 228 mm.

Palabras clave: Siembra puntual, maíz, ahorro energético.

Abstract

Throughout this final project, the addressed challenge is to outline an alternative for the coarse-grain sowing systems commonly used in the fields, focusing on alternative mechanisms that carry out sowing with a punch planting system, that is, seed by seed, and which shows potential energy savings. The developed theoretical design does not have a traditional furrow opener system, but rather a wheel that makes holes for each seed dispatched by the seed metering unit. The equipment is designed for corn sowing with a work speed range of (7 ± 0,4) km/h and a seed spacing of 177 mm, 200 mm and 228 mm.

Keywords: punch planting, corn, power saving.

Contenido

Agradecimientos **3**

Resumen **4**

Contenido **6**

Introducción **8**

Capítulo 1: objetivos, alcances y condiciones límites **11**
Objetivos 11
Condiciones limites 12
Alcance y delimitación del proyecto 12

Capítulo 2: alternativas e ideas preliminares **13**
Alternativa 1: rueda perforadora inyectora 13
Alternativa 2: rueda perforadora + rueda inyectora 14
Alternativa 3: rueda perforadora + dosificador de semillas 16
Elección de la solución: 17

Capítulo 3: sobre el suelo **18**
El suelo 18
Clasificación del suelo según la textura 18
El suelo y las herramientas de labranza 20
Ley de Coulomb para la resistencia al corte 20

Capítulo 4: sobre la siembra de maíz **24**
Densidad de siembra, distancia entre surcos y distancia entre agujeros 24
Profundidad de siembra y dimensiones de los agujeros 26

Capítulo 5: análisis y desarrollo de la solución **28**
Concepto del mecanismo 28
Simulación de la trayectoria de la semilla 29
Modelo físico de la trayectoria de la semilla 29
Análisis y simulaciones 32
Rueda perforadora y herramientas penetradoras 49
Estimación de la potencia necesaria 59
Material de la herramienta penetradora 69
Consideraciones sobre el dosificador 72
Sincronización del dosificador con la rueda perforadora 74
Sistema de desplazamiento longitudinal para el dosificador 78
Regulación de la distancia entre los agujeros 81
Regulación de la velocidad angular y de la posición longitudinal del dosificador 82
Sistema de transmisión de potencia al mecanismo 88
Modelo 3D del equipo: imágenes 101

Capítulo 6: conclusiones y recomendaciones **103**
Conclusiones 103
Recomendaciones y observaciones 104

Bibliografía 105

Anexo I: programa para la simulación 107

Anexo II: planos 111
MECANISMO DE SIEMBRA PUNTUAL PARA MAIZ - Hoja 1 111
MECANISMO DE SIEMBRA PUNTUAL PARA MAIZ - Hoja 2 112
Rueda Perforadora 2_R12 113
Placa Base_R12 114
Herramienta 3_R12 115

Introducción

La producción del cultivo de maíz es de gran importancia para nuestra región y está entre los primeros lugares en la producción de granos.

En Argentina, cerca del 80% de la producción de maíz se concentra en el norte de la provincia de Buenos Aires, el sudeste de Córdoba y el sur de Santa Fe, zona conocida tradicionalmente como “Zona Núcleo Maicera”.

Si se considera el promedio de los años 2014-2019 de la producción de granos argentinos, el maíz ocupa el 2.º lugar (cerca de 40 millones de toneladas), después de la soja (53 millones de toneladas). [11]

En la figura 1-1 se observan los principales indicadores en la Argentina para los últimos

Figura 1-1: Cultivo de maíz en Argentina. Principales indicadores [11]:

Indicador		Valor	Var.i.a. [%]	Período	Fuente
Superficie (millones de has)					
Maiz		8,5	22,8	2016/17	Secretaría de agroindustria
		9,1	7,8	2017/2018	
Total cereales		18,5	-0,2	2017/18	
Total cultivos agrícolas		38	-2,3	2017/18	
Producción (millones de toneladas)					
Maiz		49,5	24,4	2016/17	Secretaría de agroindustria
		43,5	-12,2	2017/18	
Destino estimado de la producción	Exportación	22,5	-12,3	2017/18	
	Industrialización y otros usos	3,4	4,6		
	Consumo animal	16,5	4,2		
	Stock final	9	13,4		
Molienda	Húmeda	1,3	8,4	2018	
	Seca	0,7	-0,5		
	Balanceado	4	12,1		
	Otros	0,2	0		
Exportaciones (US$ millones)					
Participación en total pais (%)		7%		2018	INDEC
Total, cadena de valor (CV)		4,299	9,2		
Granos		4,251	9,4		

Posición de Argentina en el mundo			
Mundo			
Producción	5°	2017/18	USDA
Exportación	3°	2018	

Por la importancia anteriormente mencionada del cultivo de maíz y por sus características de siembra, como la densidad de plantas y profundidad de la semilla, se advierte la posibilidad de aplicación de un mecanismo de siembra puntual para este cultivo. Por ejemplo, si se considera una densidad de plantas de 70000 plantas/ha, para una distancia entre surcos de 700 mm, se obtiene una distancia entre semillas de 200 mm aproximadamente. Esta distancia entre semillas, considerando velocidades de siembra tradicionales, permite evaluar la posibilidad de realizar un pozo para cada semilla.

Ahora bien, la otra parte de la motivación para la implementación de un mecanismo de siembra puntual tiene que ver con los trenes de siembra tradicionales. A continuación, se hace un desarrollo sintético del concepto de funcionamiento de los mismos. Constan de distintos elementos que en conjunto realizan la tarea de la siembra. Inicialmente, tenemos la cuchilla ondulada, la cual es responsable de cortar la cobertura y de realizar un corte en el suelo. Posteriormente, un sistema de discos abresurco realiza la apertura del surco. Este sistema puede ser mono disco o doble disco. Luego, teniendo el surco abierto, el sistema dosificador deposita la semilla dentro del mismo. Finalmente, se realiza un “pisado” de la semilla y el cierre del surco con los discos tapadores.

En la figura 1-2 se observa una ilustración esquemática de un tren de siembra.

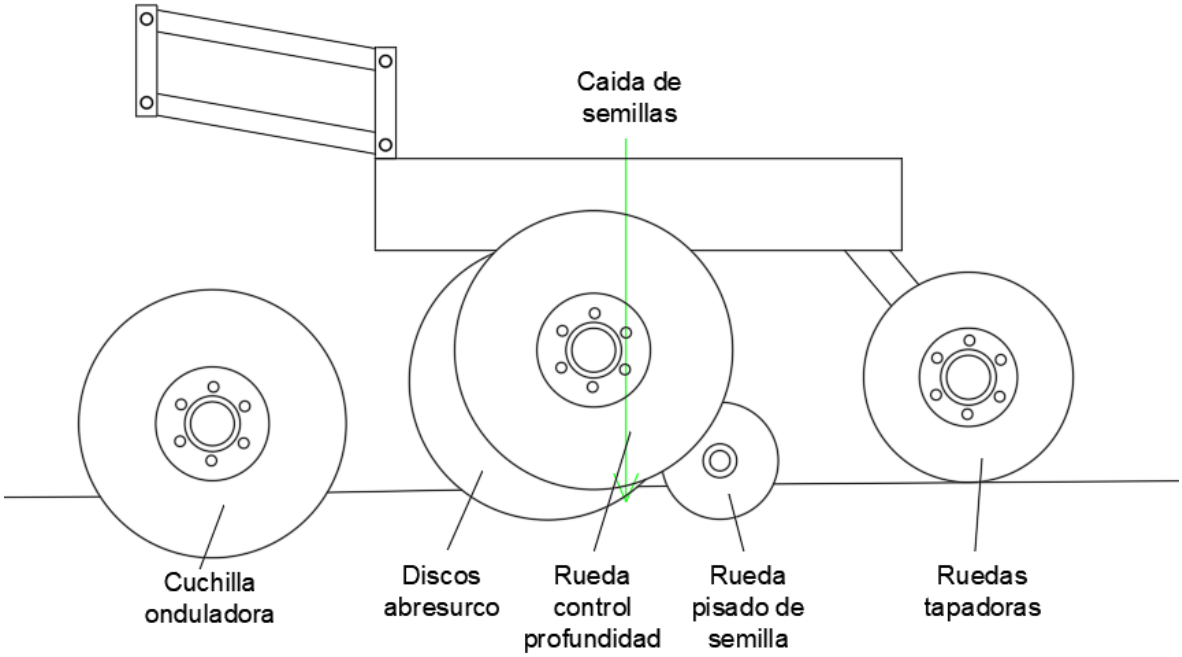


Figura 1-2: Esquema básico de un tren de siembra

Como primera observación, que en parte fue una motivación para la realización del proyecto, está claro que el funcionamiento tradicional de las sembradoras consta de un gran movimiento de tierra debido al sistema con abresurco. De esta manera, surge la inquietud sobre la posibilidad de diseñar un equipo que disminuya la cantidad de tierra desplazada por unidad de semillas sembradas. De esta forma, no solo se logra un mecanismo más eficiente energéticamente hablando, sino que, al disminuir la intervención en el suelo, se minimiza el deterioro del mismo.

Otra problemática que surge de la investigación sobre los trenes tradicionales es la falta de uniformidad en la colocación de semillas en el surco, acentuada a altas velocidades de siembra. La falta de uniformidad de las plantas, desde el punto de vista del rendimiento del cultivo, se asocia con la disponibilidad de recursos por planta. Por lo tanto, deficiencias en la operación de siembra en este sentido generan plantaciones que no son uniformes y que tienen rendimientos menores.

En este marco, se definen en el capítulo 1 los objetivos propuestos y las condiciones límites del proyecto.

Capítulo 1: objetivos, alcances y condiciones límites

Objetivos

- Analizar y desarrollar un mecanismo capaz de implantar semillas de maíz en el suelo, desplazando la menor cantidad de tierra posible.
- Introducir un mecanismo innovador: proponer las bases para un concepto nuevo.
- Reducir la potencia necesaria para la siembra: con base en los objetivos anteriores, se pretende generar una disminución en el esfuerzo de tracción del tractor, que se traduce directamente en una disminución del consumo de combustible y su consecuente ahorro económico.
- Diseñar un equipo con velocidades de trabajo coherentes: se realiza el diseño del equipo para trabajar a la velocidad de 7 km/h.
- Realizar análisis y simulaciones de la trayectoria de la semilla para la validación teórica del mecanismo.

Condiciones limites

- Tipo de cultivo: maíz.
- Densidad de siembra: 65 a 80 plantas/hectárea.
- Distancia entre semillas: 200 mm.
- Regulación de distancia entre semillas: debe tener al menos tres regulaciones.
- Rango de velocidad de siembra: 7 ± 0,5 km/h.
- Profundidad de siembra: 45 ± 5 mm.
- Capacidad de trabajo en suelos con pendientes de ± 10°.
- Distancia entre surcos: 700 mm.
- Fuente de energía externa: tractor.
- Priorización de mecanismos simples con pocas partes móviles.

Alcance y delimitación del proyecto

El presente proyecto se ocupa del análisis y desarrollo del mecanismo para la implantación de semillas de maíz en el suelo. Aborda el mecanismo que genera un hoyo en el suelo y posteriormente deposita la semilla. No se ocupa de las demás tareas involucradas en la siembra.

Durante el desarrollo se hacen análisis cinemáticos y dinámicos, de ingeniería de materiales y de diseño mecánico. No contemplan los sistemas de control.

Capítulo 2: alternativas e ideas preliminares

Este capítulo pretende mostrar de manera sintética las alternativas e ideas que surgieron en el proceso de búsqueda de una solución que satisfaga los objetivos propuestos. Cabe destacar que, por la etapa del proyecto donde fueron planteadas, todas las alternativas son conceptuales.

Alternativa 1: rueda perforadora inyectora

El mecanismo consta básicamente de una rueda que realiza perforaciones en el suelo y, a la vez, deposita las semillas.

Como se observa en la figura 2-1 siguiente, las semillas almacenadas en una tolva proveen al dosificador. Posteriormente, este dosificador coloca las semillas dentro de los inyectores de la rueda. Estos inyectores, ubicados circunferencialmente en la misma, al momento de penetrar la tierra, depositan la semilla.

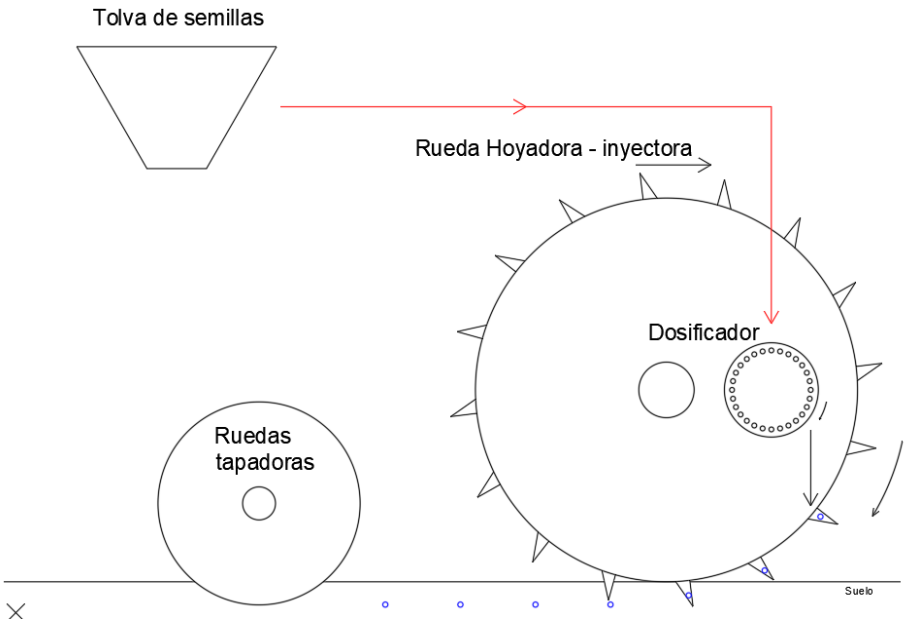


Figura 2-1: Concepto de la alternativa 1

Cabe destacar que, además de la siembra localizada esta alternativa minimiza la posibilidad de pérdida de semillas, ya que el equipo acompaña a la semilla hasta el momento en que se deposita en el agujero.
En la figura 2-2 se realiza una secuencia considerando un inyector en forma de pinza.

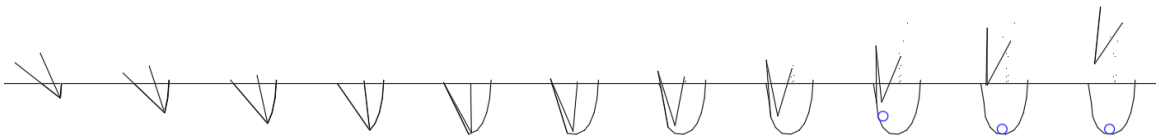


Figura 2-2: Secuencia esquemática de penetración y depósito de semillas

Este concepto, en teoría, puede cumplir la mayoría de los objetivos y condiciones limites que se proponen. Como desventaja presenta pequeñas piezas móviles especialmente en los inyectores. Estos agregan complejidad al equipo, necesidad de mayor mantenimiento y probable mal desempeño a la velocidad de trabajo propuesta (7km/h).

Alternativa 2: rueda perforadora + rueda inyectora

Luego del análisis de la alternativa anterior y notando la gran dificultad de realizar el proceso de perforado del suelo con la colocación de la semilla, surge la idea de agregar otra rueda que facilite el proceso de perforado. En vez de utilizar una sola rueda para perforar y depositar la semilla, se plantea utilizar una que realice la perforación y otra que realice la deposición de la misma. La ventaja de este concepto es que evita la complejidad que conlleva realizar las dos tareas en conjunto. En esta alternativa, como en la anterior, la rueda inyectora minimiza la pérdida de semillas ya que las acompaña hasta los agujeros.
El concepto se observa en la figura 2-3:

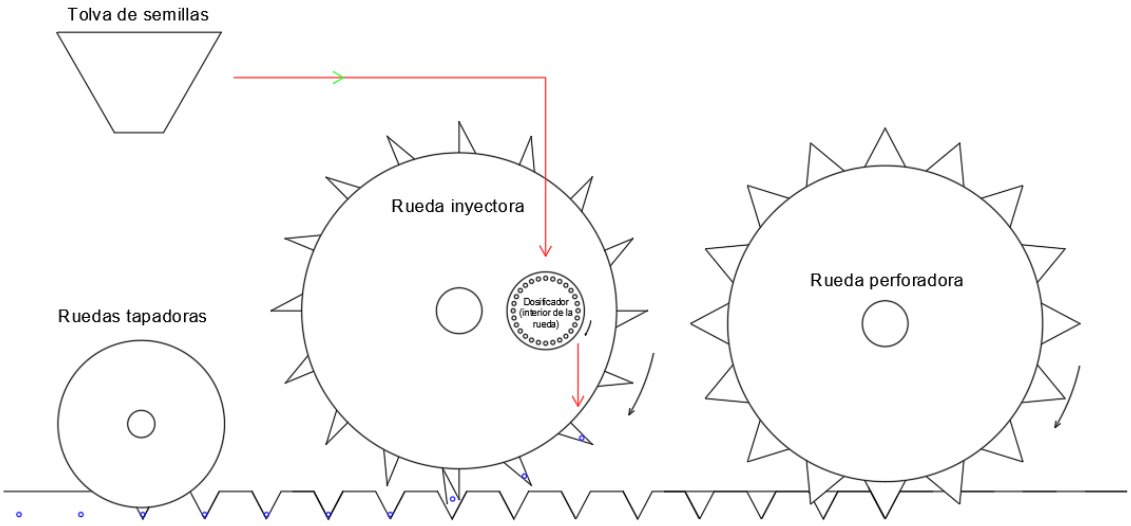


Figura 2-3: Concepto de la alternativa 2

De igual manera que en la propuesta anterior, esta alternativa tiene el potencial de cumplir con la mayoría de los objetivos y condiciones límites propuestas. Como punto desfavorable se tiene el aumento de piezas móviles y el aumento de costo. Además, agrega la dificultad de la sincronización de ambas ruedas a la hora de hacer coincidir el agujero hecho con la trayectoria de los inyectores que depositan la semilla.

Alternativa 3: rueda perforadora + dosificador de semillas

Este mecanismo consta de una rueda perforadora que trabaja en conjunto con un sistema dosificador de semilla. Primero, la rueda realiza el agujero en el suelo y luego el dosificador coloca la semilla en el mismo. El concepto se puede ver en la figura 2-4.

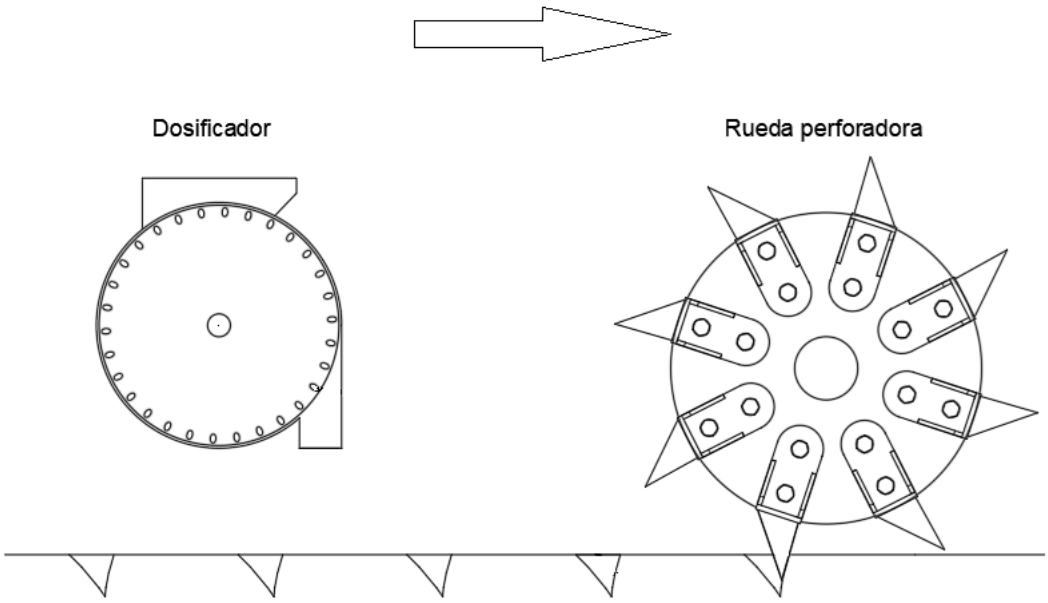


Figura 2-4: Concepto de la alternativa 3

En este caso, el carácter innovador se encuentra en la rueda que realiza los hoyos en la tierra para la no utilización del abresurco tradicional.

En la etapa de colocación de la semilla, se piensa en un dosificado de semillas donde las mismas caen por gravedad. El mismo debe estar sincronizado con la rueda perforadora para garantizar la funcionalidad del equipo y dentro de sus posibilidades lo más cerca posible del suelo para minimizar probabilidad de fallo.

Este concepto, en teoría, puede cumplir con los objetivos y condiciones limites propuestos anteriormente. En relación a las otras alternativas, no es en extremo complejo, lo que supone una máquina suficientemente simple y de pocas partes móviles.

Elección de la solución:

De las tres alternativas se realiza la estimación de materiales de manera cualitativa, la enumeración de piezas móviles y la evaluación de puntos críticos que comprometan el funcionamiento. Por ser la alternativa que claramente presenta un diseño más simple y compacto, con menos partes móviles, se selecciona la alternativa 3 (rueda perforadora + dosificador de semillas) como concepto inicial para desarrollar el proyecto.

Capítulo 3: sobre el suelo

En este capítulo se exponen en resumidas palabras algunas características de los suelos, ecuaciones del comportamiento del mismo y en relación con elementos de labranza. Esta información es colocada a los fines de comprender el proceso de cálculo de la potencia de la rueda perforadora en el capítulo 5.

El suelo

Se denomina suelo o tierra a la parte superficial de la corteza terrestre, biológicamente activa, que proviene de la desintegración o alteración física o química de las rocas y de los residuos de las actividades de seres vivos que se asientan sobre él. [5]

Determinante para la vida, el suelo es la base para la alimentación, producción de materias primas, para los ecosistemas y para el bienestar humano.

Clasificación del suelo según la textura

Los suelos están compuestos por partículas minerales de diferentes tamaños. Las más gruesas son las arenas; las medianas, limos; y las más pequeñas, arcillas.

Tabla 3-1: Tamaños de partículas minerales del suelo [2]:

Tipos y tamaños de partículas	
Tamaño de particulas	Tipo
Hasta 2 micrones	Arcilla
2 a 20 micrones	Limo
2 a 200 micrones	Arena fina
200 a 2000 micrones	Arena gruesa
Mas de 2000 micrones	Gravillas y gravas

El conjunto de arenas, limos y arcillas se denomina textura del suelo. La misma determina fuertemente la capacidad de retener humedad, la compactación, la germinación y la respuesta a los sistemas de labranza.

De las diferentes escalas de clasificación de texturas, se hace referencia a la americana, donde todas las combinaciones posibles de arena, limo y arcilla se encuentran condensadas en el denominado “triángulo textural”. Ver figura 3-1.

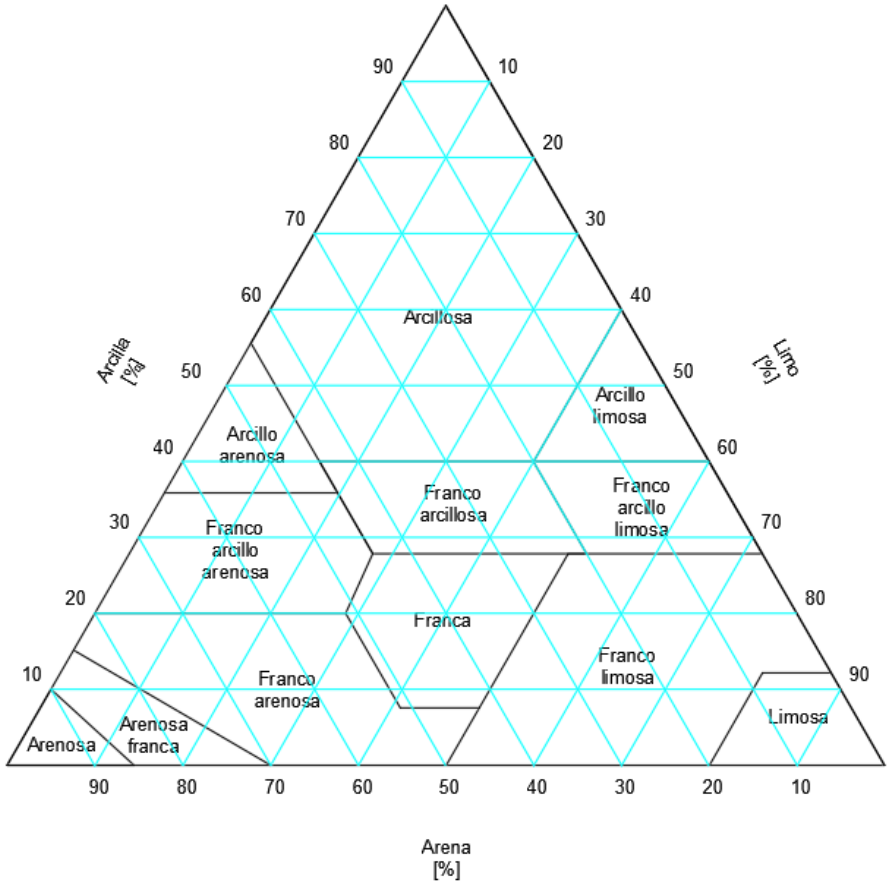


Figura 3-1: Triángulo de texturas

Se observa en el siguiente cuadro el porcentaje medio de los contenidos de las fracciones arena, limo y arcilla para las doce clases texturales de acuerdo a la clasificación americana.

Tabla 3-2: Clases de textura según clasificación americana [2]:

Tipos de suelo	Textura	Relacion arena-limo-arcilla (%)
Livianos	Arenoso	90-5-5
	Arenoso franco	80-15-5
Medios	Franco arenoso	62-25-10
	Franco arenoso	40-40-20

	Franco limoso	20-65-15
	Franco arsilloso arenoso	35-35-30
Pesados	Franco arsilloso	35-30-35
	Franco arcilloso mimoso	10-35-55
	Limoso	10-85-5
	Arcilloso arenoso	55-5-40
	Arcilloso limoso	5-50-45
	Arcilloso	10-20-60

El suelo y las herramientas de labranza

Cuando el suelo esta sometido a esfuerzos, el mismo presenta resistencia. Resistencia a ser cortado, a ser comprimido y también tensionado. En las actividades agrícolas la más preponderante es la resistencia al corte.

A continuación, se ven ecuaciones que describen el comportamiento del suelo a ser cortado, es decir, caracterizan el comportamiento resistivo entre dos capas del mismo. Además, una ecuación que describe la resistencia que encuentra una herramienta de labranza con el suelo.

Ley de Coulomb para la resistencia al corte

La resistencia al corte es la tensión necesaria para garantizar que una porción de suelo se deslice sobre otra a través de la superficie de corte. La ley que representa la resistencia al corte en función de sus parámetros tiene forma de recta y es la ecuación (3.2).

$$\tau_{max} = C + \theta \operatorname{tg} \varphi \quad (3.2)$$

Donde sus parámetros son:

- τ_{max} Máximo resistencia al corte [kg/cm^2].
- C Cohesión del suelo [kg/cm^2].
- θ Esfuerzo normal [kg/cm^2].
- φ Ángulo de fricción interna.

Ahora bien, para entender que significan los parámetros se explica sintéticamente como se construye la curva. Una porción de suelo a ensayar va colocada dentro de un dispositivo similar al esbozado en la figura 3-2. El dispositivo básicamente consta de dos

marcos que contienen la muestra. El superior con posibilidad de desplazamiento y el inferior fijo. El dispositivo también es capaz de presionar verticalmente la muestra de suelo. El ensayo se realiza aplicando cargas P que generan esfuerzos normales (θ) en la muestra y mientras tanto se van aplicando cargas F en aumento hasta que la muestra cizalla para un esfuerzo de corte máximo (τ_{max}). Así se construye la curva con los pares (τ_{max}, θ). En la figura 3-3 vemos cualitativamente formas de la recta para distintos suelos.

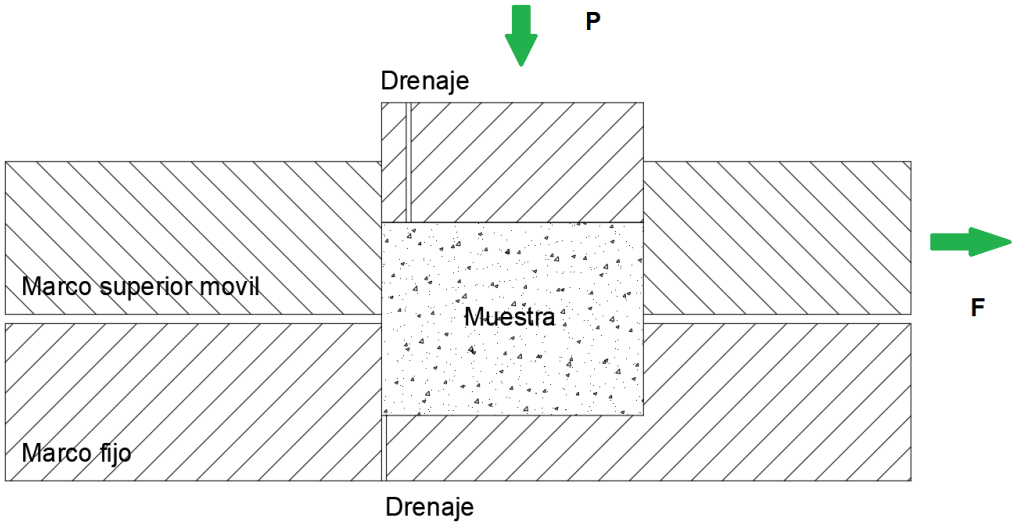


Figura 3-2: Esquema de equipo para ensayo de corte:

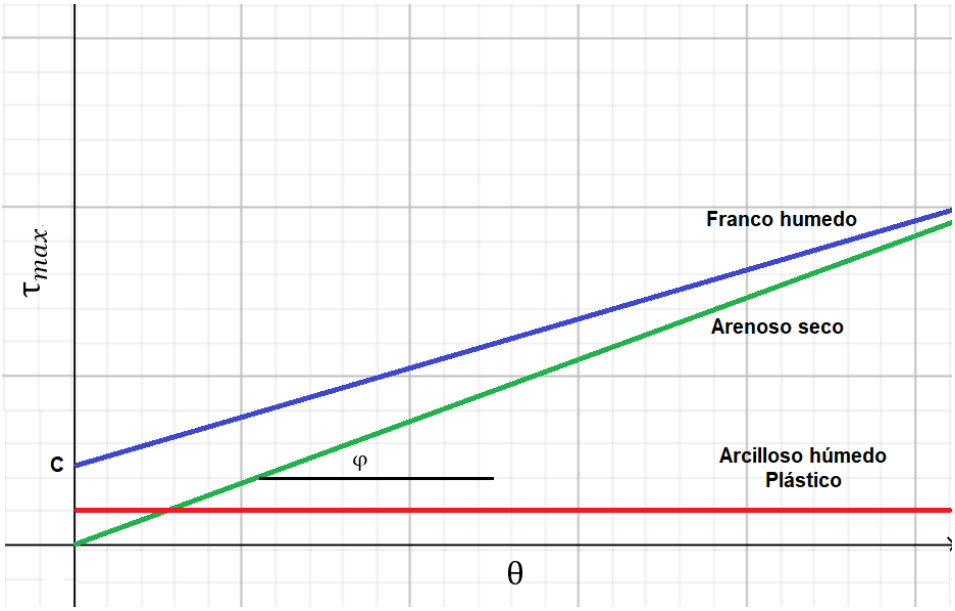


Figura 3-3: Curvas esquemáticas de la función de Coulomb [4]:

En la tabla 3-2 se observa la dependencia de los parámetros de la ecuación de Coulomb respecto de la textura de los suelos.

A continuación, se observan valores de cohesión y ángulos de fricción del suelo:

Tabla 3-2: Cohesión interna y ángulos de fricción para distintos tipos de suelo [4]:

Cohesión interna y ángulos de fricción			
Tipo de suelo	Estado	Angulo de fricción	Cohesión interna
Arenoso	Compactado	38°-40°	0
Arenoso	Suelto	32°-35°	0
Arenoso fino	Compactado	25°-30°	0
Arenoso fino	Suelto	18°-22°	0
Franco arenoso	Friable	24°-28°	0,20-0,25
Franco arenoso	Plastico	24°-28°	0,10-0,15
Franco	Friable	22°-26°	0,25-0,30
Franco	Plastico	15°-19°	0,15-0,20
Arcilloso	Friable	17°-19°	0,40-0,60
Arcilloso	Plastico	10°-14°	0,25-0,30

Ahora que se comprende como se comporta el esfuerzo de corte entre capas de suelo vemos que existe una relación funcional similar que relaciona el esfuerzo de deslizamiento del metal sobre el suelo.

La ecuación queda definida como:

$$\tau'_{max} = C_a + \theta \text{ tg } \alpha \quad (3.3)$$

Donde sus parámetros son:

- τ'_{max} Máximo esfuerzo de deslizamiento [kg/cm^2].
- C_a Adhesión del suelo [kg/cm^2].
- θ Esfuerzo normal [kg/cm^2].
- α Ángulo fricción suelo-herramienta.

La adhesión es la atracción que se opone al deslizamiento del suelo sobre el metal en ausencia de cargas normales. Depende del contenido de arcilla del suelo y del contenido

de humedad del mismo. Alcanzando valores considerables en suelos arcillosos en estado plástico (valores desde 0,1 a 0,3 kg/cm^2) [4].

La fricción se refiere a la magnitud del roce entre el suelo y la herramienta y depende fundamentalmente del pulido de la herramienta (hasta 5° para herramientas pulidas, de 5° a 15° para herramientas limpias y 15° a 25° para herramientas oxidadas) [4].

Capítulo 4: sobre la siembra de maíz

Las variables que están involucradas en el crecimiento de la planta de maíz son muchas, las principales son el tipo de suelo, el grado de compactación, la cobertura, los cultivos precedentes, la variedad de semilla utilizada, el período de siembra, las temperaturas, la fertilización, las precipitaciones, el control de malezas, la distancia entre surcos, la distancia entre semillas y la profundidad de las mismas. En este capítulo se definen las variables que dependen directamente del equipo que se diseña, que son, la distancia entre surcos, la distancia entre semillas y su profundidad.

Densidad de siembra, distancia entre surcos y distancia entre agujeros

Como condición límite se plantea satisfacer una densidad de plantas que esté comprendida en el entorno que va de 65 a 80 plantas por hectárea. Este entorno objetivo primariamente surge en la necesidad de diseñar un dispositivo capaz de trabajar con densidades óptimas, pero a su vez teniendo en cuenta que densidades muy elevadas significan semillas más cercanas entre sí y un desafío mayor para el mecanismo de siembra puntual. Para comprender como afecta la densidad de plantas al rendimiento del cultivo maicero nos valemos del trabajo del autor de [7].

La densidad está definida por la distancia entre plantas y la distancia entre surcos. El siguiente paso es determinar la distancia entre surcos. Por ser una distancia utilizada comúnmente y porque nos brinda mayor espacio entre los trenes de siembra (ventaja para el diseño), se opta por trabajar con una distancia de 700 mm.

Finalmente, con la distancia entre surcos definida, es posible determinar la distancia entre los agujeros que realiza la rueda perforadora. De esta manera, se garantiza la distancia entre plantas y, consecuentemente, la densidad de plantas.

La ecuación (4.1) relaciona la densidad de plantas con la distancia entre agujeros y la distancia entre surcos. Cabe destacar que esta ecuación ideal supone que cada agujero que realiza el equipo se transforma efectivamente en una planta de maíz.

$$D_{Plan} = \frac{10000}{D_{aguj}\, D_{surco}} \quad (4.1)$$

- D_{Plan} Densidad de plantas [pl/ha].
- D_{aguj} Distancia entre agujeros [m].
- D_{surco} Distancia entre surcos [m].

Como se adelanta en las condiciones límites, el equipo debe poseer una regulación discreta de la distancia de agujeros. A continuación, se verifica que para las distancias entre agujeros de 177 mm, 200 mm y 228 mm corresponden a las densidades de 64935, 71428 y 80710 plantas por hectárea. De esta manera se concluye que se satisface con el entorno de densidad de plantas que se plantea en las condiciones limite.

Para una distancia de agujeros de 200 mm:

$$D_{Plan} = \frac{10000\ pl/ha}{0{,}2\ 0{,}7} = D_{Plan} = 71428\ pl/ha$$

Para una distancia entre agujeros de 177 mm:

$$D_{Plan} = \frac{10000\ pl/ha}{0{,}177\ 0{,}7} = D_{Plan} = 80710\ pl/ha$$

Para una distancia entre agujeros de 228 mm:

$$D_{Plan} = \frac{10000\ pl/ha}{0{,}22\ 0{,}7} = D_{Plan} = 64935\ pl/ha$$

Se define como principal, y la que se utiliza para los cálculos en el presente proyecto a la distancia entre agujeros de 200 mm. El equipo también debe regularse para las distancias de 177 mm y 228 mm.

Si bien a lo largo de este trabajo se agrega información dimensional sobre los agujeros, la forma definitiva de los mismos se detalla en el capítulo 5. En la figura 4-1 se pueden observar los agujeros en forma esquemática y la distancia que los separa.

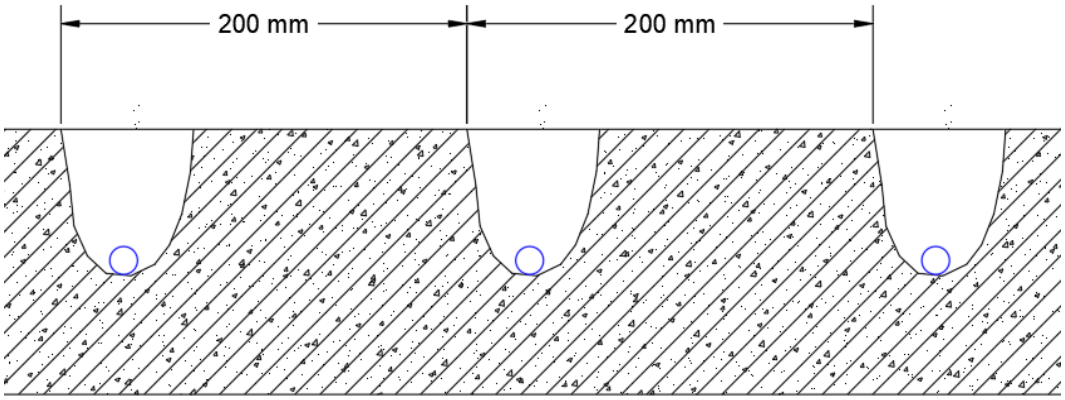


Figura 4-1: Esquema de agujeros: distancia entre agujeros a lo largo de un surco:

Profundidad de siembra y dimensiones de los agujeros

Sembrar significa colocar una semilla bajo la superficie del suelo, pero en determinadas condiciones. Uno de los parámetros más importantes es la profundidad de la semilla, la cual definirá la profundidad de los agujeros a realizar en la tierra.

