



Departamento de Ingeniería Mecánica

Proyecto Final:

“Sacudidor y recolector para la cosecha  
de nueces Pecan”

Docentes: Ing. Rubén Monti; Ing. Sebastián Benzi; Ing.  
Cristian Brunas.

Director de Proyecto Final: Ing. Cristian Brunas

Alumno: Brian Alfredo Burgardt

2023

## Índice

<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>5</b>
<b>2. PROBLEMÁTICA .....</b>	<b>5</b>
2.1 Elección de la problemática .....	5
2.2 Justificación del impacto .....	6
2.3 Programación del proyecto .....	7
2.4 Requisitos legales y/o normativos .....	7
<b>3. BÚSQUEDA DE ANTECEDENTES .....</b>	<b>9</b>
3.1 Antecedentes históricos del sector en Argentina .....	9
3.2 Maquinarias y equipos .....	11
3.2.1 Tipo mordazas vibratorias .....	11
3.2.2 Tipo brazo oscilante con cable .....	12
<b>4. DISEÑO DE CONCEPTOS DEL SACUDIDOR.....</b>	<b>14</b>
4.1 Generación de alternativas .....	14
4.2 Diseño del sacudidor .....	15
4.2.1 Variables determinantes para el dimensionamiento.....	17
4.2.1.1 Revoluciones a las que gira la toma de fuerza .....	17
4.2.1.2 Potencia de la toma de fuerza .....	17
4.2.1.3 Resonancia con que se desprende el fruto del árbol.....	18
4.2.1.4 Fuerza de la tensión del cable conector.....	19
4.2.2 Cálculo de la fuerza de la tensión del cable .....	20
4.3 Análisis estructural de los elementos que componen el sacudidor según los esfuerzos solicitantes .....	22
4.3.1 Análisis de cajera y eje cigüeñal .....	23
4.3.1.1 Cálculo del dimensionamiento del eje cigüeñal.....	24
4.3.1.2 Análisis de tensiones del eje del sacudidor en los puntos más críticos .....	26
4.3.1.3 Elección de la estría del cigüeñal .....	35
4.3.1.4 Simulación por software del eje cigüeñal .....	36
4.3.2 Análisis de los esfuerzos de la biela inferior .....	39
4.3.2.1 Cálculo de horquilla conectora de biela inferior .....	41
4.3.2.2 Cálculo del rodamiento de la biela inferior.....	43
4.3.3 Diseño de la biela superior.....	44
4.3.3.1 Simulación por software de la biela superior .....	46
4.3.4 Diseño del marco del sacudidor .....	46
4.4 Protecciones.....	48

4.4.1 Protección de biela.....	48
4.4.2 Protección de cardan .....	48
4.5 Elección de elementos estándar .....	49
4.5.1 Elección de cardan .....	49
4.5.2 Elección de elementos transmisores de esfuerzos al árbol: .....	51
4.5.2.1 Elección de la linga .....	51
4.5.2.2 Elección del cable tensor:.....	53
4.5.2.3 Elementos auxiliares para la conexión .....	54
<b>5 DISEÑO DEL RECOLECTOR .....</b>	<b>55</b>
5.1 Funcionamiento general del recolector:.....	56
5.2 Elementos principales del recolector .....	56
5.2.1 Diseño del sistema de la cinta transportadora .....	58
5.2.1.1 Elección de medio de elevación del fruto seco para recolectar .....	58
5.2.1.2 Elecciones de diseño para la cinta transportadora .....	60
5.2.1.3 Dimensionamiento cinta transportadora.....	62
5.2.1.4 Ancho de la cinta .....	63
5.2.1.5 Influencia de la inclinación de transporte sobre capacidad.....	65
5.2.1.6 Capacidad de transporte de la cinta .....	66
5.2.1.7 Elección de la banda.....	68
5.2.1.8 Cálculo de la relación de velocidad .....	69
5.2.1.9 Tipo de transmisión a utilizar .....	70
5.2.1.10 Cálculo de relación de diámetros de poleas .....	70
5.2.1.11 Soporte de banda trasportadora .....	71
5.2.1.12 Eliminación de la catenaria: .....	71
5.2.1.13 Elección de la cama de cinta .....	73
5.2.1.14 Tipo de correa a utilizar.....	74
5.2.2 Diseño y cálculo del sistema de separación de hojas .....	77
5.2.2.1 Elección del soplador .....	77
5.2.3 Diseño del chasis .....	81
5.2.3.1 Simulación en Software del chasis .....	82
5.2.3.2 Elección del eje y ruedas .....	83
5.2.3.3 Elección de rueda jockey.....	85
5.2.3.4 Elementos de seguridad .....	86
5.2.4 Diseño del cono recolector .....	86
5.2.4.1 Elección del material del cono .....	87

5.2.4.2 Apertura del sistema .....	88
5.2.4.3 Cajón inferior del cono .....	89
5.3 Diseño final del sistema recolector .....	90
<b>6 DISEÑO FINAL DEL CONJUNTO .....</b>	<b>91</b>
<b>7. CONCLUSIONES .....</b>	<b>92</b>
<b>8. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>93</b>
8.1 Artículos: .....	93
8.2 Catálogos: .....	93
<b>9.PLANIMETRÍA .....</b>	<b>95</b>

## 1. INTRODUCCIÓN

El siguiente proyecto consiste en el diseño y cálculo para la posterior construcción del prototipo de una máquina sacudidora o Shaker -por su nombre en inglés- y recolectora para el cultivo de la nuez pecán. Se parte de la problemática de los altos costos en la adquisición de un Shaker para un productor pequeño (menos de 5 hectáreas) y la carencia de este tipo de maquinarias en el mercado nacional, como se desprende de los datos brindados por el organismo de investigación ProPecan INTA.

## 2. PROBLEMÁTICA

### 2.1 Elección de la problemática

El interés por desarrollar una máquina de estas características surge de la propia experiencia, ya que mi familia posee plantaciones de árboles de nuez pecán en la Provincia de Entre Ríos, en el Departamento de La Paz, sobre Ruta Nacional 12 km 538 en el establecimiento San Isidro. Actualmente la plantación cuenta con 200 árboles de pecán, sobre los que se realiza la cosecha de manera manual, utilizando escaleras para acceder a las nueces de los árboles. Esto resulta un trabajo tedioso y peligroso para el operario o cosechador, y conlleva grandes pérdidas de tiempo. Además, después de los seis años el árbol crece en altitud, generando mayores inconvenientes para este tipo de cosecha manual.

Otro importante eje problemático es la distancia entre árboles, ya que en pequeños productores la misma no supera los 6 u 8 metros, mientras que en grandes productores la distancia mínima entre árboles es de 15 metros. Por ello, el objetivo es lograr un Shaker relativamente compacto, que adosado al tractor no supere los 4 metros de largo.

Finalmente, los pocos Shaker disponibles en el mercado no cuentan con recolector de cosecha, elemento fundamental para evitar que los frutos entren en contacto con la humedad del suelo y disminuya su calidad. Como se desprende de numerosas investigaciones, aquellas nueces que queden expuestas a condiciones de humedad ambiente muy altas presentarán un mayor porcentaje de nueces amarillas y una mayor susceptibilidad a los hongos.

La naturaleza del proyecto es al mismo tiempo reingeniería del diseño y desarrollo. Por un lado, si bien el Shaker ya se comercializa, el que aquí se presenta es de diseño propio. Por otro lado, tanto el sistema de recolección como el soplador son

aspectos novedosos, ya que no se encuentran opciones en el mercado para realizar dichas acciones simultáneamente.

## 2.2 Justificación del impacto

La mayor parte de los especialistas coincide en que la cosecha es una de las etapas más determinantes en la calidad del fruto del árbol de pecán. Sin embargo, como plantea Dabul (2012) esta actividad de cosecha alcanza alrededor del 40% del costo total de la producción de nuez. Los costos de mano de obra y la inseguridad de conseguirla han generado una tendencia hacia la mecanización en las labores de vibración, recolección, limpiado, selección y secado de la nuez. Asimismo, el autor plantea que por necesidades de carácter práctico (como lograr mejores mercados, evitar robos, conservar el color de la nuez) es conveniente concentrar la recolección utilizando máquinas vibradoras cuando las plantas son adultas.

Disponer de un Shaker con recolector evita que el operario deba subirse a las ramas de los árboles o utilizar palos para sacudirlas manualmente. De esta manera se logra trabajar en mejores condiciones de seguridad e higiene.



*Operarios realizando la cosecha manualmente*

Por otro lado, se logra una mejora en la productividad, ya que la cosecha manual ralentiza los procesos productivos posteriores. Además, al tratarse de un dispositivo de simple funcionamiento, en el plano operacional no se necesita de un conocimiento demasiado específico.

Uno de los planos donde mayor impacto se puede observar es el económico, ya que disponer de una máquina de estas características no solo prescinde de la mano de obra humana para la cosecha manual, sino también presenta la ventaja de ser uno de los cosechadores más económicos del mercado.

Por su parte, debe agregarse que al evitar que los frutos caigan al suelo tampoco se hace necesaria la limpieza de estos para su posterior procesamiento, dándose así una producción en mejores condiciones higiénicas. Además, se logra un fruto de mejor

calidad, ya que se evita el exceso de humedad y/o la infestación por hongos que puede generarse al estar en contacto con el suelo.

Consideramos que, tal como expone Madero (2007 b), la calidad del producto se define durante toda la etapa productiva del huerto de pecán. Sin embargo, aun habiendo llevado a cabo los cuidados pertinentes durante la etapa de cultivo, si no se dispone de un buen sistema de cosecha y secado posterior de las nueces, pueden no obtenerse los resultados esperados.

### **2.3 Programación del proyecto**

Con el objetivo de optimizar el tiempo invertido en el proceso de desarrollo del proyecto se realizó la subdivisión del mismo en las etapas que se detallan a continuación:

En primer lugar, se evaluaron los sistemas de cosecha y recolección actualmente disponibles en el mercado, puntualizando en las ventajas y desventajas de los mismos. Luego se analizaron los requisitos legales y normativos del proyecto, teniendo en cuenta la normativa legal vigente concerniente a leyes de tránsito y normas de seguridad e higiene, ya que se trata de una máquina agrícola.

A partir de lo anterior, se inició el proceso de generación de alternativas conceptuales y diseño de conceptos que apunten a resolver la problemática, para posteriormente seleccionar la alternativa más conveniente.

Como siguiente paso del proyecto, se llevó a cabo el diseño de la solución elegida. En esta etapa se realizó el diseño de todos los componentes del sistema verificando la resistencia de los mismos analíticamente y seleccionando todas las piezas estandarizadas.

Finalmente, se confeccionó la planimetría constructiva de todos los conjuntos mecánicos y piezas que componen el sistema.

### **2.4 Requisitos legales y/o normativos**

Al tratarse de una máquina que se anexa a un medio de transporte (tractor) el prototipo debe cumplir, en primer lugar, con las normas de tránsito y seguridad vial vigentes en nuestro país, vinculadas con la maquinaria agrícola. Estas normativas se encuentran nucleadas en la Ley Nacional N° 24.449. A continuación, se recuperarán los lineamientos legales más importantes expuestos en dicha ley que debieron tenerse en cuenta a la hora de diseñar el sacudidor y el recolector:

Definiciones:

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

Condiciones para la circulación:

- Para la circulación deberán ser desmontadas todas las partes removibles de la maquinaria, de manera de disminuir a un mínimo posible el riesgo para la circulación, minimizando el ancho de la maquinaria, salvo que la circulación con la misma no exceda las dimensiones máximas permitidas.

Requisitos para el transporte y traslado:

- El último equipo arrastrado del tren agrícola debe contar con los paragolpes reglamentarios, pero no necesariamente los tramos intermedios.
- Los componentes del tren agrícola deben poseer neumáticos reglamentarios. Aquellos que no los posean o representen un riesgo a la seguridad vial se transportarán en carretón o tráiler.
- El tren agrícola puede poseer, como máximo, DOS (2) enganches y los mismos deben ser rígidos y con cadenas de seguridad en prevención de cualquier desacople.
- Para la circulación deben ser desmontadas todas las partes fácilmente removibles, o que constituyan un riesgo para la circulación, tales como plataformas de corte, ruedas externas si tuviese duales, escalerillas etc., de manera de disminuir en lo posible el ancho de la maquinaria y mejorar la seguridad vial.

Por otro lado, la máquina debe cumplir la ley de seguridad en el trabajo, garantizando las debidas protecciones en las partes móviles del mismo y la correcta señalización. Estas normativas se encuentran establecidas en la Ley Nacional N° 19.587 "Higiene y Seguridad en el Trabajo". En ella se establece, en lo relativo a Máquinas y Herramientas, lo siguiente:

- Deben ser seguras y en caso de que presenten algún riesgo para las personas que la utilizan, deben estar provistas de la protección adecuada.
- Los motores que originan riesgos deben estar aislados.

- Todos los elementos móviles que sean accesibles al trabajador por la estructura de las máquinas deben estar protegidos o aislados adecuadamente.
- Las transmisiones (árboles, acoplamientos, poleas, correas, engranajes, mecanismos de fricción y otros) deben contar con protecciones adecuadas a efectos de evitar los posibles accidentes que éstas pudieran causar al trabajador.
- Las partes de las máquinas y herramientas en las que existan riesgos mecánicos y donde el trabajador no realice acciones operativas, deben contar con protecciones eficaces, tales como cubiertas, pantallas, barandas y otras.

### 3. BÚSQUEDA DE ANTECEDENTES

#### 3.1 Antecedentes históricos del sector en Argentina

El Pecán (*Carya illinoensis*) es un fruto nativo del sudeste de Estados Unidos y del noreste de México. Su cultivo se da principalmente en climas templados y subtropicales, con una gran demanda de agua dulce. Este árbol alcanza una altura de entre 30 y 40 metros en su maduración, y si bien las plantas empiezan a producir al quinto año, demora entre diez y quince años en alcanzar su plena producción y estabilizar su rendimiento. La nuez de pecán es un alimento saludable por su alto valor nutricional. El fruto tiene forma alargada, con cáscara lisa, y su semilla está formada por dos lóbulos de color ámbar y sabor dulce.



Nuez pecan con cáscara. Su largo ronda los 36 y 45 mm de largo



Nuez pecan sin cáscara, formato mariposa

Los antecedentes del cultivo del pecán en la Argentina datan del siglo XIX, siendo Domingo Faustino Sarmiento quien trajo las primeras semillas al país. Actualmente, la superficie de pecán implantada en la Argentina según estimaciones del Propecán alcanza las 8.000 hectáreas. Si bien el pecán se halla distribuido en distintas provincias del país, su hábitat ideal se extiende por el litoral mesopotámico, Delta del Paraná y la pampa húmeda. Así las principales áreas de plantación se localizan en Entre Ríos,

Buenos Aires, Delta del Paraná, y Misiones, existiendo también plantaciones menores en otras provincias.



(\*) Delta del Paraná como unidad que incluye Entre Ríos y Buenos Aires

Fuente: Clúster de la Nuez Pecan

El clúster de pecán de Entre Ríos congrega cerca de 200 productores con una producción actual de 180 toneladas. Al entrevistar a diversos referentes del sector como promotores de grupos Cambio Rural, Agencias de Extensión de INTA, técnicos asesores y productores, se identificaron en la provincia de Entre Ríos un total de 193 productores, con una superficie total plantada de 1957 hectáreas y una producción actual estimada de 180 toneladas.



Fuente: Elaboración propia del Clúster.

Tal lo expresado precedentemente, se concluye que los antecedentes del cultivo de nueces pecán en la Argentina datan del siglo XIX. La producción se encuentra en franco crecimiento y las regiones que tradicionalmente se caracterizaban como productoras se afianzan, como así también nuevas regiones del país se incorporan a la producción.

## 3.2 Maquinarias y equipos

A continuación, se realizará un recorrido general en torno a la existencia y/o disponibilidad de las maquinarias más comúnmente utilizadas en la cosecha y recolección de pecán hasta el momento.

Como antecedentes del proyecto encontramos que se fabrican varios modelos de sacudidores, que se conectan a tractores de mediana envergadura, utilizando diferentes sistemas de accionamiento, tanto hidráulico como mecánico (toma de fuerza).

A modo de ejemplo, podemos observar que se fabrican varios modelos de Shaker en Europa, México y EE. UU, aunque en todos los casos están destinados mayormente a la cosecha de nuez de nogal. A pesar de esto, su sistema de cosecha es muy similar al de la nuez pecán.

En conclusión, podemos afirmar que existen varios tipos de sacudidores / recolectores de nueces pecán. El principio básico de los mismos es sacudir los árboles o ramas de estos, para lograr desprender el fruto.

Dentro de las diversas variantes de sacudidores, encontramos dos tipos de sistemas predominantes:

1. Tipo mordazas vibratorias
2. Tipo brazo oscilante con cable

A continuación, explicaremos cada uno en mayor profundidad, especificando las ventajas y desventajas que presentan:

### 3.2.1 Tipo mordazas vibratorias

Este sistema se ubica en la parte trasera del tractor y consta de dos mordazas, que se sujetan al tronco del árbol accionadas hidráulicamente. Luego, a partir de un sistema de contrapesos excéntricos (conectados a la toma de fuerza del tractor) hace vibrar las mordazas y por consiguiente el árbol pecán, permitiendo que se desprendan las nueces.

#### Desventajas:

- Este sistema demanda mucha potencia del tractor, ya que debe sacudir el árbol entero desde el tronco, el cual puede llegar a tener un diámetro de 30 cm.
- Requiere tractores de gran tamaño para evitar sacudidas y vibraciones al trabajar con árboles muy rígidos.
- No posee sistema de recolección de las nueces.
- Es útil sólo para árboles jóvenes, ya que una vez que el tronco supera cierto diámetro las mordazas no transmiten la vibración necesaria para generar el desprendimiento de los frutos.

Ventajas:

- Es necesario un solo operario para realizar la cosecha, ya que el mismo tractorista se encarga de accionar los distintos mecanismos de este.



*Shaker de tipo mordazas vibratorias*

### 3.2.2 Tipo brazo oscilante con cable

Este tipo de sacudidor posee un mecanismo más simple que el anterior. Se coloca en la parte trasera del tractor por medio del sistema tres puntos de éste. La vibración se logra mediante un brazo de palanca, que oscila mediante el sistema biela/cigüeñal usando la toma de fuerza del tractor. Por medio de un cable, el brazo de palanca se conecta al tronco de los árboles o sus ramas, en caso de que el diámetro del tronco exceda las dimensiones máximas.

Desventajas:

- No posee sistema de recolección de las nueces.
- Necesita de dos operarios, uno para el manejo del tractor y otro para conectar el cable al árbol (sin tener en cuenta, además, la recolección de las nueces desde el suelo).

Ventajas:

- No necesita de grandes potencias del tractor.
- No necesita tractor de gran masa para evitar vibraciones de este.
- Por el motivo anterior, es de manejo más simple dentro de la plantación de árboles.



*Shaker de brazo oscilante con cable*

Teniendo en cuenta estos dos modelos y sus respectivas ventajas y desventajas, en las siguientes páginas se propone la proyección y el diseño una alternativa superadora que resuelva las problemáticas planteadas en el proyecto, a partir de la utilización de una matriz Kano.

## 4. DISEÑO DE CONCEPTOS DEL SACUDIDOR

### 4.1 Generación de alternativas

Con el objetivo de diseñar el sacudidor realizamos un análisis de tipo matriz Kano para determinar qué opción resultaba la más pertinente. Para esto, se compararon los dos tipos de sacudidores que mayormente se adaptan a las necesidades del proyecto, ya que ambos son de diseño compacto: Shaker tipo volante excéntrico con brazos hidráulicos y Shaker de brazo oscilante con cable.

Para la elaboración de la matriz Kano se seleccionó como necesidad mandataria los factores costo, mantenimiento y potencia del tractor, ya que el producto busca responder a la carencia en el mercado de este tipo de maquinarias para pequeños productores.

A continuación, se exponen los resultados arrojados por la matriz:

Item	Máx. relacionamiento del ítem	Importancia relativa	Modelo Kano	Conceptos de producto		
				Necesidades del cliente/producto		
					Sistema de Palanca Oscilante + cable	Sistema Vibrador Trasero
1	9	24	M	Costo/ Precio \$	○	○
2	9	14	E	manipulabilidad	○	○
3	9	5	A	Tamaño	○	○
4	9	5	A	peso kg	○	○
5	9	14	E	Eficiencia en el Cosechado	○	▲
6	9	24	M	Potencia Tractor	○	▲
7	1	14	E	Recoleccion de la nuez	▲	▲

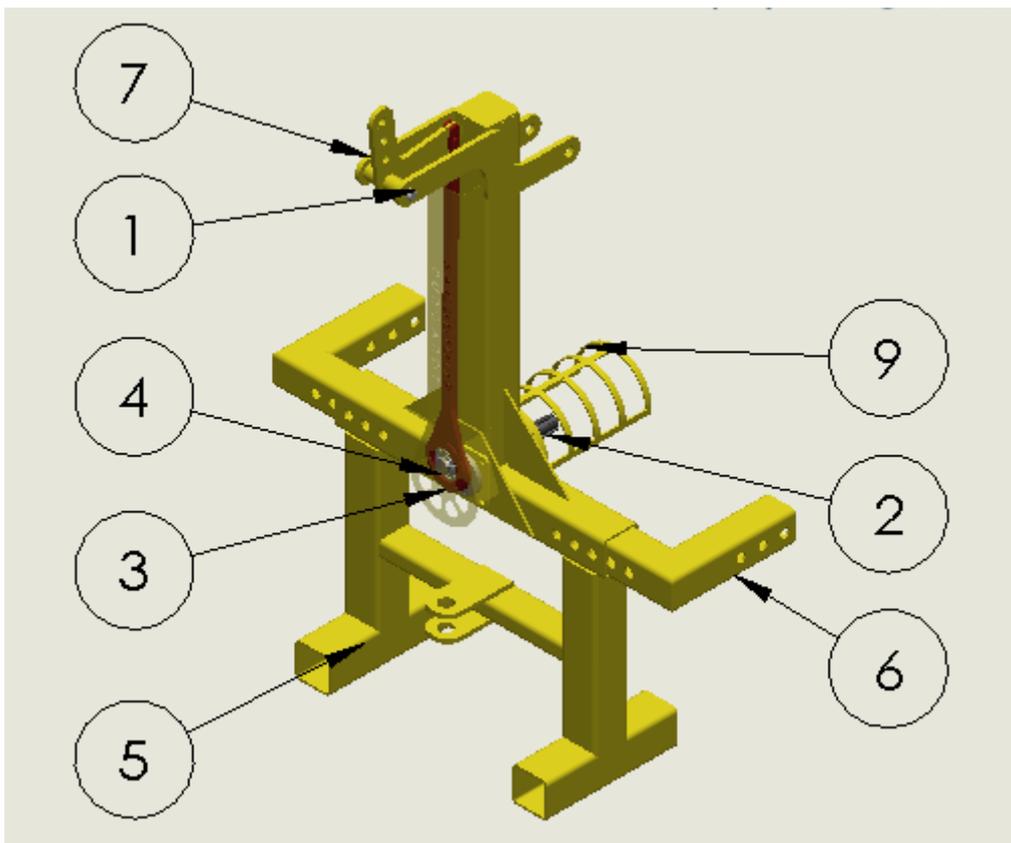
**Modelo Kano**  
**M** Mandataria  
**E** Esperada  
**A** Atractiva

**Referencias**  
 ○ Cumple Mucho  
 ○ Cumple medianamente  
 ▲ Cumple poco

Limite superior	5	1
Medio	1	3
Limite inferior	1	3
Máx. relacionamiento de la columna	9	9
Peso de importancia	7	3
Importancia relativa %	71	29
Orden de actuacion/ nivel de importancia	1	2

La matriz Kano sugiere, a partir de las especificaciones cargadas, que la opción del sacudidor con brazo oscilante y cable es relativamente más ventajosa para el proyecto que la de sistema vibrador trasero. Por lo anterior, la primera opción se tomará como punto de partida para el prototipo a diseñar.

#### 4.2 Diseño del sacudidor



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	pernobielasup	Pasador perno 20 x 100	1
2	ensamblemuñeco		1
3	EnsamblebielaInf		1
4	pernocigüeñal		1
5	marcoregulable		1
6	brazoregulable		2
7	Ensamblajebielasup		1
8	cubrebiela		1
9	proteccion cardan		1

#### Funcionamiento general del sacudidor:

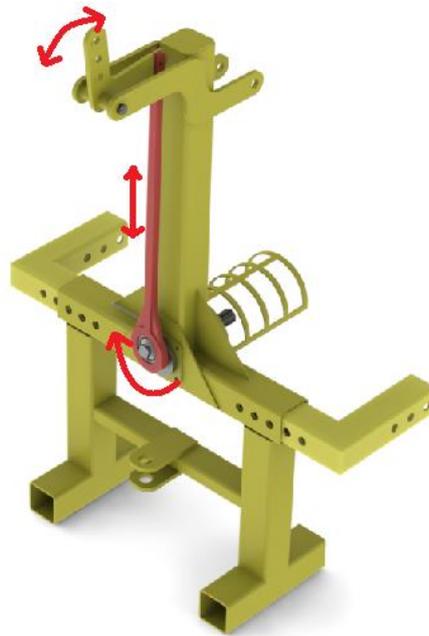
El principio general del sacudidor se basa en convertir el movimiento de rotación proveniente del tractor en un movimiento de vaivén, el cual, por medio de un cable se conecta al árbol, produciendo una oscilación.

Partiendo del movimiento de rotación generado por la toma de fuerza el tractor, se le anexa el cardan, que en su otro extremo es conectado al cigüeñal del sacudidor.

