

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESFIBRADORA AUTOMÁTICA
PARA RAQUIS DE BANANO”**

PROYECTO INTEGRADOR

Previo a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Richard Steve Varas Flores

José Rafael Vásquez Jaramillo

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO 2021

DEDICATORIA

Nuestro más sincero agradecimiento al PhD. Miguel Quilambaqui Jara y al Ing. Ernesto Martínez Lozano por haber sido nuestros guías en la realización del proyecto de la materia integradora a lo largo del presente semestre.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por las maravillosas oportunidades que me brinda. A mis abuelos, mamá, quienes me brindaron su apoyo en todo momento para culminar mi carrera universitaria. A mis familiares que estuvieron dándome ese empujón anímico.

Richard Varas Flores.

A Dios, por haberme brindado la fortaleza necesaria. A toda mi familia, en especial a mis padres, pues fueron pilares básicos para mi formación profesional, y también a familiares y amigos que estuvieron a mi lado en todo momento.

José Vásquez Jaramillo.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Richard Steve Varas Flores* y *José Rafael Vásquez Jaramillo* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Richard Varas
Flores



José Vásquez
Jaramillo

EVALUADORES



Firmado electrónicamente por:
MIGUEL ANGEL
QUILAMBAQUI
JARA

**PhD. Miguel
Quilambaqui Jara**
PROFESOR DE LA
MATERIA

ERNESTO
ROLANDO
MARTINEZ
LOZANO

Firmado digitalmente
por ERNESTO ROLANDO
MARTINEZ LOZANO
Fecha: 2021.09.19
21:14:33 -05'00'

**Ing. Ernesto Martínez
Lozano**
PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En Ecuador, la actividad de desfibrar raquis o pinzotes de banano depende directamente de la demanda que exista en el mercado. Esta fibra obtenida del raquis se utiliza principalmente para hacer biomanto, un tipo de geotextil aprovechado en la agricultura para revegetalizar los suelos, y en el mercado artesanal, se destina para la ropa. El objetivo del presente proyecto de materia integradora es el diseño de una máquina desfibradora automática para raquis de banano con la capacidad de aumentar la producción anual hasta un 200%, puesto que en la actualidad solo se están utilizando máquinas manuales para desfibrar el raquis y el proceso no es provechoso. Tras el diseño se obtuvo que el equipo constara de una tolva almacenadora, y un sistema de transporte, que consta de cadenas transportadoras, disco giratorio, banda transportadora, y herramienta de corte para dividir en dos partes los raquis. Todos ellos diseñados considerando los lineamientos de las normas técnicas, CEMA, CEN, NEC - SEA-AC. Concluyendo este proyecto satisface las necesidades de la empresa, puesto que se logró duplicar la producción diaria de fibra, generando empleo y teniendo en cuenta el aspecto ambiental.

Palabras clave: raquis, banano, producción, bandas, tolvas, cadenas, continuo, CEMA, CEN, NEC-SEA-AC, ACA.

ABSTRACT

In Ecuador, the activity of defibering banana rachis depends directly on market demand. This fiber obtained from the rachis is mainly used to make biomanto, a type of geotextile used in agriculture to revegetate soils, and in the handicraft market, it is used for clothing. The objective of this integrative project is the design of an automatic shredding machine for banana rachis with the capacity to increase annual production up to 200%, since currently only manual machines are being used to shred the rachis and the process is not profitable. After the design, the equipment consisted of a storage hopper and a transport system consisting of conveyor chains, a rotating disk, a conveyor belt, and a cutting tool to divide the rachis into two parts. All of them designed considering the guidelines of the technical norms, CEMA, CEN, NEC -SEA-AC. In conclusion, this project satisfies the needs of the company, since the daily production of fiber was doubled, generating employment, and considering the environmental aspect.

Key words: rachis, banana, production, belts, hoppers, chains, continuous, CEMA, CEN, NEC-SEA-AC, ACA.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
CAPÍTULO 1.....	2
1. INTRODUCCIÓN	2
1.1 Definición del Problema.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general.....	2
1.2.2 Objetivo específico.....	2
1.3 Marco Teórico	2
1.3.1 Residuo agrícola.....	3
1.3.2 Reseña del raquis de banano	3
1.3.3 Características y usos del raquis de banano	3
1.3.4 Caracterización Mecánica de fibras naturales	4
CAPÍTULO 2.....	6
2. METODOLOGÍA	6
2.1 Localidad de la planta de producción	6
2.2 Generalidades de la planta de producción	6
2.3 Introducción al diseño	6
2.4 Diseño conceptual.....	6
2.5 Metodología.....	7
2.6 Requerimientos de diseño.....	9
2.7 Criterios de selección	9
2.8 Alternativas de diseño	10
2.8.1 Alternativas Separador-almacenador.....	10
2.8.2 Alternativas Cortadora	11

2.8.3 Comparación entre alternativas separador – almacenador.....	11
2.8.4 Comparación entre cortadoras.....	12
2.8.5 Módulo 1: Diseño de alimentación al sistema	12
2.8.6 Módulo 2: Cortadoras para raquis.....	14
2.8.7 Módulo 3: Desfibrador.....	14
2.9 Tablas de comparación de pares	15
2.10 Alternativa Ganadora	16
2.11 Diseño detallado.....	17
2.11.1 Diseño de tolva	17
2.11.2 Soldadura.....	20
CAPÍTULO 3.....	22
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	22
3.1 Resultados de diseño.....	22
3.2 Tolva almacenadora.....	22
3.3 Disco giratorio posicionador	23
3.4 Banda y cadena transportadoras	25
3.5 Deflectores en las bandas y cortadora	26
3.6 Análisis de flujo de caja.....	26
CAPÍTULO 4.....	28
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	28
4.1 Conclusiones.....	28
4.2 Recomendaciones.....	29
BIBLIOGRAFÍA	
APÉNDICES	

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
AISI	American Iron and Steel Institute
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association
CEN	Comité Europeo de Normalización
NEC-SEA-AC	Norma Ecuatoriana de la construcción para estructuras de acero
AWS	American Welding Society
ACA	American Chain Association

SIMBOLOGÍA

kg	kilogramos
g	gramos
cm ²	centímetros cuadrados
m ²	metros cuadrados
m ³	metros cúbicos
rpm	revoluciones por minuto
mm	milímetros
ton	toneladas
m/s	metros por segundo
s	segundos
Nm	Newton por metro

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Raquis de banano.	3
Figura 1.2 Caracterización Mecánica de fibras naturales.	4
Figura 2.1 Geometría de raquis de banano.	7
Figura 2.2 Diagrama de flujo del sistema de desfibrador de raquis.	8
Figura 2.3 Alimentador de pasos.	12
Figura 2.4 Mecanismo unitizador disco giratorio posicionador.	13
Figura 2.5 Discos transportadores con accesorios.	13
Figura 2.6 Cinta sierra.	14
Figura 2.7 Motosierra fija.	14
Figura 2.8 Tambor desfibrador.	15
Figura 2.9 Diagrama de línea de producción de desfibrado de raquis.	16
Figura 2.10 Dibujo de línea de desfibrado 3D.	16
Figura 2.11 Tolva almacenadora, prototipo 1.	17
Figura 2.12 Tolva almacenadora, prototipo 2.	18
Figura 2.13 Tolva almacenadora, prototipo 3.	19
Figura 2.14 Descripción de las aptitudes tecnológicas de la aleación 6061.	20
Figura 3.1 Simulación estática de tolva almacenadora.	23
Figura 3.2 Tensión de corte en el eje del unitizador.	24
Figura 3.3 Diámetro ideal del eje unitizador.	25
Figura 3.4 Gráfica del desplazamiento y velocidad del raquis.	26

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Dimensiones de fibra de raquis	5
Tabla 1.2 Propiedades Mecánicas de fibras naturales	5
Tabla 2.1 Planteamiento de funciones	10
Tabla 2.2 Ventajas de diferentes Separador – almacenador.....	10
Tabla 2.3 Desventajas de diferentes Separador-almacenador.....	11
Tabla 2.4 Ventajas de Cortadores	11
Tabla 2.5 Desventajas de cortadoras	11
Tabla 2.6 Ponderaciones de alternativas de separador-almacenador.....	11
Tabla 2.7 Ponderaciones de alternativas de cortadora	12
Tabla 2.8 Comparación por pares para el diseño de la máquina	15
Tabla 2.9 Composición química del aluminio 6061-T6 (%e. p).....	20
Tabla 2.10 Composición química del electrodo ER4043 (%e. p).....	21
Tabla 3.1 Dimensiones de la tolva.....	22
Tabla 3.2 Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6.....	23
Tabla 3.3 Resultados de eje unitizador	24
Tabla 3.4 Resultados de la banda transportadora	25
Tabla 3.5 Resultados de la cadena transportadora	26
Tabla 3.6 Resultados para cortadora	26
Tabla 3.7 Representación de flujo de caja al 100%.....	27
Tabla 3.8 Resultados VAN y TIR.....	27

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Definición del Problema

El presente trabajo consiste en el diseño de una máquina desfibadora automática para raquis de banano con la finalidad de incrementar la producción puesto que actualmente la planta produce únicamente hasta 10 kilogramos diarios. Frente esta necesidad de la empresa de generar una mayor producción en la jornada de trabajo diario, el objetivo principal de este proyecto es de diseñar un sistema de desfibador constante por medio de la implementación de mecanismos que faciliten el ingreso y salida en la máquina desfibadora de raquis. Por ello, se analiza la selección de los equipos que conformarán el sistema de transporte para lograr un mejor proceso y aumentar las oportunidades de negocio de la empresa. Cabe mencionar, que el esquema de ciertos equipos se realizó mediante criterios de diseño de ingeniería, mientras que otros se realizaron aplicando un criterio de selección.

Posteriormente, se observará el análisis de los costos necesarios para la instalación de la maquina desfibadora y sus equipos correspondientes, por el cual la empresa podrá proyectar las ventajas económicas que lograría obtener si llegase a implementar el sistema de desfibador constante en la fábrica. En el proceso productivo del banano se generan grandes cantidades de desechos orgánicos, como la fruta de rechazo, los tallos, etc. Entre estos desechos del banano con alto valor nutricional se encuentra el raquis, que es el responsable del sostén de los racimos. Cuando el banano es empaquetado, el raquis termina siendo un residuo. En este momento es donde se debe aprovechar el raquis para la aplicación de la economía circular. Aunque en la actualidad si se está utilizando el residuo de raquis de banano, su proceso es poco provechoso porque sigue siendo desfibado de forma manual, es decir el obrero es el que opera la máquina que desfibra el raquis. Por consecuencia, el procedimiento se vuelve tardío dando como resultado una producción baja al final del día laboral.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de desfibrador continuo de raquis -desecho orgánico de la cosecha de banano- que implemente mecanismos de transporte que faciliten el ingreso y salida en la desfibradora de raquis para incrementar la producción de la empresa a 20 kg diarios.

1.2.2 Objetivo específico

- Plantear la estructura de la máquina desfibradora de raquis de banano.
- Dimensionar los elementos de la máquina.
- Diseñar los planos de los elementos que conforman la máquina.
- Clasificar y escoger adecuadamente los materiales y equipos para el diseño.
- Seleccionar el motor eléctrico adecuado para la máquina.
- Establecer y analizar los de costos de materiales de la máquina.

1.3 Marco Teórico

El banano es uno de los principales cultivos agrícolas del mundo. Los volúmenes de producción y comercio de este producto han experimentado un rápido aumento en los últimos decenios como respuesta al acelerado crecimiento demográfico de los países productores, así como a la creciente demanda mundial de importación. Sin embargo, el principal impulsor de la expansión de la producción ha sido el aumento de las necesidades de consumo de las crecientes poblaciones de los mismos países productores. Por consiguiente, este incremento de la producción mundial ha tenido lugar en los principales productores que son también se han convertido en grandes consumidores, como lo son Brasil, Filipinas y, en particular, la India y China. (Bonavita,2020) Las excelentes condiciones de orden climático y ecológico que posee Ecuador han permitido que los sectores agrícolas desarrollen la explotación de bananos y plátanos en mejores condiciones que permiten abastecer la demanda mundial y nacional los 365 días del año. (Jaramillo Eduardo & Argüello Alejandro, 2020) El banano se cultiva solo en regiones tropicales y húmedas constituyéndose una planta herbácea perenne. Se la considera herbácea porque sus partes áreas mueren y caen al suelo al terminar

la estación de cultivo, y perenne porque de la base surge un brote llamado hijo que reemplaza a la planta madre. (Morfología de la planta del banano, 2020)

1.3.1 Residuo agrícola

Se define como residuo: aquellas materias derivadas de actividades de producción y consumo que no ha alcanzado un valor económico. Los residuos agrícolas pueden ser aprovechados o utilizados como materia prima en otras actividades. Existen tres grupos para la recuperación de los residuos agrícolas: valorización biológica, elaboración de compostaje, lombricultura y alimentos para animales. (Vargas Corredor Yury Alexandra & Pérez Pérez Liliana Ibeth, 2020)

1.3.2 Reseña del raquis de banano

En la figura 1.1 se puede ver el raquis de banano, el cual es el tallo que sostiene a las frutas. Su mayor compuesto es la fibra, la cual está formada por celulosa, hemicelulosa y lignina, los cuales son determinados como polímeros de procedencia natural que se utilizan para la elaboración de nuevos, ya sea para alimentación humana o uso agrícola, industrial y artesanal.



Figura 1.1 Raquis de banano. [Fuente: INPADESA.2021]

1.3.3 Características y usos del raquis de banano

Shedden en su investigación con el tema “Estudio de raquis de banano e investigación de sus posibles usos”, enfatiza que el raquis está constituido

por 93% de agua, 7% de materia sólida, de la cual el 40% es fibra y un contenido de lignina de 11.7 % y de celulosa un 53%, quien además demostró que existe factibilidad técnica para producir papel y aglomerados de fibra del raquis de banano. (Plátano, 2007). El raquis es utilizado para la alimentación del ganado, y también es aprovechado como fuente de materiales fibrosos como papel, materiales de construcción y artesanías.

1.3.4 Caracterización Mecánica de fibras naturales

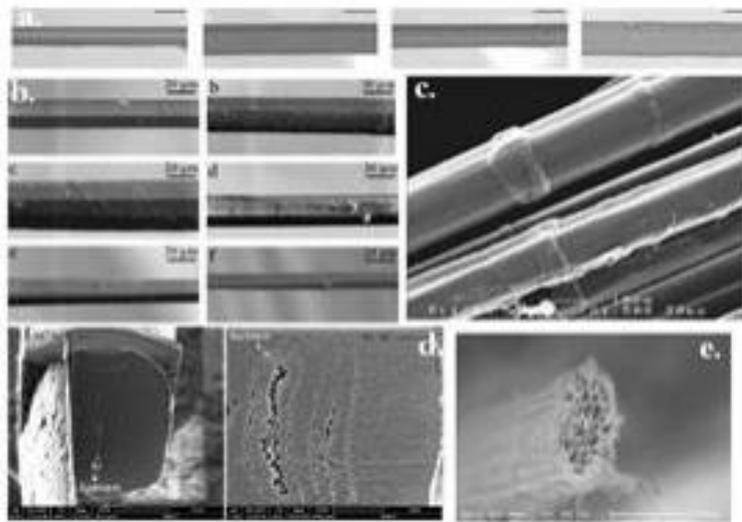


Figura 1. 2 Caracterización Mecánica de fibras naturales: Variación del diámetro al largo de la longitud de la fibra. B. Sección hexagonal. C. Defectos. lumen. Porosidad. [Fuente: Sepúlveda, 2014]

Existe una dependencia de la resistencia a la tracción con la longitud de sujeción, esto es debido a las heterogeneidades de la fibra, entre mayor sea la longitud de la sujeción, habrá más heterogeneidades, reduciendo la resistencia de esta. Entonces, es una relación indirecta entre la longitud y la resistencia. Aunque no hay una longitud establecida, los autores han usado medidas como: 10 mm 100 mm y 50 mm. (Sepúlveda, 2014). En la figura 1.2 se puede ver la variación del diámetro a lo largo de la longitud de la fibra, en una secuencia de imágenes denotadas con las letras a, b, c, d, e. Valor medio de diámetro por cada fibra individual, luego a partir de la prueba de tensión se encuentran resultados de tensión de ruptura, módulo de Young y deformación convencional, entre otros. (Sepúlveda, 2014)

**Tabla 1.1 Dimensiones de fibra de raquis.
[Fuente: Sepúlveda, 2014]**

Fibra	Diámetro μm
Banano	80 -320

Tabla 1.2 Propiedades Mecánicas de fibras naturales. [Fuente: Sepúlveda, 2014]

Fibra	Tensión convencional	Módulo de Young	Deformación convencional
	$\sigma = F/A$	$E = \sigma/\epsilon$	$\epsilon = \Delta l/l$
	MPA	MPA	%
banana	384-800	20-34	2.0-6.0
sisal	347-700	15-38	2.0-7.0
yute	450-800	10 – 30	1.1-1.8
s-vidrio	4570	86	2.8
e-vidrio	1800-3500	70-73	2.5

σ : tensión convencional ϵ : elongación **E**: módulo de Young **F**: fuerza A: área
 Δl : diferencia entre longitud inicial y final **l**: longitud inicial

Los valores de tensión para las fibras de banano se los encontró por medio del ensayo de tensión descrito en la norma ASTM: C 1557 – 03 Standard Test Method for Tensile Strength and Young's Modulus of Fibers, que se puede ver en la tabla 1.2. (ASTM ,1993)

La máquina más usada para esta prueba, según la revisión bibliográfica, es la Instron universal testing machine (Sepúlveda, 2014).

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Localidad de la planta de producción

En la ciudad de Guayaquil, perteneciente a la provincia del Guayas-Ecuador, existe la empresa INPADESA dedicada a la producción de biomanto, un producto de uso agrícola y jardinería desarrollado por la misma empresa. Este biomanto es resistente, elaborado a base de fibra (**raquis**) de banano tejida con panca de arroz. Esta empresa es la única en Guayaquil que se dedica al desfibramiento del raquis de banano.

2.2 Generalidades de la planta de producción

En un día ordinario, la cantidad máxima que producen es de 10 kg de fibra de raquis de banano, el cual son aproximadamente 840 raquis. La recepción de los raquis se acoge a los pedidos que tenga la empresa, por lo tanto, no disponen todos los días de raquis. La empresa necesita de un diseño de una máquina desfibadora que aumente la producción de fibra de banano en comparación a la que disponen actualmente.

2.3 Introducción al diseño

La primera etapa se denomina diseño conceptual, en el cual se fija el problema y se analiza las posibles alternativas de solución a partir de requerimientos del cliente y especificaciones de diseño. Luego de realizar la matriz de decisión, en donde se involucran las alternativas antes planteadas, se escoge la mejor alternativa de diseño. En la segunda etapa, se realiza el diseño detallado de los componentes de la maquina desfibadora a partir de cálculos ingenieriles.

2.4 Diseño conceptual

En este proyecto, lo que realizará es el diseño de un sistema de desfibrador constante, implementando mecanismos de transporte que faciliten el ingreso y salida en la desfibadora de raquis, y a su vez incrementar la producción diaria. En primer lugar, se tiene en cuenta a la materia prima, que una vez procesada

a la planta. Con respecto a la forma de la materia prima, que en este caso son los raquis de banano, no tienen una geometría uniforme, porque se tiene que es más gruesa en un extremo, y recorriendo el raquis, llega, como se puede ver en la figura 2 al otro extremo más fino.