Esta profundidad de siembra depende del tipo de suelo, del clima y exclusivamente de la variedad de semilla.

Se asume como rango válido de profundidad al analizado en el trabajo [8] que va de 30 a 60 mm. A partir de esto, se define una profundidad de siembra de 45 mm a colocar por el equipo. Debido a posibles variaciones en la forma del agujero teórico (ver forma en capítulo 5) por posibles desmoronamientos se adopta para el equipo una profundidad de 50 mm.

En la figura 4-2 se pueden observar los agujeros en forma esquemática con las dimensiones ya definidas.

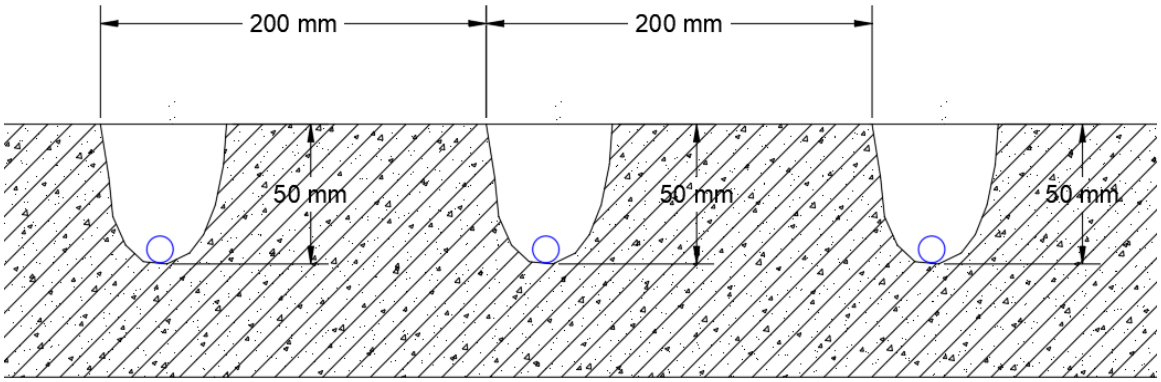


Figura 4-2: Esquema de los agujeros: profundidad

Capítulo 5: análisis y desarrollo de la solución

Concepto del mecanismo

Como ya se vio en el capítulo 2, la alternativa adoptada como solución a la problemática consta de una rueda que realiza las perforaciones en el suelo, y un sistema dosificador de semillas que deposita las mismas en los agujeros. El concepto se puede ver en la figura 5-1. Desde un sistema de referencia colocado en el suelo se observa una trayectoria esquemática de la semilla desde que sale del dosificador hasta que llega al agujero. En color negro se muestra las posiciones del dosificador y la rueda perforadora en el instante en que la semilla deja el dosificador. Que no se malinterprete la figura al considerar que la trayectoria interfiere con el dosificador. En negro se ve una “foto instantánea” del dosificador y la rueda en el instante cuando la semilla está en el punto de salida del dosificador, en cambio, en color rojo se observa toda la trayectoria de la misma.

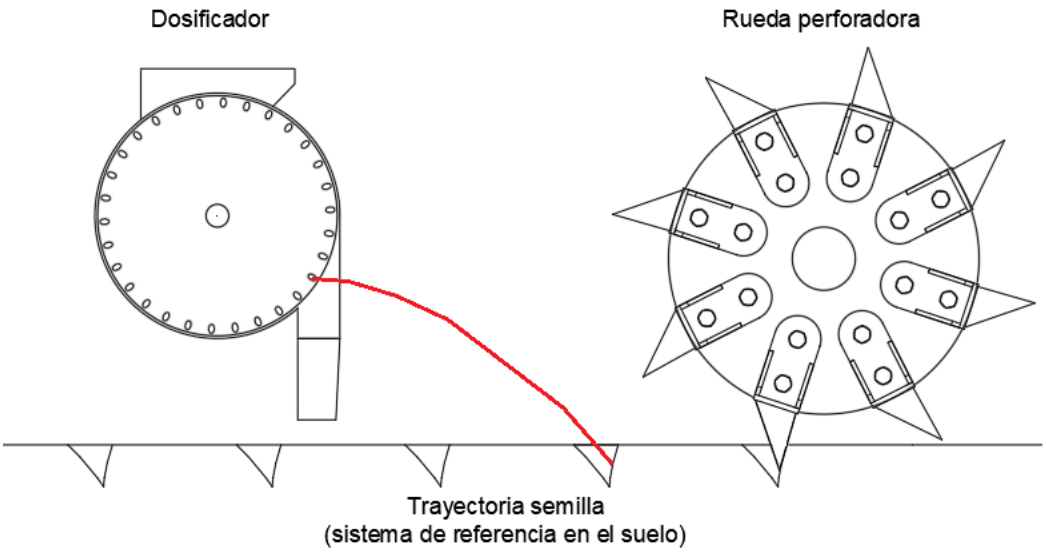


Figura 5-1: Concepto del mecanismo

Simulación de la trayectoria de la semilla

Además de realizar algunas simulaciones para dar sustentabilidad al funcionamiento del mecanismo, resulta fundamental identificar qué variables influyen sobre la trayectoria de la semilla y de qué manera.

Modelo físico de la trayectoria de la semilla

Para realizar la simulación, es necesario adoptar un modelo idealizado y definir ciertos parámetros. El objetivo de esta sección es conocer el comportamiento de la trayectoria en función de los parámetros más importantes que influyen en la misma. Como se ve más adelante, conocer la trayectoria de la semilla nos permite dar dimensiones al equipo.

En parte de su trabajo, Martínez R. [9] propone y utiliza con éxito un modelo dinámico para la simulación de la caída de una semilla de maíz de un dosificador estático. A continuación, se muestra una síntesis de este modelo. Para mayor detalle ver [9] en la bibliografía.

Consideraciones del modelo de [9]:

- Semillas esféricas, de cuerpo rígido, tamaño uniforme, y las fuerzas externas se aplican al centro de gravedad.
- La semilla se desplaza por un medio viscoso (aire) sin turbulencias y no está sometida a movimientos rotativos. Esto permite utilizar las ecuaciones de Stokes.
- La placa dosificadora de semillas mantiene una velocidad angular uniforme.
- Cada alveolo lleva solo una semilla.
- Semilla en medio viscoso sin turbulencia.
- Semilla sin movimientos de rotación.

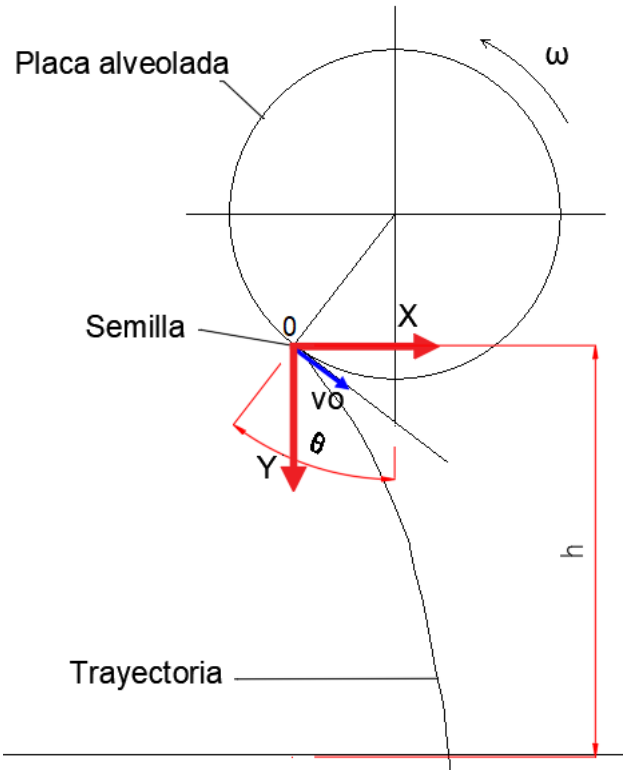


Figura 5-2: Esquema de salida y trayectoria de la semilla del dosificador [9]

La semilla sale del distribuidor del dosificador con una velocidad inicial de módulo V0 y un ángulo θ respecto a la horizontal (figura 5-2). Intervienen, la aceleración de la gravedad y en sentido opuesto al desplazamiento, el rozamiento con el aire. Se fijan los ejes coordenados en el punto donde es liberada la semilla (0). Para el cálculo del movimiento, se lo descompone en sus dos componentes, según los ejes X e Y. [9]

Las ecuaciones diferenciales (5.1) y (5.2) surgen de los diagramas de cuerpo libre de la semilla en X e Y.

$$m\frac{d^2x(t)}{dt} + f\frac{dx(t)}{dt} = 0 \qquad (5.1)$$

$$m\frac{d^2y(t)}{dt} + f\frac{dy(t)}{dt} = mg \qquad (5.2)$$

En autor en [9] demuestra que las soluciones son las ecuaciones (5.3) y (5.4)

$$X(t) = m\frac{Vox}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.3)$$

$$Y(t) = -g\left(\frac{m}{f}\right)^2 + g\left(\frac{m}{f}\right)t + g\left(\frac{m}{f}\right)^2 e^{-\frac{f}{m}t} + m\frac{Voy}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.4)$$

$$f = 6\,\pi\,R_{sem}\,\mu \qquad (5.5)$$

Donde:

Vox es la velocidad inicial en X

Voy es la velocidad inicial en Y

m Masa de la semilla

R_{sem} Radio de la semilla

μ Viscosidad del aire.

g Aceleración de la gravedad

Martínez R. [9] ensaya y luego simula un dosificador neumático. El mismo es un dosificador neumático de presión positiva, que trabaja con una placa de 30 alveolos, girando a 15.2 RPM para las condiciones de siembra a 7 km/h y a 200 mm de distancia entre semillas. Experimentalmente el autor en [9] obtiene los parámetros siguientes:

- $\theta = 31.4°$
- $Vo = 0.2167\ m/s$
- $\mathrm{Vox} = 0.185\ \mathrm{m/s}$
- $\mathrm{Voy} = 0.113\ \mathrm{m/s}$

En la misma simulación el autor [9] define los parámetros relacionados con la semilla, estos son:

- $m = 0.25\ g$
- $R_{sem} = 0.00225\ m$

Dado que este trabajo se orienta a evaluar y desarrollar un mecanismo de siembra puntual a 7 Km/h con semillas depositadas en agujeros a 200 mm, se asume que el sistema de dosificación tiene las características del ensayado por el autor en [9].

Estas características son:

- Dosificador neumático de presión positiva.
- $\theta = 31{,}4°$

- $\mathrm{Vo} = 0{,}2167\ \mathrm{m/s}$ para 7km/h y 200 mm entre semillas, placa de 30 alveolos y 15.2 RPM

Se declara que en el presente texto se utiliza como base el modelo de Martínez R. [9] expuesto anteriormente para las simulaciones. Se adaptan las ecuaciones (5.3) y (5.4) a nuestro caso particular. Además, en las simulaciones que se realizan más adelante se utilizan los parámetros del dosificador y de semilla de maíz utilizados por él.

Análisis y simulaciones

Se realiza el análisis de la trayectoria desde el punto de emisión de la semilla en el dosificador hasta el suelo. Como vemos en la figura 5-2, el sistema de referencia se encuentra ubicado en el mismo dosificador. Respecto a la figura 5-2, en la figura 5-3 se orienta al dosificador hacia el lado opuesto y se define el sistema de referencia S0. Una vez obtenida la curva de la trayectoria respecto al sistema S0, se realiza el cambio de coordenadas hacia el sistema S1 ubicado en el suelo. De esta manera, se tiene en cuenta la velocidad de siembra (Vt = 7 km/h) de la sembradora en la trayectoria de la semilla.

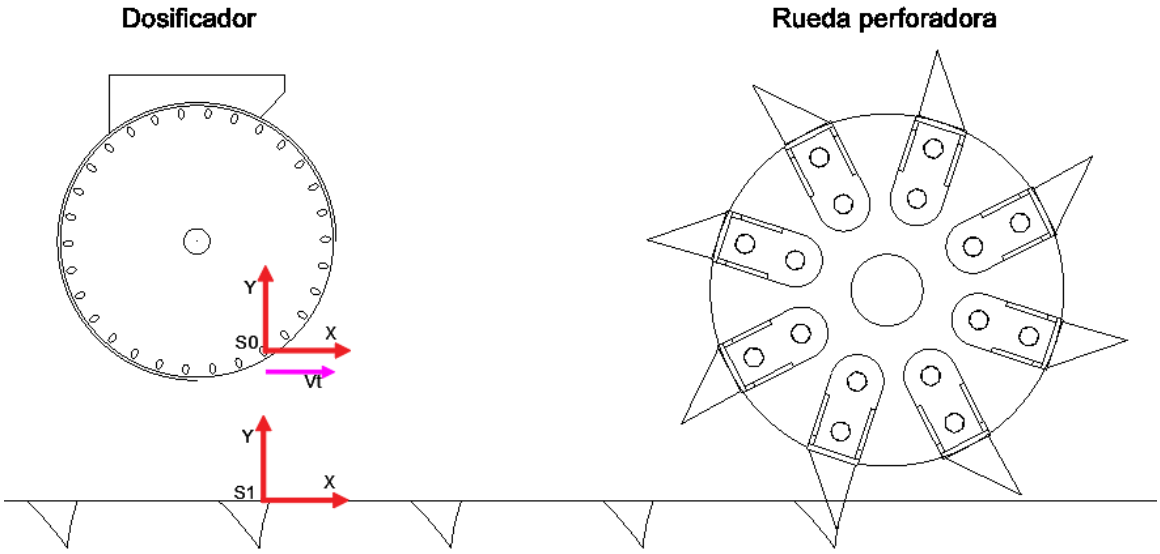


Figura 5-3: Posición de sistemas coordenados. Vt es la velocidad de S0 respecto a S1.

Análisis desde el sistema coordenado S0:

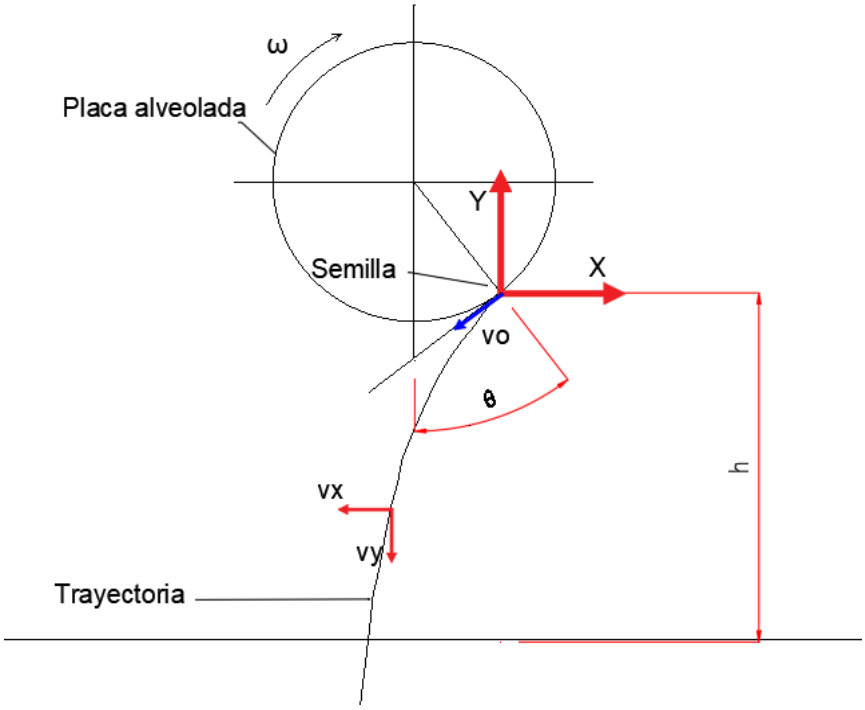


Figura 5-4: Esquema de salida y trayectoria con el sistema S0

Se adaptan las ecuaciones (5.3) y (5.4) según el sistema coordenado S0:

$$X(t) = m\frac{-Vox}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.6)$$

$$Y(t) = g\left(\frac{m}{f}\right)^2 - g\left(\frac{m}{f}\right)t - g\left(\frac{m}{f}\right)^2 e^{-\frac{f}{m}t} - m\frac{Voy}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.7)$$

Análisis desde el sistema coordenado S1:

Realizando el cambio de sistema de coordenadas y teniendo en cuenta que la velocidad de siembra de la máquina es Vt, las ecuaciones quedan de la siguiente manera:

$$X(t) = m\frac{-Vox + Vt}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.9)$$

$$Y(t) = g\left(\frac{m}{f}\right)^2 - g\left(\frac{m}{f}\right)t - g\left(\frac{m}{f}\right)^2 e^{-\frac{f}{m}t} - m\frac{Voy}{f}\left(1 - e^{-\frac{f}{m}t}\right) \qquad (5.10)$$

Con las ecuaciones definidas se construye un programa para simular las trayectorias. El mismo genera gráficas y permite modificar parámetros como la velocidad de siembra,

velocidades iniciales de la emisión de la semilla, altura del punto de emisión, entre otros. Para mas detalle ver el anexo 1.

Simulación de la trayectoria de la semilla respecto al sistema de referencia S1:
Simular la trayectoria desde S1 significa observar la trayectoria de la semilla desde el suelo, viendo interactuar la velocidad de salida del dosificador ($V0$) en conjunto con la velocidad de siembra (Vt = 7 Km/h) de la máquina. Las trayectorias responden a las ecuaciones (5.9) y (5.10) y a las figuras 5-5 y 5-6. Se puede apreciar que la curva se dirige hacia el sentido positivo del eje X, lo que tiene sentido, ya que Vt es mucho mayor que V0x. La altura de emisión de la semilla en la figura 5-6 es de 400 mm.

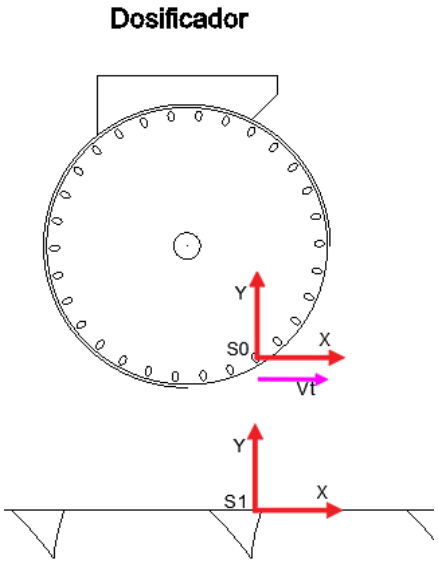


Figura 5-5: Sistema de referencia S0 y S1

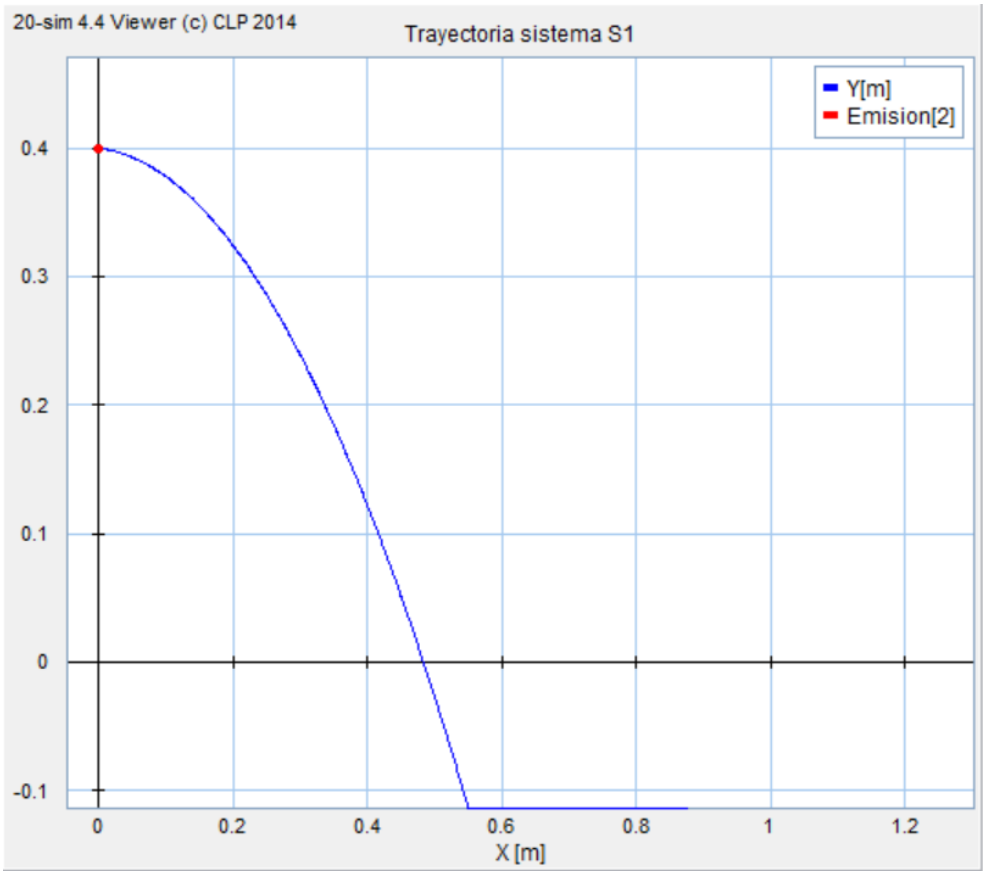


Figura 5-6: Trayectoria en azul. Punto de emisión de la semilla en rojo. Vt=7km/h

Se realizan definiciones sobre la altura del punto de emisión de la semilla respecto del suelo y del largo de la boca de los agujeros. Con respecto a la altura del punto de emisión, que determina la posición del dosificador en altura, se selecciona la altura más baja posible para disminuir la posibilidad de que la semilla caiga fuera del agujero. Por eso, se define que la altura desde el punto de emisión de la semilla hasta el suelo es de 200 mm.

De manera similar, mientras el largo de la boca de los agujeros es mayor, la probabilidad de que la semilla caiga fuera de los mismos es menor. A pesar de que se trabaja la trayectoria de la semilla como si recorriese un plano perfecto, sucede lo mismo con el ancho del agujero, mientras más grande, menos posibilidad de falla. Se define entonces que el largo de la boca del agujero es de 55 mm con un ancho de 30 mm.

$$Area\ boca\ agujero = (55\ mm\ x30\ mm)$$

Con esto ya se han definido las dimensiones principales, dimensiones de boca y profundidad. La forma exacta teórica del hueco que realiza la herramienta se detalla en

“Rueda perforadora y herramientas” del presente capítulo. En la figura 5-7 se pueden observar los agujeros en forma esquemática con las dimensiones ya definidas.

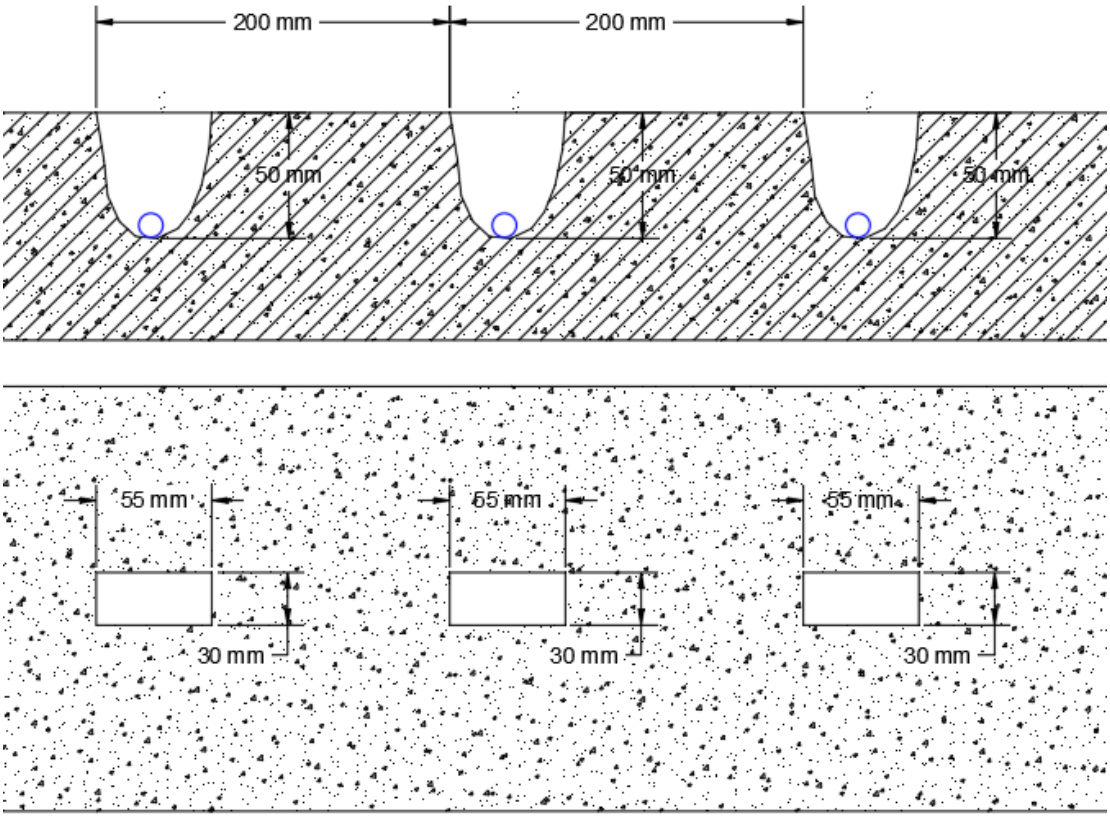


Figura 5-7: Esquema de los agujeros: dimensiones generales

Ahora sí, en la Figura 5-8 se observa el largo de un agujero y el centro del mismo en puntos rojos, y luego la trayectoria de la semilla emitida a 200 mm de altura. Se puede afirmar que, si el punto de emisión del dosificador se encuentra a la distancia horizontal de 335 mm respecto al agujero y la velocidad de siembra es de 7 Km/h exactos, la semilla llega a destino.

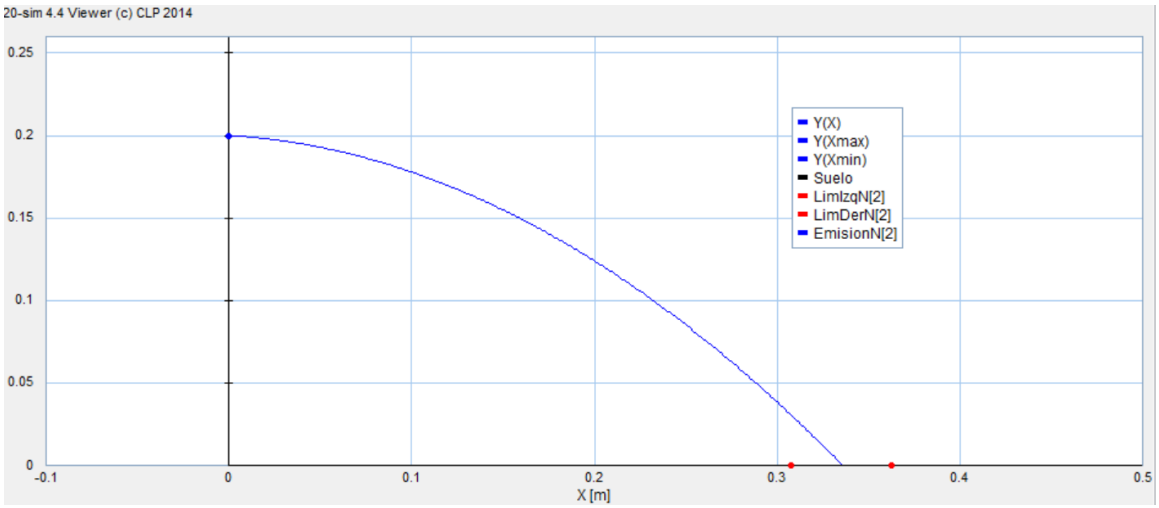


Figura 5-8: Trayectoria de la semilla. Posición de un agujero. Vt =7 Kmh

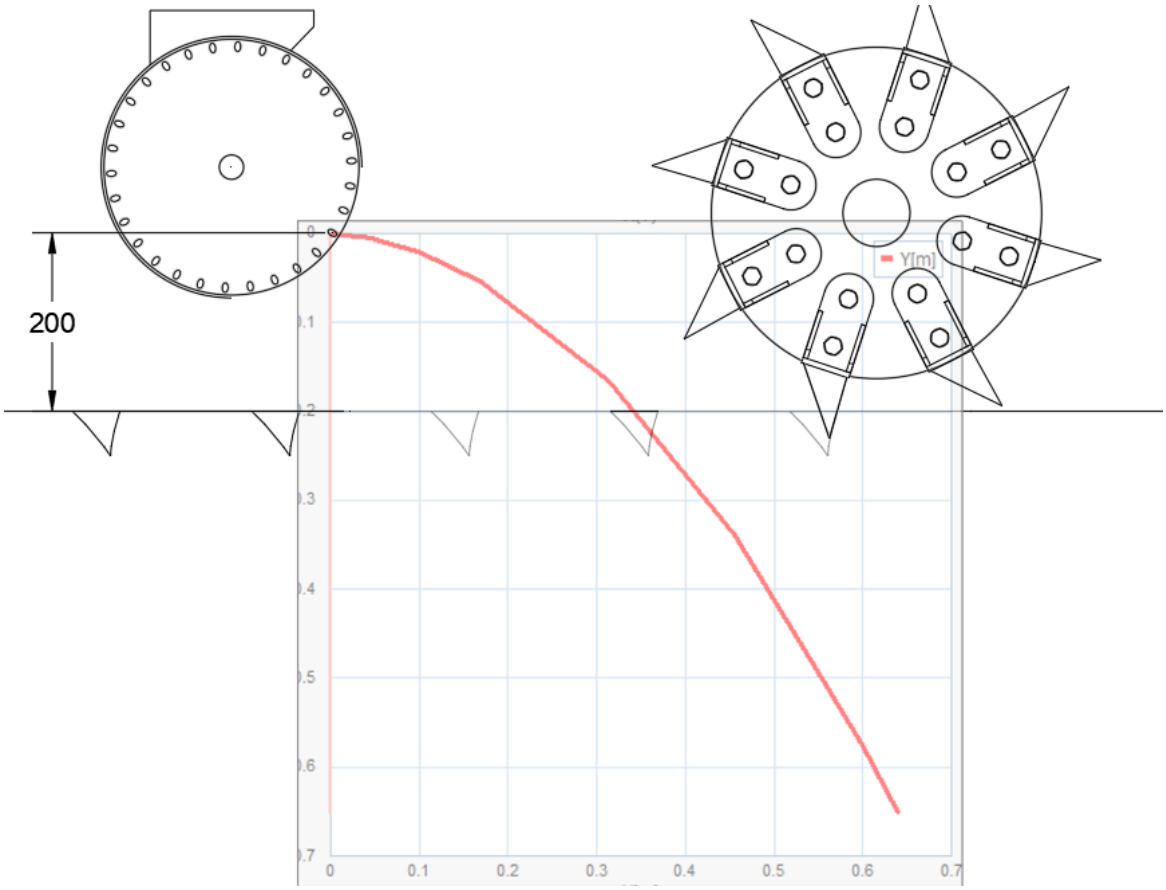


Figura 5-9: Trayectoria de la semilla. Posición de un agujero

A continuación, se analiza la sensibilidad del modelo respecto a sus parámetros. Para ello, en el simulador programado (anexo 1) se modifican valores de parámetros para visualizar cómo cambian las gráficas.

El primero, es el radio de la semilla, si bien el parámetro de radio para semilla es 2.25 mm, en la figura 5-9 se puede ver la trayectoria cuando intercepta al suelo para 1,5 mm, 2,25 mm y 3 mm. Por las variaciones despreciables que se obtienen, se llega a la conclusión que, para este modelo, la trayectoria de la semilla no es sensible al radio de la misma (R_{sem}).

De la misma manera, se observan variaciones despreciables para el parámetro masa de la semilla (m). En la figura 5-10 se puede observar que, para masas de 0,2 g, 0,25 g y 0.3 g, las intersecciones de la semilla con el suelo, distan en el orden de las centésimas de milímetro.

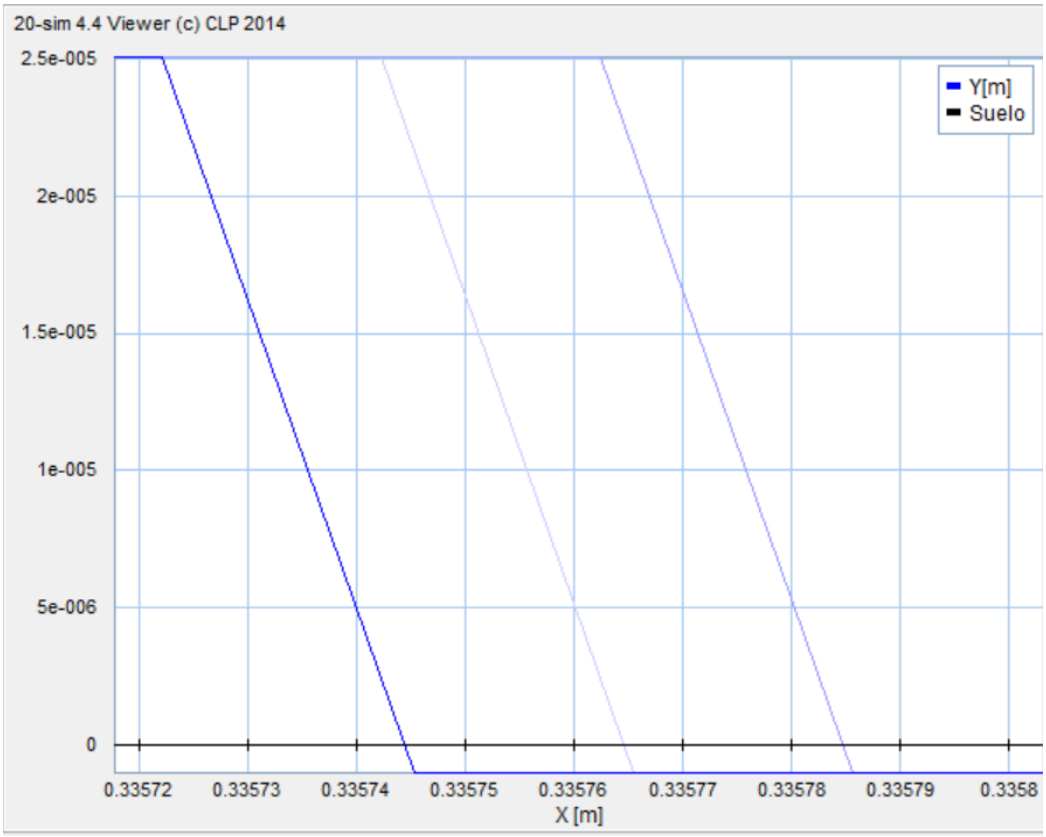


Figura 5-9: Influencia de R_{sem} en la trayectoria de la semilla. Vt = 7 Km/h

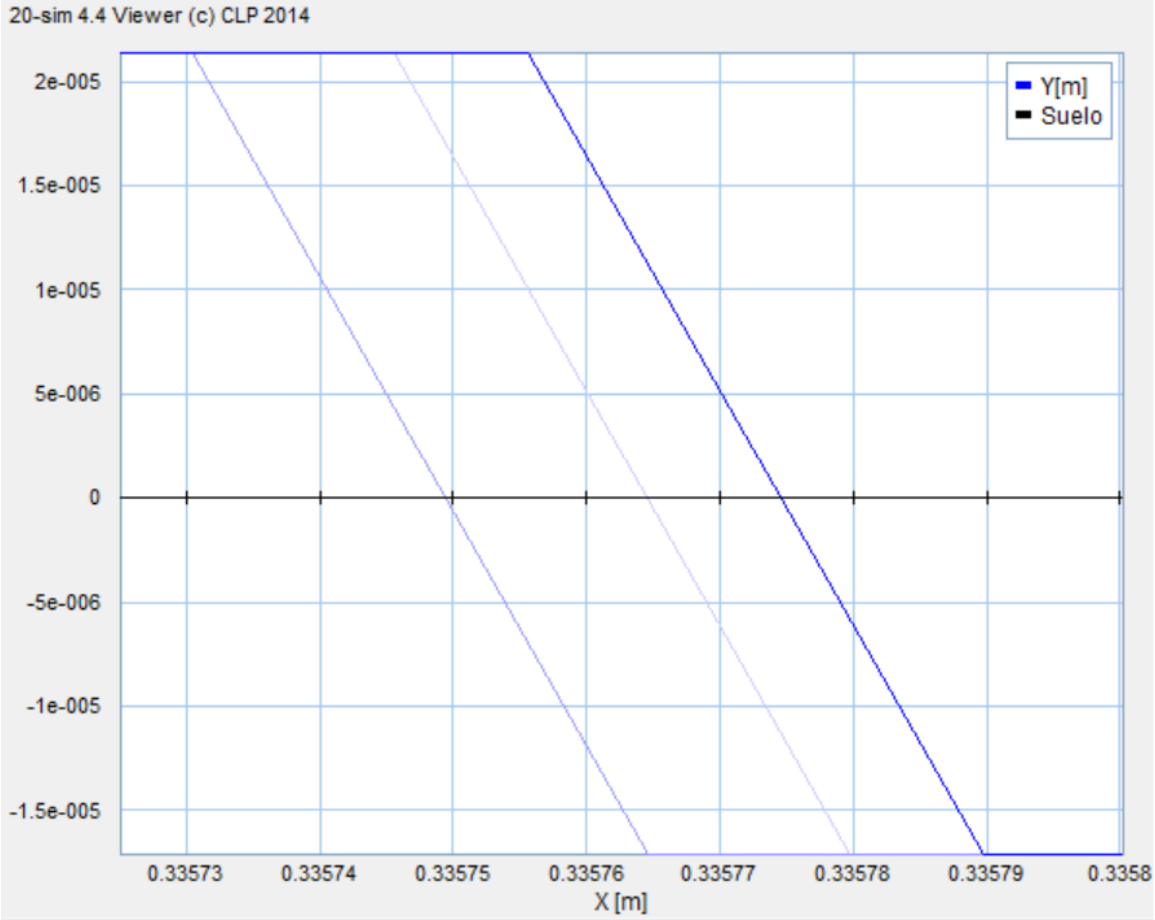


Figura 5-10: Influencia de la masa de la semilla en la trayectoria. Vt = 7 Km/h

Como se puede observar, para el modelo adoptado, variaciones en la masa o el radio de la semilla no generan cambios significativos en la trayectoria. Contrariamente, la velocidad de siembra Vt es el parámetro que más afecta la trayectoria de la curva. Para entender su influencia, se grafica la velocidad objetivo (7km/h) en un entorno. De esta forma, se observa cuál es el rango máximo para garantizar que la semilla sea depositada en el agujero. Para un suelo perfectamente horizontal, este rango corresponde a (7 ± 0,5) km/h. Ver figuras 5-11, 5-12 y 5-13.