El movimiento de rotación del cigüeñal se traduce en un movimiento de vaivén vertical en la biela inferior. Dicha biela está vinculada a la biela superior, a la cual se le conecta un cable de acero, cuya función es vincular el sacudidor con el árbol de pecán.

Mediante este mecanismo, el sacudidor aprovecha la rotación del tractor para generar una vibración en el árbol. El cable de acero y la linga permiten transmitir ese movimiento al tronco, lo cual resulta en la sacudida de las ramas y la recolección eficiente de los frutos.

A continuación, se presenta una imagen que señala los movimientos que realiza el recolector:



#### 4.2.1 Variables determinantes para el dimensionamiento

Para el diseño del shaker, como se mencionó anteriormente, se decidió utilizar como fuerza motriz la toma de fuerza del tractor y como modo de sujeción el sistema 3 puntos del mismo.

Para el diseño se tendrán en cuenta cuatro variables fundamentales:

- 1- Revoluciones a las que gira la toma de fuerza.
- 2- Potencia de la toma de fuerza.
- 3- Resonancia con que se desprende el fruto del árbol.
- 4- Fuerza de tensión del cable conector.

A continuación se explicará cada una de ellas, para luego realizar el cálculo correspondiente.

##### 4.2.1.1 Revoluciones a las que gira la toma de fuerza

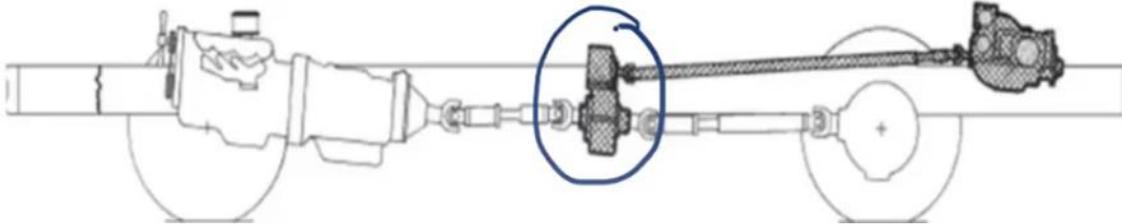
Existen dos tipos de tomas de fuerza en la actualidad: de altas RPM y de bajas RPM, dependiendo de la marca y el modelo del tractor.

El sacudidor se propone está pensado para funcionar en tractores pequeños y medianos, cuya toma de fuerza funciona a bajas RPM. Por lo anterior, para el cálculo del diseño y los elementos del sacudidor se trabajará con un rango que oscila entre las 0 y 900 RPM.

##### 4.2.1.2 Potencia de la toma de fuerza

Como la toma de fuerza es una conexión directa desde el motor, la potencia máxima entregada es de 42 CV a máximas RPM.

Esta potencia es repartida entre la tracción del tractor y la toma de fuerza misma, pero al accionarse el sistema de sacudido el tractor se encuentra en reposo, por lo tanto, entrega toda la potencia a la toma de fuerza.



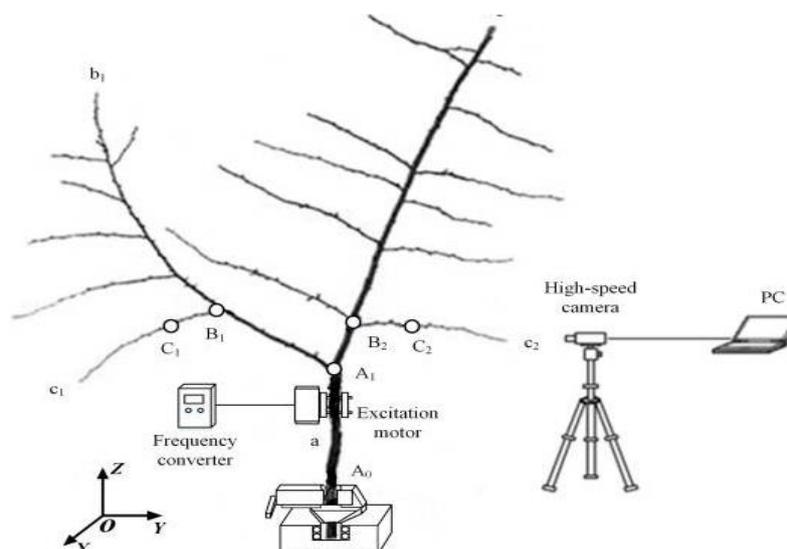
*Diagrama de conexión de la toma de fuerza*

#### 4.2.1.3 Resonancia con que se desprende el fruto del árbol

Gracias al estudio de técnicas de mejora para la recogida de fruta (Simonović, 2018) contamos con cálculos precisos en torno a la vibración necesaria para el derribo del fruto.

El método más efectivo para recolectar los frutos es el de recolección por vibración mecánica. Durante el proceso de vibración forzada, la fruta se desprende del árbol siempre y cuando la inercia de la fruta sea mayor que la fuerza de retención del pedúnculo de la fruta. Como plantea Simonović, se determinó que el fruto seco se desprende del árbol en un rango de frecuencias, que van desde 15 Hz a 20Hz.

Por otro lado, se constató que la oscilación del fruto no es uniforme en todo el árbol, por lo tanto, se determinó un rango de amplitud de frecuencia que permite lograr el desprendimiento de la mayoría de los frutos del árbol. Vemos a continuación una síntesis del método para el cálculo de la resonancia.



En conclusión, teniendo en cuenta que el pecán pesa alrededor de 40g y su péndulo medio tiene una longitud de 15 mm, la frecuencia que se obtiene es de 600-800 ciclos por minuto, de 10 a 13 Hz, con una amplitud de 40-50 mm.

Por otra parte, un estudio de Fridley (1983) retomando por Kouraba (Kouraba, 2018) arrojó la siguiente clasificación de frecuencias óptimas de vibrado en función del tipo de árbol:

Cultivo	Tipo de árbol	Frecuencia (ciclos/s)
Albaricoquero	1	15 - 30
Almendro	1	15 - 25
Cerezo	4	12 - 24
Ciruelo	2	15 - 25
Manzano	2	15 - 25
Melocotón	3	15 - 25
Nogal	3	15 - 20
Naranja	5	10 - 15
Olivo	5	20 - 35

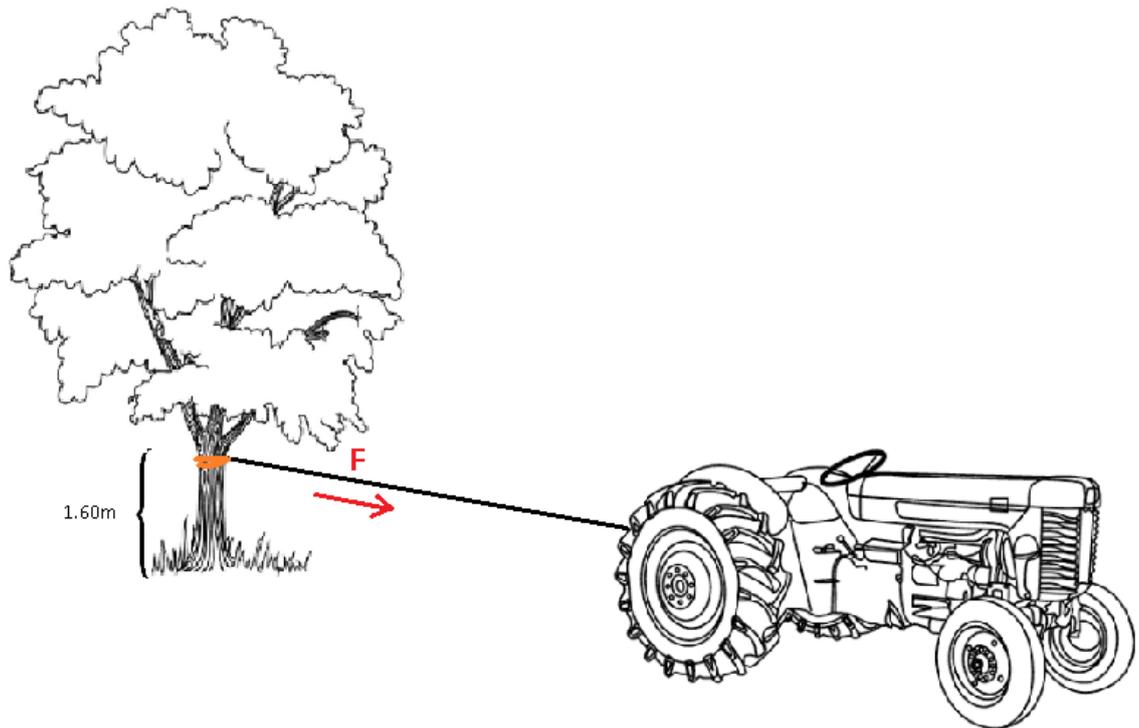
De acuerdo con lo anterior, el fruto del pecán puede ubicarse entre el fruto de un nogal y un almendro. De esta manera, podemos inferir que la vibración más apropiada para el pecán es de 20 Hz. Si se sobrepasa excesivamente y por mayores períodos de tiempo dicha frecuencia, se produce el maltrato de árbol y la caída indeseada de hojas.

#### 4.2.1.4 Fuerza de la tensión del cable conector

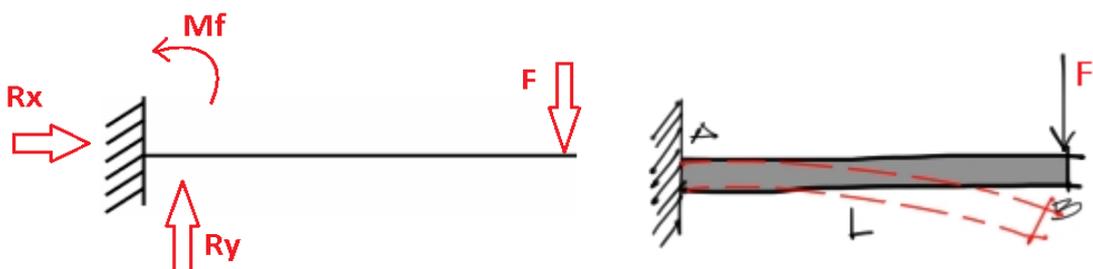
En cuanto a la fuerza, esta dependerá de la amplitud de desplazamiento del amarre (tronco o rama) y del diámetro del mismo. En el árbol de pecán el diámetro oscila entre los 10 cm hasta los 15 cm. Para el diseño se tomará el diámetro de 15 cm y un desplazamiento de 4 cm. Al no contar con datos de investigaciones previas, debemos calcular dicha fuerza, como se detalla a continuación.

#### 4.2.2 Cálculo de la fuerza de la tensión del cable

Para determinar esta fuerza podemos tomar el tronco del árbol como una viga circular de madera empotrada en voladizo, a la cual se le aplica la carga generada por el tractor ( $F$ ) en la punta, simulando la tensión del cable, tal como se visualiza en el siguiente gráfico:



Ahora bien, partiendo del diagrama de cuerpo libre, obtenemos los esfuerzos a los que está sometida la viga:



Variables:

$$R_x=0$$

$$R_y=F$$

$$M_f = F \times L$$

$$I_z = \frac{1}{4} \pi r^4$$

Diámetro del árbol= 150 cm

Para calcular la flecha, se utiliza la siguiente fórmula:

$$f = \frac{\left(\frac{R_y \times X^3}{6} - \frac{M_f \times X^2}{2}\right)}{E \times I_z} = -\frac{(F \times L^3)}{3 \times E \times I_z}$$

$$f = -\frac{4R_y \times X^3}{3 \pi \times r^4 \times E}$$

Despejamos  $R_y$

$$R_y = -\frac{f \times 3 \pi \times r^4 \times E}{4 \times X^3}$$

Datos:

Flecha=4 cm

$R_y$ =Fuerza del cable=Dato a calcular

$X=L$ =Altura de sujeción del cable=160 cm

$r$ =radio del tronco del árbol=7,5 cm

$E$ =Módulo de elasticidad de la madera de Nogal=8043 MPa => 82015,8 kg/cm<sup>2</sup>

Cabe aclarar que, según explica Kouroba, el módulo de elasticidad varía según la edad del árbol. Cuando más joven es éste, posee mayor flexibilidad, y se va rigidizando la madera a medida que aumenta su edad y tamaño. En este caso, se tomó un módulo de elasticidad de 8043 Mpa que es aproximadamente el módulo de un árbol ya adulto, mayor a 15 años de vida.

Una vez despejada la reacción  $R_y$ , reemplazamos los valores y hallamos la Fuerza ejercida por el tractor

$$R_y = -\frac{4 \text{ cm} \times 3 \pi \times 7,5^4 \text{ cm} \times 4 \times 82015,8 \text{ kg/cm}^2}{4 \times 160^3 \text{ cm}^3} = 600 \text{ kg}$$

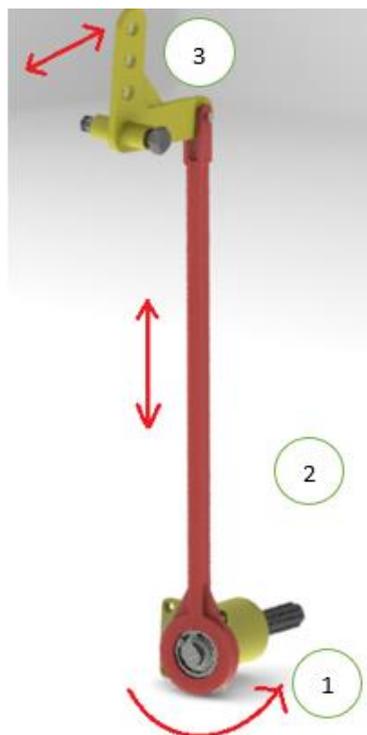
En conclusión, el cálculo nos arroja una fuerza requerida de 600 kg para lograr la

flecha del tronco del árbol a la altura de amarre impuesta.

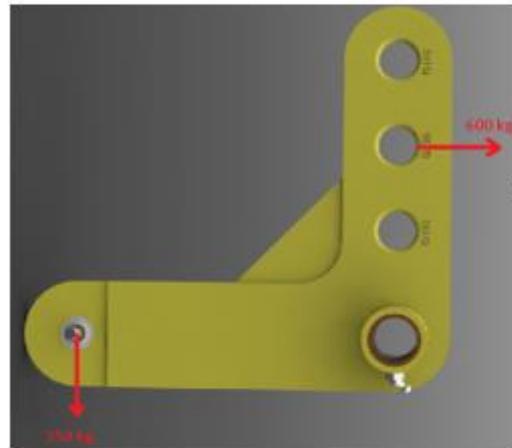
### 4.3 Análisis estructural de los elementos que componen el sacudidor según los esfuerzos solicitantes

Partiendo de los movimientos principales del sacudidor, podemos discriminar tres elementos principales:

1. EL cigüeñal: el cual tomando el giro de la toma de fuerza genera un movimiento de vaivén en la parte del perno.
2. La biela inferior: en uno de sus extremos se conecta al cigüeñal mientras que en el otro se conecta a la biela superior.
3. La biela superior: en uno de sus extremos se conecta la biela inferior, mientras que en otro extremo se conecta el cable que se adosará al tronco del árbol



Tras establecer la magnitud de la fuerza de tracción del cable, llevamos a cabo un análisis de las tensiones presentes en cada uno de los componentes del sacudidor. Las siguientes imágenes del prototipo indican la reacción de la tensión del cable, el cual se conecta a la biela:



Si llevamos ese esfuerzo al agujero más alejado obtenemos una fuerza de 785 kg.

#### 4.3.1 Diseño y análisis de caja y eje cigüeñal

Anteriormente se ha determinado que se requiere un desplazamiento de 40 mm en la biela superior en el punto en que esta se conecta al árbol. Realizando un diagrama de triángulos semejantes se obtiene que la biela inferior requiere que su desplazamiento alcance los 54 mm de recorrido.

La ubicación precisa del perno conector es fundamental para garantizar el correcto funcionamiento y sincronización de los componentes del mecanismo. Con una distancia de 27 mm desde el centro, se asegura que la biela tenga el rango de movimiento necesario para lograr el recorrido deseado y trabajar de manera eficiente dentro del sistema mecánico. Es importante tener en cuenta estos parámetros durante el diseño y la fabricación del cigüeñal para asegurar su correcto desempeño en la aplicación específica.

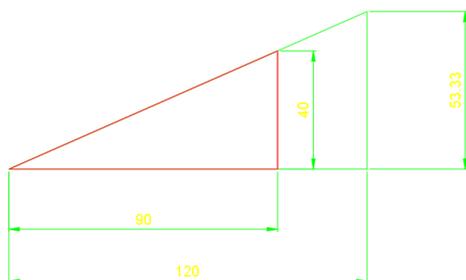
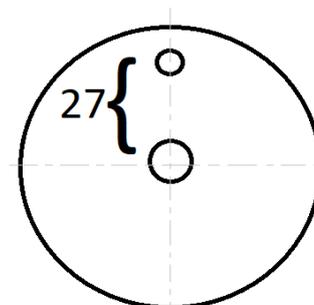
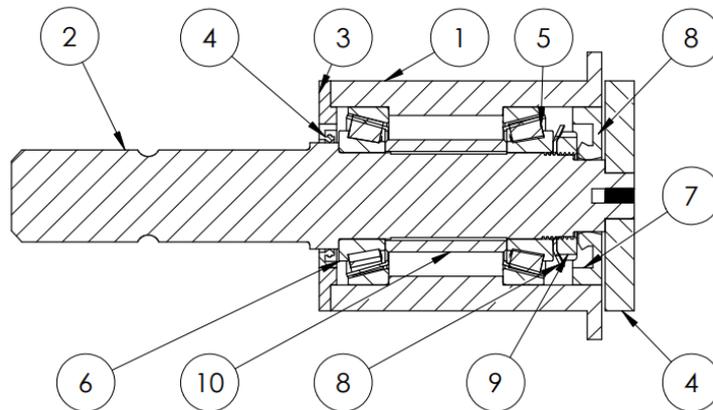
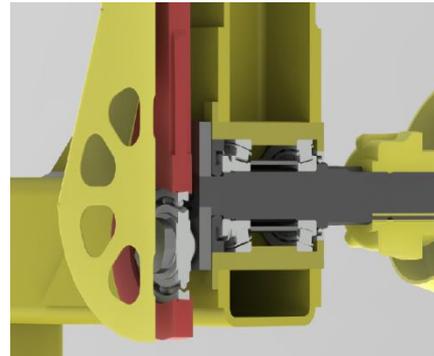
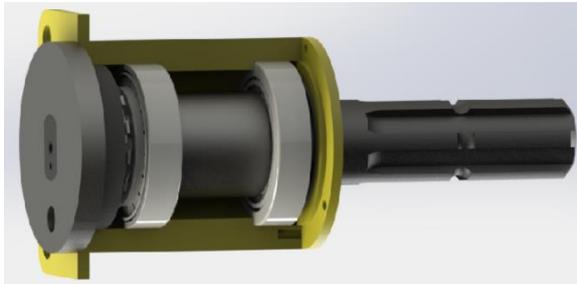


Diagrama triángulos semejantes



Croquis del cigüeñal

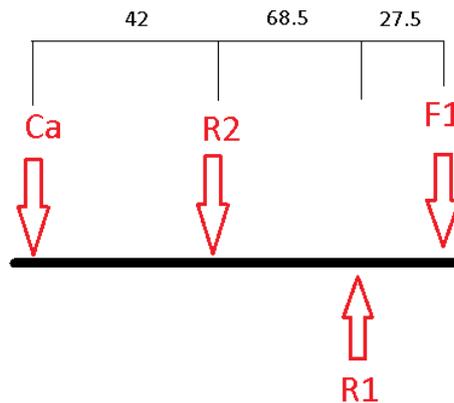


SECCIÓN A-A

N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cajera		1
2	Eje Sacudidor		1
3	Rodamiento	SKF-30206	2
4	Retén	37X50X6 HMS5 RG	1
5	Tapa Porta Retén		1
6	Cigüeñal		1
7	Retén	25X62X10 HMS5RG	1
8	Arandela	SKF_MB 6	1
9	Tuerca	SKF_KM 6	1
10	Buje Separador		1

#### 4.3.1.1 Cálculo del dimensionamiento del eje cigüeñal

Para dar inicio al cálculo del dimensionamiento del eje, se planteó un diagrama del cuerpo libre del eje estriado, aplicando los esfuerzos a los cuales está sometido y las reacciones de vínculo, como se detalla a continuación:



F1=Fuerza de la biela

R1= Apoyo rodamiento 1

R2= Apoyo rodamiento 2

Ca=peso cardan

Realizamos la sumatoria de fuerzas igual a cero y despejamos una de las variables (R1)

$$\Sigma F = 0 = -F1 + R1 - R2 - Ca$$

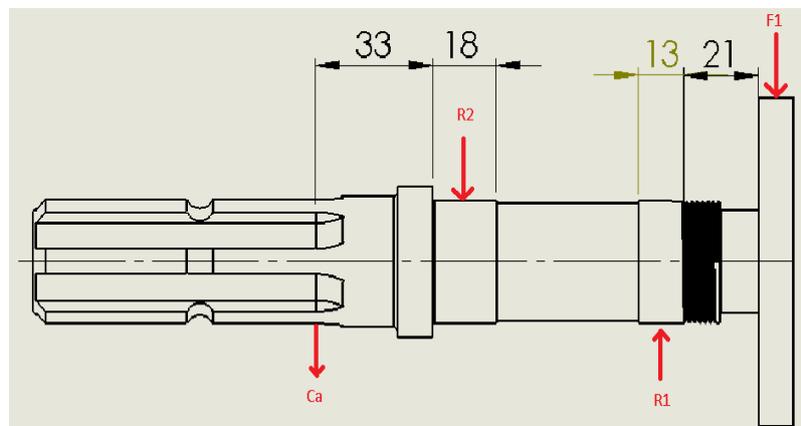


Diagrama de cargas y apoyos

De esta manera, despejando R1 obtenemos:

$$R1 = F1 + Ca + R2$$

Para continuar, se analizaron los momentos flectores, comenzando por R1, donde el momento flector es igual a cero. Luego se despejó R2 de la misma ecuación, determinando su valor y por consiguiente el valor de R1.

$$Mf_{R1} = +F1 \times (27.5) - R2 \times 68.5 - Ca \times (110.5) = 0$$

$$R2 = \frac{F1 \times (27.5) + Ca \times (110.5)}{68.5} = \frac{1020.5 \times (27.5) - 15 \times (110.5)}{68.5} = 386 \text{ kg}$$

Utilizando una fuerza  $F1$  afectada por un coeficiente de seguridad de 1,3 para estar del lado de la seguridad.

$$F1 = 785 \text{ kg} \times 1,3 = 1020,5 \text{ kg}$$

Reemplazando  $R2$  en la formula  $R1$ :

$$R1 = F1 + Ca + R2 = 1020.5 \text{ kg} + 15 \text{ kg} + 386 \text{ kg} = 1421 \text{ kg}$$

Una vez obtenidos los valores de  $R1$  (1421 kg) y  $R2$  (1020.5 kg), se procedió a evaluar la capacidad de carga de los rodamientos para determinar si son capaces de soportar dicho esfuerzo.



#### Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	50 kN
Capacidad de carga estática básica	44 kN
Velocidad de referencia	9 000 r/min
Velocidad límite	11 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

#### *Rodamiento 3026 y sus especificaciones técnicas*

Al analizar el diseño del eje, observamos que el rodamiento  $R1$  será sometido a una carga significativamente mayor en comparación con el otro rodamiento. Según las especificaciones proporcionadas en el catálogo del fabricante, se establece que la capacidad máxima de carga que el rodamiento elegido (3026) puede soportar sin sufrir un deterioro prematuro es de 4400 kg, siendo pertinente, entonces, su uso en ambos apoyos.

$R1 <$  Carga que soporta el rodamiento

$$1421 \text{ kg} \lll 4400 \text{ kg}$$

$R2 <$  Carga que soporta el rodamiento

$$1025.5 \text{ kg} \lll 4400 \text{ kg}$$

#### 4.3.1.2 Análisis de tensiones del eje del sacudidor en los puntos más críticos

El cigüeñal del Shaker es una parte crucial que transmite la energía generada por la toma de fuerza hacia el sistema de transmisión. Debido a su función y ubicación, el cigüeñal está sometido a diversas cargas y esfuerzos durante su operación.

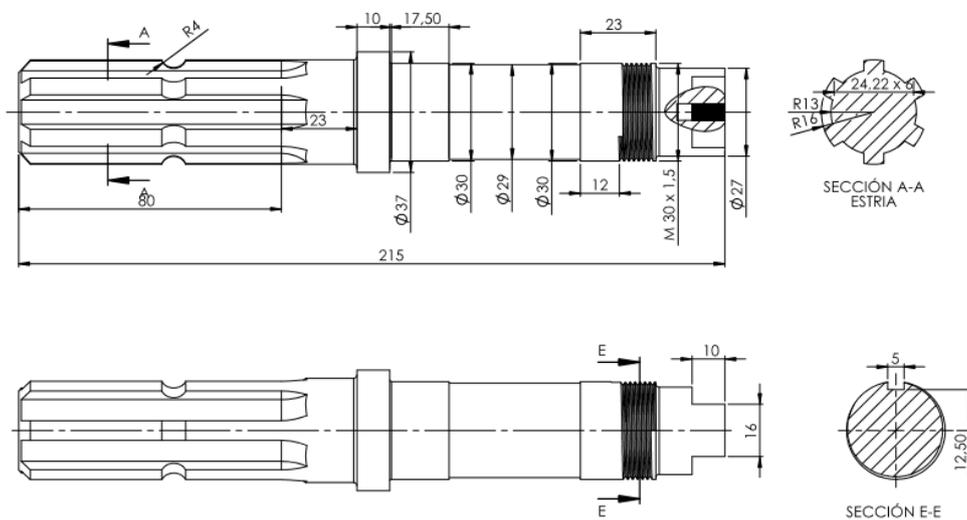
Cuando el cigüeñal gira, las fuerzas originadas por la biela generan momentos torsionales que actúan sobre el eje y momentos de flexión en el extremo del cigüeñal.

