

POSGRADOS

MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA CON MENCIÓN EN DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICOS Y TÉRMICOS

RPC-SO-24-NO.540-2020

OPCIÓN DE TITULACIÓN:

PROYECTO DE TITULACIÓN CON
COMPONENTES DE INVESTIGACIÓN
APLICADA Y/O DESARROLLO

TEMA:

DISEÑO Y SIMULACIÓN, MEDIANTE
SOFTWARE ESPECIALIZADO, DE UNA
MESA GIRATORIA 360° CON TRANSFER
DE BANDA MODULAR PARA
TRANSPORTE DE LÁMINAS Y CAJAS DE
CARTÓN

AUTOR:

RÓMULO ANDRÉS GUIRACOCHA
GUIRACOCHA

DIRECTOR:

LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

CUENCA – ECUADOR

2024

Autor:**Rómulo Andres Guiracocha Guiracocha.**

Ingeniero Mecánico.

Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica con Mención en Diseño de Sistemas Mecánicos, Hidráulicos y Térmicos por la Universidad Politécnica Salesiana – Sede Cuenca.

ranguira@gmail.com

Dirigido por:**Luis Fernando Toapanta Ramos**

Ingeniero Mecánico.

Magister en Gestión de Energías.

Doctor en Ingeniería.

ltoapanta@ups.edu.ec

Todos los derechos reservados.

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la Ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra para fines comerciales, sin contar con autorización de los titulares de propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual. Se permite la libre difusión de este texto con fines académicos, investigativos por cualquier medio, con la debida notificación a los autores.

DERECHOS RESERVADOS

2024 © Universidad Politécnica Salesiana.

CUENCA – ECUADOR – SUDAMÉRICA

RÓMULO ÁNDRES GUIRACOCCHA GUIRACOCCHA

Diseño y simulación, mediante software especializado, de una mesa giratoria 360° con transfer de banda modular para transporte de láminas y cajas de cartón

DEDICATORIA

Con todo mi corazón a mi esposa Marcia Lorena por su amor, apoyo y motivación día tras día en procura de llevarme a ser mejor ser humano, mejor padre, mejor hijo, mejor amigo y mejor profesional.

A mis hijos Lorena Anahí y Christopher Andres por ser el motor en mi vida y la inspiración en cada paso que doy.

A mis padres Julia y Rodrigo por su apoyo incondicional.

Rómulo Andres Guiracocha Guiracocha

AGRADECIMIENTO

A Dios, por llenar de bendiciones mi vida y permitirme alcanzar esta meta guiándome con su amor infinito.

A mi esposa y mis hijos; el sacrificio, la dedicación, el esfuerzo y las alegrías las compartimos juntos de la mano, nada fuese posible sin ustedes.

A la Universidad Politécnica Salesiana por darme la oportunidad de aprender y mejorar mis conocimientos.

A mi tutor el Ing. Luis Toapanta por su apoyo y su tiempo en beneficio de llevar adelante el desarrollo de este proyecto.

Al Ing. John Siguencia, amigo y compañero de trabajo, por compartir sus conocimientos y su tiempo para desarrollar este proyecto.

A mis familiares y amigos que me han motivado a alcanzar esta meta.

Rómulo Andres Guiracocha Guiracocha

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	10
ABSTRACT	11
GLOSARIO	12
1. INTRODUCCIÓN.....	14
2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA	15
2.1 OBJETIVOS.....	15
2.1.1 OBJETIVO GENERAL.....	15
2.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL	16
3.1 TRANSPORTADORES	16
3.2 APARICIÓN DE LOS TRANSPORTADORES	16
3.2.1 ANTECEDENTES.....	16
3.2.2 CADENA DE TRANSPORTE	16
3.2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES	17
3.3 TIPOS DE TRANSPORTADORES.....	18
3.3.1 TRANSPORTADORES CONTINUOS.....	18
3.3.1.1 TRANSPORTADORES MECÁNICOS	18
3.3.1.2 TRANSPORTADORES NEUMÁTICOS E HIDRÁULICOS.....	20
3.3.2 TEORÍA DE LA RESISTENCIA AL MOVIMIENTO.....	20
3.3.3 CUANTIFICACIÓN DEL PROCESO DE TRANSPORTE	21
3.4 HISTORIA Y EVOLUCIÓN DE LOS TRANSPORTADORES.....	22
3.4.1 TRANSPORTADORES DE BANDA.....	23
3.4.1.1 ESTUDIOS DESARROLLADOS DE LA DINÁMICA DE LOS TRANSPORTADORES DE BANDAS	25
3.4.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS	26
3.4.2.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES DE BANDAS.....	27
3.4.2.2 COMPOSICIÓN DE LA BANDA.	27
3.4.3 TRANSPORTADORES DE CADENAS.	28
3.4.3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES DE CADENAS	28
3.4.3.2 TRANSPORTADORES DE CADENA DE SUPERFICIE PLANA	29
3.5 TRANSPORTADORES DE BANDA MODULAR.....	29
3.5.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORES MODULARES	30

3.5.2 MATERIALES DE LAS BANDAS MODULARES Y SUS PROPIEDADES	31
3.5.3 PARTES DE UNA BANDA TRANSPORTADORA PLÁSTICA MODULAR.....	32
3.5.4 BANDAS MODULARES PARA LA INDUSTRIA CONVERTIDORA DE PAPEL	33
3.6 EQUIPOS PARA EL PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS.....	33
3.6.1 PRODUCCIÓN DE LÁMINAS DE CARTÓN CORRUGADO.....	33
3.6.2 PROCESO DE FABRICACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN.....	36
3.6.3 CONDICIONES PARA LOS EQUIPOS DE PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS.....	37
3.6.4 FABRICACIÓN DE EQUIPOS PROCESADORES DE ALIMENTOS.	38
3.6.5 NORMATIVA BRGCS.....	41
3.7 DISEÑO DE MESAS GIRATORIAS.....	41
4. DISEÑO DE MESA GIRATORIA CON TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA.....	42
4.1 METODOLOGÍA.....	42
4.1.1 TIPOS DE INVESTIGACIÓN:.....	42
4.1.2 DETERMINACIÓN DE LA METODOLOGÍA.....	43
4.1.3 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	43
4.2 CONDICIONES DE DISEÑO.....	43
4.2.1 CONDICIONES FÍSICAS DEL LUGAR.....	43
4.2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	44
4.2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.....	44
4.3 NORMATIVAS APLICABLES AL DISEÑO.....	44
4.3.1 DISEÑO LIMPIO.....	47
4.3.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO LAMINADO.....	49
4.4 CÁLCULOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DE TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	51
4.4.1 DIMENSIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR.....	51
4.4.2 SELECCIÓN DE BANDA MODULAR.....	53
4.4.3 SELECCIÓN DEL ENGRANAJE.....	58
4.4.4 CÁLCULO DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	62
4.4.5 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.....	72
4.4.6 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	77

4.4.7 ESTRUCTURA DE DESPLAZAMIENTO DE LA BANDA MODULAR	
104	
4.4.8 RODILLO DE GIRO DE EXTREMOS DE ESTRUCTURA PARA GUÍA DE BANDA PLÁSTICA.....	117
4.4.9 ESTRUCTURA DE TRANSPORTADOR GIRATORIO	122
4.5 CÁLCULOS Y DISEÑO Y SISTEMA GIRATORIO 360°.....	126
4.5.1 SISTEMA GIRATORIO 360°.....	126
4.5.2 DISEÑO DE RUEDAS DE APOYO.....	129
4.5.3 CÁLCULO DEL MOTORREDUCTOR DE GIRO 360°	135
4.5.4 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	141
5. SIMULACIÓN DE MESA GIRATORIA CON TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA	152
5.1 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES	152
5.1.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS.....	153
5.2 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	156
5.2.1 SIMULACIÓN DEL EJE DE TRANSMISOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	156
5.2.1.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE DE TRANSMISOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	158
5.2.2 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDAS GUÍA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	159
5.2.2.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE GUÍA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	161
5.2.3 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDAS TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	162
5.2.3.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	164
5.2.4 SIMULACIÓN DE LA PLACA BASE DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE BANDA PLÁSTICA.....	165
5.2.4.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	168
5.2.5 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CORTA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	169
5.2.5.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CORTA DE BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	172
5.2.6 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA LARGA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	172

5.2.6.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA LARGA DE BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	175
5.2.7 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDA GUÍA EXTREMO DE BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	176
5.2.7.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	178
5.3 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL SISTEMA GIRATORIO 360°.....	179
5.3.1 SIMULACIÓN DEL SOPORTE DE LA RUEDA DE POLIURETANO	179
5.3.1.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR.....	182
5.3.2 SIMULACIÓN DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO.....	182
5.3.2.1 ANÁLISIS DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO.....	185
5.3.3 SIMULACIÓN DEL EJE DE GIRO 360°.....	185
5.3.3.1 ANÁLISIS DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO.....	188
5.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS	189
CONCLUSIONES.....	190
RECOMENDACIONES.....	191
REFERENCIAS	192
ANEXOS.....	198

DISEÑO Y SIMULACIÓN,
MEDIANTE SOFTWARE
ESPECIALIZADO, DE UNA
MESA GIRATORIA 360° CON
TRANSFER DE BANDA
MODULAR PARA
TRANSPORTE DE LÁMINAS
Y CAJAS DE CARTÓN

AUTOR:

RÓMULO ÁNDRES GUIRACOCHA
GUIRACOCHA

RESUMEN

Se presenta el diseño de un sistema de mesa giratoria 360° con transportador de banda plástica modular que cumpla con estándares de calidad FDA para la banda plástica y criterios de diseño limpio para la estructura; su uso será en una línea de producción de lámina y cajas de cartón corrugado.

Se presenta un sistema de transporte de 4 bandas plásticas modulares movido por un motorreductor, integrado a un sistema de giro de 360° a través de un sistema de piñón-cadena.

El diseño se realiza utilizando criterios de la mecánica de materiales y diseño estructural; se trabaja con la banda plástica modular Ammeral y elementos estructurales normalizados de fabricación nacional. El diseño se evalúa en función del criterio del máximo esfuerzo cortante para materiales dúctiles.

La simulación y el análisis estructural se realizan en Ansys Workbench, mediante la teoría de fallas por energía de distorsión (Teoría de Von Misses); se evalúan los esfuerzos equivalentes, los factores de seguridad, las deformaciones totales y las deformaciones unitarias; se analizan los puntos críticos presentes en la estructura.

El diseño optimizado garantiza que los esfuerzos y deformaciones no afectan la funcionalidad de la máquina y los factores de seguridad aseguran la operatividad del transportador giratorio.

La optimización del diseño permite la simplificación de las partes mecánicas, la separación de los dos sistemas y el rápido ensamblaje, lo cual mejora el montaje y mantenimiento; se optimizan los espacios dentro de la línea de producción.

Palabras clave:

Automatización, cartón corrugado, enfardado, transportador, banda plástica modular, factor de seguridad, energía de distorsión.

ABSTRACT

The design of a 360° rotary table system with modular plastic belt conveyor that meets FDA quality standards for the plastic belt and clean design criteria for the structure is presented; Its use will be in a corrugated sheet and box production line.

A modular 4-belt plastic conveyor system driven by a geared motor, integrated into a 360° rotation system through a pinion-chain system, is presented.

The design is carried out using criteria of material mechanics and structural design; we work with Ammeral modular plastic belt and standardized structural elements of national manufacture. The design is evaluated based on the criterion of maximum shear stress for ductile materials.

Simulation and structural analysis are performed in Ansys Workbench, using the theory of distortion energy failures (Von Misses Theory); equivalent stresses, safety factors, total strains and unit strains are evaluated; The critical points present in the structure are analyzed. The optimized design ensures that stresses and deformations do not affect the functionality of the machine and the safety factors ensure the operability of the rotary conveyor.

Design optimization allows for simplification of mechanical parts, separation of the two systems, and rapid assembly, which improves assembly and maintenance; Spaces within the production line are optimized.

Keywords:

Automation, corrugated cardboard, angry, conveyor, modular plastic band, security factor, distortion energy.

GLOSARIO

- Transportador:** Es un equipo mecánico diseñado para mover una carga de un lugar a otro, pudiendo ser accionado de manera manual o mediante un motor, el elemento usado para el transporte varia, el más utilizado es la banda plástica, pero también existen de cadenas, de rodillos o de cangilones entre los más comunes.
- Enfardado:** Proceso de forrar con plástico stress un pallet cargado de láminas o cajas de cartón corrugado.
- Pallet:** Una plataforma fabricada con madera utilizada para arrumar de manera organizada una carga de láminas o cajas de cartón corrugado, sirve para el transporte mediante montacargas a las bodegas de material terminado.
- Banda plástica modular:** Banda ensamblada con módulos plásticos individuales de manera traslapada mediante varillas de plástico o metálicas, utilizado en la industria del embalaje, cumple con estándares de equipos procesadores de alimentos.
- Cartón:** Es un material de celulosa conformado por hojas lisas exteriores y hojas onduladas internas unidas por un adhesivo
- Cargas:** Son: Fuerzas de superficie, producto del contacto entre un cuerpo sobre una superficie. Fuerzas de cuerpo, producto del efecto de la gravedad del planeta.
- Esfuerzo:** Es la relación entre una fuerza externa que actúa sobre el área de la sección transversal de un material y que tiende a comprimir o estirar el cuerpo.
- Esfuerzo normal:** Es el resultado de la aplicación de una fuerza actuando perpendicular al plano de la sección.

- Esfuerzo cortante:** Es el producto de una fuerza actuando tangencialmente sobre un elemento, causando un desplazamiento relativo entre las partes del elemento.
- Esfuerzo ultimo:** Es el máximo esfuerzo que puede resistir un material antes de fracturarse
- Esfuerzo admisible:** Conocido como esfuerzo básico de diseño generada a partir del esfuerzo de fluencia del material y controlado por un factor de seguridad con ello asegura la capacidad remanente en el diseño para garantizar su desempeño seguro.
- Cálculo a fatiga:** Son los cálculos realizados para evitar que el proceso de daño progresivo afecte el elemento producto de ciclos de carga/descarga al cual está sometido.
- Falla:** Es la pérdida de la funcionalidad de un elemento mecánico producto de la deformación o la fractura.
- Teoría de fallas:** Es un criterio que se usa para determinar un esfuerzo equivalente y compararlo con el esfuerzo a la fluencia o esfuerzo ultimo del material, con ello se logra la predecir una falla.

1. INTRODUCCIÓN

Una planta industrial de producción de láminas y cajas de cartón requieren líneas de transporte dentro de sus procesos para pasar de un sistema manual a un sistema semiautomático que permita mejorar la cadena logística de almacenaje en sus bodegas de producto terminado por tanto lleva adelante un proceso de semi-automatización con la implementación de maquinaria que permita mejorar sus procesos de paletizado, enfardado y distribución de pallets completamente cargados con láminas o cajas de cartón corrugado. Para cumplir con el proceso de distribución de carga dentro de sus líneas de transporte y para cumplir con el proceso de enfardado surge la necesidad de una máquina que permita el transporte y el giro total 360° de sus productos y que se encuentre instalada en su línea de salida de producción.

Se lleva a cabo un levantamiento de información del espacio físico, condiciones de funcionamiento y condiciones técnicas para generar una solución que se adapte a los requerimientos de la empresa. Se propone una solución de un sistema de transporte de 4 bandas plásticas modulares movidas por un motorreductor, para el giro de 360° se propone el uso de un motorreductor que transmitirá el movimiento giratorio a través de sistema piñón-cadena. Se selecciona la banda plástica modular fabricada con materiales aprobados por la FDA (Administración de alimentos y medicamentos de EE-UU), se diseña la estructura utilizando la mecánica de materiales y el diseño estructural. Se selecciona los materiales de acuerdo a la disponibilidad local y se evalúan los factores de seguridad para garantizar el funcionamiento.

Mediante el software Ansys Workbench se realiza la simulación de las partes mecánicas que conforman la máquina. Bajo el criterio de falla de Von Misses se determina esfuerzos equivalentes y factores de seguridad que después de ser evaluados y mejorados permiten garantizar la funcionalidad y confiabilidad de la máquina.

2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA

El proceso de automatización de una planta industrial consiste en concentrar sus productos en una salida única de carga para el procesos de paletizado, amarrado y/o enfardado de sus productos dependiendo de las necesidades de cada cliente; la línea de transporte de carga de láminas o cajas de cartón presenta la necesidad de diseñar un mecanismo capaz de transportar y/o cambiar la dirección del flujo de salida y también requiere un mecanismo de volteo libre para el proceso de enfardado semiautomático dentro de su línea.

El requerimiento de este sistema mecánico lleva a diseñar un trasportador de banda plástica modular con mesa giratoria de 360°. La simulación mediante software especializado permitirá comprobar las condiciones de diseño propuestas y permitirá analizar estructuralmente el sistema mecánico bajo condiciones de trabajo.

2.1 OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular, mediante software especializado, una mesa giratoria 360° con transferencia de banda plástica modular para transportar láminas y cajas de cartón.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Conocer el desarrollo de los diseños de mesas giratorias y transportadores de banda plástica en la actualidad.

Diseñar una mesa giratoria 360° con transferencia de banda modular para transportar láminas y cajas de cartón para el mejoramiento del proceso de transporte y enfardado.

Simular, mediante software especializado, una mesa giratoria 360° con transferencia de banda modular para transporte de láminas y cajas de cartón.

3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

3.1 TRANSPORTADORES

Un transportador es una máquina mecánica utilizado para mover carga o material a granel desde un lugar a otro en áreas de operación y distancias limitadas, El estudio de los transportadores mecánicos se denomina tecnología de transporte o manipulación de materiales.

Las combinaciones de máquinas de transporte dan lugar a sistemas de manipulación de materiales que son complementados con equipos de almacenamiento y tecnología de control de detección para permitir la automatización del proceso los procesos de transporte [1].

3.2 APARICIÓN DE LOS TRANSPORTADORES

3.2.1 ANTECEDENTES.

El proceso de transporte y distribución de carga mediante el uso de transportadores mecánicos dentro de un sistema automatizado de una planta industrial de producción continua se ha desarrollado en las diferentes industrias con el fin de mejorar el flujo de los procesos y la reducción de tiempos muertos originados por diferentes factores ligados a fallas humanas o fallas mecánicas dentro de la logística de cada planta industrial.

Las industrias van avanzando en la automatización de sus procesos y tienen la necesidad de generar máquinas de transporte de carga que cumplan con el transporte de sus materias primas para alimentar los procesos o máquinas de transporte de productos intermedios o terminados hacia procesos de paletizado, amarrado y/o enfardado de la carga para poder ser almacenado de manera organizada dentro de sus bodegas.

3.2.2 CADENA DE TRANSPORTE

Una línea de transporte está conformada por equipos de manipulación de la carga y equipos de desplazamiento de carga que permiten el transporte, la manipulación y el almacenamiento de la carga, pero la eficiencia de la línea se establece de acuerdo al flujo de la carga y el flujo de información de la carga; con esto se logra entregar la carga de manera correcta, en el

momento correcto y al destinatario correcto a un costo y de manera ecológicamente aceptable [1].