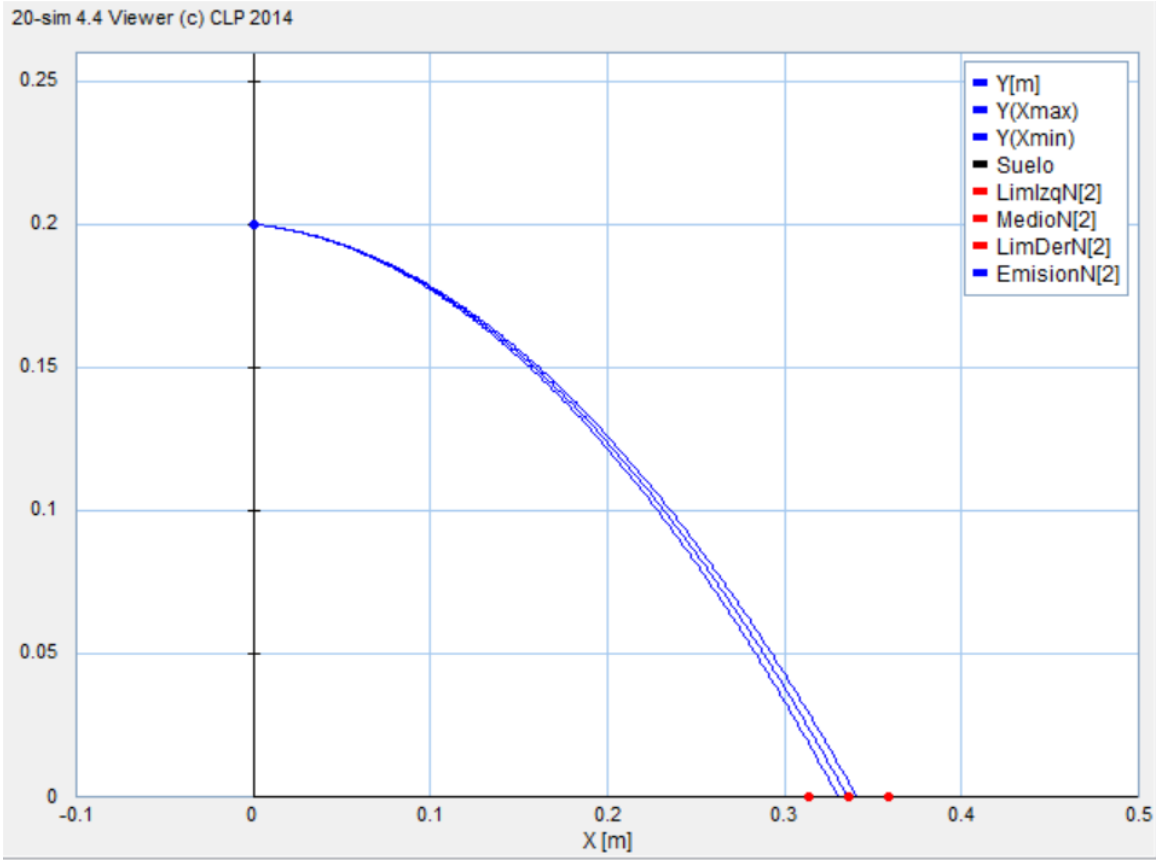


Figura 5-11: Trayectoria para Vt = (7 ± 0,1) km/h

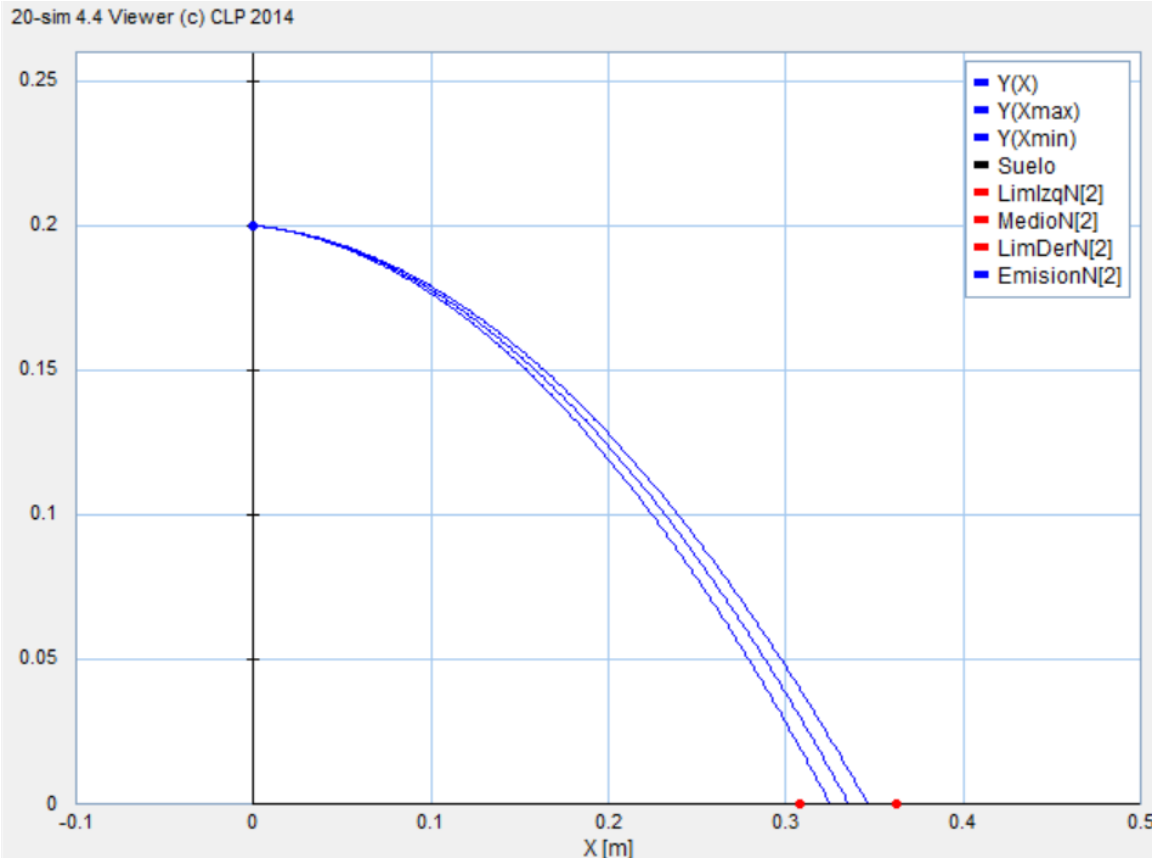


Figura 5-12: Trayectoria para Vt = (7 ± 0,2) km/h

En el caso de un suelo horizontal perfectamente regular, trabajar con un rango de velocidad Vt = (7 ± 0,5) Km/h es suficiente. Pero para un caso de suelo horizontal con cierta irregularidad es más conveniente adoptar un rango Vt = (7 ± 0,2) km/h o menor. (figura 5-12).

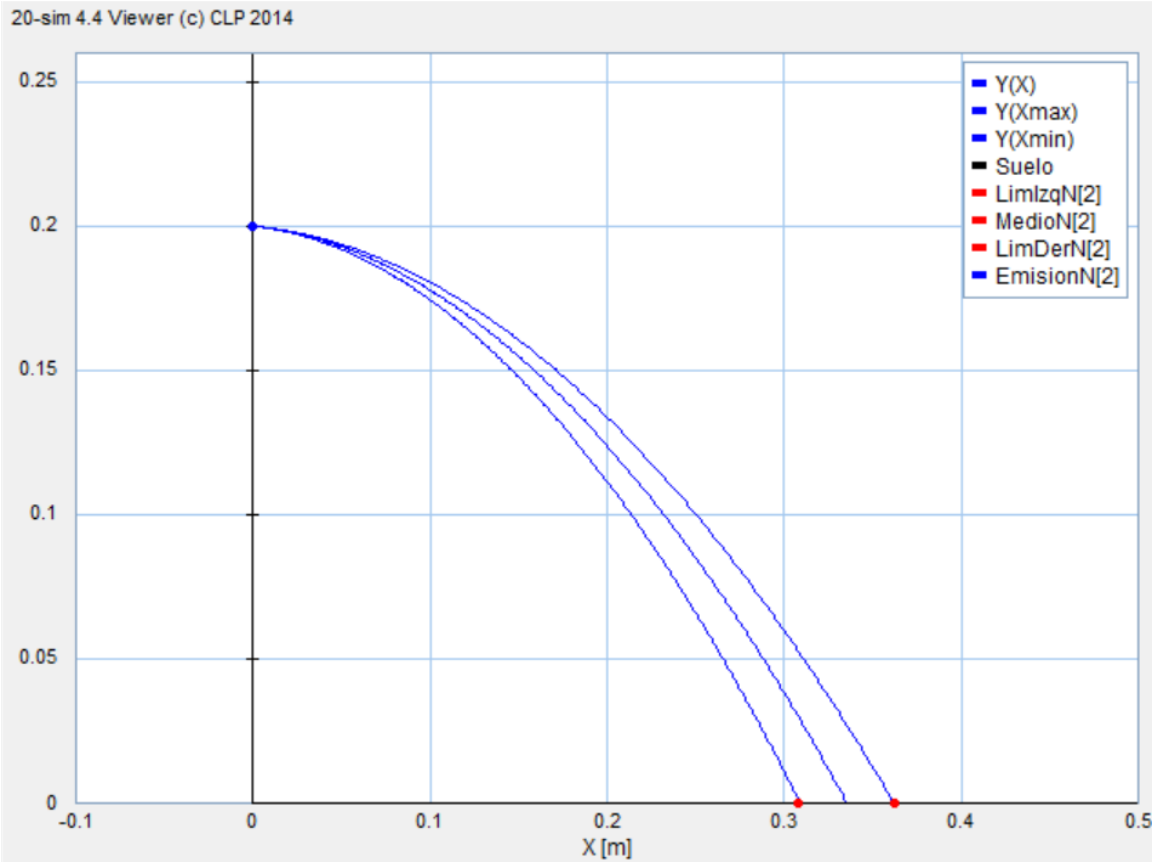


Figura 5-13: Trayectoria para Vt = (7 ± 0,5) Km/h

En todas estas simulaciones se considera al suelo plano y sin pendiente. El próximo análisis agrega un grado más a la dificultad y propone que el suelo tenga un ángulo o pendiente constante.

Se realizan sobre el simulador las modificaciones para poder fijar el ángulo del suelo y, en consecuencia, la posición del punto de emisión de la semilla y la posición del agujero.

Por ejemplo, si el suelo tiene un ángulo de 2° (figuras 5-14 y 5-15), la semilla cae en el borde izquierdo del agujero. Si, en cambio, el ángulo es de -2° (figuras 5-16), la semilla cae cerca del borde derecho. La pendiente del suelo es evidentemente un factor fundamental que condiciona la funcionalidad del mecanismo.

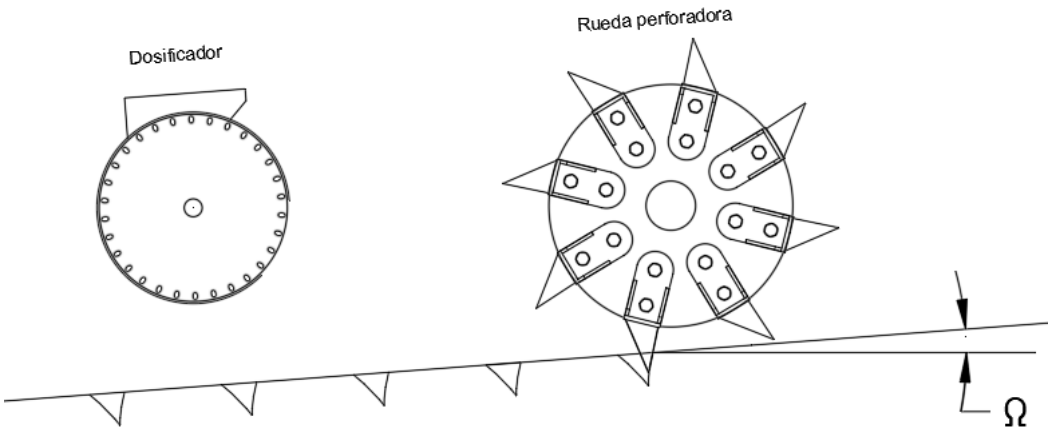


Figura 5-14: Suelo con pendiente positiva

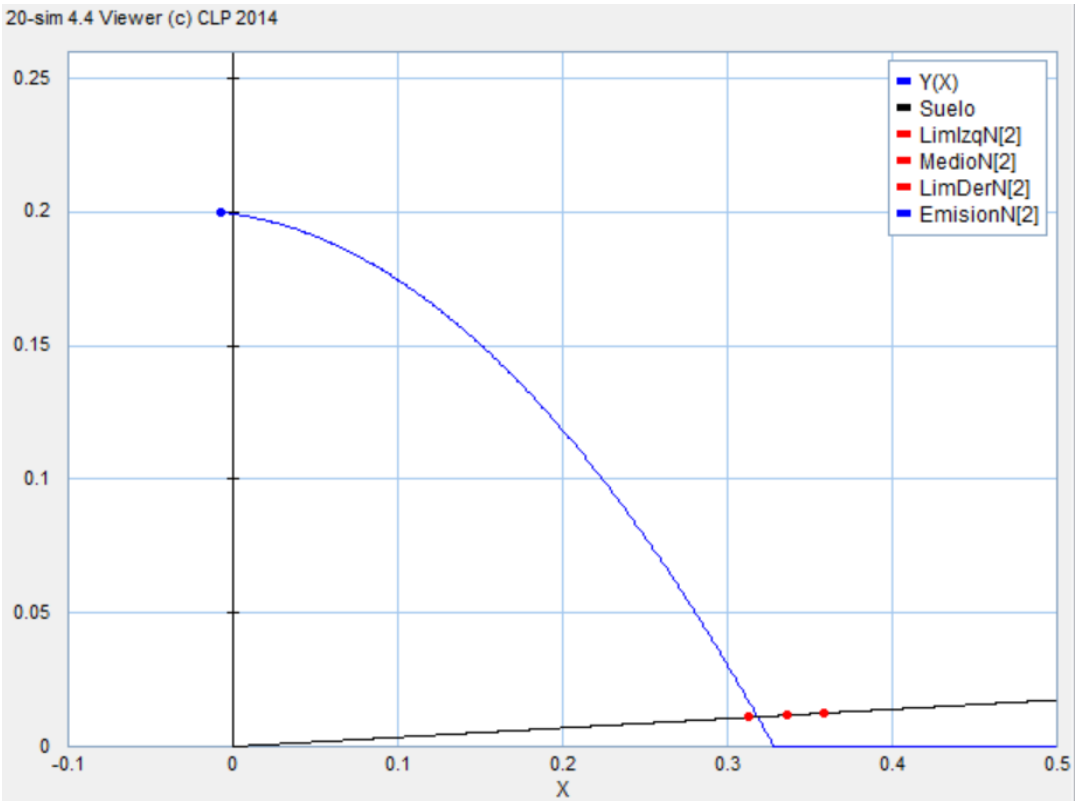


Figura 5-15: Pendiente de 2°. Semilla en borde izquierdo del agujero. Vt = 7 Km/h

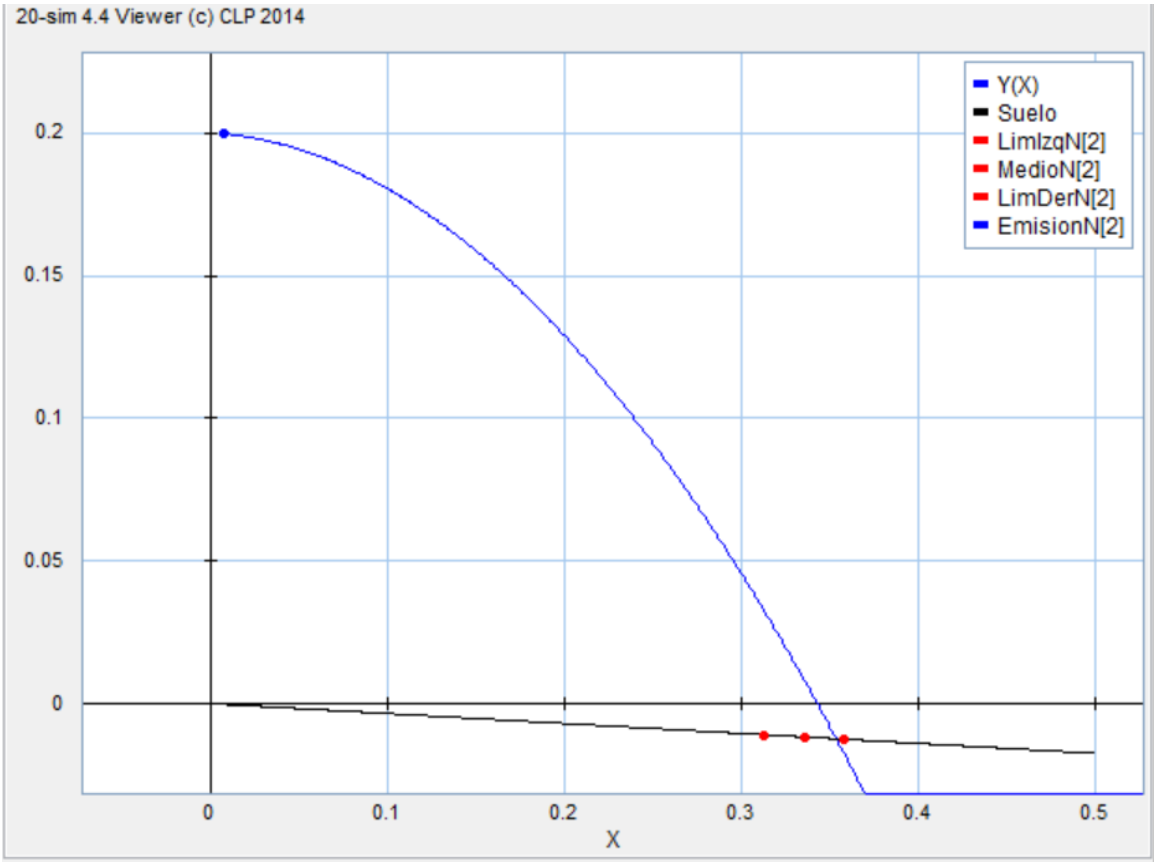


Figura 5-16: Pendiente de -2°. Semilla en borde izquierdo del derecho. Vt = 7 Km/h

Si además se suma el efecto de la variación posible de velocidad, el funcionamiento se ve bastante comprometido. Por esta razón, como parte del mecanismo se dota al dosificador de movimiento longitudinal para mitigar el efecto de la pendiente. Esta cualidad da al mecanismo cierta flexibilidad, propone una innovación y también un desafío. Se propone un diseño tentativo en “Sistema de desplazamiento longitudinal para el dosificador” en el presente capitulo.

Si se observa la figura 5-17, se puede ver primero al mecanismo sobre un suelo horizontal, allí la trayectoria intercepta al agujero. En el segundo caso, el terreno toma determinado ángulo y la trayectoria termina fuera del agujero. En cambio, si el dosificador se desplaza unos pocos centímetros, como se ve en la última imagen, la misma vuelve a terminar sobre el agujero.

Luego de superponer diferentes rangos de velocidad de trabajo, posibles ángulos de terreno y posibilidad de movimiento longitudinal del dosificador, se llega a un compromiso.

Para una posibilidad de trabajo en suelos regulares con pendientes entre -8° y 10°, con un control de velocidad determinado (ver tabla 5-1), y con un dosificador que pueda desplazarse 70 mm en sentido positivo (hacia la rueda) y 70 mm en sentido negativo (en lejanía de la rueda) y según este modelo teórico, la semilla llega al agujero. En las figuras desde 5-18 hasta 5-24 se pueden observar las trayectorias para las distintas pendientes.

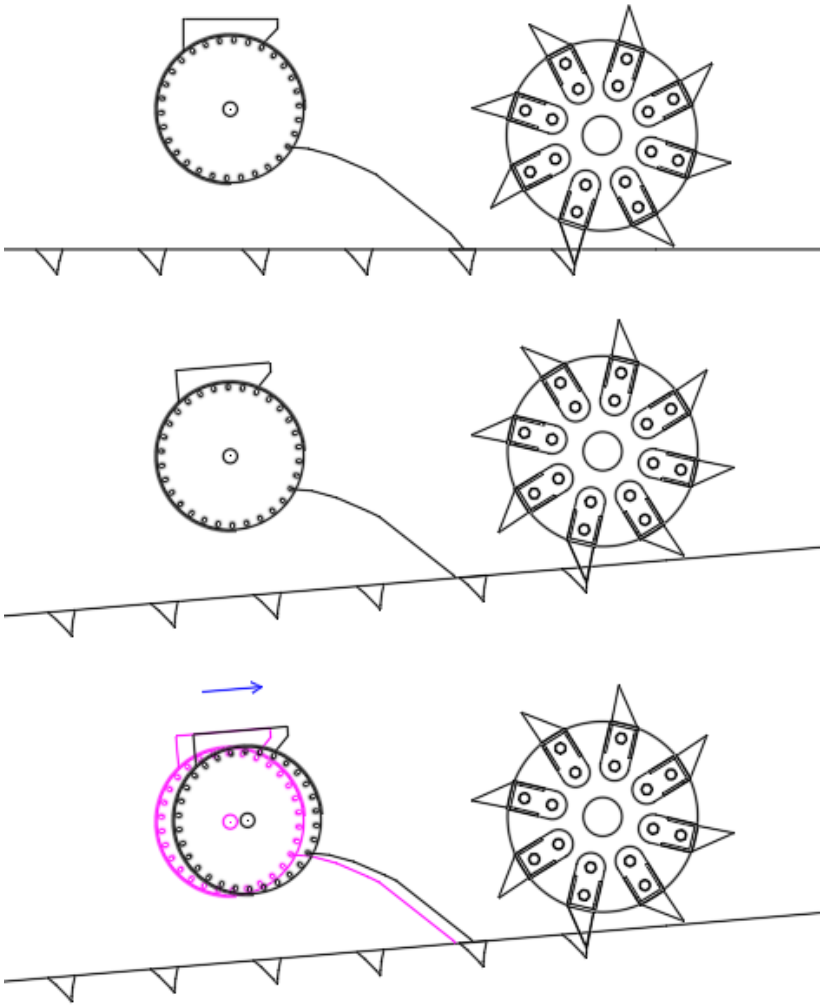


Figura 5-17: Desplazamiento del dosificador para garantizar su funcionamiento

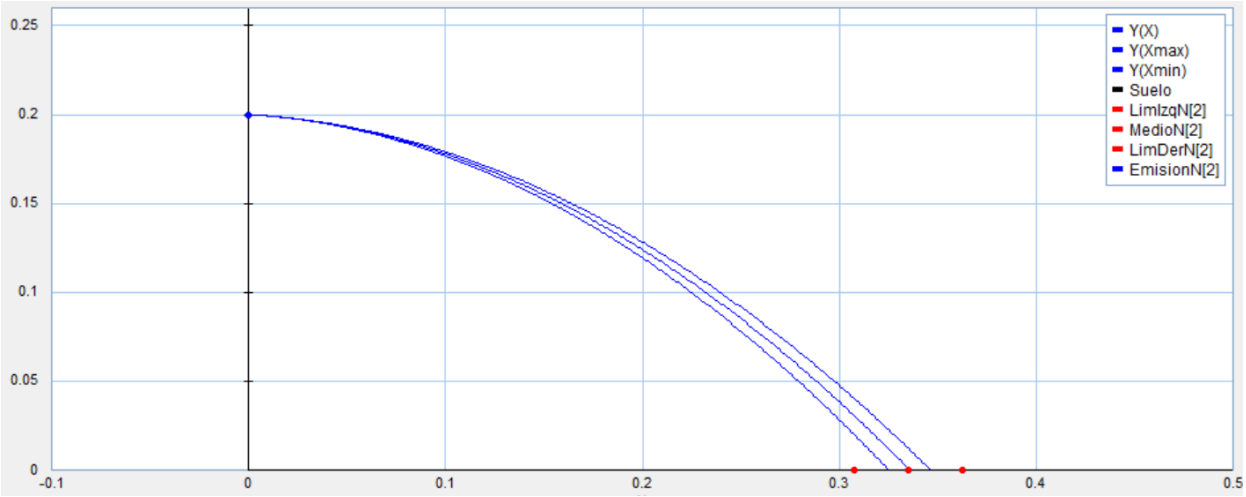


Figura 5-18: Pendiente de 0°. Dosificador en posición central. Vt= (7 ± 0,2) km/h

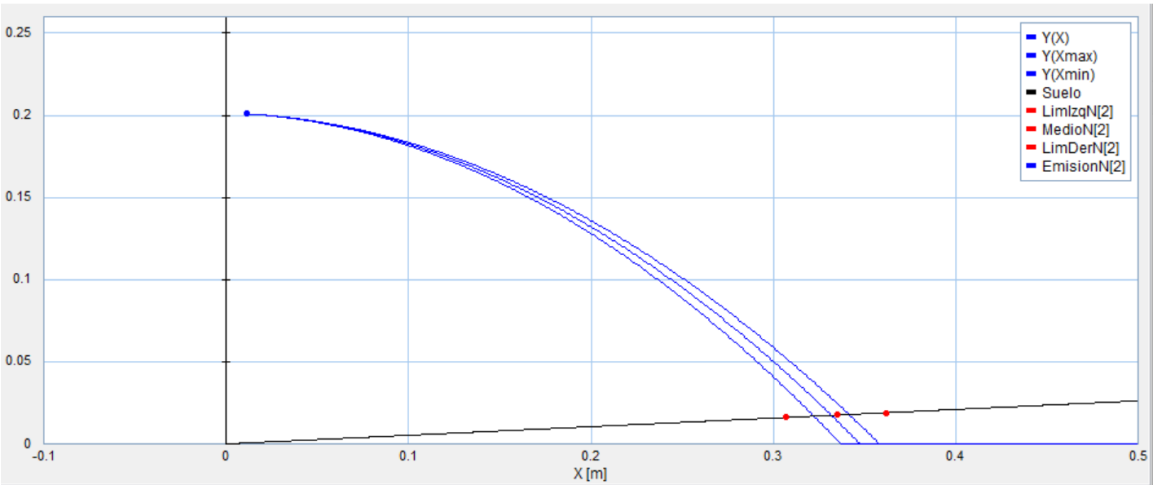


Figura 5-19: Pendiente de 3°. Corrección: 22 mm positiva. Vt= (7 ± 0,2) km/h

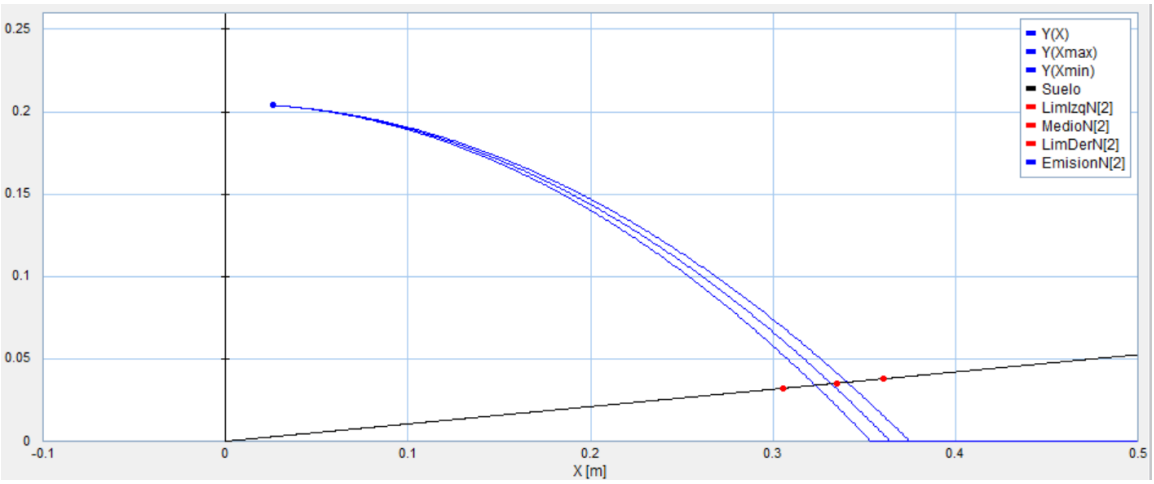


Figura 5-20: Pendiente de 6°. Corrección: 47 mm positiva. Vt= (7 ± 0,2) km/h

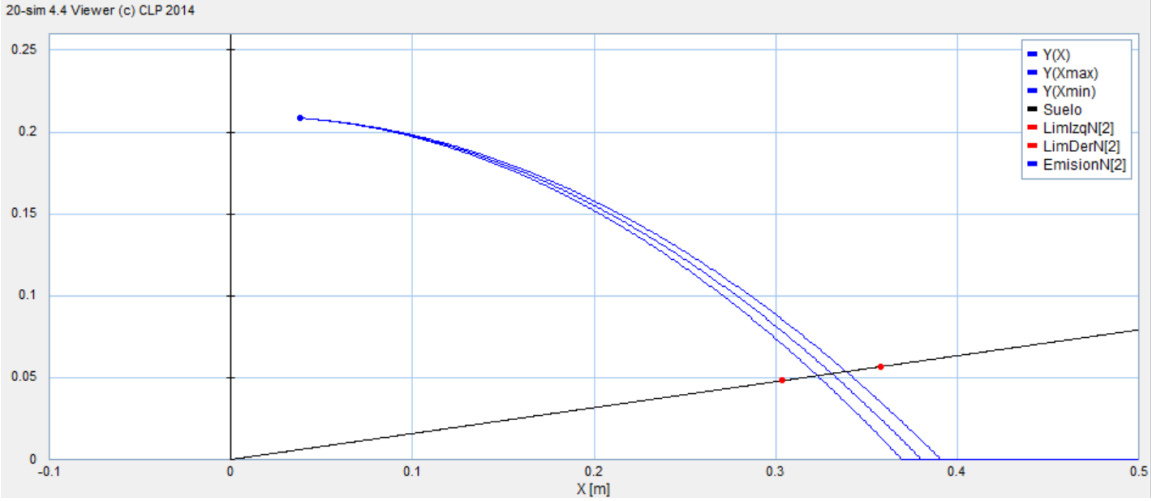


Figura 5-21: Pendiente de 9°. Corrección: 70 mm positiva. Vt= (7 ± 0,2) km/h

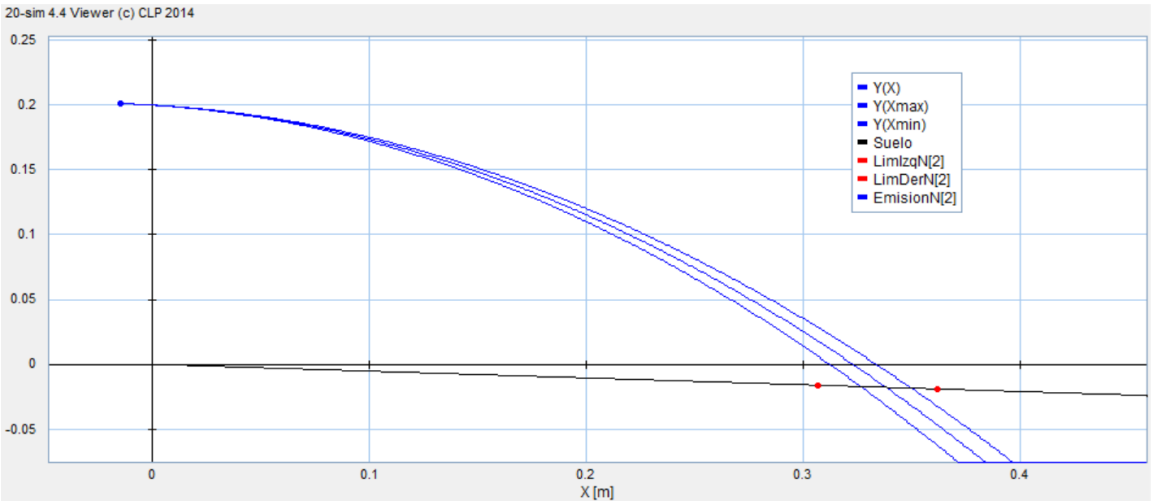


Figura 5-22: Pendiente de -3°. Corrección: -25 mm. Vt= (7 ± 0,2) km/h

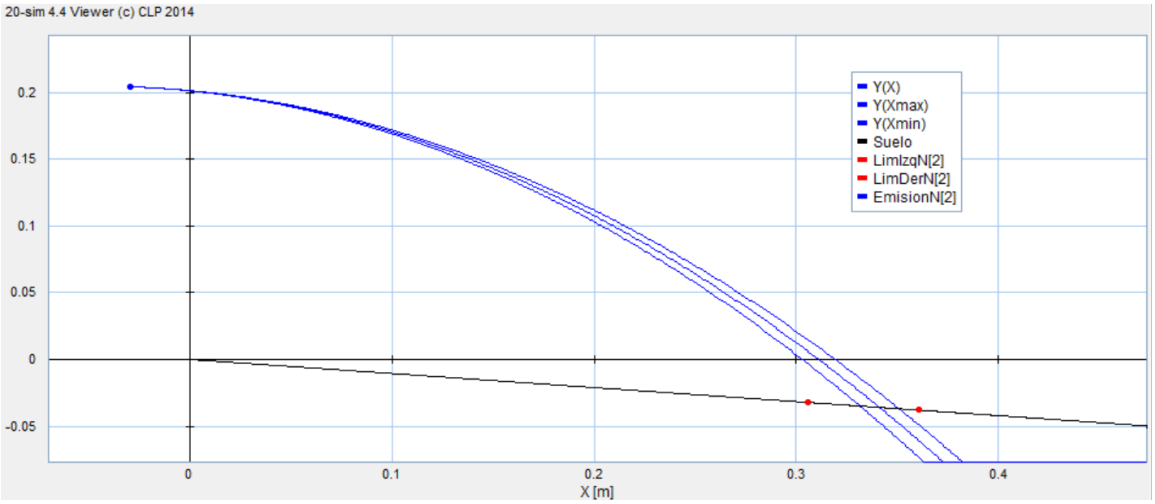


Figura 5-23: Pendiente de -6°. Corrección: -51 mm. Vt = (7 ± 0,15) km/h

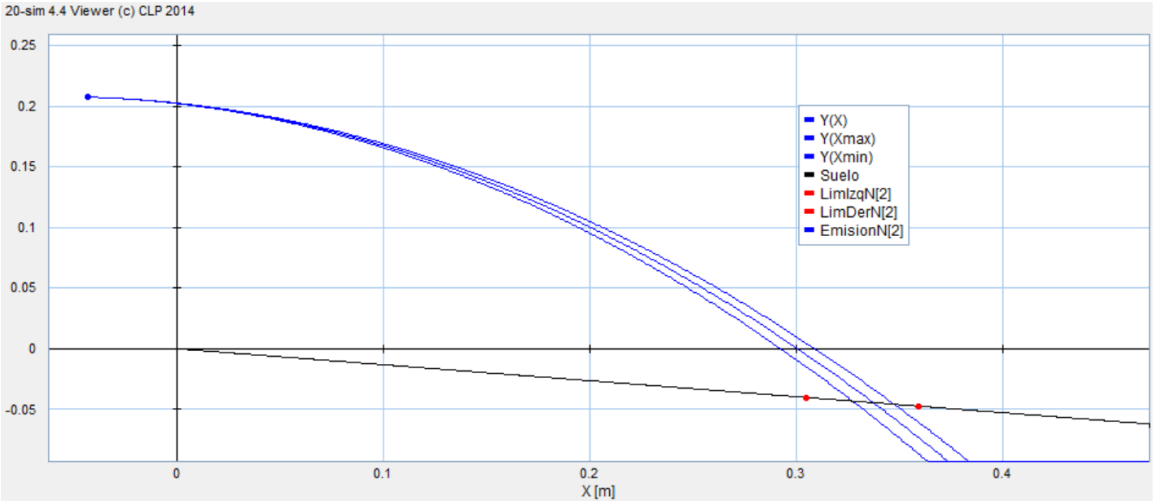


Figura 5-24: Pendiente de -8°. Corrección: -70 mm. Vt = (7 ± 0,15) km/h

Tabla 5-1: Parámetros a adoptar para suelos con pendiente positiva:

Pendientes positivas		
Pendiente [°]	Desplazamiento dosificador [mm]	Velocidad [Km/h]
0	0	7 ± 0,2
3	22	7 ± 0,2
6	47	7 ± 0,2
9	70	7 ± 0,2

Tabla 5-2: Parámetros a adoptar para suelos con pendiente negativas:

Pendientes negativas		
Pendiente [°]	Desplazamiento dosificador [mm]	Velocidad [Km/h]
-3	-25	7 ± 0,2
-6	-50	7 ± 0,15
-8	-70	7 ± 0,15

Rueda perforadora y herramientas penetradoras

A lo largo de los capítulos anteriores se definen las dimensiones principales de los agujeros que realiza la rueda perforadora. En este capítulo se dimensiona la rueda y las herramientas que realizan los mismos.

Primero es necesario recordar las dimensiones hasta ahora definidas, las cuales se pueden observar en la figura 5-25.

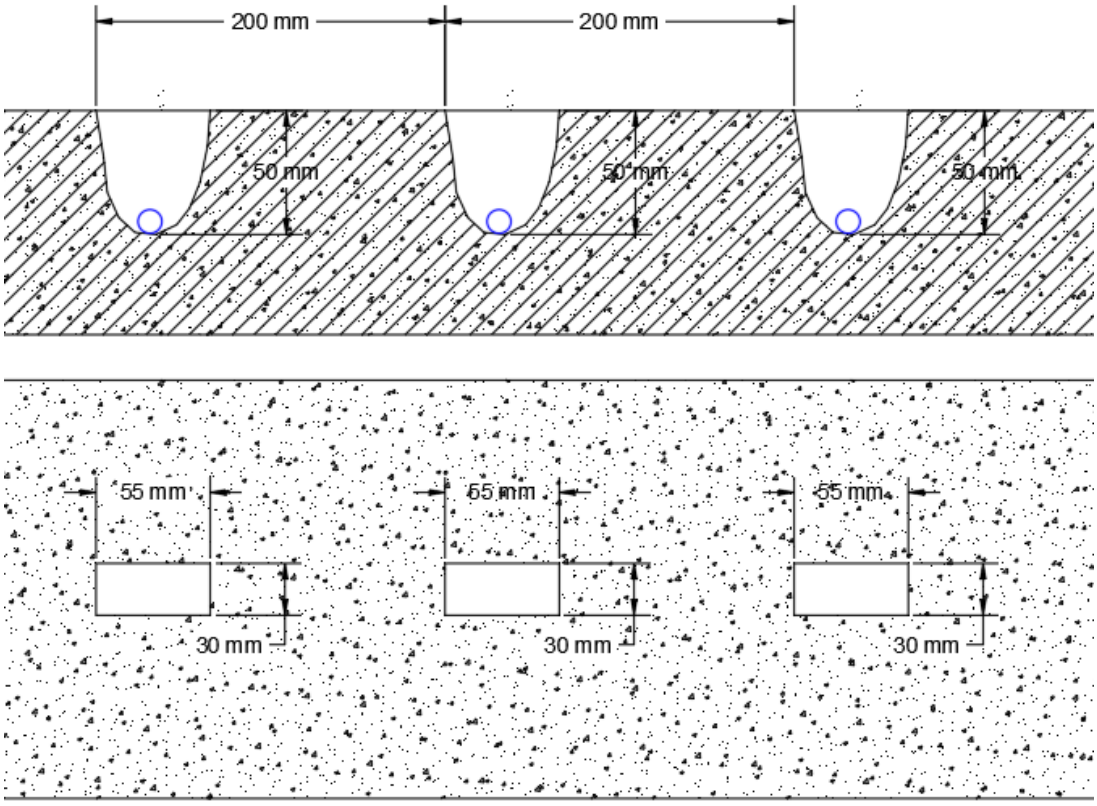


Figura 5-25: Esquema de los agujeros: dimensiones definidas hasta el momento

El concepto de la rueda perforadora consta de una placa base que porta una cierta cantidad de herramientas que perforan el suelo. Esta rueda gira alrededor de su eje y a la vez se traslada (figura 5-26).