Estos momentos torsionales producen esfuerzos tangenciales máximos en ciertas secciones del cigüeñal.

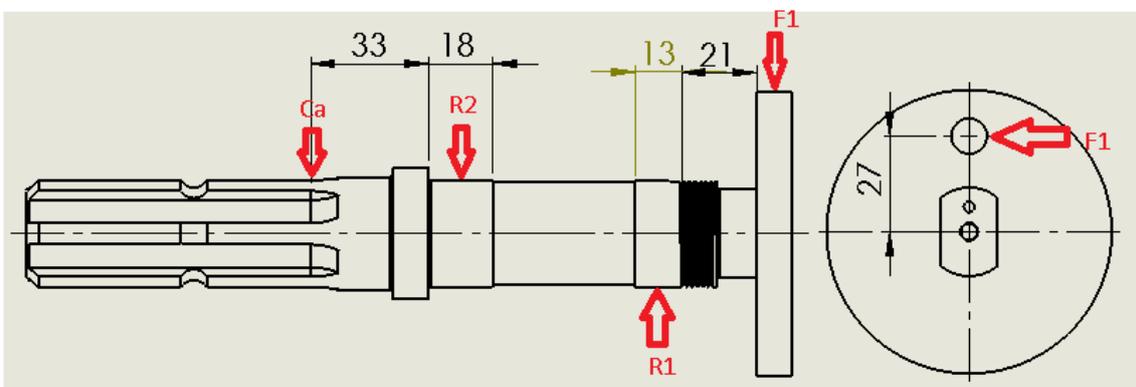
El objetivo de analizar las secciones más solicitadas a estos esfuerzos es asegurarse de que el cigüeñal esté diseñado y dimensionado adecuadamente para resistir las cargas a las que se enfrenta. Esto implica estudiar la distribución de esfuerzos en diferentes secciones y determinar si cumplen con los criterios de resistencia necesarios para evitar fallos estructurales.

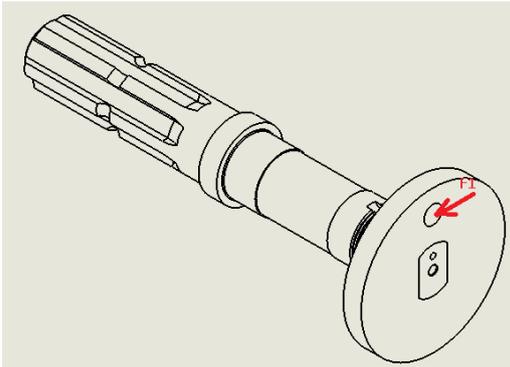
Para comprender mejor el comportamiento del cigüeñal frente a estas cargas, utilizamos la teoría del esfuerzo tangencial máximo o teoría de Guess.

Para comenzar, diseñamos el eje del cigüeñal con sus medidas correspondientes:



Una vez dimensionado el eje, realizamos un diagrama de cuerpo libre con las tensiones combinadas.





Como se analizó anteriormente, las partes más solicitadas serán en el comienzo del apoyo R1, donde tendremos un concentrador de tensiones que aumentará la fatiga del mismo.



Para completar el completar el cálculo de las dimensiones del cigüeñal, se llevó a cabo una búsqueda de las propiedades del material más adecuado para su fabricación. Durante esta investigación, se identificó el AISI 1045 como un material comercialmente utilizado y altamente recomendado en la fabricación de elementos agrarios, debido a sus destacadas cualidades mecánicas y su facilidad para ser mecanizado. Estas características hacen del AISI 1045 una elección ideal para nuestro proyecto de diseño. El AISI 1045 es un acero al carbono de composición química bien definida, con un contenido nominal de carbono del 0.45%. Esta concentración de carbono confiere al material una excelente resistencia mecánica y dureza, lo cual es fundamental para soportar las cargas y esfuerzos a los que estará sometido el cigüeñal durante su funcionamiento.

Además de su resistencia, el AISI 1045 también presenta una buena tenacidad, lo que significa que puede absorber energía sin fracturarse fácilmente. Esta propiedad es especialmente relevante en aplicaciones agrarias, donde los elementos están expuestos a condiciones de trabajo severas y posibles impactos.

Otro aspecto destacado del AISI 1045 es su facilidad para ser mecanizado. Gracias a su estructura y composición, el material permite realizar operaciones de corte, torneado, fresado y otras técnicas de mecanizado con relativa facilidad. Esto es beneficioso desde el punto de vista de la fabricación, ya que simplifica el proceso de producción y reduce los costos asociados.

Con el objetivo de encontrar las propiedades adecuadas del material, consultamos las tablas suministradas en el libro "Elementos de Máquinas" de Faired:

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA				RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARGA- MIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUC- CIÓN ÁREA %	NOB (BHN)
		$s_u$ kg/cm <sup>2</sup> ksi	$s_u(d)$ kg/cm <sup>2</sup> ksi	$s_y$ kg/cm <sup>2</sup> ksi						
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)48(a)	2 531	36	1 757(a)25(a)	35				
C1010(k)	Estirado en frío	4 710 67	3 515	50	3 867 55	25	57	137		
C1015(k)	Estirado en frío	5 413 77	4 077	58	4 429 63	25	63	170		
C1020	Laminado simple	4 569 65	3 445	49	3 374 48	36	59	143		
C1020	Normalizado	4 499 64	3 797*	54*	3 515 50	39	69	131		
C1020	Recocido	4 007 57	3 023	43	2 952 42	36,5	66	111		
C1020(k)	Estirado en frío	5 483 78	4 077	58	4 640 66	20	59	156		
C1022	Laminado simple	5 062 72	3 797	54	3 656 52	35	67	149		
C1030	Laminado simple	5 624 80	4 218	60	3 586 51	32	56	179		
C1035	Laminado simple	5 976 85	4 499	64	3 867 55	29	58	190		
<b>C1045</b>	<b>Laminado simple</b>	<b>6 749 96</b>	<b>5 062</b>	<b>72</b>	<b>4 148 59</b>	<b>22</b>	<b>45</b>	<b>215</b>		
C1095	Normalizado	9 913 141	7 381	105	5 624 80	8	16	285		
B1113(k)	Acabado en frío	5 835 83	4 359	62	5 062 72	14	40	170		
B1113	Laminado simple	4 971 70	3 797	54	3 163 45	35	40	178		

Datos de la tabla:

Tensión normal de rotura:

$$\sigma_r = 6749 \text{ kg/cm}^2 = 96 \text{ ksi}$$

Tensión normal de fluencia:

$$\sigma_{fl} = 4148 \text{ kg/cm}^2$$

Tensión normal de fatiga:

$$\sigma_{fa} = 0.5 \sigma_r = 0.5 \times 6749 \text{ kg/cm}^2 = 3374.5 \text{ kg/cm}^2$$

Por otro lado, calculamos los valores de los coeficientes de acabado superficial, factor de tamaño y factor de carga, basándonos en los criterios planteados en Faired (4ta edición):

Factor de acabado superficial "Ka":

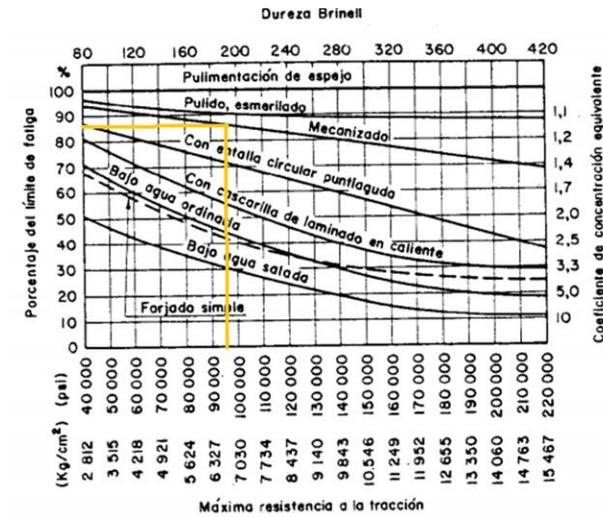


Figura 2: AF-5 (F. 751)

Buscando en la abscisa el valor de la  $\sigma_r$ , desde ahí trazando una recta perpendicular a la abscisa hasta que corte la curva de mecanizado y luego observando el valor de la ordenada al origen del lado izquierdo del diagrama obtenemos  $K_{af} = 0,86$

Factor de tamaño "Kb":

- (m) Para tamaños entre 12,7 y 50 mm (1/2 y 2 pulgadas), se toma  $s_n = 0,85 s'_n$ , [FLEXIÓN Y TORSIÓN]

Figura 3: 4.12 (F. 150)

El factor de tamaño es  $K_b = 0,85$

Factor de carga "Kc":

- (k)  $s_{na} = 0,6s'_a = (0,6)(\text{resistencia a la fatiga, viga giratoria})$  [TORSIÓN]

Figura 4: (F 144)

El factor de carga que tomó en este caso es  $K_c = 0,6$

Una vez obtenidos los valores de  $K_a$ ,  $K_b$  y  $K_c$ , hallamos la tensión normal de fatiga

( $\sigma_{fa}$ )

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fa'} \times K_a \times K_b \times K_c = 3374,5 \times 0,86 \times 0,85 \times 0,6 = 1480 \text{ kg/cm}^2$$

Para garantizar la resistencia adecuada del eje del cigüeñal contra la fatiga, es esencial que el diámetro del mismo cumpla con ciertos requisitos. Utilizando la teoría del esfuerzo tangencial máximo (GUEST), evaluamos las tensiones máximas a las que estará sometido el material y calculamos el diámetro mínimo necesario para evitar que se produzca un fallo por fatiga.

Este análisis nos permite dimensionar correctamente el eje del cigüeñal, asegurando que su diámetro sea lo suficientemente grande para soportar las cargas cíclicas y evitar la propagación de grietas y fracturas. Al determinar el diámetro mínimo requerido, garantizamos la integridad estructural y la vida útil prolongada del eje. Este enfoque nos permite diseñar y dimensionar el eje de manera óptima, asegurando su resistencia y durabilidad en servicio. A continuación, exponemos la fórmula de Guest utilizada:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{fa}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_{fa}}\right)^2}$$

Analizamos los esfuerzos de tensión por separado: flexión y torsor.

#### Cálculo de flexión equivalente

Siguiendo el diagrama de cuerpo libre, la máxima flexión ocurre en el extremo del cigüeñal, producido por la resistencia del árbol, que afecta la biela inferior produciendo la fuerza sobre el cigüeñal. El momento flector es igual a esa fuerza por la distancia al apoyo R1:

$$M_{fmax} = l \times F_{max} = 2.1 \times 785 \text{ kg} = 1648.5 \text{ kg/cm}$$

$$M_{fmin} = l \times F_{min} = 2.1 \times 50 \text{ kg} = 105 \text{ kg/cm}$$

Una vez que obtuvimos (  $M_{fmax}$  y  $M_{fmin}$  ), calculamos los momentos medios y variables (  $M_v, M_m$  ).

$$M_{fm} = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{1648.5 + 105}{2} = 876.75 \text{ kg/cm}$$

$$M_{fv} = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = \frac{1648.5 - 105}{2} = 771.75 \text{ kg/cm}$$

Para finalizar calculamos las tensiones normales medias y variables (  $\sigma_v, \sigma_m$  ).

$$\sigma_v = \frac{M_{fv}}{W} = \frac{876.75 \text{ kg/cm}}{W}$$

$$\sigma_m = \frac{Mfm}{W} = \frac{1351.5 \text{ kg/cm}}{W}$$

Presentamos la fórmula de la tensión equivalente:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}} \times \sigma_m + \sigma_v \times k_f$$

Calculamos el coeficiente  $k_f$  a partir de la siguiente tabla de valores extraída de Faired:

TABLA AT 13 VALORES DE  $K_f$   
PARA CHAVETEROS [14]. Véase § 10.4

CLASE DE CHAVETERO	RECOCIDO		ENDURECIDO	
	Fle- xión	Tor- sión	Fle- xión	Tor- sión
Perfil	1,6	1,3	2,0	1,6
De patín	1,3	1,3	1,6	1,6



Si bien la tabla corresponde a un eje con chavetero, mientras que en nuestro diseño no contamos con chaveta, si poseemos un concentrador de tensiones, con características similares a un chavetero. La ranura corresponde a una guía de la arandela MB, cuya función es evitar que la tuerca KM se gire.

A partir de lo expuesto en la tabla, adoptamos un  $k_f$  de 1,3

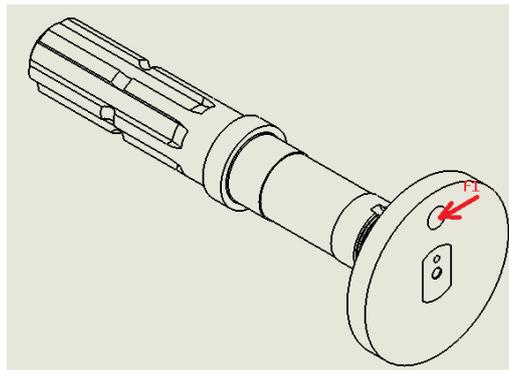
$$k_f = 1,3$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1480 \text{ kg/cm}^2}{4148 \text{ kg/cm}^2} \times \frac{876,75 \text{ kg/cm}^2}{W} + \frac{771,75 \text{ kg/cm}^2}{W} \times 1,3$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1316 \text{ kg/cm}}{W}$$

### Cálculo de momento torsor equivalente

El momento torsor es generado por la biela inferior, cuando el sistema se encuentra en funcionamiento, siendo igual a la fuerza por la distancia del perno al eje del cigüeñal, como se observa en la siguiente imagen y el cálculo correspondiente:



$$M_{t \max} = F_{\max} \times d = 745 \text{ kg} \times 2,7 \text{ cm} = 2011.5 \text{ kg/cm}$$

$$M_{t \min} = F_{\min} \times d = 50 \text{ kg} \times 2,7 \text{ cm} = 135 \text{ kg/cm}$$

Una vez que obtuvimos ( $M_{t \max}$  y  $M_{t \min}$ ), calculamos los momentos medios y variables ( $M_{tm}$ ,  $M_{tv}$ ) de la siguiente manera:

$$M_{tv} = \frac{M_{t \max} + M_{t \min}}{2} = \frac{2011.5 + 135}{2} = 1073.25 \text{ kg/cm}$$

$$M_{tm} = \frac{M_{t \max} - M_{t \min}}{2} = \frac{2011.5 - 135}{2} = 938.25 \text{ kg/cm}$$

Para finalizar calculamos las tensiones tangenciales medias y variables ( $\tau_m$  y  $\tau_v$ ).

$$\tau_v = \frac{M_{tv}}{W_p} = \frac{1073.25 \text{ kg/cm}}{W_p}$$

$$\tau_m = \frac{M_{tm}}{W_p} = \frac{938.25 \text{ kg/cm}}{W_p}$$

$$\tau_{eq} = \frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} \times \tau_m + \tau_v \times k_f =$$

En este caso el  $k_f$  se obtuvo de la misma tabla utilizada para el cálculo anterior, ya nuestro diseño cuenta con un concentrador de tensión similar a un chavetero. Por lo tanto, arribamos al siguiente resultado:

$$\tau_{eq} = \frac{1480 \text{ kg/cm}^2}{4148 \text{ kg/cm}^2} \times \frac{1351.5 \text{ kg/cm}}{W_p} + \frac{1181.5 \text{ kg/cm}}{W_p} \times 1.3 = \frac{2018.16 \text{ kg/cm}}{W_p}$$

$$\frac{\tau_{fa}}{\tau_{fl}} = \frac{\sigma_{fa}}{\sigma_{fl}}$$

### Dimensionamiento del diámetro según tensiones equivalentes

Para obtener el diámetro según tensiones equivalentes utilizamos la fórmula de Guess,

como se observa a continuación:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{fa}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_{fa}}\right)^2}$$

Según el criterio de Guess:

$$\tau_{fa} = 0,5 \times \sigma_{fa}$$

Sabiendo que el Momento polar es:  $W_p = \frac{\pi \times d^3}{16}$

Y el Momento de Inercia es:  $W_x = \frac{\pi \times d^3}{32}$

Utilizamos la siguiente relación que nos ayuda a simplificar los cálculos:

$$W_x = 2 \times W_p$$

Para estar del lado de la seguridad, adoptamos un coeficiente de seguridad igual a 1,5 (N) como buen criterio de dimensionamiento.

Reemplazando los datos obtenemos:

$$\frac{1}{1,5} = \sqrt{\left(\frac{1316 \text{ km/cm}}{1480 \text{ kg/cm}^2 \times W_p}\right)^2 + \left(\frac{2018,16 \text{ km/cm}}{0,5 \times 1480 \text{ kg/cm}^2 \times W_p}\right)^2}$$

Hallamos el momento polar  $W_p$

$$W_p = 4.30 \text{ cm}^3$$

Sabiendo que el momento polar es:

$$W_p = \frac{\pi \times d^3}{16}$$

Despejando el diámetro nos queda:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p \times 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4.30 \text{ cm}^3 \times 16}{\pi}} = 2,79 \text{ cm} = 27.9 \text{ mm}$$

Por lo anterior podemos observar que la parte más solicitada del eje verifica el diámetro requerido ya que posee un diámetro mayor (30 mm), por lo que no fallará a la fatiga según el criterio adoptado para el cálculo de fatiga.

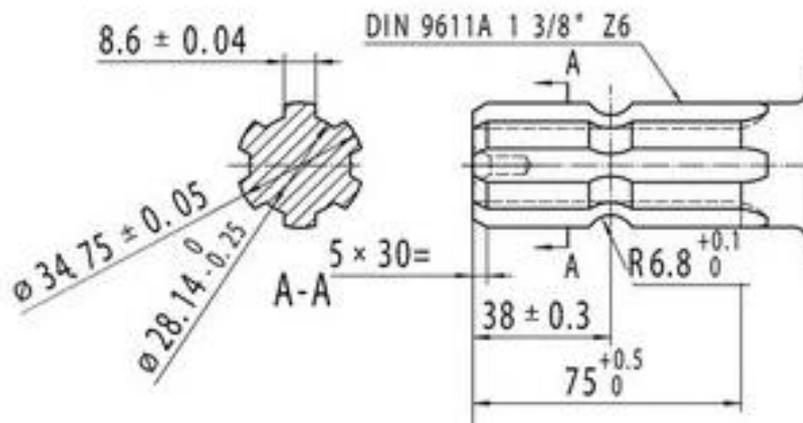
#### 4.3.1.3 Elección de la estría del cigüeñal

Dando continuidad al diseño del eje cigüeñal, el sistema de acople desde la toma de fuerza al shaker se realiza por medio de un cardan agrario, el cual posee las mismas estrías hembras en ambos extremos.

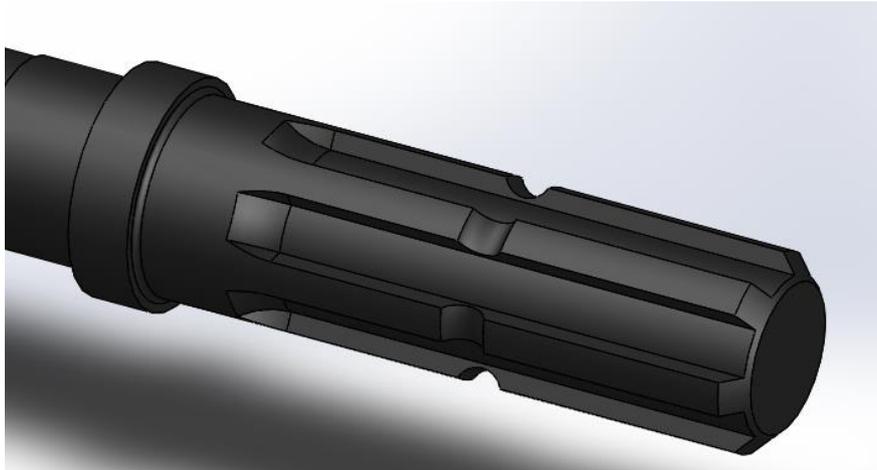


*Cardan agrario*

En el extremo de entrada del eje, se requerirá una estría macho con dimensiones idénticas a las del tractor. Según el catálogo, el eje posee un diámetro de 34,75 mm y consta de 8 estrías con un ancho de 8,6 mm cada una.

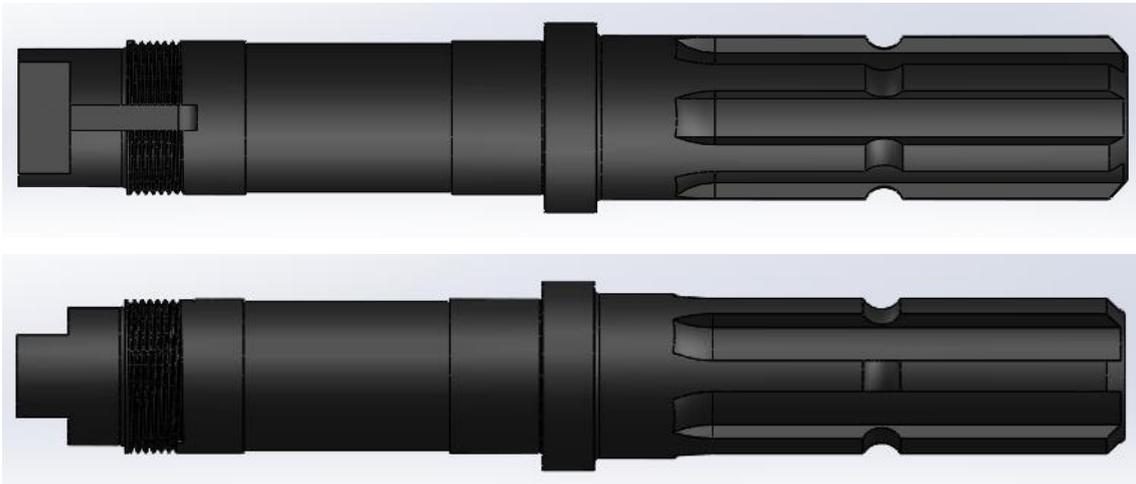


*Imagen catálogo*



*Diseño de la estría del eje*

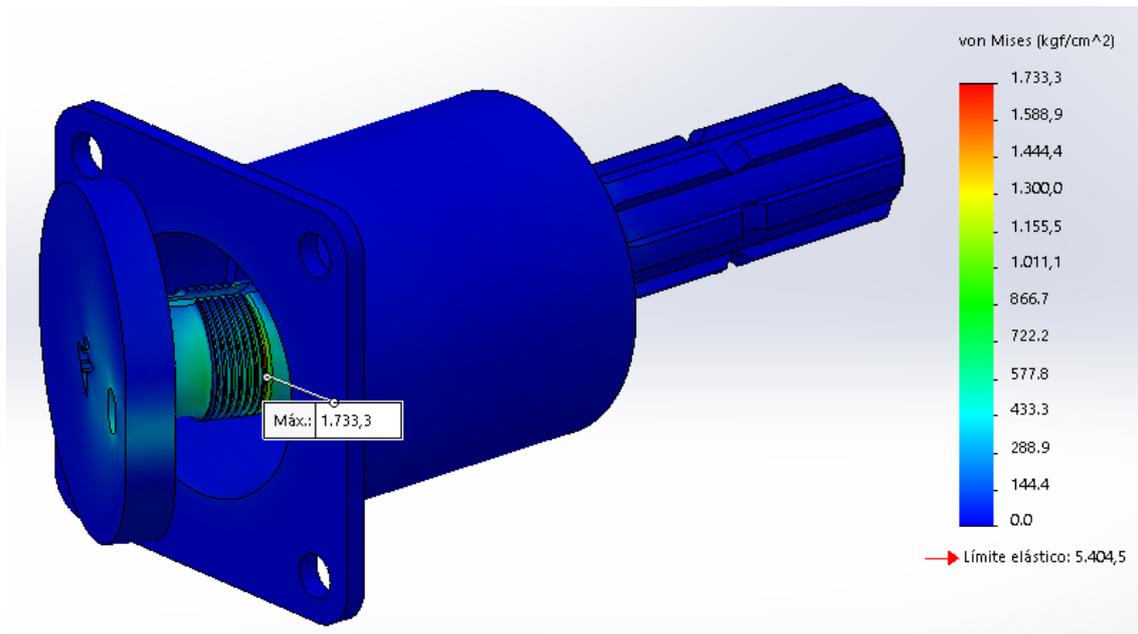
A continuación, se observa el diseño final del eje:



#### 4.3.1.4 Simulación por software del eje cigüeñal

Para corroborar los datos obtenidos en los cálculos precedentes, se realizó una simulación en SolidWorks, colocando los apoyos correspondientes y las cargas que soporta el eje cigüeñal.