3.2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES

Durante el desarrollo tecnológico de los sistemas de transporte han aparecido distintos tipos de transportadores, esto debido a las diferentes necesidades y diferentes industrias en donde se los utiliza.

Una clasificación general se basa en el tipo de material a transportar: material sólido o material granulado. Otra clasificación se da: según el proceso de transporte y la manipulación de materiales: máquinas de proceso continuo y discontinuo; siendo su diferencia el ciclo general de trabajo que cumple según el proceso.

Otra clasificación realizada por Saravacos [2] se da como: motorizados y por gravedad.

En la Figura 1 se observa la clasificación de los tipos de máquinas utilizadas para la manipulación de materiales a nivel global.

Desde hace un siglo atrás que aparecen los primeros sistemas de transporte hasta la actualidad se han desarrollado diferentes tipos de transportadores que poseen características, ventajas y desventajas únicas que varían según el tipo de industria en la cual se esté utilizando, este ha dado como resultado la creación de la tecnología del transporte

Dentro de una planta industrial de producción de cajas de cartón se requiere contar con un sistema de transportador giratorio a fin de distribuir por diferentes ingresos o salidas el flujo de sus productos intermedios o terminados. Las láminas y/o cajas de cartón que se producen están directamente seccionadas dentro del área de empaques para embalaje de alimentos estos son: frutas, legumbres, hortalizas, comida, mariscos, atún, medicina, cereales, golosinas, etc. Es por esta razón que las características del transportador tienen que satisfacer estas condiciones requeridas por la industria, para ello se realizará una investigación de los diferentes tipos de transportadores y sus características para proponer una alternativa que cumpla con la necesidad planteada. El transportador giratorio permitirá mejorar la distribución de la carga y ayudará también a generar el proceso de enfardado, por lo tanto, se requiere un sistema giratorio de 360° de n vueltas en sentido horario y anti-horario y el transportador también tendrá sentido de avance y retroceso para la carga.

3.3 TIPOS DE TRANSPORTADORES

Se toma como referencia la clasificación realizada por Katterefeld [1] en donde clasifica los transportadores en tres grupos generales como se muestran en la Figura 1.

1. Transportadores continuos.
2. Transportadores discontinuos.

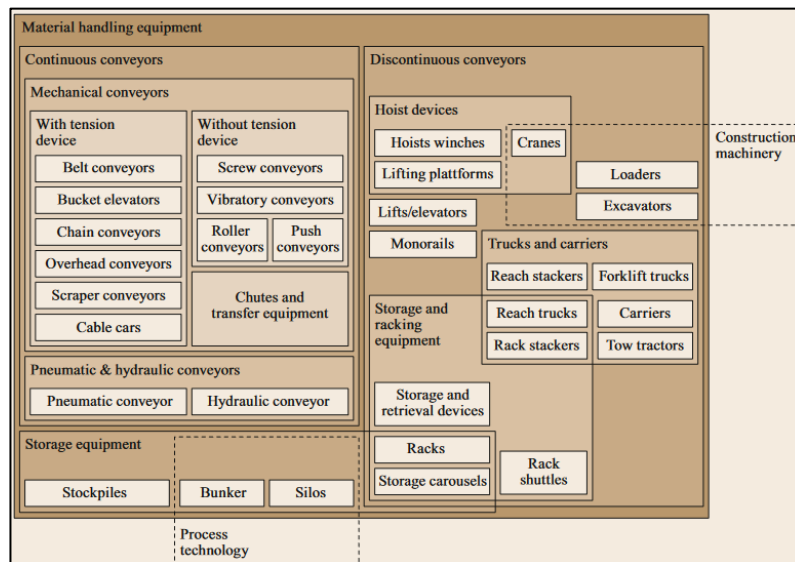


Figura 1: Clasificación de los transportadores según la manipulación de materiales [1].

3.3.1 TRANSPORTADORES CONTINUOS

Los transportadores continuos son máquinas que presentan un accionamiento principal para su funcionamiento, presentan tiempos de trabajo estacionarios y pueden ser cargados de manera continua, presentan varias entradas y salida de carga, mantienen rutas de transporte fijas y se mantiene instalados de manera permanente.

El cálculo del consumo de energía se remonta al análisis de la resistencia al movimiento, para esto se toma en cuenta los efectos físicos del principio de transporte, el carácter de la carga y el recorrido del transportador [1].

Dentro de esta clasificación se dividen en:

- Transportadores mecánicos.
- Transportadores neumáticos e hidráulicos.

3.3.1.1 TRANSPORTADORES MECÁNICOS

Abarcan el grupo más grande de transportadores continuos, basados en accionamientos de transmisión mecánica que superan la resistencia al movimiento y soportes que asume las

fuerzas gravitacionales, pueden operar con o sin dispositivos de tensión [1]. Los transportadores mecánicos se dividen en:

- a. Transportadores mecánicos con sistemas de tensión se muestran en la Figura 2, en los cuales están:

- Transportador de banda.
- Elevador de cangilones.
- Transportador de cadenas.
- Transportador aéreo.
- Transportador rascador.
- Teleféricos.

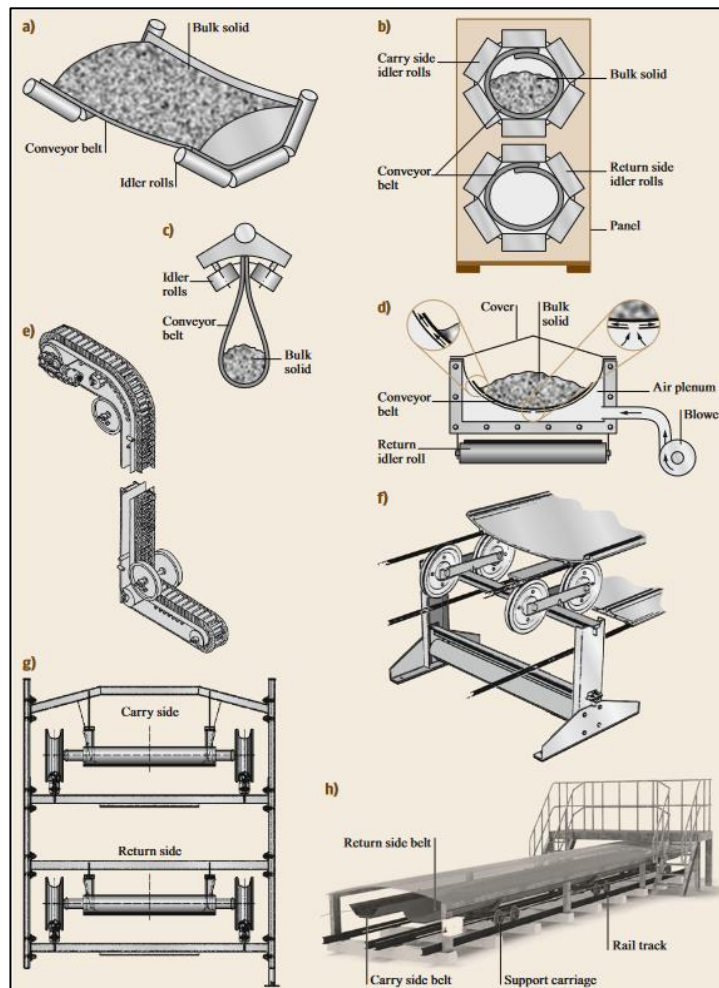


Figura 2: Tipos de transportadores mecánicos [1].

- b. Transportadores mecánicos sin sistema de tensión, en los cuales constan:

- Transportadores de tornillo.
- Transportadores vibratorios.

Transportadores de rodillos.
Transportadores de empuje.
Toboganes y equipos de transferencia.

3.3.1.2 TRANSPORTADORES NEUMÁTICOS E HIDRÁULICOS

Se dividen en:

- Transportadores neumáticos

Desplazan la carga a granel al mezclarse con aire a alta presión a través de tubos. Su principio de funcionamiento se da como: aspiradoras (forman una depresión en la tubería) y compresoras (inyectan aire comprimido en la tubería)[3].

Son usados comúnmente para material a granel en los sectores de la industria: químico (jabones en polvo, detergentes), alimentos (azúcar, harina), cosméticos (talco, polvos faciales) y energía (carbón y cenizas). Los sistemas de transporte neumático presentan ventajas como: su naturaleza cerrada, flexibilidad y fácil automatización. Sus velocidades de transporte son generalmente superiores a 15 m/s lo cual conducen al desgaste de partículas y el desgaste erosivo de las tuberías [1] [2].

- Transportadores hidráulicos

Desplazan carga a granel al mezclarse con agua a alta presión a través de tuberías, la carga mezclada con agua se conoce como pasta o lodo y son desplazados por presión generada por diferencia de alturas o por sistemas de impulsión mecánicos. Su principal uso se da en el campo de la minería. El desgaste en las tuberías y/o sistemas mecánico que trabajan en contacto directo con los lodos sumado al elevado consumo de energía son los principales limitantes que reducen el campo de aplicación de este sistema de transporte [2] [3].

Se realiza este estudio en los transportadores de banda plástica y cadenas para el desarrollo de este estudio.

3.3.2 TEORÍA DE LA RESISTENCIA AL MOVIMIENTO

Para el diseño de la estructura y los accionamientos del transportador se debe considerar las fuerzas que actúan sobre la carga a transportar y las partes mecánicas que conforman la máquina. Se utiliza el término "resistencia al movimiento" para describir las fuerzas positivas

que actúan en dirección opuesta a la dirección del transporte y fuerzas negativas que actúan en dirección de transporte.

Las resistencias a vencer por los accionamientos durante el funcionamiento son producidas por:

- Fuerzas gravitacionales que actúan en o contra de la dirección de traslado.
- Fuerzas de fricción que actúan en contra de la dirección de traslado.
- Fuerzas de resistencia que aparecen al momento de la carga y descarga.
- Fuerzas de aceleración que aparecen debido a la inercia.

Estas resistencias pueden ser casi independientes de la velocidad de transporte y solo depende de:

- La masa en movimiento.
- Las condiciones de fricción.

3.3.3 CUANTIFICACIÓN DEL PROCESO DE TRANSPORTE

Todo transportador se cuantifica por la cantidad de carga que puede transportar, según Katterfeld [1] se determina la cuantificación del proceso de transporte en tres términos:

- La cantidad de carga transportada en un tiempo determinado se conoce como el caudal de carga.
- El caudal másico es un término usado para evaluar el proceso en función de la masa transportada.
- El caudal volumétrico se determina como el volumen transportado por unidad de tiempo y es independiente a la densidad del material transportado.

Todo equipo de transporte de carga generalmente se caracteriza en función de su caudal máximo de carga, caudal de masa y/o caudal volumétrico.

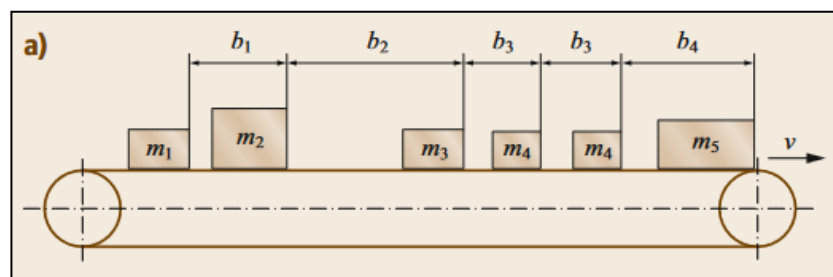


Figura 3: Distribución para el cálculo del caudal de carga en un transportador plano [1].

En los transportadores continuos de carga en general como se observa en la Figura 3, se determina el caudal de carga a partir del espaciado o paso promedio entre dos mercancías (\bar{b}) y la velocidad de transporte (v). Esta relación es igual al tiempo necesario para transportar cada carga y se interpreta como el ciclo de trabajo de un transportador continuo.

$$Q_c = \frac{\bar{b}}{v} = \frac{1}{t_c} \quad (1)$$

En donde:

Q_c = Caudal de carga (m/m·s).

\bar{b} = Espacio promedio entre dos bultos (m).

v = Velocidad del transporte (m/s).

t_c = Tiempo de transporte de cada carga (s).

Bajo la ley fundamental de continuidad del flujo establece se establece que Q_v es constante para todos los transportadores continuos.

$$Q_v = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \text{constante} \quad (2)$$

En donde:

Q_v = Caudal volumétrico (m³/s).

A_1 = Área de la carga 1 (m²).

v_1 = Velocidad de la carga 1 (m/s).

Y el caudal másico está relacionado en base al caudal volumétrico y la densidad aparente del material (ρ_b).

$$Q_m = Q_v \cdot \rho_b \quad (3)$$

En donde:

Q_m = Caudal másico (kg/s).

ρ_b = densidad del material (kg/m³).

3.4 HISTORIA Y EVOLUCIÓN DE LOS TRANSPORTADORES

Desde la aparición de los transportadores, estos se han implementado en las líneas de transporte y han evolucionado en su tipo (transportadores de banda, de rodillos, de cadenas y de bandas modulares) y forma (planos, curvos y circulares), en la actualidad se clasifican

según su función (transporte de carga, elevación) y según el tipo de industria en la cual se utilizan (industria minera, industria de alimentos, industria farmacéutica, industria agrícola, industria automotriz, industria química, industria de la madera, transporte en aeropuertos y mercados).

Es necesario conocer la importancia que tiene la cadena de transporte dentro de la manipulación de la carga en un proceso industrial.

Los transportadores han permitido reducir la intervención humana en el transporte de materiales de un nivel a otro, reduciendo esfuerzo físico y costos. Permiten mover materiales de forma segura en cualquier lugar reduciendo la intervención de montacargas y otro tipo de máquinas. Gracias a su versatilidad permite el movimiento de carga de diferente forma, tamaño y peso. Y su desarrollo tecnológico le ha permitido implementar sistemas de seguridad a fin de reducir o prevenir accidentes durante su uso [4].

Cuanto más pesado es la carga para transportar, más lento es el transportador.

3.4.1 TRANSPORTADORES DE BANDA

Las primeras apariciones de los transportadores datan de la antigüedad y son de tipo cinta transportadora (conocido como transportador de banda) su principio de funcionamiento estaba dado por troncos de madera que hacían de rodillos y servían para el transporte de bloques de piedra usados para construir templos y estatuas [5].

Una reseña histórica de la aparición y el desarrollo de los transportadores se presenta a continuación:

Según registros, las primeras cintas transportadoras aparecen en el siglo XVII y tenía como principio el uso de una banda de lona o cuero que se desplazaba sobre rodillos de madera.

En 1795 aparecen en Estados Unidos por invención de Oliver Evans. En 1830 se los usa en aserraderos que se desplazaban sobre canales de acero para despejar los desechos fuera del proceso. En 1850 se desarrolla las bandas transportadoras dentro de la industria de los granos. En 1859 se da la instalación de cinta en el canal de Suez realizado por Fernando de Lesseps. En 1860 se instalan en Siberia por Lapotine y son usadas para el transporte de arena. Entre 1860 y 1880 se realiza la inducción de tambores de madera con ejes montados sobre cojinetes. En 1891 aparecen transportadores que usan ruedas de hierro fundido como guías y son usadas en tramos cortos para mover materiales pesados a granel (sacas de granos). Tomas Edison usa bandas planas de algodón para el transporte de mineral de hierro, Tomas Robbins mejora el material de la banda recubriendo el algodón con una capa de caucho

mejorando la vida útil de la banda y el rodillo de madera, también desarrolla el juego de rodillos tensores (tres rodillos); estos dos desarrollos han sido la base para la tecnología moderna de los transportadores de bandas. En 1900 se da la invención del Sandwich-Conveyor diseñado y construido por la firma Stephens Adamson, se usa para la descarga de barcos hasta la actualidad. En el siglo XIX su desarrollo era más fiable lo que lo hacía utilizable en diversas aplicaciones.

El desarrollo de nuevos materiales permitió reemplazar la madera por acero que mejoro la resistencia al calor y aumento la durabilidad. En 1901 aparece la primera empresa de nombre Sandvik Company dedicada a la construcción de transportadores de cinta y desde ese entonces hasta la actualidad se han venido desarrollando nuevos materiales más ligeros y baratos que en algunos casos han reemplazado al acero por el plástico. En 1913 se introduce las cintas transportadoras dentro de la producción de vehículos en la compañía Ford Motor Company. Por los escasos de los componentes dado durante la segunda guerra mundial se reemplaza los materiales naturales por sintéticos y desde allí han aparecido materiales para diferentes aplicaciones industriales.

En 1919 se desarrolla la cinta Booster por parte de la empresa alemana Krupp junto a Rheinische Braunkohlenwerke A.G. de Colonia. En los años 20 aparecen las cintas capaces de mover materiales a grandes distancias dentro de las minas para distancias de 8 km usando pliegues de algodón recubiertos con goma natural. Entre los años 1920 y 1950: El transporte por cinta experimentó un gran avance, pero no hay avance del material de la banda que presentaba mínima resistencia y poca flexibilidad. En 1949 se inventó el Cable Belt pero se lo construyó en 1953 y fue instalada en la mina Frances Colliery, Escocia. En 1960 se crean las bandas de Poliéster, su alta resistencia desplazó rápidamente a las bandas de algodón, con este nuevo material se logró un aumento en la capacidad y longitudes de transporte. En 1963 se desarrolla las cintas con curvas horizontales empleadas en el metro de Paris y la mina subterránea de Ouenza en Marruecos.

En 1965 inicia el empleo generalizado de las bandas ST Steelcord. En 1970 se da la creación del Pipe Conveyor (Cintas Tubulares) producido por Japan Pipe Conveyor y también aparece la cinta Aerobelt (cinta con cojín de aire), desarrollada por Jonkers y la firma holandesa Sluis Machinefabrik. En 1973 aparece el Pinch Roll Drive Conveyor, desarrollada por B.F. Goodrich de USA. En 1977 aparece la cinta Flexowell, (cinta de gran inclinación) desarrollada por Conrad Scholtz. Desde 1859 hasta 1970 se han desarrollado hitos históricos que han permitido obtener aportaciones en el desarrollo de las cintas transportadoras

convirtiéndolas en la forma de transporte industrial más utilizado en todos los sectores industriales [5] [6] [7].

Durante los últimos años han aparecido transportadores de bandas más eficientes alimentados por energía solar y también los sistemas de comunicación han permitido la automatización de líneas industriales.

Las cintas transportadoras no contaminan y no producen ruido.

3.4.1.1 ESTUDIOS DESARROLLADOS DE LA DINÁMICA DE LOS TRANSPORTADORES DE BANDAS

A partir del año 1955 aparecen los primeros estudios sobre el efecto dinámico en los transportadores de bandas. El estudio realizado por Lodewijks [8] separa en tres etapas los avances desarrollados como herramientas de diseño dinámico en transportadores de banda.