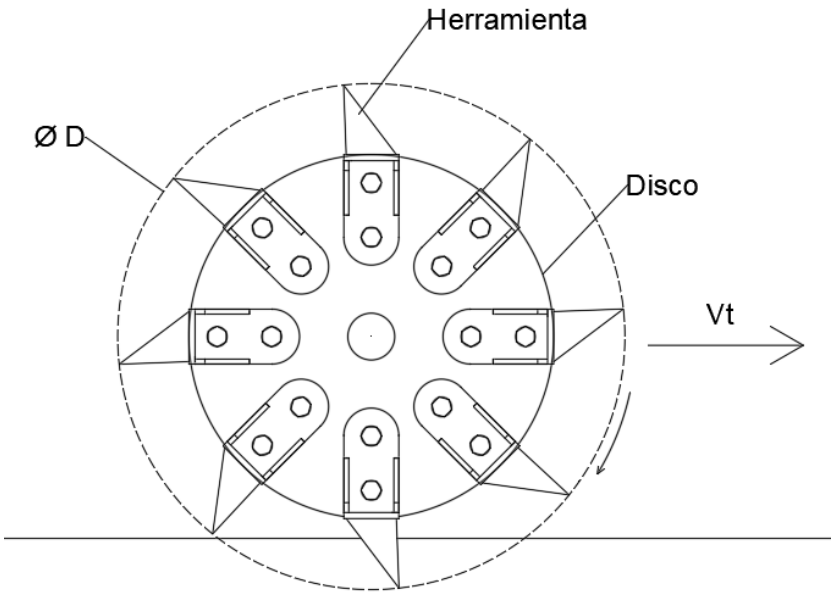


Figura 5-26: Esquema de la rueda perforadora

El primer paso para el diseño de la rueda se estima un diámetro lógico. Para esto, se supone un diámetro tentativo de 500 mm.

Se define la ecuación que relaciona el diámetro exterior con la cantidad de herramientas necesarias:

$$Nh = \pi \frac{D}{d} \quad (5.11)$$

Donde:

- Nh Número de herramientas.
- D Diámetro exterior.
- d Distancia entre agujeros.

Para el diámetro tentativo D1 = 500 mm tenemos:

$$Nh1 = \pi \frac{D1}{d} = \pi \frac{500\,mm}{200\,mm} = 7.85$$

Ahora se realiza el cálculo para Nh = 8 herramientas y se corrige el diámetro exterior.

$$D = d\frac{Nh}{\pi} = 200\,mm\frac{8}{\pi} = 510\,mm$$

La siguiente consideración tiene que ver con la libertad de giro de la rueda. Una posibilidad consiste en dejar la rueda libre y que su movimiento esté determinado por el movimiento traslacional del tren de siembra y la interacción de la misma con el suelo. Sin embargo, se opta por controlar la velocidad de giro de la rueda, de manera de garantizar que la velocidad tangencial Vr en el extremo de cada herramienta sea, en módulo, la misma que la de traslación Vt. Ver figura 5-27.

Como se ve más adelante en los planos del equipo, este control se realiza con una transmisión a cadenas que vincula la rueda de la sembradora con las ruedas perforadoras de los trenes de siembra. Así, se garantiza que los agujeros sean todos iguales a pesar de las variaciones de velocidad del equipo. Además, de esta manera se realizan agujeros a la profundidad deseada con un mínimo movimiento de tierra. Si se analiza el movimiento de una herramienta dada, al tener Vr + Vt = 0, el movimiento de la misma respecto a la tierra es de pivoteo respecto a su vértice. Es decir, que penetra hasta la profundidad deseada, gira respecto a ese punto de velocidad cero para darle el volumen al agujero y sale de la tierra. Ver secuencia de movimiento de la figura 5-28.

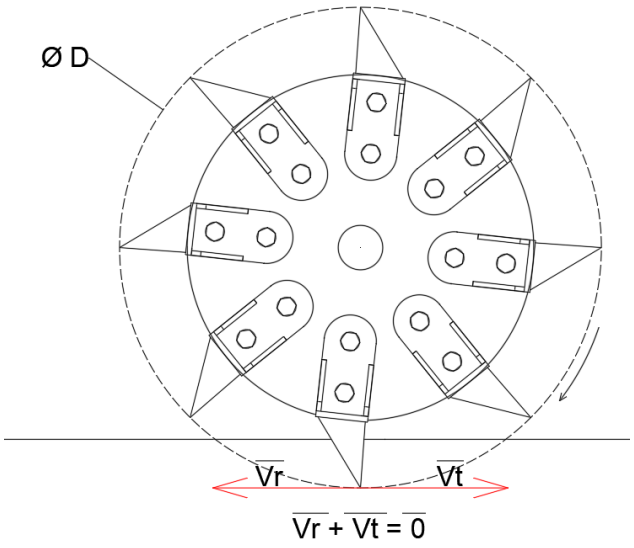


Figura 5-27: Relación de velocidades.

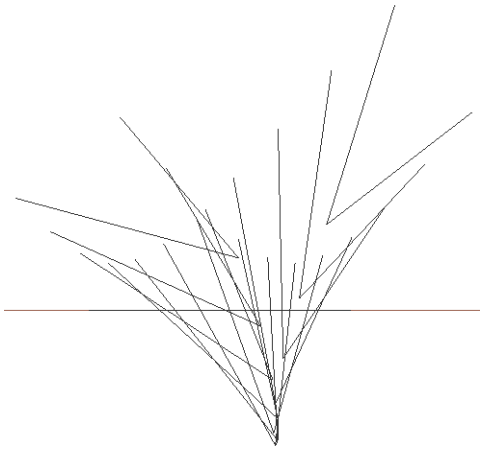


Figura 5-28: Relación de velocidades.

Ahora, se observa qué vinculación tiene el diámetro exterior de la rueda con la velocidad de siembra Vt. La ecuación es:

$$\frac{D}{2}\,\omega = Vr = Vt \quad (5.12)$$

$$\omega = \frac{2}{D}\,Vt$$

Donde:

- ω Velocidad angular.
- D Diámetro exterior.
- Vt Velocidad lineal de traslación.
- Vr Velocidad lineal tangencial de la herramienta.

Se reemplaza con la velocidad de siembra de 7 km/h y el diámetro exterior de 509 mm, se obtiene:

$$\omega = \frac{2}{D}\,Vt$$

$$\omega = \frac{2}{509\ mm}\ 7\ km/h$$

$$\omega = \frac{2}{0.509\ m}\ 1.92\ m/s$$

$$\omega = 452 \text{ RPM}$$

Finalmente, se tiene lo necesario para analizar la forma de la herramienta. Se conoce el diámetro exterior de la rueda, la cantidad de herramientas, la velocidad de rotación y la velocidad de traslación. Con esta información, con las dimensiones de los agujeros definidos y con un programa de dibujo 2D, se realizan gráficamente secuencias de movimiento de la rueda sobre el suelo para distintas formas de herramienta. Para identificar cada posición de una determinada herramienta durante el periodo donde la misma se encuentra interactuando con el suelo, se coloca un sistema coordenado angular donde se considera que la herramienta está en 0° cuando hace contacto con el suelo (ver figura 5-29). Luego, esta trayectoria se discretiza en 9 posiciones que van desde los 0° hasta los 73.7° y se construye la forma teórica del agujero.

La forma de la herramienta que cumple con las dimensiones de los agujeros es la que se observa en la figura 5-30. En la figura 5-31 se ve la secuencia de movimiento para la misma.

Para detalles sobre la herramienta se observan los planos en el anexo 2.

En las figuras 5-32, 5-33 y 5-34 se muestran las dimensiones de los agujeros que realiza la rueda perforadora.

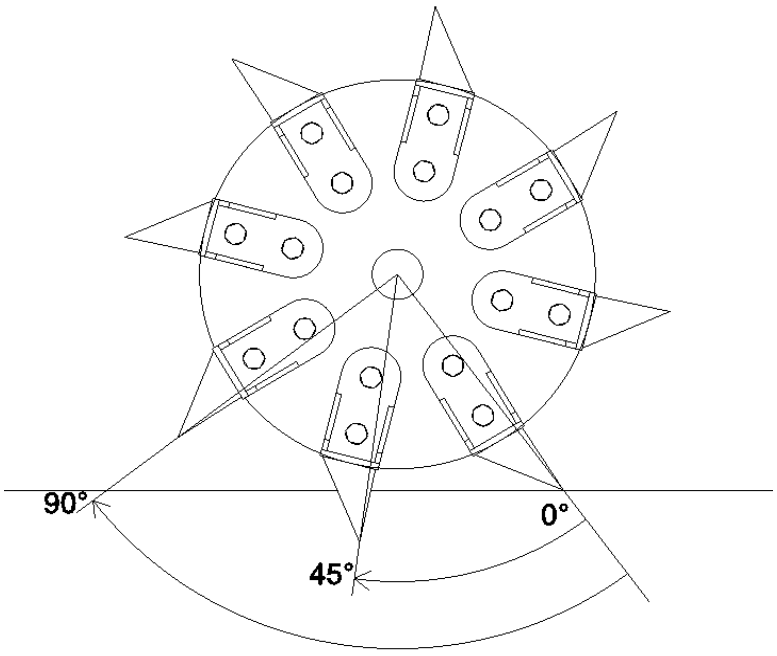


Figura 5-29: Sistema de referencia

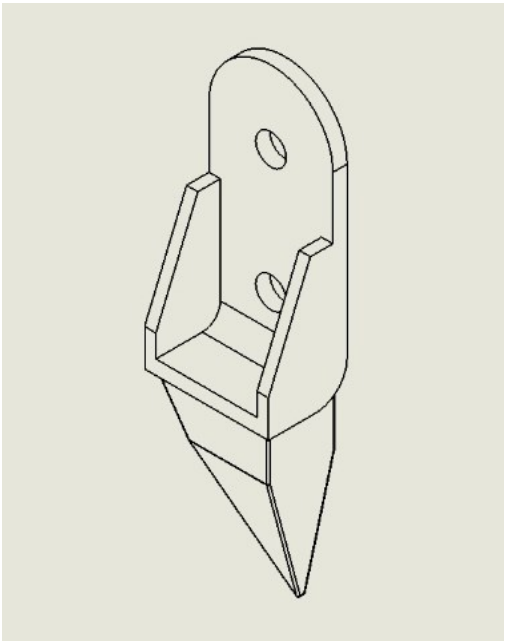


Figura 5-30: Forma de la herramienta penetradora

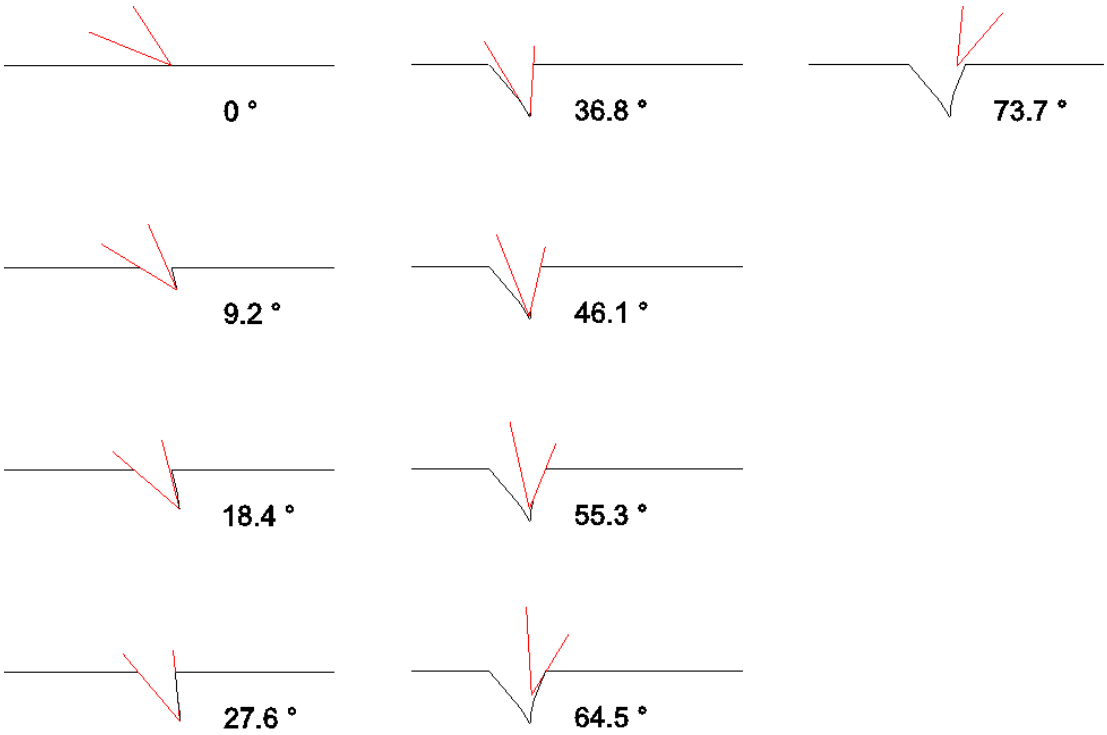


Figura 5-31: Secuencia de movimiento de la herramienta

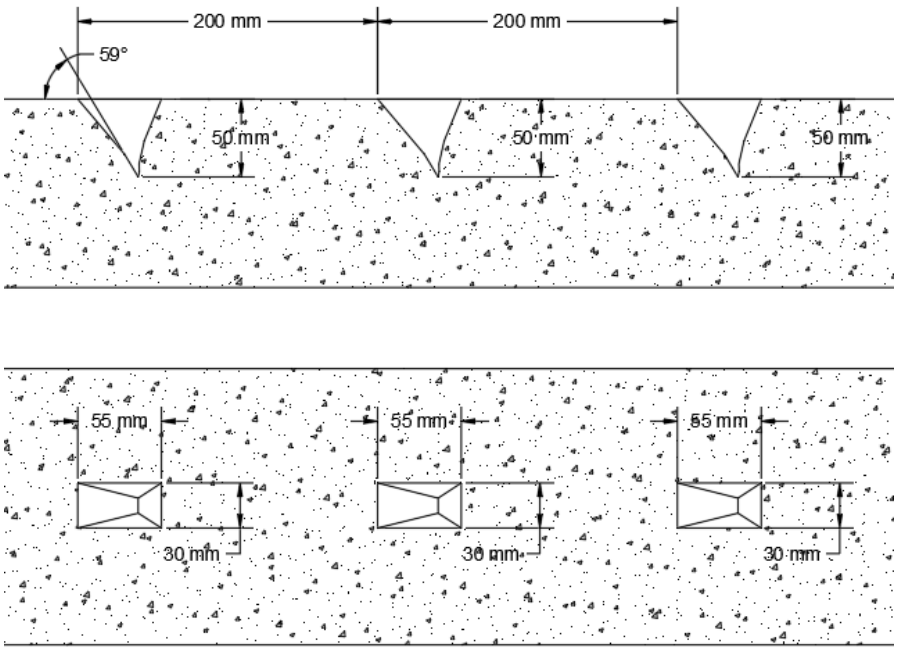


Figura 5-32: Forma teórica de agujeros realizados por la herramienta

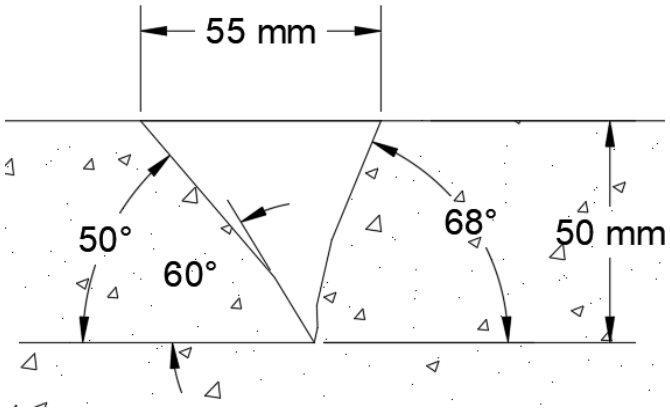


Figura 5-33: Detalle de los ángulos de los agujeros

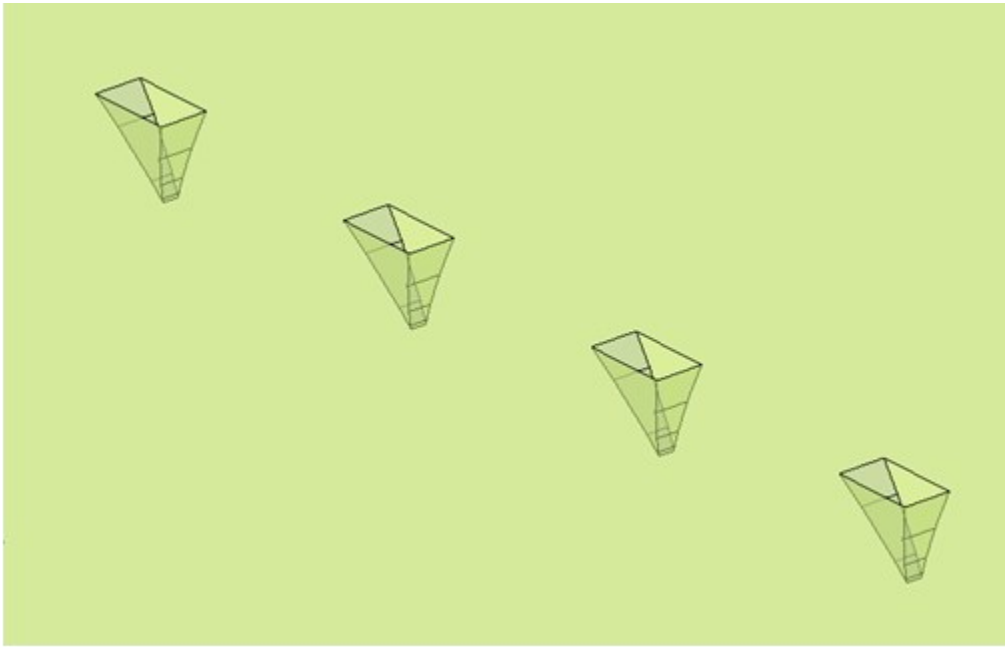


Figura 5-34: Forma teórica de los agujeros

A modo de verificación se realiza una impresión 3D de la cuña de la herramienta para probar sobre el suelo la geometría de los agujeros. Manualmente se trata de emular el movimiento de la cuña para verificar la forma teórica del mismo. En la figura 5-35 se ve la impresión de la cuña (con un agarre distinto al de la herramienta real) y en la figura 5-36 los resultados de la prueba.



Figura 5-35: Impresión 3D de la herramienta



Figura 5-36: Forma de agujero realizado manualmente con la herramienta

Estimación de la potencia necesaria

Definida la geometría de la herramienta, conocida su trayectoria sobre la tierra, y conociendo las propiedades mecánicas de los suelos, se dan las condiciones para realizar un cálculo aproximado de la potencia necesaria para el funcionamiento de la rueda perforadora. Utilizamos este valor estimado para hacer el dimensionamiento del equipo.

El cálculo se realiza primeramente analizando una de las herramientas en su interacción con el suelo. Luego, se procede a describir el estado de solicitación en función de su posición relativa respecto del suelo. Finalmente, se superponen los efectos de las herramientas que simultáneamente interactúan con el suelo y se realiza un análisis dinámico de la rueda en su conjunto.

Como se puede observar en la figura 5-37, la herramienta realiza un movimiento de penetrado sobre el suelo donde, en una primera etapa, es la cara izquierda de la misma, la que hace contacto y comprime el suelo. En una segunda etapa, la herramienta interacciona con el suelo mediante la cara derecha. Se denomina a la primera etapa, etapa “A”, y a la segunda, etapa “B”. Ver figura 5-38. Se realiza esta distinción de etapas porque, para el cálculo y teniendo en cuenta las diferencias de forma de un lado y del otro, los cálculos dinámicos son similares pero distintos.

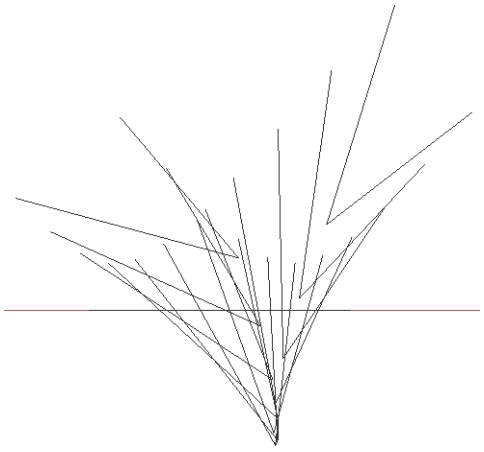


Figura 5-37: Movimiento de la herramienta respecto del suelo

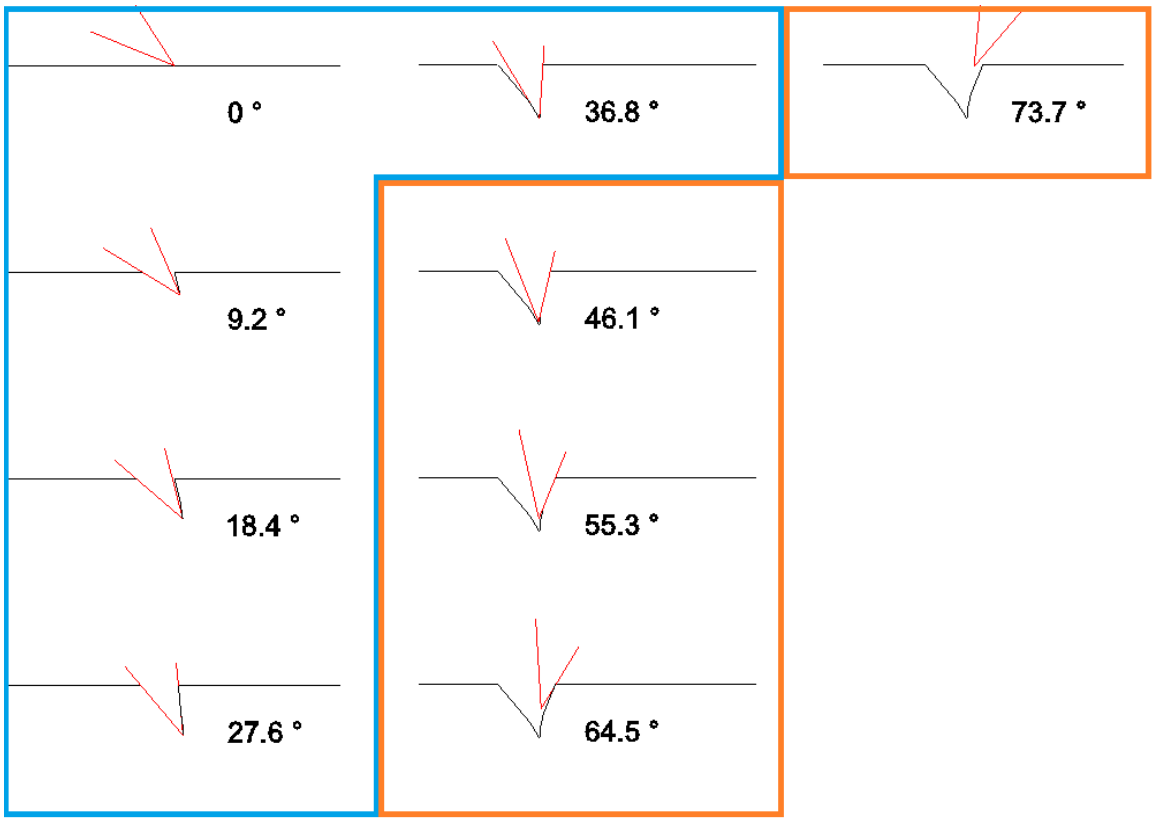


Figura 5-38: Interacción etapa A (azul). Interacción etapa B (naranja)

Se analiza en primer lugar la herramienta en la etapa A. En la figura 5-39 se puede ver el tipo de fuerzas y como interactúan con la cara en contacto.

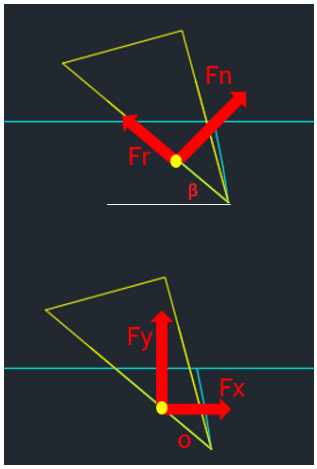


Figura 5-39: Fuerzas sobre la herramienta. Interacción etapa A

La fuerza Fr se calcula haciendo uso de la ecuación (3.3) vista en el capítulo sobre los suelos. Se utiliza una simplificación de la misma adoptando solo el término de la adhesión al suelo y se multiplica por el área en contacto con el mismo.

De esta manera,

$$\mathrm{F}_r = C_a \, \mathrm{A}_{contacto} \quad (5.13)$$

donde sus parámetros son:

- F_r Fuerza de roce.
- C_a Adhesión del suelo.
- $\mathrm{A}_{contacto}$ Área de contacto.

De los coeficientes de adhesión al suelo vistos en el capítulo 3 se contempla la condición más desfavorable, se adopta 0,3 kg/cm^2.

A partir de cálculos geométricos se hace uso de herramientas de dibujo 2D, se calcula el área lateral para cada posición de la herramienta en la etapa A.

Para la fuerza normal a la superficie Fn, además del área lateral de contacto con el suelo, está involucrada la resistencia del mismo a la compresión. Esta resistencia a la penetración depende de muchos factores, como la forma de la herramienta, la velocidad de aplicación de la carga, el tipo de suelo, la profundidad respecto a la superficie del suelo, la compactación y la humedad. Aquí se realiza otra suposición y se adopta una tensión de fallo del suelo a la compresión de 0.20 MPa. Este valor se supone luego del análisis del trabajo [10] donde se calcula la fuerza sobre un penetrador cónico en un suelo determinado. De allí se obtiene un criterio para la elección del valor.

$$\mathrm{F}_n = t \, \mathrm{A}_{contacto} \quad (5.14)$$

donde sus parámetros son:

- F_n Fuerza normal.
- t Tensión de fallo.
- $\mathrm{A}_{contacto}$ Área de contacto.

El coeficiente de tensión de fallo a la compresión se lo supone constante y con un valor de 0,2 MPa en todo el recorrido de penetración de la herramienta.

A partir de cálculos geométricos, haciendo uso de herramientas de dibujo 2D, se ha calculado el área lateral para cada posición de la herramienta en la etapa B.

En la figura 5-40 se pueden ver las fuerzas, según la geometría, que actúan sobre la herramienta.

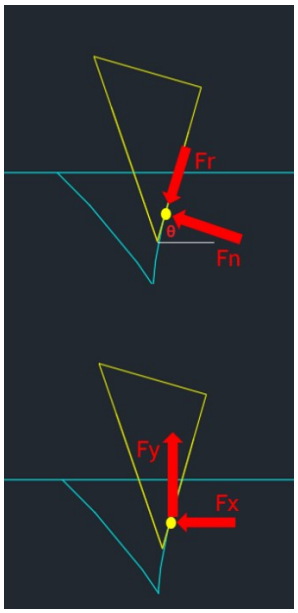


Figura 5-40: Fuerzas sobre la herramienta. Interacción etapa B

Aquí, las ecuaciones para calcular Fn y Fr son las mismas, solo que el área de contacto corresponde al área derecha de la herramienta.

Ahora bien, se conocen las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas que intervienen entre la herramienta y el suelo, y se tiene discretizada la trayectoria de la misma a lo largo del suelo, confeccionando una hoja de cálculo se calcula el estado dinámico de cada posición de la herramienta para las dos etapas. Ver tablas 5-3.

Los datos geométricos de la herramienta para cada posición angular mientras recorre el agujero (área de contacto, ángulos, distancias al centro de la rueda, etc) se determinan geométricamente con el uso de un software de dibujo.

Se considera que la fuerza que realiza el suelo sobre la porción de cuña en contacto se ubica en el centro geométrico de la superficie de contacto. Se considera al momento positivo según la regla de la mano derecha.

Tabla 5-3: Cálculo para cada posición de la herramienta penetradora. Parte 1

Etapa A				
	9.2°		18.4°	
Linea contacto	0.0426	[m]	0.0591	[m]
Angulo beta	31.2	[°]	40.4	[°]
z	10.65	[mm]	19.18	[mm]
Tension falla	0.2	[MPa]	0.2	[MPa]
Ca	30000	[N/m^2]	30000	[N/m^2]
Area contacto	0.00068578	[m2]	0.00111389	[m2]
Area horizontal	0.0005866	[m2]	0.00084827	[m2]
X	0.101	[m]	0.0596	[m]
Y	0.214	[m]	0.0223	[m]
Fn	137.156868	[N]	222.777876	[N]
Fr	20.5735302	[N]	33.4166814	[N]
Fy	127.976727	[N]	191.311903	[N]
Fx	53.4530998	[N]	118.938692	[N]
Fresultante	138.6913	[N]	225.270186	[N]

Tabla 5-3: Cálculo para cada posición de la herramienta penetradora. Parte 2

Etapa A				
	27.6°		36.8°	
Linea contacto	0.0635	[m]	0.0606	[m]
Angulo beta	49.6	[°]	58.9	[°]
z	24.2	[mm]	25.9	[mm]
Tension falla	0.2	[MPa]	0.2	[MPa]
Ca	30000	[N/m^2]	30000	[N/m^2]
Area contacto	0.00124337	[m2]	0.00115731	[m2]
Area horizontal	0.00080586	[m2]	0.00059779	[m2]
X	0.0216	[m]	0.0144	[m]
Y	0.228	[m]	0.23	[m]
Fn	248.674712	[N]	231.461379	[N]
Fr	37.3012067	[N]	34.7192069	[N]
Fy	189.577327	[N]	149.286431	[N]
Fx	165.199665	[N]	180.259133	[N]
Fresultante	251.45674	[N]	234.050835	[N]

M	41.7603938	[N*m]	43.6093251	[N*m]

Tabla 5-3: Cálculo para cada posición de la herramienta penetradora. Parte 3

Etapa B				
	46.1°		55.3°	
Linea contacto	0.05	[m]	0.0423	[m]
Angulo beta	76.9	[°]	67.7	[°]
z	14.48	[mm]	19.6	[mm]
Tension falla	0.2	[MPa]	0.2	[MPa]
Ca	30000	[N/m^2]	30000	[N/m^2]
Area contacto	0.00086656	[m2]	0.00067884	[m2]
Area horizontal	0.00019641	[m2]	0.00025759	[m2]
X	-0.0317	[m]	-0.0716	[m]
Y	0.218	[m]	0.223	[m]
Fn	173.312488	[N]	135.768081	[N]
Fr	25.9968732	[N]	20.3652121	[N]
Fy	13.9611723	[N]	32.6759423	[N]
Fx	-174.69442	[N]	-133.34165	[N]
Fresultante	175.251408	[N]	137.286975	[N]
M	-38.525953	[N*m]	-32.074786	[N*m]

Tabla 5-3: Cálculo para cada posición de la herramienta penetradora. Parte 4

Etapa B		
	64.5°	
Linea contacto	0.0272	[m]
Angulo beta	58.5	[°]
z	11.63	[mm]
Tension falla	0.2	[MPa]
Ca	30000	[N/m^2]
Area contacto	0.00036808	[m2]
Area horizontal	0.00019232	[m2]
X	-0.11	[m]
Y	0.215	[m]
Fn	73.6151644	[N]
Fr	11.0422747	[N]
Fy	29.0487309	[N]
Fx	-68.536819	[N]
Fresultante	74.4387282	[N]
M	-17.930776	[N*m]

A partir de estos cálculos, se construyen las curvas de la fuerza longitudinal Fx y momento M en función de la posición angular de la herramienta. En las curvas se observa la simultaneidad de acción de las herramientas. Ver figuras 5-41, 5-42 y 5-43.

Luego, se suman los efectos de fuerzas Fx y los momentos M de cada herramienta para obtener la fuerza longitudinal total y el momento total sobre la rueda. Ver figuras 5-44 y 5-45.

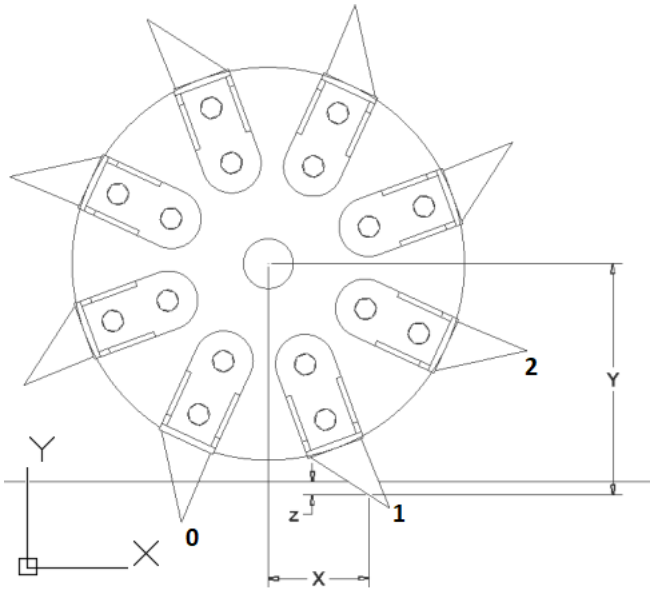


Figura 5-41: Simultaneidad de herramientas sobre el suelo

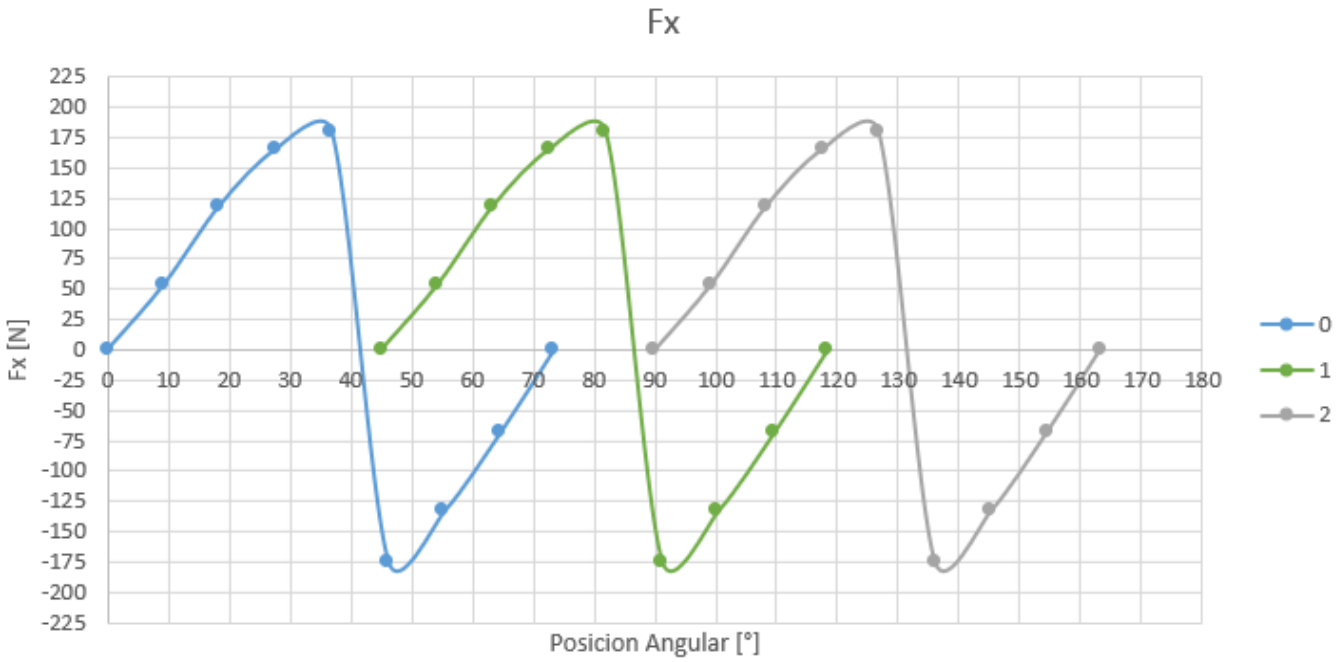


Figura 5-42: Simultaneidad de herramientas sobre el suelo. Fx

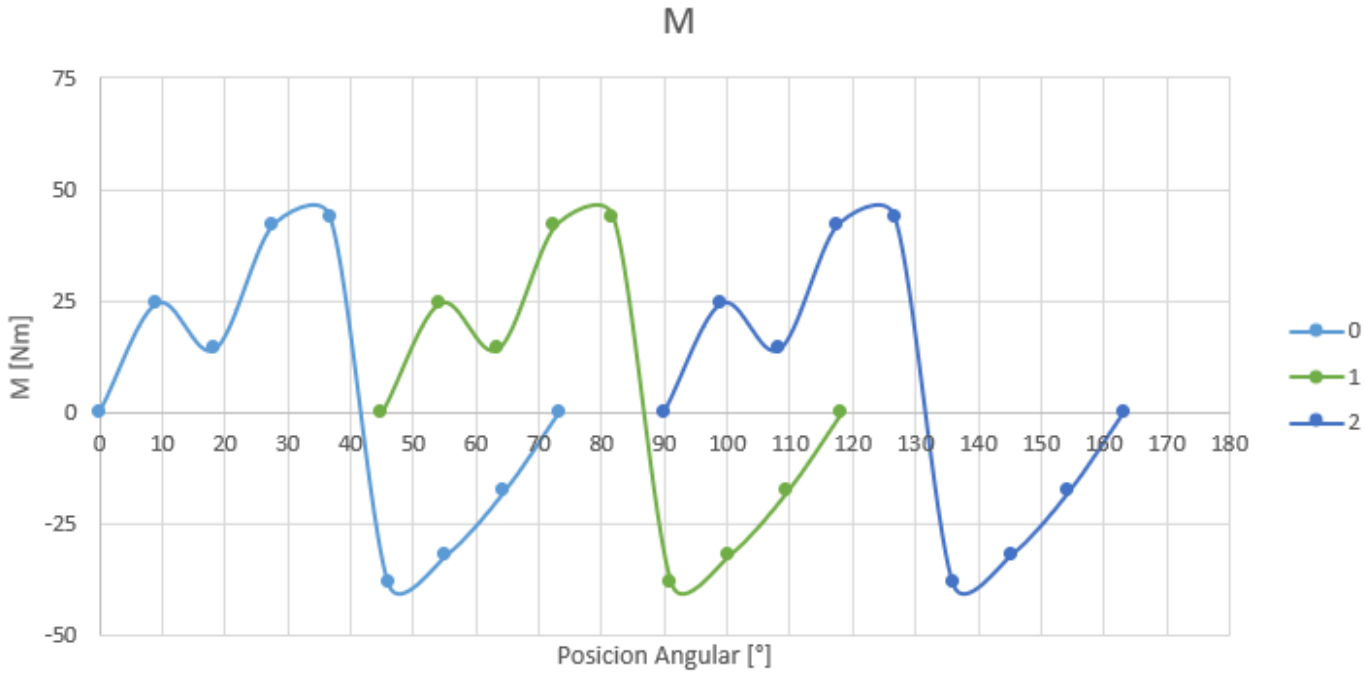


Figura 5-43: Simultaneidad de herramientas sobre el suelo. Momento respecto eje de la rueda