Figura 2.1 Geometría de raquis de banano. [Fuente: INPADESA, 2021]

Las dimensiones generales de los raquis de banano que receipta la empresa INPADESA, son de aproximadamente 900mm de longitud. El diámetro de cada raquis varia en su dimensión, por lo que hay que cortar a la mitad a cada raquis para que no represente problema al desfibrar. Esto se menciona, ya que si se ingresa el raquis completo presentaría dificultad para extraer la corteza.

2.5 Metodología

Por medio del método de diagrama de flujo se analiza al sistema del desfibrador para identificar y separar las funciones y tareas que efectúan los mecanismos o componentes. Además, se logra idear alternativas juntando las entradas y salidas de flujo.

En la figura 2.2, se presenta un diagrama de flujo que está conformado por los bloques de procesos que son indispensables para llevar a cabo el correcto funcionamiento de la planta desfibradora de raquis.

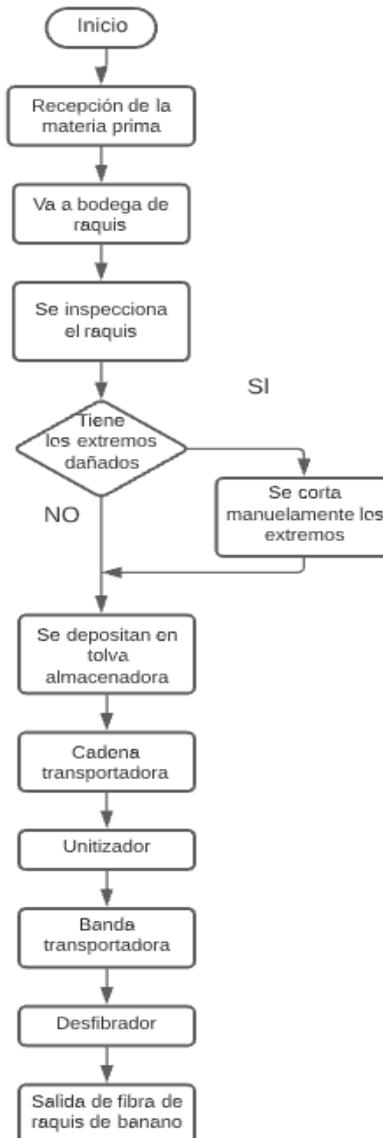


Figura 2. 2 Diagrama de flujo del sistema de desfibrador de raquis [Fuente: Elaboración propia]

Por medio del requisito de alcanzar el aumento de producción de 10 a 20 kg de fibra de raquis de banano, se estableció el flujo de entrada a la línea de producción de 210 raquis/hora. Este valor se estimó por medio de la producción presente en la empresa el cual es de 105 raquis/ horas, 10kg de fibra en 8 horas. Para mantener la continuidad del flujo es necesario de un almacenador con una capacidad 0.808 m³; es decir, que, durante una hora, debe estar disponible un espacio destinado para 210 raquis.

Luego, es necesario de un separador que se encargue de organizar 4 raquis por minuto, separándolos uno detrás del otro, para que puedan pasar fácilmente

por la contadora en uno en uno. Posterior a ello, la cortadora debe dividir a cada raquis en dos partes en un tiempo mínimo de 15 segundos.

La materia prima procesada por la desfibradora, que se refiere, a raquis de banano, se debe contemplar los parámetros y restricciones en el diseño.

Para ingresar las dos partes divididas al desfibrador en un tiempo mínimo de 15 segundos, se implementará un mecanismo que consiste en rodillos en la entrada y salida de la desfibradora. Finalmente, debe existir un espacio destinado para la fibra desalojada y el residuo de 1 m³ y 0.808 m³ correspondientemente.

2.6 Requerimientos de diseño

- El diseño requiere tener tanto en el ingreso de la materia prima, en el desfibrado y salida de la fibra como una producción constante.
- Hay que asegurar que el raquis llegue al tambor desfibrador, cuando se traslade en el sistema de transporte de entrada.
- Asegurar el desalojo de la fibra de raquis.
- Los materiales de ingeniería involucrados en el diseño deben en lo posible estar disponibles en el país.
- Capacidad de producción: 20 kg diarios (8 horas laborables)
- Área requerida: 42 m²
- Incorporar al sistema la máquina desfibradora de la empresa INPADESA

2.7 Criterios de selección

Para el desarrollo del proyecto es fundamental considerar variables como:

- Fácil operación (el operario no requiere de gran experiencia)
- Fácil mantenibilidad
- Costo de inversión
- Materiales de ingeniería
- Espacio físico
- Fácil instalación
- No requiera calibración

Tabla 2.1 Planteamiento de funciones. [Elaboración propia]

Objetivos	Funciones	Medios	Criterios de selección
Obtención de fibra de raquis de banano	Almacenar	Recipiente metálico	Costo de inversión, espacio físico
	Separación	Banda transportadora	Costo de inversión, espacio físico, fácil operación, fácil mantenibilidad
	Verificación	operario	-
	Alimentación	Bandas transportadoras, cilindros neumáticos,	Costo de inversión, espacio físico, fácil operación, fácil mantenibilidad, requiere calibración
	Desfibrar	Tambor desfibrador	-
	Transportar	Banda transportadora, rodillos	Costo de inversión, espacio físico, fácil operación, fácil mantenibilidad
	Evacuar		-

2.8 Alternativas de diseño

Las alternativas partieron del requerimiento que se consideró más importante, que es el de incorporar en el sistema la maquina desfibradora ya existente en la planta para asegurar que el sistema contara con una maquina capaz de desprender la cáscara del raquis de manera correcta, y a su vez tener conocimiento de la cantidad de desperdicio generado por esta.

Los diseños generados fueron tres y se describen a continuación, primero mostrando en una tabla con las tres alternativas y después una descripción de su funcionamiento.

2.8.1 Alternativas Separador-almacenador

Básicamente, consiste en un mecanismo que separe a los raquis en uno en uno los raquis, con el fin de obtener espacio suficiente para que la cortadora logre realizar el corte y separar los raquis en el tiempo estipulado. Además, debe garantizar que hay 210 raquis en el lineamiento por cada hora.

Tabla 2.2 Ventajas de diferentes Separador – almacenador. [Elaboración propia]

Ventajas		
Alimentador de pasos	Disco posicionador	Discos transportadores con accesorio
Capacidades pequeñas y grandes	Bajo costo de inversión	Mayor rapidez de transportación
Se adecua a medida de las instalaciones disponibles	Equipo de menor tamaño	

Tabla 2.3 Desventajas de diferentes Separador-almacenador. [Elaboración propia]

Desventajas		
Alimentador de pasos	Disco posicionador	Discos transportadores con accesorios
Requiere de un motor eléctrico grande	Mueve de a uno cada raquis	Mayor cantidad de accesorios para su montaje
	Requiere de un almacenador	

2.8.2 Alternativas Cortadora

Básicamente, consiste en un mecanismo que divida en dos partes al raquis, con el fin de obtener las dimensiones adecuadas para el ingreso a la máquina descortezadora. Esta máquina debe estar fija durante todo el proceso de corte, y debe garantizar que el raquis siempre saldrá en dos partes.

Tabla 2.4 Ventajas de Cortadores. [Elaboración propia]

Ventajas		
Cinta Sierra	Motosierra fija	Partidor de raquis
Uniformidad de corte	Acceso fácil	Equipo de menor tamaño
Poca vibración		

Tabla 2.5 Desventajas de cortadoras [Elaboración propia]

Desventajas		
Cinta Sierra	Motosierra fija	Partidor de raquis
Requiere de un motor eléctrico grande	Motor de combustión interna	Requiere calibración
	Difícil montaje	

2.8.3 Comparación entre alternativas separador – almacenador

Tabla 2.6 Ponderaciones de alternativas de separador-almacenador. [Elaboración propia]

Criterios	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo de inversión	1	3	5
Espacio físico	1	5	3
Fácil instalación	5	3	3
Materiales	5	3	3
No requiera calibración	5	1	1
Fácil operación	5	3	3
Total	22	24	22

2.8.4 Comparación entre cortadoras

Tabla 2.7 Ponderaciones de alternativas de cortadora. [Elaboración propia]

Criterios	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo de inversión	3	3	5
Espacio físico	3	3	5
Fácil instalación	3	3	5
No requiera calibración	5	1	1
Fácil operación	5	3	3
Facilidad de corte	5	3	1
Total	24	16	20

2.8.5 Módulo 1: Diseño de alimentación al sistema

Se agregará un mecanismo que se encargará de proporcionar al sistema la cantidad de raquis necesarias según a la capacidad al cual esté funcionando. El raquis se almacenará en el alimentador, y posteriormente el mecanismo del alimentador hará la acción de trasladar el raquis al transportador.

2.8.5.1 Alimentador de pasos

Básicamente, consiste en un mecanismo cuatro barras y plataformas ubicadas de manera escalonada. El mecanismo es accionado por un motor eléctrico que eleva los raquis de manera ascendente hacia el lugar requerido de descarga.



Figura 2.3 Alimentador de pasos. [Fuente: S.Huot Inc. (2009)]

2.8.5.2 Disco giratorio posicionador

Este mecanismo consiste en un disco con una forma similar a un reloj de arena, el cual esta gira, los raquis se van posicionando sobre cada espacio del disco de modo que se asegura que vayan de uno en uno los raquis.

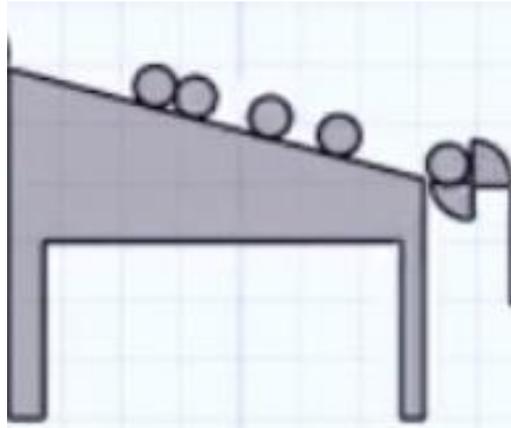


Figura 2. 4 Mecanismo unitizador disco giratorio posicionador. [Fuente: Elaboración propia]

2.8.5.3 Discos transportadores con accesorios

Esta alternativa consiste en un arreglo cuadrangular de discos montados sobre ejes de transmisión que giran, y a su vez tienen en su contorno un accesorio en forma de punta para así facilitar el movimiento lineal de los raquis.

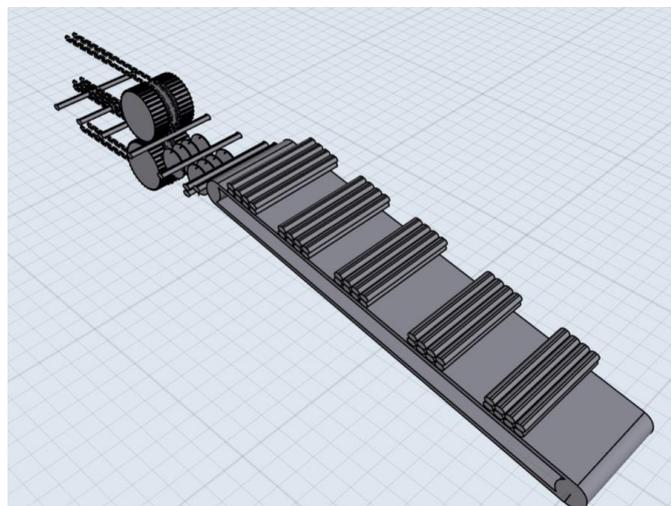


Figura 2.5 Discos transportadores con accesorios [Fuente: Elaboración propia]

2.8.6 Módulo 2: Cortadoras para raquis

Se implementará en la línea de producción una sección de corte, para que ingresen cortados a la mitad cada raquis y así se puedan desfibrar.

- Cinta sierra
- Motosierra fija
- Partidor de raquis



Figura 2.6 Cinta sierra. [Fuente: LOGOSOL,2020]



Figura 2.7 Motosierra fija. [Fuente: LOGOSOL,2020]

2.8.7 Módulo 3: Desfibrador

Se usará la máquina desfibradora de la empresa INPADESA que consiste en una bancada metálica, en donde un árbol de transmisión está montado en la bancada. Sobre el árbol de transmisión están montados los discos que conforman el tambor y también las cuchillas desfibradoras. La máquina es accionada por un motor eléctrico y bandas de transmisión de potencia.



Figura 2.8 Tambor desfibrador. [Fuente: INPADESA]

2.9 Tablas de comparación de pares

Tabla 2.8 Comparación por pares para el diseño de la máquina desfibradora de raquis de banano [Fuente: Elaboración propia]

Criterios de selección	Fácil operación	Fácil mantenibilidad	Materiales	Costo de inversión	Espacio físico	Fácil instalación	No requiere calibración	Calificación	Ponderación
Fácil operación	...	2	2	3	2	5	4	18	15.38 %
Fácil mantenibilidad	2	...	2	2	1	4	4	15	12.82 %
Materiales	2	2	...	5	5	1	1	16	13.68 %
Costo de inversión	4	4	5	...	3	3	2	21	17.95 %
Espacio físico	3	3	2	1	...	3	1	13	11.11 %
Fácil instalación	5	4	1	2	5	...	1	18	15.38 %
No requiere calibración	5	4	2	2	2	2	...	17	14.53 %
Total								117	100 %

Observando la tabla 2.8, los mayores porcentajes obtenidos de acuerdo con los criterios de selección son costo de inversión, fácil operación, no requiera calibración, por lo cual se tomarán mucho en cuenta para la elaboración del diseño. Sin embargo, no se resta importancia a los otros criterios como fácil mantenibilidad, espacio físico, espacio físico, alta seguridad para el operario;

que obtuvieron menores porcentajes, estos resultados son notables ya que forman parte del proceso de diseño.

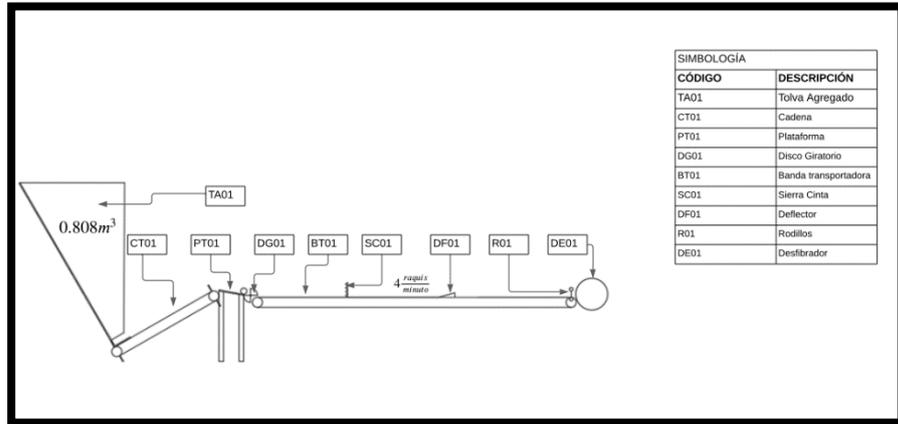


Figura 2.9 Diagrama de línea de producción de desfibrado de raquis.
[Fuente: Elaboración propia]

2.10 Alternativa Ganadora

El sistema de producción de fibra de raquis de banano consiste en una tolva en donde los raquis se almacenarán. Luego, una cadena de transporte los subirá hasta una plataforma inclinada, después al eje unitizador en donde caerán sobre una banda transportadora que los trasladara hasta el tambor desfibrador. Finalmente, la fibra caerá sobre una banda transportadora y la desalojará.

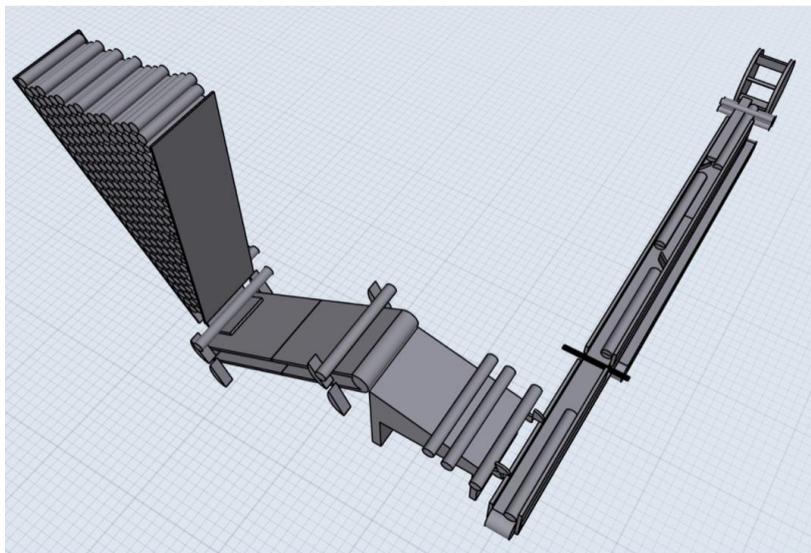


Figura 2.10 Dibujo de línea de desfibrado 3D [Fuente: Elaboración propia]

2.11 Diseño detallado

2.11.1 Diseño de tolva

Para la realización de los cálculos se debe plantear que se deben depositar 210 raquis y se deben descargar en su total en una hora. La masa correspondiente a cada raquis es de 6kg; por lo tanto, la capacidad de almacenamiento de la tolva debe ser de 1260kg, con ello se procede a encontrar el volumen que el producto ocupará en la tolva.

D_r : Diámetro de raquis = 0.07 m

L_r : Longitud de raquis $\approx 1m$

A_r : Área por raquis = $\pi 0.035^2 = 0.0038m^2$

n : # de raquis = 210

$$V = A_r * L_r * n \quad (1.1)$$

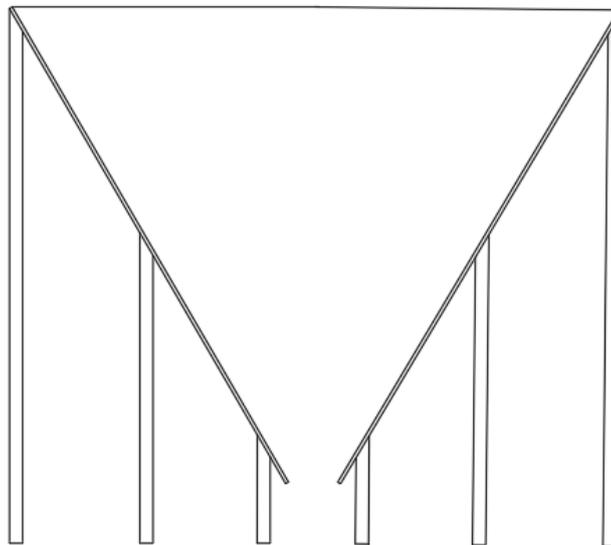


Figura 2.11 Tolva almacenadora, prototipo 1. [Fuente: Elaboración propia]

Para lograr unir el almacenador con el disco giratorio separador, se optó por usar una cadena transportadora, esta debe partir desde el almacenador y terminar en una pequeña plataforma de forma ordenada para proseguir al proceso de separación. Dicho esto, para optimizar el espacio se usó la mitad de la tolva y se agregó el volumen faltante a la mitad útil.