- Etapa 1:

Comprendida entre 1955 y 1975, aparecen los primeros estudios para entender la dinámica de los transportadores a partir de problemas como: equipo demasiado pesado, falla en los empalmes de la banda, falla en poleas y rodillos, descuadre de las bandas fuera de las guías y daños de los sistemas de tracción de la banda; esto se realiza de manera experimental con un funcionamiento no estacionario. Se realizaron estudios sobre la afección que causan las ondas de tensión axiales sobre la tensión de la banda, la puesta en marcha de un transportador de banda para mejorar el arranque del sistema, el diseño de sistemas automáticos para tensar la banda, el desarrollo de tensiones transitorias durante el arranque y la parada de la banda; aparecen los modelos matemáticos para describir las ecuaciones de movimiento basados en modelos eléctricos analógicos, también se presentan soluciones analíticas del modelo simplificado y se desarrollaron nuevos modelos más funcionales con el inconveniente que para poder evaluar estos modelos se requería equipos de computación avanzados para esa época de los cuales no se disponía.

- Etapa 2:

Comprendida entre 1975 y 1995, *“aparecen el primer modelo de elementos finitos de un sistema de transportador de banda que incluía la fuerza motriz dependiente del tiempo, las resistencias al movimiento y el comportamiento visco elástico del material”* [8]. Se desarrollan las primeras graficas por computadora para visualizar resultados de la simulación, llegando a verificar los resultados

de la simulación y siendo una herramienta exitosa en predecir la respuesta elástica de la cinta durante el arranque y la parada; actualmente estos modelos se siguen desarrollando para mejorar la resistencia al movimiento. Todos estos modelos desarrollados fueron unidimensionales y estudiaron el comportamiento dinámico de una banda transportadora en dirección longitudinal.

- Etapa 3:

Comprendida desde 1995 hasta la actualidad aparecen nuevos modelos matemáticos especiales que ayudan al estudio del comportamiento transversal y el efecto de pandeo que se da en la banda, también se desarrolla la dinámica multicuerpo que permite generar modelos con elemento bidimensionales que han sido desarrollados utilizando paquetes de software de dinámica multicuerpo. El desarrollo de paquetes informáticos avanzados ha permitido desarrollar modelos tridimensionales que han permitido evaluar por completo el comportamiento dinámico de las cintas transportadoras en curvas horizontales.

3.4.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS

La función de una cinta transportadora es llevar una carga de un punto a otro. Esta es constituida por una banda de lona o caucho que se desplaza por una mesa de madera conectada en sus extremos por dos tambores, para generar tensión a la banda se utiliza un mecanismo tipo tornillo que tensa la banda, un tambor impulsor gira accionado por un motor eléctrico y por fricción transmite el accionamiento mecánico a la banda.

Un transportador es todo equipo o sistema destinado a:

- Combinar diferentes estaciones de trabajo consecutivas de una línea de producción. Se considera como parte integral de la línea de producción.
- Conectar diversas estaciones de trabajo. Se considera como la línea de producción.
- Posibilitar el envío de componentes almacenados hasta la zona de procesamiento.
- Establecer almacenajes frente a las estaciones de trabajo y suministrar de manera automática.

Existen factores a tener en cuenta en el diseño de transportadores como es la eficiencia energética, la seguridad, la inspección, el mantenimiento y el bajo costo para aumentar la capacidad operativa, reducir fallos y controlar el desgaste [9] [10].

3.4.2.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES DE BANDAS

Existen diferentes sistemas de transportadores de bandas que se dividen en:

- Cinta transportadora de canal convencional.
- Cinta transportadora de tubos.
- Cinta transportadora de bolsas.
- Cinta transportadora con soporte neumático.
- Cinta transportadora de bolsillo.
- Cinta transportadora de cable.
- Transportador Rope-Con.
- Transportador de rieles.

3.4.2.2 COMPOSICIÓN DE LA BANDA.

La banda está constituida de: alma o refuerzo y cuerpo; el alma puede ser de tela, tejido sólido o cordón de acero. El refuerzo dentro de una cinta transportadora se denomina carcasa. El refuerzo genera resistencia a la tracción, también absorbe el impacto del material sobre la correa proporcionando rigidez para soportar la carga y proporciona resistencia al empalme. Las bandas están compuestas con núcleo de cordón de acero (mayor resistencia) y correas con núcleo textil como se observa en la Figura 4.

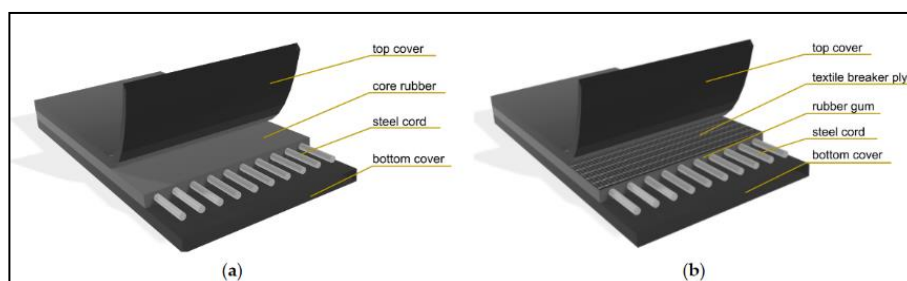


Figura 4: Componentes de la banda: (a) con núcleo de acero y (b) con núcleo textil [11].

3.4.3 TRANSPORTADORES DE CADENAS.

Una cadena está formada por eslabones cortos unidos mecánicamente, aparecen desde la antigüedad cuando se desarrolló el hierro, durante el tiempo se han desarrollado una gran variedad dependiendo de la necesidad de la carga a transportar.

Ofrecen ventajas como:

- Permite diámetros de redireccionamiento muy pequeños.
- Resistencia al desgaste y a la corrosión.
- Resistencia al calor.
- Funciona ajustado a piñones para el accionamiento y redireccionamiento.
- Fácil reparación mediante el intercambio individual del eslabón dañado.
- Permite la conexión a dispositivos de tensión sin fin mediante cierres de cadena de manera sencilla.

Las desventajas son:

- Mayor peso en el sistema
- Dificultad para evaluar la rotura y fatiga. Requiere usar factores de seguridad mayores, como en sistemas de polipasto.
- La velocidad y la fuerza tienen una fluctuación alterna, grandes pasos de cadena permiten pequeños diámetros de redireccionamiento.

3.4.3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS TRANSPORTADORES DE CADENAS

Los transportadores de cadenas muestran una gran variedad de tipos que se pueden clasificar en:

Transporte de materiales a granel utilizando:

- Transportadores de cadena de artesa.
- Transportadores tubulares por cadena.
- Transportadores rascadores (transportadores frontales en minería).
- Recuperadores de raspadores (para acopios).
- Transportadores de plataforma y plato.

Transporte de carga general mediante:

- Transportadores de cadena portadora.
- Transportadores de láminas.

- Cadenas superiores planas.
- Cinturones de cadena.

3.4.3.2 TRANSPORTADORES DE CADENA DE SUPERFICIE PLANA

Este grupo de transportadores de cadenas de superficie plana son usados para la manipulación de materiales en el transporte de carga general.

Este tipo de transportadores ha surgido de un nuevo diseño de cadena y para su desarrollo se ha generado nuevos materiales plásticos.

Ventajas:

- Permiten el transporte a velocidades relativamente altas y la realización de rutas de transporte complejas con pequeños radios de curvatura
- Permiten la conexión de modernas máquinas de fabricación automatizadas, así como la realización de altos índices de rendimiento según sea necesario, por ejemplo, en la industria de bebidas.
- No requieren lubricación externa, lo que las hace adecuadas para su uso en áreas sensibles, por ejemplo, en las industrias alimentaria, de embalaje y farmacéutica.

3.5 TRANSPORTADORES DE BANDA MODULAR

Una banda modular consta de módulos individuales de plástico, moldeados por inyección, que se ensamblan entre sí, de manera traslapada una a otra, mediante varillas de plástico o metal, esto las hace flexible. Su diseño permite el ensamble en forma escalonada. La unión a través de ranuras permite fabricar correas modulares rectas y curvas como se observa en la Figura 5. El diseño modular permite producir cintas flexibles en anchos desde 200 hasta 5000 mm, con espesores desde 5mm hasta 30mm con lo cual se puede mover diferentes espectros de carga. Para su accionamiento usan ruedas dentadas plásticas permitiendo alcanzar largos de transporte máximo de 50 m moviendo cargas pesadas como palés, electrodomésticos o automóviles en plantas de fabricación [1].

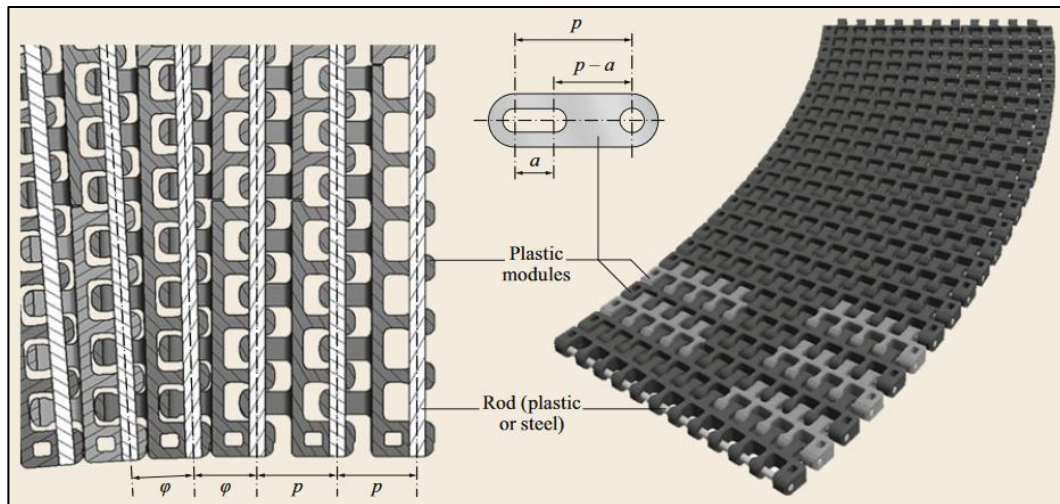


Figura 5: Bandas plásticas modulares planas y curvas principio de operación [1].

La banda modular siempre requiere guías plásticas de desgaste para su deslizamiento en dirección de avance de carga y el recorrido de retorno (parte baja) normalmente está guiado por rodillo o guías de desgaste según el tipo de banda y/o la aplicación del equipo. La banda es movida mediante tracción dada por engranes plásticas montados, en su gran mayoría, sobre ejes cuadrados, también existe engranajes para ejes redondos.

Las bandas plásticas tienen un campo de aplicación muy extenso, por ejemplo: bandas plásticas curvas, bandas plásticas para desempeño normal en temperaturas altas de trabajo (104°C) y bandas plásticas para uso en equipos de procesadores de alimento en donde se requiere bandas aprobadas por la Agencia Federal de Administración de Drogas y Alimentos de Estados Unidos (F.D.A) [12].

3.5.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS BANDAS TRANSPORTADORES MODULARES

Las ventajas importantes de estos transportadores son:

- Buena tracción que se da por el uso de piñones que no generan deslizamientos al accionarse la banda. Esto mejora la eficiencia energética del sistema.
- Posibilidad de realizar líneas rectas y tramos curvos con una sola cinta.
- Fácil montaje mediante pasadores de cadena de conexión extraíbles, bajos costo de mantenimiento.
- Gran diversidad de materiales plásticos que garantizan durabilidad, resistencia a la corrosión y a la abrasión, resistencia al impacto, fricción, corte, humedad y ataques

de productos químicos y son fisiológicamente inofensivos; son ideales dentro de la industria alimentaria.

- Funciona sin lubricación lo que les hace útiles en áreas limpias como, por ejemplo, en la industria del papel y del embalaje.
- Los materiales plásticos pueden ser ignífugos, antiestáticos o detectables.
- Variedad de diseño de los módulos que permiten tener cintas modulares rectas y curvas.
- Permite tener superficies casi cerradas o con aberturas bien definidas facilitando procesos como lavado/drenaje, enfriamiento, secado, etc. durante el transporte.

Las desventajas son

- El ruido relativamente alto y el efecto poligonal, que limita la velocidad máxima de transporte a aproximadamente 1 m/s.

En tramos rectos, la fuerza de tracción se distribuye uniformemente en todo el ancho de las juntas lo que permite transmitir una fuerza muy grande hasta aproximadamente 25 kN/m.

En tramos curvos la tensión se transmite en un rango pequeño del radio exterior de la curva haciendo actuar una fuerza radial alta sobre el soporte provocando calentamiento en la zona de contacto inducido por fricción lo que conlleva a perturbaciones y fallos masivos.

3.5.2 MATERIALES DE LAS BANDAS MODULARES Y SUS PROPIEDADES

Los materiales más comunes con los cuales están fabricado la banda modular se estudia en [13] [14] y se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1: Propiedades de los materiales plásticos para banda modular [13] [14].

Propiedades de los materiales de las bandas modulares	
Material	Características
Polipropileno:	Buena relación entre peso y resistencia. Densidad baja que lo hace un material liviano capaz de flotar en el agua. Resistencia química frente a ácidos, bases, sales y alcoholes. Resistencia a la penetración de microorganismos. Temperatura de trabajo entre 5 °C y 105 °C.
Polietileno:	Muy buena resistencia a la fatiga e impactos. Es un material liviano que flota en el agua. Tiene alta eficiencia en bajas temperaturas, es el más idóneo para congelación. Es resistente a gran variedad de ácidos, bases e hidrocarburos.

Coefficiente de fricción bajo que le otorga excelentes propiedades deslizantes asociados a una baja adherencia y absorción. Temperatura de trabajo de -70 °C hasta 65 °C.

Poliamida: Material termoplástico con buena resistencia mecánica, tenacidad media, alta resistencia al impacto, resistencia al desgaste y resistencia a la fatiga. Posee características de transparencia, flexibilidad, alto poder de amortiguamiento y es auto extingible; posee propiedades dieléctricas y resistencia a la deformación térmica. Es un plástico versátil de ingeniería de uso universal. Se las encuentra de forma natural o sintética. Temperaturas de trabajo entre -40°C y +100°C.

Resina acetal: Es un termoplástico que tiene muy buena relación entre la resistencia mecánica, térmica y química. Buena elasticidad o estiramiento, bajo coeficiente de fricción y propiedades eléctricas y dieléctricas. Resistencia a los cortes y ralladura. Baja resistencia a los impactos. Temperatura de trabajo de -40 °C hasta 95 °C.

3.5.3 PARTES DE UNA BANDA TRANSPORTADORA PLÁSTICA MODULAR

Las partes que conforman una banda transportadora modular son:

- Estructura tipo plataforma.
- Sistema tensor de eje.
- Eje extremo guía de la banda.
- Eje motriz cuadrado o circular.
- Guías laterales y perfiles de deslizamiento.
- Piñón conductor, piñón conducido y cadena.
- Banda modular plástica.
- Sistema de barandas o barandillas.
- Rodillo de soporte en reenvío de la banda.
- Estructura de soporte con pie regulable.
- Motorreductor.

3.5.4 BANDAS MODULARES PARA LA INDUSTRIA CONVERTIDORA DE PAPEL

El uso de bandas modulares para estas industrias puede aportar distintas soluciones, incluyendo líneas de empaquetado y transportadores curvos.

La Figura 6 muestra los diferentes procesos en donde es posible utilizar transportadores de bandas modulares dentro de industria del papel.

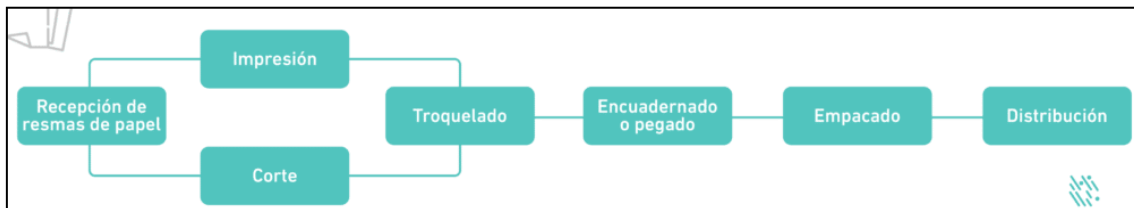


Figura 6: Uso de bandas modulares en los procesos dentro de la industria del papel [15].

3.6 EQUIPOS PARA EL PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS

Una condición muy importante al momento de diseñar un transportador está relacionada con tipo de industria y la línea del proceso en donde se utilizará el equipo.

La línea de proceso en donde se requiere el transportador giratorio es para el transporte de láminas o cajas de cartón corrugado dentro de la industria de los embalajes.

La línea de producción de láminas y cajas de cartón que maneja la industria es para embalaje de productos para el sector alimenticio, por lo tanto, el transportador debe cumplir con lineamientos de la normativa BRCGS que rige el proceso.

3.6.1 PRODUCCIÓN DE LÁMINAS DE CARTÓN CORRUGADO

El cartón es el material más usado en la industria del embalaje, almacenamiento y transporte; está formado por capas de papel fabricado con fibra virgen o material reciclado y disponible en presentaciones de rollos o planchas. La fabricación de cartón corrugado es un proceso que une una o varias capas de papel de superficie lisa (conocida como liners o cara) con una o varias capas de papel interno de estructura ondulada o corrugada (llamada médium) usando

un adhesivo de cola para la unión de las capas. El cartón corrugado es el material base para la fabricación de las cajas de cartón [16] [17].

El papel es una hoja continua formada de fibra de origen vegetal entrelazados de manera natural o artificial.

Existen diferentes variantes del cartón corrugado que surgen por la diversidad de tipos de liner y médium [18], entre las principales están:

- Single-face compuesto de un papel ondulado y un solo papel liner.
- Pared sencilla compuesto de un papel ondulado con dos papeles liners en los exteriores.
- Doble pared compuesto de dos papeles ondulados y tres papeles liner en los exteriores y en la mitad de las ondulaciones.
- Triple pared compuesto de tres capas de papel ondulado y cuatro papeles liner en los extremos e intermedios a las ondulaciones [19].

La representación esquemática para la fabricación de cartón corrugado se representa en la Figura 7.

La descripción grafica de cada proceso en la Figura 7 es:

- El color verde representa los insumos utilizados en el proceso.
- El color azul representa todos los procesos que se desarrollan.
- El color tomate representa el producto obtenido en cada proceso.
- El rojo representa el desperdicio que sale del proceso.
- La línea inter-puntada representa el proceso para cartón doble pared.

Es importante distinguir en la máquina encolador: si el producto es cartón de pared sencilla solo requiere el ingreso del single face y el papel liner; si el producto es cartón de doble pared requiere el ingreso de dos single face y el papel liner.