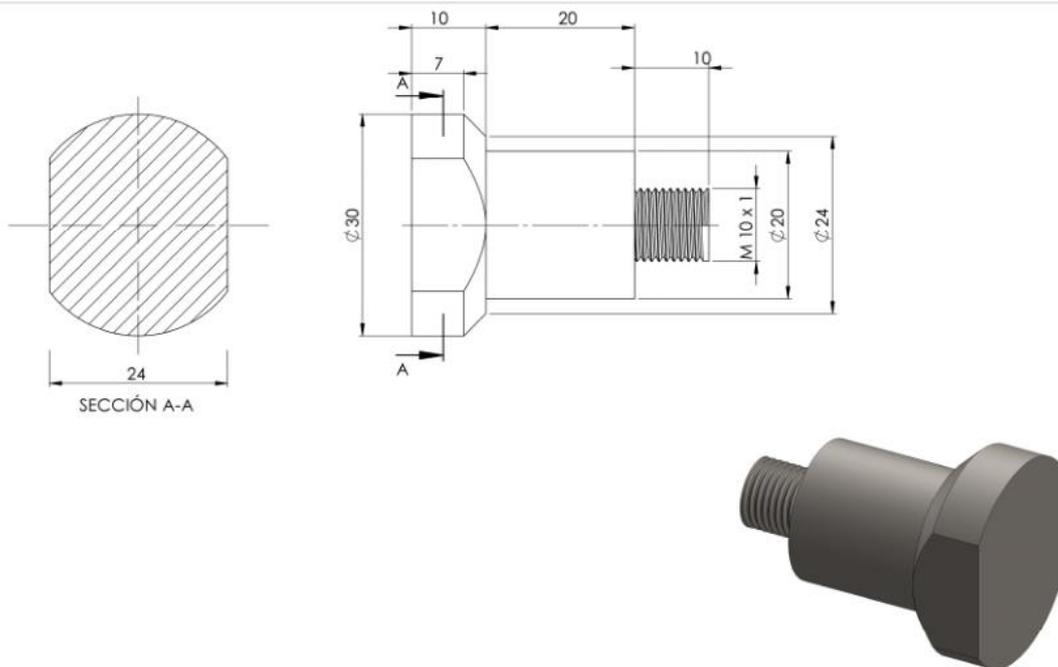
A continuación, se presenta el resultado de la simulación:



Como se evidencia en el gráfico, utilizando la teoría de Von Mises y un coeficiente de seguridad de 1,5, se obtiene un valor muy por debajo del máximo permitido.

También se observa que la sección más crítica se encuentra en el mismo punto que se analizó en la sección correspondiente al cálculo de los puntos más críticos del sacudidor.

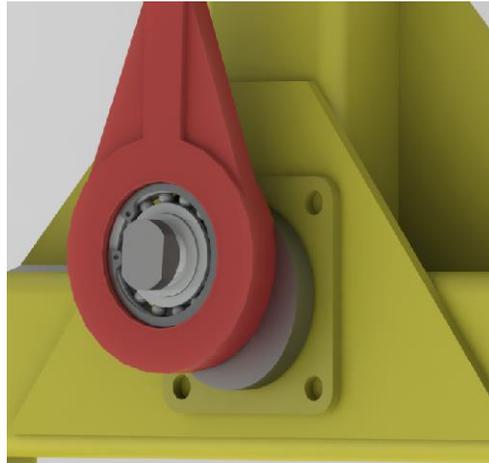
Dando continuidad al diseño del cigüeñal, se determinó el sistema de acople del mismo con respecto a la biela inferior. El acople se realiza mediante un perno, el cual se enrosca al cigüeñal, como se observa en la siguiente imagen:



Por su parte, se conecta al perno una rótula, con el objetivo de lograr un punto de apoyo para el rodamiento de la biela. La rótula utilizada para tal fin pertenece a la marca SKF, modelo GE 20:



A continuación, se presenta la conexión de todos los elementos involucrados:

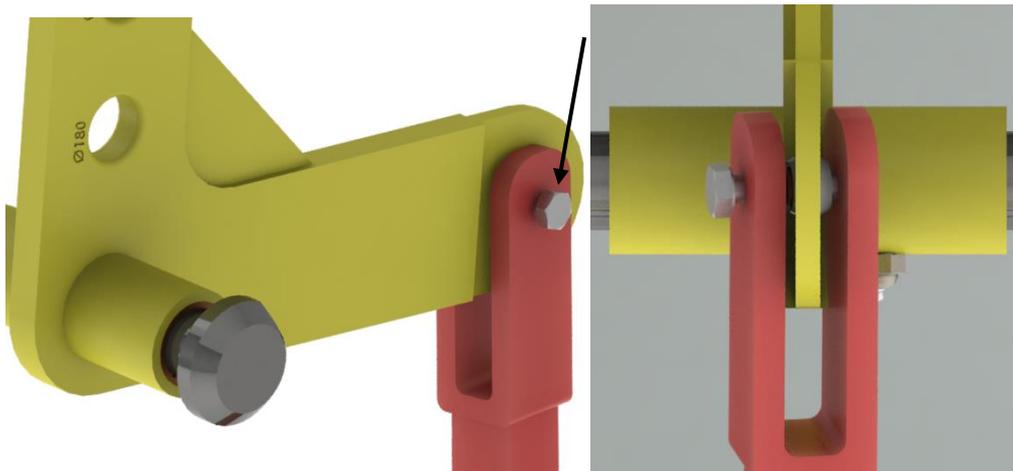


#### 4.3.2 Análisis de los esfuerzos de la biela inferior

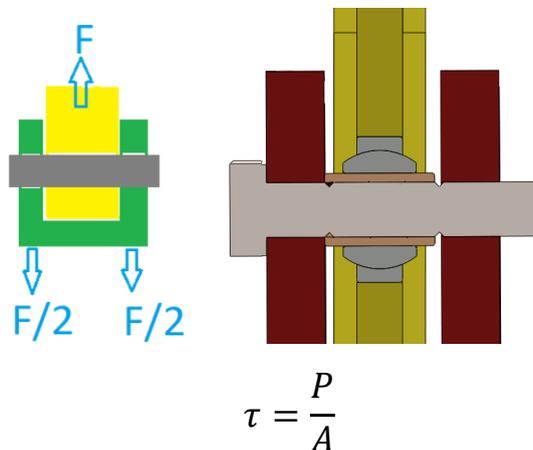
Partiendo del diseño de la biela inferior, como se ve en la siguiente imagen, se procede a calcular las partes más solicitadas y elementos que la componen:



En primer lugar, se realiza el cálculo de la sección mínima del perno conector, el cual se encarga de conectar la biela superior con la inferior. Además de soportar el esfuerzo, también funciona de fusible en caso de que el sistema se atasque.



A continuación, se presenta un diagrama ejemplificativo de las fuerzas que actúan sobre el perno y las formuladas utilizadas para calcular la sección mínima del mismo:



$$P = F/2$$

$$A = \text{Área de la sección del perno} = \pi \times R^2$$

$$\tau = \sigma/2$$

$\sigma$  = Sigma para el material del perno (material SAE1020 laminado en frío) = 4640 kg/cm<sup>2</sup>

$$F = 785 \text{ kg}$$

$$\tau = \frac{P}{A} = \sigma/2 = (F/2)/A$$

Despejamos el área:

$$A = F/\sigma = \frac{785 \text{ kg}}{4640 \text{ kg/cm}^2} = 0,1692 \text{ cm}^2$$

Una vez obtenida el área mínima, se puede aplicar un factor de seguridad para aumentar su resistencia en un 20%. Esta adición del factor de seguridad (N) asegurará que el

perno pueda soportar una carga mayor que la requerida, pero que aún falle antes que las demás piezas de la máquina, protegiéndose de posibles daños o fallas.

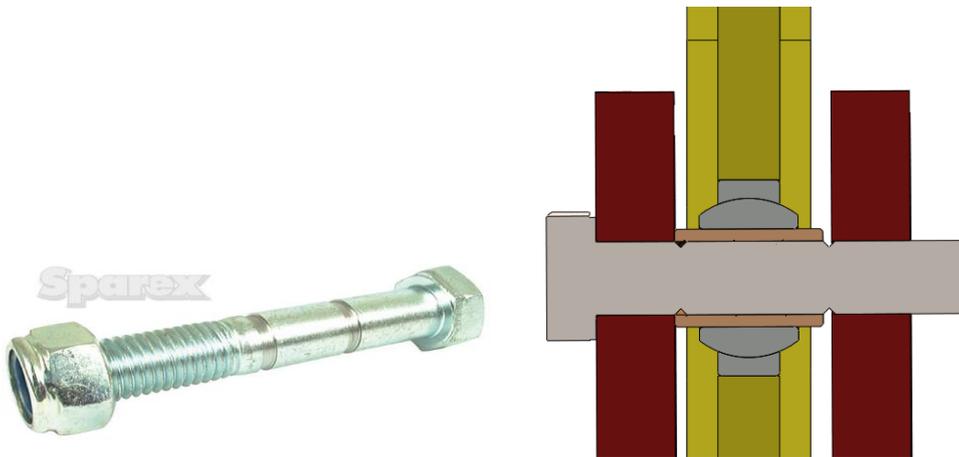
Una vez calculada el área hallamos el diámetro requerido del perno a partir de la siguiente fórmula:

$$A_n = A \times N = 0,1692 \times 1,2 = 0,203 \text{ cm}^2$$

$$A_n = \pi \times r^2$$

Despejando el radio de la sección del perno obtenemos un radio de 0,254 cm.

Teniendo en cuenta el resultado anterior, adoptamos un perno fusible comercial de diámetro 6, como el de la siguiente imagen:



#### 4.3.2.1 Cálculo de horquilla conectora de biela inferior

Una vez obtenido el diámetro del perno conector, es fundamental dirigir el análisis a la sección más crítica donde se encuentra ubicado el mismo. En esta área específica, debemos prestar especial atención debido a que la planchuela presenta una menor área en comparación con otras zonas. La reducción de superficie en esta sección plantea un posible punto de debilidad o susceptibilidad a fallos, por lo que es crucial examinar minuciosamente esta región en particular.

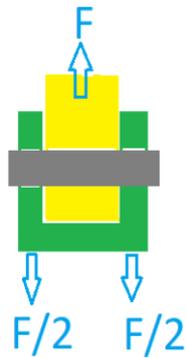
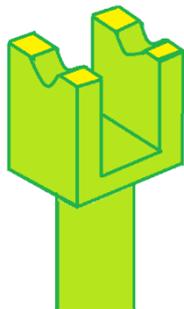


Diagrama de esfuerzos



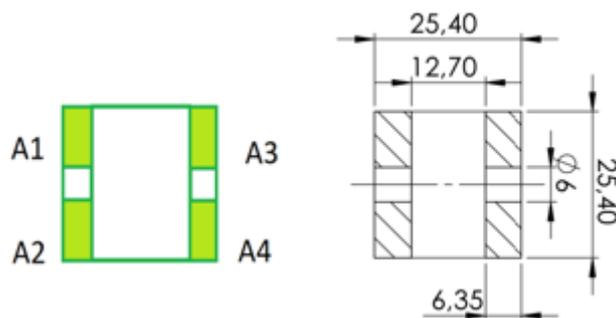
Diseño del conector de la biela



Sección de la Biela

A continuación, se calcularán las tensiones de las áreas mínimas:

$$A1 = (25.4 - 6) \times 6.35 / 2 = 61.59 \text{ mm}^2$$



Analizamos una sola sección, A1, y dividimos la fuerza en cuatro partes

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

Datos:

$$P=F/4$$

$$A=A1=61.59 \text{ mm}^2$$

$\sigma$ =Sigma para el material de la biela (material SAE 1020 laminado en frío) = 4640 kg/cm<sup>2</sup>

$$F=785 \text{ kg}$$

$$\sigma_s = \frac{F/4}{A} = \frac{785 \frac{\text{kg}}{2} / 4}{0.6159 \text{ cm}^2} = 318.6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_s = \sigma_f$$

$$318.6 \text{ kg/cm}^2 < 4640 \text{ kg/cm}^2$$

Basándonos en los parámetros de diseño y las propiedades del material, se determinó que el área de la sección de la biela cumple con creces los requisitos de resistencia. La tensión de fluencia del material utilizado es significativamente más baja que la tensión a la que se someterá la biela en funcionamiento.

Para garantizar la integridad estructural y la seguridad del sistema, se tomó la decisión de incorporar un sobre material en la sección de la biela. Esto implica aumentar la cantidad de material utilizado en comparación con la cantidad mínima requerida teóricamente.

Esta elección se basa en la premisa de que es preferible contar con un factor de seguridad adicional en la sección crítica de la estructura. Al tener un exceso de material, podemos mitigar el riesgo de posibles fallas o deformaciones excesivas debido a cargas inesperadas o variaciones en las condiciones de funcionamiento.

En resumen, se decidió adoptar un enfoque conservador y garantizar un nivel óptimo de resistencia y durabilidad al optar por un diseño con sobre material en la sección de la biela.

#### 4.3.2.2 Cálculo del rodamiento de la biela inferior

En torno a este punto, se llevó a cabo un análisis para evaluar si el rodamiento seleccionado para la parte inferior de la biela (16007 de la marca SKF) es adecuado y cumple con los esfuerzos a los que estará sometido. En base a nuestros cálculos y consideraciones previas, se determinó que el esfuerzo máximo al que se enfrentará la biela es de 785 kg.

Para evaluar la idoneidad del rodamiento, se comparó este valor de esfuerzo con la capacidad de carga estática del rodamiento, la cual es de 831 kg. Tras una cuidadosa evaluación, es posible afirmar con confianza que el rodamiento elegido cumple

satisfactoriamente con los requisitos necesarios. Su capacidad de carga estática supera el esfuerzo máximo esperado para la biela, lo que indica que el rodamiento es capaz de soportar las cargas y tensiones a las que será sometido durante su funcionamiento. Es importante destacar que este análisis garantiza la integridad y seguridad del sistema, ya que se pudo asegurar que el rodamiento seleccionado es capaz de soportar la carga máxima prevista, brindando una adecuada resistencia y fiabilidad en la operación del mecanismo.



*Rodamiento 16007*



*Ensamble rodamiento biela*

Rendimiento	
Capacidad de carga dinámica básica	13 kN
Capacidad de carga estática básica	8.15 kN
Velocidad de referencia	24 000 r/min
Velocidad límite	15 000 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

*Datos del fabricante*

#### 4.3.3 Diseño de la biela superior

Dando continuidad a los elementos del sacudidor, en esta sección se detalla el diseño de la biela superior:

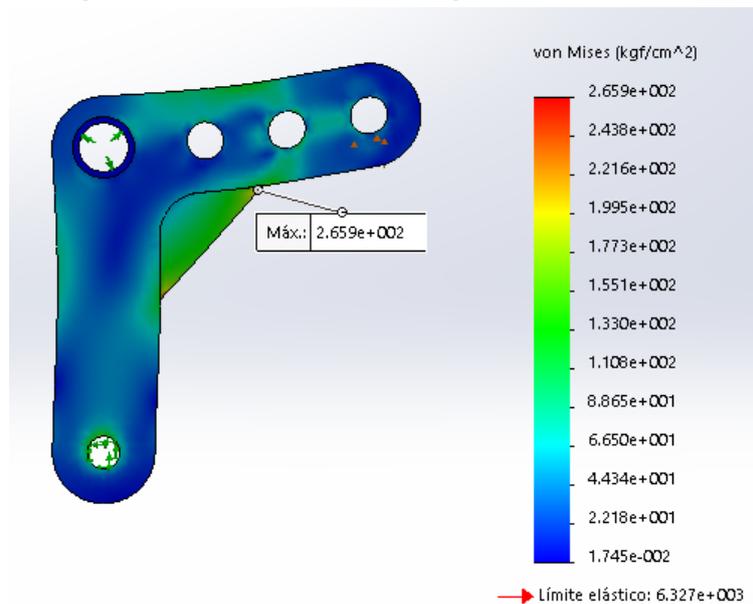


Como puede observarse en la imagen, en uno de los extremos o brazos de la rótula se encuentran perforaciones diseñadas para sujetar el cable que se conecta al árbol. Estas perforaciones están ubicadas a una distancia específica entre sí y con respecto al eje de giro de la biela. El objetivo de esta distancia es abarcar las frecuencias de sacudida necesarias para desprender las nueces de las ramas del árbol.

La configuración de las perforaciones se determina cuidadosamente para asegurar que el movimiento transmitido a través del cable pueda generar las vibraciones adecuadas en el tronco del árbol. Estas vibraciones son esenciales para agitar las ramas y lograr el desprendimiento efectivo de las nueces.

En el otro extremo de la rótula, se sujeta a la biela inferior, que es la encargada de transmitir el movimiento generado a través del cable. La biela inferior actúa como un vínculo de conexión entre la rótula y el mecanismo que proporciona el movimiento necesario para agitar el árbol y recolectar las nueces.

#### 4.3.3.1 Simulación por software de la biela superior



#### 4.3.4 Diseño del marco del sacudidor

El diseño del marco del sacudidor ha sido pensado para ofrecer simplicidad en su construcción y versatilidad en su aplicación.

En cuanto a la simpleza, se optó por utilizar perfiles cuadrados normalizados comerciales de 80 mm x 80 mm x 5 mm y de 70 mm x 70 mm x 3 mm. Con este tipo de perfiles, se facilita la fabricación y se reducen los costos de mano de obra.

Por otro lado, en relación con la regulación, el marco ha sido diseñado de manera que pueda adaptarse a la mayoría de los tractores. Esto se debe a que la distancia de apertura de los brazos puede variar entre diferentes modelos de tractores. Para garantizar la compatibilidad con cualquier sistema de enganche de tres puntos, el marco se ha diseñado con ajustes que permiten adaptarlo a estas variaciones.



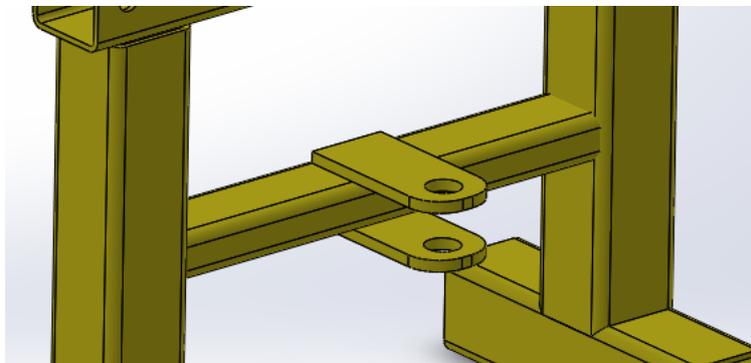
*Prototipo del marco del sacudidor*

Este enfoque en la simplicidad y la regulación asegura que el marco del sacudidor sea una solución práctica y eficiente para los agricultores.

Tanto la sujeción superior como la conexión con el eje sobre el que gira la biela superior están fabricadas con una planchuela estándar de 2" x 1/4".

Adicionalmente, el marco posee patas especialmente diseñadas para proporcionar soporte en el suelo durante el funcionamiento. Estas patas desempeñan la función de asegurar la estabilidad del sacudidor al conectarlo al suelo, evitando así la transmisión de vibraciones al tractor. Lo anterior tiene un impacto significativo en el confort del conductor y en la integridad del propio tractor, ya que se minimizan los riesgos de posibles daños causados por las vibraciones.

Al mismo tiempo, el marco posee el soporte para el enganche del recolector, el cual se conecta para transportarlo.



## 4.4 Protecciones

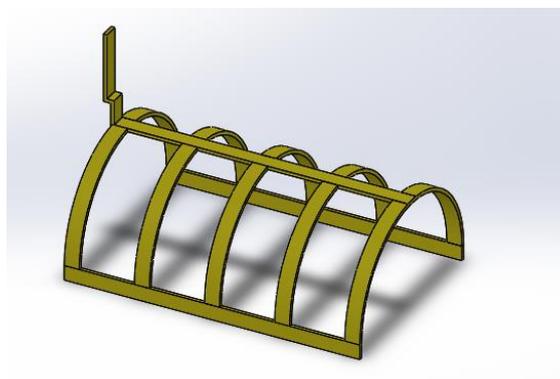
### 4.4.1 Protección de biela

Con el objetivo de que el sacudidor sea lo más seguro posible para los operarios, y buscando proteger las partes móviles del mismo, se diseñó un recubrimiento para la biela inferior y la punta del cigüeñal, que separa el mecanismo del operario, como el que se observa a continuación:



### 4.4.2 Protección de cardan

El cardan es un elemento muy peligroso debido a que gira a altas RPM, por lo que debe tenerse mucha precaución a la hora de utilizar el sacudidor. Teniendo en cuenta lo anterior, se optó por colocarle una protección que evite posibles accidentes, como se presenta en las siguientes imágenes:





## 4.5 Elección de elementos estándar

### 4.5.1 Elección de cardan

Como se mencionó anteriormente, el movimiento principal del sacudidor se realiza por medio de un cardan agrícola.

Se opta por este sistema de cardan, y no por una barra rígida, porque la posición del sacudidor en altura es variable al subir o bajar los brazos hidráulicos del tractor del sistema tres puntos, siendo necesario transmitir el movimiento de giro en dos planos lineales diferentes y cambiantes.

Para la elección del cardan se deben tener varias consideraciones:

1. **Tipo de acople de conexión:** El acople depende de la estría del tractor / sistema a conectar, ya que los mismos pueden ser de diferentes diámetros y estrías.

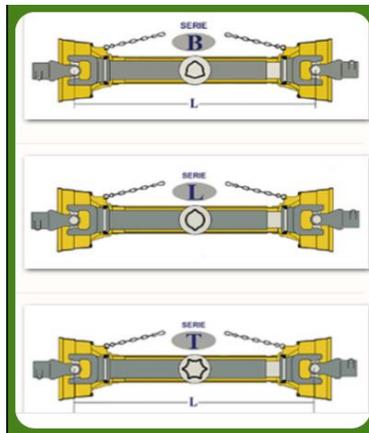


2. **Tipo de cruceta:** El tipo de cruceta depende generalmente del tamaño y tipo de cubetas y rodamientos de aguja presentes en los extremos de ésta.



3. **Forma de las barras telescópicas:** Las formas de las barras telescópicas dependen de la potencia a transmitir y existen varios tipos:

- Triangular (la más común) tri lobular
- Forma de limón bi lobular
- Estrella Hexa lobular



4. **Protecciones guardapolvo:** Las protecciones guardapolvo sirven para evitar que se introduzca polvillo en el sistema de acople de las barras, ya que éstas se deslizan una dentro de la otra y se engrasan para reducir el rozamiento. Por lo anterior, es fundamental que posea las protecciones necesarias y que éstas se encuentren en buen estado.



5. **Largo del cardan:** El largo del cardan lo determina la distancia entre las punteras estriadas de acople, es decir la distancia de la toma de fuerza a la conexión de la máquina agrícola.



Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, para nuestro diseño se optó por un cardan agrícola de la marca Bucchino Hnos. modelo 521, con las siguientes características:

**Largo retraído:** 460 mm  
**Largo Máximo:** 800 mm  
**Tipo de estrías:** 8 estrías de 35 mm.  
**Tipo de acople:** cambio rápido  
**Tipo de barras telescópicas:** trilobular.



#### 4.5.2 Elección de elementos transmisores de esfuerzos al árbol:

La transmisión de fuerza del sacudidor al árbol se realiza mediante dos elementos: Un cable de acero multifilamento que se encarga de transmitir el esfuerzo y una linga de fibra, cuya su función es la de conectar el cable al árbol sin producirle daño a la corteza. A continuación, se detallan las variables que determinaron la elección de ambos elementos:

##### 4.5.2.1 Elección de la linga

Para la elección de la linga debemos tener en consideración qué tipo de agarre se utilizará para sujetar el árbol. Para evitar dañar la corteza de este, la mejor opción resulta abrazar el tronco y darle dos o más vueltas de la linga, siempre y cuando nos lo permita el largo de ésta. De esta manera se logra evitar el deslizamiento de la linga sobre el tronco y lastimar el árbol, como se observa en las siguientes imágenes:



Partiendo de la tabla proporcionada por el fabricante, ARB Recovery, se identificaron los esfuerzos máximos de las lingas según el amarre:

Factor de Seguridad 7:1	Cargas Ramales Simple			Cargas Multiramales			
Número de ramales, n	-	-	-	2 ramales		3 y 4 ramales	
Ángulo de inclinación respecto a la vertical, $\theta$	-	-	-	$\theta > 45^\circ$	$45^\circ > \theta > 60^\circ$	$\theta > 45^\circ$	$45^\circ > \theta > 60^\circ$
Ángulo entre ramales opuestos, $\alpha$	-	-	-	$\alpha > 90^\circ$	$90^\circ > \alpha > 120^\circ$	$\alpha > 90^\circ$	$90^\circ > \alpha > 120^\circ$
Factor para el cálculo de la CMU, $f = n \cdot \cos \theta$	1	0.8	2	1.4	1	2.1	1.5
Ancho cinta (mm)	CARGA MÁXIMA DE UTILIZACIÓN CMU (kg) EN 1492-1, coeficiente de seguridad 7:1. En lingas 100% poliéster cargadas de forma equilibrada						
30	1.000	800	2.000	1.400	1.000	2.100	1.500
60	2.000	1.600	4.000	2.800	2.000	4.200	3.000
90	3.000	2.400	6.000	4.200	3.000	6.300	4.500
120	4.000	3.200	8.000	5.600	4.000	8.400	6.000
150	5.000	4.000	10.000	7.000	5.000	10.500	7.500
180	6.000	4.800	12.000	8.400	6.000	12.600	9.000
240	8.000	6.400	16.000	11.200	8.000	16.800	12.000
300	10.000	8.000	20.000	14.000	10.000	21.000	15.000

De lo anterior se desprende que la opción más pertinente es la de una linga de 60 mm de ancho, que soporta una tensión máxima de 4000 kg, como la que se observa a continuación:



#### 4.5.2.2 Elección del cable tensor:

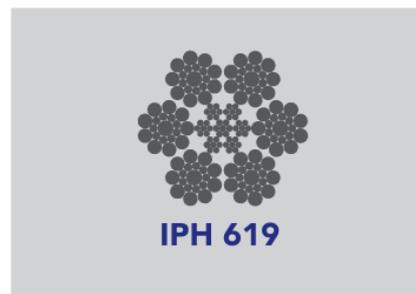
Para la elección del cable tensor se recurrió a la tabla proporcionada por el fabricante IPH, que se presenta a continuación:

Diámetro	AFS		Carga mínima de rotura				AAC
	Masa aprox.	Grado 1770 N/mm <sup>2</sup>		Grado 1960 N/mm <sup>2</sup>		Masa aprox.	
	[kg/m]	[kN]	[t]	[kN]	[t]	[kg/m]	
3,00	0,032	5,30	0,54	5,83	0,59	-	
5,00	0,09	14,6	1,49	16,2	1,65	-	
8,00	0,23	37,4	3,82	41,4	4,22	0,26	
9,50	0,32	52,7	5,38	58,4	5,96	0,36	
11,00	0,43	70,7	7,21	78,3	7,99	0,48	
13,00	0,61	98,7	10,1	109	11,1	0,68	
14,00	0,70	114	11,6	127	13,0	0,78	
16,00	0,92	150	15,3	166	16,9	1,02	
19,00	1,30	211	21,5	233	23,8	1,44	
22,00	1,74	283	28,9	313	31,9	1,94	
26,00	2,43	395	40,3	437	44,6	2,70	
28,00	2,81	458	46,7	507	51,7	3,14	
32,00	3,68	598	61,0	662	67,6	4,10	
35,00	4,40	716	73,1	792	80,8	4,90	
38,00	5,18	843	86,0	934	95,3	5,78	
44,00	6,95	1130	115	1250	128	7,74	
51,00	9,34	1520	155	1680	171	10,4	

De acuerdo con la información brindada por la tabla, se optó por el cable modelo IPH 619 de sección de 8 mm de diámetro, el cual soporta una tensión de rotura de 4220 kg, cumpliendo ampliamente el esfuerzo al cual estará sometido.