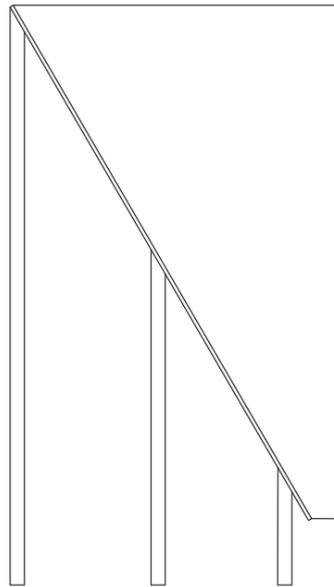


Figura 2.12 Tolva almacenadora, prototipo 2. [Fuente: Elaboración propia]

Según el diseñador de dosificadores a nivel internacional ACRISON, el ángulo de inclinación debe ser de 60° según la teoría de D. Laforge y Boruff, en el cual menciona que para ángulos de 20° y 40° se obtiene una detención de flujo debido al choque que existe entre partículas al momento de fluir por la sección de menor área. Dicho, esto se proceda a encontrar la altura de la tolva con ángulo de 60°. (ETSEIB, 2015). Para determinar la altura, primero se fijó el área salida y entrada de la tolva. Debe salir 1 raquis como máximo, y para el ingreso se consideró el máximo peso teórico recomendado para una persona, que es de 25kg. (Universidad de Málaga, 2006). Además, se conoce que el peso del raquis es de 6kg. Dicho esto, la cantidad máxima de raquis que se pueden agregar por persona es de 4 raquis. Se considera un margen para asegurar que existirá un flujo correcto.

ns : # de raquis de salida = 2

Dr : Diámetro de raquis+ marguen =0.07+ (x < 0.04) m

Lr : Longitud de raquis $\approx 1m$

As = Área de salida.

$$As = Dr * Lr * ns \quad (2.1)$$

ne : # de raquis de entrada = 15

Dr : Diámetro de raquis+ marguen =0.07+ (x < 0.04) m

Lr : Longitud de raquis $\approx 1m$

Ae = Área de entrada.

$$Ae = Dr * Lr * ne \quad (2.2)$$

Una vez conocido la longitud de entrada, longitud de salida y el ángulo de inclinación, se procede a encontrar la altura de la tolva. Si recordamos la ecuación para encontrar la altura de un triángulo rectángulo por medio de relación de triángulo podemos encontrar la altura de la tolva.

(4.1)

$$h = hs \left(\frac{1}{\left(\frac{Lr * 1}{Lr * 15} \right)} - 1 \right)$$

h : Altura

hs : Altura de salida = 0.312 m

Para finalizar, la salida de los raquis debe ser controlada. Para ello, se optó por incrementar la longitud de la plancha inclinada de la tolva y agregar perpendicularmente una plancha. La dimensión de la plancha es de 0.07m por 1 m y el incremento de la plancha inclinada de la tolva es de 0.09m. Estos valores corresponden al diámetro del raquis y si longitud más un margen.

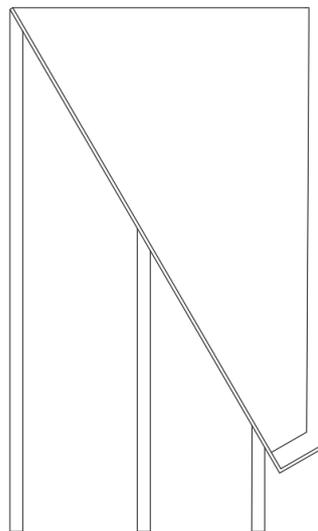


Figura 2.13 Tolva almacenadora, prototipo 3. [Fuente: Elaboración propia]

2.11.2 Soldadura

Para la unión de las planchas que conforman al trapecoide hemos optado por usar soldadura, ya que se ha previsto que el almacenador sea fácil mantenimiento, y realizar un ensamble por medio de pernos y tuerca, representaría un aumento de piezas por corregir. Para realizar el respectivo proceso de soldadura se recuerda que se está trabajando con aluminio 6061T-6; aluminio silicio magnesio, esta aleación no ferrosa tiene buenas propiedades mecánicas, buena resistencia a la corrosión y es soldable por arco bajo a gas de protección, como se muestra en la Figura 2.14. (COMIMSA, 2018)

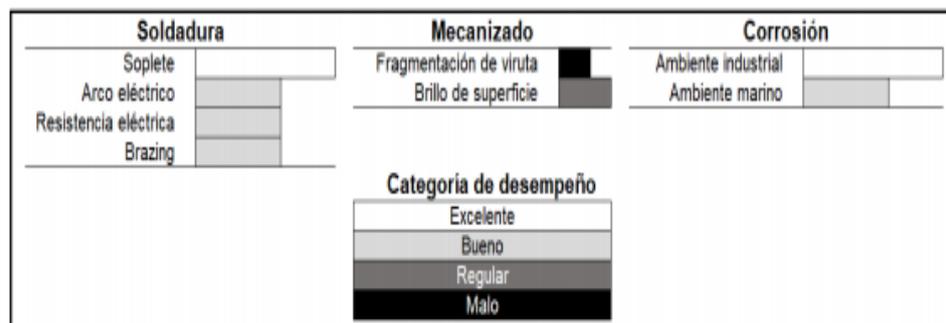


Figura 2.14 Descripción de las aptitudes tecnológicas de la aleación 6061. [Fuente: COMIMSA, 2018]

Las aleaciones de aluminio de la serie 6XXX depende del contenido de Si, Mg, Cu, Cr. (COMIMSA, 2018). La Sociedad Americana de Soldadura en la norma D1.2 (ASM,1993), recomienda utilizar como metal de aporte la aleación A4043 al someter la aleación A6061 a un proceso de soldadura para reducir con esto la formación de fases que puedan comprometer la sanidad de la unión. A continuación, se presenta la composición química para cada elemento respectivamente, presente en el proceso de soldadura. (Indura Grupo Air Products, 2007)

Tabla 2.9 Composición química del aluminio 6061-T6 (%e. p) [Fuente: COMIMSA, 2018]

Sr	Mg	Zn	Cu	Ni	Fe	Mn	Cr	Ti	Si	Al
< 0.0001	0.93	0.05	0.24	0.01	0.50	0.15	0.14	0.09	0.59	97.3

Tabla 2.10 Composición química del electrodo ER4043 (%e. p) [Fuente: COMIMSA, 2018]

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ti	Zn	Al
5.08	0.11	0.3	0.02	0.02	0.02	0.03	Resto

Según ECA la resistencia a la tensión máxima para el electrodo ER 4043 es de 94Mpa (ECA Electrodo, 2007). Mediante la siguiente ecuación se encuentra el espesor de la garganta.

$$a = 0.7 * t \quad (2.3)$$

$$t = 5mm$$

El espesor de la garganta es de 3.5 mm. La carga máxima aparece en el apoyo superior, y se debe a que toda la carga realizada por los 210 raquis es vertical; 16873 N.

Lr: Longitud de raquis= 1m

$$S = \frac{F}{A} = \frac{F}{Lr*a} \quad (2.4)$$

El valor que se obtiene es de 4.8 [MPa]. También se debe considerar los esfuerzos en el plano cuando existe un ángulo en la soldadura.

$$S_A = \frac{F*cos\theta*sen\theta}{A} = \frac{F}{Lr*a} \quad (2.5)$$

Para nuestro beneficio el ángulo es de 0°, generando un valor de 0. Luego se procede a encontrar los esfuerzos en el plano de la garganta de la soldadura., mediante las siguientes ecuaciones.

$$\sigma = s * \cos(45)$$

$$\tau_n = S * \sen(45)$$

$$\tau_A = S_A = 0$$

Tensión de comparación:

$$5.69[MPa] = \sigma^* = \sqrt{(s * \cos(45))^2 + 1.8 * ((S * \sen(45))^2 + S_A^2)} \leq \sigma_u \quad (2.6)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Resultados de diseño

Según se mencionó posteriormente en el capítulo 2 referentes a las ponderaciones especificadas en la matriz, la opción ganadora fue la alternativa compuesta por el disco giratorio posicionador. Esta es la alternativa que mejor satisface la necesidad de adaptación del medio de trabajo. Optar por esta alternativa, requerirá de fabricar dos elementos en específicos, los cuales son el disco giratorio, y la tolva almacenadora. Los elementos como, la cadena transportadora, banda transportadora, y los rodillos de ingreso y salida, son dispositivos que bien se deben diseñar, pero se pueden seleccionar, ya que se encuentra en el mercado.

3.2 Tolva almacenadora

Para el presente proyecto, un gran reto fue el diseñar un almacenador para los raquis. Este almacenador debía facilitar el acceso de suficiente material para la producción, puesto que el proceso debe ser constante. Además, que se debió evitar la aparición de otras problemáticas, como costos elevados, o dimensiones de estructuras exageradamente grandes. Dicho esto, se optó por aproximar el diseño del almacenador al modelo de la tolva, pero modificando su estructura. El volumen total que debe almacenar la tolva es de $0.808 m^3$. Puesto que solo existe una única manera para depositar los raquis, que la forma de la tolva es de un trapecoide. La geometría del almacenador, que viene estar dado por las dimensiones de un trapecoide, se encontró el área de entrada, salida y la altura total de la tolva; al utilizar la ecuación (1.1), (2.1), (3.1).

Tabla 3.1 Dimensiones de la tolva [Fuente: Elaboración propia]

Área de entrada[m ²]	Área de salida[m ²]	Altura[m]	Espesor[m]	Capacidad [m ³]
1.125	0.18	1.638	0.002	0.808

Se encontró que la estructura que soportara la tolva es de aluminio estructural, estará conformada por 4 columnas con perfil cuadrado. Esta estructura se encargará de distribuir el peso total de la tolva equitativamente.

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6. [Fuente: GABRIAN,2020]

Propiedades	σ_y [MPa]	σ_u [MPa]	σ_f [MPa]	E [GPa]	ρ [g/cm ³]
AA6061-T6	276	310	96.5	68.9	2.7

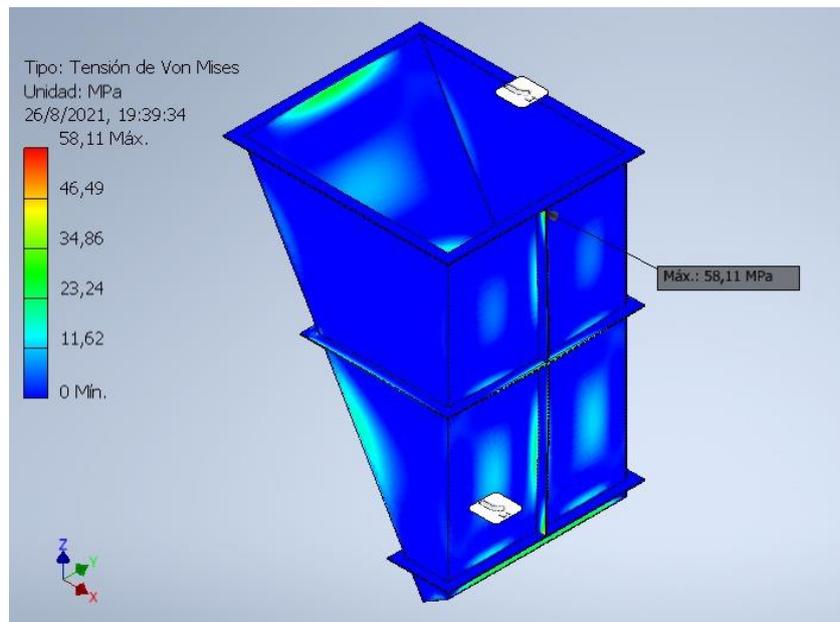


Figura 3.1 Simulación estática de tolva almacenadora. [Fuente: Elaboración propia]

Como se aprecia en la figura 3.1, el mayor esfuerzo en tolva se presenta en el rigidizador en vertical superior e inferior, y esto se debe a que la mayoría de la carga actúa verticalmente en todo el almacenador.

3.3 Disco giratorio posicionador

El disco giratorio es el elemento mecánico que hizo que la alternativa tenga mayor valor, y esto es por su simplicidad, no necesita de una instalación compleja, y ni tampoco de materiales que lo vuelvan un elemento costoso.

Para determinar las dimensiones de este elemento solo se necesitó tener en cuenta el diámetro del raquis, y la resistencia mecánica que debe soportar.

$$D_{disco} = 0.07 [m]$$

Tabla 3.3 Resultados de eje unitizado [Fuente: Elaboración propia]

Material	Módulo de elasticidad [MPa]	Módulo de rigidez [MPa]	Tensión de corte [MPa]	Diámetro Ideal [mm]
Acero AISI 1020	206	80	0.219	8.57

Con respecto a la figura 3.2, según la norma NEC-SEA-AC (Norma Ecuatoriana de la construcción para estructuras de acero), la tensión de corte en los aceros tiene un valor máximo de 9.033 MPa, y en la simulación da un valor de 0.219 MPa.

Por lo tanto, se encuentra dentro del rango admisible de diseño. Analizando la figura para el eje unitizador del apéndice C, en donde se observa que el diámetro ideal para el eje da como resultado 8.57 mm, siendo este valor óptimo para el eje de transmisión. Pero, además, de tener en cuenta que el valor encontrado analíticamente de 13.4mm también es una opción puesto que está diseñado a fatiga, pero tendría un costo un poco más alto que el de 8.57 mm.

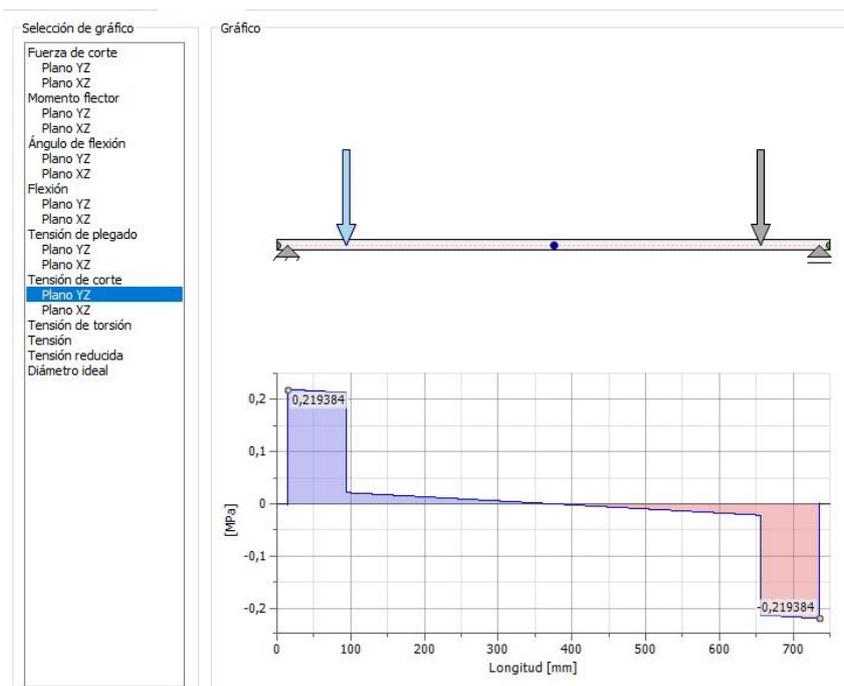


Figura 3.2 Tensión de corte en el eje del unitizador. [Fuente: Elaboración propia]

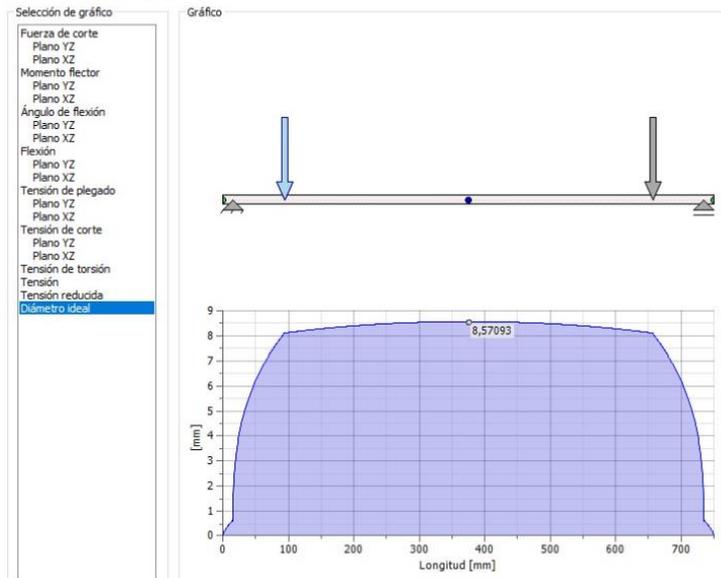


Figura 3.3 Diámetro ideal del eje unitizador. [Fuente: Elaboración propia]

3.4 Banda y cadena transportadoras

La banda transportadora se energizará con una potencia de 0.5 Kw, y la velocidad de 108 RPM se la obtendrá a partir del motor reductor CMBIS40 (TRANSETECNO, 019). Se produce una velocidad de servicio de 30 cm/s, debido a que el diámetro motriz correspondiente a la transmisión del movimiento de la banda es de 60 mm. Todos estos parámetros se obtienen a partir del flujo de 4 raquis en 1 minuto.

Tabla 3.4 Resultados de la banda transportadora [Fuente: Elaboración propia]

Material	Dimensiones (mm)	Velocidad angular (rpm)	Velocidad lineal (m/s)	Potencia (Kw)	Diámetro de tambor motriz (mm)	Torque (N m)
Plástico	3500*200	108	0,3	0,5	60	9,8

La cadena transportadora se energizará con una potencia de 1.1 Kw, y la velocidad de 7 RPM se la obtendrá a partir del motor reductor BOX063+BOX130 (Motive, 2019). Se produce una velocidad de servicio de 7,7 cm/s, debido a que el diámetro de catalina correspondiente a la transmisión del movimiento de la banda es de 210 mm. Todos estos parámetros se obtienen a partir del flujo de 4 raquis en 1 minuto.

Tabla 3.5 Resultados de la cadena transportadora [Fuente: Elaboración propia]

Velocidad angular (rpm)	Diámetro de catalina (mm)	Longitud de cadena (mm)	Potencia (Kw)	Velocidad de cadena (m/s)	Distancia entre centros (m)	Tensión en cadena (N)	Torque (Nm)
7	210	2184	1,1	0,077	1,016	9700	1000

3.5 Deflectores en las bandas y cortadora

Se requiere de un deflector que optimice al máximo la velocidad suministrada por la banda y tenga las mínimas dimensiones posible; por lo que, se optó por encontrar la intersección entre dos parámetros, la velocidad de desplazamiento del raquis sobre el deflector, y el desplazamiento lineal del raquis.