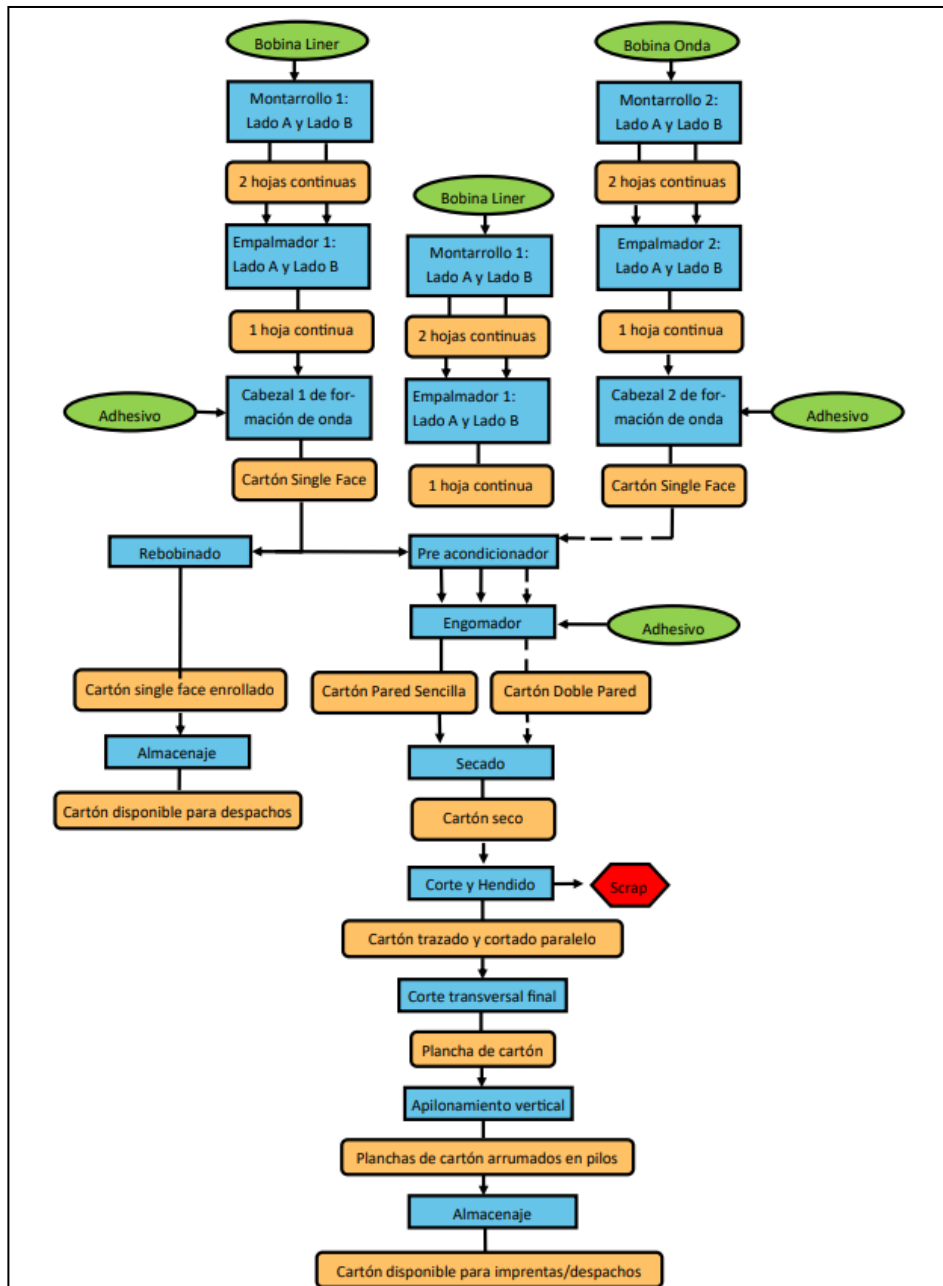


Figura 7: Proceso de producción de cartón corrugado

El proceso de fabricación de cartón de single face, pared simple o doble pared inicia por:

- 1) Preparación para ingreso de papel a la línea de proceso, consiste en disponer de una bobina para liner y otra bobina para medium de lado izquierdo y derecho, el papel de cada bobina se monta sobre un montarollo y son enhebrados a través de un empalmador.
- 2) Formación del single face, en donde se convierte la onda mediante rodillo onduladores, se aplica goma sobre la cresta de las ondas y se une al liner, este proceso se cumple acomodando al papel de acuerdo a la temperaturas y humedades recomendada que se logran al elevar la temperatura del papel y humectar antes de ser unidos.

- 3) Pegado de liner interno, una bobina de papel sobre un montarrollo y enhebrado por un empalmador se une al single face con ayuda de la cola depositada previamente en las crestas de las ondas.
- 4) Mesa de secado, utiliza planchas calientes que aportan calor y ayuda a secar la goma de cartón de pared sencilla o doble pared y unen todas las capas con ello se forma la lámina de cartón corrugado.
- 5) Corte y hendidido, consiste en tallar las hendiduras por donde se realizará los dobleces cuando se convierta en la caja y se realiza cortes de acuerdo a los anchos de las láminas previamente especificadas.
- 6) Corte final transversal, es el último corte que se realiza de acuerdo a los largos especificados que se requiere para formar la caja.
- 7) Apilamiento de láminas, consiste en dos puentes superior e inferior que al final arruman el pila de láminas para poderlas transportar y almacenar.

3.6.2 PROCESO DE FABRICACIÓN DE CAJAS DE CARTÓN

La caja de cartón el medio más utilizado para el transporte de alimentos no perecibles, frutas, legumbres, hortalizas, mariscos, medicina, entre otros, que están relacionados directamente con la industria alimenticia.

Una caja se produce a partir de una lámina de cartón corrugado que ingresa a la línea de producción con la ayuda de un montacargas y sistemas transportadores de rodillos o bandas plásticas modulares.

Un sistema electromecánico llamado prealimentador recibe las láminas y las dispone de la manera necesaria a la mesa alimentadora de la imprenta depositando una sobre otra según la capacidad de apilamiento de la máquina.

Una cuchilla o sistema de alimentación por succión, con la ayuda de un rodillo de poliuretano, lleva la lámina hacia la imprenta.

La impresión de la forma y los diferentes colores, sobre la lámina, se dan en los cuerpos impresores que utilizan un rodillo anilox para transferir la tinta hacia los clisets y estos a su vez transfieren la forma y el color en la lámina de cartón según el diseño preestablecido por el cliente. Las impresoras tienen capacidad de dos, tres, cuatro y cinco colores según el requerimiento.

Las láminas pasan hacia un sistema de masas talladores de escores y cortadoras de ranuras de acuerdo con el diseño de la caja.

Luego pasan a un sistema de rodillos en donde un troquel con la forma preestablecidas corta las partes de la lámina que se requieren según el diseño.

La lamina se transfiere hacia un sistema de bandas transportadoras que con ayuda de un sistema de gomero y bandas lisas permiten doblar y pegar las partes de la caja luego van depositándolas una sobre otra hasta formar pilos según lo programado en la máquina. En el sistema contador-arrumador la caja se apila y se cuenta, luego con la ayuda de transportadores de bandas plásticas modulares llega hasta una amarradora de suncho plástico en donde se amarra el paquete y es llevado hasta un sistema de apilamiento semiautomático; laminas o planchas de madera salen cargados con los paquetes de manera ordenada ascendente. Por medio de transportadores de cadenas son llevados hacia rodillos acumuladores en donde un montacargas los recoge y los lleva hacia las bodegas del área de despachos en donde son almacenados de manera ordenada.

3.6.3 CONDICIONES PARA LOS EQUIPOS DE PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS

El transportador se diseña considerado su uso como un equipo para procesamiento de alimentos por lo cual debe cumplir con normativas que garanticen la calidad y seguridad de los productos alimenticios que llevarán las láminas o cajas de cartón corrugado. Otra condición de diseño está relacionada directamente con los riesgos laborales que puede representar, lo que se busca es el riesgo sea mínimo o nulo durante su funcionamiento. La calidad del material debe garantizar que no exista corrosión y zonas de contaminación microbiana en las partes de su estructura y en la banda plástica, también debe garantizarse la resistencia de los componentes del transportador. La eficiencia del sistema es otro factor a ser considerado.

Al estar trabajando en una línea de producción debe ser de fácil acceso para poder desinfectar sus partes. Debe trabajar de manera independiente y también debe ser fácilmente adaptable a sistemas integrados de control y automatización [20].

Todo equipo usado en la línea de producción debe tener un plan de mantenimiento y plan de lubricación estricto con grasas y aceites de grado alimenticio.

3.6.3.1 MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DE ELEMENTOS PROCESADORES DE ALIMENTOS

Todo material usado en la construcción de un equipo procesador de alimento debe tener las siguientes propiedades:

- Resistencia mecánica.
- Fácil de fabricar.
- Fácil de reparar.
- Resistencia a la corrosión.
- Propiedades higiénicas.
- Propiedades térmicas deseables.

Los materiales usados se clasifican en:

Metales: Se clasifican en ferrosos (con sus aleaciones) y no ferrosos; los materiales no ferrosos son los usados para estar en contacto directo con el alimento. Dentro de los metales están: el acero (acero al carbono, acero de baja aleación, hierro fundido), acero inoxidable (AISI 304 y AISI 316), aluminio y cobre.

Plásticos y caucho: Los plásticos se dividen en termoplásticos: policloruro de vinilo (PVC), polietileno, y poli tetra-fluoroetileno (PTFE) y termoestables (el poliéster y la resina epóxica). Los cauchos son usados en partes donde debe resistir la fricción y como recubrimiento de los metales.

Vidrio - Cerámicos: Son resistentes a los ácidos; son usados para recubrir materiales, en la filtración y como aislamiento.

Maderas: Su uso ha sido discontinuado debido a problemas higiénicos y resistencia mecánica.

3.6.4 FABRICACIÓN DE EQUIPOS PROCESADORES DE ALIMENTOS

Dentro de los requisitos para la fabricación de los equipos se debe tener en cuenta las limitaciones que pueden influir en la calidad y seguridad del alimento a transportar.

Los aspectos para considerar en el diseño y fabricación son:

3.6.4.1 RESISTENCIA

Es importante conocer las fuerzas que actúan sobre el equipo (tensión, presión, flexión o corte), producto de los esfuerzos: mecánicos (causados por fuerzas estáticas o presiones que sufren los materiales durante el funcionamiento del equipo), térmicos (aparecen especialmente en uniones de dos materiales diferentes dependiendo de las temperaturas frías o calientes en donde esté trabajando el equipo), químicos (se da a partir de reacciones que causan corrosión y afectan directamente al equipo) o físicos (internos causada por las fuerzas estáticas del equipo; y externos causadas por sismos o vibración de equipos cercanos). Las tensiones mecánicas se reducen con la buena selección del material, un correcto diseño y procesos adecuados de construcción. En el caso de las tensiones térmicas se debe mantener tolerancias ante el riesgo de expansión o contracción del material. La aparición de corrosión se reduce con un buen proceso de soldadura [20].

3.6.4.2 PUNTOS SENSIBLES DE CONSTRUCCIÓN

Los puntos más sensibles son: las uniones y las partes sometidas a movimientos relativos. Las uniones pueden ser fijas o flexibles. La soldadura que estará en contacto directo con alimentos debe estar pulida; en caso de pernos no deben estar en contacto con los alimentos y las uniones atornilladas usadas en las estructuras de soporte deben cumplir requisitos sanitarios. También los cojinetes deben estar alejados del contacto con los alimentos [20].

3.6.4.3 ADECUADA INGENIERÍA.

Es la relación del equipo con el entorno en donde funcionará, esta relación puede ser adecuada o inadecuada.

La fabricación del equipo está detallado en códigos de ingeniería que rigen a nivel mundial y son: la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos (ASME), las Normas Británicas (BS) y el Instituto Alemán de Normalización (DIN).

Otros requisitos importantes para considerar relacionan:

- Facilidad para realizar el mantenimiento mecánico.
- Uso de repuestos estándar.
- Durabilidad y flexibilidad.
- Precisión en algunas operaciones.

Si existe contacto directo entre las superficies con los alimentos se debe garantizar superficies libres de lubricantes y grasas; Los cojinetes y otras piezas mecánicas deben estar aislados de los alimentos.

El costo final del equipo se ve influenciado con:

- La calidad y cantidad de acero inoxidable, metal, plástico, cerámico o madera utilizado que influye en el peso total del equipo.
- La fabricación y uso de protección antioxidante.
- Calidad de los repuestos.

3.6.4.4 DISEÑO HIGIÉNICO O DISEÑO LIMPIO

El diseño higiénico del equipo se basa en las normativas de diseño higiénico que aplica a toda la planta industrial.

El diseño higiénico debe garantizar la seguridad microbiológica de los productos. *“Los ingenieros de diseño, los fabricantes de equipos y los procesadores de alimentos deben seguir estrictas normas de higiene y regulaciones gubernamentales”* [20]; con esto se garantiza un producto seguro y saludable y se ayuda a la protección de la salud pública.

3.6.4.5 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN

Las características de construcción a tener en cuenta son:

- Dimensiones/peso.
- Facilidad de limpieza.
- Mantenimiento.
- Estandarización de repuestos.
- Calidad de los materiales.
- Resistencia/durabilidad.
- Automatización.

3.6.4.6 CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS

Están relacionadas a la facilidad de manipulación y manejo del equipo y son:

- Confiabilidad, relaciona directamente los tiempos de inactividad y averías.
- Conveniencia, relaciona al personal no calificado que opera el equipo.

- Seguridad, relaciona al uso de protecciones y dispositivos electrónicos de parada automáticos que ayuden a evitar accidentes.
- Ergonomía, relaciona las dimensiones/capacidades del equipo y las dimensiones/capacidades humanas.
- Impacto ambiental, relaciona al ruido del equipo que afecta al operario.

3.6.5 NORMATIVA BRGCS

Dentro del diseño de equipos que están inmersos en el procesamiento de alimentos para la industria alimenticia y la fabricación de empaques y envases para el empaquetado de productos alimenticios hay el requerimiento de cumplir normativas propias para garantizar la calidad del producto, para ello se relaciona directamente la normativa BRGCS por sus siglas en inglés British Retail Consortium Global Standard la cual establece estándares para la fabricación segura y de calidad de alimentos y productos de consumo [21] [22].

El transportador será usado en la industria de los empaques de cartón corrugado por lo tanto deberá cumplir con los requerimientos de la normativa, esto relaciona directamente a los materiales y procesos de construcción, la banda plástica modular y los lubricantes que se usan.

Proyectos de estudio aplicados a la industria de fabricación de empaques de cartón como: [23] [24] [25] [26] dan a conocer la implementación y aplicación real de esta normativa y sus ventajas competitivas que ayudan a generar: Seguridad, Integridad, Legalidad y Calidad de sus productos en la industria de fabricación y envasado de alimentos.

3.7 DISEÑO DE MESAS GIRATORIAS

Las mesas giratorias es un sistema que forma parte de una cadena de suministro dentro de la logística de una línea de producción tiene como finalidad ayudar en la clasificación de elementos por diferentes líneas de salida hacia procesos complementarios [27].

Otra función un sistema de mesa giratoria está relacionado directamente al giro de un pallet cargado con láminas o cajas de cartón para generar un proceso semiautomático o automático de enfardado de la carga para mejorar su almacenaje y transporte.

La mesa giratoria dispondrá de un sistema de transportador de bandas plásticas modulares para poder ingresar y sacar el pallet. La velocidad de giro se determina de acuerdo al tipo de carga y las dimensiones del equipo.

4. DISEÑO DE MESA GIRATORIA CON TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA

4.1 METODOLOGÍA

La metodología de la investigación que se usa en el presente trabajo parte de un conjunto de métodos, categorías, leyes y procedimientos que están orientados a solucionar problemas científicos de manera eficiente. La aplicación de una metodología adecuada permitirá cumplir con los objetivos planteados [12].

4.1.1 TIPOS DE INVESTIGACIÓN

4.1.1.1 INVESTIGACIÓN DE CAMPO

Consiste en actividades que se desarrollaran en el lugar donde se dan los acontecimientos e involucra el contacto directo con los sujetos y objetos de estudio, la finalidad es explorar, observar y estudiar acontecimiento. Para ello utiliza las técnicas de observación, encuesta y entrevista [12].

4.1.1.2 Investigación Aplicada

Consiste en aplicar los conocimientos teóricos para tratar una situación específica, esto genera consecuencias prácticas resultantes con la finalidad de resolver el problema, para ello transforma los conocimientos en tecnología y se realiza por fases como son: planeación, ejecución y comunicación de resultados [12].

4.1.1.3 Investigación Científica

Consiste en la creación o la mejora de: procesos, sistemas o máquinas utilizando el proceso de invención, innovación, diseño o de desarrollo tecnológico con el objetivo de generar soluciones a problemas prácticos; *“está orientada a demostrar la validez de ciertas técnicas bajo las cuales se aplican principios científicos que demuestran su eficacia en la modificación o transformación de un hecho o fenómeno”* [12].

4.1.2 DETERMINACIÓN DE LA METODOLOGÍA

La metodología utilizada en el presente trabajo es una investigación de campo, aplicada y tecnológica.

La información de la línea de proceso y el espacio físico donde se instalará el transportador giratorio está determinada en función de un plano y de acuerdo con los requerimientos del cliente; por lo cual se considera una investigación de campo.

Para el diseño se fundamenta en el conocimiento teórico referente a la resistencia de materiales aplicado a transportadores de banda modular y mesas giratorias; por lo tanto, es considerado una investigación aplicada.

La simulación del diseño mediante el uso del software especializado garantiza el buen funcionamiento del sistema y permite mejorar el diseño por lo tanto el estudio se basa en una investigación tecnológica.

4.1.3 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Es un conjunto de pasos o actividades a seguir durante la investigación y procesamiento de la información con la finalidad de encontrar las posibles soluciones [12].

Para desarrollar el trabajo se plantea tres etapas.

Etapas 1, se realiza el ingreso de las necesidades y requerimientos por parte del cliente para conocer las características físicas, características del proceso, condiciones de operación y especificaciones técnicas requeridas para el equipo.

Etapas 2, comprende la realización de la propuesta de diseño del transportador de banda modular y el diseño de la mesa giratoria 360° que cumpla con todos los requerimientos de ingeniería y condiciones del cliente

Etapas 3, consiste en simular, mediante software especializado, el diseño de la mesa giratoria con transportador de banda plástica modular a fin de analizar y evaluar el diseño propuesto.

4.2 CONDICIONES DE DISEÑO

Para determinar las condiciones de inicio para el diseño mecánico se realiza una inspección visual y de planos de la línea de producción en donde se requiere instalar el equipo.

4.2.1 CONDICIONES FÍSICAS DEL LUGAR

Tipo de planta: Planta industrial de procesos

Tipo de aplicación: Línea de transporte de cajas apiladas en pallets o láminas de cartón

Tipo de suelo: Piso de hormigón armado

Espesor de capa de piso: 20cm de espesor

Ancho útil para el equipo: 1750mm (máx.)

Largo útil para el equipo: 1750mm (máx.)

4.2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN

Material de transporte: Cajas de cartón corrugado

Temperatura de trabajo = 20°C

Humedad Relativa: 60% de humedad

Tensión de alimentación 220 – 240 V, 60 Hz

Altura máxima del pallet + carga hasta 2.2 m.

4.2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Especificaciones del transportador de banda plástica modular

Dimensiones de la plataforma: Ø 1650 mm (min) - 1700 mm (máx.)

Velocidad de línea de producción: 18 m/min

Normativa según la línea de producción: BRCGS

Peso de la carga a transportar: 850kg

Peso máximo soportado: 1000 kg

Tipo de pallet que se usa: 1500x1300x130mm

de bandas requeridas: 4

- Especificaciones de la mesa giratoria

Velocidad angular de equipo 9 rpm

Velocidades de rotación regulable hasta 10 rpm.