## CABLES 6 CORDONES

### Usos Generales

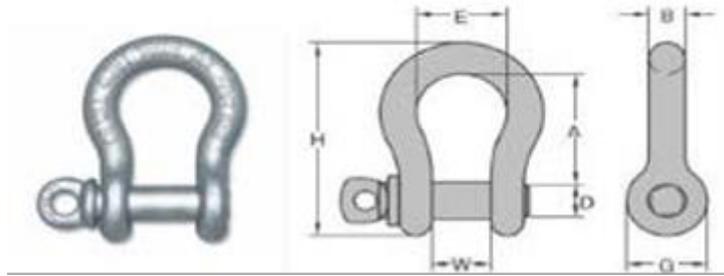


Cable con excelente resistencia a la abrasión, provista por la mayor sección de sus alambres exteriores, superiores a otras construcciones. Tiene buen balance de vida a la fatiga por flexión. Se lubrica totalmente durante su fabricación para reducir el desgaste por fricción.

#### 4.5.2.3 Elementos auxiliares para la conexión

Para conectar la biela superior al cable de acero y este a la linga, se utilizaron grilletes tipo corazón, ya que son fácil de conectar y poseen alta resistencia a la tracción.

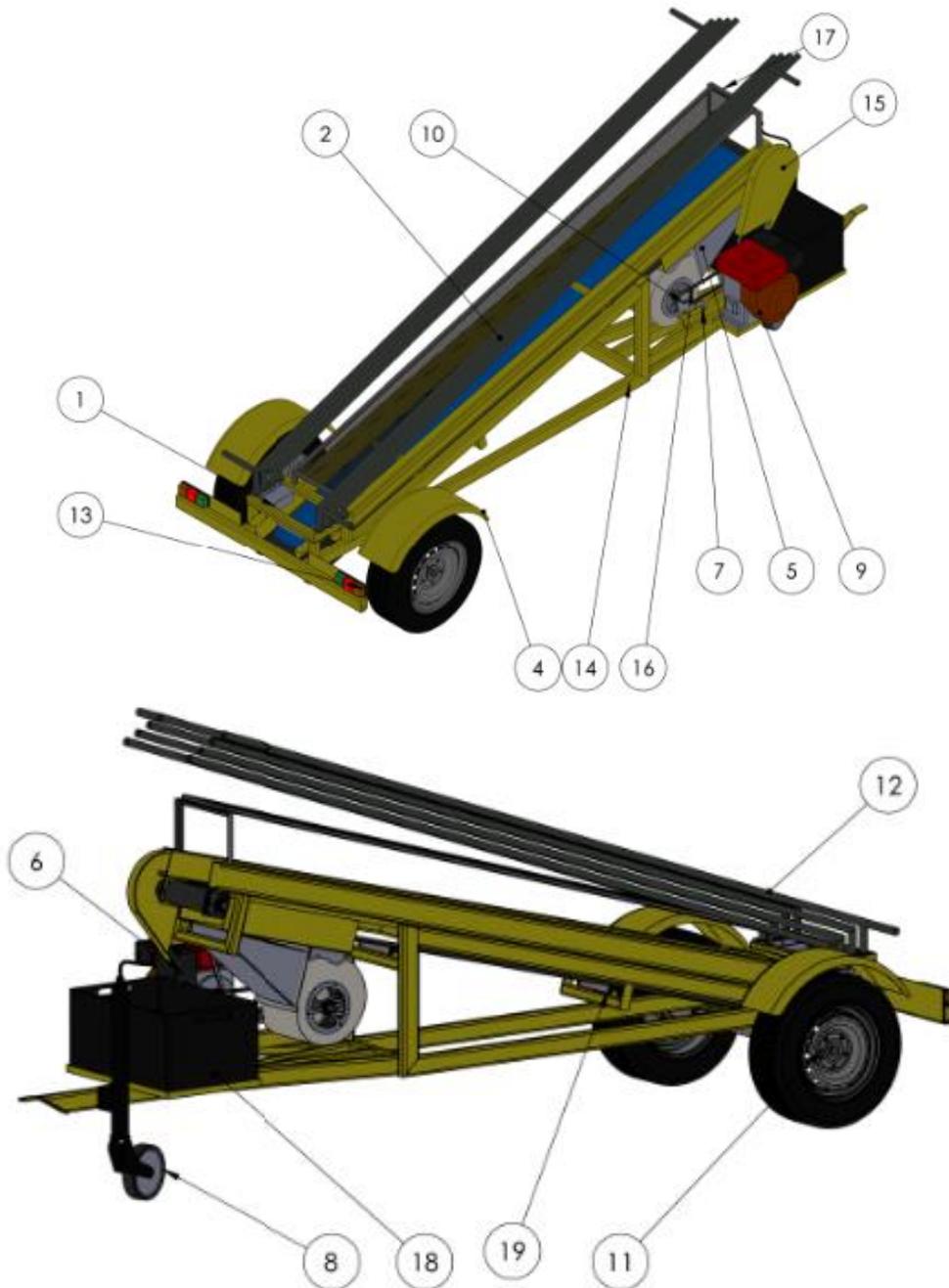
Obtenemos los datos de la tabla dada por el fabricante WD Equipamientos, para la elección del modelo de los grilletes:



Ø Nomial	CMT	Dimensiones (mm)							Peso
mm	ton*	A	B	D	E	G	H	W	Kg
5	0,3	22	5	6	17	15	36	10	0,021
6	0,5	26	6,5	8	20	16	47	12	0,05
8	0,75	31	8	9,5	21	19	54	12	0,1
10	1	36	10	11	26	23	65	16	0,1
11	1,5	43	11	13	30	27	75	19	0,2
13	2	47	13	16	33	30	85	20	0,3
16	3,25	61	16	19	43	38	106	27	0,6
19	4,75	72	19	22	50	46	126	33	1,0
22	6,5	86	22	26	58	53	148	38	1,5
26	8,5	98	26	28	69	61	166	44	2,3
28	9,5	111	28	32	74	68	190	46	3,2
32	12	121	32	36	84	76	210	54	4,5
36	13,5	134	36	38	92	84	232	59	6,3
38	17	146	38	45	99	92	254	60	8,1
45	25	178	47	51	127	106	313	73	16,3
51	35	197	53	57	146	122	347	83	23,2

De esta manera, se optó por un grillete de 13 mm de diámetro, el cual soporta una carga de 2000 kg y cumple ampliamente con nuestro requisito de diseño.

## 5 DISEÑO DEL RECOLECTOR



N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PLANO
1	CHAPA CAJÓN CINTA		1	2.1
2	CINTA TRANSPORTADORA	PLANO CONJUNTO	1	2.2
4	GUARDABARRO		2	2.3
5	ENCAUSADOR AIRE		1	2.4
6	CORREA 2		1	-
7	TENSOR CORREA		2	2.5
8	RUEDA JOCKEY		1	-
9	MOTOR 4T		1	-
10	SOPLADOR		1	-
11	EJE TRASERO		1	-
12	BARILLAS RECOLECTOR		1	2.6
13	LUCES		2	-
14	CHASIS		1	2.7
15	CUBRE POLEA		1	2.8
16	CORREA 1		1	-
17	CHAPA VISOR		1	2.9
18	CANASTO		1	-
19	RODILLO RETORNO		2	-

### 5.1 Funcionamiento general del recolector:

El recolector se posiciona pegado al árbol a cosechar, luego se despliega el cono o paraguas envolviendo el tronco.

Se prosigue a encender el motor a explosión encargado de hacer funcionar la cinta transportadora y el soplador de hojas.

Mediante la vibración generada por el sacudidor, caen las nueces pecán sobre el cono recolector y se van agrupando en la base de la cinta transportadora.

La cinta va elevando los frutos para luego depositarlos en un canasto.

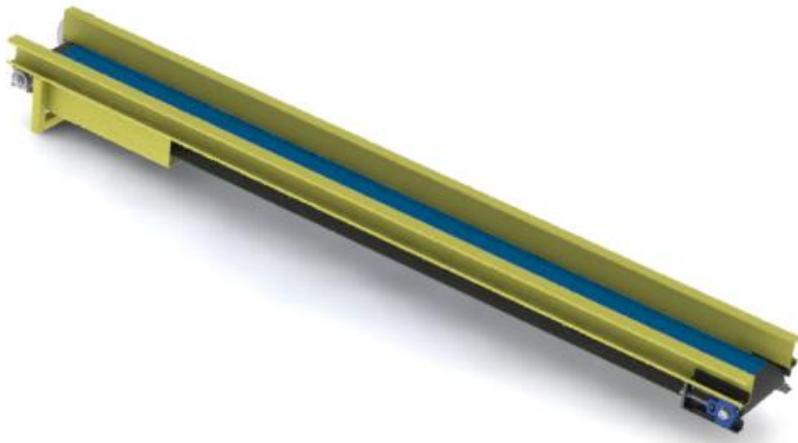
En el extremo superior de la cinta, las nueces atraviesan una ráfaga de viento generada por el soplador, el cual separa las hojas de las nueces, dejando así solo el fruto limpio acopiado en el canasto recolector.

En los próximos apartados se explicitarán las elecciones de diseño que se llevaron a cabo para desarrollar este dispositivo recolector.

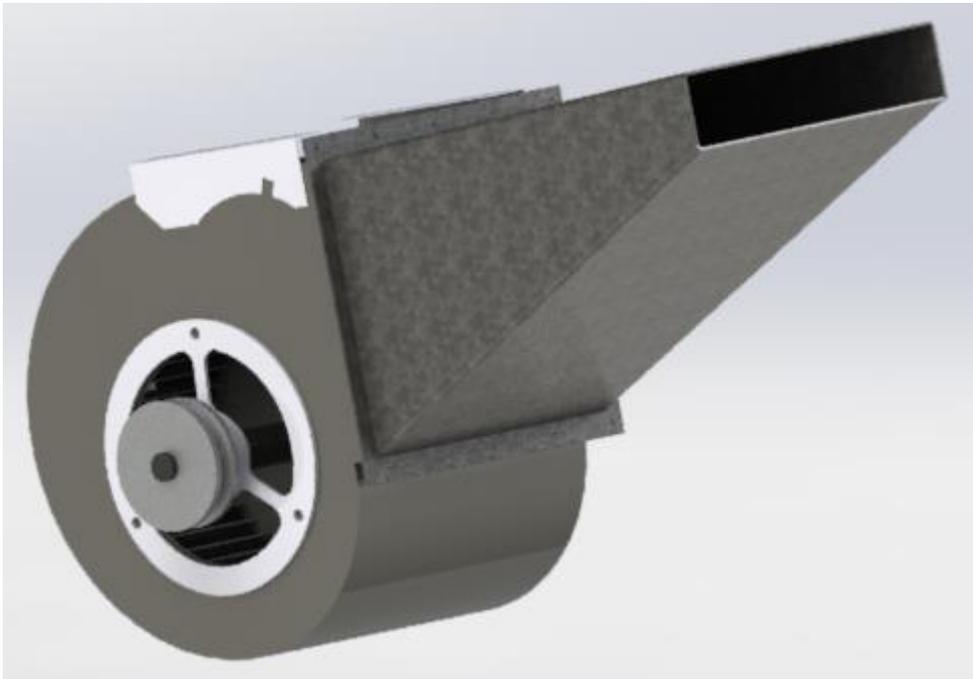
### 5.2 Elementos principales del recolector

Como elementos principales del recolector podemos separar tres sistemas:

1. La cinta transportadora:



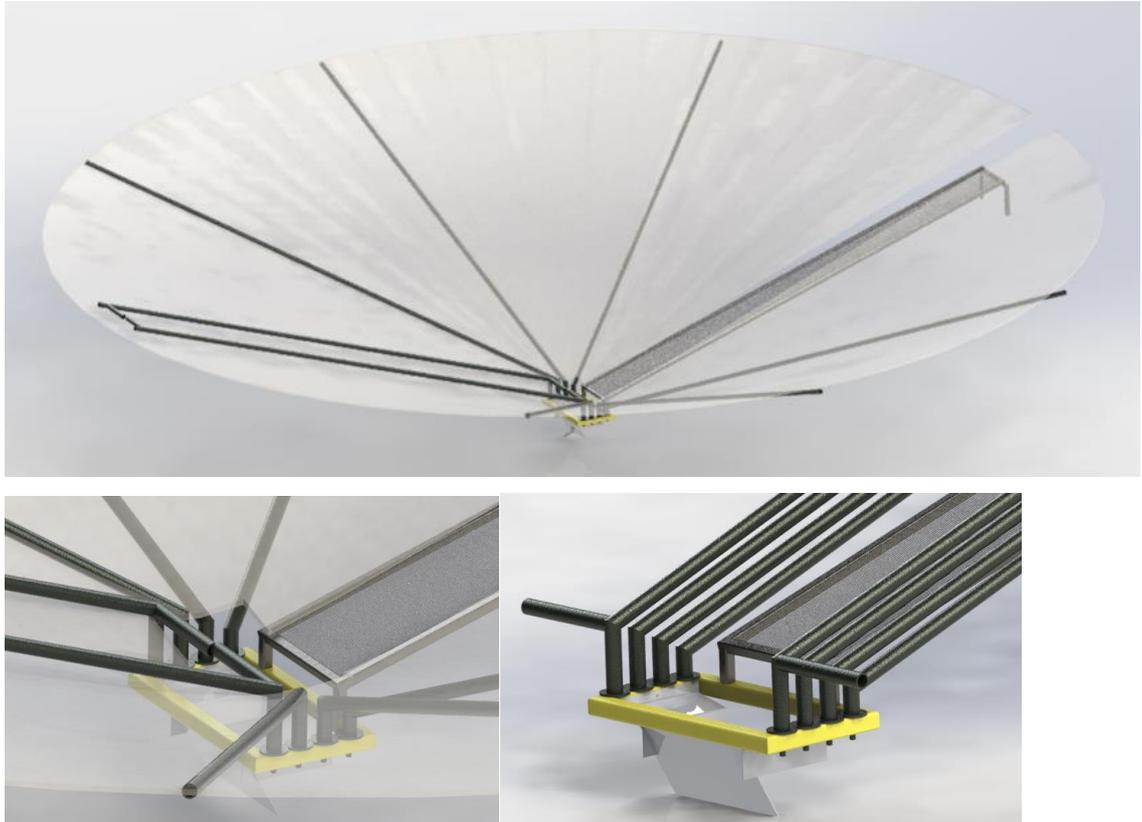
2. El sistema de separación de las hojas:



3. Chasis con sus elementos:



#### 4. Sistema del cono recolector:



#### 5.2.1 Diseño del sistema de la cinta transportadora

##### 5.2.1.1 Elección de medio de elevación del fruto seco para recolectar

Como medio de elevación se analizaron dos mecanismos diferentes para tal fin, considerando su nivel de satisfacción según los requerimientos del proyecto:

- Elevación por medio de cinta transportadora.
- Elevación por medio de tornillo sin fin.

Para determinar el tipo de transporte a utilizar debemos partir de la naturaleza del material a elevar. Como ya se mencionó, el material a elevar es el fruto recolectado del árbol, el cual por su forma redondeada irregular puede rodar al momento de transportarlo por una pendiente. En este caso, ambos mecanismos analizados cumplen con dicho criterio.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es la importancia de evitar la rotura del fruto, ya que es fundamental su lograr almacenarlo lo más intacto posible una vez cosechado. Este paso es crucial para su posterior secado, el cual debe realizarse con el fruto seco entero. En este caso la cinta transportadora es la más adecuada ya que no se produce la rotura del fruto, como pasaría con el sistema de tornillo sin fin.

La decisión también debe tener en cuenta los costos de fabricación y mantenimiento del sistema de transporte. El sistema de tornillo sinfín tiene un costo mayor de fabricación. La cinta transportadora, por su parte, requiere más mantenimiento en campo, aunque este solo consiste en regulación y chequeo de tensión de la cinta. En ambas opciones se deben lubricar los rodamientos o cajeras, por lo que los costos de mantenimiento serían similares.

Por último, debemos tener en cuenta el peso y las dimensiones del sistema de transporte. En este sentido, la meta es lograr un producto lo más compacto posible, con el objetivo de que pueda instalarse debajo del cono recolector sin que se eleve demasiado el ángulo de este. En esta problemática ambas opciones cumplen el requisito, ya que no presentan grandes diferencias de tamaño entre sí.

Partiendo de lo anterior, realizamos una matriz o modelo KANO comparando dichos sistemas:

Modelo Kano				Relacionamiento						
M Mandat6ria E Esperada A Atractiva				0 Cumple Mucho 1 Cumple medianamente 2 Cumple poco						
Item	Máx. relacionamiento del item	Importancia relativa	Modelo Kano	Conceptos de producto	cinta transportadora	tornillo sinfín				
1	9	33	M	rotura del fruto	0	2				
2	9	7	A	costos de fabricacion y mantenimiento	1	1				
3	3	20	E	Tamaño XX	1	1				
4	3	7	A	peso YYkg	1	1				
5	9	33	M	precio/costo \$\$	1	1				
6		0								
7		0								
8		0								



<b>Limite superior</b>	3	0
<b>Medio</b>	2	4
<b>Limite inferior</b>	0	1
<b>Máx. relacionamiento de la columna</b>	9	3
<b>Peso de importancia</b>	7	2
<b>Importancia relativa %</b>	76	24
<b>Orden de actuacion/ nivel de importancia</b>	1	2

A partir del análisis de la matriz se obtuvo que la importancia relativa es mayor, por amplia diferencia, para el sistema de transporte por cinta transportadora. Este resultado responde a que las necesidades mandatorias son los costos de fabricación y la rotura del fruto seco.

### 5.2.1.2 Elecciones de diseño para la cinta transportadora

Para el diseño de la cinta transportadora se utilizaron parámetros fijos como el método de impulsión y el diámetro de los rodillos de tracción y de ajuste.

En cuanto al primer parámetro impuesto, la cinta transportadora estará impulsada por un motor de explosión 4 Tiempos de 5,5 HP, como el que se observa en la siguiente imagen:

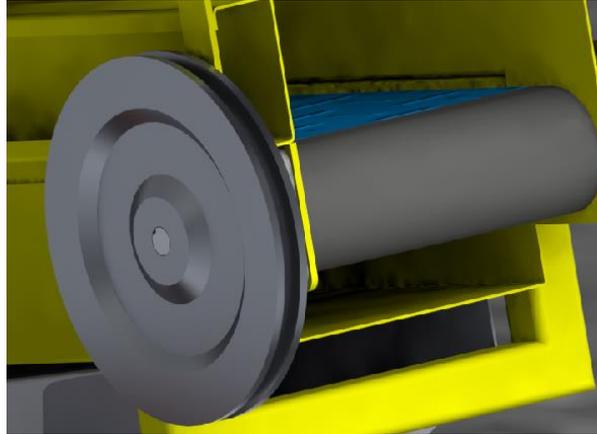


Con respecto al segundo parámetro, se utilizaron rodillos comerciales de la marca RollTec de 88.9 mm de diámetro y 300 mm de largo, tanto para el rodillo tractor como el rodillo tensor, dimensiones extraídas de la tabla del fabricante:

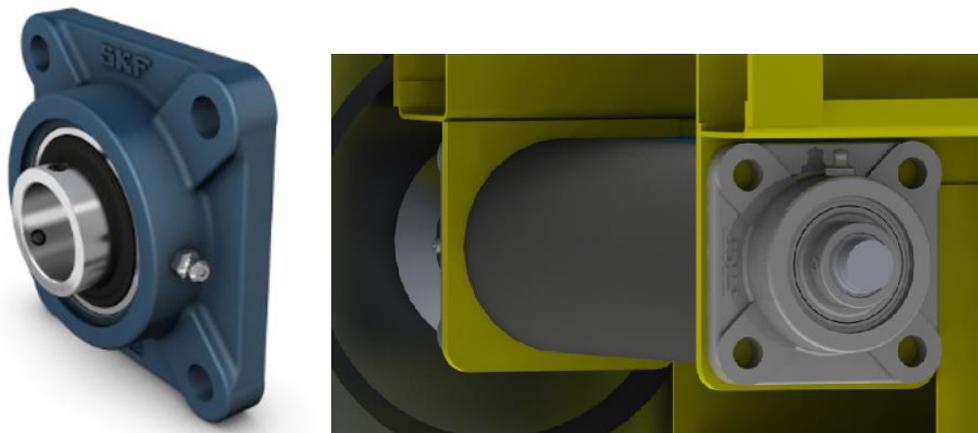
Acero	Largo min	Largo max
Ø 19	100	500
Ø 31,75	100	700
Ø 50,8	100	1200
Ø 57,15	100	1200
Ø 60,2	150	1200
Ø 63,15	150	1200
Ø 76,2	150	1500
Ø 88,9	200	1500
Ø 101,6	200	1800

Los diámetros de los ejes extremos son de 22 mm para el rodillo de tracción y de 20 mm para el rodillo tensor.

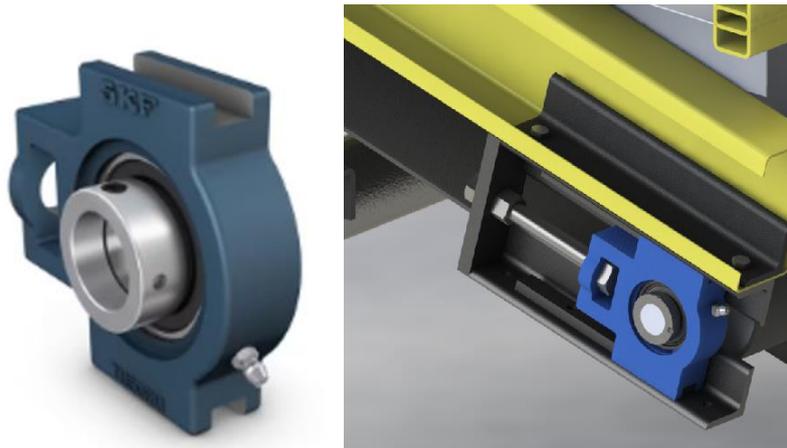
El eje del rodillo de tracción también posee ranura o chavetero para el acoplamiento de la polea:



En cuanto a la elección de los apoyos del eje de los rodillos, para el rolo motriz se optó por elegir cajas SKF comerciales modelo F4B 25M-TF como se muestra a continuación:



En cuanto al rodillo tensor, los apoyos funcionan de tensores del mismo, para lo que se decidió utilizar cajas SKF modelo TU 20 FM, como las siguientes:



Los tensores elegidos permiten tensar la banda y corregir el desalineamiento de los rodillos. Es muy importante eliminar el desalineamiento ya que se evita que la banda se corra para algún extremo, generando desgaste prematuro de ella hasta ocasionar la rotura.