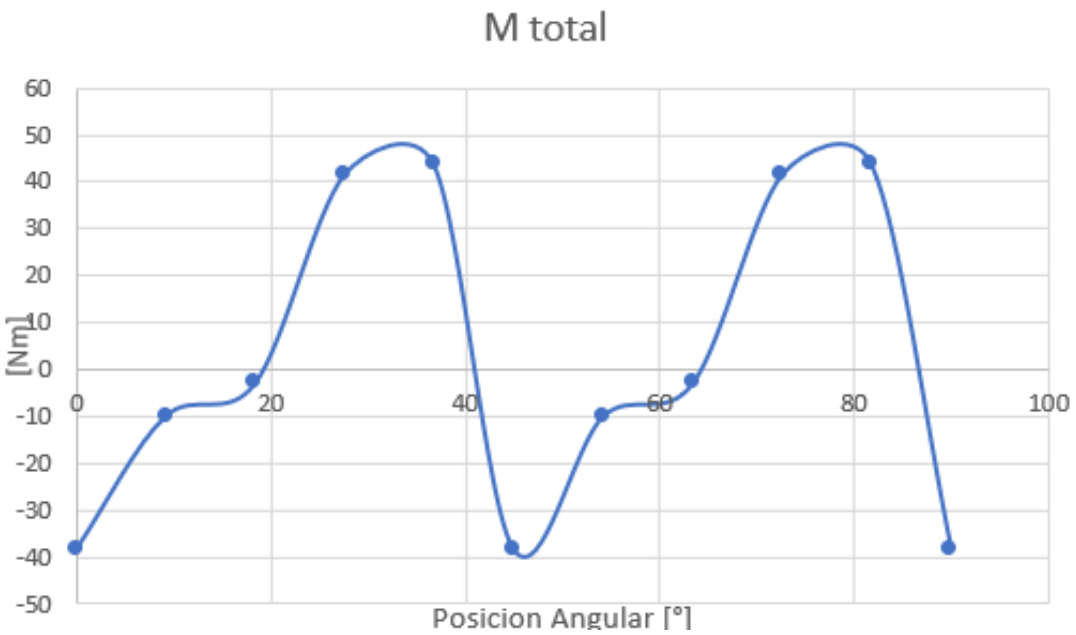


Figura 5-44: Simultaneidad de herramientas sobre el suelo

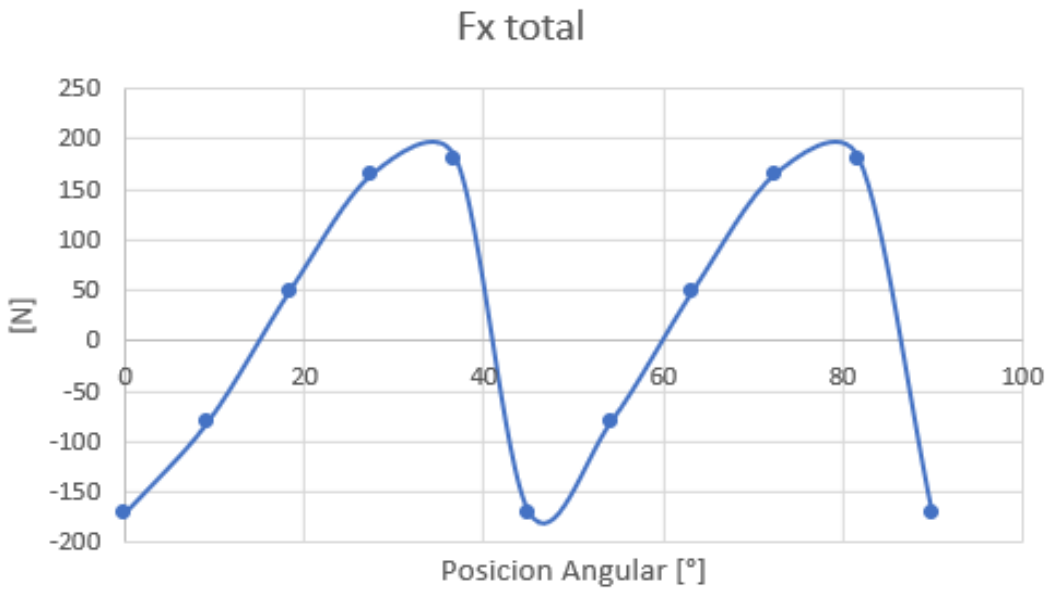


Figura 5-45: Simultaneidad de herramientas sobre el suelo

Para continuar con el cálculo de la potencia teórica, se realiza el cálculo de la fuerza longitudinal media $\mathrm{F}_{X\,media}$ en la la dirección de X y el momento medio M_{media}. De esta manera, es posible estimar la potencia necesaria para el funcionamiento de la rueda.

$$\mathrm{F}_{X\ media} = 50\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{P}_{Fx\ media} = 50\ \mathrm{N} * 1{,}92\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} = 0{,}12\ HP$$

$$\mathrm{M}_{media} = 20\ \mathrm{Nm}$$

$$\mathrm{P}_{M\ media} = 20\ \mathrm{Nm} * 452\ \mathrm{RPM} = 1{,}2 HP$$

Se concluye que, para garantizar el movimiento de la rueda con la condición Vr+Vt = 0 (ver figura 5-27) se debe aplicar una potencia rotativa media de 1.2 HP en el sentido de las agujas del reloj (figura 5-46). Además, que la fuerza $\mathrm{F}_{X\ media}$ sobre la rueda sea positiva, tiene sentido. Si la rueda se traslada y avanza realizando los agujeros, las herramientas del suelo generan fuerzas de tracción que favorecen al movimiento.

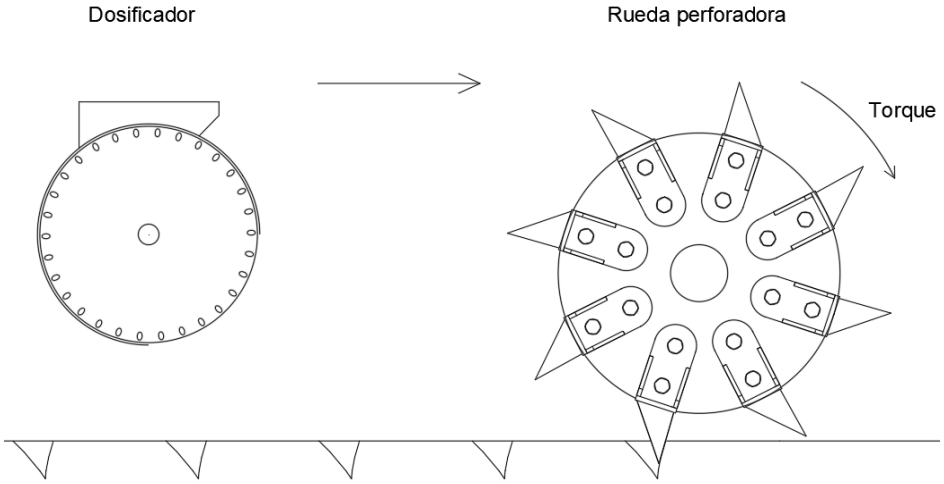


Figura 5-46: Sentido del momento necesario para el funcionamiento

La potencia teórica para el funcionamiento de la rueda es:

$$\mathrm{P}_{Necesaria} = 1{,}2\ \mathrm{HP} - 0{,}12\ \mathrm{HP} = 1{,}08\ HP$$

Siembra:	
Sembradora en líneas (maíz, soja, algodón), sólo la siembra	445-800 N por línea
Idem, con todos los elementos de la máquina	1100-2000 N por línea
Sembradora de cereales	445-1500 N por m

Figura 5-47: Fuerzas de tiro necesarias para sembradoras tradicionales [12]

En la figura 5-47 se observan valores orientativos de fuerzas de tracción para líneas de siembra de trenes de maíz tradicionales.

Para el intervalo orientativo de tracción 445 N - 800 N, y para la velocidad de 7 km/h (1,94 m/s), el intervalo de potencia corresponde a 1,14 HP - 2,05 HP.

Como la potencia teórica necesaria para realizar los agujeros se aproxima al límite inferior de la potencia recomendada para equipos tradicionales, es posible pensar que se trata de un equipo con la potencialidad para el ahorro energético. De todas formas, el cálculo realizado es teórico y simplificado. La comprobación se debe hacer empíricamente, construir un prototipo, y realizar un ensayo.

El objetivo principal de esta potencia es el dimensionamiento de las transmisiones que mueven la rueda.

Material de la herramienta penetradora

Se define el fallo de la herramienta penetradora como el cambio de geometría o la rotura del mismo de manera que no pueda realizar los agujeros de las dimensiones explicitadas.

Para la determinación del material, se realiza en primer lugar un análisis de la solicitación del mismo en servicio. Las principales se expresan a continuación.

Desgaste: el desgaste abrasivo es la pérdida de material de la superficie de la herramienta debido a la interacción de esta con las partículas abrasivas presentes en el suelo. Los parámetros a tener en cuenta son el tipo de matriz del material de la pieza, la forma, la distribución y dureza de los constituyentes duros de la pieza (por ejemplo, carburos), y, por último, la forma y la dureza de los agentes abrasivos. Por eso se opta por elegir

materiales con matrices duras y constituyentes distribuidos y de alta dureza. Este es el estado de solicitación mas importante en nuestra pieza.

Corrosión: es el proceso de deterioro de materiales metálicos mediante reacciones químicas y electroquímicas, debido a que estos materiales buscan alcanzar un estado de menor potencial energético. Por el contacto de la herramienta con la tierra, la humedad y la atmósfera, se debe tener en cuenta la acción de la corrosión en la selección de material.

Cargas dinámicas: cómo se analizó anteriormente, la herramienta está sometida a esfuerzos variables dependiendo de la posición del mismo respecto al suelo. La herramienta recibe cargas dinámicas leves a menos que se interponga algo de mayor dureza como una piedra.

Cargas cíclicas o fatiga: la fatiga es tanto un estado de solicitación como un mecanismo de daño. Se desarrolla frente a la presencia de fisuras o entallas, y tensiones cíclicas suficientes para generar deformaciones plásticas en el frente de la fisura. Como se explica previamente, las fuerzas, dependiendo de la posición relativa de la herramienta en relación al suelo, tienen direcciones distintas. Se puede simplificar este accionar afirmando que el penetrador está sometido a flexión alternativa. Si bien esto es cierto, las cargas son relativamente bajas. Para disminuir la probabilidad de tener una falla por fatiga, se utilizan materiales con elevados limites elásticos y cargas cíclicas de tensiones bajas. Se busca evitar superficies con concentración de tensiones o grandes rugosidades.

Alternativas evaluadas

Acero templado y revenido: si bien esta fue la primera alternativa evaluada, la dureza de la martensita revenida no es suficiente para una herramienta que esté en permanente contacto con el suelo y con el estado de solicitación descrito.

Recubrimiento por recargue duro: el revestimiento es el proceso de aplicar un material de aporte más duro a un metal base para hacerlo más duradero o extender su vida útil. Este material de aporte más duro se suelda al metal base utilizando electrodos o varillas de relleno especializadas.

Si bien esta alternativa es válida, por la complejidad de la geometría de la herramienta, es dificultoso realizar el recargue. Otra desventaja son las posibles tensiones residuales remanentes en la pieza por el proceso de soldado.

Fundición blanca resistente al desgaste Ni-Hard:

Estas fundiciones blancas contienen elementos aleantes para lograr alta resistencia al desgaste y abrasión. Los mismos dotan al material de una alta templabilidad y por lo tanto estructuras de matriz martensítica con carburos dispersos en su volumen. Además, presentan la ventaja de la facilidad en la fabricación.

Material seleccionado

Se selecciona para la herramienta penetradora una fundición blanca Ni-Hard Case II y tipo A según ASTM A532. Dureza requerida 55 HRC. Tratamiento térmico de autenizado y enfriamiento al aire calmo.

Consideraciones sobre el dosificador

Parámetros del dosificador de semillas adoptado:

- Dosificador neumático de presión positiva.
- $\theta = 31{,}4°$
- $\mathrm{Vo} = 0{,}2167\ \mathrm{m/s}$ para 7km/h y 200 mm entre semillas, placa de 30 alveolos y 15,2 RPM

Ver figura 5-48 para reconocer los parámetros.

Se recuerda que estos datos son tomados de un dosificador evaluado por el autor del trabajo [9]

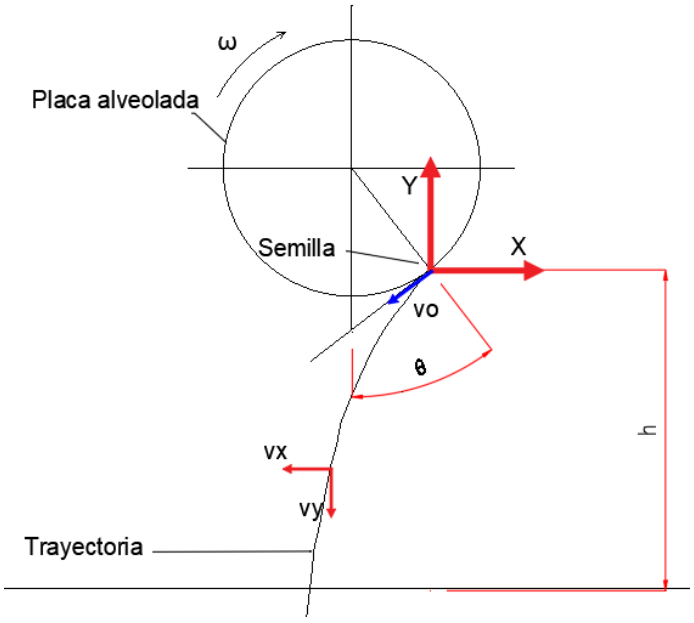


Figura 5-48: Parámetros dosificador adoptado

Ahora que se tiene definida la rueda perforadora y la forma de los agujeros en el suelo se coloca el punto de emisión de la semilla de tal manera que la trayectoria de la misma coincida con el agujero que realiza la rueda. Esto significa que, si el punto de emisión del dosificador con las características antes dichas emite la semilla a esa distancia de la rueda perforadora, la semilla llega al agujero. Ver figura 5-49.

De esta forma quedan definidas las distancias entre el punto de emisión de la semilla y la rueda perforadora (entre el dosificador y la rueda perforadora). Respetar estas

dimensiones es fundamental para el correcto funcionamiento (7km/h y 200 mm entre agujeros).

Se referencia desde el punto de emisión de la semilla y no desde otra parte del dosificador ya no se disponen de dimensiones constructivas del mismo. Como se aclara anteriormente, en el presente texto se trabaja con los parámetros obtenidos de un dosificador dado, que permite realizar los cálculos y simulaciones pertinentes. En el 3D y los planos en el anexo 2 se detalla cómo se resuelve el mecanismo y se coloca un dosificador de geometría esquemática.

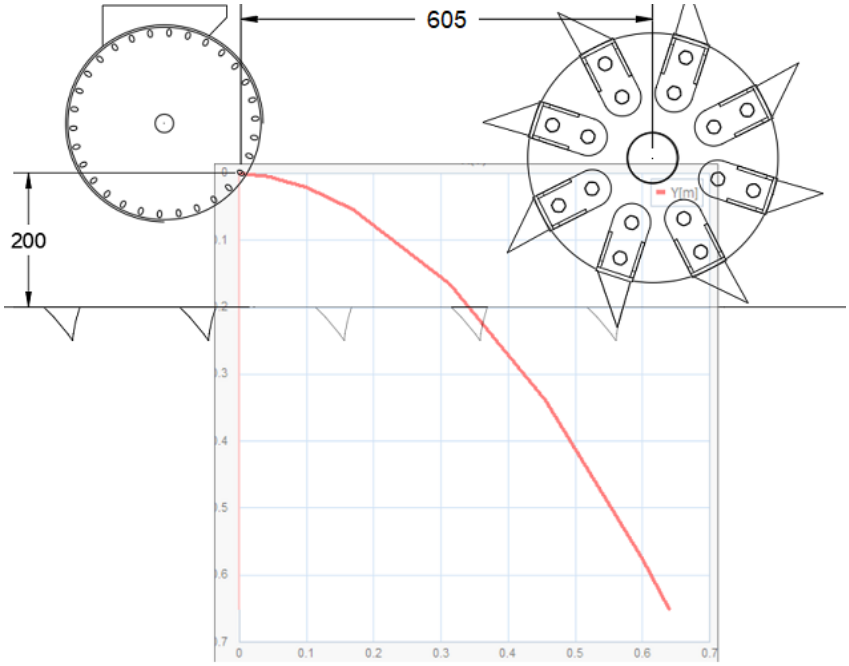


Figura 5-49: Distancias fundamentales para el funcionamiento (Vt = 7km/h). Cotas en milímetros.

Recordar que la gráfica en rojo se observa desde el sistema de referencia S1 (sobre el suelo), de esta manera se ve la trayectoria de la semilla afectada tanto por la velocidad V_0 en la salida del dosificador como por Vt. En otras palabras, en negro se ve una “foto instantánea” del dosificador y la rueda perforadora cuando la semilla sale del dosificador, en rojo, se observa toda la trayectoria de la semilla.

Sincronización del dosificador con la rueda perforadora

Aquí se terminan de definir las condiciones que se deben cumplir entre la rueda perforadora y el dosificador. Luego de analizar la posición relativa entre el punto de emisión de la semilla y el eje de la rueda perforadora se debe garantizar que ambas estén sincronizadas.

El desafío es garantizar que la placa del dosificador libere una semilla en el punto de emisión en el momento en que la rueda perforadora se encuentra en la posición angular correcta.

Por ejemplo, si se tienen las distancias correctas entre la emisión y la rueda, y también se tiene la relación de velocidad correcta entre rueda y la placa (placa alveolada a 15.2 RPM y rueda a 452 RPM para 7 Km/h y 200 mm) pero si no están sincronizadas angularmente, las semillas probablemente caen todas fuera de los agujeros. Se plasman matemáticamente estas condiciones de sincronismo y se propone una solución conceptual para lograr el mismo.

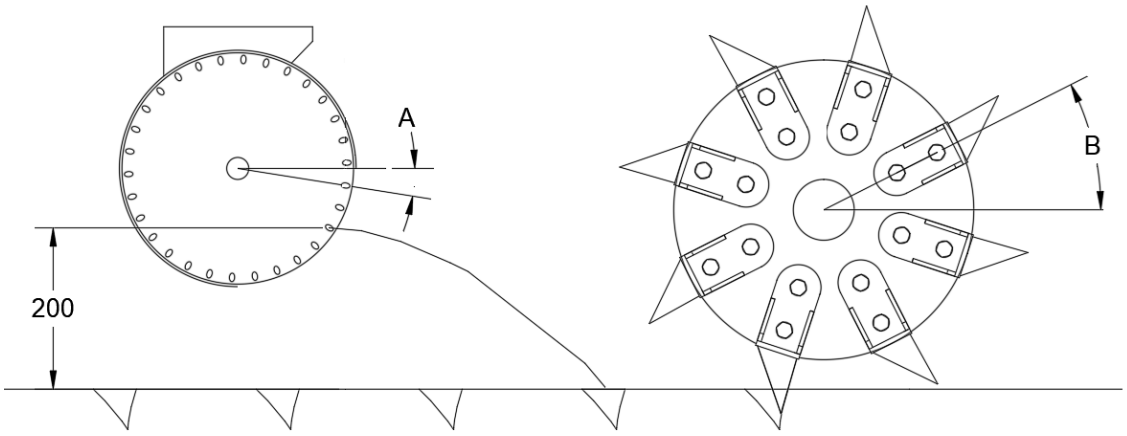


Figura 5-50: Ángulos de referencia de la rueda perforadora y el dosificador

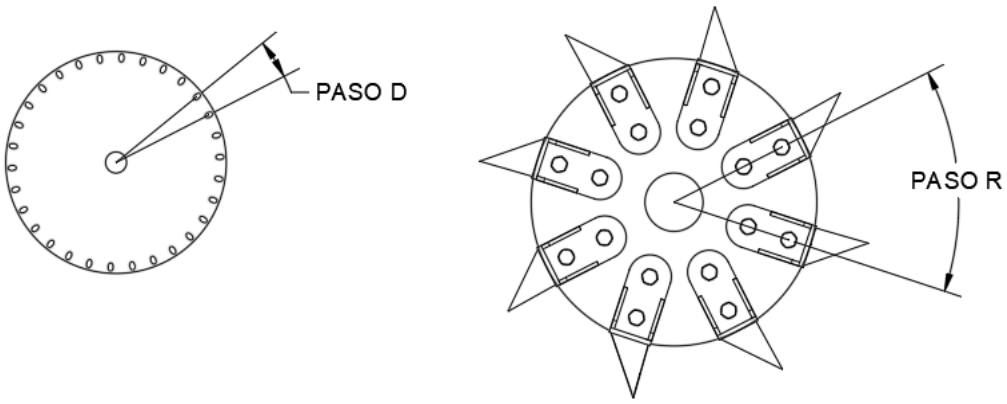


Figura 5-51: Paso de la placa alveolada y de la rueda perforadora

Para explicitar las condiciones de sincronismo, se necesita hablar primero de la existencia de un paso, tanto de la rueda perforadora como de la placa del dosificador. Esto se puede observar en la figura 5-51.

La sincronización de la rueda y el dosificador se explica de la siguiente manera: en la figura 5-50 se observa una foto del momento en que la semilla debe ser emitida del dosificador. Allí se observa que la rueda perforadora se encuentra en una determinada posición angular, la misma se describe arbitrariamente con el ángulo B, de una herramienta del lado derecho sobre la línea horizontal. Luego, para esta posición de la rueda perforadora, el dosificador se debe encontrar en condiciones de emitir una semilla o, mejor dicho, la placa alveolada debe estar colocada con uno de sus alvéolos en la posición de emisión del dosificador, esto se puede describir con el ángulo de uno de sus alveolos con la horizontal (A). La placa del dosificador y la rueda deben estar en las posiciones relativas ya explicitadas y con una relación de velocidad fija. Para una velocidad de traslación de 7 km/h, 452 RPM en la rueda perforadora y 15.2 RPM en la placa alveolada. El siguiente sistema de ecuaciones expresa las condiciones para el sincronismo:

$$\begin{cases} \text{Angulo}_{Placa} = \text{A} \pm \text{j Paso D} \\ \text{Angulo}_{Rueda} = \text{B} \pm \text{k Paso R} \\ \text{RPM}_{Placa} = \dfrac{V_t \text{ x } 15{,}2 \text{ RPM}}{7 \dfrac{km}{h}} \end{cases} \qquad (5.15)$$

donde:

- Angulo_{Placa} Posición angular de un alveolo de la placa de dosificador respecto a la horizontal.
- Angulo_{Rueda} Posición angular de una herramienta de la rueda respecto a la horizontal.
- RPM_{Placa} Velocidad angular de la placa alveolada.
- A Angulo referencia posición placa del dosificador.
- B Angulo de referencia posición de rueda perforadora.
- j Numero entero adimensional.
- k Numero entero adimensional.
- V_t Velocidad de traslación del equipo.
- D Paso de la placa del dosificador.
- R Paso de la rueda perforadora.

Esta sincronización se puede materializar en el equipo de distintas formas, desde trasmisiones de tipo mecánicas entre el eje del dosificador y el eje de la rueda hasta con control electrónico directamente sobre el dosificador. Como no se trata de una transmisión de potencia, sino de conservar el sincronismo y la relación de velocidades para garantizar el funcionamiento, se opta por el control electrónico del dosificador.

No está en los alcances del proyecto el desarrollo del control, pero se propone una idea básica conceptual.

Como se puede apreciar en la figura 5-52, la sincronización se realiza electrónicamente. Se proponen dos encoder rotativos, uno en la rueda perforadora y otro en el dosificador para censar la posición angular de ambas unidades. Después, esa señal es procesada para luego hacer actuar un motor paso a paso solidario al eje del dosificador.

De esta forma el equipo debe posicionar angularmente de manera correcta la placa dosificadora con la rueda perforadora y hacerlas girar con la relación de velocidades correctas. Acorde al sistema de ecuaciones (5.15).

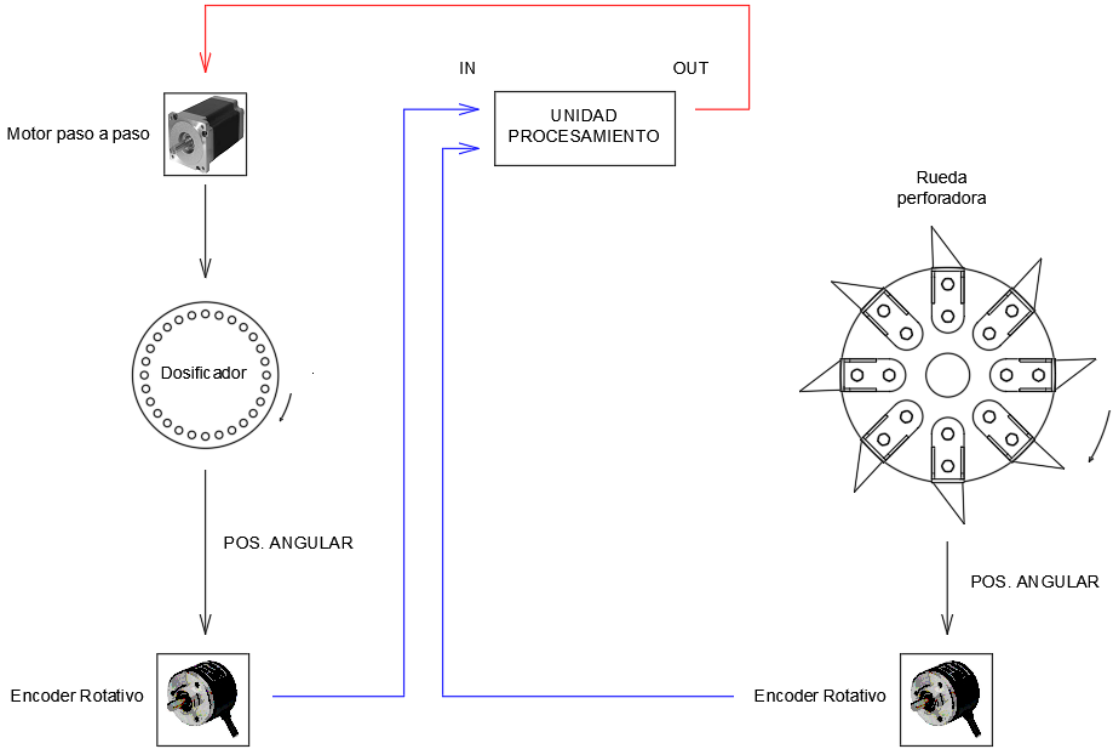


Figura 5-52: Esquema conceptual de control del dosificador

Sistema de desplazamiento longitudinal para el dosificador

Como se observa en las simulaciones realizadas anteriormente la posición del dosificador debe desplazarse longitudinalmente para suelos con pendientes. Se recuerdan las configuraciones necesarias en las tablas 5-3 y 5-4.

Tabla 5-3: Parámetros a adoptar para suelos con pendiente positiva:

Pendientes positivas		
Pendiente [°]	Desplazamiento dosificador [mm]	Velocidad [Km/h]
0	0	7 ± 0,2
3	22	7 ± 0,2
6	47	7 ± 0,2
9	70	7 ± 0,2

Tabla 5-4: Parámetros a adoptar para suelos con pendiente negativa:

Pendientes negativas		
Pendiente [°]	Desplazamiento dosificador [mm]	Velocidad [Km/h]
-3	-25	7 ± 0,2
-6	-50	7 ± 0,15
-8	-70	7 ± 0,15

Para cumplir con el cometido, se propone a nivel conceptual, un dispositivo que consta de un sistema que vincula al dosificador con un carro sobre guías. El movimiento sobre las guías es comandado por un motor paso a paso y un sistema piñón/cremallera. Ver el concepto en las figuras 5-53 y 5-54). Como se ve posteriormente, la posibilidad de desplazamiento del dosificador es utilizada para la regulación de la distancia entre los agujeros. Un último objetivo, pero no menos importante, es su utilización para la puesta a punto del prototipo.

Cabe aclarar que en este trabajo se utilizan parámetros de un dosificador real pero no se tienen dimensiones constructivas. Por lo que en el 3D y en los planos, al dosificador se lo representa esquemáticamente. De todas formas, se definen todas las dimensiones de importancia respecto del punto de emisión de la semilla. En la figura 5-55 se observa que

la posición central del carro porta dosificador corresponde a la configuración dimensional inicial donde se garantizan semillas a 200 mm de distancia, en terreno horizontal y con un control de velocidad en (7 ± 0,2) Km/h.

Se plantea un sistema de guías lineales con ruedas ya que es robusto, simple y capaz de trabajar en ambientes sucios. En el sector de los motores paso a paso se debe colocar una cobertura para proteger los mismos del ambiente.

El presente trabajo se ocupa de la propuesta mecánica, pero no aborda el control del subsistema.

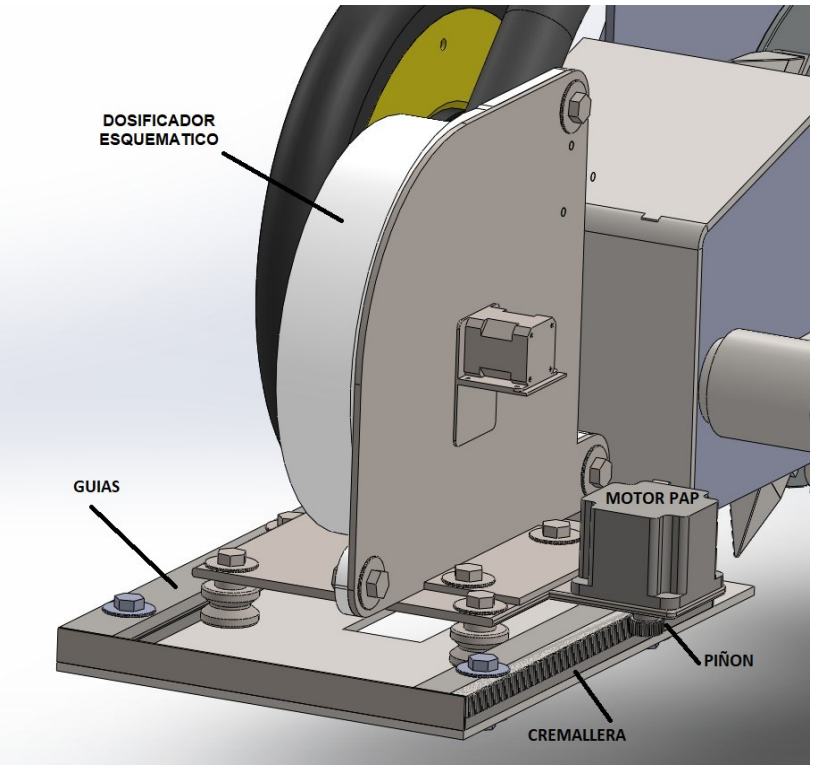


Figura 5-53: Concepto del sistema desplazamiento longitudinal

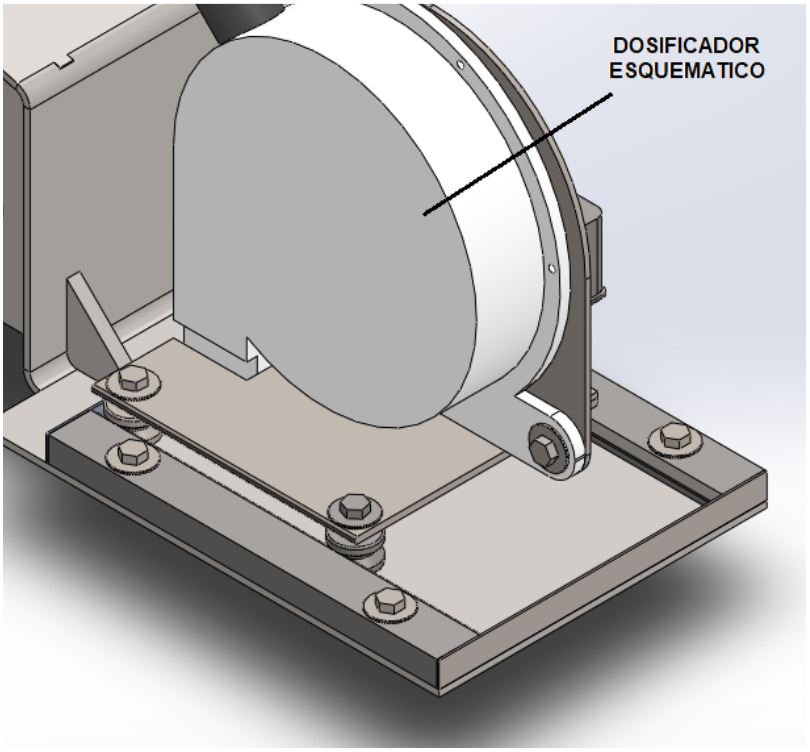


Figura 5-54: Concepto del sistema desplazamiento longitudinal

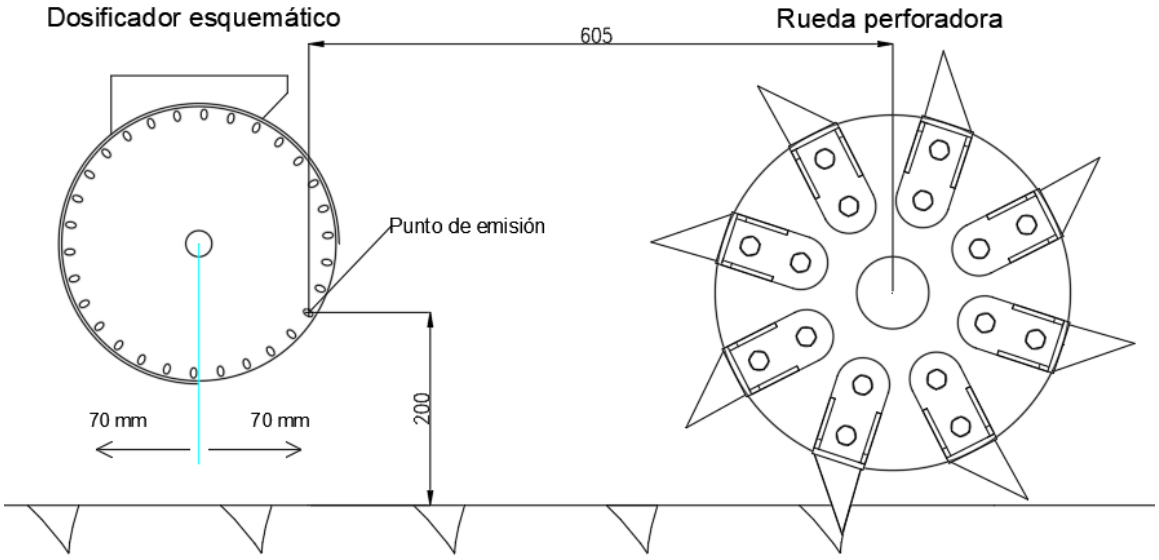


Figura 5-55: Definición de la posición central del carro porta dosificador.

Regulación de la distancia entre los agujeros

Entre las condiciones de este proyecto se debe plantear una alternativa a la distancia entre los agujeros. En el capítulo 4 se plantea una regulación de tres distancias posibles entre los mismos. Las mismas son 177 mm, 200 mm y 228 mm. Para lograrlo se agrega o quita una herramienta a la placa base de la rueda perforadora. La figura 5-51 muestra un esquema con la rueda y el disco central para cada caso.

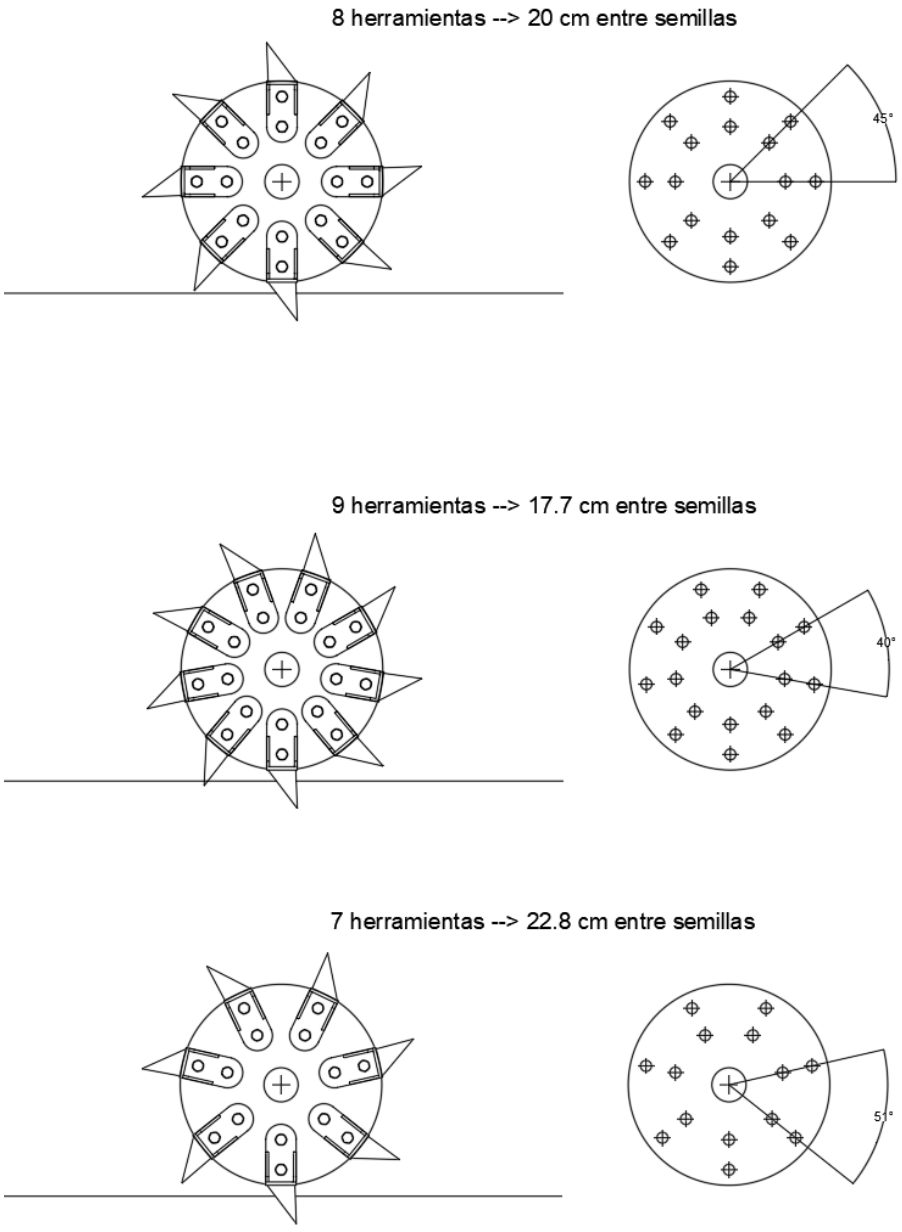


Figura 5-56: Posibilidades de regulación de la rueda perforadora

La figura 5-56 es esquemática, al final de este trabajo se encuentran los planos de las tres placas base y de la herramienta de penetración.