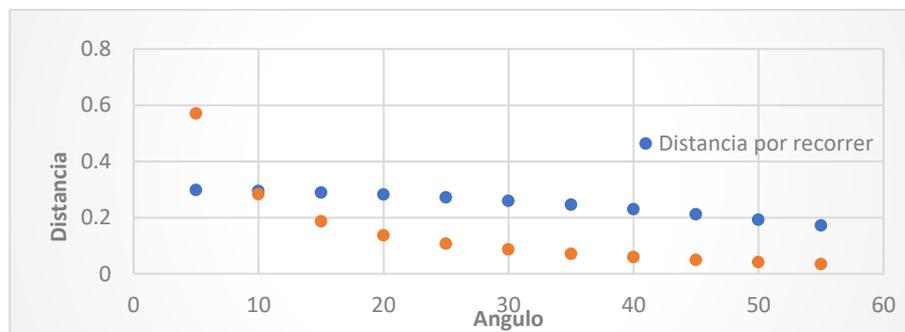


Figura 3.4 Gráfica del desplazamiento y velocidad del raquis en función del ángulo del deflector [Fuente: Elaboración propia]

La cortadora SH24 se energizará con una potencia de 5.5 Kw, y la velocidad de corte es de 17m/min se la obtendrá partir de la velocidad de la banda transportadora, cumpliendo con el requerimiento que el corte debe ser ligeramente más rápido que la velocidad de servicio de la banda, para descartar el trabamiento durante el corte. (Alibaba, 2012)

Tabla 3.6 Resultados para cortadora [Fuente: Elaboración propia]

	Velocidad de corte (m/min)	Peso (kg)	Dimensiones de la cuchilla (mm)	Potencia del motor (Kw)	Dimensiones cortadora (m)	Torque (Nm)
Cortadora	17	355	3670*34*0.9	5.5	4064*1778*1800	1000

3.6 Análisis de flujo de caja

Se conoce al TIR como la Tasa Interna de Retorno, se le define como la tasa de interés de inversión. Esa una herramienta útil para establecer la viabilidad del proyecto. Dicho esto, se procede a usar la siguiente ecuación.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I \quad (3.1)$$

VAN: Valor Actual

n: Periodo total.

t: Periodo considerado.

F_t: Flujo de caja en el periodo *t*.

I: Inversión inicial.

Por medio de los datos brindados por nuestro cliente se puede realizar la siguiente suposición, la cual es que nuestra línea de producción consigue aumentar el flujo neto en un 100%

Tabla 3.7 Representación de flujo de caja al 100% [Fuente: Elaboración propia]

Periodo de meses	Flujo de caja (\$)
0	-15000
1	-9757
2	4514
3	729
4	5972
5	11215
6	16458
7	21701
8	26944
9	32187
10	37430
11	42673
12	47916

Al utilizar la ecuación del VAN Y TIR en EXCEL, se muestra el siguiente resultado:

Tabla 3.8 Resultados VAN y TIR [Fuente: Elaboración propia]

VAN	TIR
\$226130,03	30%

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El sistema de almacenamiento cuenta con una tolva con la capacidad de contener 210 raquis por hora; sin embargo, debido a que la alimentación para la tolva es manual se requerirá que el llenado se realice 15 minutos antes que termine cada ciclo.
- Se estima que el proceso de desfibrar los raquis de banano duplicará la producción que posee la empresa actualmente, al aumentar el número de raquis procesados de 840 a 1680 para poder llegar a la meta estimada de 20 Kg diarios de fibra.
- Mediante la simulación en el programa Inventor, se logró comprobar que en el almacenador de raquis se pueden depositar 210 raquis, y además por la sencillez de la estructura se logró adquirir un almacenador de bajo costo.
- Se pudo comprobar que la banda transportadora de 60 mm de diámetro motriz cumple con la capacidad necesaria para transportar 1.5 toneladas horas, y se debe a que se encontró que el diámetro motriz mínimo para el correcto funcionamiento de la banda es de 54 mm.
- Mediante el disco giratorio posicionador solo se requiere mantener las revoluciones a 2 RPM, para lograr separar los 210 raquis en el intervalo de 1 hora. Puesto que no se necesita mucha potencia y una estructura robusta para que el disco giratorio cumpla con los requerimientos, el mecanismo resulta ser eficaz.
- Se obtuvo un TIR de 30% comprobando que para nuestro cliente la adquisición de la línea de producción es completamente rentable, y en base a su flujo de caja neto, se obtuvo que el tiempo de recuperación es aproximadamente de 3 meses.

4.2 Recomendaciones

- A pesar de que línea de producción en su mayoría es automatizada, existen dos puntos en la línea de que el operador debe realizar manualmente, estas son llenar de raquis la tolva almacenadora y retirar los desechos orgánicos producto del desfibrado, entonces es recomendable si el presupuesto de la empresa lo requiera de implementar un sistema de recolección de desechos.
- Después de cada uso, se recomienda realizar limpieza del tambor desfibrador, para así evitar la corrosión en las cuchillas de desfibrado.
- A la banda transportadora de salida del desfibrador es necesaria realizarle limpieza, puesto que la fibra tiene humedad, y esto puede hacer que la fibra que se procese en otro día de producción perjudique la calidad.

BIBLIOGRAFÍA

- Alibaba. (2012) Portable Horizontal Bandsaw Sawmill Machine SH24.
- Aluminio RIESA (2014). Catálogo de Productos, Propiedades Mecánicas del aluminio, pp. 5-41. Catalogo web (Aluminio Riesa)
- ASM Internacional, Aluminum and Aluminum Alloys, Ohio, USA: J.R. Davis, 1993.
- Cedal Perfilería de Aluminio. (2019). Perfiles Normalizados, Tubos Cuadrados 14_cedal-tubos-cuadrados
- TRANSETECNO. (2019). Modular gearmotor AC-ALU. Pag 58-60.
- COMIMSA. (2018). Estudio De La Soldabilidad Entre Materiales Disímiles A6061-T6/Acero Dp900 Galvanizado, Unidos Por El Proceso CM
- ECA Electroodos*. (2007). Electrodo de aluminio *ECA Al 4043*. *Catálogo de Electroodos*, 37. <https://ecaelectroodos.com/electroodos/eca-al-4043/>
- Eduardo Jaramillo, Alejandro Argüello. (2020 febrero). Ecuador, líder en la producción de banano. Ekos. Recuperado de: <https://www.ekosnegocios.com/articulo/ecuador-lider-en-la-produccion-de-banano>
- COMIMSA. (2018). Estudio De La Soldabilidad Entre Materiales Disímiles A6061-T6/Acero Dp90. (repositorioinstitucional.mx)
- ETSEIB. (2015). Diseño de un silo cilíndrico para el almacenamiento de productos granulares. Pag 29-32. (upc.edu)
- GABRIAN International LTD. (2020). Aluminio 6061: Conozca sus propiedades.
- Indura Grupo Air Products. (2007). Manual de Sistemas y Materiales de Soldadura. Manual de soldadura (indura.com.ec)
- Intermec (2018). Estándares de Cuñas y cuñeros (Chavetas y Chaveteros)
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. Recuperado el 30 de agosto de 2021, de https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/nte_inen_2337.pdf
- JORESA. (2018). Cálculo de una transmisión por cadena. Pág 47-48.

- LOGOSOL. (2020). Equipos de corte, aserradero cinta, aserradero cadena.
- M. Ovando Martínez, E. Agama Acevedo y L. Bello Pérez, Digestibilidad in vitro del almidón en espagueti adicionado con almidón de plátano, 2007.
- M. Sheden. "Estudio de raquis de banano (*Musa giant cavendishii* Labert) e investigación de posibles usos", San José: Universidad de Costa Rica, 1978
- Mejía Osorio, J.C., R. Rodríguez Baracaldo, and J.J. Olaya Florez, The influence of alkali treatment on banana fibre's mechanical properties Ingeniería e investigación, 2012.
- Morfología de la planta de banano. Promusa Improving the understanding of banana. Recuperado de: promusa.org/Morfología de la planta del banano
- MOTIVE. (2019). Box Series Wormgear Units. Protezione e fabbricazione di motori elettrici, riduttori meccanici e invertir.
- Pilco Carrazco, Alex Santiago. (2017). Diseño de una planta procesadora para la obtención de pulpa de frutilla en la parroquia San Gerardo del cantón Guano. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba.
- Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, ISSN -1010-2760, RNPS-0111, Vol. 22, No. 4 (octubre-noviembre-diciembre, pp. 5-14), 2013
- Robert L. Mott, P.E. (2004). Diseño de Elementos de Máquinas. Pág. 264.
- S.Huot Inc. (2009). Almacenador de paso para el control de madera. <https://www.shuot.com/en/portfolio-items/log-infeed-system/>
- Universidad Nacional de Colombia. (2014). Elaboración de un material biocompuesto a partir de la fibra de plátano. Caracterización Mecánica. Pag 17-18.
- Universidad Distrital Francisco José De Caldas. (2020). Diseño Y Construcción De Un Prototipo De Máquina Para La Obtención De Pulpa De Guanábana. AriasBarreraNicolasAndres2020.pdf (udistrital.edu.co)
- Universidad de Málaga. (2006). Manipulación Manual de Cargas. Manipulación Manual de Cargas (uma.es)

APÉNDICES

APÉNDICE A

Cálculo de equipos

Cálculo de cargas y esfuerzos para las columnas soporte.

Para el soporte de la tolva se colocará 4 columnas con perfil cuadrado de la serie 1015. Las dimensiones correspondientes al perfil se encuentran en el apéndice C. La carga total incluyendo el peso de la tolva corresponde a 16873 N. Dicho esto, se proceda a calcular el esfuerzo por columna con la siguiente. Se recuerda que, para el análisis de columnas, se debe identificar primero si la falla se presentara por pandeo, o aplastamiento. Según la Asociación de Aluminio Inc. para la aleación 6061-T6, se puede identificar el tipo de falla mediante la siguiente ecuación. (ASM,1993)

Para identificar si es por aplastamiento, la condición es.

$$\frac{L_e}{r} < 66 \quad (\text{A.1})$$

Para identificar si es por pandeo, la condición es.

$$\frac{L_e}{r} > 66 \quad (\text{A.2})$$

El valor correspondiente a la relación de longitud equivalente y el radio de giro de la columna es de 18.94, por lo que el tipo de falla que se propagara es por aplastamiento. Dicho esto, se procede a determinar el esfuerzo mediante la ecuación correspondiente.

$$\sigma = \left[139 - 0.868 \left(\frac{L_e}{r} \right) \right] MPa \quad (\text{A.3})$$

Se encuentra que el valor del esfuerzo es de 122MPa. Para finalizar se encuentra El facto de seguridad con la ecuación:

$$\eta = \frac{122}{\sigma_u} \quad (\text{A.4})$$

Cálculo de transmisión de potencia por cadenas para transporte de raquis

Con potencia transmitida, velocidad del motor y el factor de servicio para poder calcular la potencia de diseño se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia de diseño } (P_d) = \text{F.S.} * P \quad (\text{A.5})$$

Junto con la tabla de capacidades de caballos de fuerza, junto con las velocidades en rpm, se puede seleccionar el número de dientes de las catarinas.

Haciendo uso de la norma de ACA (ACA, 1993)

Cálculo del diámetro de la catarina mediante la ecuación:

$$D_{1,2} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{z_{1,2}}\right)} \quad (\text{A.6})$$

Dónde:

p= paso de la cadena (adimensional)

$z_{1,2}$ = número de dientes de las catarinas

El número de dientes de cada catalina debe ser la misma, para mantener la velocidad a lo largo de la cadena.

Para calcular la longitud necesaria, en pasos, se usa la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{z_2+z_1}{2} + \frac{(z_2-z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (\text{A.7})$$

Dónde:

L= longitud de cadena (pasos)

C= 30 (mínimo valor recomendado)

$z_{1,2}$ = número de dientes de las catarinas

Una vez que ya se tiene la longitud necesaria de la cadena se multiplica con el paso de la cadena para tener la longitud en pulgadas.

Cálculo de la distancia teórica entre centros, se usa la siguiente ecuación:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{z_2+z_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{z_2+z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(z_2-z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (\text{A.8})$$

Dónde:

L= longitud de cadena (pasos)

$z_{1,2}$ = número de dientes de las catarinas

Una vez obtenido C, se debe multiplicar por el paso de cadena para tener el valor en pulgadas.

Cálculo del ángulo de contacto de la cadena con cada catarina:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 (\text{sen})^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad (\text{A.9})$$

$$\theta_1 = 180^\circ + 2 (\text{sen})^{-1}[(D_2 - D_1)/2C] \quad (\text{A.10})$$

Si los ángulos obtenidos son mayores a 120°, es aceptable.

Cálculos para el eje de transmisión del unitizador

$$T = F \cdot d \quad (\text{A.11})$$

Donde:

F= Fuerza que produce el torque (N)

d= brazo de palanca (m)

Se diseñará el eje de transmisión a fatiga, para calcular el diámetro se usará la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{32 N}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} * T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{0.33} \quad (\text{A.12})$$

Dónde:

d : diámetro del eje [m]

N : factor de seguridad

k_f : factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por torsión

S_e : resistencia física corregida [MPa]

T_m : torque medio [N m]

M_m : momento medio [MPa]

S_{ut} : resistencia última a la tensión del material [MPa]

M_a : momento alternante [MPa]

T_a : torque alternante [N m]

El material del eje de transmisión de la cadena será:

Material: Acero AISI 1020

Sut [MPa]: 440

Sy [MPa]: 370

El material de la chaveta será:

Material: Acero AISI 1018

Sut [MPa]: 410

Sy [MPa]: 235

Selección de rodamientos

Para seleccionar los rodamientos, en primer lugar, se debe especificar la vida nominal requerida, se la puede observar en el apéndice B

Luego hallar la carga radial dinámica equivalente y la capacidad básica de carga dinámica:

Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (\text{A.13})$$

Dónde:

P_r : carga equivalente dinámica radial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

Capacidad básica de carga dinámica

$$C_r = \left[\frac{60 w_t L_{10h}}{10^6} \right]^{1/p} * P_r \quad (\text{A.14})$$

Dónde:

C_r : capacidad básica de carga dinámica

w_t : velocidad de giro [rpm]

Diseño de banda transportadora

Para proceder al dimensionamiento de la banda transportadora se hizo uso de información de CEMA. (Conveyor Equipment Manufacturers Association)

Cálculo de capacidad de la banda transportadora

Material: Raquis de banano

Densidad: 9.09 [kg/m³]

Masa aproximada por cada raquis: 6 [kg]

Peso aproximado por cada raquis: 59 [N]

Cálculo de las fuerzas que se ejercen en la banda transportadora según normas CEMA. (CEMA, 2003)

- Fuerza necesaria para mover la banda en vacío y sus componentes

$$F_v = (C * f * L * G) * g \quad (\text{A.15})$$

Dónde:

F_v = fuerza para mover la banda en vacío [N]

C = factor de fricción por longitud de banda

f=factor de fricción de las partes móviles (adimensional)

L= longitud total de la banda (proyección horizontal) [m]

G= peso de las partes móviles [kg/m]

g= aceleración de gravedad [m/s^2]

- Fuerza necesaria para desplazar el material horizontalmente

$$F_H = \frac{(C*f*L*Q_{banda\ seleccionada})}{3.6*v} * g \quad (A.16)$$

Dónde:

F_H = fuerza para mover el material horizontalmente [N]

C= factor de fricción por longitud de banda

f=factor de fricción de las partes móviles (adimensional)

L= longitud total de la banda (proyección horizontal) [m]

$Q_{banda\ seleccionada}$ = capacidad máxima de transporte [ton/h]

v= velocidad de la banda [m/s]

g= aceleración de gravedad [m/s^2]

Cálculo del peso de las partes móviles de la banda

Se calculan haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2} \quad (A.17)$$

Dónde:

G = peso de las partes móviles [kg/m]

G_b = peso de la banda [kg/m]

G_{ro} = peso de los rodillos superiores [kg]

G_{ru} = peso de los rodillos inferiores [kg]

S_1 = espaciamiento entre los rodillos superiores [m]

S_2 = espaciamiento entre los rodillos inferiores [m]

Selección del ancho entre los rodillos superiores e inferiores

Se lo puede observar en el apéndice B.

Cálculo de potencia

Se tiene que considerar la potencia adicional que se requiere con el motor, para que pueda vencer la resistencia que se presenta a lo largo de las guías de carga y fricción rodillos y banda. Esta potencia se la puede determinar con la siguiente ecuación:

$$P_s = 0.08 v L \quad (\text{A.18})$$

Dónde:

P_s : potencia adicional [kW]

v = velocidad de la banda [m/s]

L = longitud de banda [m]

Luego, esta potencia adicional debe ser sumada a la potencia teórica, que viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_T = \frac{(F_V + F_H) * v}{1000} + P_s \quad (\text{A.19})$$

Dónde:

P_T = potencia teórica [kW]

F_V = fuerza para mover la banda en vacío [N]

F_H = fuerza para mover el material horizontalmente [N]

v = velocidad de la banda [m/s]

L = longitud de banda [m]

Cálculo de tensiones en la banda

En bandas transportadoras existe una diferencia de tensiones entre los lados del tambor motriz, para que se produzca el movimiento.

(T_1) representa a la tensión en el lado apretado y (T_2) a la tensión en el lado flojo.

T_1 es mayor a T_2 y su diferencia es conocida como tensión efectiva (T_e).

La tensión efectiva se la puede determinar con la siguiente ecuación:

$$T_e = \frac{1000 * P_T}{v} \quad (\text{A.20})$$

Dónde:

P_T = potencia teórica [kW]

T_e = tensión efectiva [N]

v = velocidad de la banda [m/s]

También se determina la tensión en el lado apretado de la banda T_1 con la siguiente ecuación:

$$T_1 = T_e \quad (A.21)$$

Dónde:

T_1 = tensión en el lado apretado [N]

T_e = tensión efectiva [N]

m = coeficiente de accionamiento

Con respecto al coeficiente de accionamiento (m), este depende del arco de contacto que existe entre el tambor motriz y la banda, si el tambor motriz es revestido o desnudo, el tipo de contrapeso. Entonces se lo puede determinar haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$m = 1 + \left[\frac{1}{(e^{\mu \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}}) - 1} \right] \quad (A.21)$$

Dónde:

m = coeficiente de accionamiento

e = base algoritmo neperiano

μ = coeficiente de fricción entre la banda y el tambor motriz

θ = ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz (°)

Cálculo de transmisión de potencia por cadenas

Torque= 1002 Nm

Potencia= 1 HP= 0.75 kW

n_1 : 7 rpm

Puesto que se transmitirá el movimiento entre los árboles de transmisión de las cadenas a la misma velocidad lineal de la cadena la relación de transmisión debe de ser:

i = 1:1

Por lo tanto, el número de dientes de las dos catarinas debe ser el mismo.

Paso 1.- Se selecciona un factor de servicio obtenido en el apéndice B, para calcular la potencia de diseño. Haciendo uso de la ecuación (13).

Se usará un motor eléctrico de 1 HP

Potencia de diseño = F.S * Potencia

Potencia de diseño = 1 * 1 HP = 1 HP

El factor de potencia se lo obtiene de la tabla...

Paso 2.- Por tabla de capacidades y selección de cadena obtenida del *Mott Robert L., Diseño de elementos de máquinas*, ver ANEXO B. Se establece con la velocidad angular y potencia, parámetros donde sean similares a la potencia de diseño.