Plataforma giratoria con arranque progresivo de 3 segundos

El sistema de giro debe quedar perdido bajo la plataforma giratoria del transportador.

Se establece el uso de cuatro bandas modulares plásticas que trabajan de manera paralela movida por un eje de tracción común, por lo tanto, se establecen anchos de banda similares y centrados a un disco que a su vez será giratorio.

4.3 NORMATIVAS APLICABLES AL DISEÑO

Las normas aplicables para el diseño de una máquina, parte de una máquina y grupo de maquinaria en general se detallan a continuación:

➤ Directiva europea:

2006/42/CE relativa a las máquinas

- Anexo I.- requisitos esenciales de seguridad y salud de las máquinas.
- Anexo II sección B.- clasifica el equipo diseñado como cuasi máquina.
- Punto 1.5.1 del anexo I.- aplican los objetivos en materia de seguridad establecidos en la Directiva 2014/35/EU.
- Punto 2.1.1 del anexo I.- Requisitos de máquinas destinadas a los productos alimenticios, cosméticos o farmacéuticos.
- Anexo VII sección A.- Regulación de documentación técnica pertinente de una máquina.

2006/95/CE el material eléctrico que se usará con determinados límites de tensión. Art-1.- entre 50 y 1000 V en corriente alterna.

2014/30/UE compatibilidad electromagnética. Art-3 punto 2.-Perturbaciones electromagnéticas, o cuyo funcionamiento pueda verse afectado por estas perturbaciones.

➤ Regulaciones industriales

RD 1644/2008 - Comercialización y puesta en servicio de las máquinas

RD 842/2002 - Reglamento electrotécnico para baja tensión y sus instrucciones técnicas complementarias

RD 1580/2006 – Regulación de la compatibilidad electromagnética de los equipos eléctricos y electrónicos

➤ Estándares aplicados declarando el equipo como una cuasi maquina:

UNE-EN-ISO 12100-1:2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.

UNE-EN ISO 14159 Requisitos de higiene para el diseño de las máquinas

➤ Estándares adicionales aplicados si el equipo se instalase como una máquina independiente.

UNE-EN-ISO 14119 Seguridad de las máquinas. Dispositivos de enclavamiento asociados a resguardos. Principios para el diseño y la selección

UNE-EN 1037:1996 Seguridad de las máquinas. Prevención de una puesta en marcha intempestiva

UNE-EN ISO 13850:2008 Seguridad de las máquinas. Parada de emergencia. Principios para el diseño.

UNE-EN ISO 13849-1/2:2015 Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño

UNE-EN ISO 11161:2009 Seguridad de las máquinas. Sistemas de fabricación integrados. Requisitos fundamentales.

UNE-EN ISO 12100:2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.

UNE-EN ISO 13857:2008 Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores.

UNE-EN 953:1998 Seguridad de las máquinas. Resguardos. Requisitos generales para el diseño y construcción de resguardos fijos y móviles.

UNE-EN 60204-1:2007 Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: requisitos generales.

➤ Regulaciones para máquinas y equipos en la sección de alimentos

Reglamento 1935/2004 -Materiales y objetos destinados a entrar en contacto con alimentos y por el que se derogan Directivas 80/590 y 89/109.

EN 1672-2:2005+A1:2009. Maquinaria para el proceso de alimentos. Conceptos básicos. Parte 2: Requisitos de higiene.

UNE-EN ISO 14159:2008. Seguridad de las máquinas. Requisitos de higiene para el diseño de las máquinas

➤ Regulaciones para máquinas y equipos de embalaje

UNE-EN 415-6:2014. Seguridad de las máquinas de embalaje. Parte 6: Máquinas envolvedoras de pallets.

EN 415-1:2000+A1:2009, Seguridad de las máquinas de embalaje. Parte 1: Terminología y clasificación de las máquinas de embalaje y de los equipos asociados.

EN 415-9:2009, Seguridad de las máquinas de embalaje. Parte 9: Métodos de medición del ruido en máquinas de embalaje, líneas de embalaje y equipos asociados. Grados de precisión 2 y 3.

EN 614-1, Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 1: Terminología y principios generales.

EN 614-2, Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 2: Interacciones entre el diseño de las máquinas y las tareas de trabajo.

EN 894-2, Seguridad de las máquinas. Requisitos ergonómicos para el diseño de dispositivos de información y órganos de accionamiento. Parte 2: Dispositivos de información.

EN 894-3, Seguridad de las máquinas. Requisitos ergonómicos para el diseño de dispositivos de información y mandos. Parte 3: Mandos.

EN 13478, Seguridad de las máquinas. Prevención y protección contra incendios.

EN 61310-1:2008, Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para las señales visuales, audibles y táctiles.

EN 61310-3, Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 3: Requisitos para la ubicación y el funcionamiento de los órganos de accionamiento.

ISO 7000 Símbolos gráficos para su uso en equipos. Índice y sinopsis.

4.3.1 DISEÑO LIMPIO

Un diseño limpio hace referencia a diseñar y construir una máquina que sea fácil y accesible su limpieza con productos ácidos con el fin de evitar la acumulación de suciedad. Los criterios bajo los cuales se diseña están normados en EN ISO 14159 que se refiere al diseño higiénico de las máquinas y sus componentes.

4.3.1.1 ACABADO SUPERFICIAL

Es importante un acabado de alta calidad que evite la acumulación de impurezas microbianas para ello la Norma ISO 468:1982 establece un valor medio de $Ra \leq 0.8\mu m$ en zonas de contactos con alimentos; con esto se garantiza de que todo microorganismo de tamaño de $1\mu m$ a $10\mu m$ se remueva al aplicarse detergente a velocidad de $2m/s$. Una superficie lisa tiene mayor resistencia a la corrosión [28].

4.3.1.2 ELEMENTOS DE UNIÓN

La norma ISO 14159 en su artículo 5.2.2.11 recomienda el uso de elementos roscados fáciles de limpiar, aunque es más recomendable evitar su uso por completo, tampoco deben quedar expuestos al aire libre; con esto se evita focos de contaminación microbiana por lo difícil que resulta su limpieza.

4.3.1.3 ÁNGULOS INTERNOS, ESQUINAS Y REDIOS

El radio mínimo recomendado es 3mm, radios menores y las esquinas generan acumulación de microorganismos que son muy difíciles que los detergentes y desinfectantes lleguen a esos lugares.

4.3.1.4 COMPONENTES DE MÁQUINAS Y EQUIPOS

Los componentes deben montarse evitando dejar espacios libres o vacíos que impidan que el desinfectante llegue a esos lugares, si el componente es propenso a presentar problemas se recomienda montarlo en un ambiente completamente cerrado o abierto.

4.3.1.5 MATERIALES ANTICORROSIVOS

Es recomendable usar materiales como el acero inoxidable, polietileno o pinturas especiales que permitan una limpieza total sin generar desgaste de la superficie.

La Figura 8 muestra los casos de riesgos de higiene y los casos aceptables para la unión por soldadura y los tipos de estructuras y soportes recomendadas por la norma EN ISO 14159.

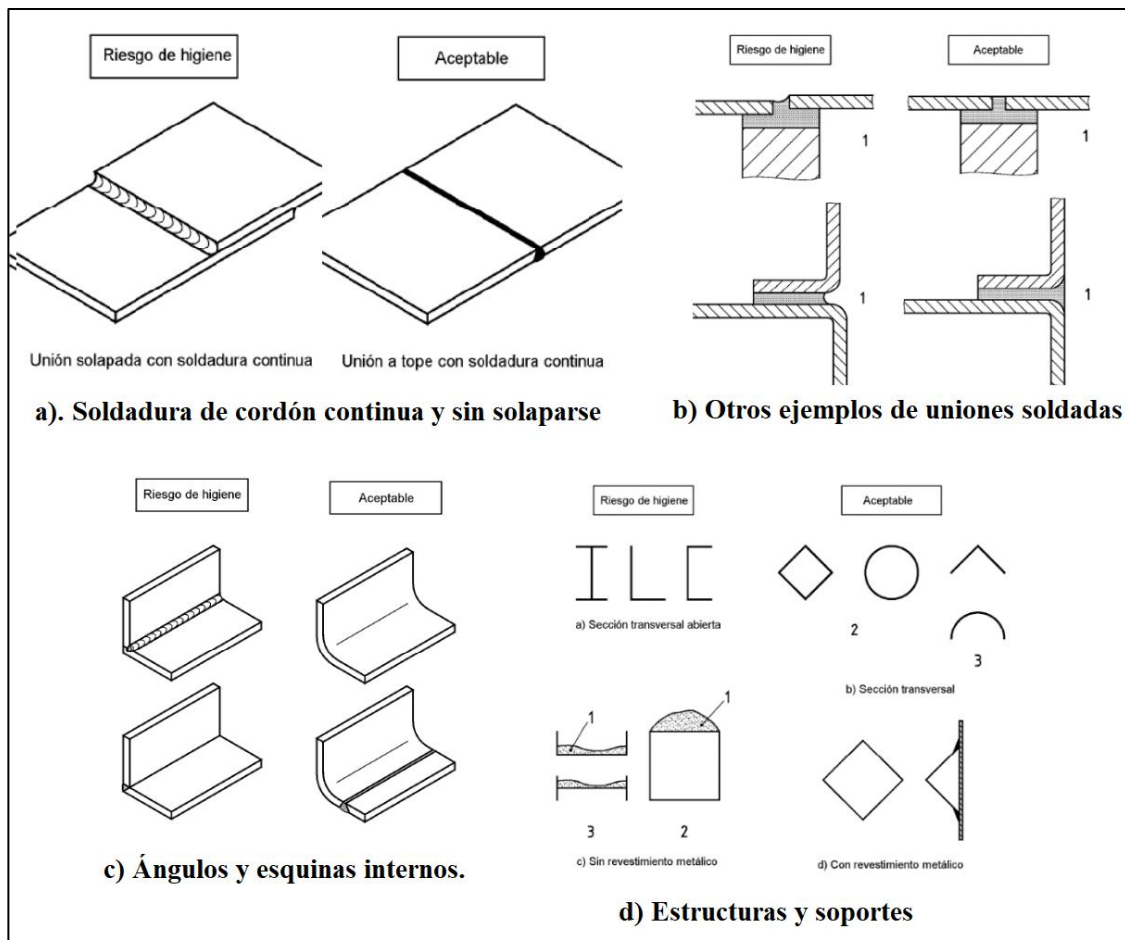


Figura 8: Riesgos y recomendaciones de diseño [29].

Para el diseño de la mesa giratoria 360° y el transportador de banda plástica modular se utiliza el criterio de diseño limpio para las superficies que están en contacto directo con el pallet y las láminas o cajas de cartón.

4.3.2 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO LAMINADO

El diseño estructural se realiza con acero estructural ASTM A-36 como material base de los perfiles laminados que se encuentran en el mercado. Para el diseño de los ejes se realiza con acero AISI 1018 que es comercial en nuestro medio.

Las propiedades mecánicas del acero se estudian a partir de la Figura 9 de esfuerzo deformación típica de un acero laminado obtenida en un ensayo de tracción. Las Normas: UNE 7117, UNE 7473-3 y UNE 7474-5 rigen los lineamientos para los ensayos de tracción.

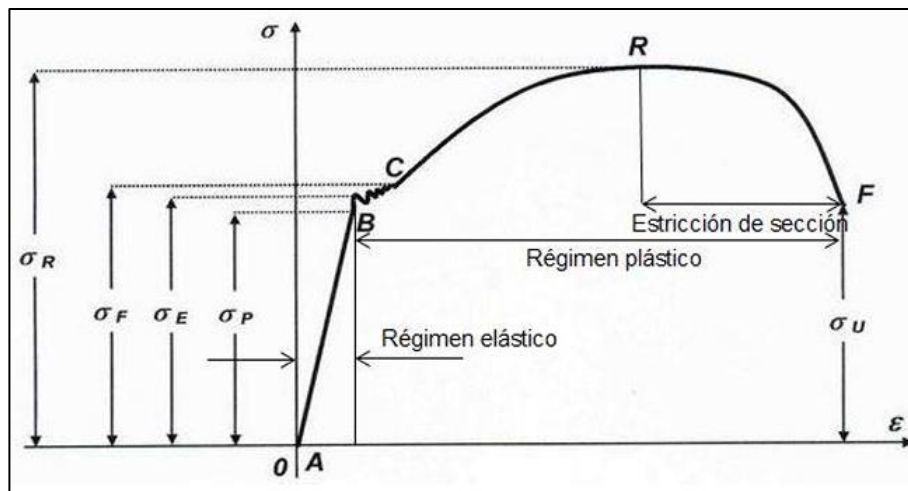


Figura 9: Curva característica tensión - deformación para acero laminado [30].

La Figura 9 representa las tensiones σ en el eje de las ordenadas y los alargamientos unitarios ϵ en el eje de las abscisas. En donde $\sigma = F/A$ y $\epsilon = \Delta L/L_0$. El segmento A-B tiene una pendiente conocida como El módulo de Yong $E = \sigma/\epsilon$ y este es el régimen elástico que significa que si se anula el esfuerzo, el acero recupera sus dimensiones iniciales. σ_P se determina como esfuerzo límite de alargamiento proporcional. σ_E se conoce como esfuerzo límite elástico. σ_F se determina esfuerzo de fluencia y en ingeniería se lo determina cuando el material ha deformado el 0.2%, el final de la línea oscilante B-C representa el límite aparente de elasticidad. En la curva C-R existen alargamientos que se reparten uniformemente en toda la longitud del material hasta alcanzar σ_R que es el límite de rotura. La curva R-F muestra un alargamiento rápido y una reducción de la sección del material hasta que se fractura presentando un esfuerzo de fractura σ_u que siempre será menor a σ_R [30].

La carga o fuerzas son causa del contacto superficial entre cuerpos o producto de la gravedad que ejerce el planeta.

El esfuerzo es la resultante de aplicar una carga axial sobre un área transversal de un elemento. Esto puede producir esfuerzos normales o esfuerzos cortantes.

Las propiedades mecánicas y químicas de cada material usado se especifican en los anexos según el desarrollo del diseño.

4.4 CÁLCULOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DE TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA MODULAR

Se describe el cálculo, el diseño y la metodología para la selección de la banda, ejes, motorreductor, estructura y soportes para el transportador de banda plástica modular.

4.4.1 DIMENSIONAMIENTO DEL TRANSPORTADOR

La dimensión del transportador se da en función del pallet que ingresa y la carga.

4.4.1.1 CÁLCULO DEL PESO DEL PALLET

El pallet es una plataforma estructurada con tablas, es utilizado para almacenar y transportar mercancías de una gran gama de tamaño y volumen. Su uso se da en todo tipo de industria. Tiene la ventaja de un bajo costo de mantenimiento, larga vida útil y de fácil reciclaje [31].

Actualmente existe una variedad de nuevos materiales que han ido reemplazando a la madera. Para el caso de almacenaje y transporte se utiliza un pallet estándar.

- Características del pallet:

Largo= 1.5 m.

Ancho: 1.3 m.

Material: Madera (Eucalipto).

Densidad del Eucalipto: 780 kg/m³.

Peso total del pallet=37.5 kg.

El peso se determina por dos métodos:

- Cálculo del peso a partir de un lote de 5 pallets medidos en una balanza mostrados en la Tabla 2.

Tabla 2: Peso de pallet en una balanza.

Peso del pallet de 1.5 x 1.2 x 0.13m	
Cantidad de pallets	5
Peso total	185.5 kg

Peso unitario 37.1 kg

- Cálculo del peso del pallet en función del volumen del pallet y la densidad del material mostrado en la Tabla 3.

Tabla 3: Peso de pallet calculado.

Cálculo del peso del pallets de 1.5 x 1.3 x 0.13m				
Largo tabla	1.5	m	Largo travesaño	1.3 m
Ancho tabla	0.09	m	Ancho travesaño	0.09 m
Espesor	0.02	m	Espesor	0.04 m
Volumen tabla	0	m ³	Volumen travesaño	0
Volumen tabla	0.0027	m ³	Volumen travesaño	0.00468
Num. Tablas	12		Num. Travesaños	3
Volumen total tablas	0.0324	m ³	Volumen total travesaño	0.01404 m ³
Volumen total pallet				0.04644 m ³
Densidad de la madera (Eucaliptus glubulus)				780 kg/m ³
Peso Total				36.22 kg

Al comparar estos dos resultados se determina un peso de: 37.1 kg del pallet de madera.

4.4.1.2 CÁLCULO DEL PESO DE LA CARGA

Para determinar el peso generado por la carga de cajas de cartón se realiza una recolección de datos de las líneas de imprenta en un muestreo de 5 pedidos diferentes en las tres salidas correspondientes, los resultados se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4: Datos de pesos de cargas que salen de impresoras

Máquina 1 (F)				
Pedido	Peso de 1 caja (kg)	Numero de cajas	Peso total (kg)	Altura (m)
1	0.395	1820	718.9	1.95
2	0.581	980	569.38	1.90
3	0.488	1350	658.8	2.00
4	0.482	1680	809.76	1.75
5	0.547	1125	615.375	1.80
Máquina 2 (T-1)				
Pedido	Peso de 1 caja (kg)	Numero de cajas	Peso total (kg)	Altura (m)
1	0.376	1260	473.76	1.67
2	0.617	840	518.28	1.67

3	0.63	880	554.4	1.75
4	0.615	1200	738	1.70
5	0.623	1080	672.84	1.90

Máquina 3 (T-2)

Pedido	Peso de 1 caja (kg)	Numero de cajas	Peso total (kg)	Altura (m)
1	0.177	2640	467.28	1.92
2	0.252	2160	544.32	1.90
3	0.417	1350	562.95	1.85
4	0.423	1350	571.05	1.92
5	0.23	2025	465.75	1.82

De acuerdo con la Tabla 4, el valor máximo medido es 809.76 kg que sale de la máquina 1.

4.4.1.3 PESO TOTAL

El valor del peso total es la sumatoria del peso del pallet más el peso de la carga, mostrado en la Tabla 5.

Tabla 5: Peso total de la carga.

Peso total de la carga a transportar		
Peso del pallet	37.10	kg
peso de la carga	809.76	kg
Peso total	846.86	kg

El peso total de la carga y el pallet se estable en 846.86 kg durante el funcionamiento del sistema. Para el cálculo de la estructura se trabaja con 1000 kg con la finalidad de garantizar el diseño.

4.4.2 SELECCIÓN DE BANDA MODULAR

La banda plástica modular es el elemento más importante del transportador, su selección depende del campo industrial en donde va a trabajar.

En el mercado nacional existen diferentes distribuidores de bandas, para este estudio se usa la marca Ammeraal Beltech. Este fabricante de banda tiene una diversidad de tipo de bandas y materiales según el trabajo que desempeñara la banda.

La clasificación según el tipo de industria y la aplicación se puede observar en el Anexo 1 del cual se tiene la Figura 10.



Figura 10: Simbología de bandas plásticas modulares según el tipo de industria [32].

En función de la clasificación anterior se selecciona el tipo de banda para corrugados, Figura 11.



Figura 11: Banda plástica modular para corrugados [32].

Los datos técnicos de la banda uni JCB Y-top se presentan en el Anexo 2, parte de los datos se muestran en la Figura 12.