Como es lógico, el cambio de la distancia entre los agujeros conlleva una configuración diferente en el sistema de dosificación. A una velocidad de traslación dada (7 Km/h en este caso) realizar los agujeros con mayor o menor distancia entre sí, significa bajar o aumentar la frecuencia de emisión de semillas respectivamente.

Se plantea la siguiente forma para regular el dosificador:

- Utilizar la placa de 30 alveolos, alterar la velocidad angular de la misma y desplazar linealmente el dosificador.

Regulación de la velocidad angular y de la posición longitudinal del dosificador

A partir de los datos del dosificador y a la relación inversa entre distancia de agujeros y RPM, se calculan las velocidades angulares para cada distancia. Luego se considera $\theta\ (31{,}4°)$ invariable a cambios en la velocidad angular para lograr calcular los módulos de velocidades lineales Vo, Vox y Voy. Para la comprensión ver figura 5-48. Los resultados se observan en la tabla 5-5.

Tabla 5-5: Parámetros del dosificador para diferentes distancias entre agujeros

Parámetros para Vt = 7 Km/h			
Distancia entre agujeros [mm]	177	200	228
Velocidad angular [RPM]	17,17	15,2	13,33
V0 [m/s]	0,2445	0,2167	0,1876
V0x [m/s]	0,209	0,185	0,16
V0y [m/s]	0,127	0,113	0,098

Se saben ahora las revoluciones que debe tener el dosificador para cada distancia entre agujeros. A continuación, se analizan los desplazamientos longitudinales del dosificador.

Distancia entre agujeros de 177 mm: en la figura 5-57 se grafica la trayectoria de la semilla para 17.17 RPM y 7 Km/h. De allí se concluye que la misma hace contacto con el suelo a 329 mm sobre el eje X. En la figura 5-58 se ve la rueda de 9 herramientas, el desarrollo de los agujeros que realiza sobre el suelo y el dosificador en su posición

central. Es evidente que para esta configuración es necesario un desplazamiento del dosificador. Este es de 29 mm en dirección a la rueda perforadora. En la figura 5-59 se observa el dosificador ya desplazado.

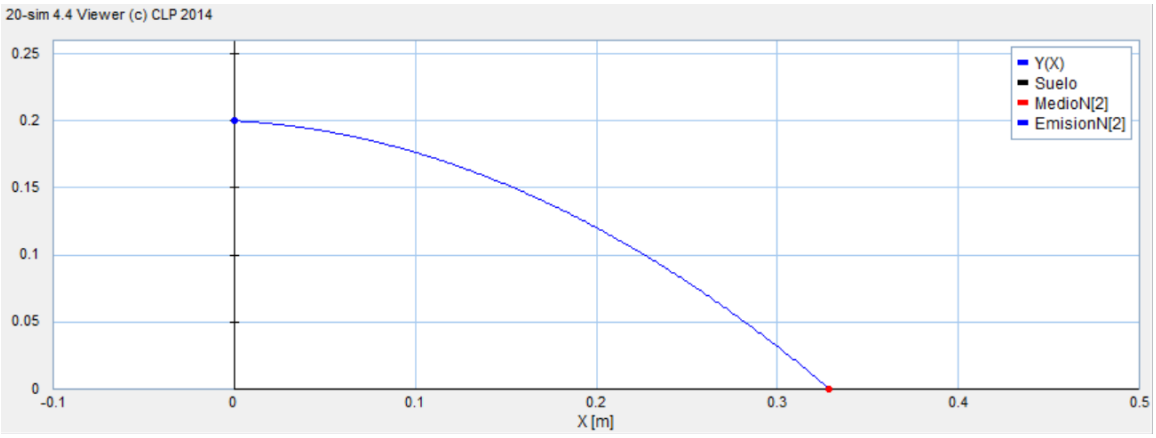


Figura 5-57: Trayectoria semilla. Vt = 7Km/h, Placa a 17,7 RPM, Intersección suelo = 328,8 mm

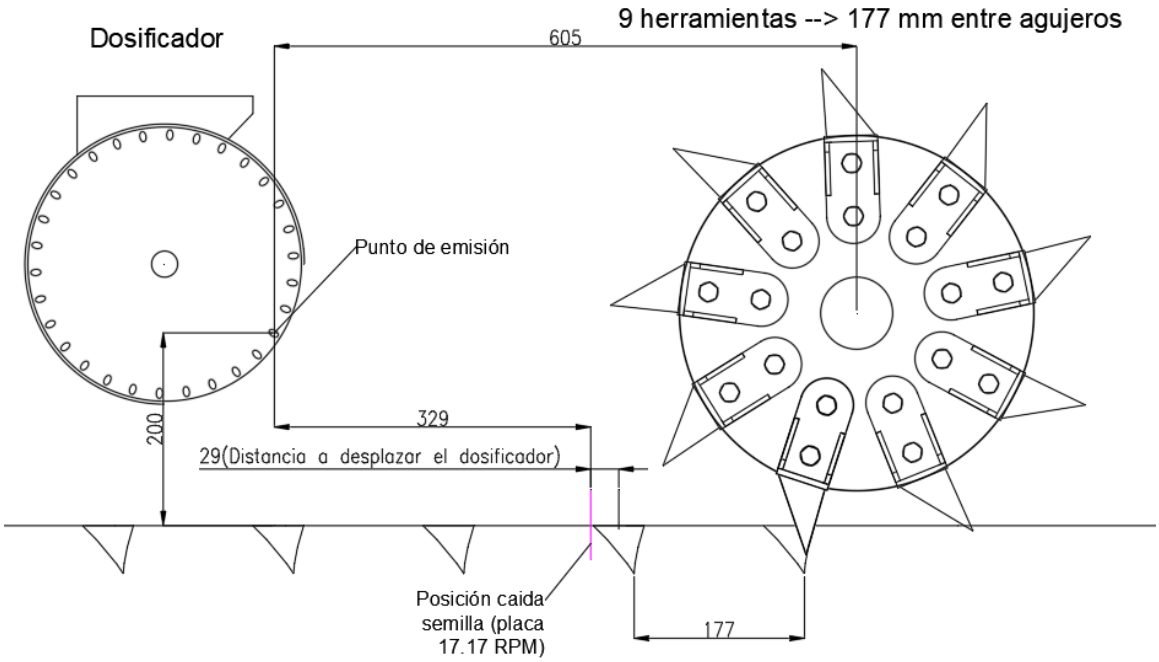


Figura 5-58: Necesidad de desplazamiento del dosificador 29 mm hacia la rueda perforadora. Cotas en milímetros

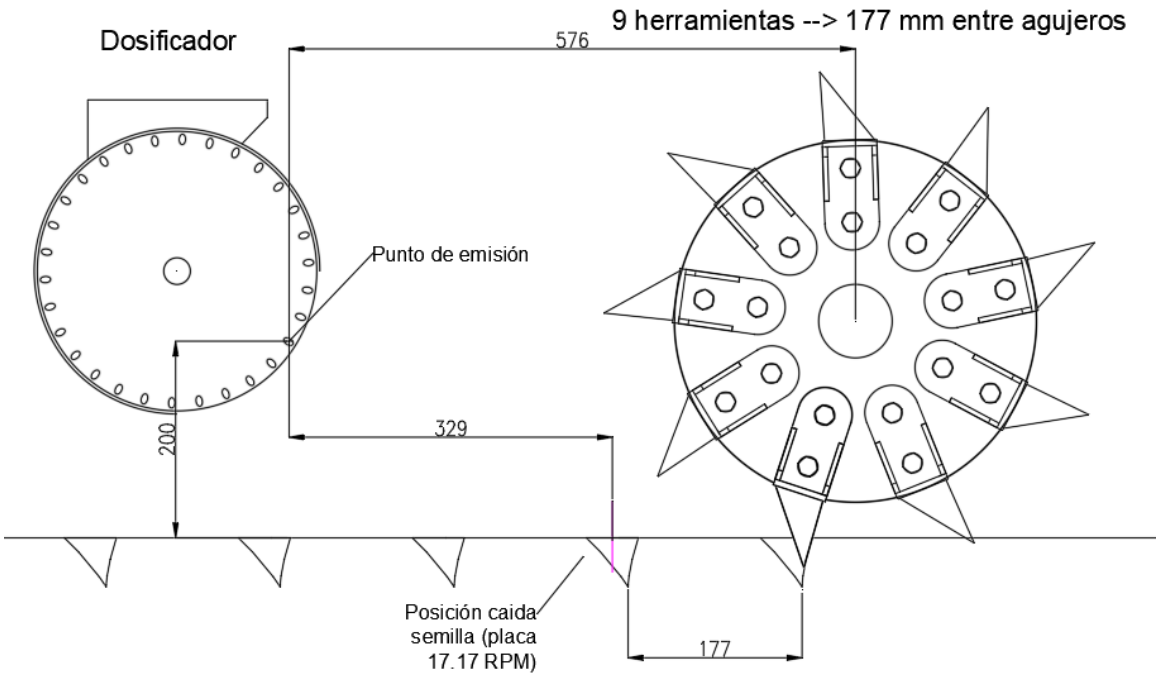


Figura 5-59: 17,7 RPM. Vt = 7Km/h. Dosificador desplazado 29 mm en dirección a la rueda perforadora. Cotas en milímetros.

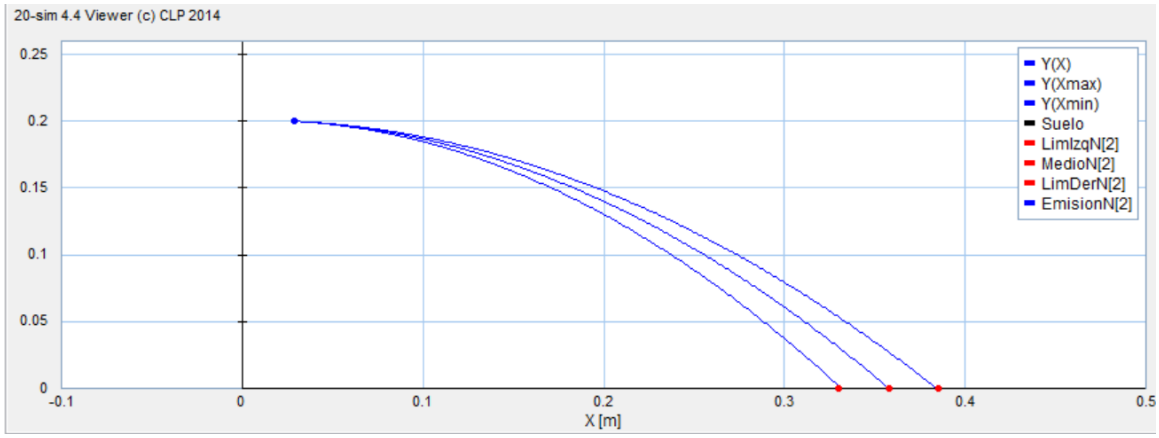


Figura 5-60: Trayectoria semilla. Vt = (7 ± 0,5) Km/h. Placa a 17,7 RPM. Desplazamiento dosificador: +29 mm

El sistema de ecuaciones que expresa el sincronismo es similar al (5.15) y se expresa en (5.16). Los parámetros nuevos son B' y D' que corresponden a la rueda de 9 herramientas y también, la velocidad angular del dosificador.

$$\begin{cases} \text{Angulo}_{Placa} = \text{A} \pm \text{j Paso D} \\ \text{Angulo}_{Rueda} = \text{B}' \pm \text{k Paso R}' \\ \text{RPM}_{Placa} = \dfrac{V_t \text{ x } 17{,}7 \text{ RPM}}{7 \dfrac{km}{h}} \end{cases} \quad (5.16)$$

Distancia entre agujeros de 228 mm: se observa la trayectoria de la semilla para 13,33 RPM y 7 Km/h en la figura 5-61. La misma hace contacto con el suelo a 343,1 mm en dirección de las X positivas. En la figura 5-62 se observa la rueda de 9 herramientas, el desarrollo de los agujeros que realiza sobre el suelo y el dosificador en su posición central. Para esta configuración también es necesario un desplazamiento del dosificador. Este es de 35 mm en dirección opuesta a la rueda perforadora. En la figura 5-63 se observa el dosificador ya desplazado.

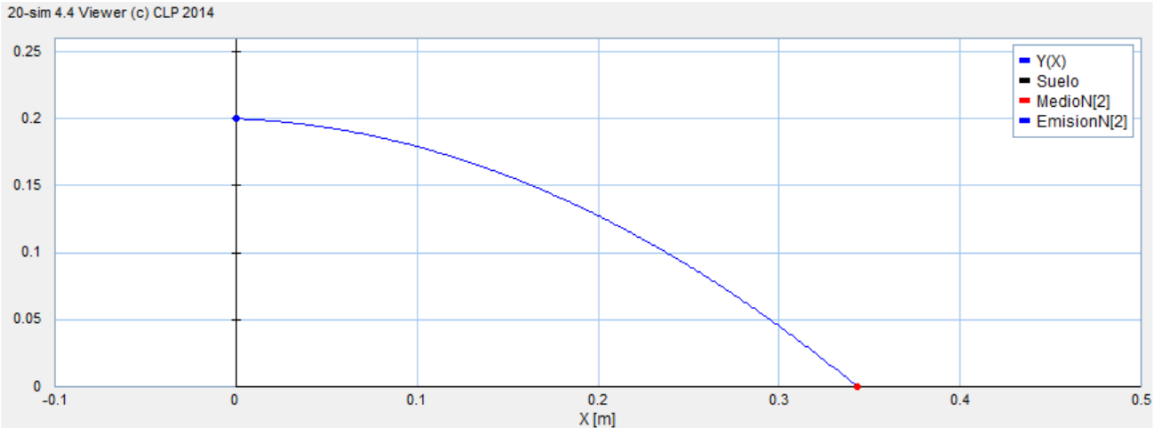


Figura 5-61: Trayectoria semilla. Vt = 7Km/h, Placa a 13,33 RPM, Intersección suelo = 343,1 mm

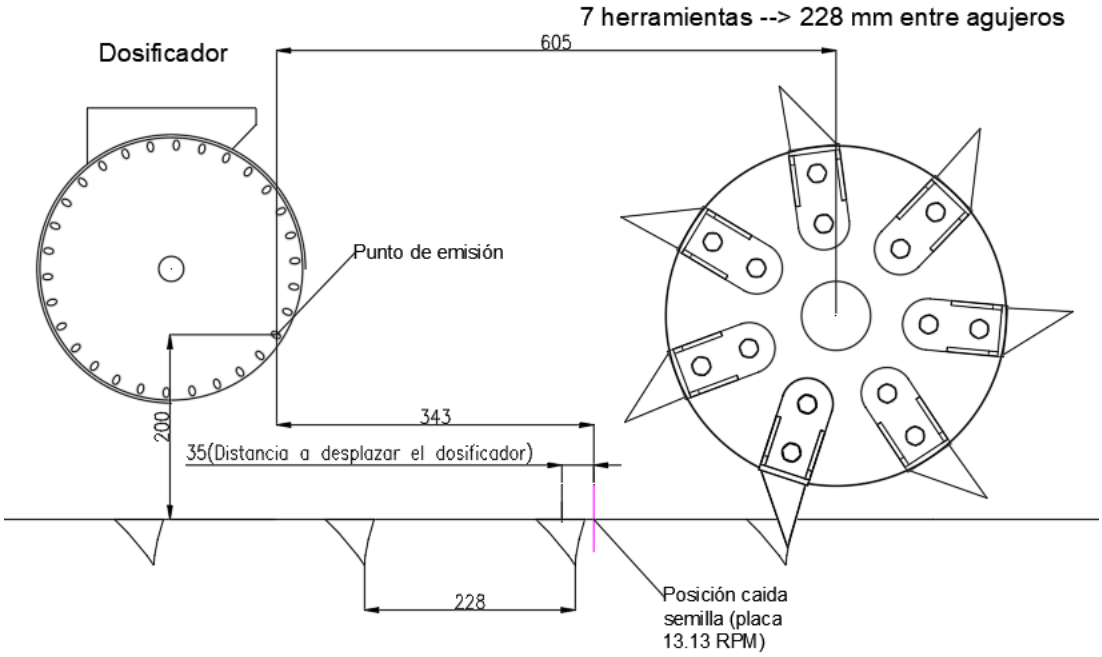


Figura 5-62: Necesidad de desplazamiento del dosificador 35 mm en dirección opuesta a la rueda perforadora. Cotas en milímetros.

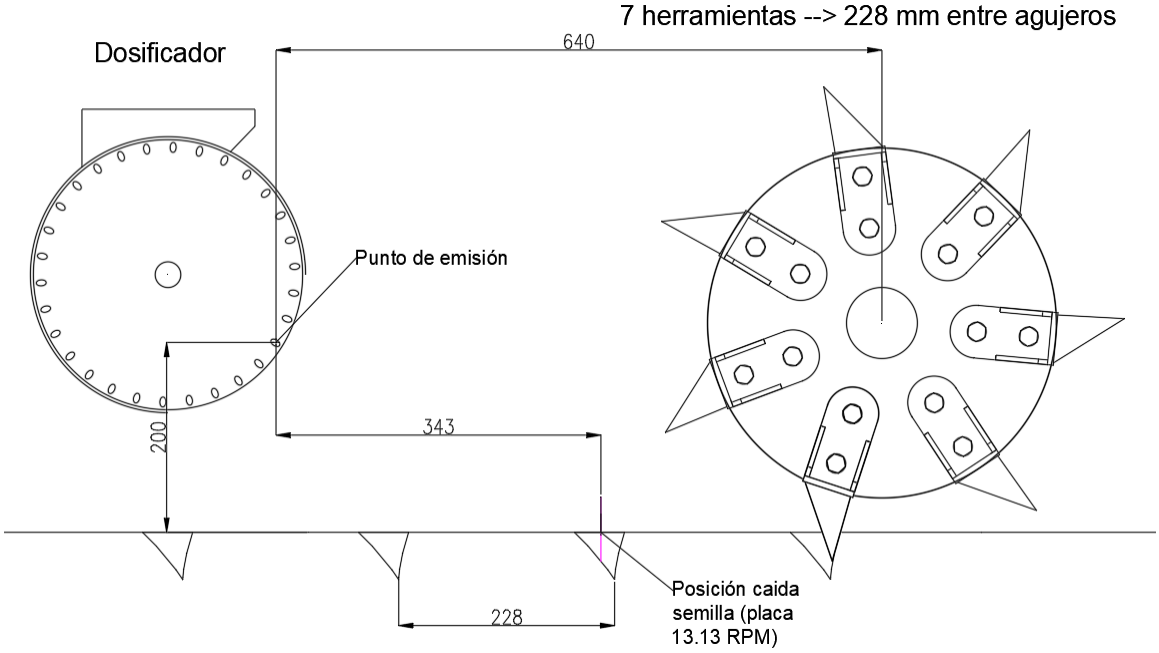


Figura 5-63: 13,13 RPM. Vt = 7Km/h. Dosificador desplazado 35 mm en dirección a la rueda perforadora. Cotas en milímetros.

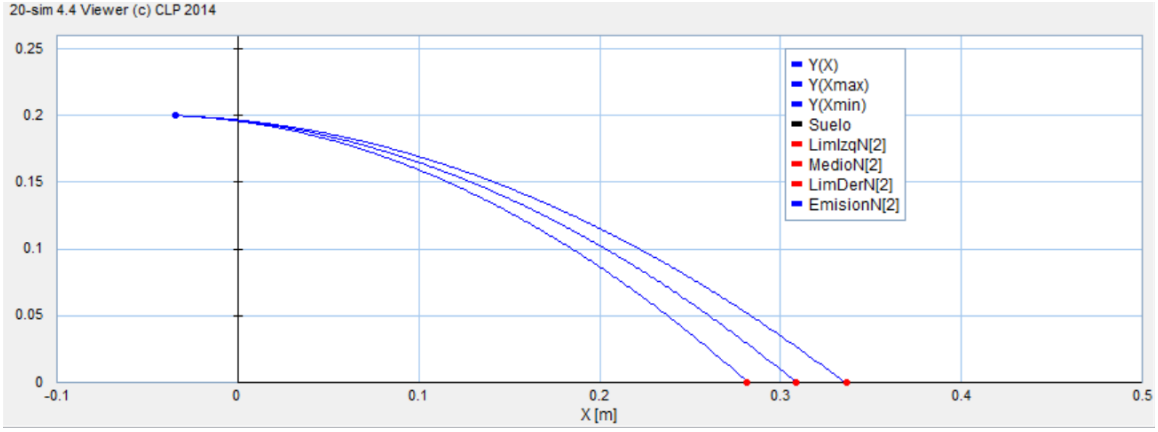


Figura 5-64: Trayectoria semilla, Vt = (7 ± 0,5) Km/h, Placa a 13,33 RPM, desplazamiento dosificador: -29 mm

De igual manera, el sistema de ecuaciones que expresa el sincronismo es similar a (5.15) y se expresa en (5.17). Los parámetros nuevos son B'' y D'' que corresponden a la rueda de 7 herramientas. También se adapta a la velocidad angular de 13.33 RPM.

$$\begin{cases} \text{Angulo}_{Placa} = \text{A} \pm \text{j Paso D} \\ \text{Angulo}_{Rueda} = \text{B}'' \pm \text{k Paso R}'' \\ \text{RPM}_{Placa} = \dfrac{V_t \text{ x } 13{,}33 \text{ RPM}}{7\,\dfrac{km}{h}} \end{cases} \qquad (5.17)$$

Tabla 5-6: Condiciones para variar distancia entre agujeros

Parámetros para Vt = 7 Km/h			
Placa 30 alveolos			
Distancia entre agujeros [mm]	177	200	228
Velocidad angular [RPM]	17,17	15,2	13,33
Desplazamiento dosificador [mm]	+29	0	-35

Sistema de transmisión de potencia al mecanismo

El tren de siembra que adopta el mecanismo es traccionado y a su vez debe transmitir potencia a la rueda perforadora. Se recuerda que la rueda perforadora necesita un torque para mantener su velocidad angular constante. Esta sección se avoca a la solución mecánica que transmite potencia a la rueda perforadora.

Si bien se analizan diferentes alternativas como la utilización de motores hidráulicos o eléctricos aplicados sobre cada rueda perforadora, trasmisiones por correas y transmisiones cardanicas, se decide utilizar una transmisión a cadena. Las ventajas de la misma son la robustez y la familiaridad de estas en las máquinas agrícolas, su sencillo mantenimiento y la facilidad con la que se logra una relación de transmisión entre la rueda de la sembradora y la rueda perforadora. En el caso de utilizar motores hidráulicos o eléctricos es necesario un control de los mismos para lograr una velocidad de rueda perforadora determinada para cada velocidad de siembra.

Como vemos en el esquema de la figura 5-65 la potencia se toma de las ruedas de la sembradora (potencia que es parte del tiro del tractor). Luego con una transmisión a cadena se transmite potencia a un árbol distribuidor que entrega potencia a cada tren mediante otra transmisión a cadenas.

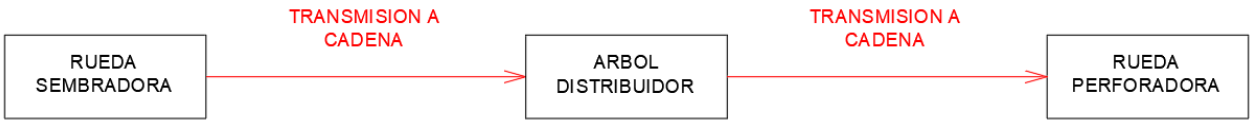


Figura 5-65: Esquema de transmisión de potencias

Ya que este proyecto trata del diseño de un mecanismo de siembra puntual y no del diseño de una sembradora en su totalidad aquí se realiza el diseño del sistema de transmisión desde el árbol distribuidor hasta la rueda perforadora. Se considera que la relación de transmisión de la rueda dentada de la rueda de la sembradora hacia el árbol distribuidor es 1 a 1. Ver figura 5-66 y 5-67.

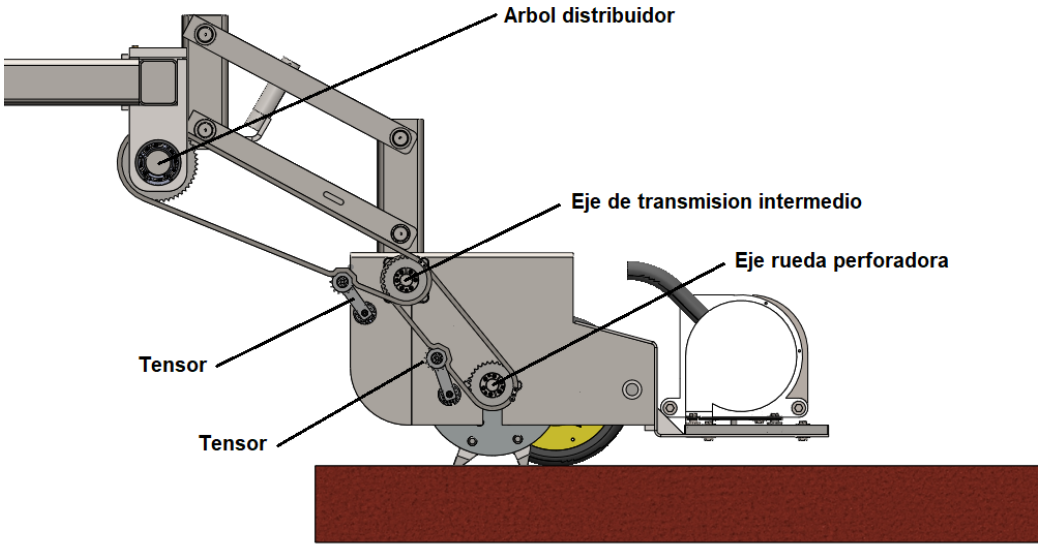


Figura 5-66: Sistema de transmisión a cadena

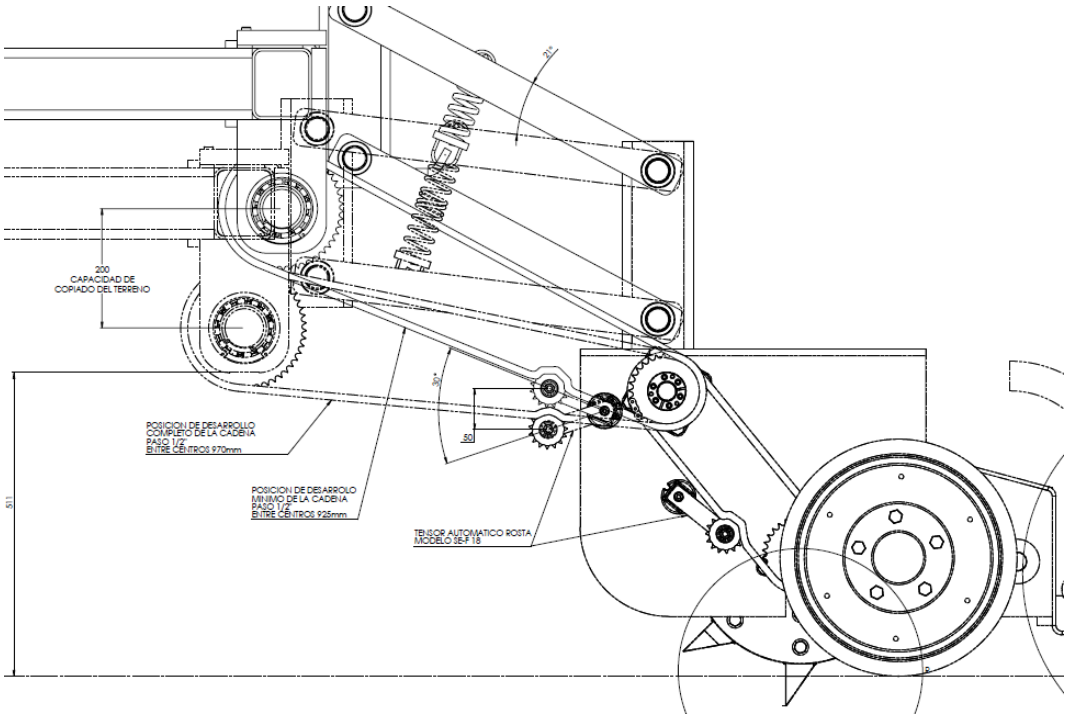


Figura 5-67: Posiciones extremas del paralelogramo deformable

A continuación, se detallan planillas de cálculo para el cálculo de la transición en conjunto con la selección de los manguitos y los tensores utilizados.

Cálculo de condiciones nominales

Como se analiza anteriormente, para la velocidad nominal de traslación del tractor de 7 km/h y con la rueda de 8 herramientas se necesita una velocidad de rotación de la misma de 452 rpm. Ahora bien, a esa velocidad de traslación del tractor se convierte en velocidad de rotación de una rueda típica de uso en sembradoras, y como la relación entre eje distribuidor y la rueda soporte de la sembradora es 1:1, se obtiene la velocidad de rotación inicial de nuestro sistema. A partir de esta se llega a la relación de transmisión típica para la transmisión de potencia que accione a la rueda.

Tabla 5-7: Cálculos de la transmisión

Calculo RPM Rueda Motriz			
Designación Neumático	400/60 R15.5		
Radio rueda típica sembradora	0,436	[m]	
Vel translación	7	[km/h]	
	1,94	[m/s]	
Vel. Inicial	267	[RPM]	
Calculo Cadena [13]			
Vel.Salida	452	[RPM]	
Relación transmisión	1,6929	Teórica	
Tipo cadena	nro 40		
Paso	0,5	[pulgadas]	
	12,7	[mm]	
Nro dientes corona	50		
Nro dientes piñón	30		
Relación transmisión	1,6667	Real	
	98%	ACEPTABLE	
Diámetro de paso corona	202	[mm]	
Diámetro de paso piñón	121	[mm]	
Ci (entre centros)	925	[mm]	
Ci en pasos	73	[pulgadas]	
Cf (entre centros)	971	[mm]	
Cf en pasos	76	[pulgadas]	

(N2+N1)/2	40		
N2-N1	20		
$4\pi^{\wedge 2}$	39		
Longitud inicial cadena	186	[pasos]	[pulgadas]
	2362	mm	
Longitud final cadena	193	[pasos]	[pulgadas]
	2451	[mm]	
Diferencia de largos de cadena	89	[mm]	
	7,00	[pasos]	[pulgadas]
Arco de contacto del piñón θi	180,00	[°]	>120°
Arco de contacto del piñón θf	180,00	[°]	>120°

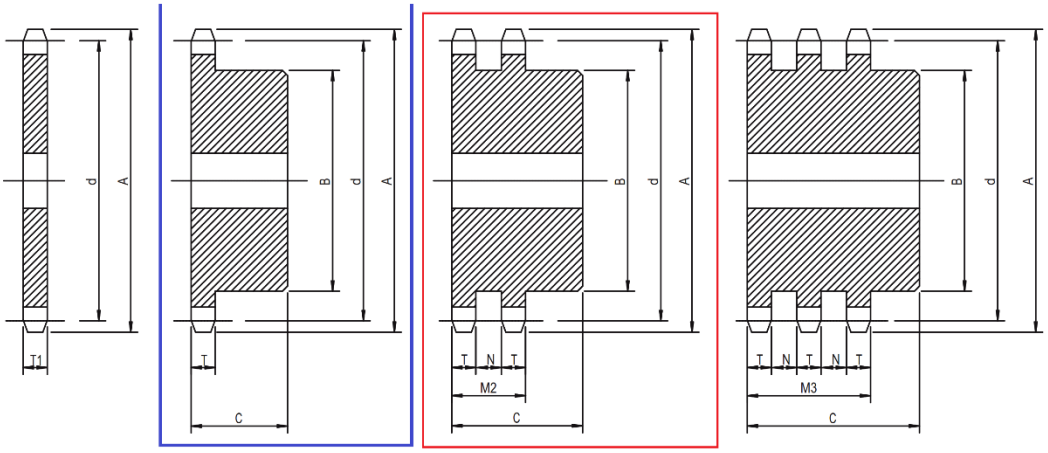
TABLA 7-5 Capacidades en caballos de fuerza - Cadena simple de rodillos número 40

Núm. de dientes	0.500 pulgadas de paso						Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min										
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.25	4.70	5.60	6.49	5.57	4.66	3.70	2.85
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.99	4.76	3.66
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.13	8.27	7.99	6.70	5.31	4.09
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.02	3.30	4.55	5.80	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.16	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.96	7.11	5.48
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.95	7.69	9.17	10.63	11.65	9.76	7.75	5.97
19	0.10	0.24	0.46	0.89	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.12	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.76	7.52
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.19	8.62
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.28	9.27	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.93	9.18
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.59	9.66	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.68	9.76
26	0.13	0.32	0.63	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.04	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.45	10.36
28	0.14	0.35	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.15	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.48	23.14	18.37	14.14
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.88	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.01	16.17
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.10	20.37	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58
	Tipo A						Tipo B										

Tipo A: Lubricación manual o por goteo
Tipo B: Lubricación en baño o con disco
Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

Fuente: American Chain Association, Naples, FL

Figura 5-68: Selección de Cadena de Transmisión [13], p.287.



Paso - *Pitch* 1/2" ASA 40 ØRodillo - *Roller* 7,925 mm
12,7 mm BS 08 ØRodillo - *Roller* 8,51 mm

Z	Diámetro Primitivo(d) *Pitch Circle Diameter(d)*	Diámetro Exterior(A) *Top Diameter(A)*	Diámetro Cubo(B) *Hub Diameter(B)*			Largo Total(C) *Total Length(C)*		
			S	D	T	S	D	T
29	117.46	124.39	80	95	95	30	40	55
30	121.50	128.45	80	100	100	30	40	55
35	141.68	148.73	70	100	100	40	50	60
38	153.79	160.89	70	90	100	40	50	60
40	161.87	168.99	70	90	100	40	50	60
45	182.06	189.24	70	90	100	40	50	60
50	202.26	209.48	70	90	100	40	50	60
57	230.54	237.81	70	90	100	40	50	60
17	69.12	75.56	52	54	54	28	38	50

Macizo
Solid

Cubo soldado
Welded Hub

Dimensiones para tipo Americano - (ASA - ANSI)
Measurement for American type (ASA - ANSI)

PASO/*Pitch*	T	N	M2	M3	T1
ASA40 (1/2)	7	7.4	21.4	35.8	7.2

Figura 5-69: Selección de Piñón y Corona de Transmisión [14], p.A6.

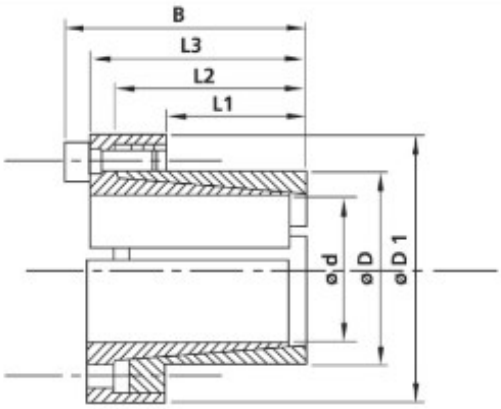
Tabla 5-8: Calculo de ejes

Cálculo de Potencia en Ejes		
Potencia	1,08	[hp]
Fac. Servicio	2,4	Adimensional
Potencia de diseño	3,0	[hp]
	2,24	[kw]
N° de Surcos	10	
Distancia entre surcos	70	[cm]
Potencia Total Requerida	22	[hp]
	17	[kw]
Cálculo de Resistencia del Distribuidor		
Torque Requerido	59	[kgm]
	5900	[kgcm]
Ø propuesto	6,5	[cm]
Wp	54	[cm3]
τ_n	109	[kg/cm2]
$\tau_{adm.\ SAE\ 1045}$	1170	[kg/cm2]
Factor de Seguridad	11	adimensional
Cálculo de Resistencia del Eje de la Rueda		
Potencia Requerida	3	[hp]
Torque Requerido	4,77	[kgm]
	477	[kgcm]
Ø propuesto	3,2	[cm]
Wp	6	[cm3]
τ_n	74	[kg/cm2]
$\tau_{adm.\ SAE\ 1045}$	1170	[kg/cm2]
Factor de Seguridad	16	adimensional

BLOKEAR® PM PoleasMOR
Acoples de Bloqueo Autocentrante

110

TIPO **110 autocentrante**





dxD	L1	L2	L3	B	D1	Momento torsor	Fuerza Axial	Presión Superficial Eje	Presión Superficial Maza	Tornillos de ajuste DIN 912 12.9	Tornillos de ajuste Cupla de Ajuste
						Mt	F ass.	pw	pn		Ms
mm	mm	mm	mm	mm	mm	Nm	KN	N/mm²	N/mm²	N° x tipo	Nm
28 x 39	25	38	45	51	61	465	33	135	97	6 x m6	17
30 x 41	25	38	45	51	62	510	33	127	90	6 x m6	17
32 x 43	25	38	45	51	65	540	33	120	90	6 x m6	17
35 x 47	32	45	52	58	69	790	45	105	80	8 x m6	17
38 x 50	32	45	52	58	72	860	45	100	75	8 x m6	17
40 X 53	32	45	52	58	75	900	45	95	70	8 X M6	17
42 X 55	32	45	52	58	78	950	45	90	70	8 X M6	17
45 X 59	45	62	70	78	86	1890	84	110	85	8 X M8	41
48 X 62	45	62	70	78	87	2010	84	105	80	8 X M8	41
50 X 65	45	62	70	78	92	2100	84	100	75	8 XM8	41
55 X 71	55	72	80	88	98	2600	94	85	65	9 X M8	41
60 X 77	55	72	80	88	104	2840	94	75	60	9 X M8	41
65 X 84	55	72	80	88	111	3070	94	70	55	9 X M8	41
70 X 90	65	86	96	106	119	5250	150	90	70	9 X M10	83
75 X 95	65	86	96	106	126	5600	150	80	65	9 X M10	83
80 X 100	65	86	96	106	131	8020	200	100	80	12 X M10	83
85 X 106	65	86	96	106	137	8500	200	95	75	12 X M10	83
90 X 112	65	86	96	106	144	9000	200	90	75	12 X M10	83
95 X 120	65	86	96	106	149	11000	230	100	80	14 X M10	83
100 X 125	65	86	96	106	154	15000	300	120	95	18 X M10	83
110 X 140	90	114	128	140	180	16000	290	80	65	12 X M12	145
120 X 155	90	114	128	140	198	17500	290	70	55	12 X M12	145
130 X 165	90	114	128	140	208	25000	384	90	70	16 X M12	145

3

Figura 5-70: Selección manguitos autocentrantes [15], p.8.