Dando como resultado una catarina de 14 dientes, con lubricación tipo A.

$$z_1 = 26$$

$$p: \text{paso} = 1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$$

Paso 3: Se procede a calcular el diámetro de la catarina haciendo uso de la ecuación 2.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}$$
$$D = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = 8.3 \text{ pulg} = 210.8 \text{ mm}$$

Paso 4: Especificar la distancia entre centros nominal. Se usará con la mínima recomendada, $C = 30$ pasos

Paso 5: Calcular la longitud necesaria, en pasos, con la ecuación

$$L = 2C + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L = 2(30) + \frac{13 + 13}{2}$$

$$L = 86 \text{ pasos}$$

Luego, especificando la longitud total

$$L = 86 * p = 86 * (1 \text{ pulg}) = 86 \text{ pulg} = 2184.4 \text{ mm}$$

Paso 6: Calcular la distancia entre centros real máxima con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{z_2 + z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[86 - \frac{26 + 26}{2} + \sqrt{[86 - 26]^2} \right]$$

$$C = 30 \text{ pasos} = 30 \cdot (1 \text{ pulg}) = 30 \text{ pulg} = 762 \text{ mm}$$

Paso 7: Calculando el ángulo de contacto de la cadena con cada catarina con la siguiente ecuación:

Ambas catarinas tienen el mismo diámetro, por lo tanto:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1}\{[D_2 - D_1]/2C\}$$

$$\theta_{1,2} = 180^\circ > 120^\circ \text{ entonces es aceptable}$$

Paso 8: Calculando la velocidad de la cadena, haciendo uso de la ecuación:

$$v = \frac{p z_1 n_1}{1000}$$

Dónde:

v : velocidad lineal de la cadena [m/min]

p : paso de la cadena en [mm]

z_1 : número de dientes del piñón conductor

n_1 : numero de vueltas del piñón conductor [rpm]

$$v = \frac{25.4 * 26 * 7}{100}$$

$$v = 4.62 \frac{m}{min} = 0.077 \frac{m}{s}$$

Paso 9: Calculando la tensión en la cadena

$$T_{ramal\ conductor} = \frac{6120 * W}{v}$$

$$T_{ramal\ conductor} = \frac{6120 * 0.75}{4.62} = 993.5\ kg$$

$$F_{tension} = 993.5\ kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 9.7\ kN$$

Cálculo de diámetro del eje de cadena de transmisión

El material seleccionado es el de la tabla 2.11

Dado que se asume una carga con torque constante y ciclo de flexión invertida, se aplica el método de Goodman modificado para determinar el valor mínimo del diámetro del eje.

$$d = \left\{ \frac{32 N}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} * T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{0.33}$$

Dónde:

d : diámetro del eje [m]

N : factor de seguridad

k_f : factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por torsión

S_e : resistencia física corregida [MPa]

T_m : torque medio [N m]

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión del material [MPa]

Diámetro en el punto B del eje del unitizador

$$M_a = 1818.75 \text{ [N m]}$$

$$T_m = 1091.3 \text{ [N m]}$$

Se calcula el factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Considerando el punto B como un chavetero, k_t toma un valor de 4. Además, q es aproximado a 0.55 según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.55(4 - 1) = 2.65 \text{ (flexión)}$$

De igual forma, se determina el factor por torsión. En que q_s toma el valor de 0.63 según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_t - 1) = 1 + 0.55(4 - 1) = 2.89 \text{ (torsión)}$$

Luego, se calcula la resistencia corregida con la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.5 S_{ut} C_{carga} C_{tamano} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad}$$

Los factores se determinan tomando en cuenta las siguientes consideraciones

- El factor por carga es igual a 1 debido a que se trata de un árbol sometido a esfuerzos combinados.
- El factor por tamaño se puede asumir igual a 1.
- Considerando una superficie con acabado maquinado, el factor de superficie es 0.84
- El factor por temperatura es igual a 1 debido a no tener condiciones elevadas de temperatura
- Considerando una confiabilidad del 90%, el factor es de 0.897

Entonces, calculando S_e :

$$S_e = 177 \text{ [MPa]}$$

Seleccionando un factor de seguridad igual a 2.5 se procede a calcular el diámetro del eje en B.

$$d_B = 0.108 \text{ m} = 108 \text{ [mm]}$$

El diámetro en el punto C es el mismo, puesto que soportan el mismo torque

$$d_c = 0.108 \text{ m} = 108 \text{ [mm]}$$

Selección de rodamientos en el punto A y D

Utilizando el catálogo NTN como referencia, los rodamientos para el unitizador deberán tener una vida nominal entre 4000 y 12000 horas

$$L_{10h} = 12000 \text{ horas}$$

Para la selección se considerará un rodamiento de bolas

$$P_r = XF_r + YF_a$$

Dónde:

P_r : carga equivalente dinámica radial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

Al no tener presentes fuerzas axiales en el unitizador, P_r es igual a 9700 N

$$C_r = \left[\frac{60 w_t L_{10h}}{10^6} \right]^{1/p} * P_r$$

Dónde:

C_r : capacidad básica de carga dinámica

w_t : velocidad de giro del unitizador

Al tratarse de un rodamiento de bolas, P tendrá un valor de 3.

$$C_r = \left[\frac{60 * 7 * 12000}{10^6} \right]^{1/3} * 9700$$

$$C_r = 16.5 \text{ kN}$$

Conociendo el diámetro del eje y la capacidad que deberá tener el rodamiento, se selecciona un rodamiento rígido del catálogo:

Tipo rodamiento: 6822

Diámetro anillo interno [mm]: 110

Diámetro anillo externo [mm]: 140

C_r : 24.9 [kN]

C_{or} : 28.2 [kN]

Prueba estática

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{28200}{9700} = 2.90$$

$$S_o = 2.9 > 1$$

Por lo tanto, el rodamiento no fallara de forma estática y cumple con a la vida nominal requerida.

Selección del motorreductor que energizara al eje de cadena de transmisión

Se calculará la potencia del motorreductor

$$T = 1091 \text{ N m}$$

$$\omega = 7 \text{ rpm}$$

$$P = T * \omega$$

$$P = 1091 \text{ N m} * 7 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$P = 800 \text{ W} = 1.07 \text{ HP}$$

Por lo tanto, se necesitaría una potencia de 1.1 Kw

Cálculos de diseño de eje de transmisión del unitizador

El material seleccionado es el de la tabla 2.11

Sobre el árbol del unitizador estarán los discos en donde reposarán los raquis. La carga que va a soportar el unitizador es de:

$$W_{raquis} = 6 \text{ kg} * \frac{9.8 \text{ m}}{\text{s}^2} = 59 \text{ N}$$

Con respecto a la figura B-1 en el apéndice B, el peso de raquis está dirigido hacia dentro de la página y asumiendo que su peso se concentra en su centro de masa.

Se determinan las reacciones haciendo sumatoria de momentos en el punto "O", para hallar las reacciones en los discos donde reposa el raquis

$$\sum M_o = 0$$

$$-w_{raquis}(0.1875) + R_c(0.375) = 0$$

$$R_c = 29.5 \text{ N}$$

$$R_D = 29.5 \text{ N}$$

Se puede corroborar las reacciones en la figura C-1, y el momento medio flector de la figura C-3 del apéndice C.

Ahora encontrando el torque que experimenta el árbol unitizador con la ecuación 7.

$$T = F * d$$

d= radio del disco posicionador

$$T = 29.5 \text{ N} * 0.035 \text{ m}$$

$$T = 1.03 \text{ N m} = T_m$$

El material seleccionado es el acero AISI 1020 de la tabla 2.11

Dado que se asume una carga con torque constante y ciclo de flexión invertida, se aplica el método de GOODMAN para determinar el valor mínimo del diámetro del eje.

$$d = \left\{ \frac{32 N}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} * T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{0.33}$$

Dónde:

d : diámetro del eje [m]

N : factor de seguridad

k_f : factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por torsión

S_e : resistencia física corregida [MPa]

T_m : torque medio [N m]

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión del material [MPa]

Diámetro en el punto B del árbol del unitizador

$$M_a = 5.53 \text{ [N m]}$$

$$T_m = 1.03 \text{ [N m]}$$

Se calcula el factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Considerando el punto B como un chavetero, k_t toma un valor de 4. Además, q es aproximado a 0.55, según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.55(4 - 1) = 2.65 \text{ (flexión)}$$

De igual forma, se determina el factor por torsión. En que q_s toma el valor de 0.63 según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_t - 1) = 1 + 0.63(4 - 1) = 2.89 \text{ (torsión)}$$

Luego, se calcula la resistencia corregida con la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.5 S_{ut} C_{carga} C_{tamano} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad}$$

Los factores se determinan tomando en cuenta las siguientes consideraciones

- El factor por carga es igual a 1 debido a que se trata de un árbol sometido a esfuerzos combinados.

- El factor por tamaño se puede asumir igual a 1.
- Considerando una superficie con acabado maquinado, el factor de superficie es 0.84
- El factor por temperatura es igual a 1 debido a no tener condiciones elevadas de temperatura
- Considerando una confiabilidad del 90%, el factor es de 0.897

Entonces, calculando S_e :

$$S_e = 177 \text{ [MPa]}$$

Seleccionando un factor de seguridad igual a 2.5 se procede a calcular el diámetro del eje.

$$d_B = 0.014 \text{ m} = 13.5 \text{ [mm]}$$

El diámetro en el punto C es el mismo, puesto que soportan el mismo torque

$$d_C = 0.014 \text{ m} = 13.5 \text{ [mm]}$$

Diseño de chaveta en el punto B y C

Diámetro B, C = 14 [mm]

De tablas de chavetas prismáticas 5x5 [mm] (apéndice C)

Cortante n=4

$$N_c = \frac{S_{sy}}{\tau} \rightarrow L = \frac{4T}{(0.577S_y) r b} = \frac{4(1.03)}{(135 \times 10^6)(0.007)(0.005)}$$

$$L = 0.00086 \text{ m} = 0.86 \text{ [mm]}$$

La longitud de 5 mm de chaveta cumple.

Aplastamiento

$$N_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} \rightarrow \frac{S_y}{\frac{T}{r * \frac{h}{2} * L}} = \frac{235 \times 10^6}{\frac{1.03}{0.007 * 0.0025 * 0.00086}} = 3.3 > 1 \text{ (cumple)}$$

Selección de rodamientos en el punto A y D

Utilizando el catálogo NTN como referencia, los rodamientos para el unitizador deberán tener una vida nominal entre 4000 y 12000 horas

$$L_{10h} = 12000 \text{ horas}$$

Para la selección se considerará un rodamiento de bolas

$$P_r = XF_r + YF_a$$

Dónde:

P_r : carga equivalente dinámica radial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

Al no tener presentes fuerzas axiales en el unitizador, P_r es igual a 29.5 N

$$C_r = \left[\frac{60 w_t L_{10h}}{1} \right]^{1/p} * P_r$$

Dónde:

C_r : capacidad básica de carga dinámica

w_t : velocidad de giro del unitizador

Al tratarse de un rodamiento de bolas, P tendrá un valor de 3.

$$C_r = \left[\frac{60 * 2 * 12000}{10^6} \right]^{1/3} * 29.5$$
$$C_r = 33.3 \text{ N} = 0.033 \text{ kN}$$

Conociendo el diámetro del eje y la capacidad que deberá tener el rodamiento, se selecciona un rodamiento rígido del catálogo:

Tipo rodamiento: 6702

Diámetro anillo interno [mm]: 15

Diámetro anillo externo [mm]: 21

C_r : 0.940 kN

C_{or} : 0.585 kN

Prueba estática

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{585}{29.5} = 19.7$$
$$S_o = 19.7 > 1$$

Por lo tanto, el rodamiento no fallara de forma estática y cumple con la vida nominal requerida.

Cálculo de banda transportadora

$$\rho_{cada\ raquis} = 9.09 \frac{kg}{m^3}$$

$$Q_{banda\ seleccionada} = 6 \frac{kg}{m} * \frac{0.3\ m}{s} = 1.8 \frac{kg}{s} * \frac{1\ ton}{1000\ kg} * \frac{3600\ s}{1\ h}$$

$$Q_{\text{banda seleccionada}} = 6.48 \frac{\text{ton}}{\text{h}}$$

$$G = 2 + G_B + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{SS_2}$$

Se calculará la fuerza necesaria de la banda en vacío

$$F_V = (C * f * L * G) * g$$

$$F_V = (8 * 0.020 * 3.5 * 9.7) * 9.8$$

$$F_V = 53.2 \text{ N}$$

Ahora la fuerza necesaria para mover la banda horizontalmente

$$F_H = \frac{(C * f * L * Q_{\text{banda seleccionada}})}{3.6 * V} * g$$

$$F_H = \frac{(8 * 0.020 * 3.5 * 6.48)}{3.6 * 0.3} * 9.8$$

$$F_H = 33 \text{ N}$$

POTENCIA

Potencia teórica

Se da en la banda transportadora para poder desplazar la materia prima

$$P = \frac{(F_V + F_H) * v}{1000} + P_s$$

$$P_s = 0.08 * 0.3 * 3.5 = 0.084$$

$$P = \frac{(53.2 + 33) * 0.3}{1000} + 0.084$$

$$P = 0.11 \text{ kW}$$

Potencia del motor requerida

$$P_m = \frac{P}{\eta_m * \eta_r} = \frac{0.11 \text{ kW}}{0.92 * 0.97} = 0.12 \text{ kW} = 0.16 \text{ HP}$$

Se selecciona un motor de potencia de 0.25 HP

Tensiones que se generan en la banda

Las bandas tienen un lado tenso y un lado flojo.

$$T_e = \frac{P}{v}$$

$$T_e = \frac{0.11}{0.3} = 0.37 \text{ kN}$$

Tensión en el lado tenso T1

$$T_1 = T_e * m$$

$$T_1 = 0.37 * 1.38 = 0.51 \text{ kN}$$

Tensión en el lado flojo T2

$$T_2 = T_1 - T_e = 0.51 - 0.37 = 0.14 \text{ kN}$$

Cálculo de diámetro y velocidad de giro de tambor motriz

$$Dt_{min} = \frac{36 * T_e}{p * \pi * \theta * B}$$

$$Dt_{min} = \frac{36 * 370}{1900 * \pi * 210 * 0.2} = 0.053 \text{ m} = 53 \text{ mm}$$

$$\omega_t = \frac{v * 60}{\pi * Dt_{min}} = \frac{0.3 * 60}{\pi * 53} = 108 \text{ rpm}$$

Torque generado en el tambor motriz

$$T_{tambor} = (T_1 - T_2) * r_{tambor} = (0.51 - 0.14) * \left(\frac{0.053}{2}\right) = 9.80 \text{ Nm}$$

$$F_{eqtambor} = T_1 + T_2 = 0.83 \text{ kN} = 650 \text{ N}$$

Diseño del eje del tambor motriz

El material seleccionado es el acero AISI 1020 de la tabla 2.11

Dado que se asume una carga con torque constante y ciclo de flexión invertida, se aplica el método de GOODMAN para determinar el valor mínimo del diámetro del eje.

$$d = \left\{ \frac{32 N}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4} (k_{fs} * T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4} (k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{0.33}$$

Dónde:

d : diámetro del eje [m]

N : factor de seguridad

k_f : factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por torsión

S_e : resistencia física corregida [MPa]

T_m : torque medio [N m]

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión del material [MPa]

Diámetro en el punto B del árbol del unitizador

$$M_a = 32.5 \text{ [N m]}$$

$$T_m = 9.80 \text{ [N m]}$$

Se calcula el factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Considerando el punto B como un chavetero, k_t toma un valor de 4. Además, q es aproximado a 0.55, según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.55(4 - 1) = 2.65 \text{ (flexión)}$$

De igual forma, se determina el factor por torsión. En que q_s toma el valor de 0.63 según las curvas de sensibilidad a la muesca en aceros en el apéndice B.

$$k_f = 1 + q_s(k_t - 1) = 1 + 0.63(4 - 1) = 2.89 \text{ (torsión)}$$

Luego, se calcula la resistencia corregida con la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.5 S_{ut} C_{carga} C_{tamano} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad}$$

Los factores se determinan tomando en cuenta las siguientes consideraciones

- El factor por carga es igual a 1 debido a que se trata de un árbol sometido a esfuerzos combinados.
- El factor por tamaño se puede asumir igual a 1.
- Considerando una superficie con acabado maquinado, el factor de superficie es 0.84
- El factor por temperatura es igual a 1 debido a no tener condiciones elevadas de temperatura
- Considerando una confiabilidad del 90%, el factor es de 0.897

Entonces, calculando S_e :

$$S_e = 177 \text{ MPa}$$

Seleccionando un factor de seguridad igual a 2.5 se procede a calcular el diámetro del eje.

$$d_B = 0.027 \text{ m} = 27 \text{ mm}$$

Diseño de chaveta en el punto B

Se escoge el acero AISI 1018 de la tabla 2.12

Diámetro B = 29 mm

De tablas de chavetas prismáticas 8x7 [mm] (apéndice C)

Cortante n=4

$$N_c = \frac{S_{sy}}{\tau} \rightarrow L = \frac{4T}{(0.577S_y) r b} = \frac{4(9.80)}{(135 \times 10^6)(0.0135)(0.008)}$$

$$L = 0.0026 \text{ m} = 2.7 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la longitud de 3.7 mm de chaveta cumple.

Aplastamiento

$$N_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} \rightarrow \frac{S_y}{\frac{T}{r * \frac{h}{2} * L}} = \frac{235 \times 10^6}{9.80} = 2.9 > 1 \text{ (cumple)}$$

Selección de rodamientos en el punto A y C

Utilizando el catálogo NTN como referencia, los rodamientos para el unitizador deberán tener una vida nominal entre 4000 y 12000 horas

$$L_{10h} = 12000 \text{ horas}$$

Para la selección se considerará un rodamiento de bolas

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

Dónde:

P_r : carga equivalente dinámica radial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

Al no tener presentes fuerzas axiales en el eje, P_r es igual a 0.325 kN

$$C_r = \left[\frac{60 w_t L_{10h}}{10^6} \right]^{1/p} * P_r$$

Dónde:

C_r : capacidad básica de carga dinámica

w_t : velocidad de giro del eje

Al tratarse de un rodamiento de bolas, P tendrá un valor de 3.

$$C_r = \left[\frac{60 * 108 * 12000}{10^6} \right]^{1/3} * 0.325$$

$$C_r = 1.37 \text{ kN}$$

Conociendo el diámetro del eje y la capacidad que deberá tener el rodamiento, se selecciona un rodamiento rígido del catálogo:

Tipo rodamiento 60/28

Diámetro anillo interno [mm]: 30

Diámetro anillo externo [mm]: 42

C_r : 4.70 kN

C_{or} : 3.65 kN

Prueba estática

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} = \frac{3.65}{0.325} = 11.2$$

$$S_o = 11.2 > 1$$

Por lo tanto, el rodamiento no fallara de forma estática y cumple con la vida nominal requerida.

Selección de motorreductor para banda transportadora

El motorreductor seleccionado es de tipo ejes ortogonales, de una potencia de 0.50 kW = 0.67 HP.