Teniendo en cuenta lo anterior, se diseñó un soporte para dicho tensor, como se observa en la imagen:



### 5.2.1.3 Dimensionamiento cinta transportadora

Para el dimensionamiento de la cinta transportadora, en primer lugar, debemos determinar la velocidad de transporte del producto según CEMA (Estándares de Diseño de Transportadores), usando la tabla de velocidades económicas de la misma:

Aplicación	Rangos de velocidad comunes de la banda	Factor(es) limitante(s)
Materiales no abrasivos de flujo libre como los granos enteros	400 a 1200 fpm (2.0 a 6.0 m/s)	Degradación del material y generación de polvo
Arcilla, minerales suaves, sobrecarga y tierra, piedra molida fina	600 a 1400 fpm (3.0 a 7.0 m/s)	Degradación del material, generación de polvo y desgaste de los componentes
Minerales pesados, duros y filosos, piedra triturada áspera, desperdicios	400 a 1200 fpm (2.0 a 6.0 m/s)	Desgaste de la banda y del chute, ruidos
Carbón, lignito, coque de petróleo	500 a 1400 fpm (2.5 a 7.0 m/s)	Degradación del material, generación de polvo, derrames y ruidos
Virutas, biomasa y bagazo	200 a 500 fpm (1.0 a 2.5 m/s)	Generación de polvo y obstrucción del chute
Cal, clinker y cemento	400 a 800 fpm (2.0 a 4.0 m/s)	Generación de polvo y desgaste de los componentes
Descarga mediante los arados de la banda	200 a 400 fpm (1.0 a 2.0 m/s)	Derrames en la descarga, desgaste del arado y de la banda
Alimentadores de la banda	50 a 100 fpm (0.25 a 0.5 m/s)	Desgaste del revestimiento y de la banda
Apiladoras, reclamadores y cargadores	400 a 1000 fpm (2.0 a 5.0 m/s)	Degradación del material, generación de polvo, derrames y ruidos
Trippers	300 a 500 fpm (1.5 a 2.5 m/s)	Generación de polvo y derrames
Transportadores todo terreno	1000 a 2000 fpm (5.0 a 10.0 m/s)	Recorrido del transportador, degradación del material, generación de polvo, derrames y ruidos

Los rangos de velocidad de dicha tabla son muy amplios, por lo que para nuestro caso -material tipo cereal- se estableció una velocidad que está entre 2.0 a 6.0 m/s.

Utilizando la tabla de cálculo de velocidad de Jeffrey, y estimando que el tamaño de la nuez se encuentra entre el de la piedra clasificada fina y los granos y cereales, se elige trabajar con una velocidad de 2,6 m/s:

Piedra sin clasificar de cantera	1.3 [m/s]
Cemento, piedra clasificada grande	1.5 [m/s]
Piedra clasificada fina, tierra	2.0 [m/s]
Granos, cereales	3.5 [m/s]

Sin embargo, la velocidad de una banda también se encuentra condicionada por los anchos de bandas que se utilizarán. En la siguiente sección, nos adentraremos en la relación entre anchos de bandas y materiales.

#### 5.2.1.4 Ancho de la cinta

Se realizó un análisis para determinar el ancho de la banda, la cual debe cumplir con la capacidad de transporte volumétrico IM requerida según los datos de diseño. Este cálculo considera la configuración de la estación, la inclinación de los rodillos, el ángulo de sobrecarga del material y la velocidad de la cinta.

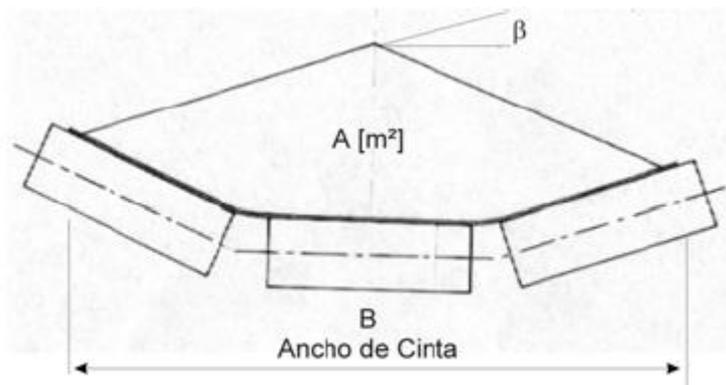
Para determinar el ancho de la banda, se utiliza la ecuación de la capacidad horaria, que permite establecer la relación entre la capacidad de transporte y el ancho de la cinta. Mediante esta ecuación, se puede calcular el ancho necesario para cumplir con los requisitos de capacidad de transporte volumétrico establecidos en el diseño.

Este análisis es crucial para asegurar que la banda seleccionada tenga el ancho adecuado para soportar la cantidad de material a transportar de manera eficiente y segura. Al determinar el ancho de la banda de acuerdo con la capacidad horaria requerida, se garantiza un funcionamiento óptimo del sistema de transporte y se evitan posibles restricciones o limitaciones que podrían afectar el rendimiento y la productividad del proceso.

Para determinar el ancho de la cinta se utiliza la ecuación de la capacidad horaria, como se presenta a continuación:

$$Q = 3600 * v * A * \gamma$$

Se despeja el área y luego de seleccionar la configuración de apoyo de la cinta obtenemos el ancho B de la cinta.



$$A = \frac{Q}{3600 * v * \gamma}$$

Realizamos el cálculo de  $Q$ :

En el contexto de nuestro caso particular, un árbol de nuez pecán produce un total de 30 kilogramos de frutos. Para la cosecha de cada árbol, se estima que se requieren aproximadamente 2 minutos de tiempo.

Esta información permite tener una referencia del rendimiento esperado por árbol y el tiempo necesario para completar la cosecha de cada uno. Con estos datos, es posible planificar y gestionar de manera más efectiva el proceso de recolección de los frutos de los árboles de nuez pecán, optimizando el tiempo y los recursos disponibles para alcanzar una cosecha exitosa.

Aplicando regla de tres simple, siendo la incógnita las toneladas/horas, se obtiene el siguiente resultado:

30 kg x 2 minutos

X kg x 60 minutos

X= 900 kg / hr = 0,9 Tn/h

Por su parte, para el cálculo de  $\gamma$  volvemos a aplicar la regla de tres simple:

Volumen de nuez con corteza: 0,08 dm<sup>3</sup> con un peso por nuez de 0,015 kg

0,08 dm<sup>3</sup> x 0.015 kg

X= 5303 dm<sup>3</sup> x 1000 kg

Pasando a dm<sup>3</sup> a m<sup>3</sup> = 5,303 m<sup>3</sup> cada 1000 kg

Volvemos a hacer regla de tres simple

5,303 m<sup>3</sup> → 1000 hg

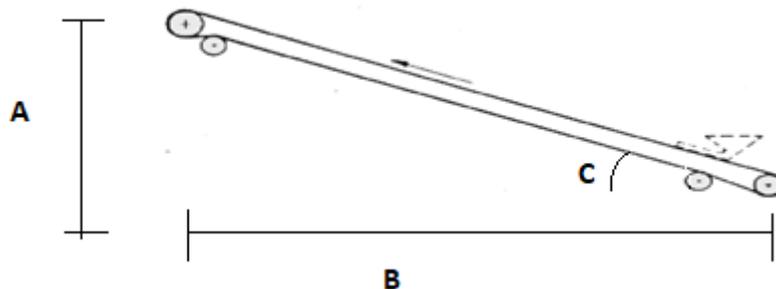
1 m<sup>3</sup> ← 188,57 kg/m<sup>3</sup> = 0,2 Tn/m<sup>3</sup>

$$A = \frac{0.9 \left[ \frac{Tn}{h} \right]}{3600 \left[ \frac{s}{h} \right] * 3,5 \left[ \frac{m}{s} \right] * 0.2 \left[ \frac{Tn}{m^3} \right]} = 0,00025 \left[ m^2 \right]$$

En conclusión, el área de la sección de la cinta transportadora será de 0,00025 [m<sup>2</sup>]

#### 5.2.1.5 Influencia de la inclinación de transporte sobre capacidad

Para el cálculo de transporte de la cinta transportadora, es necesario tener en cuenta que al aumentar la pendiente disminuye la capacidad horaria de una cinta dada (a igual ancho y a igual velocidad) debido al rozamiento del material hacia abajo, como se observa en el siguiente gráfico:



En términos generales, los materiales finos o mezclados (compuestos por finos y trozos) pueden soportar una mayor inclinación en comparación con los materiales compuestos por trozos sueltos, que tienden a rodar cuesta abajo con mayor facilidad.

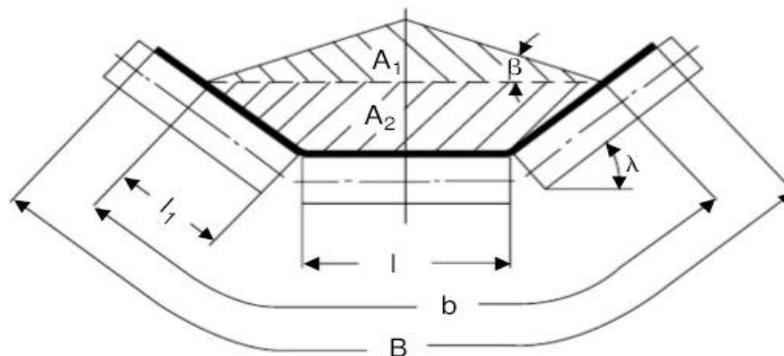
Si bien se recomienda en general una pendiente máxima de aproximadamente 30° (equivalente a unos 18°), es importante tener en cuenta que la pendiente máxima

aceptable depende del tipo de material que se está transportando. Algunos materiales pueden requerir pendientes más suaves para garantizar un transporte seguro y eficiente. En resumen, la influencia de la inclinación en la capacidad de transporte de una cinta es evidente, y se deben considerar las características del material y las recomendaciones específicas para determinar la pendiente máxima adecuada en cada caso. Esto asegurará un funcionamiento óptimo y seguro de la cinta transportadora. En la siguiente tabla extraída del apunte de la cátedra “Proyecto” podemos observar la pendiente recomendada para diversos tipos de materiales, siendo la más pertinente para este proyecto la que respecta a piedra partida y tierra ( $18^\circ$ ), por su semejanza a la forma oblonga de la nuez del pecán.

Canto rodado, objetos redondeados	$12^\circ$ a $14^\circ$
Arena seca	$15^\circ$
Piedra partida, tierra	$18^\circ$
Canto rodado (fino + arena)	$20^\circ$

#### 5.2.1.6 Capacidad de transporte de la cinta

Para determinar la capacidad de transporte de la cinta es necesario conocer el ancho de la misma (B).



Para calcular dicho ancho, se parte de la fórmula del cálculo de la sección (A) utilizando como variables el ángulo  $\beta$ , correspondiente al ángulo de la carga cuando la cinta se encuentra en funcionamiento y el ángulo ALFA, correspondiente a la inclinación de los rodillos laterales que, en este caso, al tratarse de un solo rodillo recto, es igual a cero. Por su parte, en cuanto al ángulo de sobrecarga  $\beta$ , se obtiene directamente de la siguiente tabla, que nos indica un valor de  $5^\circ$  para BETA:

Tablas  
Angulo de sobrecarga  
Características del material

Partículas pequeñas y redondas. Tamaño uniforme. Fluidez libre. Muy húmedo o muy seco	Partículas redondeadas secas y pulidas. Peso medio	Material irregular con terrones o trozos de peso medio	Material típico de minería	Material irregular c/tendencia a trabarse y/o fibroso
Sílice seca, arena, cemento, concreto húmedo, cenizas	Granos y cereales	Harina de semillas de algodón, arcilla, antracita	Carbón bituminoso piedra mayoría de los minerales	Chips de madera bagazo, escoria de fundición
Angulo reposo 0-20°	Angulo reposo 20-29°	Angulo reposo 30-34°	Angulo reposo 35-39°	Angulo reposo 40°
Angulo de sobrecarga 5°	Angulo de sobrecarga 10°	Angulo de sobrecarga 20°	Angulo de sobrecarga 25°	Angulo de sobrecarga 30°

Una vez explicitadas las variables, se reemplazan las mismas en la fórmula para llegar al valor del ancho de la banda transportadora (B):

$$A = \left\{ 0,25 * tg(\beta) * \left[ \frac{B}{3} + \left( B - \frac{B}{3} \right) * cos \cos (\lambda) \right]^2 + \left\{ \left[ 0,5 * \left( (0,9 * \beta - 0,5) - \frac{\square}{3} \right) \right] * sen (\lambda) \right\} * \left[ \frac{B}{3} + \left( 0,5 * \left( (0,9 * B - 0,5) - \frac{B}{3} \right) \right) * cos (\lambda) \right] \right\}$$

$$A = 0,25 * tg(\beta) * \left[ \frac{B}{3} + \left( B - \frac{B}{3} \right) * cos \cos (\lambda) \right]^2$$

$$A = 0,25 * tg(\beta) * \left[ \frac{B}{3} + \left( B - \frac{B}{3} \right) * 1 \right]^2$$

$$A = 0,25 * tg(\beta) * [B]^2$$

$$B = \sqrt{\frac{A}{0,25 * tg(\beta)}}$$

$$B = \sqrt{\frac{250 \text{ mm}}{0,25 * tg(5^\circ)}}$$

$$B = \sqrt{\frac{250 \text{ mm}}{0,25 * tg(5^\circ)}}$$

$$B = 106.91 \text{ mm}$$

Como resultado, se obtiene un ancho de banda de 106.91 mm.

### 5.2.1.7 Elección de la banda

Al seleccionar la banda adecuada, se deben tener en cuenta tres consideraciones importantes:

1. Tipo de material a transportar: En este caso, el material a transportar es de tipo no abrasivo, no corrosivo y de peso medio. A pesar de esto, existe cierto desgaste que implica que la banda seleccionada debe tener la capacidad de resistir el transporte del material sin sufrir daños ni deterioro prematuro.
2. Condiciones de temperatura de trabajo: Dado que el funcionamiento de la banda será en un entorno exterior, es fundamental que la banda seleccionada sea capaz de soportar el rango de temperaturas requerido sin perder sus propiedades físicas ni su resistencia. Además, debe ser capaz de mantener su flexibilidad y eficiencia de funcionamiento en condiciones tanto de calor como de frío.
3. Resistencia a los rayos UV: La exposición a la radiación ultravioleta (UV) del sol puede causar deterioro y decoloración en las bandas transportadoras. Por lo tanto, es importante seleccionar una banda que cuente con una resistencia adecuada a los rayos UV, lo que garantizará una mayor durabilidad y vida útil de la banda en condiciones de exposición solar prolongada.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, podremos elegir una banda que cumpla con los requisitos específicos del material a transportar, las condiciones de temperatura y la resistencia a los rayos UV, asegurando un funcionamiento óptimo y una mayor vida útil.

En este sentido, se optó por el modelo R48 de la marca comercial Rolmec, cuyas especificaciones técnicas se detallan a continuación:

<p><b>Material:</b> PVC</p> <p><b>Cantidad de telas poliamida:</b> 2</p> <p><b>Cobertura superior:</b> PVC Verde Nido de Abeja</p> <p><b>Cobertura inferior:</b> Tela poliéster a la vista</p> <p><b>Espesor total:</b> 5 mm</p> <p><b>Largo:</b> 7 m</p> <p><b>Ancho:</b> 300 mm</p>
---

### 5.2.1.8 Cálculo de la relación de velocidad

Con base en la velocidad adoptada de la cinta transportadora de 2,6 m/s, se procedió a calcular la velocidad de giro del rodillo motriz en RPM (revoluciones por minuto).

Para llevar a cabo este cálculo, debemos tener en cuenta el diámetro del rodillo motriz y utilizar la fórmula de conversión para relacionar la velocidad lineal de la cinta con la velocidad angular del rodillo.

Este cálculo nos permite establecer la velocidad adecuada de rotación del rodillo para lograr la velocidad lineal deseada en la cinta transportadora, asegurando así un funcionamiento óptimo y eficiente del sistema de transporte.

Se utilizó la siguiente fórmula:

$$n = v \times \pi \times dm = \frac{v}{\pi \times d}$$

Datos:

$v=2,6$  m/s

$d= 89$  mm

Adoptamos el diámetro comercial marca RollTec.

Reemplazando valores se obtiene:

$$n = \frac{2,6 \frac{m}{s} \times 60 s/min}{\pi \times 88,8 mm \times \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}}$$

$$n = 558,85 rpm$$

Por lo tanto, la velocidad requerida a la que gira el rodillo motriz es de 558.85 RPM.

Para continuar, debemos determinar la relación de transmisión "r", considerando las RPM (revoluciones por minuto) y la velocidad de trabajo del motor. En este caso, se seleccionó una velocidad de salida del eje del motor de 2000 RPM.

La relación de transmisión r se calcula dividiendo las RPM de la polea de salida (polea de la cinta) entre las RPM de la polea motriz (polea del motor). Al conocer estos valores, podemos determinar la relación de transmisión que nos permitirá establecer la velocidad adecuada de la cinta en relación con la velocidad del motor.

Este cálculo es fundamental para lograr una sincronización precisa y eficiente entre el motor y la cinta, asegurando un funcionamiento coordinado y adecuado del sistema de transmisión. Con esta relación establecida, es posible ajustar y controlar la velocidad de la cinta de acuerdo con los requerimientos específicos de la aplicación.

A partir de este cálculo, se llegó a la siguiente relación de transmisión:

$$r = \frac{2000 \text{ rpm}}{559 \text{ rpm}} = 3,58$$

#### 5.2.1.9 Tipo de transmisión a utilizar

Para transmitir la potencia desde el motor al rolo motriz de la cinta existen varias variables:

- Transmisión por cadena
- Transmisión por correa
- Transmisión por reductor

Se optó la opción de transmisión por correa, ya que es la más simple y económica.

#### 5.2.1.10 Cálculo de relación de diámetros de poleas

Para calcular el diámetro de la polea de la cinta, se utilizó la relación de transmisión “r”, tomando como referencia el diámetro de la polea del motor.

En este caso, se adoptó un diámetro de polea motora de 78 mm. Este valor se ha determinado considerando el uso de una correa trapezoidal tipo A. Según las especificaciones de este tipo de correa, se establece que el diámetro mínimo de la polea debe ser de 76 mm para evitar un desgaste prematuro debido al deslizamiento de la correa contra las paredes de la polea.

Al tener en cuenta estos parámetros, aseguramos que el diámetro primitivo de la polea de la cinta cumple con los requisitos técnicos necesarios para un funcionamiento óptimo del sistema de transmisión. Se evita así el desgaste excesivo de la correa y el deslizamiento no deseado, lo que contribuye a la durabilidad y eficiencia del sistema en su conjunto.

En resumen, la elección del diámetro de la polea de la cinta se ha basado en consideraciones técnicas y ha sido calculada para cumplir con los estándares de funcionamiento de la correa trapezoidal tipo A, garantizando así un rendimiento confiable y prolongado del sistema de transmisión.

Partiendo de la relación de transmisión, y conociendo el diámetro primitivo de la polea del motor, se obtiene el diámetro primitivo de la polea del rolo:

$$r = \frac{N1 \text{ rpm}}{N2 \text{ rpm}} = \frac{DP \text{ mm}}{dP \text{ mm}} = 3,58$$

$$r = \frac{2000 \text{ rpm}}{559 \text{ rpm}} = \frac{DP \text{ mm}}{78 \text{ mm}} = 3,58$$

$$DP = 78 \times 3,58 = 279.45 \text{ mm}$$

#### 5.2.1.11 Soporte de banda transportadora

Para el diseño de la cinta transportadora se realizaron dos soportes destinados a la resolución de dos problemáticas concretas: el primero, correspondiente a la eliminación de la catenaria y el segundo, correspondiente al apoyo o cama sobre la que desliza la cinta. A continuación, se justifican las elecciones de diseño de cada uno de ellos:

#### 5.2.1.12 Eliminación de la catenaria:

La catenaria en cintas transportadoras se refiere al fenómeno en el que la cinta adopta una forma de arco o curva debido a su propio peso y a la tensión aplicada. Cuando una cinta transportadora no está debidamente tensada o la carga que transporta es demasiado pesada, la cinta puede hundirse entre los puntos de soporte, formando una curva descendente.

Este fenómeno de catenaria puede ser problemático ya que puede causar una serie de dificultades en el funcionamiento de la cinta transportadora, como el derrame del material transportado, mayor fricción, desgaste excesivo de la cinta y posibles atascos. Además, puede generar inestabilidad y afectar la eficiencia del transporte de materiales. Por lo tanto, es importante evitar la formación de catenaria en las cintas transportadoras, manteniendo una tensión adecuada de la cinta y controlando la carga transportada. Así se asegura que la cinta se mantenga nivelada y sin formar arcos o curvas no deseadas. Para evitar la catenaria en cintas transportadoras, se pueden tomar varias medidas:

- **Tensión adecuada de la cinta:** Es importante asegurarse de que la cinta transportadora esté debidamente tensada. Una tensión insuficiente puede provocar la formación de catenaria. Se debe ajustar la tensión según las recomendaciones del fabricante para garantizar un transporte eficiente y seguro.
- **Uso de rodillos de retorno:** Los rodillos de retorno se colocan debajo de la cinta transportadora para soportar su peso y prevenir la formación de catenaria. Estos rodillos mantienen la cinta nivelada y evitan que se hunda excesivamente.
- **Control de la carga:** Es importante controlar la carga sobre la cinta transportadora para evitar sobrepasar su capacidad de carga. Una carga excesiva puede causar la formación de catenaria debido al peso adicional.
- **Mantenimiento regular:** Realizar un mantenimiento regular de la cinta transportadora es fundamental. Esto incluye la limpieza de la cinta, la inspección

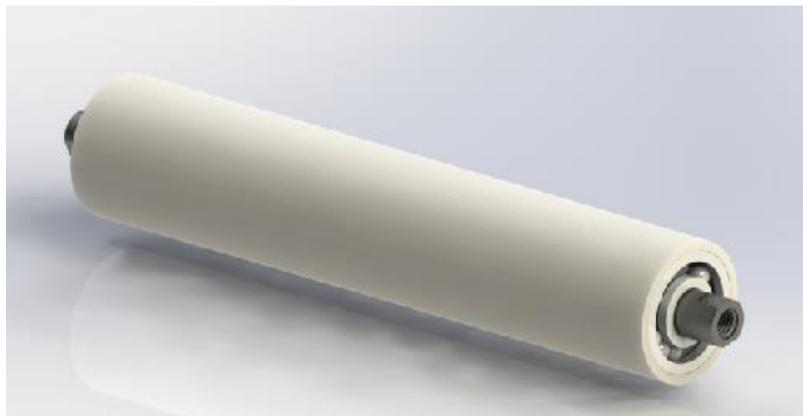
de los rodillos y la verificación de la tensión adecuada. Cualquier desgaste o daño debe ser reparado de inmediato para evitar problemas de catenaria.

- **Uso de sistemas de tensado automático:** En algunas cintas transportadoras, se pueden utilizar sistemas de tensado automático que ajustan automáticamente la tensión de la cinta según las necesidades. Estos sistemas ayudan a mantener una tensión constante y prevenir la formación de catenaria.

Siguiendo estas medidas, se puede minimizar o evitar por completo la formación de catenaria en las cintas transportadoras, lo que garantiza un transporte eficiente y seguro de los materiales.

En nuestro diseño prototipo solucionamos la catenaria utilizando dos rodillos de retorno, los cuales están distanciados equidistantes por debajo de ésta.

Se eligió utilizar rodillos estándar de la marca RollTec de 32 mm de diámetro por 150 mm de largo de material PVC, como se muestra en la figura a continuación:



PVC	Largo min	Largo max
Ø 32	100	500
Ø 50	100	600
Ø 63	150	800
Ø 76	150	800
Ø 90	200	1000

### 5.2.1.13 Elección de la cama de cinta

Para el diseño de la banda debemos optar entre dos tipos de apoyos: desplazamiento sobre rolos intermedios o desplazamiento sobre una base o cama de un material que sea deslizante.

En nuestro diseño se prefirió la segunda opción, colocando en la cama de la cinta una plancha de material polietileno APM. Dicho material reduce la fricción de la cinta con la cama, evitando el deterioro prematuro de esta. En la siguiente tabla observamos en detalle las características del material elegido:

POLIETILENO DE ALTO PESO MOLECULAR 500				PE-HD 500
PROPIEDADES MECANICAS A 23°C	UNIDAD	ASTM	DIN	VALORES
PESO ESPECIFICO	gr/cm <sup>3</sup>	D-792	53479	0.95
RESIST. A LA TRACC.(FLUENCIA / ROTURA)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-638	53455	280 / --
RES. A LA COMPRESION ( 1 Y 2 % DEF)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-695	53454	90 / 150
RESISTENCIA A LA FLEXION	Kg/cm <sup>2</sup>	D-790	53452	280
RES. AL CHOQUE SIN ENTALLA	Kg.cm/cm <sup>2</sup>	D-256	53453	NO ROMPE
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	%	D-638	53455	> 400
MODULO DE ELASTICIDAD (TRACCION)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-638	53457	12000
DUREZA	Shore D	D-2240	53505	64 - 68
COEF. DE ROCE ESTATICO S/ACERO		D-1894		0.30 a 0.35
COEF. DE ROCE DINAMICO S/ACERO		D-1894		0.25
RES. AL DESGASTE POR ROCE				BUENA

Por otro lado, para la elección de la placa de APM utilizamos la tabla ofrecida por el fabricante Industrias JQ:

Espesor	ancho	Largo	Peso
milímetro	milímetro	milímetro	Kg / Placa
1	1000	2000	2,00
2	1000	2000	4,00
3	1000	2000	6,00
4	1000	2000	8,00
5	1000	2000	10,00
6	1000	2000	12,00
8	1000	2000	16,00
10	1000	2000	20,00

Para nuestro diseño se eligió utilizar la placa de 4 mm de espesor.

Dicha placa se amura a la estructura mediante tornillos cabeza avellanada para evitar que sobresalga y deteriore la banda.

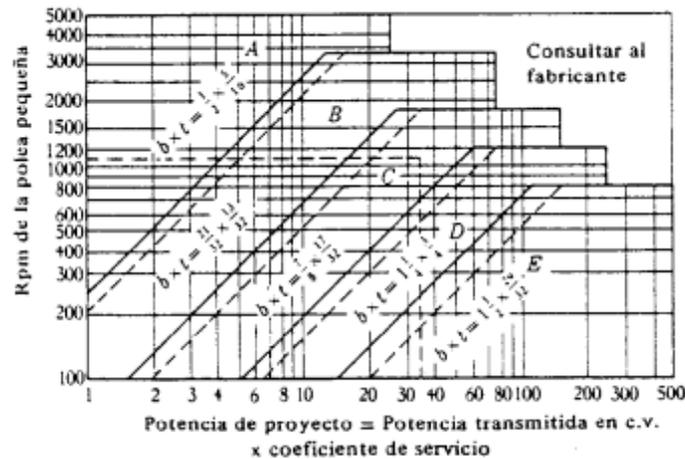


#### 5.2.1.14 Tipo de correa a utilizar

Como se mencionó en el apartado anterior, se ha elegido utilizar una correa trapezoidal tipo A en nuestro sistema.