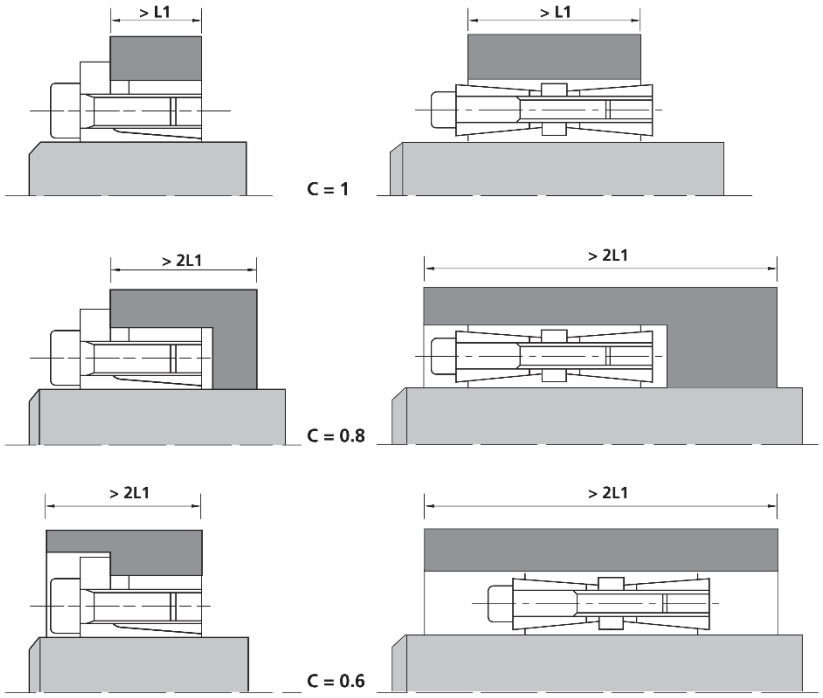
Cálculo del diámetro mínimo de la maza **DM**

En la aplicación de las unidades y elementos de bloqueo **BLOKEAR®**, la presión de contacto pn existente entre el anillo externo de acoplamiento y el de la maza genera una solicitación.

Para el cálculo del diámetro mínimo de la maza DM es válida la fórmula normalmente usada para los cilindros huecos de gran espesor.

En función del ancho y de la forma de la maza respecto a la dimensión L1 de la unidad de bloqueo, las solicitaciones reales cambian.

El factor c se debe considerar en función del tipo de aplicación.



Para el cálculo del diámetro mínimo de la maza DM es necesario aplicar la siguiente fórmula:

$$DM \geq D \cdot K \text{ donde } K = \sqrt{\frac{\sigma_{02} + (C \cdot pn)}{\sigma_{02} - (C \cdot pn)}}$$

DM	(mm)	Diámetro de maza.
D	(mm)	Diámetro exterior de la unidad de bloqueo.
K		Coeficiente de aplicación para el cálculo Dm
σ_{02}	(N/mm^2)	Límite elástico del material de la maza.
C		Coeficiente variable en función de la forma y longitud de la maza.
pn	(N/mm^2)	Presión superficial generada en la maza.

Figura 5-71: Cálculo de diámetro mínimo de maza [15], p22.

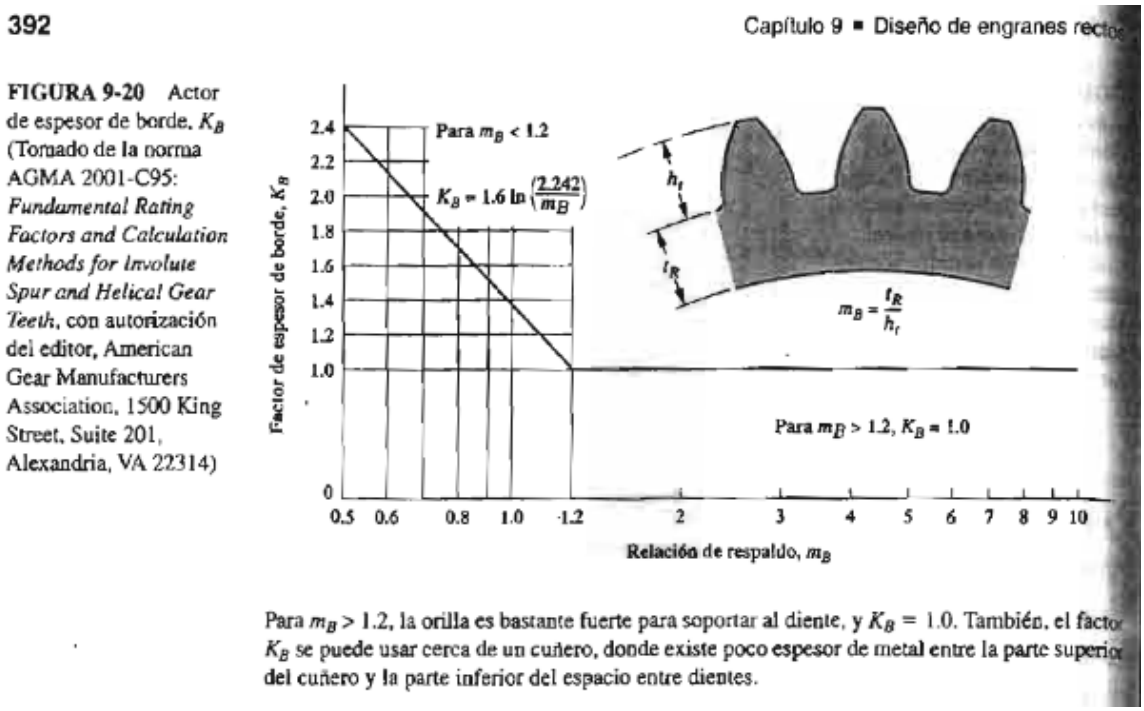


Figura 5-72: Calculo de ruedas dentadas [16], p.392.

Tabla 5-9: Planilla Excel para cálculo de ruedas dentadas y manguitos

RESPALDO DEL DIENTE DE LA CORONA Z=50 ASA 40 P=1/2"			
Ø EJE DISTRIBUIDOR	65	mm	CALCULO DE RESITENCIA
Ø RODILLO CADENA	7,95	mm	CADENA ASA-40 PASO 1/2"
Ø EXTERNO ACOPLE	84	mm	BLK110-65X84
Ø INTERNO CORONA	194	mm	
Ø PASO CORONA	202	mm	
Ø EXTERNO CORONA	209	mm	
ALTURA DEL DIENTE ht	8	mm	
ESPESOR DE RAIZ tr	55	mm	
RELACIÓN DE RESPALDO Mb >= 1,2	7	ad.	
RELACIÓN DE RESPALDO mB MINIMA	1,2	ad.	
Ø INTERNO CORONA	194	mm	
Ø PASO CORONA	202	mm	
Ø EXTERNO CORONA	209	mm	
ALTURA DEL DIENTE ht	8	mm	
ESPESOR DE RAIZ tr	9	mm	
MAXIMO Ø ALESADO ADMISIBLE CORONA	176	mm	
VERIFICACIÓN DE LA EXPANSIÓN DEL MANGUITO PARA LA CORONA			

LARGO DE CUBO	40	mm	
D EXTERNO ACOPLE	84	mm	
σ02=	390	N/mm2	LIMITE ELASTICO DE LA MAZA
k	1,17	ADIMESIONAL	
C	1	ADIMESIONAL	
pn	75	N/mm2	
L1	30	mm	
D x k	98	mm	
DM MAX ADM.	176	mm	
DM >=D x k	**SI**		
RESPALDO DEL DIENTE DEL PIÑON Z=30 ASA 40 P=1/2"			
Ø EJE RUEDA	32	mm	CALCULO DE RESITENCIA
Ø RODILLO CADENA	7,95	mm	CADENA ASA-40 PASO 1/2"
Ø EXTERNO ACOPLE	43	mm	BLK110-32x43
Ø INTERNO PIÑON	114	mm	
Ø PASO PIÑON	122	mm	
Ø EXTERNO PIÑON	129	mm	
ALTURA DEL DIENTE ht	8	mm	
ESPESOR DE RAIZ tr	35	mm	
RELACIÓN DE RESPALDO Mb >= 1,2	**4,44**	ad.	
RELACIÓN DE RESPALDO mB MINIMA	1,2	ad.	
Ø INTERNO PIÑON	114	mm	
Ø PASO PIÑON	122	mm	
Ø EXTERNO PIÑON	129	mm	
ALTURA DEL DIENTE ht	8	mm	
ESPESOR DE RAIZ tr	10	mm	
MAXIMO Ø ALESADO ADMISIBLE PIÑON	94	mm	
VERIFICACIÓN DE LA EXPANSIÓN DEL MANGUITO PARA EL PIÑON			
LARGO DE CUBO	40	mm	
D EXTERNO ACOPLE	43	mm	
σ02=	390	N/mm2	LIMITE ELASTICO DE LA MAZA
k	1,17	ADIMESIONAL	
C	0,8	ADIMESIONAL	
pn	90	N/mm2	
L1	25	mm	
D x k	50	mm	
DM MAX ADM.	94	mm	
DM >=D x k	**SI**		

Como vemos en la figura 5-59, el tren puede desplazarse verticalmente 200 mm y por lo tanto la distancia entre las coronas es variable. Para compensar estas longitudes de cadenas y mantener una tensión funcional utilizamos tensores de cadenas. Los mismos se detallan en las figuras 5-65, 5-66 y 5-67.

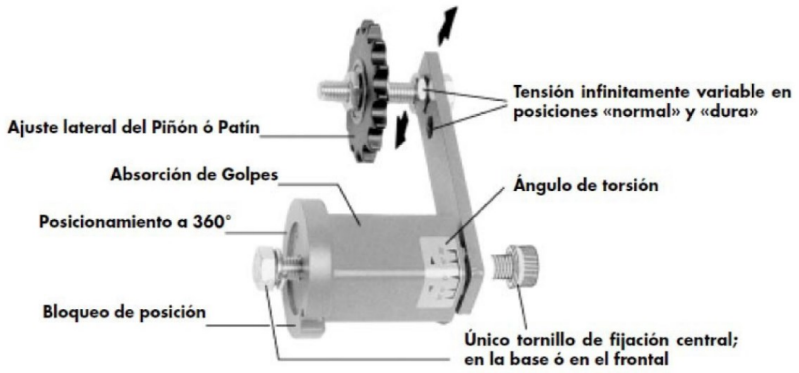
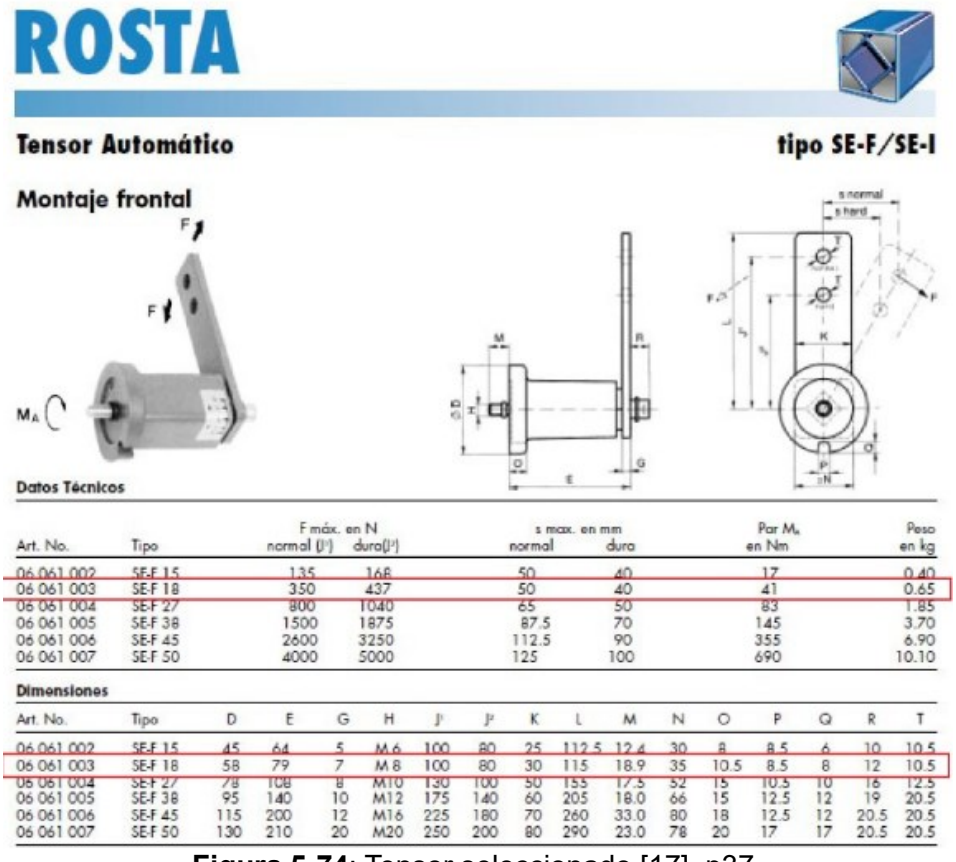


Figura 5-73: Esquema tensor Rosta [17], p34



ROSTA

Tensor Automático **tipo SE-F/SE-I**

Montaje frontal

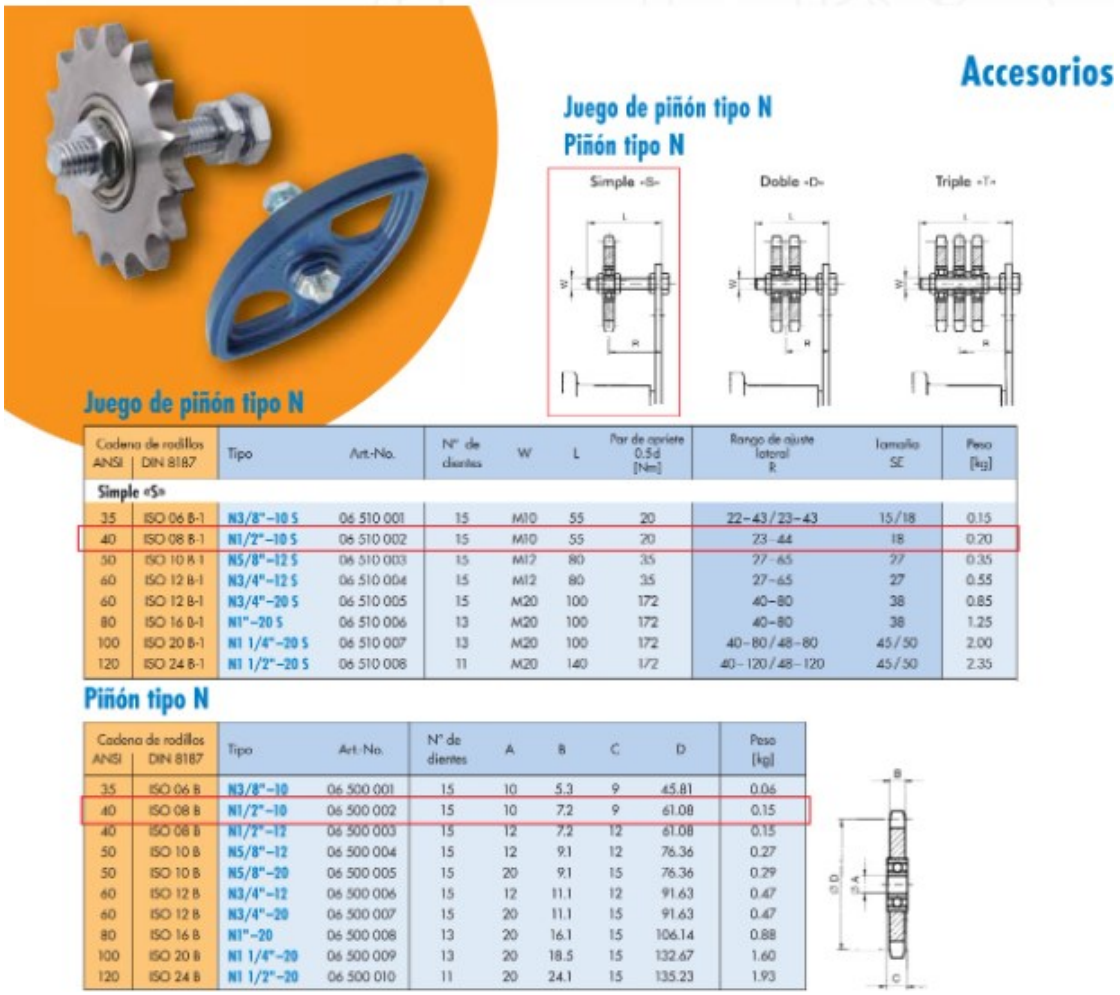
Datos Técnicos

Art. No.	Tipo	F máx. en N normal (J¹)	F máx. en N dura(J²)	s max. en mm normal	s max. en mm dura	Par M_A en Nm	Peso en kg
06 061 002	SE-F 15	135	168	50	40	17	0.40
06 061 003	SE-F 18	350	437	50	40	41	0.65
06 061 004	SE-F 27	800	1040	65	50	83	1.85
06 061 005	SE-F 38	1500	1875	87.5	70	145	3.70
06 061 006	SE-F 45	2600	3250	112.5	90	355	6.90
06 061 007	SE-F 50	4000	5000	125	100	690	10.10

Dimensiones

Art. No.	Tipo	D	E	G	H	J¹	J²	K	L	M	N	O	P	Q	R	T
06 061 002	SE-F 15	45	64	5	M 6	100	80	25	112.5	12.4	30	8	8.5	6	10	10.5
06 061 003	SE-F 18	58	79	7	M 8	100	80	30	115	18.9	35	10.5	8.5	8	12	10.5
06 061 004	SE-F 27	78	108	8	M10	130	100	50	155	17.5	52	15	10.5	10	16	12.5
06 061 005	SE-F 38	95	140	10	M12	175	140	60	205	18.0	66	15	12.5	12	19	20.5
06 061 006	SE-F 45	115	200	12	M16	225	180	70	260	33.0	80	18	12.5	12	20.5	20.5
06 061 007	SE-F 50	130	210	20	M20	250	200	80	290	23.0	78	20	17	17	20.5	20.5

Figura 5-74: Tensor seleccionado [17], p37



Accesorios

Juego de piñón tipo N

Piñón tipo N

Simple «S» Doble «D» Triple «T»

Juego de piñón tipo N

Cadena de rodillos ANSI	DIN 8187	Tipo	Art.-No.	N° de dientes	W	L	Par de apriete 0.5d [Nm]	Rango de ajuste lateral R	Tamaño SE	Peso [kg]
Simple «S»										
35	ISO 06 B-1	N3/8"–10 S	06 510 001	15	M10	55	20	22–43/23–43	15/18	0.15
40	ISO 08 B-1	N1/2"–10 S	06 510 002	15	M10	55	20	23–44	18	0.20
50	ISO 10 B-1	N5/8"–12 S	06 510 003	15	M12	80	35	27–65	27	0.35
60	ISO 12 B-1	N3/4"–12 S	06 510 004	15	M12	80	35	27–65	27	0.55
60	ISO 12 B-1	N3/4"–20 S	06 510 005	15	M20	100	172	40–80	38	0.85
80	ISO 16 B-1	N1"–20 S	06 510 006	13	M20	100	172	40–80	38	1.25
100	ISO 20 B-1	N1 1/4"–20 S	06 510 007	13	M20	100	172	40–80/48–80	45/50	2.00
120	ISO 24 B-1	N1 1/2"–20 S	06 510 008	11	M20	140	172	40–120/48–120	45/50	2.35

Piñón tipo N

Cadena de rodillos ANSI	DIN 8187	Tipo	Art.-No.	N° de dientes	A	B	C	D	Peso [kg]
35	ISO 06 B	N3/8"–10	06 500 001	15	10	5.3	9	45.81	0.06
40	ISO 08 B	N1/2"–10	06 500 002	15	10	7.2	9	61.08	0.15
40	ISO 08 B	N1/2"–12	06 500 003	15	12	7.2	12	61.08	0.15
50	ISO 10 B	N5/8"–12	06 500 004	15	12	9.1	12	76.36	0.27
50	ISO 10 B	N5/8"–20	06 500 005	15	20	9.1	15	76.36	0.29
60	ISO 12 B	N3/4"–12	06 500 006	15	12	11.1	12	91.63	0.47
60	ISO 12 B	N3/4"–20	06 500 007	15	20	11.1	15	91.63	0.47
80	ISO 16 B	N1"–20	06 500 008	13	20	16.1	15	106.14	0.88
100	ISO 20 B	N1 1/4"–20	06 500 009	13	20	18.5	15	132.67	1.60
120	ISO 24 B	N1 1/2"–20	06 500 010	11	20	24.1	15	135.23	1.93

Figura 5-75: Selección piñón tensores [17], p.8.

Modelo 3D del equipo: imágenes

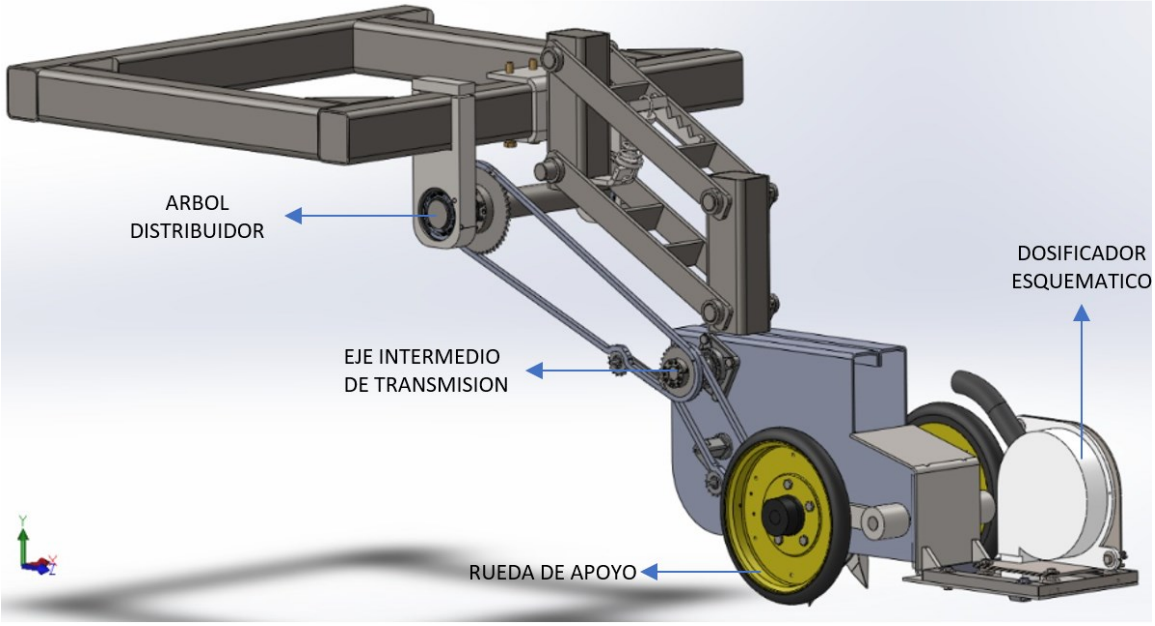


Figura 5-76: 3D del equipo

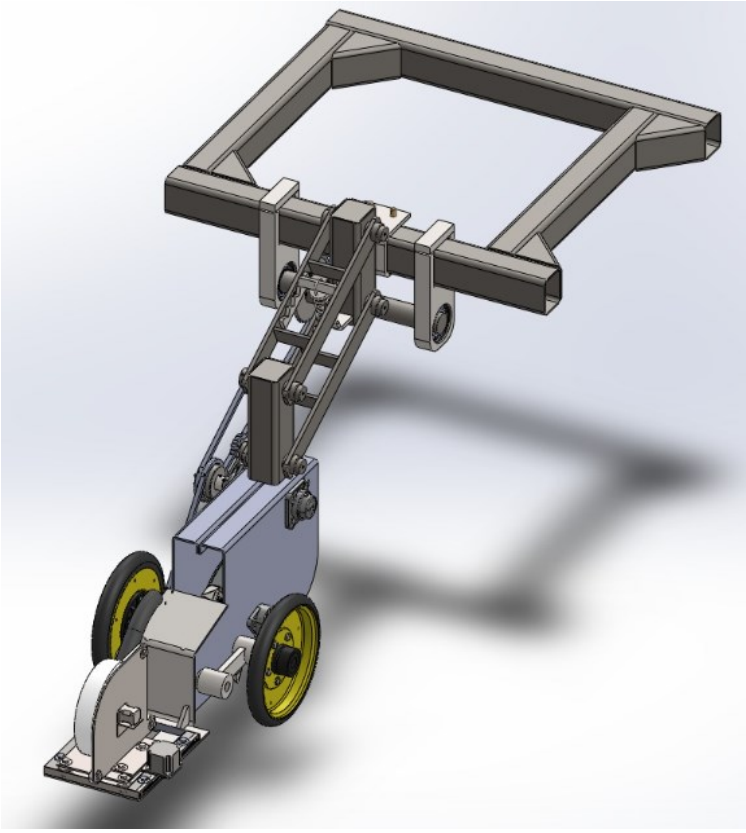


Figura 5-77: 3D del equipo

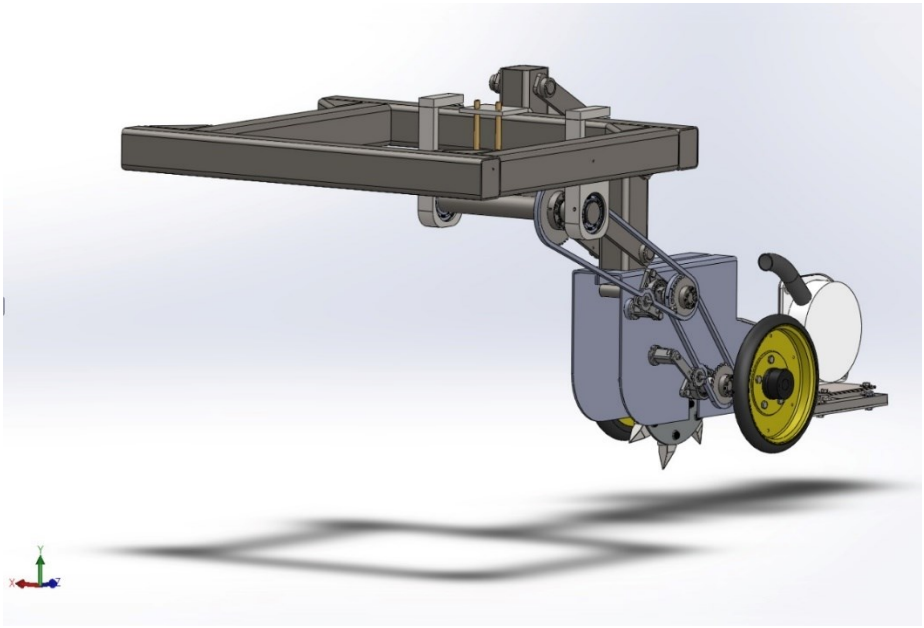


Figura 5-78: 3D del equipo

Capítulo 6: conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En principio, se hace un comentario sobre la experiencia en la realización de este proyecto de ingeniería. Durante la ejecución del mismo se realizaron actividades claves para llevar adelante un proyecto ingenieril, entre ellas se destacan: el trabajo en equipo, la identificación de necesidades, la investigación, proposición y evaluación de diferentes alternativas para cumplir los objetivos específicos, haciendo uso de las competencias de la ingeniería mecánica.

En base al análisis teórico que se realiza sobre el dispositivo propuesto, y desde el punto de vista de la mecánica, se concluye que:

- Logra el cometido de colocar semillas de maíz cada 177, 200 y 228 mm en suelos horizontales para una velocidad de siembra de Vt = (7 ± 0,4) km/h. Para los mismos, pero con mayores irregularidades, se recomiendan velocidades de siembras más acotadas con un valor de Vt = (7 ± 0,2) km/h.
- En suelos con pendientes de entre -8° a 9° la distancia entre agujeros posible es de 200 mm para un rango de velocidad de (7 ± 0.15) Km/h haciendo uso del sistema de desplazamiento del dosificador.
- Se observa una disminución considerable del volumen de suelo removido en comparación con sistemas tradicionales.
- Propone un concepto innovador con potencialidad al ahorro energético.

.

Recomendaciones y observaciones

Para la validación del comportamiento real del mecanismo debe fabricarse un prototipo experimental. El desarrollo del proyecto se realiza en base a parámetros de un dosificador existente, pero sin contar con las dimensiones constructivas del mismo. En los planos, el dosificador es esquemático. Para la construcción de un prototipo experimental debe colocarse un dosificador de características y parámetros similares, adaptar el sistema porta dosificador y realizar una puesta a punto. En el anexo 2 se encuentran los planos generales del mismo.

Bibliografía

[1] INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA AGROPECUARIA. Siembra directa. Actualización Técnica número 58. Argentina, 2011.

[2] CIANCAGLINI, Nicolas. Guía para la determinación de textura de suelos por método organoléptico. Argentina. p. 1-3

[3] LEONI, Augusto José. Capitulo 3. Resistencia al corte. La Plata p. 25-27

[4] MARRON, Guillermo R. Maquinaria Agrícola y Labranza: Curso para profesionales. Bahía Blanca, Argentina. p. 1-7

[5] CRESPO VILLALAZ, Carlos. Mecánica de los suelos y cimentaciones, 1980.

[6] INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA AGROPECUARIA. Índice de aptitud agropecuaria de las tierras de la Provincia de Santa Fe. Argentina, 2004.

[7] INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA AGROPECUARIA. Ensayo de densidad y distancia de siembra de maíz. Marcos Juarez, 2010.

[8] INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA AGROPECUARIA. Impacto de la velocidad y la profundidad de siembra sobre uniformidad en la emergencia y distribución de plantas de maíz. Argentina, 2012. p. 1-8

[9] MARTINEZ, Roberto Manuel. Modelo del planteo de una sembradora neumática. Mapa de siembra implementado con lógica reconfigurable utilizando técnicas de co-diseño software/hardware, Córdoba, 2013. p. 15 p. 20 p. 40-45

[10] RAMOS CARBAJAL, Ernesto; MARTINEZ RODRIGUEZ, Arturo; GARCIA DE LA FIGAL COSTALES, Armando. Modelo para el cálculo de la resistencia del suelo a la penetración de sondas. Primera I: sondas cónicas. La Habana, 2014. p. 5-8

[11] SUBSECRETARIA DE PROGRAMACION MICROECONOMICA ARGENTINA. Informes de cadenas de valor. Argentina, 2019.

[12] ORTIZ CAÑAVATE, Jaime. Las máquinas agrícolas y su aplicación, 2003. p. 504

[13] MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Maquinas, Cuarta Edición, 2006. Parte II Diseño de una Transmisión Mecánica, Capítulo 7 Transmisiones por Bandas y por Cadenas, Ítems 7-5 y 7-6, p. 283-299.

[14] ENGRACOR. Discos y Piñones de Acero para Transmisiones de Cadenas de Rodillos, p.A6.

[15] BLOKEAR, de Poleas MIOR. Acoples de Bloqueo Autocentrante, p.3,22-24.

[16] MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Maquinas, Cuarta Edición, 2006. Parte II Diseño de una Transmisión Mecánica, Capítulo 9 Diseño de Engranajes Rectos, Ítems 9-8, p. 392.

[17] ROSTA. Tensores Automáticos, p. 8, 34 y 37.

Anexo I: programa para la simulación

Programa realizado en 20-Sim para simular la trayectoria de la semilla entre el dosificador y el suelo.

Submodelo “Variables Globales”:

```
real global DistY=0.200;                //Posicion vertical punto emision semilla [m]
        real global DistZ=-0.060;       //Posicion horizontal punto emision semilla [m]
        real global DistX=0.335;        //Posicion horizontal centro agujero [m]
        real global Laguj=0.045;        //Largo agujero [m]
        real global vt = 7;             //Velicidad de traslacion [Km/h]
        real global deltaV = 0.1;       //Variacion de vt de [Km/h]
        real global alpha = -8;         //Angulo del suelo [°]
```

Submodelo “Trayectoria”:

```
parameters
        real global vt;                 //[Km/h]
        real global deltaV;             //[Km/h]
        real global alpha;              //Angulo del suelo [°]
        real vx0 = 0.185;               //[m/s]
        real vy0 = 0.113;               //[m/s]
        real g = 9.8;                   //[m/s^2]
        real m = 0.00025;               //[kg]
        real Rsem = 0.00225;            //[m]
```

```
        real ViscAir = 1.76e-005;   //[Ns/m^2]
variables
        real vt1;                   //Velocidad de traslacion [m/s]
        real deltaV1;               //Delta velocidad [m/s]
        real f;                     //Friccion del aire
        real Y;                     //Posicion Y
        real X;                     //Posicion X
        real Xmax;                  //Posicion X maxima
        real Xmin;                  //Posicion X minima
        real SY;                    //Posicion X suelo
        real SX;                    //Posicion Y suelo
        real alphaRAD;              //Angulo del suelo [rad]
        real v;                     //Modulo velocidad emision semilla [m/s]
        real vx1;                   // Nueva componente en x [m/s]
        real vy1;                   // Nueva componente en y [m/s]
equations
        vt1=vt*1000/3600;
        deltaV1=deltaV*1000/3600;
        f= 6*pi*Rsem*ViscAir;


        // Trayectoria
        v=sqrt(vx0^2+vy0^2);
```

```
vx1=v*cos((31+alpha)*pi/180);

vy1=v*sin((31+alpha)*pi/180);

Y=          -(-g*(m/f)^2+g*(m/f)*time+g*(m/f)^2*exp(-f*time/m)+m*vy1*(1-exp(-
f*time/m))/f)+EmisionIn[2,1];

X= (m*(-vx1+vt1)*(1-exp(-f*time/m))/f)+EmisionIn[1,1];

Xmax= (m*(-vx1+(vt1+deltaV1))*(1-exp(-f*time/m))/f)+EmisionIn[1,1];

Xmin= (m*(-vx1+(vt1-deltaV1))*(1-exp(-f*time/m))/f)+EmisionIn[1,1];

// Suelo

alphaRAD=(alpha*pi/180);

SY=tan(alphaRAD)*time;

SX=time;
```

Submodelo “Posicion Agujeros”:

parameters

```
real global DistY;      //Posicion vertical punto emision semilla  [m]

real global DistZ;      //Posicion horizontal punto emision semilla [m]

real global DistX;      //Posicion horizontal centro agujero [m]

real global Laguj;      //Largo agujero [m]

real global alpha;      //Angulo del suelo [°]
```

variables

```
real EmisionN[2,1];
```

```
        real LimIzqN[2,1];

        real MedioN[2,1];

        real LimDerN[2,1];

        real alphaRAD;

        real h;


equations

        h=DistY;

        alphaRAD=(alpha*pi/180);

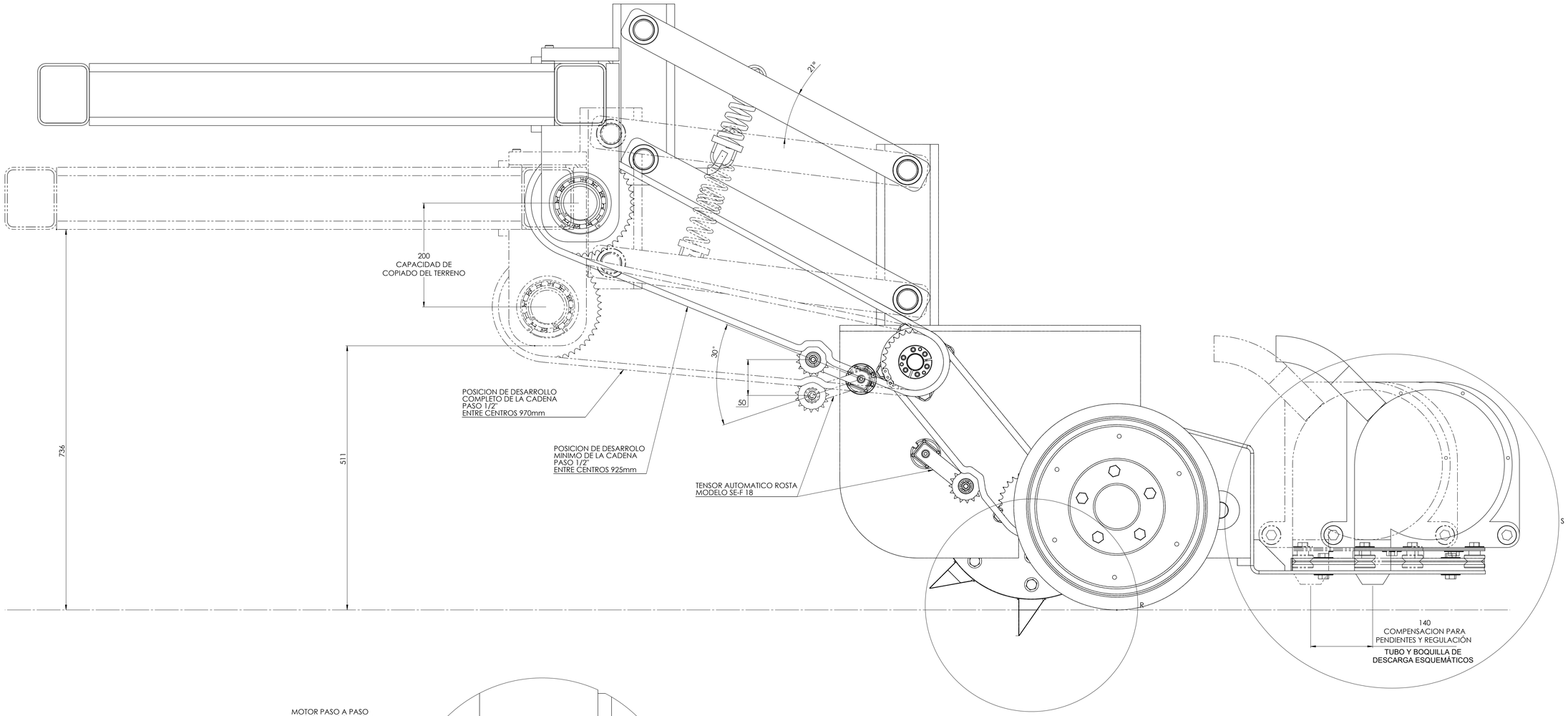
        LimIzqN=[(DistX-(Laguj/2))*cos(alphaRAD)-(-DistY+h)*sin(alphaRAD);(DistX-
(Laguj/2))*sin(alphaRAD)+(-DistY+h)*cos(alphaRAD)];

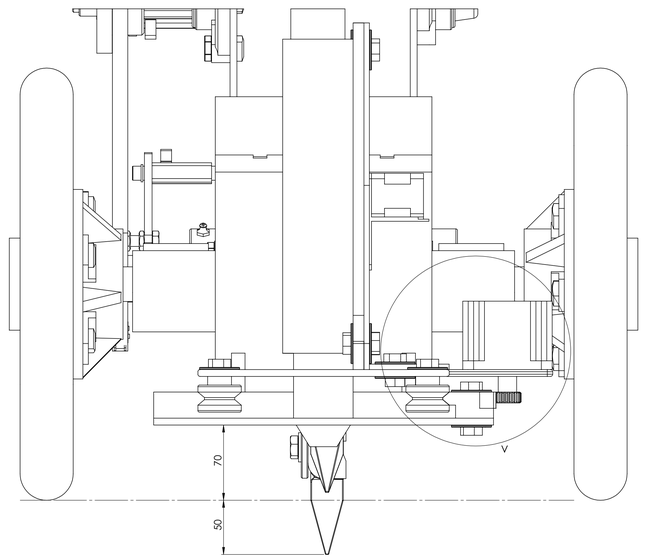
        MedioN=[(DistX)*cos(alphaRAD)-(-
DistY+h)*sin(alphaRAD);(DistX)*sin(alphaRAD)+(-DistY+h)*cos(alphaRAD)];

        LimDerN=[(DistX+(Laguj/2))*cos(alphaRAD)-(-
DistY+h)*sin(alphaRAD);(DistX+(Laguj/2))*sin(alphaRAD)+(-DistY+h)*cos(alphaRAD)];

        EmisionN=[DistZ*cos(alphaRAD)-
h*sin(alphaRAD);DistZ*sin(alphaRAD)+h*cos(alphaRAD)];

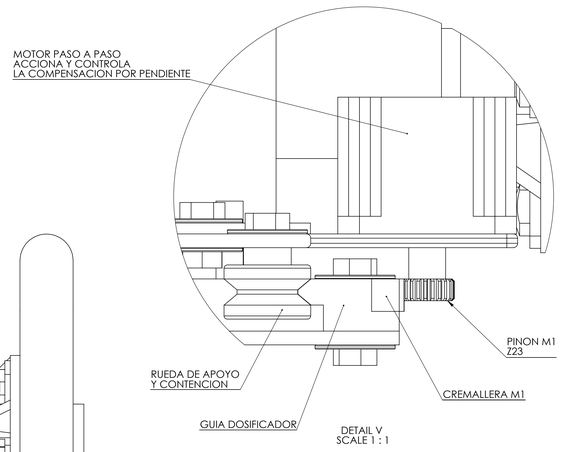
        EmisionN=EmisionOut;
```