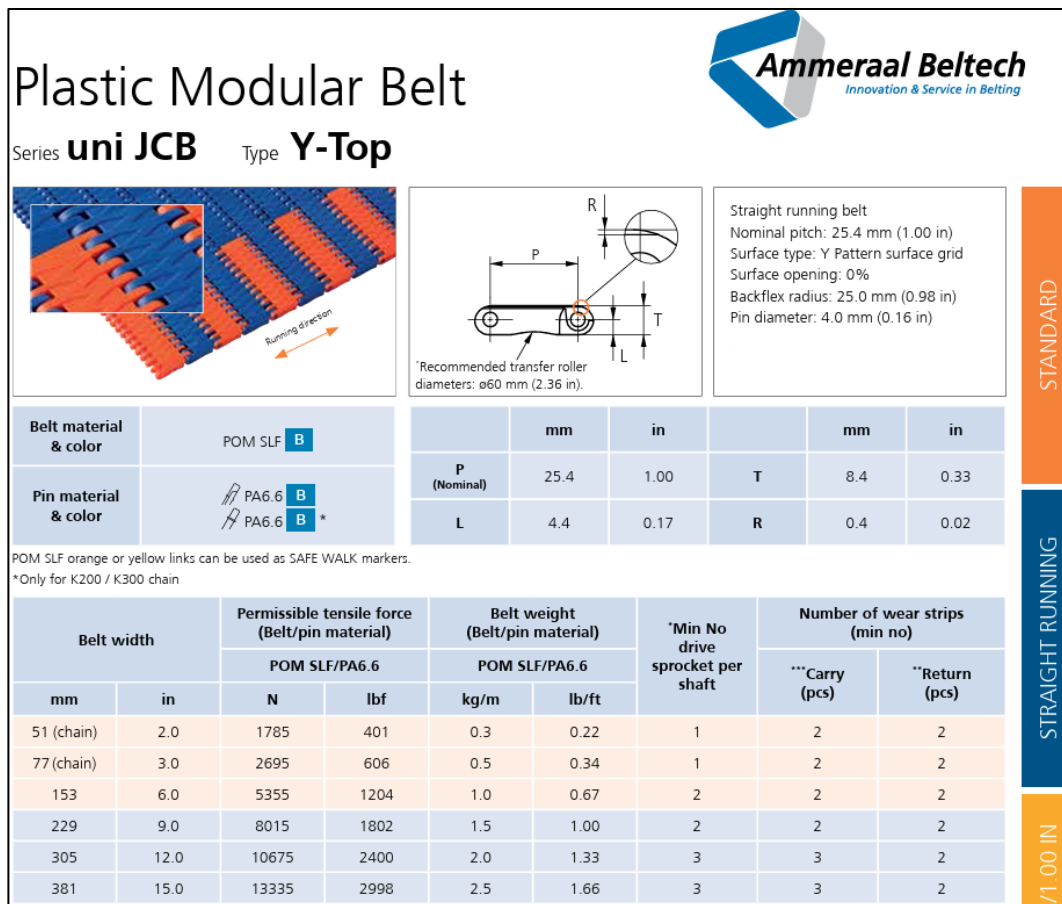


Figura 12: Datos técnicos de la banda uni JCB Y-Top [33].

De la Figura 12 se selecciona la banda de ancho de 229 mm la cual genera los siguientes datos:

- Ancho de banda: 229mm.
- Material: POM SLF (acetal).
- Paso: 25.4mm.
- Espesor de la banda: 8.4mm.
- Color: Azul.
- Temperatura de trabajo -40°C hasta 90 °C.
- Coeficiente de expansión 0.12 mm/m·°C.
- Densidad del material: 1.41 g/cm³.
- Fuerza de tracción permisible según el ancho de la banda: 817.37 kg.
- Peso de la banda 1.5 kg/m.
- Mínimo número de engranajes en el eje: 2.
- Numero de tiras de desgaste mínimo para el avance: 2.

- Numero de tiras de desgaste mínimo para el retorno: 2.
- La tolerancia general de la correa es $+0/-0,4\%$ a $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 50% de humedad relativa.
- Máxima carga por rueda dentada motriz para material de la correa: POM-SLF 2300 N.
- Máximo espacio entre tiras de desgaste, Transporte: 152.0 mm ; Retorno: 304.0 mm .
- Plataforma de soporte de transporte completo (FS) de material de tira de desgaste recomendada para bandas para caminar seguro.

4.4.2.1 MATERIAL DE BANDA PLÁSTICA

El polímero POM-SLF contiene aditivos autolubricantes para obtener un bajo coeficiente de fricción. Las propiedades y datos técnicos del polímero POM- SLF se dan en la Figura 13 y Figura 14.

Material	Propiedades	Temperatura de trabajo	Coficiente de expansión $\text{mm/m} \times ^{\circ}\text{C}$
POM (acetal)	<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia elástica alta • Poca elasticidad y expansión • Baja fricción • Elevada capacidad de carga • Absorbe poca agua - hasta 0.9% de volumen 	Temp. -40°C hasta $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.12

Figura 13: Propiedades y datos técnicos del polímero POM [34].

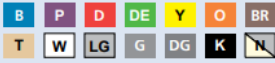
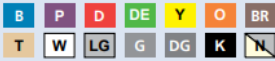



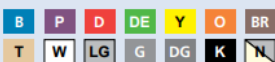
Material	Density g/cm ³	Color	Description
POM	1.41		POM is a thermoplastic material with very good mechanical and thermal properties. The material can also be characterized by great strength, stiffness and dimensional stability. POM is resistant to a wide selection of chemicals. POM has good bearing qualities, low coefficient of friction and good resistance to wear.
POM-D	1.41		POM polymers with self-lubricating components.
POM-DI	1.41		POM polymers with self-lubricating components and improved impact resistance.
POM-DK	1.41		POM-DK is a reinforced POM polymer designed for applications where high wear resistance is needed and/or high conveyor speeds are required. The material is typically used for wear parts on sideflexing belts or in applications where very high wear resistance is required.
POM-LF	1.41		POM polymers with improved self-lubricating components.
POM-SLF	1.41		POM polymers with self-lubricating additives to obtain the lowest possible coefficient of friction.
POM-NL	1.41		POM polymers with no lubricant suitable for applications where one wants to ensure that lubricity is not interfering with either the product adhesion bonding or altering the chemical nature of the product.

Figura 14: Descripción y datos de polímero POM-SLF [35].

4.4.2.2 MATERIAL DEL PASADOR

El pasador elástico que trabaja con la banda es:

Material: PA6.6 (Nylon).

Diámetro del pasador: 4mm.

Temperatura de trabajo -40°C hasta 140 °C.

Coefficiente de expansión 0.11 mm/m·°C.

Densidad: 1.13 g/cm³.

La poliamida PA6.6 es un material termoplástico que tiene una alta resistencia al desgaste, gran solidez y gran rigidez. Y cubre un amplio rango de temperatura de trabajo, los datos de características y datos técnicos se presentan en la Figura 15 y Figura 16.

PA6.6 (nailon)	<ul style="list-style-type: none"> Resistencia a la tracción muy elevada Elevada resistencia al desgaste Recomendable para temperaturas de trabajo de hasta 140° C Absorbe relativamente mucha agua – hasta 8.5% de volumen 	Temp. -40°C hasta +140°C	0.11
----------------	---	--------------------------	------

Figura 15: Características y datos técnicos de polímero PA6.6 [34].


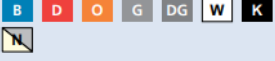


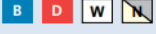
Material	Density g/cm ³	Color	Description
PA6-FR	1.16		Flame retardant polyamide is a fire restricting material used in surroundings where there is a danger of the chain being ignited. The PA6-FR material is rated as V-0 which is the best classification according to UL 94 standard to avoid burning.
PA6	1.13		Polyamide PA6 is a thermoplastic material. The combination of mechanical properties and chemical resistance makes this material suitable for many applications. Polyamide has a high resistance to wear and dynamic loads. This material is primarily used for sprockets.
PA6-GF	1.28		This polyamide is reinforced with glass fiber. PA6-GF will be the right solution where higher stiffness and higher strength are required, compared to standard polyamide. The combination of mechanical properties and chemical resistance makes this material suitable for many applications. Polyamide has a high resistance to wear and dynamic loads. Polyamide also has a larger working temperature range.
PA6.6	1.13		Polyamide PA6.6 is a thermoplastic material with many fine properties. The material has a high resistance to wear, high strength and great stiffness. Furthermore, polyamide has a wide temperature range.
PA6.6-H	1.14		PA6.6-H is a polyamide with the same properties as PA6.6. PA6.6-H improves upon PA6.6 in applications where higher temperature resistance is needed (e.g. shrink tunnels).

Figura 16: Descripción y datos del polímero PA6.6 [35].

4.4.3 SELECCIÓN DEL ENGRANAJE

El fabricante de la banda plástica recomienda el uso de piñones con diferentes números de dientes, en cada caso se puede tener diferente tipo de eje motriz, ver Tabla 12.

La selección del número de dientes del engranaje se da en función del reducir el efecto poliédrico durante el funcionamiento de la banda.

4.4.3.1 EFECTO POLIÉDRICO

Conocido también como efecto de pulsación; una banda modular se percibe como un resorte, se estira un poco cada vez que la banda pasa por el diente del engranaje lo que genera el movimiento de la banda al accionarse iniciando en el extremo impulsor y luego de vencer la fricción estática entre la banda y el soporte se presenta en el extremo tensor, este efecto se debe tener en cuenta en transportadores largos, por lo tanto, no se puede conseguir un

arranque suave. Las fuerzas acumuladas en cada pasador son liberadas al momento de lograr vencer la fuerza de fricción, esto provoca la pulsación [28].

Para reducir la fricción el fabricante de la banda recomienda usar tiras de desgaste de alta resistencia y baja fricción fabricadas en material de alta densidad (PEHD/UHMWPE). También, el aumentar la velocidad de la banda y controlar el retorno ayuda a controlar el efecto de pulsación.

En aplicaciones donde hay que evitar que la carga se desestabilice y caiga o se requiere una velocidad suave y uniforme se debe seleccionar el engranajes con mayor número de dientes posibles [28]. En nuestro caso la selección de 19 dientes genera 1.2 % de variación de velocidad según la Figura 17.

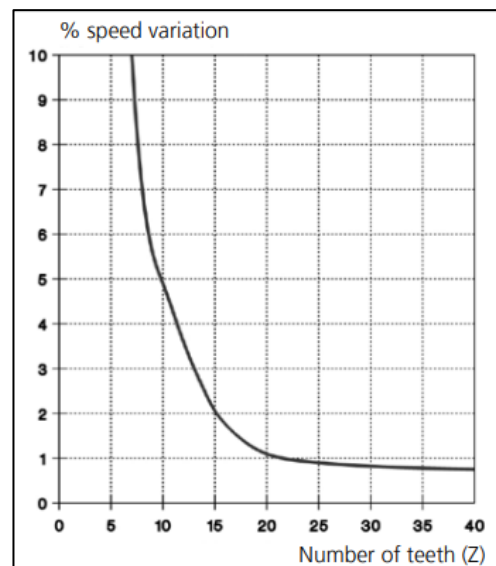


Figura 17: Variación de la velocidad en función del número de dientes del engranaje [36].

Otra forma de eliminar las pulsaciones es colocar un sistema tensor ajustable en el rodillo tensor con ello se elimina la elasticidad de la banda volviéndola rígida. “La potencia de retención se establece en un 75% de la potencia necesaria para tirar de la correa descargada” [36].

Los datos técnicos del engranaje se muestran en la Figura 18.

Sprocket																					
No. of teeth	Pilot bore	Bore size							Overall diameter		Pitch diameter		Hub diameter		Dimension A		Dimension B		Single row/Two way	Moulded	
		mm	in	1.00	1.18	1.25	1.50	1.57													2.36
Z10	✓	25.4	30.0	31.8	38.1	40.0	60.0	63.5	80.3	3.16	82.2	3.24	65.0	2.56	34.7	1.36	45.5	1.79	✓	✓	
Z12	✓								96.8	3.81	98.1	3.86	70.0	2.76	43.0	1.69	53.5	2.11	✓	✓	
Z15	✓								121.5	4.78	122.2	4.81	¹ 70.0 ¹ 100.0 ² 104.0	¹ 2.76 ¹ 3.94 ² 4.09	55.4	2.18	65.5	2.58	✓	✓	
Z18	✓								146.0	5.75	146.3	5.76	² 70.0 ² 104.0 ¹ 120.0	² 2.76 ² 4.09 ¹ 4.72	67.6	2.66	77.5	3.05	✓	✓	
Z19	✓								154.2	6.07	154.3	6.07	¹ 70.0 ¹ 120.0	¹ 2.76 ¹ 4.72	71.7	2.82	81.6	3.21	✓	✓	

● Moulded sprocket

■ Moulded sprocket

■ Moulded sprocket

Other sprocket sizes are available upon request.
 Round bores are always delivered with keyway.
 Max load per sprocket shown does not take bore size into account.
 Please also ensure that sufficient size shaft is chosen for corresponding load.
 Other bore sizes are available upon request.
 uni Retainer Rings: See uni Retainer Ring data sheet.
 Width of tooth = 10.0 mm (0.39 in)
 Width of OnePart sprocket = 25.0 mm (0.98 in)








Figura 18: Datos técnicos del engranaje [33].

Los datos del engranaje seleccionado son:

- Numero de dientes: $Z=19$ mm (para evitar el efecto poliédrico).
- Tipo de sección del eje de tracción = Cuadrada.
- Dimensiones de la sección cuadrada = 40mm.
- Diámetro exterior máximo = 154.2mm.
- Diametral Pitch = 154.3mm.
- Ancho del diente = 10mm.
- Ancho total de engranaje = 25mm.

4.4.3.2 ACCIÓN CORDAL

La acción cordal es un tipo de pulsación en la banda. Ocurre con el efecto tipo bisagra que se da entre los dientes del engranaje y la banda durante el giro de la banda a una velocidad constante. La Figura 19 representa el efecto resultante en la velocidad. Este efecto es más crítico al tener una banda con paso grande y un engranaje de diámetro pequeño.

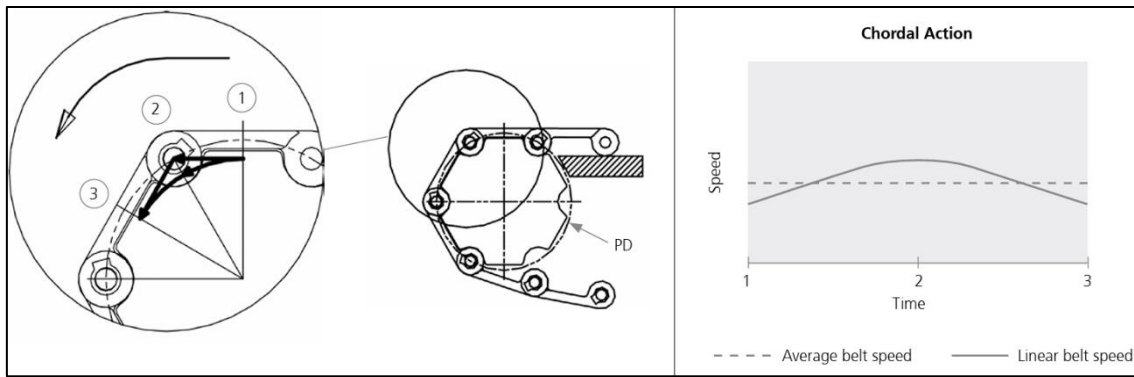


Figura 19: Efecto cordal entre la banda plástica modular y el engranaje [36].

4.4.3.3 RECOMENDACIONES PARA EL MONTAJE DE BANDA Y ENGRANAJES

Las recomendaciones para el montaje de los engranajes se muestran en la Figura 20.

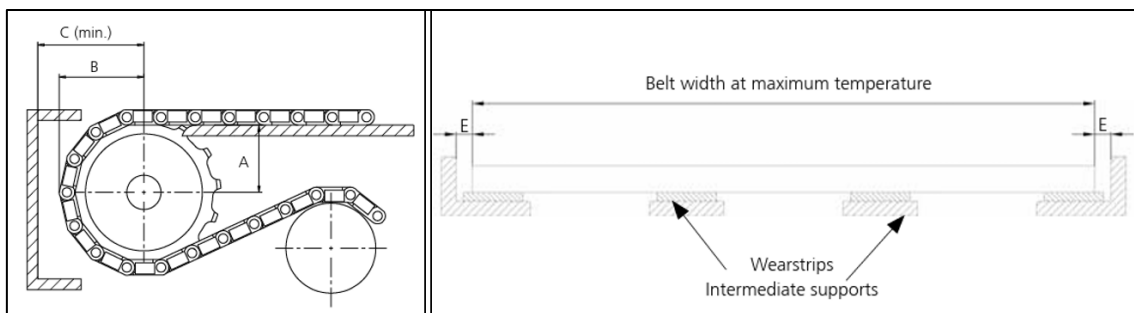


Figura 20: Dimensiones para el montaje de la banda plástica modular [36].

De la Figura 20 los factores A, B, C y E se determinan como:

A es la distancia vertical desde la línea central de la rueda dentada hasta la parte superior de la tira de desgaste. Se calcula con la fórmula:

$$A = pd \cdot 0.5 \cdot \cos (180/z) - l \quad (4)$$

En donde:

pd = Diámetro de paso de la rueda motriz/piñón loco (mm).

z = Número de dientes de accionamiento/piñón loco.

l = Distancia desde la parte inferior de la correa hasta el centro del pasador (mm).

El valor de A calculado se ve en la Figura 20 del fabricante de la banda.

$$A = 71.7mm$$

B es la distancia horizontal desde la línea central del eje hasta la superficie de la banda. Se calcula con la fórmula:

$$B = pd \cdot 0.5 + (t - l) \quad (5)$$

En donde:

t = espesor de la correa, incluido el posible accesorio (mm).

El valor de B se observa en la Figura 20 del fabricante de la banda.

$$B = 81.6mm$$

C es la distancia mínima entre el centro del eje y cualquier estructura. Hay que tener el espacio libre suficiente entre el marco y los soportes del producto, protecciones laterales u otros accesorios de la correa o cadena. Se calcula con la Ecuación 6:

$$C_{min} = B + 6mm \quad (6)$$

$$C_{min} = 81.6 + 6 = 87.6mm$$

E es el espacio entre el lado del marco y los bordes de la banda plástica modular. El fabricante recomienda un mínimo de 3 mm medido a temperatura máxima de funcionamiento.

$$E = 3mm$$

4.4.4 CÁLCULO DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

4.4.4.1 CARGA DE TENSIÓN EN LA BANDA PLÁSTICA

Los pesos de la banda modular y las cajas de cartón apiladas que se transportan sobre el recorrido de ida crean una resistencia al movimiento de la banda.

Para el cálculo de la fuerza de tracción (F_B) de la banda se utiliza la fórmula para banda recta sin acumulación que presenta el manual de diseño de ingeniería del fabricante Ammeral.

$$F_B = \{[(m_p + 2 \cdot m_b) \cdot L * \mu_1 + m_p \cdot L_A \cdot \mu_2] \cdot b \cdot C\} \cdot SF \quad (7)$$

En donde:

F_B = Fuerza de tracción en la banda (N).

m_p = Peso del Producto (kg/m^2).

m_b = Peso de la banda (kg/m^2).