Para asegurarnos de que se ha elegido correctamente, debemos considerar las RPM de la polea más pequeña, la cual se encuentra en el lado del motor. Utilizamos esta información para consultar la tabla de Faires de correas trapezoidales, la cual nos proporciona los parámetros de trabajo adecuados para este tipo de correa.

Al verificar las RPM en la tabla, consultamos si se encuentran dentro de los límites recomendados para un funcionamiento óptimo de la correa trapezoidal tipo A. De esta manera, se busca asegurar que nuestra elección cumpla con los estándares técnicos y garantice un rendimiento eficiente y duradero en nuestro sistema:



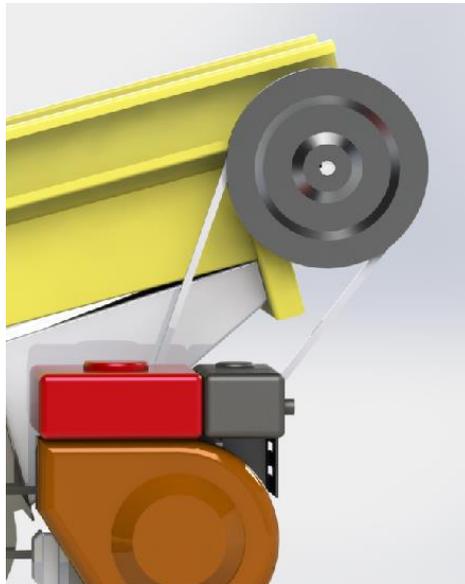
**TABLA 17.3 LONGITUDES NORMALIZADAS DE CORREAS TRAPEZOIDALES NORTEAMERICANAS CONSTANTES DE POTENCIA [17-13]**

El valor  $D_s$  min es el diámetro primitivo de la polea menor que debe utilizarse con esta sección. Si se emplea una polea más pequeña, lo probable es que la correa tenga poca duración.  $L$  está expresada en pulgadas (y en centímetros).

SECCIÓN A		SECCIÓN B		SECCIÓN C		SECCIÓN D	
$D_s$ min = 3 pulg (7,62 cm)		$D_s$ min = 5,4 pulg (13,71 cm)		$D_s$ min = 9 pulg (22,86 cm)		$D_s$ min = 13 pulg (33 cm)	
Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)	Co- rrea núm.	Longitud primitiva pulg (cm)
A26	27,3 (69,3)	B35	36,8 (93,4)	C51	53,9 (136,9)	D120	123,3 (313,1)
A31	32,3 (82,0)	B38	39,8 (101,1)	C60	62,9 (159,7)	D128	131,3 (333,5)
A35	36,3 (92,2)	B42	43,8 (111,2)	C68	70,9 (180,0)	D144	147,3 (374,1)
A38	39,3 (99,8)	B46	47,8 (121,4)	C75	77,9 (197,8)	D158	161,3 (409,7)
A42	43,3 (109,9)	B51	52,8 (134,1)	C81	83,9 (213,1)	D173	176,3 (447,8)
A46	47,3 (120,1)	B55	56,8 (144,2)	C85	87,9 (223,2)	D180	183,3 (465,5)
A51	52,3 (132,8)	B60	61,8 (156,9)	C90	92,9 (235,9)	D195	198,3 (503,6)
A55	56,3 (143,0)	B68	69,8 (177,2)	C96	98,9 (251,2)	D210	213,3 (541,7)
A60	61,3 (155,7)	B75	76,8 (195,0)	C105	107,9 (274,0)	D240	240,8 (611,6)
A68	69,3 (176,0)	B81	82,8 (210,3)	C112	114,9 (291,8)	D270	270,8 (687,8)
A75	76,3 (193,0)	B85	86,8 (220,4)	C120	122,9 (312,1)	D300	300,8 (764,0)
A80	81,3 (206,5)	B90	91,8 (233,1)	C128	130,9 (332,4)	D330	330,8 (840,2)
A85	86,3 (219,2)	B97	98,8 (250,9)	C144	146,9 (373,1)	D360	360,8 (916,4)
A90	91,3 (231,9)	B105	106,8 (271,2)	C158	160,9 (408,6)	D390	390,8 (992,6)
A96	97,3 (247,1)	B112	113,8 (289,0)	C173	175,9 (446,7)	D420	420,8 (1068,8)
A105	106,3 (270,0)	B120	121,8 (308,3)	C180	182,9 (464,5)	D480	480,8 (1221,2)
A112	113,3 (287,7)	B128	129,8 (329,6)	C195	197,9 (502,6)	D540	540,8 (1373,6)
A120	121,3 (308,1)	B144	145,8 (370,3)	C210	212,9 (540,7)	D600	600,8 (1526,0)
A128	129,3 (328,4)	B158	159,8 (405,8)	C240	240,9 (611,8)	D660	660,8 (1672,4)
		B173	174,8 (444,0)	C270	270,9 (688,0)		
		B180	181,8 (461,7)	C300	300,9 (764,2)		
		B195	196,8 (499,8)	C330	330,9 (840,4)		
		B210	211,8 (537,9)	C360	360,9 (916,6)		
		B240	240,3 (610,3)	C390	390,9 (992,8)		
		B270	270,3 (688,0)	C420	420,9 (1069,0)		
		B300	300,3 (762,7)				
Constantes para potencia nominal: $a = 2,684$ $c = 5,326$ $e = 0,0136$		Constantes para potencia nominal: $a = 4,737$ $c = 13,962$ $e = 0,0234$		Constantes para potencia nominal: $a = 8,792$ $c = 38,819$ $e = 0,0416$		Constantes para potencia nominal: $a = 18,788$ $c = 137,7$ $e = 0,0848$	

En este caso, verificamos que la correa es apta, ya que cumple con los requerimientos establecidos de diseño.

El largo de correa nos lo da el diseño del recolector, teniendo los diámetros primitivos de poleas y la distancia entre ejes se logra el desarrollo de la correa.

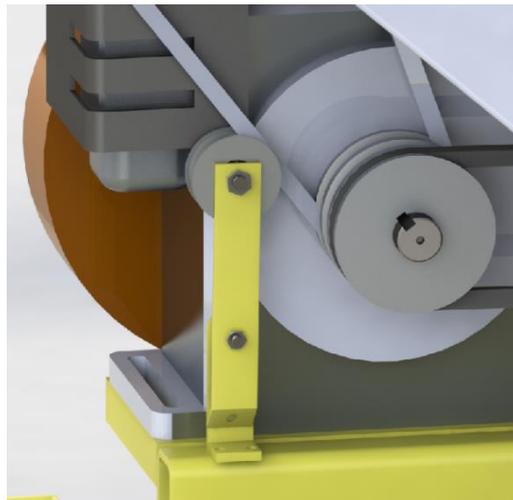


Una vez obtenido ese valor se consulta la tabla de correas proporcionada por el fabricante y con el objetivo de elegir la correa adecuada.

A.43,50	1105	1138
A.43,75	1111	1144
A.44	1118	1151
A.44,50	1130	1163
A.45	1143	1176
A.45,50	1156	1189
A.46	1168	1201
A.46,50	1181	1214
A.47	1194	1227
A.48	1219	1252
A.48,25	1226	1259
A.49	1245	1278
A.50	1270	1303
A.51	1295	1328
A.51,50	1308	1341
A.52	1321	1354
A.52,50	1334	1367
A.53	1346	1379
A.53,25	1353	1386
A.54	1372	1405
A.55	1397	1430
A.56	1422	1455
A.57	1448	1481
A.58	1473	1506
A.59	1499	1532
A.60	1524	1557
A.61	1549	1582
A.62	1575	1608
A.63	1600	1633

PESO EN gr./m. = 100

Dicha correa lleva su tensor correspondiente como se ve en la imagen siguiente:



### 5.2.2 Diseño y cálculo del sistema de separación de hojas

De acuerdo con el diseño del prototipo, una vez que los frutos hayan sido recolectados, se llevará a cabo un proceso de separación de las hojas secas. Para lograr esto, se utilizará una corriente de aire generada por un soplador especialmente diseñado para tal fin. Este soplador, a su vez, será impulsado por el motor previamente mencionado, que proporcionará la potencia necesaria para generar la corriente de aire adecuada.

La corriente de aire generada por el soplador será dirigida hacia los frutos recolectados, creando un flujo de aire lo suficientemente fuerte como para desprender y separar las hojas secas de los frutos. Este proceso resulta fundamental para obtener una cosecha de alta calidad y libre de impurezas, ya que permite eliminar de manera eficiente los elementos no deseados, como las hojas secas, asegurando así un producto final limpio y listo para su posterior procesamiento.

La combinación del soplador y la cinta transportadora en conjunto garantiza un proceso de separación eficaz y rápido, optimizando la productividad y el rendimiento en la manipulación de los frutos recolectados.

#### 5.2.2.1 Elección del soplador

Para seleccionar el soplador adecuado, se consideró el área de nuestros ductos, la cual ha sido definida en el diseño y tiene un valor de  $1,25 \text{ dm}^2$ . Dicha área es crucial, ya que determina la cantidad de aire que el soplador será capaz de mover.

Con el objetivo de separar las hojas de los frutos de manera eficiente, es necesario alcanzar una velocidad de aire específica, la cual se sitúa en el rango de 200 a 300 km/h. En nuestro caso, se elige una velocidad de 210 km/h, equivalente a 58 m/s. Esta velocidad permite lograr una separación óptima de las hojas.

A partir de la velocidad de 58 m/s, es posible calcular el caudal necesario para nuestro proceso. El caudal se define como el volumen de aire que pasa por una sección determinada en un período de tiempo. En este caso, obtenemos un caudal de 1337 m<sup>3</sup>/h.

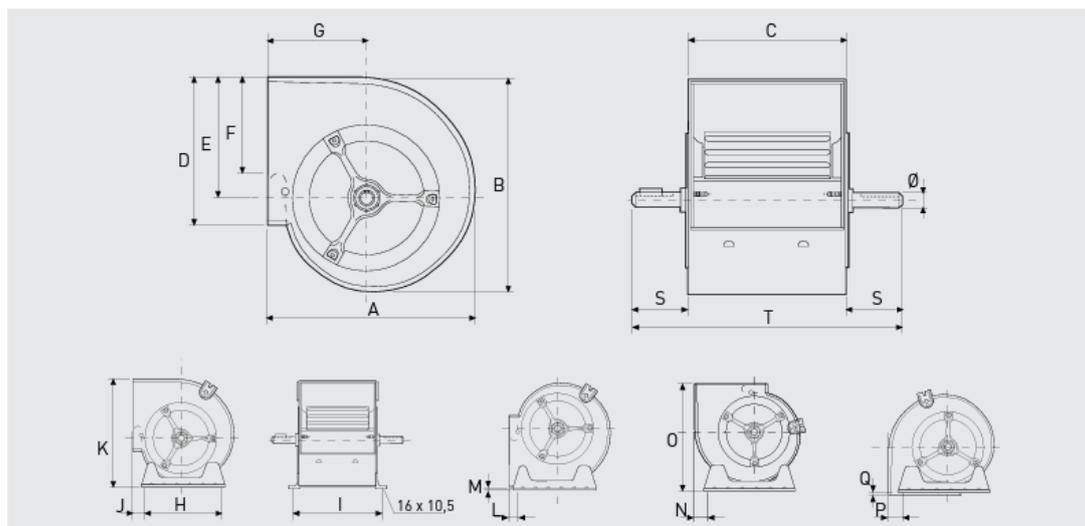
Con el valor de caudal determinado, nos dirigimos a una tabla especializada de sopladores de baja presión. Esta tabla nos proporciona información detallada sobre los sopladores disponibles en el mercado, sus características técnicas, permitiendo seleccionar aquel que se ajuste mejor a nuestras necesidades en términos de caudal y presión requeridos para lograr la separación efectiva de las hojas de los frutos.

**CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

Es imprescindible comprobar que las características eléctricas (voltaje, intensidad, frecuencia, etc.) del motor que aparecen en la placa del mismo son compatibles con las de la instalación.

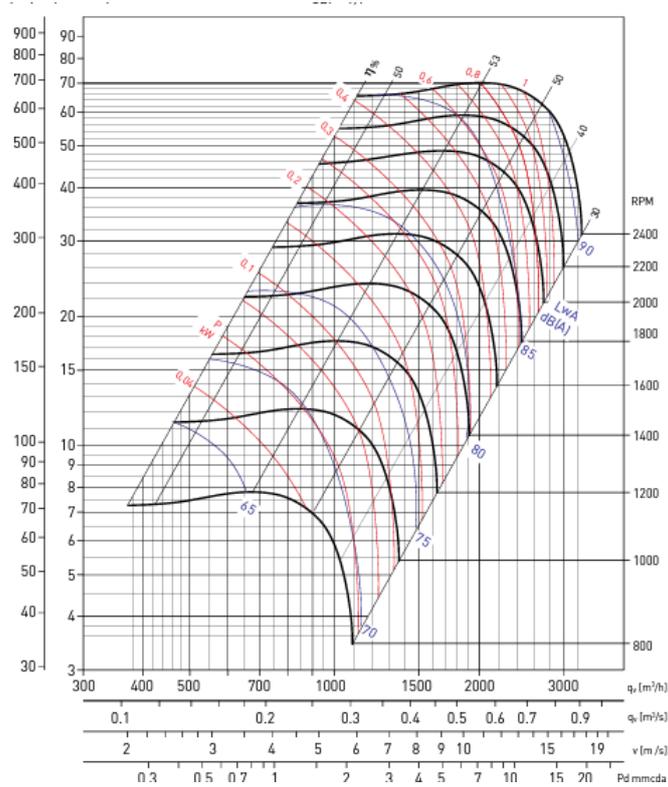
Modelo	Equivalencia (mm)	Velocidad máxima recomendada (r.p.m.)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Peso (kg)
CBP-7/7	180/180	2400	2.800	5
CBP-9/7	240/180	2500	6.000	8
CBP-9/9	240/240	2100	7.000	9
CBP-10/8	270/200	2500	6.500	10
CBP-10/10	270/270	1900	7.900	11
CBP-12/9	320/240	2000	8.000	14
CBP-12/12	320/320	1500	10.000	16
CBP-15/11	380/280	2000	12.500	20
CBP-15/15	380/380	1200	16.000	23
CBP-18/13	440/330	1200	18.500	28
CBP-18/18	440/440	950	22.000	33

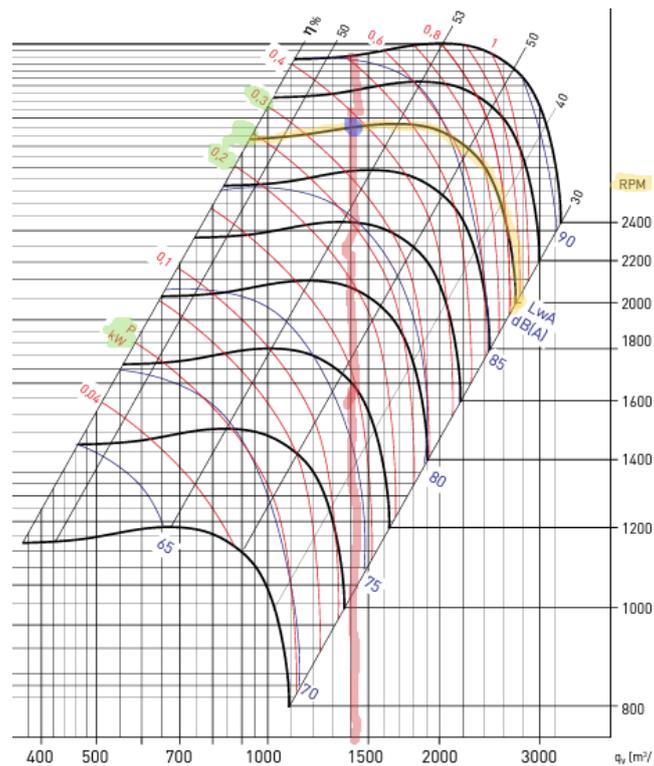
**DIMENSIONES (mm)**



Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	S	T	Ø
CBP-7/7	307	327	232	207	187	148	146	227	259	20,6	329,3	17,5	4,5	32	309,5	14,5	4,7	49	330	20
CBP-9/7	380	392	232	260	221	180	184	296	259	68,5	395,5	68,5	39	34,5	382	34,5	6	79	390	20
CBP-9/9	380	392	300	260	218	180	184	296	327	68,5	395,5	68,5	39	34,5	382	34,5	6	60	420	20
CBP-10/8	422	441	266	289	247	213	201	339	293	67	450,5	67	40	39	427	39	8	62	390	20
CBP-10/10	422	441	333	289	247	213	201	339	360	67	450,5	67	40	39	427	39	8	63,5	460	20
CBP-12/9	493	524	311	341	293	240	229	407	338	69,5	528	69,5	38,4	40,5	496,4	41,4	4,5	59,5	430	25
CBP-12/12	493	524	396	341	293	240	229	407	423	69,5	528	69,5	38,4	40,5	496,4	41,4	4,5	70	536	25
CBP-15/15	573	613	473	403	343	270	267	494	499,5	62,5	625	68,5	37	44,5	575	48,5	8	71	615	25
CBP-18/18	685	743	556	479	418	290	314	608	585	44,2	751	52,5	44	91,4	689,4	91,4	4,6	68	692	25

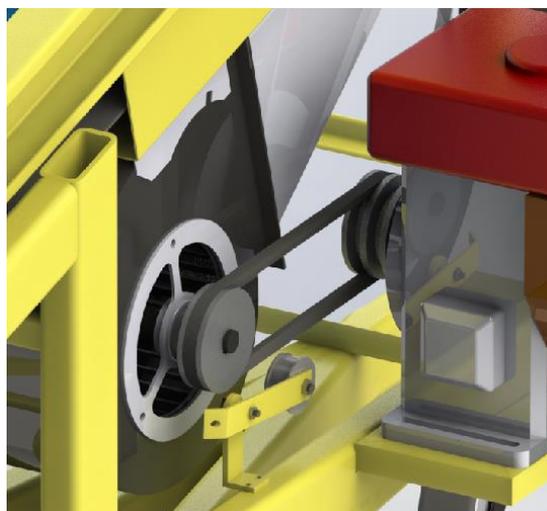
A partir de los siguientes diagramas de rango de trabajo es posible verificar si nuestro soplador cumple con los requerimientos establecidos:





Al tener en cuenta el caudal de 1337 m<sup>3</sup>/h y la velocidad de rotación de 2000 RPM del eje de entrada, se calcula un consumo de energía de 2.5 kW o 3.35 hp. Basándonos en estos resultados, podemos afirmar con confianza que el motor elegido como medio de propulsión supera ampliamente los requerimientos establecidos.

Para conectar el soplador al motor se utiliza una correa tipo A, para ello es necesario conocer el largo de la misma. Partiendo del diseño del recolector, conociendo los diámetros de poleas y la distancia entre centros se llega al largo de la correa:



El resultado obtenido es un largo de diseño de 765mm. Con este dato nos remitimos a la tabla del fabricante y se elige la correa inmediata superior:

A28,50	724	757
A29	737	770
A29,50	749	782
A30	762	795
A30,50	775	808
A31	787	820
A31,50	800	833
A32	813	846
A32,50	826	859
A33	838	871
A33,25	845	878
A33,50	851	884
A33,75	857	890
A34	864	897
A34,50	876	909
A35	889	922
A36	914	947
A36,50	927	960
A37	940	973
A37,25	946	979

PESO EN gr/m. = 100

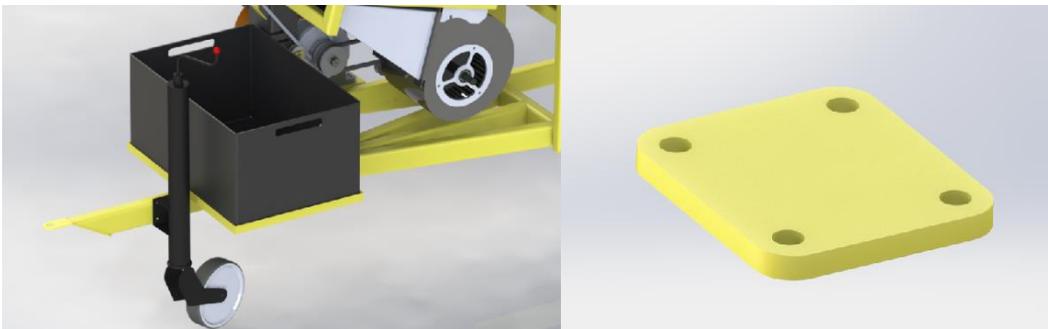
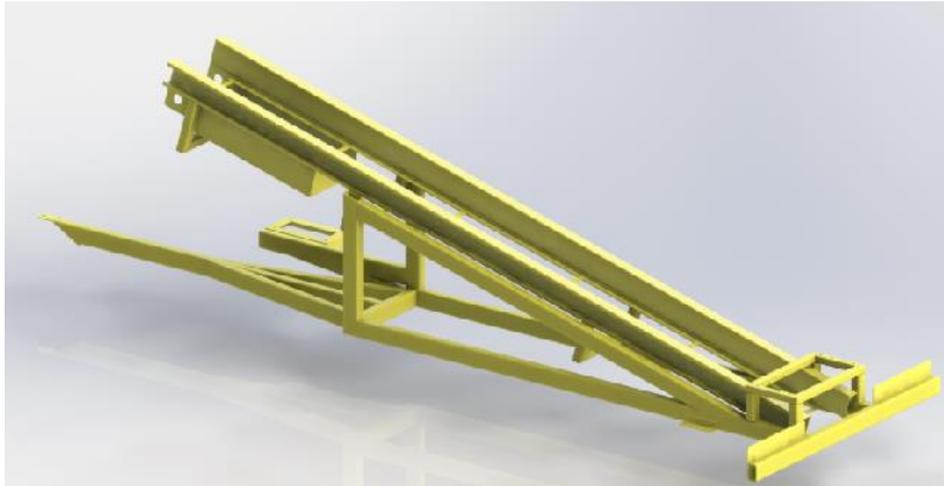
### 5.2.3 Diseño del chasis

En relación con el cuerpo del chasis, el mismo está formado por dos estructuras triangulares paralelas de caño estructural de 70 x 30 x 3.2 mm de espesor, lo que le aporta rigidez al mismo. Por su parte, el apoyo de la cinta transportadora posee un ángulo de 15 grados (según cálculos previamente hechos). Además, posee la lanza de tiro fija, en la cual se apoya el canasto de nueces y también va adosada la rueda jockey o rueda timonel.

Por otro lado, en el chasis también se ubica el motor que hace funcionar la cinta transportadora y el soplador de hojas.

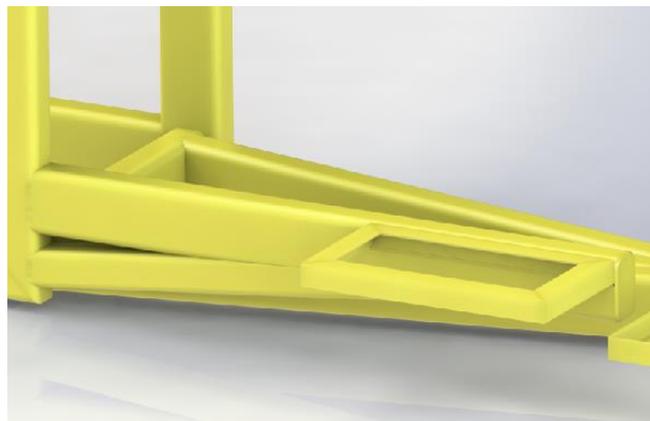
Otra cuestión a tener en cuenta es que el chasis no posee suspensión, debido a que se apoya sobre el eje trasero rígido, sobre planchuelas de 10mm de espesor y con bulones M12.