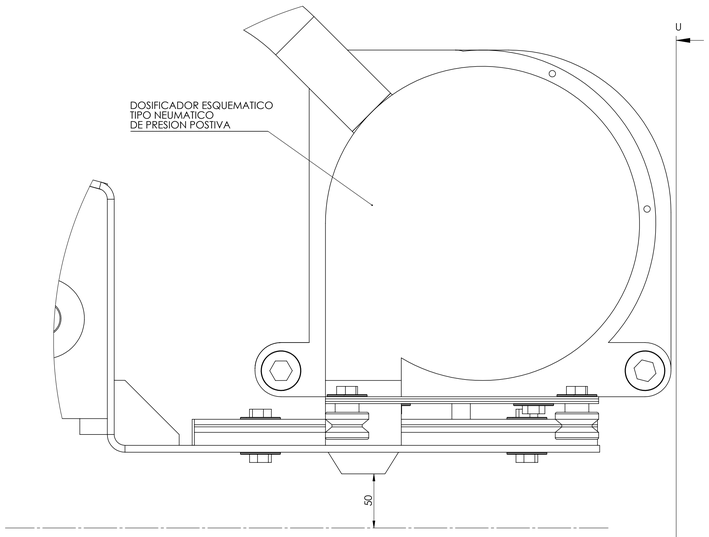


SECTION U-U

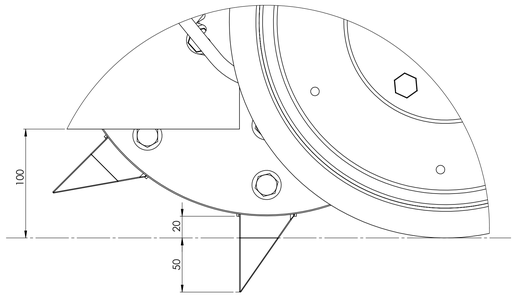
SCALE 1 : 2



DETAIL V
SCALE 1 : 1

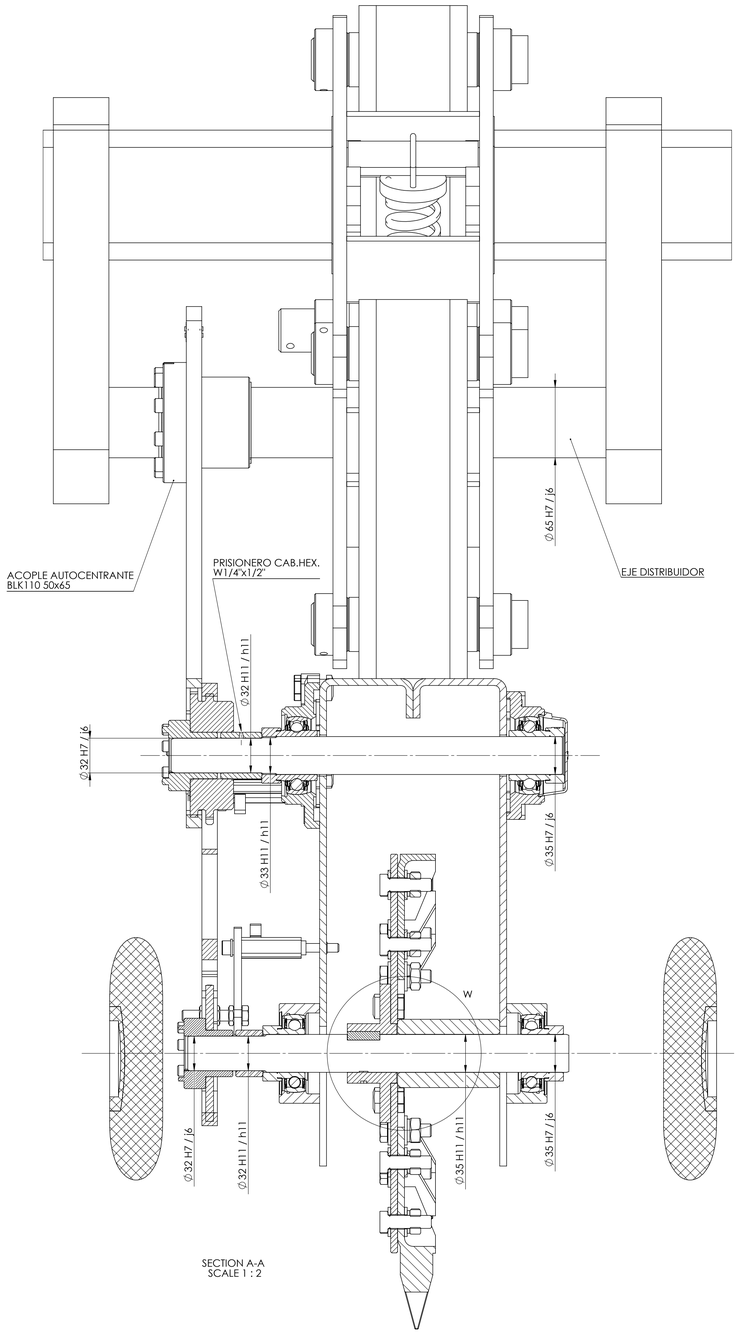


DETAIL S
SCALE 1 : 2

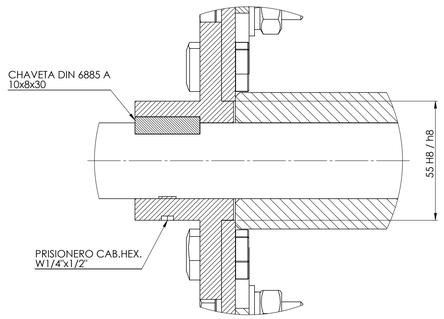


DETAIL R
SCALE 1 : 2

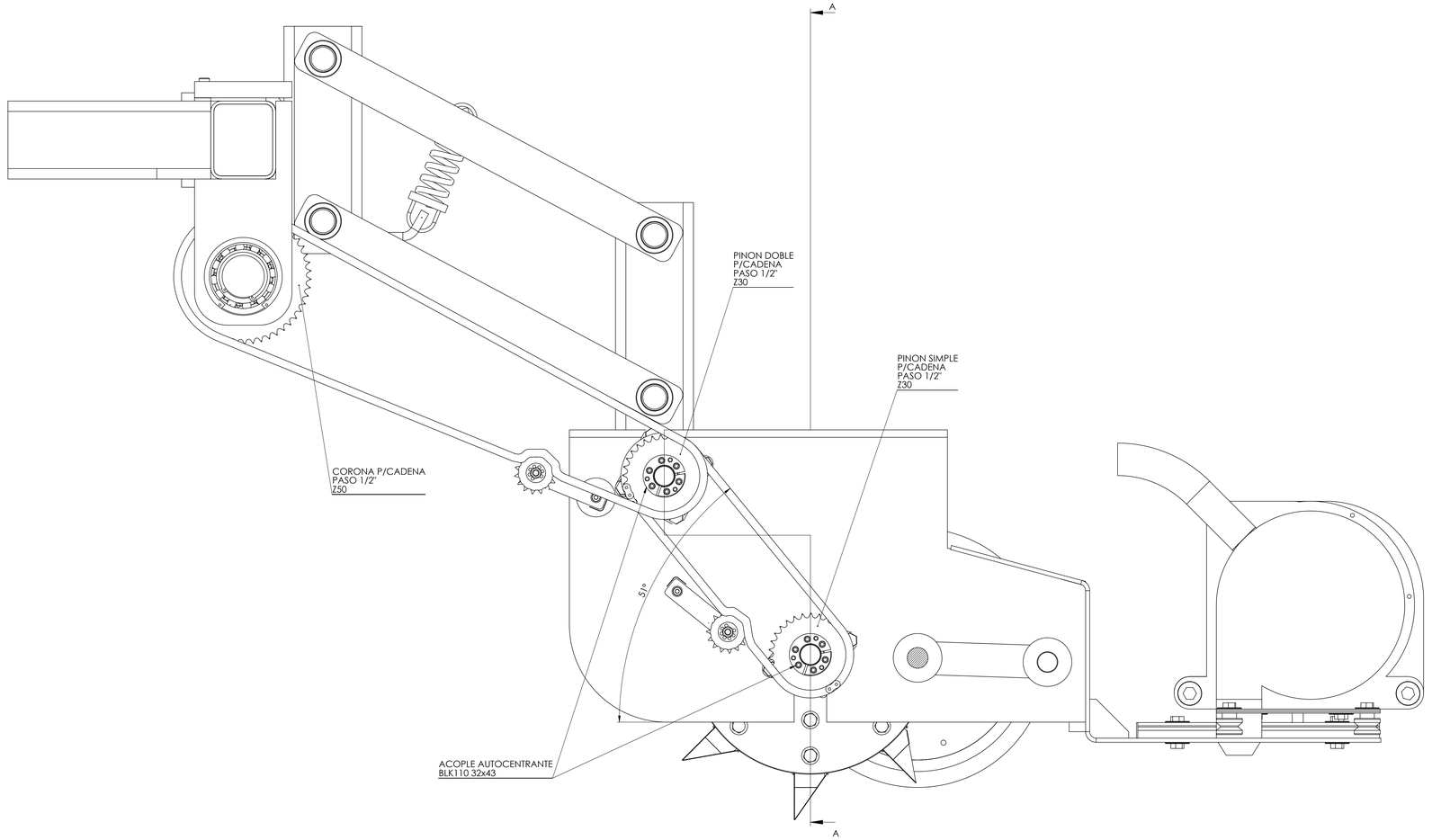
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN ISO 2768-m						DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING		REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE:		
DRAWN	TEGLIA MAURO	PROYECTO FINAL	12/06/22				MECANISMO DE SIEMBRA PUNTUAL PARA MAIZ		
CHK'D	CHOCCHIA CESAR	PROYECTO FINAL	12/06/22						
APP'D	TEGLIA MAURO	PROYECTO FINAL	12/06/22						
MFG									
Q.A.							MATERIAL:	DWG NO. 0004	A1
							WEIGHT:	SCALE:1:3	SHEET 1 OF 2



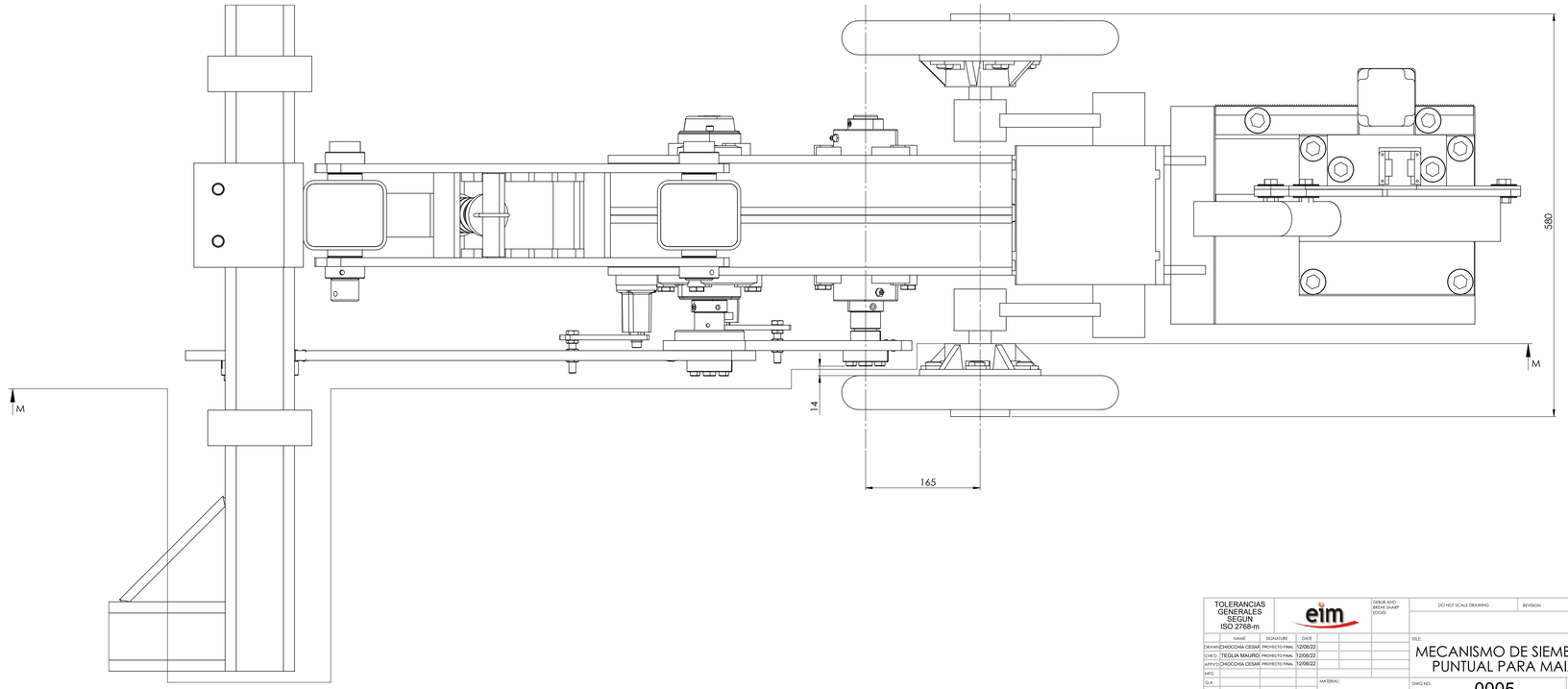
SECTION A-A
SCALE 1 : 2



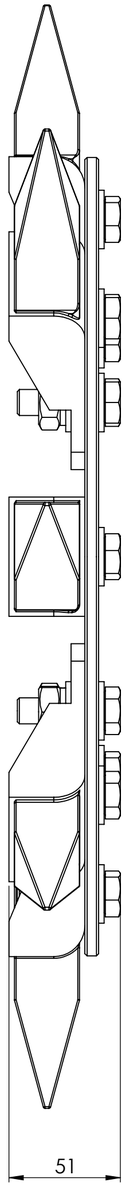
DETAIL W
SCALE 1 : 1

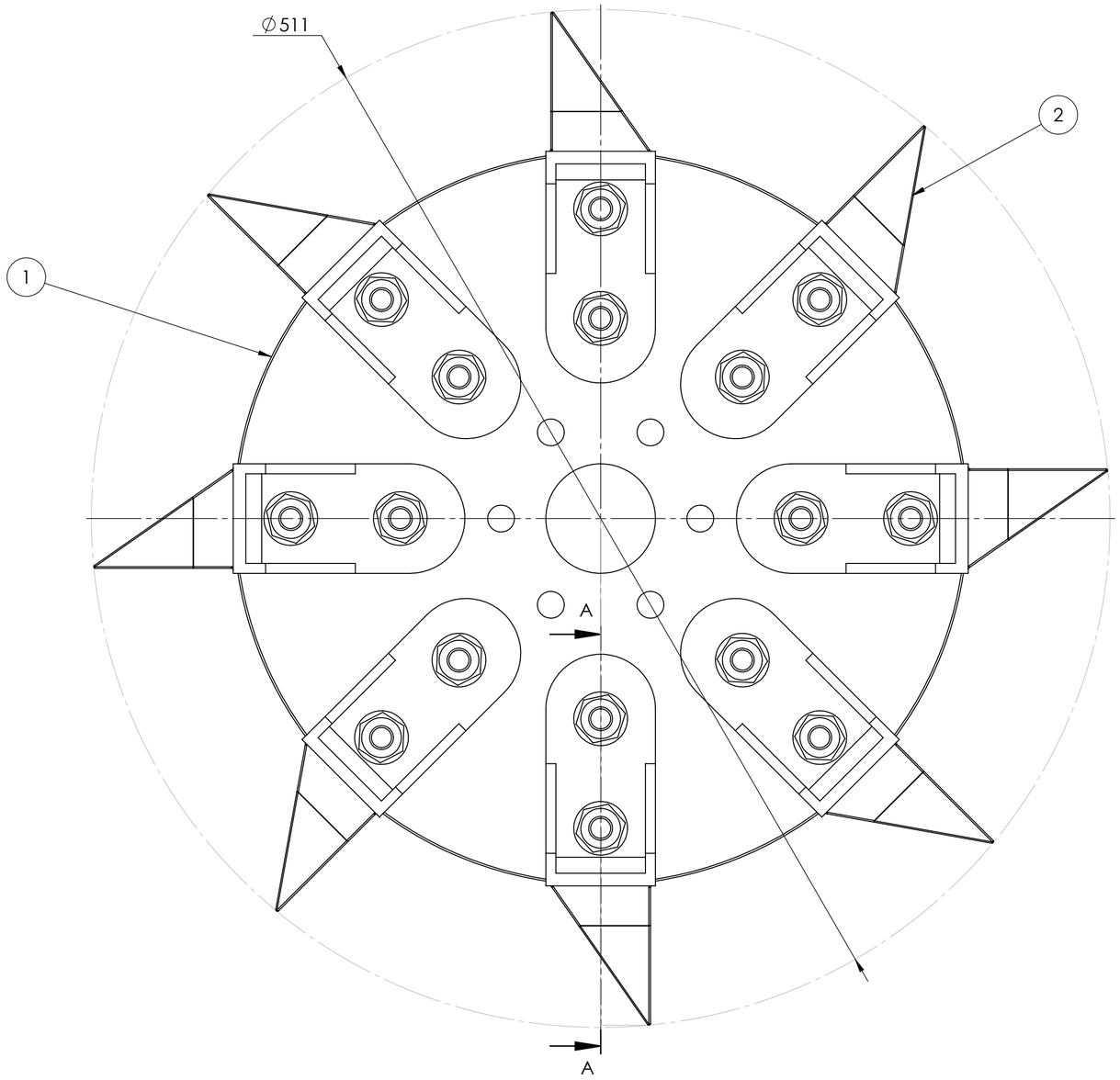


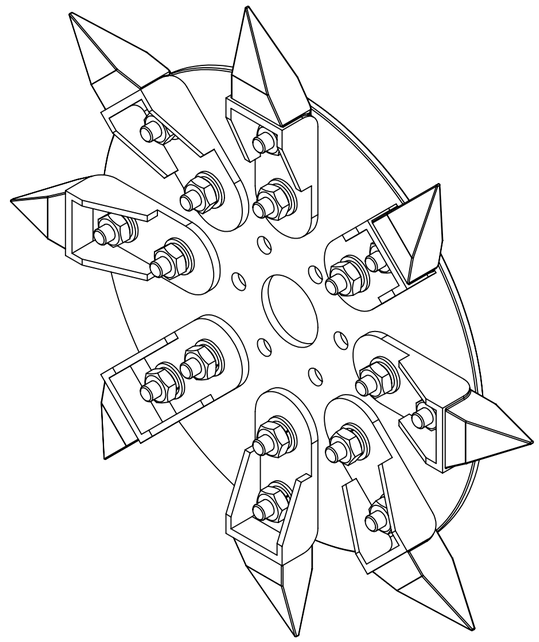
SECTION M-M

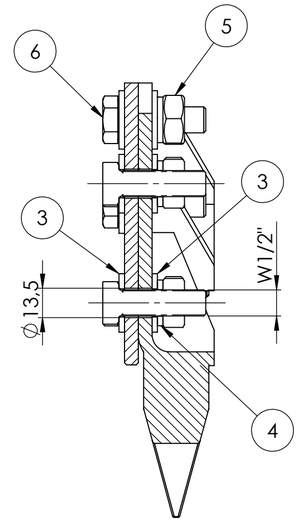


TOLERANCIAS GENERALES SEGUN ISO 2768-m					DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE				
DRAWN	CHOCCHIA CESAR	PROYECTO FINAL	12/06/22			TITLE: MECANISMO DE SIEMBRA PUNTUAL PARA MAIZ	
CHK'D	TEGLIA MAURO	PROYECTO FINAL	12/06/22				
APP'D	CHOCCHIA CESAR	PROYECTO FINAL	12/06/22				
MFG					MATERIAL:	DWG NO. 0005	A1
Q.A							
					WEIGHT:	SCALE:1:3	SHEET 2 OF 2









SECTION A-A

ITEM NO.	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY.
6	TORN. CAB. HEX. W1/2"X1 3/4"	SAE GR.2 ASME B18.2.1 1996	16
5	TUERCA 1/2"	COMERCIAL	16
4	ARANDELAS GROOVER 1/2"	COMERCIAL	16
3	ARANDELAS PLANA 1/2"	COMERCIAL	32
2	HERRAMIENTA 3_R12	VER PLANO	8
1	PLACA BASE 8 PUNTAS	VER PLANO	1

	FECHA	NOMBRE
DIB.	12/06/22	TEGLIA MAURO
REV.	12/06/22	CHIOCHIA CESAR
APR.	12/06/22	TEGLIA MAURO

ESC. 1:2

TOLER. SEGUN ISO 2768-m

DENOMINACION

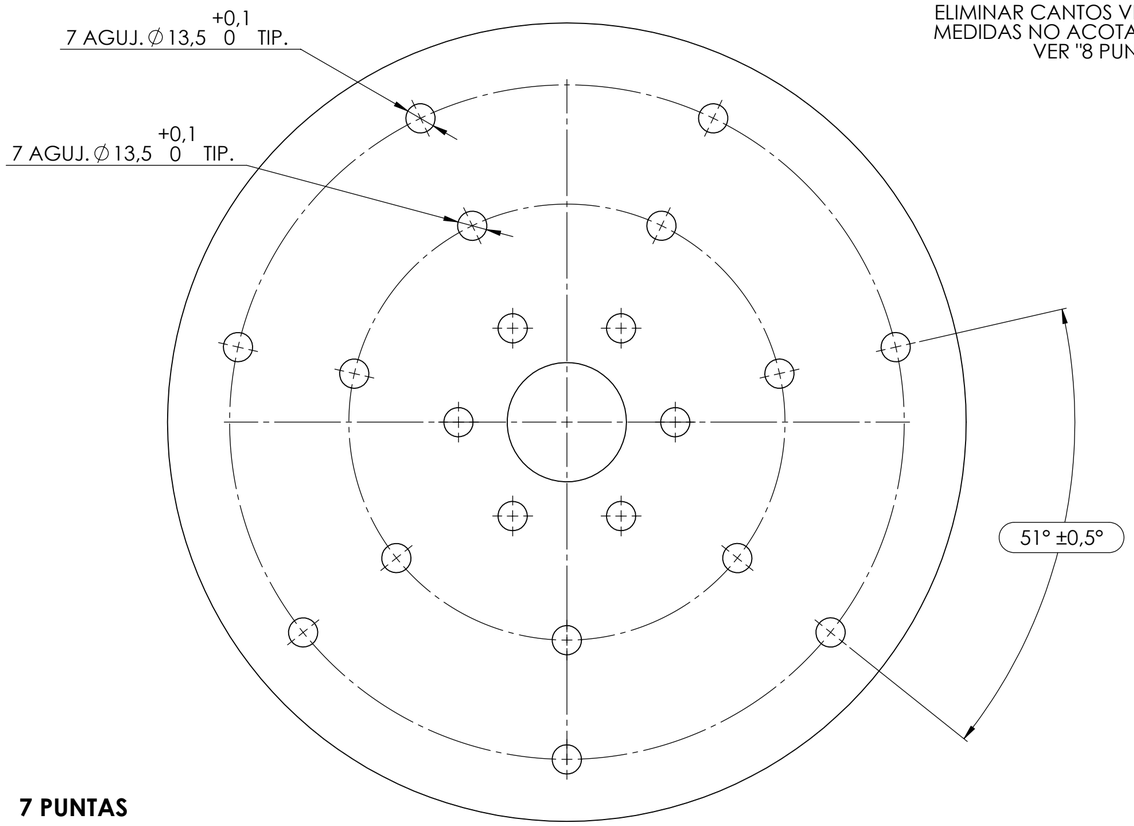
RUEDA HOYADORA

COD PIEZA: 0003

MATERIAL: VER LISTA

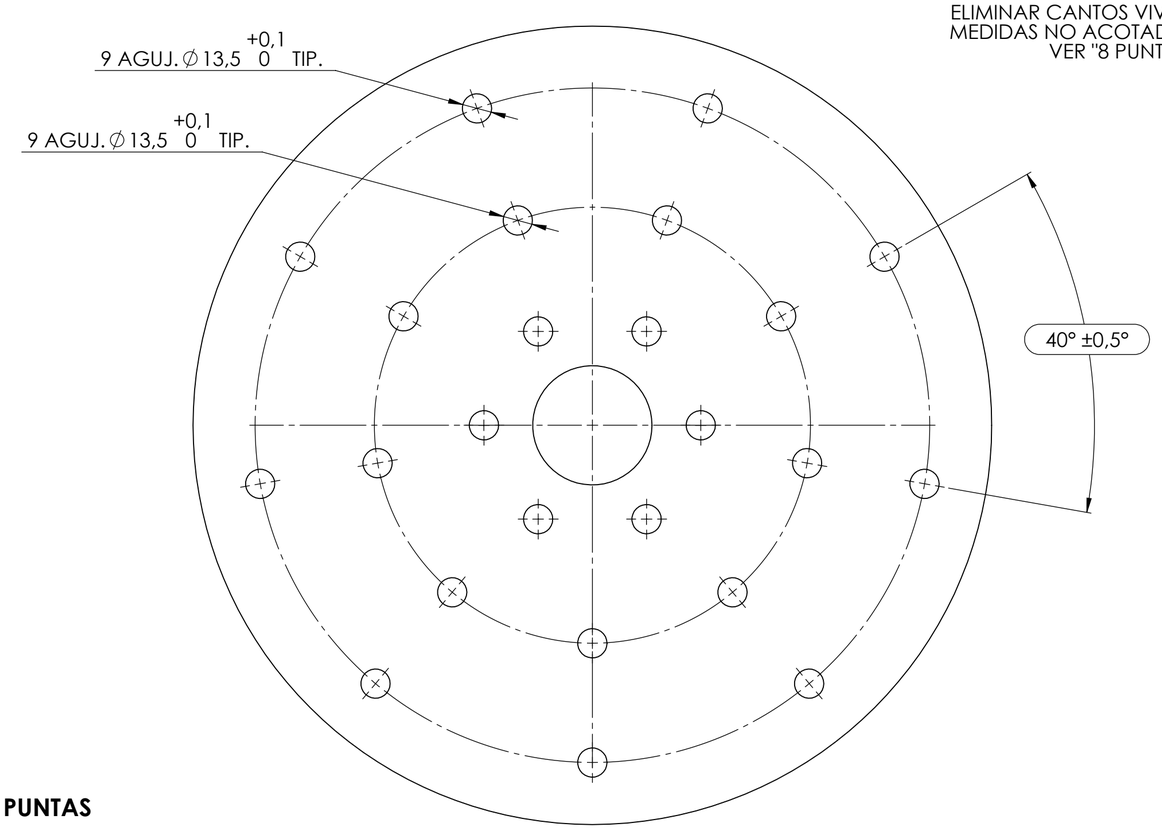
PLANO Nº: Rueda Hoyadora 2_R12

ELIMINAR CANTOS VIVOS
MEDIDAS NO ACOTADAS
VER "8 PUNTAS"



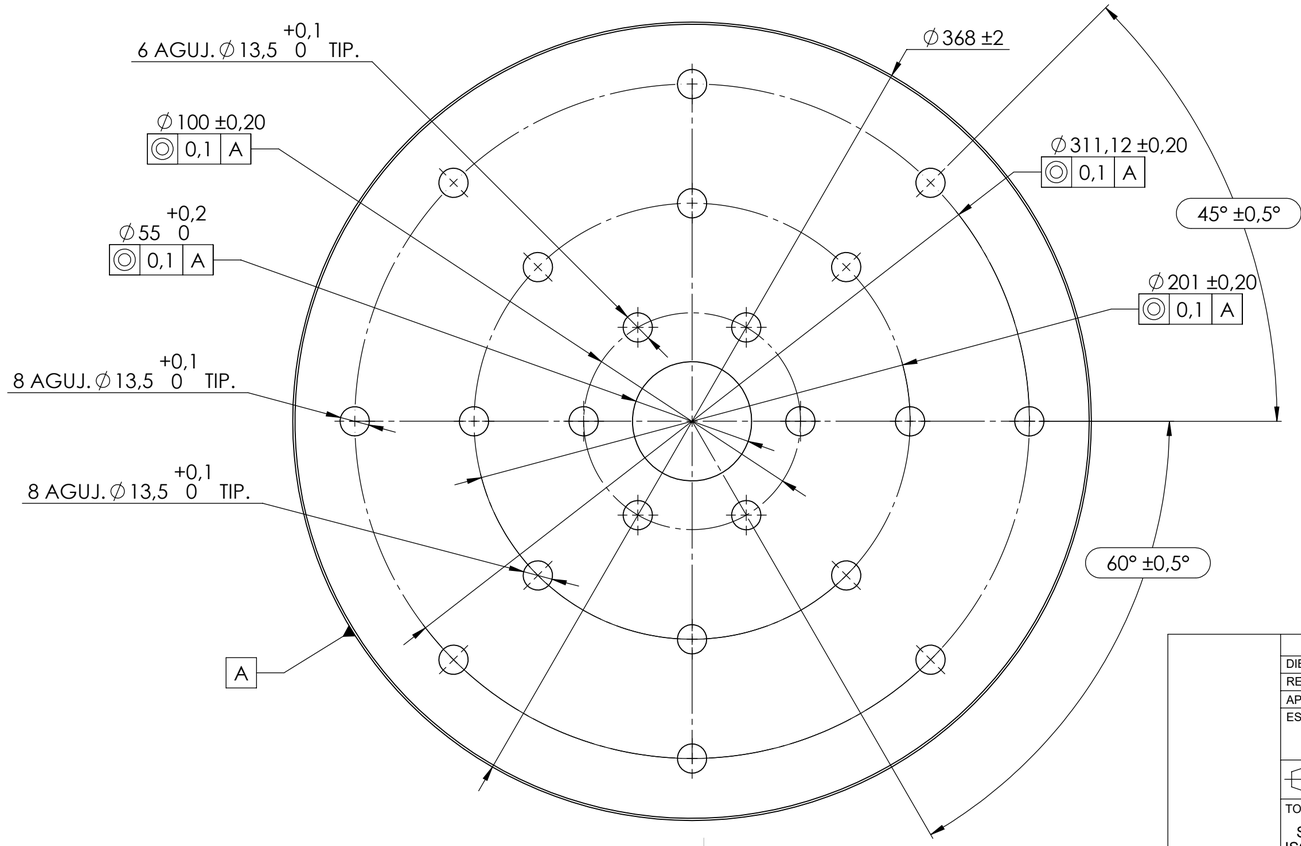
7 PUNTAS

ELIMINAR CANTOS VIVOS
MEDIDAS NO ACOTADAS
VER "8 PUNTAS"



9 PUNTAS

ELIMINAR CANTOS VIVOS
ESPESOR: 1/4"



8 PUNTAS

	FECHA	NOMBRE
DIB.	12/06/22	CHIOCHIA CESAR
REV.	12/06/22	TEGLIA MAURO
APR.	12/06/22	CHIOCHIA CESAR

eim

ESC. 1:2

TOLER. SEGUN ISO 2768-m

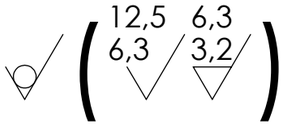
DENOMINACION

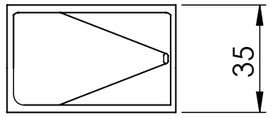
PLACAS BASE HERRAMIENTA

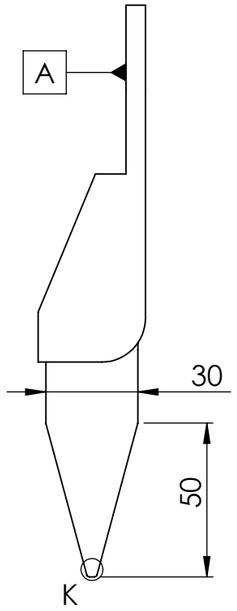
COD PIEZA: 0002

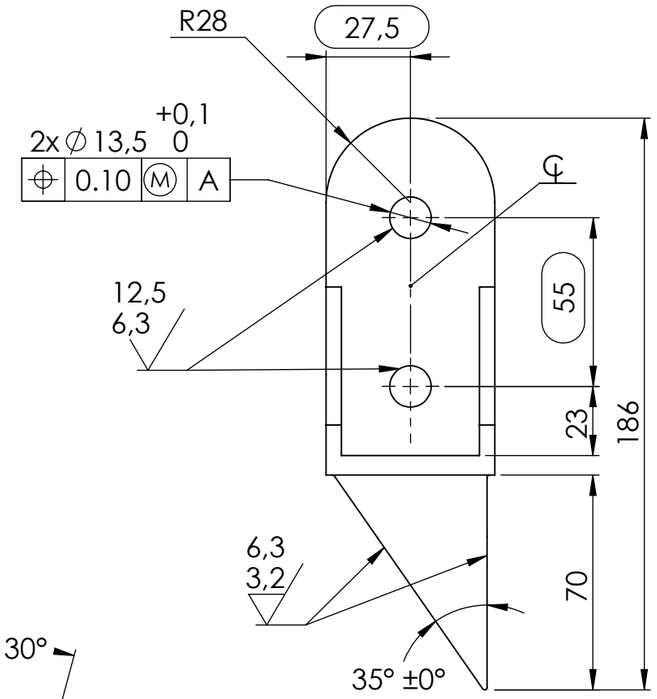
MATERIAL: SAE 1045

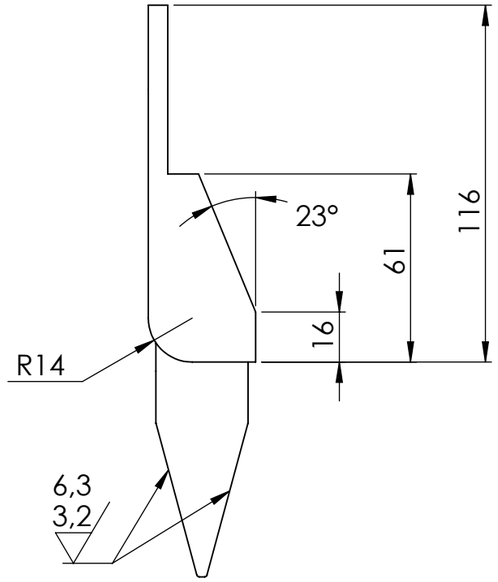
PLANO Nº: Placa Base_R12

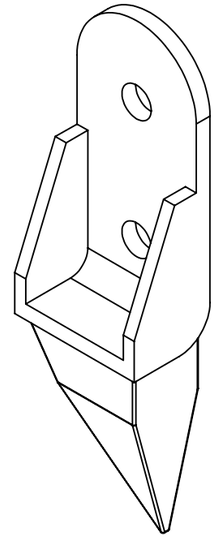


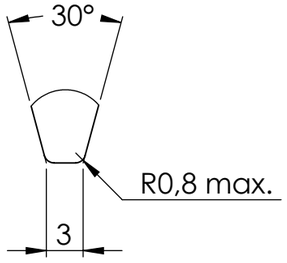




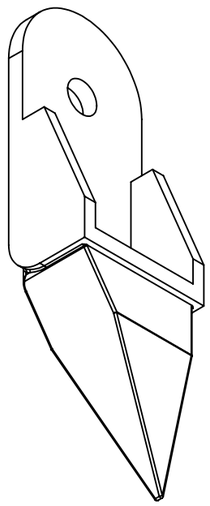


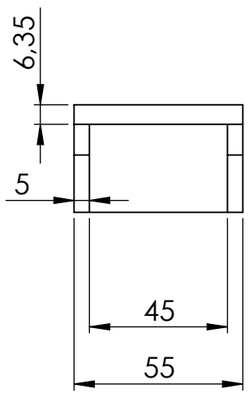






DETALLE K
ESCALA 2 : 1





NOTAS:

MATERIAL: FUNDICION BLANCA Ni - HARD TIPO "A" CLASE II SEGUN ASTM A-532
TRATAMIENTO TERMICO: AUSTENIZACION Y DEJAR ENFRIAR AL AIRE CALMO.
DUREZA REQUERIDA 55 HRC.

		FECHA	NOMBRE
	DIB.	12/06/22	TEGLIA MAURO
	REV.	12/06/22	CHIOCHIA CESAR
	APR.	12/06/22	TEGLIA MAURO

eim

ESC. 1:2

TOLER. SEGUN ISO 2768-m

DENOMINACION

HERRAMIENTA

COD PIEZA: 0001

MATERIAL: VER NOTA

PLANO Nº: Herramienta 3_R12