L = Longitud del transportador(m).

μ_1 = Coeficiente de fricción entre la banda y la banda de desgaste.

L_A = Longitud donde ocurre la ocupación (m).

μ_2 = Coeficiente de fricción entre la banda y el producto.

b = Ancho de la banda (m).

C = Factor de conversión de fuerza.

SF = Factor de servicio.

- Cálculo del peso del producto en condiciones normales (m_p).

$$m_p = F_p / A_b \quad (8)$$

Peso del producto $F_p = 1000 \text{ kg}$.

El área de banda plástica A_b usada dentro del disco giratorio diseñado se conforma de 4 bandas por lo tanto el cálculo del área total que ocupa la banda se presenta en la Tabla 6.

Tabla 6: Porcentajes de área que ocupan las bandas plásticas modulares

Sección	L (m)	X (m)	A (m^2)
1	0.974	0.229	0.223046
2	1.356	0.229	0.310524
3	1.356	0.229	0.310524
4	0.974	0.229	0.223046
Longitud Promedio	1.165	Área total (A_t)	1.06714

$$m_p = \frac{1000 \text{ kg}}{1.067 \text{ m}^2}$$

$$m_p = 937.08 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right)$$

- Cálculo de Peso de la banda (m_b).

Peso de banda ancho de 0.229m x 1 m de longitud = 1.5 kg/m.

Peso de banda para ancho de 1m x longitud de 1 m:

$$m_b = 6.55 \left(\frac{kg}{m^2} \right)$$

- Determinación de la longitud horizontal del transportador L .

Se usa la longitud de los tramos centrales que son los más largos.

$$L = 1356 (m)$$

- Determinación del coeficiente de fricción entre la banda y la banda de desgaste μ_1 mediante la Figura 21.

Consideraciones:

Material de banda POM-SLF.

Material de banda de desgaste PEHD/UHMWPE.

Trabajo en un ambiente seco.

Friction Coefficient (μ_1) between Chain/Belt and Wearstrip						
Chain/Belt Material	Wearstrip Material					
	UHMWPE Dry	UHMWPE Wet	UHMWPE with Oil	Nylatron NSM Dry	SS-Steel Dry	SS-Steel Wet
POM-NL	0.20	0.15	0.12	0.22	0.25	0.21
POM-D	0.19	0.14	0.12	0.21	0.24	0.20
POM-LF	0.18	0.13	0.12	0.20	0.23	0.19
POM-SLF	0.17	0.12	0.12	0.19	0.22	0.18
POM-SX	0.15	0.10	0.11	0.17	0.20	0.16
PP	0.25	0.20	0.15	0.28	0.30	0.27
PE	0.25	0.20	0.15	0.28	0.25	0.20
PA6	0.20	N/a	0.15	0.22	0.30	n/a
GR	0.26	0.22	0.18	0.29	0.32	0.25
AR	0.26	0.22	0.18	0.29	0.32	0.25

Figura 21: Coeficiente de fricción entre la banda modular y la lámina de desgaste μ_1 [36].

$$\mu_1 = 0.17$$

- Determinación de la longitud donde ocurre la acumulación L_A .

Consideración:

No existe acumulación.

$$L_A = 0$$

- Determinación de coeficiente de fricción entre la banda y el producto μ_2 mediante la Figura 22.

Consideraciones:

Material de banda POM-SLF.

Material del producto Cartón.

Trabajo en un ambiente seco.

Friction Coefficient, (μ_2) between Chain/Belt and Product					
Chain Material	Lubrication	Product Material			
		Glass	Metal	Plastic	Cardboard
Carbon*/ Stainless Steel	Water	0.25	0.25	0.20	-
	Water + soap	0.15	0.15	0.10	-
	Oil	0.15	0.15	0.10	-
POM-D (Acetal)	Dry	(0.18)	0.24	0.22	0.27
	Water	(0.16)	0.21	0.19	-
POM-LF (Acetal)	Dry	(0.15)	0.20	0.18	0.21
	Water	(0.12)	0.18	0.16	-
POM-SLF (Acetal)	Dry	(0.12)	0.15	0.15	0.19
	Water	(0.10)	0.14	0.14	-
AR/GR	Dry	(0.27)	0.32	0.26	0.31
	Water	(0.25)	0.30	0.25	-
PP	Dry	(0.19)	0.32	0.17	0.22
	Water	(0.17)	0.30	0.15	-
PE	Dry	(0.10)	0.13	0.10	0.15
	Water	(0.09)	0.11	0.09	-

Figura 22: Coeficiente de fricción entre la banda modular y el producto o carga μ_2 [36].

$$\mu_2 = 0.19$$

- Ancho de banda b

$$b = 0.229 \text{ m}$$

- Factor de conversión de fuerza C

Para el sistema métrico:

$$C = 9.8066$$

- Determinación del factor de servicio SF en base a la Figura 23.

Condición del transportador:

Se va a mantener limpio.

Paradas y arranques por hora: más de 5.

Transportador recto.

Service Factors (SF)			
Conveyor Condition/ Start-Stop per hour	Straight Conveyor	Incline/Decline Conveyor	Curve Conveyor
Clean 0-4/hour	1.0	1.2	1.4
Clean 5 or more/hour	1.2	1.3	1.5
Average 0-4/hour	1.2	1.4	1.5
Average 5 or more/hour	1.4	1.5	1.6
Dirty 0-4/hour	1.4	1.6	1.8
Dirty 5 or more/hour	1.5	1.7	1.9

Figura 23: Factor de servicio de la banda plástica SF [36].

$$SF = 1.2$$

- Cálculo de la fuerza de tracción (F_B) de la banda

Consideración:

Banda recta sin acumulación.

$$F_B = \left\{ \left[\left(1027.002 \left(\frac{kg}{m^2} \right) + 2 \cdot 6.5502 \left(\frac{kg}{m^2} \right) \right) \cdot 1.282 (m) \cdot 0.17 + 1027.002 \left(\frac{kg}{m^2} \right) \cdot 0(m) \cdot 0.19 \right] \cdot 0.229 (m) \cdot 9.8066 \right\} \cdot 1.2$$

$$F_B = 590.27 (N)$$

4.4.4.2 CÁLCULO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN PERMITIDA DE LA BANDA

La resistencia permisible es proporcionada por el fabricante, esta se considera a temperatura ambiente y baja velocidad por lo que se requiere ajustar la resistencia de la banda según factores que están en función de la temperatura y la velocidad.

La fuerza de tracción permitida F_{adj} se calcula como:

$$F_{adj} = C_T \cdot C_S \cdot F_{perm} \quad (9)$$

En donde:

F_{adj} = Fuerza de tracción permitida (N)

C_T = Factor de temperatura

C_S = Factor de velocidad

F_{perm} = Fuerza permisible máxima (N)

- Determinación del factor de temperatura C_T mediante la Figura 24.

Condiciones:

Temperatura de trabajo = 20 °C.

Temperature Factors (C_T)					
	POM	PP	PE	PA6.6	PA6.6-GFH
at -79 °C	n/a	n/a	1.35	n/a	n/a
at -40 °C	1.05	n/a	1.30	1.10	1.00
1 °C	1.05	1.00	1.10	1.05	1.00
20 °C	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40 °C	0.95	0.85	0.50	0.90	1.00
60 °C	0.90	0.60	0.40	0.55	
80 °C	0.60	0.40	0.25	0.30	
90 °C	0.40	0.35	n/a	0.25	
100 °C	n/a	0.25	n/a	0.20	
120 °C	n/a	n/a	n/a	0.17	
140 °C	n/a	n/a	n/a	0.16	
160 °C	n/a	n/a	n/a	n/a	
180 °C	n/a	n/a	n/a	n/a	

Figura 24: Factor de temperatura para la banda plástica C_T [36].

$$C_T 20^{\circ}C = 1$$

- Determinación del factor de velocidad C_S se lo determina según la Figura 25.

Consideración:

Velocidad de trabajo = 18 (m/min).

Speed Factors (C_s)	
0-20 m/min	1.00
at 30 m/min	0.85
at 45 m/min	0.75
at 60 m/min	0.70
above 120 m/min	0.65

Figura 25: Factor de velocidad C_s [36]

$$C_s = 1$$

- Fuerza permisible máxima F_{perm} (N)

Se determina en función del tipo de material y el ancho de la banda .

$$F_{perm} = 8015 \text{ (N)}$$

- Cálculo de la fuerza de tracción permitida F_{adj}

$$F_{adj} = 1 \cdot 1 \cdot 8015 \text{ (N)}$$

$$F_{adj} = 8015 \text{ (N)}$$

4.4.4.3 CONTROL DE LA CARGA

El control de carga consiste en evaluar la relación entre fuerza de tracción por y la fuerza de tracción permitida y se determina como:

$$\frac{F_B}{b} < F_{adj} \quad (10)$$

$$2577.6 < 8015$$

La relación de carga cumple con el requerimiento de diseño.

4.4.4.4 EXPANSIÓN Y CONTRACCIÓN DE LA BANDA ΔL

La expansión o contracción de la banda modular está relacionado directamente con factores en función de la temperatura ambiente y la temperatura de trabajo

Se determina como:

$$\Delta L = L \cdot e_c \cdot (T_2 - T_1) \quad (11)$$

En donde:

ΔL = expansión o contracción de la banda modular (mm)

L = Longitud horizontal o longitud transversal de la banda (m)

e_c = Coeficiente de expansión ($\frac{mm}{m \cdot ^\circ C}$)

$T_2 =$ Temperatura de trabajo ($^{\circ}\text{C}$) = 20°C .

$T_1 =$ Temperatura ambiente promedio max ($^{\circ}\text{C}$) = 23°C .

$T_1 =$ Temperatura ambiente promedio min ($^{\circ}\text{C}$) = 10°C .

La variación de la temperatura ambiente en el lugar donde estará ubicado el transportador de banda plástica tiene temperatura ambiente variable según la época del año por ello se determina las temperaturas: máximas promedio y mínima promedio para determinar la condición de expansión o contracción de la banda según la Figura 26.

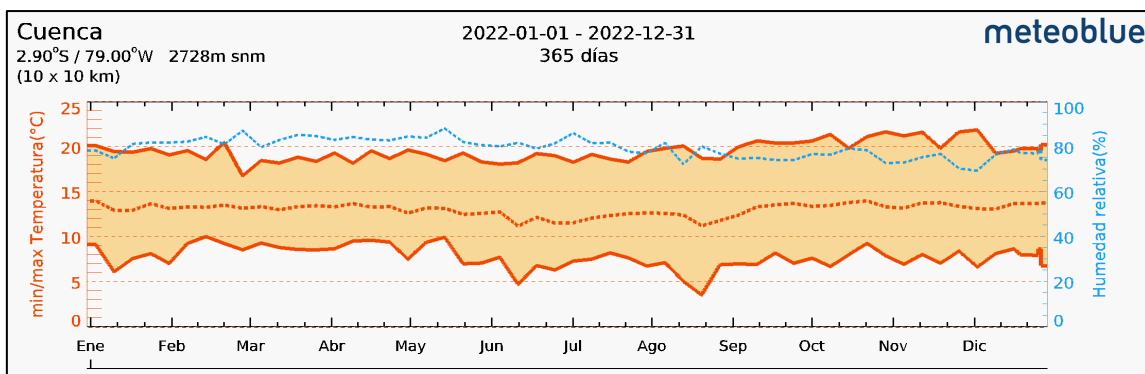


Figura 26: Condiciones de temperatura y humedad relativa para la ciudad de Cuenca [37].

- Determinación del coeficiente de expansión e_c

Condición:

Está en función del material de la banda como se observa en la Figura 27.

Expansion Coefficients (e_r)		
	$\frac{mm}{m \times ^{\circ}C}$	$\frac{in.}{ft \times ^{\circ}F}$
POM	0.12	0.0008
PP	0.13	0.0009
PE	0.18	0.0012
PA6/PA6.6	0.11	0.0007

Figura 27: Coeficiente de expansión e_c de acuerdo a los materiales [36].

$$e_c = 0.12 \left(\frac{mm}{m \cdot ^{\circ}C} \right)$$

- Cálculo de expansión o contracción de la banda modular (mm)

Se realiza el cálculo para los dos largos diferentes de la banda y para el ancho de la banda usando la Ecuación 11.

Tabla 7: Expansión o contracción de la banda plástica modular.

	Distan	e_c	T_2	T_1 (°C)	$\Delta L(T_1 \text{ max})$	T_1 (°C)	$\Delta L(T_1 \text{ min})$
	cia (m)			máx.	(mm)	min.) (mm)
Longitud 1	0.844	0.12	20	23	0.30384	10	-1.0128
Longitud 2	1.282	0.12	20	23	0.46152	10	-1.5384
Ancho	0.229	0.12	20	23	0.08244	10	-0.2748

Los valores de la Tabla 7 indican que existe expansión cuando se trabaja a una temperatura ambiente de 23°C y existe contracción de la banda cuando la temperatura ambiente está en los 10°C.

4.4.4.5 DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE ENGRANAJES PARA EL SISTEMA DE BANDAS

Para calcular el número de engranajes (n_{sp}) que requiere la banda se usa la ecuación del sistema métrico:

$$n_{sp} \approx \frac{b}{0.1524} + 1 \tag{12}$$

$$n_{sp} \approx \frac{0.229 \text{ (m)}}{0.1524} + 1$$

$$n_{sp} \approx 2.50$$

Se utiliza 3 engranajes por banda.

4.4.4.6 CONTROL DE LA LONGITUD DE LA BANDA

El fabricante de la banda plástica presenta el cálculo de dimensiones para la ubicación de los rodillos que ayudaran en el retorno, por la parte baja del transportador, de la banda.

Para el modelo propuesto de avance y retroceso de la banda el fabricante recomienda ubicar el sistema de tracción en el centro del transportador en la parte baja como se muestra en la Figura 28.

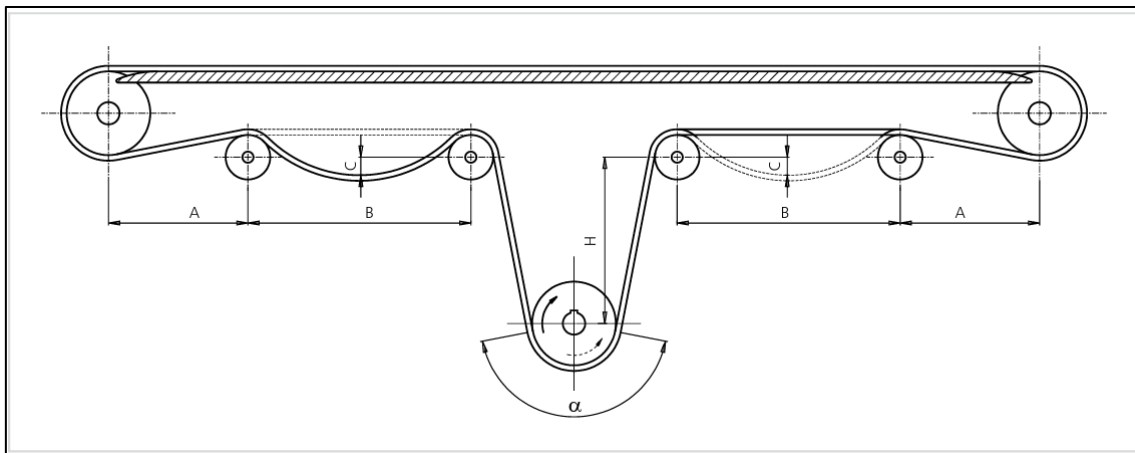


Figura 28: Control de la longitud de la banda [36].

El fabricante recomienda los siguientes valores mostrados en la Figura 29.

	mm	in.
A	0-2000	0-79
B	500-2000	20-79
C	25-200	1-8
H	min. 3 x P	min. 3 x P
α	120°- 175°	120°- 175°

Figura 29: Valores recomendados para el control de la banda [36].

En base a la Figura 29 y en función del largo del transportador se plantea:

Se usa un sistema de tracción con dos rodillos guía cerca del eje central de tracción para mantener el enhebre de la banda sobre los engranajes, la distancia total del transportador es menor a 2 metros y uno de los rodillos centrales tiene un sistema de corredera que ayuda a tensar la banda para evitar el efecto de pulsaciones y el efecto de “catenary sag” que corresponde al efecto de la banda colgada entre los rodillos en la parte inferior.

- **Cálculo de la distancia mínima entre el rodillo de tracción y el rodillo guía H**

$$H_{min} = 3 \cdot P \quad (13)$$

En donde:

P = Paso de la banda = 25.4 (mm)

$$H_{min} = 3 \cdot 25.4 \text{ (mm)}$$

$$H_{min} = 76.2 \text{ (mm)}$$

4.4.4.7 SELECCIÓN DEL TIPO DE GUÍA PARA EL DESPLAZAMIENTO DE LA BANDA

Para seleccionar el tipo de calzada sobre la cual va a deslizarse la banda es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

- El tipo de transportador: horizontales o inclinados.
- Tipo de banda.
- Valor de carga de transporte.
- Condiciones de temperatura de trabajo.
- Entorno abrasivo.

Existen formas diferentes de guías basados en las condiciones de diseño. Las guías deben ser de materiales que tengan la característica de expandirse o contraerse sin afectar la funcionalidad del transportador

La disposición de las guías de soporte para el transportador giratorio se muestra en la Figura 30, estas están en dispuestas en el sentido de avance de la banda plástica.

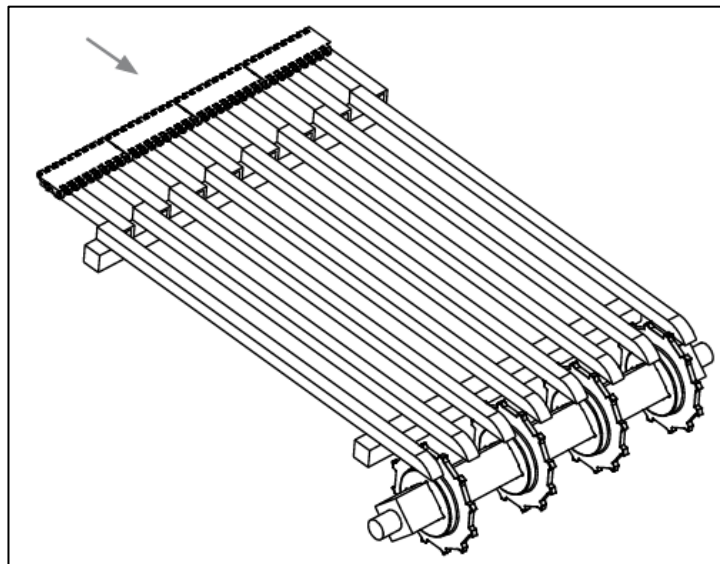


Figura 30: Disponibilidad de guías en sentido de avance de la banda [36].

4.4.5 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Un motorreductor es un equipo formado por el motor eléctrico y una caja reductora de velocidad mecánica que están ensamblados, su tamaño compacto los hace idóneos para aplicaciones de espacios reducidos.