Con un motor de 1750 rpm, la relación de transmisión seria:

$$i = \frac{1750}{108} = 16$$

APÉNDICE B

Tabla B. 1 Factor de servicio para transmisión de potencia con cadenas en función de tipo de carga e impulsor. [Elaboración Propia]

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna
Uniforme (agitadores, ventiladores, con carga con uniforme). moderado (transporte ligera y y).	1.0	1.0	1.2
Choque (máquinas grúas, pesados, de alimento y molinos). moderado (herramienta, transportadores, mezcladores de).	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos).	1.4	1.5	1.7

Núm. de dientes	0.750 pulgadas de paso																								
	Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min																								
	10	25	50	100	120	200	300	400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
11	0.19	0.46	0.89	1.72	2.05	3.35	4.95	6.52	8.08	9.63	12.69	15.58	11.85	9.41	7.70	6.45	5.51	3.94	3.00	2.38	1.95	1.63	1.39	1.21	0.00
12	0.21	0.50	0.97	1.88	2.24	3.66	5.40	7.12	8.82	10.51	13.85	17.15	13.51	10.72	8.77	7.35	6.28	4.49	3.42	2.71	2.22	1.86	1.59	1.38	0.00
13	0.22	0.54	1.05	2.04	2.43	3.96	5.85	7.71	9.55	11.38	15.00	18.58	15.23	12.08	9.89	8.29	7.08	5.06	3.85	3.06	2.50	2.10	1.79	0.00	
14	0.24	0.58	1.13	2.19	2.61	4.27	6.30	8.30	10.29	12.26	16.15	20.01	17.02	13.51	11.05	9.26	7.91	5.66	4.31	3.42	2.80	2.34	0.41	0.00	
15	0.26	0.62	1.21	2.35	2.80	4.57	6.75	8.90	11.02	13.13	17.31	21.44	18.87	14.98	12.26	10.27	8.77	6.28	4.77	3.79	3.10	2.60	0.00		
16	0.27	0.66	1.29	2.51	2.99	4.88	7.20	9.49	11.76	14.01	18.46	22.87	20.79	16.50	13.51	11.32	9.66	6.91	5.26	4.17	3.42	1.78	0.00		
17	0.29	0.70	1.37	2.66	3.17	5.18	7.65	10.08	12.49	14.88	19.62	24.30	22.77	18.07	14.79	12.40	10.58	7.57	5.76	4.57	3.74	0.00			
18	0.31	0.75	1.45	2.82	3.36	5.49	8.10	10.68	13.23	15.76	20.77	25.73	24.81	19.69	16.11	13.51	11.53	8.25	6.28	4.98	4.08	0.00			
19	0.33	0.79	1.53	2.98	3.55	5.79	8.55	11.27	13.96	16.63	21.92	27.16	26.91	21.35	17.48	14.65	12.50	8.95	6.81	5.40	0.20	0.00			
20	0.34	0.83	1.61	3.13	3.73	6.10	9.00	11.86	14.70	17.51	23.08	28.59	29.06	23.06	18.87	15.82	13.51	9.66	7.35	5.83	0.00				
21	0.36	0.87	1.69	3.29	3.92	6.40	9.45	12.46	15.43	18.38	24.23	30.02	31.26	24.81	20.31	17.02	14.53	10.40	7.91	6.28	0.00				
22	0.38	0.91	1.77	3.45	4.11	6.71	9.90	13.05	16.17	19.26	25.39	31.45	33.52	26.60	21.77	18.25	15.58	11.15	8.48	0.00					
23	0.40	0.95	1.85	3.61	4.29	7.01	10.35	13.64	16.90	20.13	26.54	32.88	35.84	28.44	23.28	19.51	16.66	11.92	9.07	0.00					
24	0.41	0.99	1.93	3.76	4.48	7.32	10.80	14.24	17.64	21.01	27.69	34.31	38.20	30.31	24.81	20.79	17.75	12.70	9.66	0.00					
25	0.43	1.04	2.01	3.92	4.67	7.62	11.25	14.83	18.37	21.89	28.85	35.74	40.61	32.23	26.38	22.11	18.87	13.51	10.27	0.00					
26	0.45	1.08	2.09	4.08	4.85	7.93	11.70	15.42	19.11	22.76	30.00	37.17	43.07	34.18	27.98	23.44	20.02	14.32	10.90	0.00					
28	0.48	1.16	2.26	4.39	5.23	8.54	12.60	16.61	20.58	24.51	32.31	40.03	47.68	38.20	31.26	26.20	22.37	16.01	0.00						
30	0.52	1.24	2.42	4.70	5.60	9.15	13.50	17.79	22.05	26.26	34.62	42.89	51.09	42.36	34.67	29.06	24.81	17.75	0.00						
32	0.55	1.33	2.58	5.02	5.98	9.76	14.40	18.98	23.52	28.01	36.92	45.75	54.50	46.67	38.20	32.01	27.33	19.56	0.00						
35	0.60	1.45	2.82	5.49	6.54	10.67	15.75	20.76	25.72	30.64	40.39	50.03	59.60	53.38	43.69	36.62	31.26	1.35	0.00						
40	0.69	1.66	3.22	6.27	7.47	12.20	18.00	23.73	29.39	35.02	46.16	57.18	68.12	65.22	53.38	44.74	38.20	0.00							
45	0.77	1.86	3.63	7.05	8.40	13.72	20.25	26.69	33.07	38.39	51.92	64.33	76.63	77.83	63.70	53.38	42.45	0.00							
	Tipo A				Tipo B								Tipo C												

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

Figura B.1 Capacidades en caballos de fuerza para cadena N° 80. [Elaboración Propia]

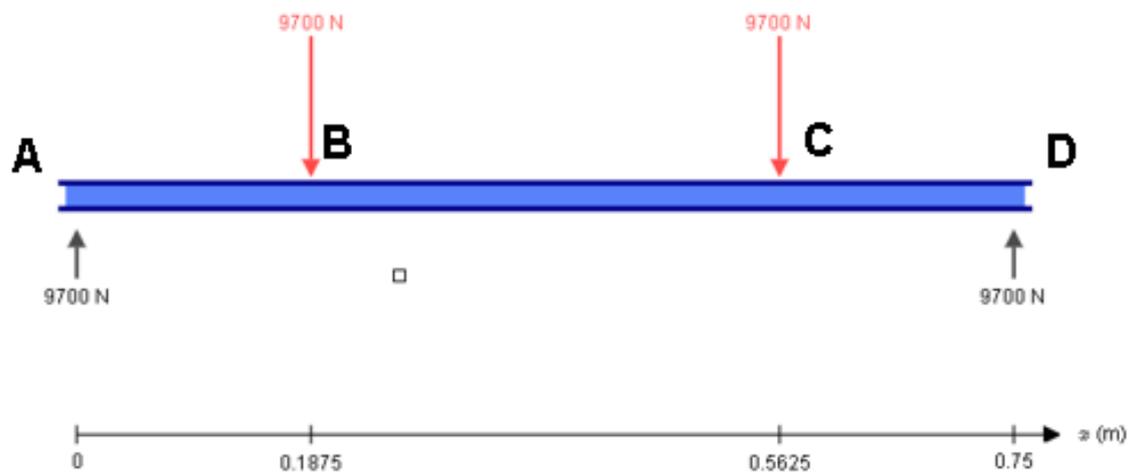


Figura B.2 DCL de eje de transmisión de cadena (Skyciv). [Elaboración Propia]

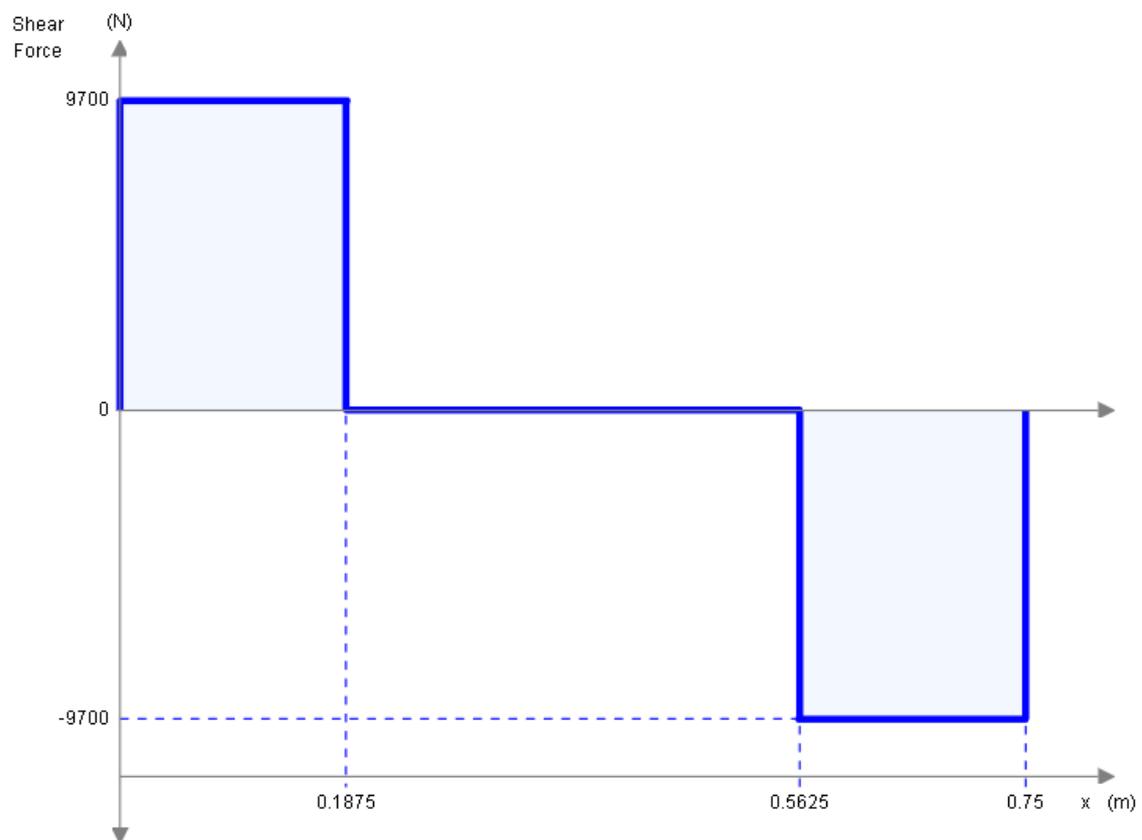


Figura B.3 Diagrama de fuerza cortante en eje de transmisión de cadena (Skyciv). [Elaboración Propia]

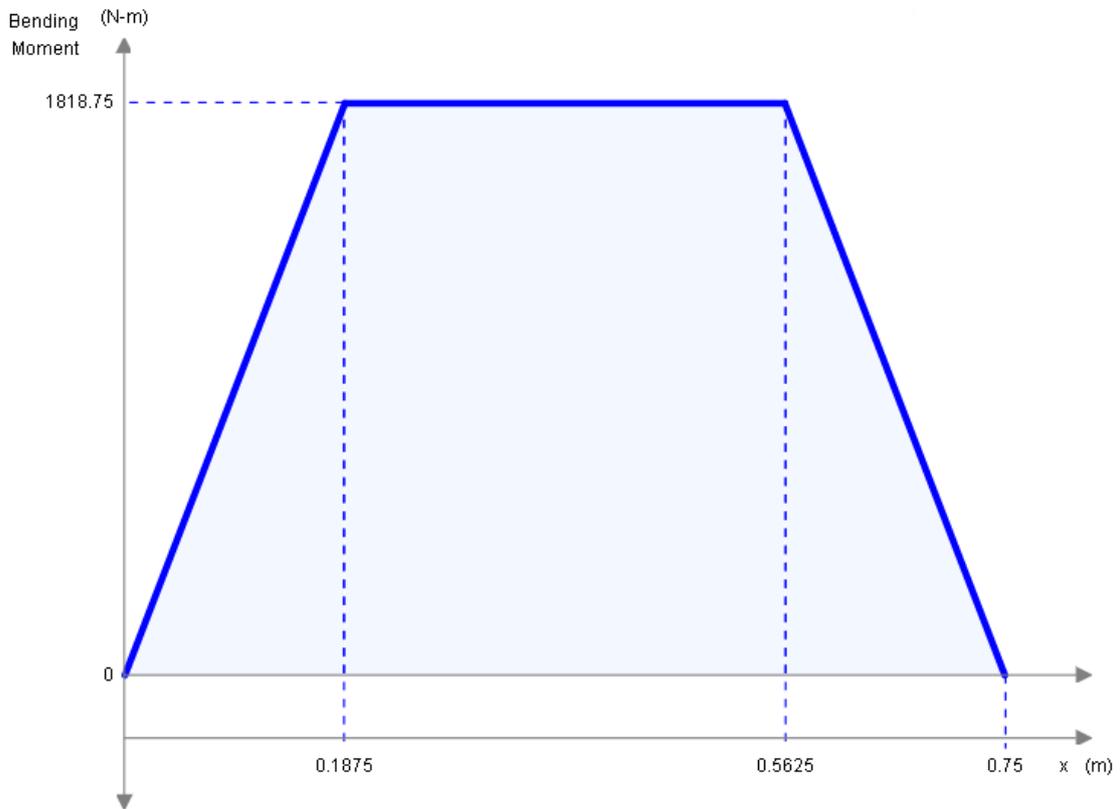


Figura B.4 Diagrama de momento flector en eje de transmisión de cadena (Skyciv). [Elaboración Propia]

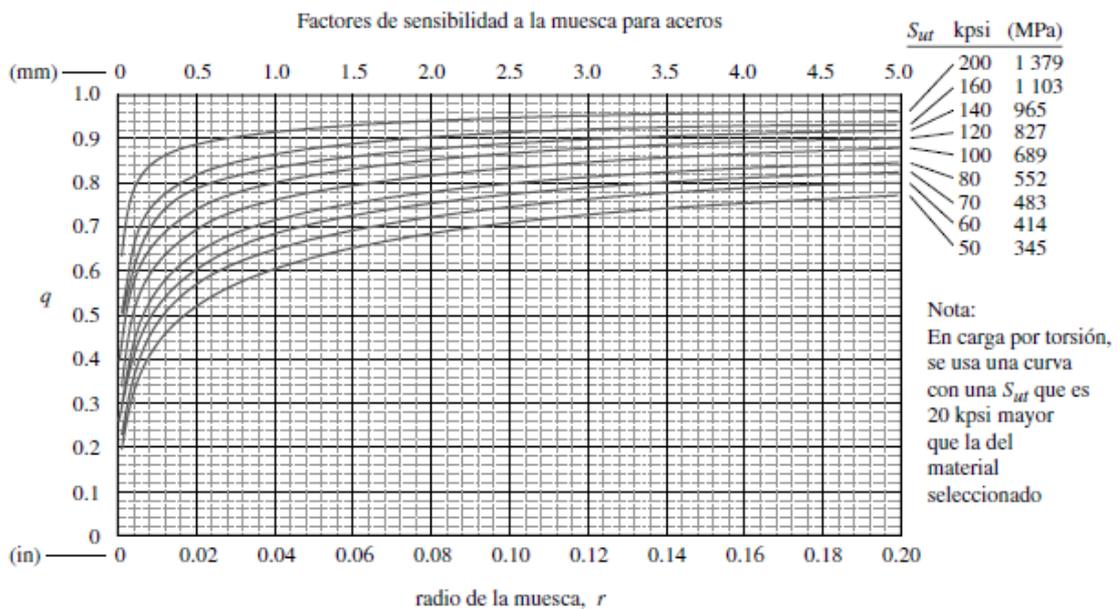


Figura B.5 Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros. [Elaboración Propia]

Tabla B.2 Vida requerida de rodamientos en función del tipo de servicio y aplicaciones. Catalogo rodamientos NTN. [Elaboración Propia]

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> • Aplicaciones domésticas • Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola • Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> • Equipos médicos • Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de acondicionadores de aire residenciales • Equipos de construcc. • Elevadores • Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> • Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> • Automóviles • Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Buses/camiones • Transmisiones de engranes en general • Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> • Husillos de máquinas • Motores industriales • Trituradores • Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisiones de engranes principales • Máquinas de caucho/plástico • Rodillos de calandrias • Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> • Laminadores • Escaleras eléctricas • Transportadores • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de vehículos ferroviarios • Acondicionadores de aire • Motores grandes • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de locomotoras • Motores de tracción • Elevadores mineros • Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas de fabricación de papel • Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> • Equipos de abastecimiento de agua • Bombas de drenaje/ventiladores para minería • Equipos para generación de potencia

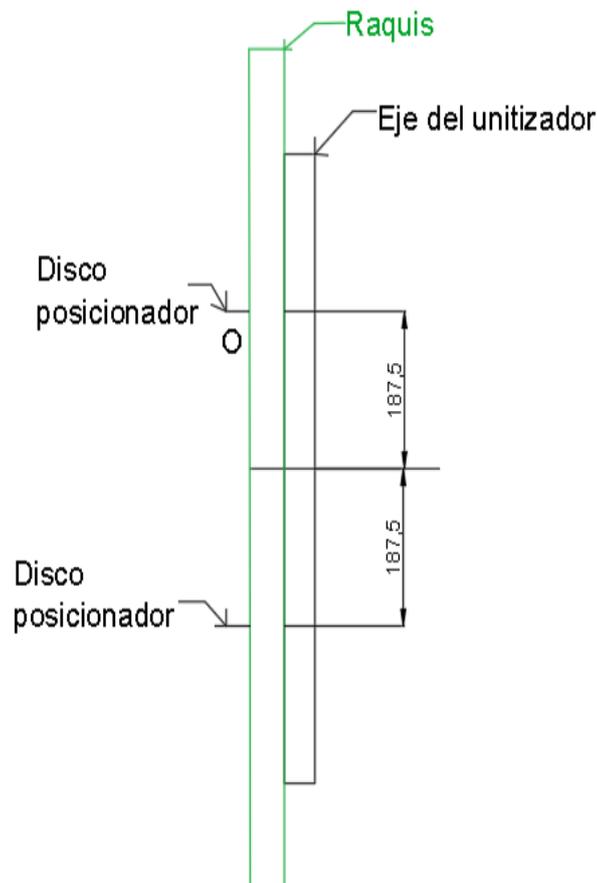


Figura B.6 Vista superior del raquis (color verde) y eje unitizador (color negro). [Elaboración Propia]

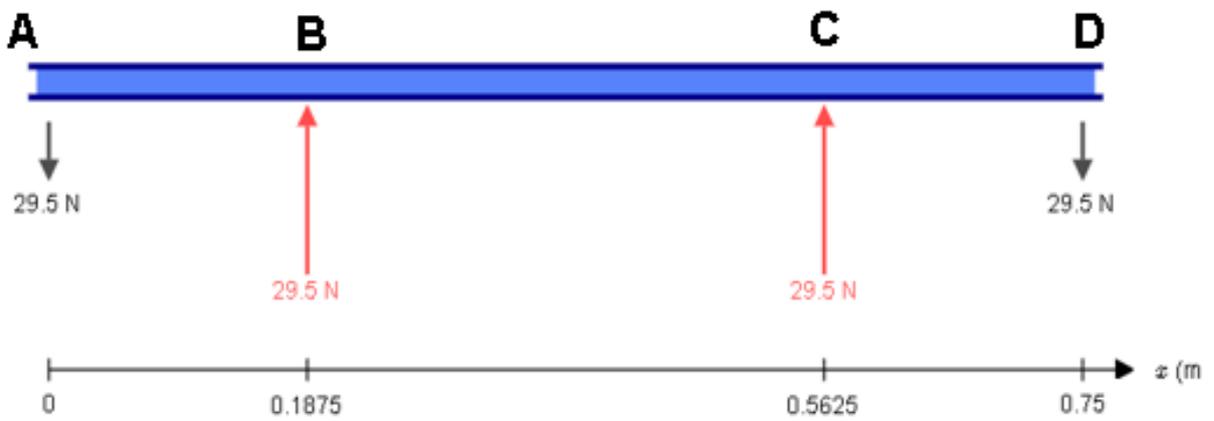


Figura B.7 DCL del eje unitizador (Skyciv). [Elaboración Propia]