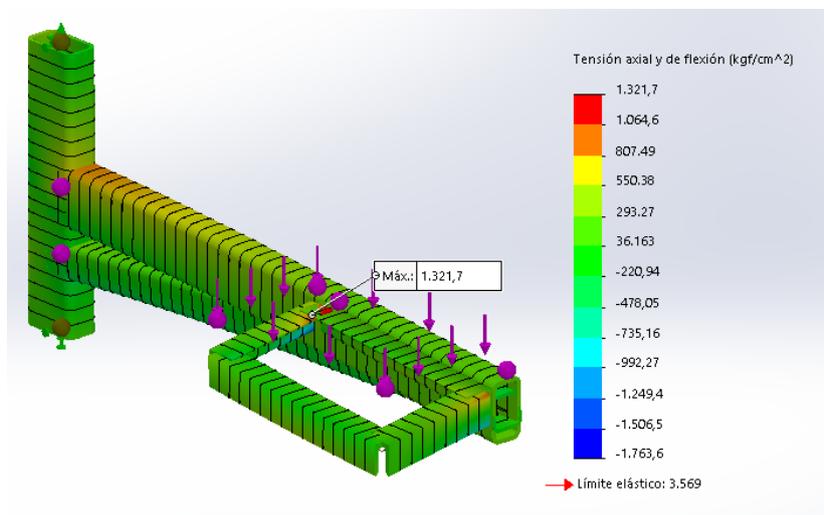
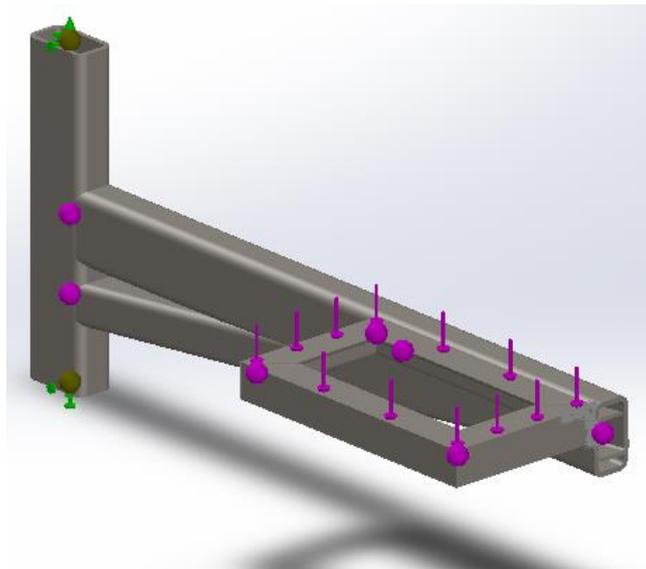
En las siguientes imágenes se observa el diseño final del chasis y sus respectivos elementos:



#### 5.2.3.1 Simulación en Software del chasis

Para nuestro análisis de la resistencia se analizó la parte más crítica del mismo, que es la sección en la que se apoya el motor. Para ello se realizó una simulación en software, con el objetivo de determinar si se diseñó correctamente el soporte. Las siguientes imágenes representan el proceso atravesado en la simulación:





El análisis se llevó a cabo considerando una carga 2,5 veces superior al peso del motor, para verificar si el diseño es apto.

No fue necesario verificar el resto de los elementos del chasis, ya que no se encuentran tan sometidos a grandes esfuerzos.

### 5.2.3.2 Elección del eje y ruedas

Para el diseño del eje de las ruedas traseras se elige utilizar punteras de eje desmontables, que se ubican en los extremos de un caño de 60 mm de diámetro sch 8, el cual es rígido, y no posee suspensión debido a que se amura directamente al chasis. Para la elección recurrimos al catálogo del fabricante Alko.

## BUJES PARA CARGA

650 kg, 750 kg, 900 kg con rodamiento compacto para soldar

### ¡ATENCIÓN!

Según la Directiva ECE R13 y la Directiva 2007/46/CE, solo se pueden poner en circulación remolques sin freno de hasta 750 kg. Se deben cumplir también las normativas concretas específicas del país.

### COMPOSICIÓN DE ENTREGA

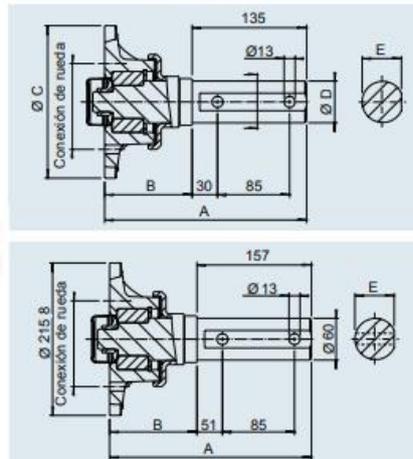
I (Véase programa)  
I Los pernos de rueda no están incluidos.  
Se deben solicitar por separado (véase el índice).

### TRATAMIENTO DE LA SUPERFICIE

I Pintado en negro

### ATAQUES POSIBLES

I Previa solicitud  
I Adecuado para llantas con un agujero centrado de mín. 57 mm

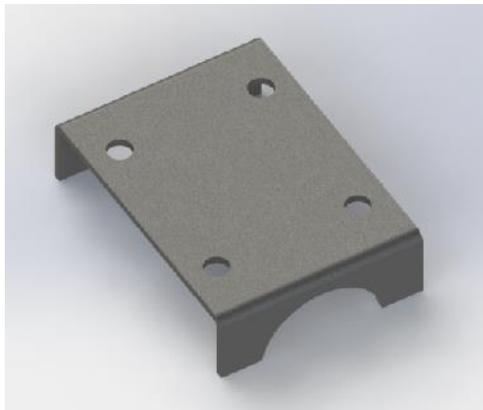
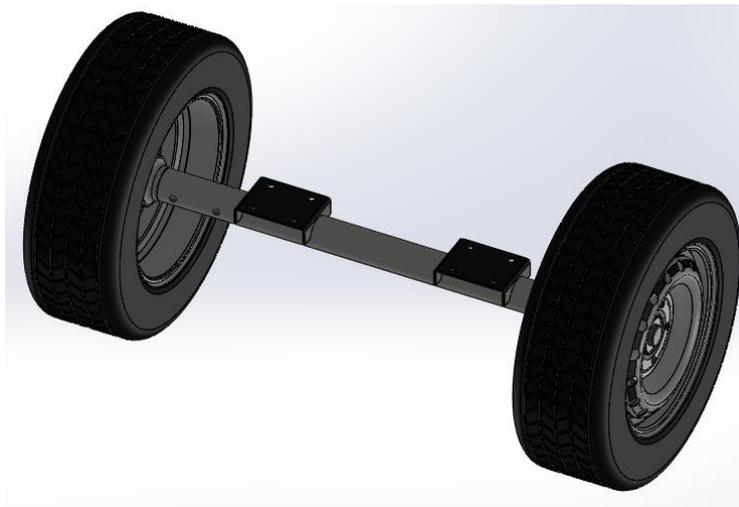


SAP: NABE PLUS 100X4/M12X1,5 650KG KPL																
Buje con mangueta para atornillar																
N.º de ref.	Carga de rueda por cada buje (kg)		Ataque Ataque	Rosca	Bombeo	Dimensiones					Protección contra impactos sí/no	Tipo de rodamiento	7	-	150	10
	hasta máx. 140 km/h	hasta máx. 40 km/h				A	B	C	D	E						
1731239	650	750	100x4	M12x1,5	27-33	238	103	160	49,2	46,9	sí	Compacto	7	-	150	10
1225751	650	750	112x5	M12x1,5	27-33	238	103	160	49,2	46,9	sí	Compacto	7	-	150	10
1225703	750	850	112x5	M12x1,5	27-33	238	103	180	50	49	sí	Compacto	7,6	-	150	20
1225702	900	1000	112x5	M12x1,5	27-33	254,5	97,5	215,8	60	59	sí	Compacto	12	-	150	20

SAP: NABE PLUS 100X4/M12X1,5 650KG KPL WD																
Buje estanco con mangueta para atornillar																
N.º de ref.	Carga de rueda por cada buje (kg)		Ataque Ataque	Rosca	Bombeo	Dimensiones					Protección contra impactos sí/no	Tipo de rodamiento	6,8	-	150	10
	hasta máx. 140 km/h	hasta máx. 40 km/h				A	B	C	D	E						
1731237	650	750	100x4	M12x1,5	27-33	238	103	160	49,2	46,9	sí	Compacto	6,8	-	150	10
1225767	650	750	112x5	M12x1,5	27-33	238	103	160	49,2	46,9	sí	Compacto	6,8	-	150	10
1225708	750	850	112x5	M12x1,5	27-33	241	106	160	50	49	sí	Compacto	7,8	-	150	20

Se optó por las punteras 1225703, que soportan un peso máximo de 750 kg cada una. Esta elección nos pone del lado de la seguridad ya que nuestro recolector pesa 415 kg. Por su parte, las ruedas elegidas son de rodado 15" con cubiertas radiales. Finalmente, el ensamble del eje con las punteras y las ruedas resulta como en la siguiente imagen:



Como se puede observar, la sujeción del eje al chasis se realiza mediante placas chapa de espesor de 3 mm plegadas, las cuales se abulon con cuatro tornillos M12 al chasis. En la siguiente imagen puede observarse el eje instalado en el chasis:



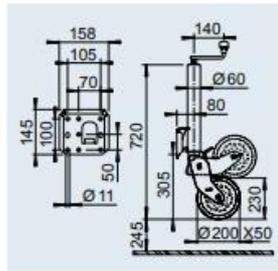
#### 5.2.3.3 Elección de rueda jockey

Para poder desplazar el recolector y acomodarlo frente al árbol, se le añadió una rueda jockey que se ubica en la parte delantera adosada a la lanza del mismo.

Para elegir la rueda jockey se utilizó el catálogo del fabricante Alko. Se seleccionó una rueda jockey de 60 mm de diámetro de la cañonera, la cual soporta una carga máxima de 500 kg, por lo que cumple ampliamente con el peso soportado de nuestro recolector, como se observa a continuación:

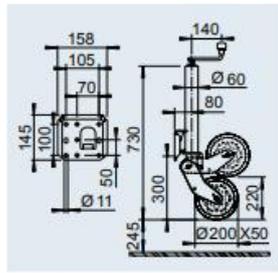
### RUEDAS JOCKEY

Ø 60 mm, máx. 500 kg



SAP: STUETZRAD SPNDL AUTOM 500 VERZINKT

<b>Rueda jockey, con horquilla semiautomática</b>	
N.º de ref.	242 061
Capacidad carga estática	máx. 500 kg
Capacidad carga dinámica	máx. 300 kg
Llanta	Acero
Rueda	200 x 50, caucho macizo
Longitud de desenroscado	245 mm
	10,0 kg
	- 60 unidades



SAP: STÜTZRAD SPNDL AUTOM 500KG FEUVZ830

<b>Rueda jockey, con horquilla automática</b>	
N.º de ref.	1 212 382
Capacidad carga estática	máx. 500 kg
Capacidad carga dinámica	máx. 300 kg
Llanta	Acero
Rueda	200 x 50, caucho macizo
Longitud de desenroscado	245 mm
	9,8 kg
	- 50 unidades

#### 5.2.3.4 Elementos de seguridad

Para que el recolector pueda transitar por ruta, debe cumplir con las leyes de tránsito y contar con los accesorios reglamentarios según la ley nacional N° 24.449, de acuerdo con la cual debe contar con luces reglamentarias, paragolpes y guardabarros.

Con respecto a las luces reglamentarias, el recolector debe contar con luces de posición correspondientes, luces de giro y luces de balizas,

El paragolpes, por su parte, debe ser igual al del atrocha del recolector, es decir, el largo del paragolpes debe ser del mismo ancho que separa las ruedas traseras.

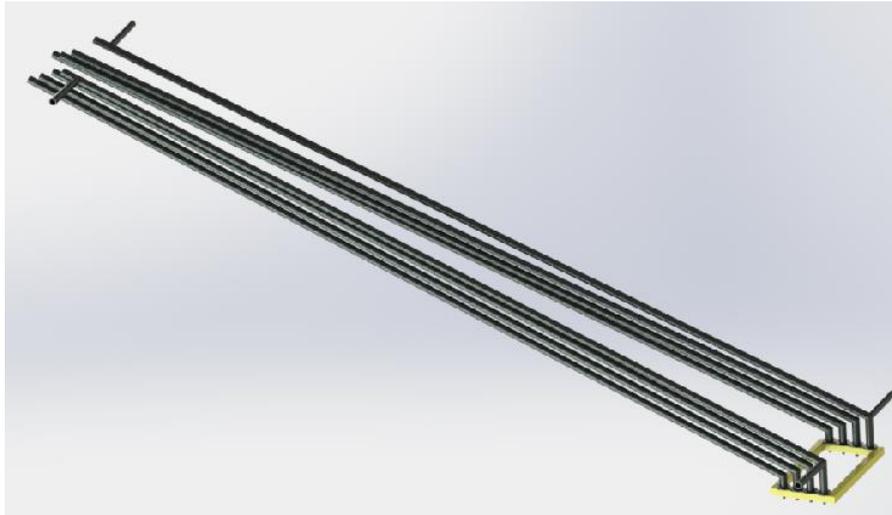
#### 5.2.4 Diseño del cono recolector

Para el sistema de cono recolector, se optó por un sistema sencillo de desplegado y replegado.

El mecanismo consta de 8 caños de diámetro 27 mm y de 3 metros de largo cada uno, los cuales, al momento del despliegue, forman un ángulo de 360°, envolviendo el tronco del árbol y abarcando toda la copa de este.

El ángulo del cono debe ser tal que produzca la rodadura de la nuez al momento de la cosecha, dirigiéndola hacia el centro del recolector. Al mismo tiempo, no debe ser demasiado elevado, ya que dificultaría el amarre del cable que se conecta al árbol y produce la vibración encargada del desprendimiento de las nueces.

El ángulo mínimo que cumpla los requisitos expresados anteriormente debe ser de  $15^\circ$ . Para nuestro diseño optamos por un ángulo del cono de  $20^\circ$ , con el objetivo de lograr que el total de las nueces se deslicen hacia el centro.



#### 5.2.4.1 Elección del material del cono

El material elegido para construir el cono debe cumplir ciertos requisitos, a saber: debe ser liviano, resistente, flexible y resistente a los rayos UV. Por ello se eligió el material *tarpaulin*, el cual se compone de fibras de polietileno y posee un recubrimiento en su superficie. Este recubrimiento favorece muchos de los aspectos que debe cumplir nuestro material, como aumentar su resistencia y ser resistente a los rayos UV.

Teniendo en cuenta lo anterior, se optó por la lona de la marca toldos Deagrado que se observa en la siguiente imagen, con sus especificaciones correspondientes:

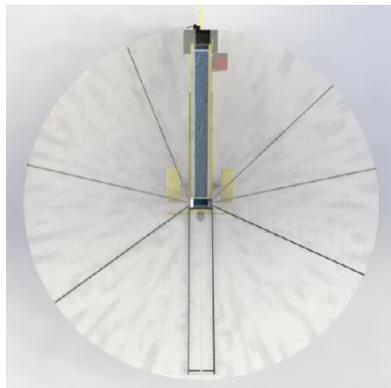


**Composición:** 1000 x 1000 denier, tejido de polietileno 100% virgen  
**Densidad tejido:** 14 x 14 hilos / pulgada  
**Peso:** m<sup>2</sup> 200 gr. Aprox. (6 oz)  
**Espesor:** 0.28 mm aprox.  
**Ancho:** 400 cm  
Terminación laminada por ambas caras y 4% de tratamiento UV.  
**Presentación:** rollos 4 mts. de ancho, 50 mts. lineales, verde oscuro. libre de materiales tóxicos.  
**Resistencia:** a la tensión 88/86 kg / 2.5 cm, a la rasgadura 15/16 kg / 2.5 cm, a la temperatura 30° c aprox. + 80° C  
**Punto de fusión:** 200 ° C

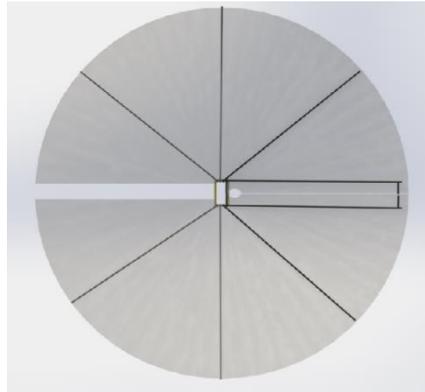
#### 5.2.4.2 Apertura del sistema

A continuación, se explicará el procedimiento a partir del cual se logra el despliegue del cono recolector.

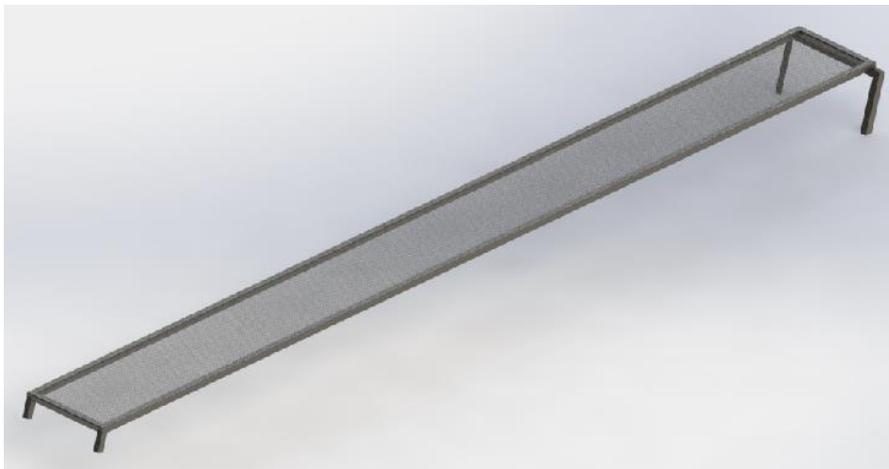
En primer lugar, debe tenerse en cuenta que, para facilitar su traslado, la lona se encuentra replegada. Una vez que la misma se posiciona frente al árbol, se despliega manualmente, dándole la correspondiente forma al cono recolector, el cual consta de un diámetro de 6 metros:



Una vez que el recolector se encuentra con el cono desplegado se puede observar una abertura donde la lona no cubre, tal como en la siguiente imagen:

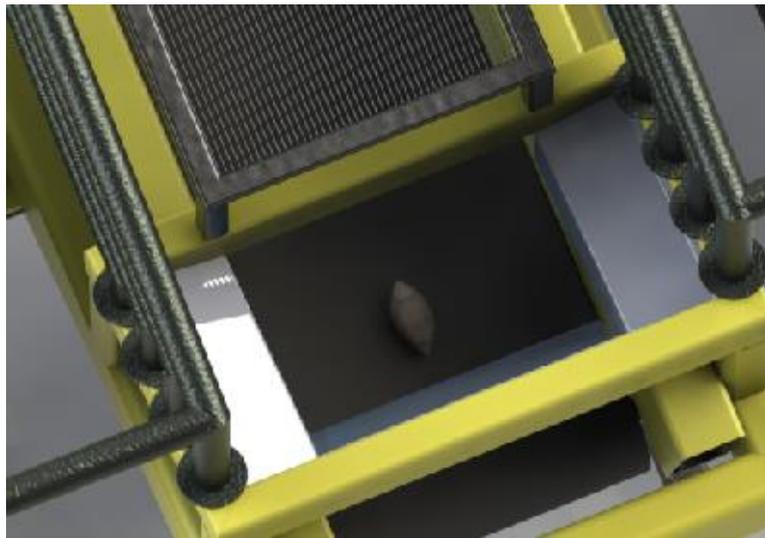


El objetivo de esta abertura es permitir al operario del tractor visualizar el momento en que el árbol deja de soltar los frutos, a partir de un marco de caño estructural que posee chapa desplegada, permitiendo la visualización a través de ella:



#### 5.2.4.3 Cajón inferior del cono

Otro elemento fundamental del recolector es el cajón inferior del cono. La función de éste es agrupar los frutos que caen del cono para luego ser elevados por la cinta transportadora. El cajón se conforma de tres chapas plegadas de 2 mm de espesor. En la siguiente imagen se visualiza el cajón ensamblado en el recolector:



### 5.3 Diseño final del sistema recolector

A continuación, se presenta el diseño final del recolector:



## 6 DISEÑO FINAL DEL CONJUNTO

La siguiente imagen representa el diseño total del prototipo sacudidor-recolector, adosado al tractor:



## 7. CONCLUSIONES

En conclusión, el proyecto desarrollado se constituye como un equipo híbrido para la cosecha de nueces pecán, ya que reúne las funcionalidades de un sacudidor y un recolector. Este equipo presenta ventajas claras en comparación con las alternativas comerciales existentes, ofreciendo soluciones a varias de las problemáticas que surgen en la producción de nueces pecán, principalmente la ausencia de opciones que permitan realizar al mismo tiempo la cosecha y la recolección de los frutos.

Otro de los principales puntos a favor de este diseño tiene que ver con las dimensiones del equipo, ya que se trabajó con el objetivo de minimizar las distancias y conseguir un diseño lo más compacto posible, pensando en brindar facilidades de transporte a aquellos pequeños y medianos productores que no cuentan con demasiada distancia entre los árboles.

Además, el prototipo diseñado cumple con el requisito de ser económico respecto a las alternativas disponibles en el mercado, ya que fue realizado principalmente a partir de materiales comerciales y comúnmente presentes en el mercado nacional.

Estas características permiten afirmar que se han cumplido los objetivos establecidos al proporcionar una solución viable para mejorar la eficiencia de la cosecha de nueces pecán. Además, este proyecto impulsa la mejora de las técnicas de cosecha al buscar economizar recursos y minimizar el impacto ambiental.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- Castell, M. (2020). Manufactura de la nuez pecán pelada y envasada al vacío. Grant Kenneth Universidad Tecnológica Nacional facultad regional San Rafael.
- Dabul, M. E. (2012). Cosecha, almacenamiento y acondicionamiento de la nuez pecán.
- Faires, V.M. (1995) "Diseño de Elementos de Máquinas". Montaner y Simon, S.A. Barcelona.
- Herrera, A. (2004). Manejo de Huertas de Nogal. New México State University Cooperative Extensión Service, México.
- Kouraba, K. (2005). Análisis del tiempo de vibrado en el derribo de aceituna mediante vibradores de troncos. Tesis doctoral Universidad de Córdoba.
- Madero, E.R. (2007a). Antecedentes históricos del pecán en el mundo y la Argentina. En E. Frusso y A. Lavado (Ed.), Producción de Pecán en la Argentina.
- Madero, E.R. (2007b). El mercado mundial de Pecán. En E. Frusso y A. Lavado (Ed.), Producción de Pecán en la Argentina.
- Simonović, M. V. (2018). Developmet of thenological and technical solutions. For mechanical harvest of stone fruits.

### 8.1 Artículos:

- Anexo II: Normas para la circulación de maquinaria agrícola. Link: <http://www.cent.gov.ar/files/escalabilidad/Anexo-04.pdf>
- Manual de manejos productivos del nogal en Chile (2010) Link: <https://www.chilenut.cl/wp-content/uploads/2020/12/manual-final.pdf>
- Plan de mejora competitiva – Clúster de la nuez pecán” (2015) Link: [https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/09\\_plan\\_de\\_mejora\\_competitiva\\_-\\_cluster\\_de\\_la\\_nuez\\_pecan.pdf](https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/09_plan_de_mejora_competitiva_-_cluster_de_la_nuez_pecan.pdf)

### 8.2 Catálogos:

- <https://www.rolltec.com.ar/fijaciones.php>
- <https://www.skf.com/ar>
- <http://www.jq.com.ar/Producto-placas-poli-etileno.html>
- <https://www.toldosdeagrado.com/collection/tarpaulin>
- <https://docplayer.es/8864022-Catalogo-de-correas-industriales-la-mas-avanzada-tecnologia-de-hoy-para-las-necesidades-del-manana.html>

- [http://www.ruedasrar.com/wp-content/uploads/2015/06/AL-KO\\_Catalogo-ES-completo\\_Parte-1.pdf](http://www.ruedasrar.com/wp-content/uploads/2015/06/AL-KO_Catalogo-ES-completo_Parte-1.pdf)
- [https://www.ruedasrar.com/wp-content/uploads/2015/06/AL-KO\\_Catalogo-ES-completo\\_Parte-2.pdf](https://www.ruedasrar.com/wp-content/uploads/2015/06/AL-KO_Catalogo-ES-completo_Parte-2.pdf)
- [https://issuu.com/sicsabandas5/docs/cat\\_logo\\_total\\_de\\_bandas\\_industrial](https://issuu.com/sicsabandas5/docs/cat_logo_total_de_bandas_industrial)
- [https://www.wdequipamiento.com/fichas/Grillete\\_coraz\\_c\\_perno.pdf](https://www.wdequipamiento.com/fichas/Grillete_coraz_c_perno.pdf)
- <https://arblatinamerica.com/equipo-de-rescate/eslingas-y-accesorios/>
- [https://www.compraensanjuan.com/anuncio\\_ar/85060/rueda-timonera-reforzada-cpata-chapagoma](https://www.compraensanjuan.com/anuncio_ar/85060/rueda-timonera-reforzada-cpata-chapagoma)
- <https://www.solerpalau.mx/ASW/recursos/prod/fan%20&%20blowers%20s&p%20vo%20dic%202020.pdf>
- <http://www.cardanesargentinos.com.ar/productos/cardan-agricola-518-trilobular-cambio-rapido>
- <https://docplayer.es/8864022-Catalogo-de-correas-industriales-la-mas-avanzada-tecnologia-de-hoy-para-las-necesidades-del-manana.html>
- [https://www.rulmeca.com/es/productos\\_bulk/catalogue/1/transporte\\_por\\_cinta/4/estaciones](https://www.rulmeca.com/es/productos_bulk/catalogue/1/transporte_por_cinta/4/estaciones)
- <https://www.iphglobal.com/uploads/downloads/296763001513024041.pdf>

## 9. PLANIMETRÍA

1. Ensamble sacudidor
  - 1.1. Ensamble cajera
    - 1.1.1 Cajera
    - 1.1.2 Eje cigüeñal
    - 1.1.3 Tapa cajera
    - 1.1.4 Cigüeñal
    - 1.1.5 Buje separador
    - 1.1.6 Perno cigüeñal
  - 1.2. Biela inferior plano conjunto
    - 1.2.1 Biela inferior
  - 1.3. Marco sacudidor
  - 1.4. Brazo regulable
  - 1.5. Cubre biela
  - 1.6. Cubre cardan
  - 1.7. Biela superior plano conjunto
2. Recolector
  - 2.1.1 Cajón cinta transportadora
  - 2.2 Cinta transportadora plano conjunto
    - 2.2.1 Conjunto soporte cajera tensora
    - 2.2.2 Polea cinta transportadora
    - 2.2.3 Marco cinta transportadora
  - 2.4 Cono encausador
  - 2.5 Tensor correa