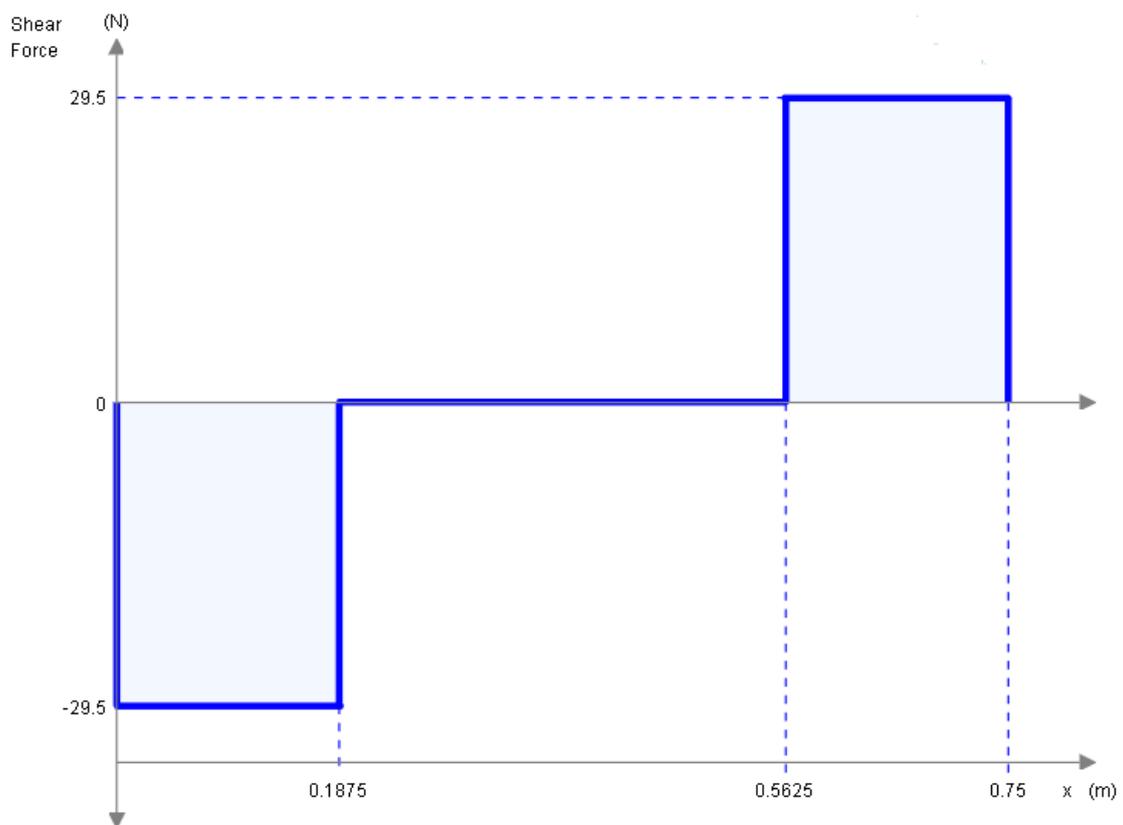


Figura B.8 Diagrama de fuerza cortante del eje unitizador (Skyciv). [Elaboración Propia]

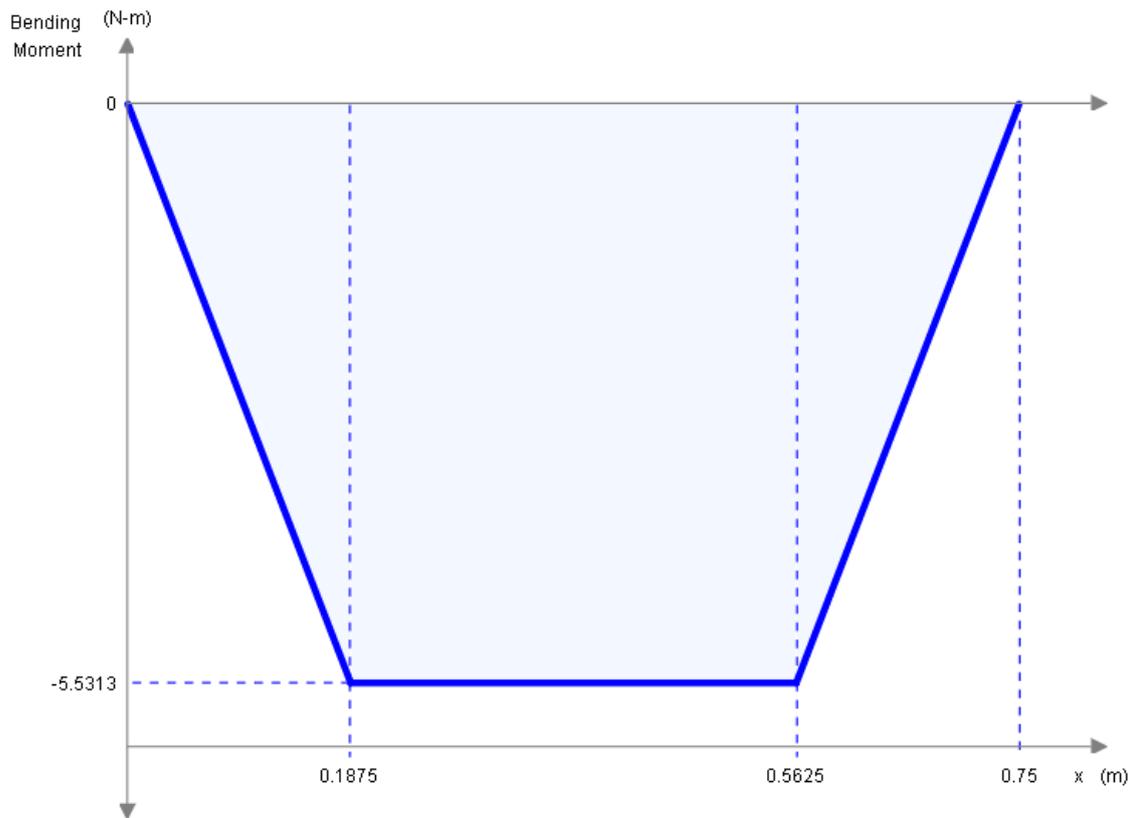


Figura B.9 Diagrama de momento flector del eje unitizador (Skyciv). [Elaboración Propia]

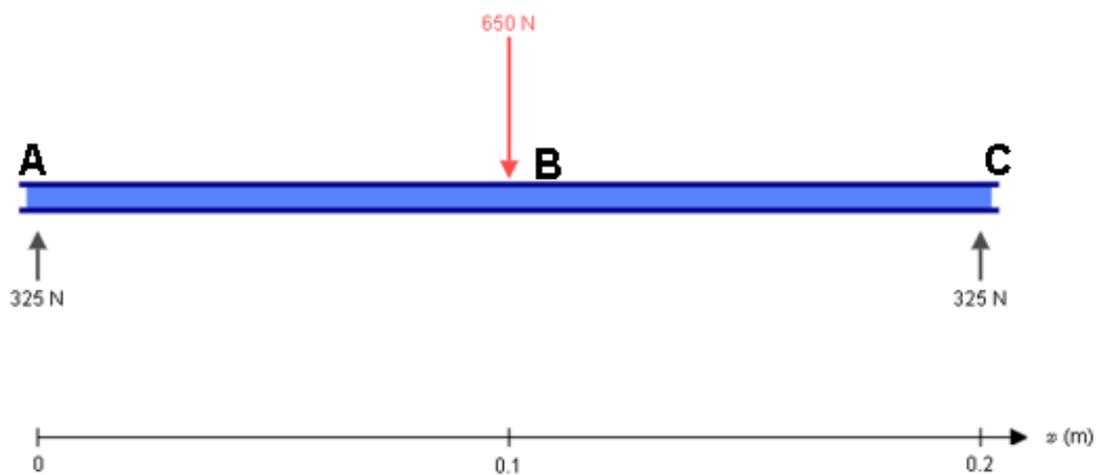


Figura B.10 DCL de eje de banda transportadora (Skyciv). [Elaboración Propia]

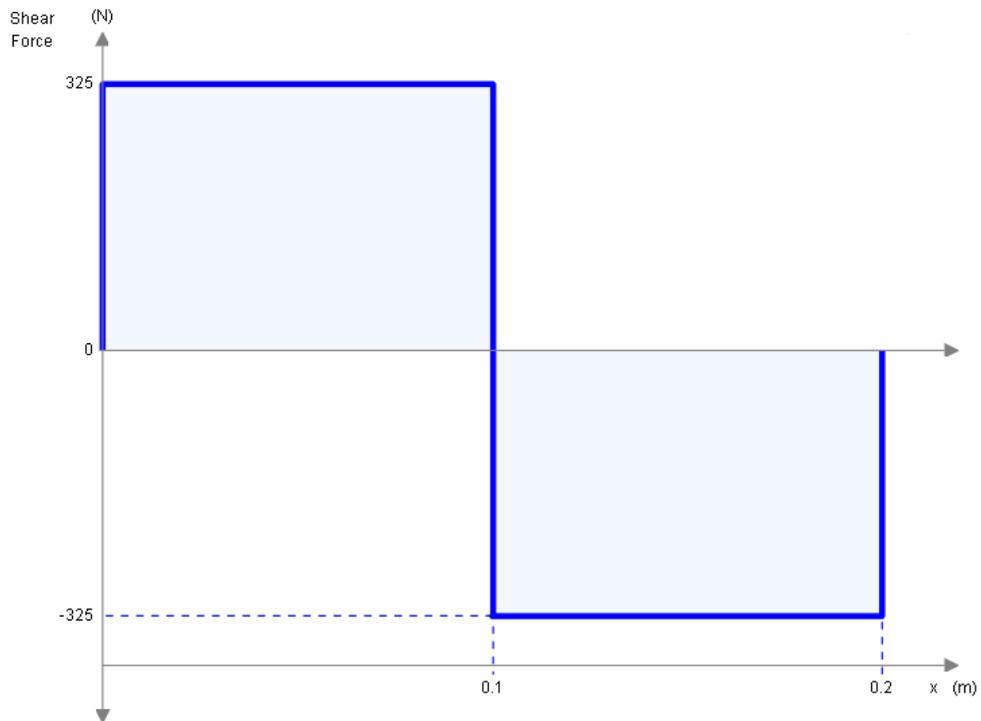


Figura. B.11 Diagrama de fuerza cortante en eje de transmisión de banda transportadora (Skyciv). [Elaboración Propia]

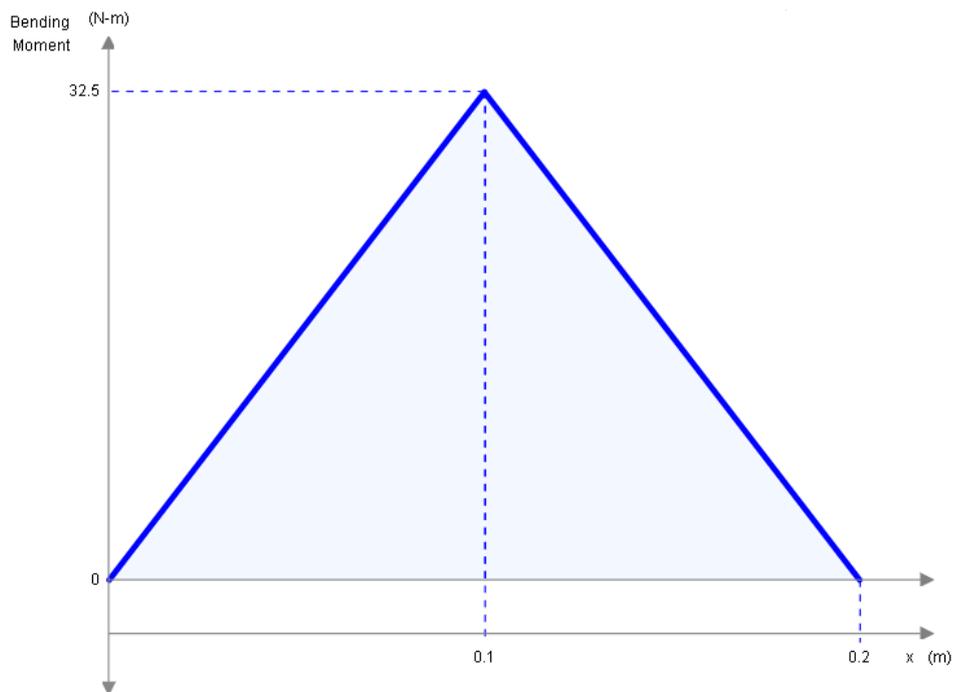


Figura B.12 Diagrama de momento flector en eje de transmisión de banda transportadora (Skyciv). [Elaboración Propia]

Tabla. B.3 Velocidad de banda en función de tipo de material a transportar (CEMA) [Elaboración Propia]

VELOCIDADES DE BANDA MÁXIMO RECOMENDADAS

Material que se transporta	Velocidad de la faja (ppm)	Ancho de la faja (pulgadas)
Granos u otros materiales no abrasivos de buena fluidez	500	18
	700	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
Hulla, arcilla húmeda, mineral suave, capas de desperdicio, piedra chancada fina. □	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
Mineral pesado, duro, de bordes afilados, piedra chancada de cuarzo.	350	18
	500	24-36
	600	mayor de 36
Arena de Fundición, preparada o húmeda; arena molida con pequeños núcleos, con o sin pequeñas piezas de fundición (no tan calientes como para dañar la faja)	350	Cualquier ancho
Arena de fundición preparada y materiales húmedos similares (o secos, abrasivos) descargados de la faja por desviadores de bordes de caucho.	200	Cualquier ancho
Materiales no abrasivos descargados de la faja por medio de desviadores.	200, salvo pulpa de madera dónde 300 a 400 son preferibles	Cualquier ancho
Fajas Alimentadoras, planas o acanaladas para alimentar materiales finos, no abrasivos o medianamente abrasivos, de tolvas y recipientes.	50 a 100	Cualquier ancho

Tabla B.4 Velocidad de máxima de banda en función del ancho (CEMA) [Elaboración Propia]

VELOCIDAD DE BANDA MAX. RECOMENDADA (m/s)

Ancho de Banda		Material		
mm	pulg	ligero (<0.8ton/m ³) grano fino	mediano(0.8-1.6 ton/m ³) abrasivo	pesado(>1.6ton/m ³) muy abrasivo
350	14	2	1.5	1.5
400	16	2.5	1.6	1.25
450	18	2.5	2	1.6
500	20	3.15	2.0	1.6
600	24	3.15	2.5	1.8
650	26	3.15	2.5	1.8
750	30	3.5	2.5	1.8
800	32	3.55	2.5	1.8
900	36	4.0	3.15	2.24
1000	40	4.0	3.15	2.24
1050	42	4.0	3.15	2.24
1200	48	4.0	3.15	2.24
1350	54	4.0	3.15	2.24
1400	56	4.0	3.15	2.24
1500	60	4.0	3.15	2.5
1600	64	4.0	3.55	2.5
1650	66	4.0	3.55	2.5
1800	72	4.5	3.55	2.5
2000	80	4.5	3.55	2.5
2200	88	4.5	3.55	2.5

Tabla B.5 Valores recomendados de espaciamento entre rodillos superiores e inferiores (CEMA) [Elaboración Propia]

Ancho de banda (mm)	Espaciamento rodillos superiores S1 (m)						Espaciamento rodillos S2 inferiores (m)
	Peso específico del material (kg/m ³)						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
600	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
1050	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1200	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
1350	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
1500	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
1650	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
1800	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
2100	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	0.60	2.4
2400	1.0	1.0	0.9	0.75	0.60	0.60	2.4

Tabla B.6 Valores promedio del peso de los rodillos superiores y de retorno (CEMA) [Elaboración Propia]

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 1.5 ton/m ³		servicio pesado peso específico > 1.5 ton/m ³	
	Gro (kg)	Gru (kg)	Gro (kg)	Gru (kg)
300	2.5	2.5	3.5	3.5
400	3.0	3.0	4.0	4.0
500	3.5	3.5	5.5	5.5
650	5.5	5.5	10	10
800	11	11	14	14
1000	13	13	18	18
1200	15	15	20	20
1400	22	22	31	31
1600	25	25	35	35
1800	39	39	47	47
2000	43	43	52	52
2200	47	47	56	56

Tabla B.7 Valores promedio del peso de la banda transportadora (CEMA) [Elaboración Propia]

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 0.8 ton/m ³	servicio mediano peso específico 0.8 a 1.6 ton/m ³	servicio pesado peso específico > 1.6 ton/m ³
	Peso de la cinta transportadora Gb (kg/m)		
350	1.5	3.0	4.5
400	3.0	4.5	6.0
450	4.5	6.0	7.5
500	6.0	7.5	9.0
600	7.5	9.0	10.5
750	9.0	10.5	12.0
900	10.5	13.5	16.5
1050	13.5	16.5	21.0
1200	18.0	22.5	27.0
1350	21.0	27.0	33.0
1500	25.5	31.5	40.5
1650	30.0	36.0	48.0
1800	33.0	42.0	54.0

Tabla B.8 Coeficientes de fricción de las partes giratorias (CEMA) [Elaboración Propia]

Condición	coeficiente f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Tabla B.9 Eficiencias de sistemas mecánicos según CEMA [Elaboración Propia]

Eficiencia Mecánicas de Dispositivos Reductores de Velocidad	
Tipo de Mecanismo Reductor de Velocidad	Eficiencia mecánica aproximada
Faja en V	0.94
Cadena de Rodillos con Sprockets tallados, sin cubierta	0.93
Cadena de Rodillos con Sprockets tallados, encerramiento hermético de aceite	0.95
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Simple	0.98
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Doble	0.97
Reductor de Velocidad o Motorreductor de Engranajes Helicoidales con Reducción Triple	0.95
Reducción Bihelicoidal, Reductor de Velocidad montado sobre el Eje	0.97
Reductor de Velocidad Helicoidal Cónico con Reducción Simple, Doble o Triple	* Ver nota abajo
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Bajo (n hasta 20:1)	0.90
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Medio (n de 20:1 a 60:1)	0.85
Reductor de Velocidad Helicoidal de Tornillo Rango Alto (n de 60:1 a 100:1)	0.78
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Bajo (n hasta 20:1)	0.90
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Medio (n de 20:1 a 60:1)	0.70
Reductor de Velocidad de Tornillo Sin Fin Rango Alto (n de 60:1 a 100:1)	0.50
Cut gear spurs	0.90
Cast gear spurs	0.85

* Las eficiencias para los reductores de velocidad Helicoidales Cónicos son un poco menos que las eficiencias mostradas para los reductores de velocidad Helicoidales.

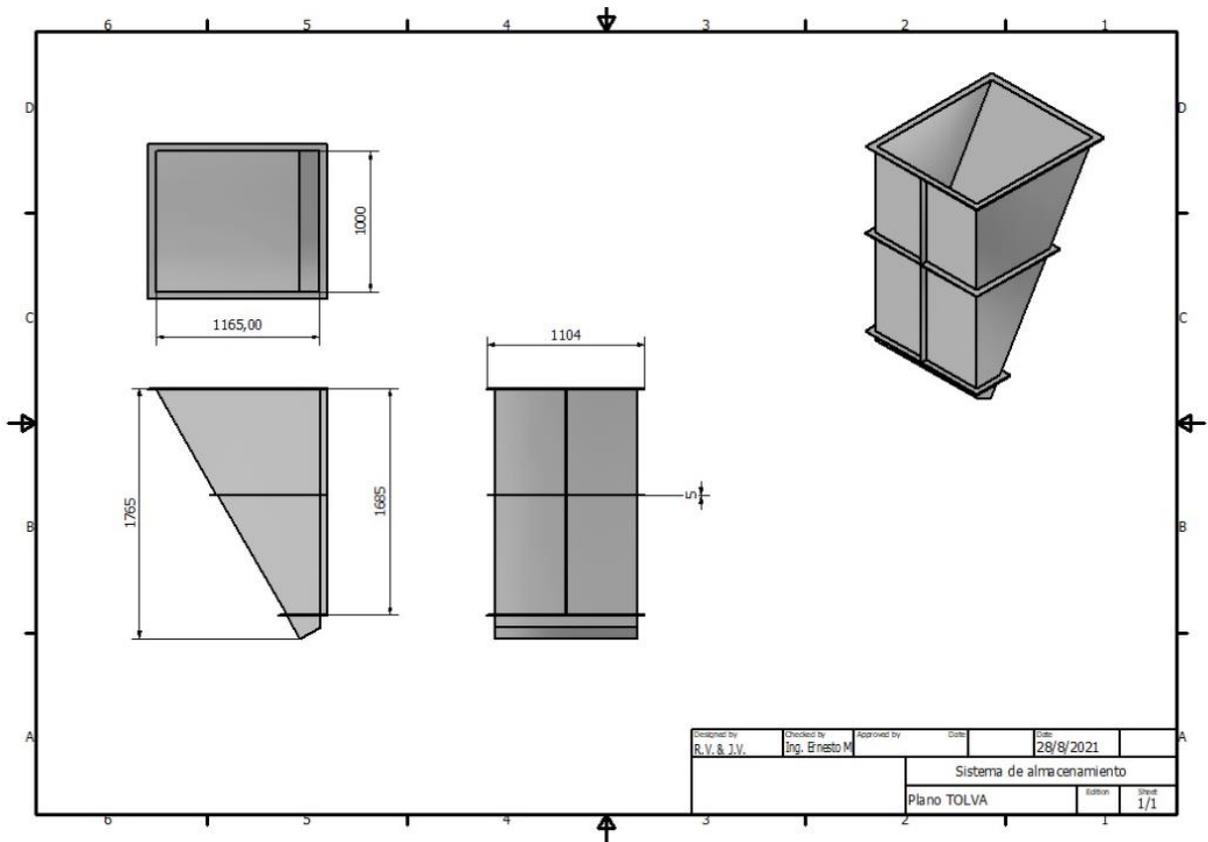


Figura B.13 Plano de tolva almacenadora para los raquis [Elaboración Propia]

Apéndice C

Catálogos

Sprockets para cadena de transmisión

Tubos de aluminio para tolva almacenadora (CEDAL)

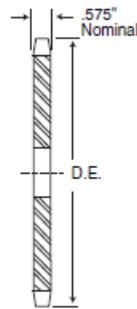
Chavetas prismáticas estándar milimétricas

Motorreductores marca MOTIVE

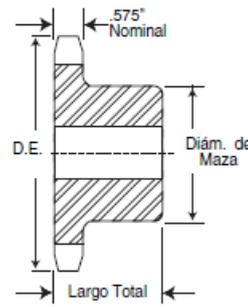
Motorreductores marca TRANSTECNO

No. 80
Paso 1"

Sprockets de Acero
Inoxidable en Existencia



TIPO A



TIPO B

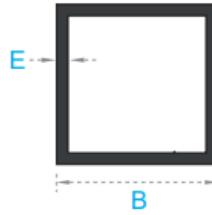
Sencillo - Tipo B — Acero Inoxidable

Sencillo - Tipo A

No. de Diente	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)	Tipo	Número de Parte	Barreno Piloto	Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diámetro	Largo Total					
10	80B10SS	3.680	B	1	1½	2½★	1½	2.14				
11	80B11SS	4.010	B	1	1½	2½★	1½	2.72				
12	80B12SS	4.330	B	1	1½	3½★	1½	3.42	A	80A12SS	⅝	1.50
13	80B13SS	4.660	B	1	2	3	1½	3.53	A	80A13SS	⅝	1.80
14	80B14SS	4.980	B	1	2¼	3¼	1½	4.19	A	80A14SS	⅝	2.20
15	80B15SS	5.300	B	1	2½	3¾	1½	5.38	A	80A15SS	⅝	2.50
16	80B16SS	5.630	B	1	2¾	4	1½	6.07	A	80A16SS	⅝	2.90
17	80B17SS	5.950	B	1	2¾	4	1½	6.45	A	80A17SS	⅝	3.30
18	80B18SS	6.270	B	1	2¾	4¼	1½	7.34	A	80A18SS	⅝	3.70
19	80B19SS	6.590	B	1	2¾	4¼	1½	7.80	A	80A19SS	⅝	4.10
20	80B20SS	6.910	B	1	2¾	4¼	1½	8.22	A	80A20SS	⅝	4.70
21	80B21SS	7.240	B	1	2¾	4¼	1½	9.40	A	80A21SS	⅝	5.10
22	80B22SS	7.560	B	1	2¾	4¼	1½	10.00	A	80A22SS	⅝	5.61
23	80B23SS	7.880	B	1	2¾	4¼	1½	10.70	A	80A23SS	⅝	6.10
24	80B24SS	8.200	B	1	2¾	4¼	1½	11.36	A	80A24SS	⅝	6.73
25	80B25SS	8.520	B	1	2¾	4¼	1½	11.90	A	80A25SS	⅝	7.26
26	80B26SS	8.840	B	1½	3	4½	2	14.57	A	80A26SS	1½	6.73
30	80B30SS	10.110	B	1¾	3¼	4¾	2	17.50	A	80A30SS	1¾	10.53
35	80B35SS	11.710	B	1¾	3¼	4¾	2	21.48	A	80A35SS	1¾	13.07
40	80B40SS	13.310	B	1¾	3¼	4¾	2	26.00	A	80A40SS	1¾	19.22

★ Tiene una ranura en la maza para que asiente la cadena.

Los barrenos máximos indicados permiten que el cuñero sea de dimensiones estándar con el opresor sobre el cuñero. Se pueden obtener barrenos ligeramente mayores sin cuñero, con cuñero plano o con el opresor formando ángulo con el cuñero.

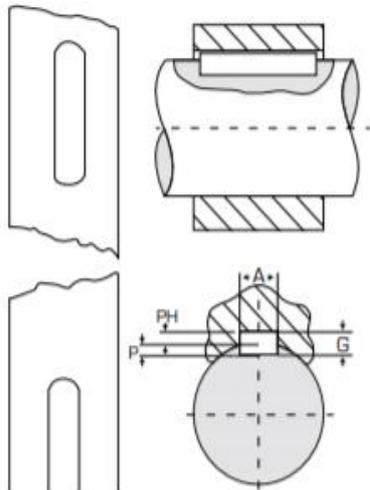


REFERENCIA	Lado B		Espesor(E) mm	Peso Kg/m
	Milímetros	Pulgadas		
1014	44.40	1 3/4	1.90	0.875
1015	50.80	2	2.00	1.058
1017	38.10	1 1/2	2.40	0.929
**1244	22.20	7/8	1.20	0.298
*1285	25.40	1	1.60	0.488
1286	25.40	1	1.80	0.461
1373	31.73	1 1/4	1.80	0.584
1386	38.10	1 1/2	1.80	0.708
**1466	22.20	7/8	1.00	0.231
1714	25.40	1	1.30	0.340
1852	50.80	2	1.40	0.750
1854	31.75	1 1/4	1.10	0.366
*1855	25.40	1	1.30	0.412
2036	25.90	1.02	1.10	0.29
3073	63.50	2 1/2	2.50	1.653

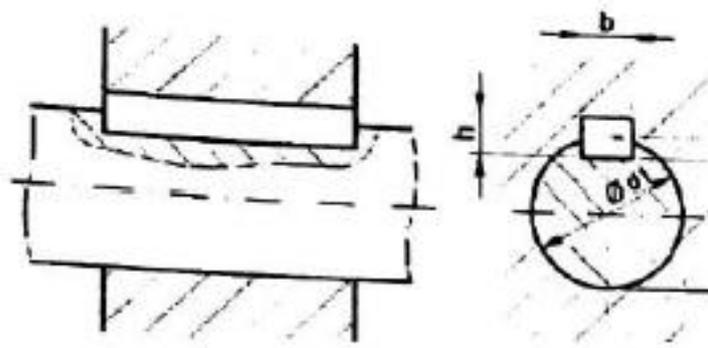
*Con Tornillero

**Con Aristas Redondas

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30



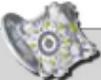
P_1	n_2 [rpm]	M_2 [Nm]	f_s	i		
0,37 kW	373,3	8,3	3,3	7,5	BOX040	71A-2
	280,0	10,8	2,6	10		71A-2
	186,7	15,3	1,9	15		71A-2
	186,7	16,5	2,4	7,5		71B-4
	140,0	21,5	1,9	10		71B-4
	140,0	19,3	1,4	20		71A-2
	112,0	23,3	1,1	25		71A-2
	93,3	30,7	1,3	15		71B-4
	70,0	38,6	1,0	20		71B-4
	56,0	46,6	0,8	25		71B-4
	46,7	52,8	0,8	30		71B-4
	140,0	22,1	3,3	10		71B-4
	112,0	23,7	2,0	25	71A-2	
	120,0	26,2	3,3	7,5	80A-6	
	93,3	31,0	2,4	15	71B-4	
	90,0	34,4	2,5	10	80A-6	
	70,0	40,5	1,8	20	71B-4	
	60,0	48,2	1,8	15	80A-6	
	56,0	47,4	1,5	25	71B-4	
	46,7	53,5	1,5	30	71B-4	
	45,0	63,0	1,3	20	80A-6	
	35,0	69,0	1,1	40	71B-4	
	36,0	71,2	1,0	25	80A-6	
	30,0	83,2	1,1	30	80A-6	
	28,0	77,4	0,9	50	71B-4	
	45,0	64,2	2,4	20	80A-6	
	35,0	71,3	2,1	40	71B-4	
	36,0	78,2	1,9	25	80A-6	
	30,0	85,2	2,1	30	80A-6	
	28,0	85,2	1,6	50	71B-4	
	23,3	97,7	1,4	60	71B-4	
	22,5	110,9	1,6	40	80A-6	
	17,5	116,9	1,1	80	71B-4	
	18,0	132,5	1,2	50	80A-6	
	14,0	129,0	0,9	100	71B-4	
	15,0	151,9	1,0	60	80A-6	
	18,0	138,8	1,8	50	80A-6	
	15,0	154,3	1,5	60	80A-6	
	11,3	185,3	1,2	80	80A-6	
	9,0	221,8	1,0	100	80A-6	
	4,7	489,5	1,0	300	BOX040+BOX075	71B-4
	3,5	635,5	0,7	400		71B-4
4,7	521,8	1,5	300		71B-4	
3,5	637,2	1,2	400		71B-4	
2,8	786,8	0,9	500	BOX040+BOX090	71B-4	
2,3	898,9	0,8	600		71B-4	
1,9	1061,4	1,3	750		71B-4	
1,6	1642,5	1,2	900	BOX050+BOX110	71B-4	
1,2	1748,8	0,8	1200		71B-4	
0,9	1674,0	1,0	1500		71B-4	
0,8	1698,0	1,0	1800	BOX063+BOX130	71B-4	

Figura C. 1 Catálogo MOTIVE de motorreductores obtenido de: Box series wormgear units para el eje del unitizador [Elaboración Propia]

P_1	n_2 [rpm]	M_2 [Nm]	f_s	i			
1,1 kW	373,3	25,0	2,1	7,5	BOX050	80B-2	
	280,0	32,8	1,6	10		80B-2	
	186,7	46,0	1,2	15		80B-2	
	186,7	46,4	2,1	15		80B-2	
	186,7	50,1	2,6	7,5	BOX063	90S-4	
	140,0	66,5	2,0	10		90S-4	
	120,0	78,0	2,0	7,5		90L-6	
	112,0	74,8	1,2	25		80B-2	
	93,3	92,7	1,5	15		90S-4	
	90,0	103,4	1,5	10		90L-6	
	70,0	122,8	1,1	20		90S-4	
	60,0	144,3	1,1	15		90L-6	
	56,0	149,5	0,9	25		90S-4	
	46,7	162,8	1,0	30		90S-4	
	45,0	191,0	0,8	20		90L-6	
	112,0	76,8	1,9	25		BOX075	80B-2
	93,3	95,9	2,1	15			90S-4
	90,0	104,6	2,3	10			90L-6
	70,0	125,3	1,7	20			90S-4
	60,0	149,2	1,6	15			90L-6
	56,0	153,6	1,3	25	90S-4		
	46,7	170,6	1,3	30	90S-4		
	45,0	194,9	1,3	20	90L-6		
	35,0	221,5	1,0	40	90S-4		
	36,0	239,0	1,0	25	90L-6		
	30,0	265,4	1,0	30	90L-6		
	35,0	222,1	1,6	40	BOX090		90S-4
	36,0	243,7	1,6	25			90L-6
	30,0	282,9	1,8	30			90L-6
	28,0	274,3	1,3	50			90S-4
	23,3	313,3	1,0	60			90S-4
	22,5	345,5	1,2	40		90L-6	
	18,0	426,6	1,0	50		90L-6	
	15,0	430,0	0,8	60		90L-6	
	28,0	275,8	2,3	50	BOX110	90S-4	
	23,3	317,9	1,9	60		90S-4	
	22,5	360,4	2,3	40		90L-6	
	17,5	390,2	1,3	80		90S-4	
	18,0	429,0	1,8	50		90L-6	
	14,0	469,7	1,0	100		90S-4	
15,0	494,4	1,4	60	90L-6			
11,3	607,0	1,0	80	90L-6			
17,5	390,2	2,1	80	BOX130	90S-4		
14,0	465,2	1,5	100		90S-4		
11,3	607,0	1,4	80		90L-6		
9,0	723,7	1,1	100		90L-6		
4,7	1312	1,2	300	BOX063+BOX130	90S-4		
3,5	1519	1,0	400		90S-4		
2,8	1829	1,0	500		90S-4		

Figura C.2 Catálogo MOTIVE de motorreductores obtenido de: Box series wormgear units para el eje de la cadena de transmisión. [Elaboración Propia]

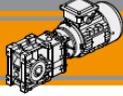
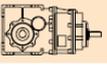
60 Hz		Motorreductores de ejes ortogonales Motoredutores com eixos ortogonais Helical bevel gearmotors			CMB 				
Datos técnicos		Dados técnicos			Technical data				
		n₁ 1750 [min⁻¹]							
	n ₂ [min ⁻¹]	Mn ₂ [Nm]	Pn ₁ [kW]	i	IEC Motores aplicables IEC Motores aplicáveis IEC Motor adapters				
CMBIS 402					56 B5/B14	63 B5/B14	71 B5/B14	80 B5/B14	CMB
	283	40	1.3	6.18				*	
	234	40	1.0	7.49				*	
	190	40	0.85	9.20				*	
	148	45	0.74	11.83				*	
	140	45	0.70	12.48				*	
	118	45	0.59	14.83				*	
→	99	45	0.50	17.63				*	
	94	55	0.58	18.60				*	
	78	55	0.48	22.33				*	
	73	55	0.45	23.91				*	
	61	65	0.44	28.89				*	
	57	65	0.41	30.84				*	
	52	65	0.38	33.57				*	
	49	65	0.36	35.63				*	
	41	65	0.30	42.75			*	*	
	32	65	0.23	55.31			*	*	
	30	65	0.21	59.06			*	*	
	27	65	0.20	64.29			*	*	
	24	65	0.17	72.50			*	*	

Figura C.3 Catálogo TRANSTECNO de motorreductores de tipo: Ejes ortogonales para el eje de la banda transportadora. [Elaboración Propia]

Tabla C.1 Costos de materiales en desfibradora automática [Elaboración Propia]

Ítem	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
Motor reductor	Maquinaria Eléctrica 0,33 – 0,5 – 0,5 HP	3	\$150 - \$200 – \$290	\$640
Sprockets acero inoxidable	Paso de 1 pulg	4	\$60	\$240
Cadena de transmisión	Sistema de transmisión de potencia	4	\$60	\$240
Banda transportadora	Sistema de transporte	2	\$1500	\$3000
Aluminio 6061 T6 Columna	Columnas de perfil cuadrado de 1 metro	15	\$30	\$450
Aluminio 6061 T6 Estructura	Perfil de 1 metro	11	\$25	\$275
Cinta Sierra	Herramienta de corte	1	\$1400	\$1400
Rodillos	Herramienta de desplazamiento	1	\$150	\$150
Total				\$6120

EC-345-2021

Fecha : 20 de agosto de 2021
 Cliente: RICHARD VARAS
 Contacto: RICHARD VARAS
 Email:
 Dirección: QUITO
 Teléfono:

MAQUINARIA

EQUIPO	COMPONENTES	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	CANTIDAD	V. UNIT	DES%	SUBTOTAL
BANDA TRANSPORTADORA	Estructura fabricada en acero inox AISI 304					
	Moto reductor trifásico (MOTIVE)	Voltaje de trabajo 220 vac				
	Velocidad de transporte variable (MICNO)	Velocidad de trabajo 30 cm/s				
	Patas niveladoras	Largo 4500 mm	1	\$ 5.990,00	0,00%	\$ 5.990,00
	Guías laterales de acero inox	Ancho 200 mm				
	Tablero de control eléctrico	Nivelador de altura 100 mm				
		Acometida mono				
	Altura 900 mm					
Cinta modular plástica plana tipo 4000 (HOKEN)						



Figura C.4 Cotización de banda transportadora para transporte de raquis de banano. [Elaboración Propia]

Transportador de banda para cargas medias

CARACTERÍSTICAS DE LA CINTA

- Longitud entre centros de tambores (L) : 300 a 8.000mm
- Ancho de banda (A) : 60 a 800mm
- Diámetro de tambor motriz : 60mm
- Diámetro de tambor tensor : 60mm
- Motorización : Extrema (en posición vertical u horizontal), inferior y central
- Velocidad : 2,5 a 120 metros/minuto
- Bastidor : Hierro / Inox / Aluminio
- Guías laterales : Fijas o regulables
- Capacidad de carga máxima : 80 Kg

Figura C.5 Catálogo de selección de banda de banda transportadora. [Elaboración Propia]