Existe una gran variedad de reductores de velocidad, cada uno de ellos aporta diferentes ventajas según la aplicación.

Para mover la banda del transportador se utiliza un motorreductor de tipo sin fin – corona de eje hueco conectados directamente.

4.4.5.1 CÁLCULO DE LAS RPM

- Cálculo de la velocidad angular nominal a la salida (ω_A)

$$\omega_A = \frac{V}{R_P} \quad (14)$$

En donde:

ω_A = Velocidad angular nominal (rad/s)

V = Velocidad de la banda (m/s) = 0.3 m/s (18m/min)

R_P = Radio primitivo del engranaje (m) = 0.07715 (m)

$$\omega_A = \frac{0.3 \text{ (m/s)}}{0.07715 \text{ (m)}}$$

$$\omega_A = 3.889 \text{ (rad/s)}$$

- Cálculo de giro nominal en el eje conducido (N_{SAL})

$$N_{SAL} = \frac{\omega_A}{2 \cdot \pi} \cdot 60 \quad (15)$$

$$N_{SAL} = \frac{3.889 \text{ rad/s}}{2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$N_{SAL} = 37.13 \text{ (rpm)}$$

- Cálculo de giro del eje de reductor (eje conductor) (N_{red})

$$N_{red} = N_{SAL} \quad (16)$$

Esto se deber al uso de un motorreductor de eje hueco que será usado para mover el eje de tracción de la banda plástica.

$$N_{red} = 37.13 \text{ (rpm)}$$

4.4.5.2 CÁLCULO DEL PAR DE TORSIÓN

- El par de torsión a la salida del eje de salida (eje conducido) se calcula como:

$$T = F_B \cdot R_P \quad (17)$$

En donde:

T = Par torsión ($N \cdot m$)

F_B = Fuerza de tracción en la banda (N) = 610.869 (N)

$$T = 590.27 \text{ (N)} \cdot 0.07715 \text{ (m)}$$

$$T = 45.54 (N \cdot m)$$

- El par de torsión en el eje del reductor es igual al par de torsión del eje de tracción de la banda plástica modular.

$$T_{red} = 45.54(N \cdot m)$$

4.4.5.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA

REQUERIDA

El cálculo de la potencia requerida se determina como:

$$P = \frac{F_B \cdot v}{60000 \cdot \varphi} \quad (18)$$

En donde:

P = Potencia requerida (kW)

F_B = Fuerza de tracción en la banda (N)

v = Velocidad de la banda (m/min) = 18 (m/min)

φ = Eficiencia del Engranaje = 0.80

$$P = \frac{590.27 (N) \cdot 18 \left(\frac{m}{min}\right)}{60000 \cdot 0.80}$$

$$P = 0.221 kW \rightarrow 0.297 HP$$

4.4.5.4 Cálculo del factor de servicio f_s

El factor de servicio de un motorreductor relaciona la eficiencia del equipo para trabajar bajo una carga superior a la carga nominal con ello garantiza la protección del motorreductor y alarga su vida útil. El factor de servicio relaciona la naturaleza y duración de la carga, frecuencia de arranque, entre otros.

Para eso se define las condiciones de funcionamiento del transportador:

- Jornada de 24 horas de trabajo continuo.
- Frecuencia de conexión 48 arranques/hora (cada máquina genera máximo 8 pallets por hora con 3 máquinas y haciendo que entre y salga el pallet en el transportador).
- La carga es de tipo uniforme.
- La duración de funcionamiento de cada arranque es de 8 segundos por lo tanto permanece en funcionamiento 384 seg de 3600 seg/hora, por lo tanto, tiene el 10.7% de funcionamiento por hora.

El factor de servicio se calcula como:

$$f_s = S_1 \cdot S_2 \quad (19)$$

En donde:

S_1 = es un factor que está en función de la naturaleza y duración de la carga

S_2 = es un factor que está en función de la naturaleza y frecuencia de la carga.

De la Figura 31 del catálogo de fabricantes de motorreductores marca RAMFE se selecciona los factores S_1 y S_2 .

Factor s_1						
NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h / d)				
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24
U	UNIFORME	0.67	0.85	1	1.25	1.6
M	MEDIA	0.85	1.06	1.25	1.6	2
P	PESADA	1	1.25	1.5	1.9	2.36

Factor s_2									
NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr / h)							
REF	DESCRIPCION	4	8	16	32	63	125	250	500
U	UNIFORME	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32

Figura 31: Factores de servicio para reductores Sin fin – Corona S_1 y S_2 [38].

$S_1 = 1.6$ obtenido de la Figura 31 del catálogo de motores.

$S_2 = 1.216$ obtenido por interpolación con valores de la Figura 31 del catálogo de motores.

$$f_s = 1.6 \cdot 1.216$$

$$f_s = 1.946$$

4.4.5.5 CÁLCULO DEL FACTOR DE TEMPERATURA f_t

El factor de temperatura se debe tener en cuenta cuando la temperatura ambiente es mayor a 40 °C. En este caso no influye porque se trabaja a una temperatura ambiente de 25 °C.

Según la Figura 32, este factor depende de la temperatura ambiente y la duración de funcionamiento por hora, y bajo las condiciones de funcionamiento establecida en el diseño este factor no influye en la selección del reductor.

Factor f_t					
Temperatura ambiente °C	Duración del funcionamiento por hora [%]				
	100	80	60	40	20
40	1.35	1.25	1.15	1	0.76
50	1.6	1.5	1.4	1.2	0.9
60	1.85	1.73	1.62	1.38	1.04
70	2.13	2	1.88	1.6	1.21

Figura 32: Factores de temperatura para reductores Sin fin – Corona f_t [38].

$f_t < 0.76$ obtenido de la Figura 32.

El factor de servicio es mayor al factor de temperatura, por lo que el factor de servicio será utilizado para seleccionar el reductor.

4.4.5.6 SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR

Para la selección del motorreductor se utiliza el software en línea de SEW en donde se coloca los datos calculados y las condiciones físicas que se requieren de acuerdo con el lugar en donde va a trabajar el motorreductor.

El motorreductor seleccionado es: **SAF47DR2S71MS4/BE05**. Las características técnicas del motorreductor se observan en el Anexo 3.

El factor de servicio real del motorreductor seleccionado es:

$$f_{Sreal} = \frac{M_2' \cdot f_{S'}}{M_{Apl}} \quad (20)$$

En donde:

M_2' = par torsor en el eje del motorreductor seleccionado = $71 (N \cdot m)$ obtenido de la hoja técnica del motorreductor Anexo 3.

$f_{S'}$ = factor de servicio del motorreductor seleccionado = 2.2 obtenido de la hoja técnica del motorreductor Anexo 3.

$$M_{Apl} = T_{red} = 45.54(N \cdot m)$$

$$f_{S_{real}} = \frac{71 (N \cdot m) \cdot 2.2'}{45.54(N \cdot m)}$$

$$f_{S_{real}} = 3.43$$

El factor de servicio real $f_{S_{real}} = 3.43$ es mayor al factor de servicio teórico requerido $f_s = 1.946$ por lo tanto el motorreductor operara de manera satisfactoria.

El motorreductor también está armado con un sistema de freno que ayudará a controlar el funcionamiento del transportador.

4.4.6 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

El sistema de transmisión consta de un eje cuadrado de 40mm con vástagos cilíndricos a sus extremos para el montaje sobre cojinetes y para poderse conectar al motor de eje hueco.

También consta de 2 ejes ubicados a cada lado del eje de trasmisión, sobre los ejes se ubican ruedas de Poliamida PA6-Nylon que giran de manera libre sobre el eje cuando las bandas giran para evitar la fricción de la banda. Los ejes ayudan a guiar la banda y permiten mantener mayor área de agarre de los engranajes sobre la banda plástica.

También uno de los ejes tiene un sistema de tensión por medio de pernos que ayudan a tensionar la banda.

Los tres ejes que generan la tracción de la banda están montados sobre dos placas laterales mediante pernos como se observa en la Figura 33.

Este sistema se une a las secciones 1 y 4 de las estructuras de la banda plástica mediante pernos.

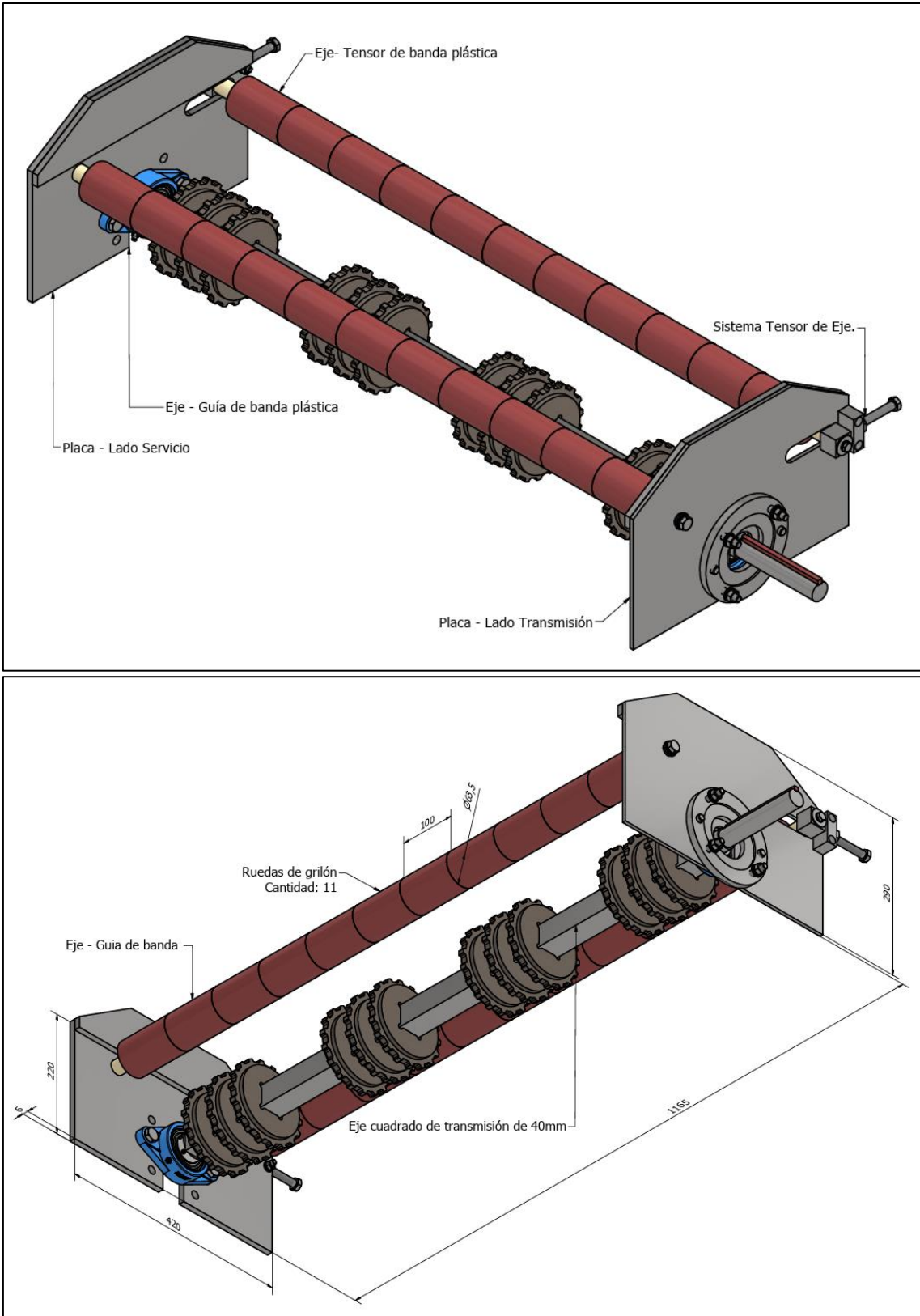


Figura 33: Plano de partes del sistema de transmisión de la banda plástica modular.

4.4.6.1 ESPESOR MÍNIMO DEL EJE DE TRANSMISIÓN HUECO

En este caso se determinó que el engranaje a utilizar tendrá una sección cuadrada del eje de tracción y será de sección hueca como se muestra en la Figura 34. El eje cuadrado es de 40 (mm).

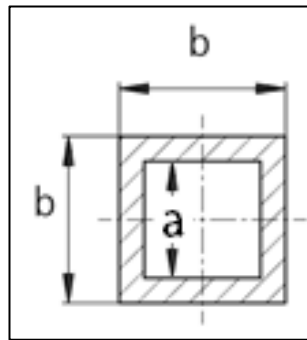


Figura 34: Sección del tubo cuadrado hueco para el eje de transmisión [36].

La dimensión interna del eje cuadrado se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$b \geq 0.48 \cdot \frac{\sqrt[3]{P_d \cdot F}}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^4}} \quad (21)$$

En donde:

b = Dimensión exterior mínimo del eje de transmisión cuadrado tipo tubo = 40 (mm)

a = Dimensión interior máxima del eje impulsor cuadrado (mm)

P_d = Diámetro pitch de la rueda dentada motriz, mm = 154.3 (mm)

F = Fuerza de tracción en la banda $F_B = 590.27$ (N)

Despejando la fórmula para determinar el valor de a :

$$a \leq \sqrt[4]{b^4 - ((0.48^3) \cdot P_d \cdot F) \cdot b} \quad (22)$$

$$a \leq \sqrt[4]{(40(\text{mm}))^4 - ((0.48^3) \cdot 154.3(\text{mm}) \cdot 590.27(\text{N})) \cdot 40(\text{mm})}$$

$$a \leq 38.32$$

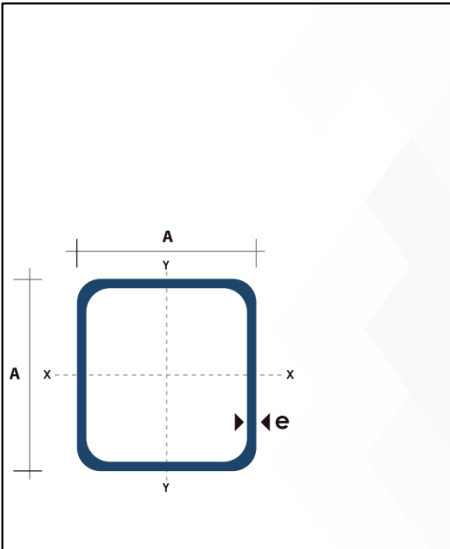
El espesor mínimo está dado por:

$$E_{t.c(\text{min})} = \frac{b-a}{2} \quad (23)$$

$$E_{t.c(\min)} = \frac{40(\text{mm}) - 38.32(\text{mm})}{2}$$

$$E_{t.c(\min)} = 0.84 (\text{mm})$$

De acuerdo con el cálculo se determina un valor mínimo de 0.9mm de espesor, pero según el catálogo de perfiles de aceros DIPAC, el espesor mínimo de fabricación es 1.2mm, pero su fabricación es limitada, por lo tanto, el perfil ser usado en el diseño del eje es Tubo Estructural Cuadrado de 40 x 2 mm será usado en este caso para reducir la deflexión bajo tensión en el eje. Las especificaciones técnicas generales del perfil se encuentran en el Anexo 4 parte de los datos se muestran en la Figura 35.



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34

Figura 35: Hoja técnica del tubo cuadrado estructural [39].

4.4.6.2 DIÁMETRO MÍNIMO EN LA SECCIÓN MÁS CRÍTICA DE EJE DE TRANSMISIÓN.

La sección de las puntas del eje de transmisión es circular donde se acoplan los cojinetes y el motorreductor, el material del eje es AISI-1018, los datos técnicos del material AISI 1018 se presentan en el Anexo 5. El diámetro crítico de esta sección se calcula como:

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} * \left(M^2 + \frac{3 \cdot T^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

En donde:

n = Factor de seguridad propuesto = 3

S_y = Resistencia a la fluencia = 370 (MPa)

S_{ult} = Resistencia a la tensión = 440 (MPa)

M = Momento máximo

T = Torque en el eje motriz producido por el motor = 71 (N·m) tomado del Anexo 3

- **Cálculo del Momento Máximo (M_{max}) en el eje de transmisión.**

La dimensión del eje propuesto se observa en la Figura 36, para el cálculo se considera el eje como una viga sobre dos apoyos con la carga distribuida.

La carga distribuida (p) se calcula a partir de la fuerza de tracción en la banda (F_B) distribuida sobre las 4 bandas.

La fuerza de tracción en la banda $F_B = 590.27$ (N).

El ancho total sobre el cual se distribuye la carga está considerado entre los apoyos de los cojinetes $L = 1.165$ (m).

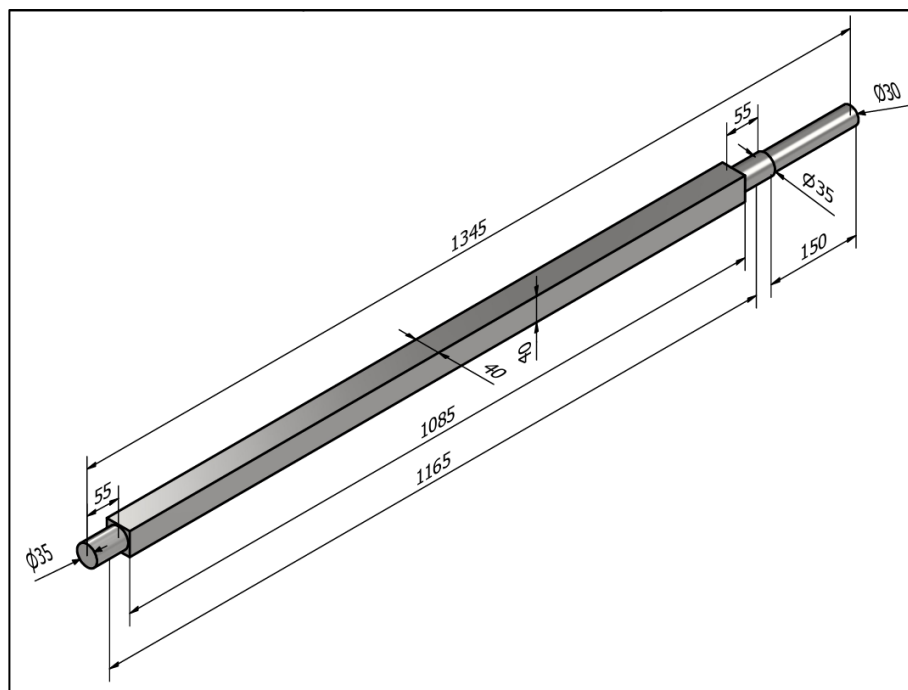


Figura 36: Plano de eje cuadrado para transmisión de banda plástica.

- **Cálculo de la carga distribuida:**

$$p = \frac{F_B}{L} \quad (25)$$

$$p = \frac{590.27 \text{ (N)}}{1.165 \text{ (m)}}$$

$$p = 506.67 \text{ (N/m)}$$

- **Cálculo de las reacciones y momento máximo**

La carga distribuida es la resultante de la fuerza producida por la carga sobre la banda como se observa en la Figura 37. El estudio para determinar reacciones, esfuerzos cortantes, momentos flectores, la elástica y los ángulos de giro es presentado por [40] y se presentan en el Anexo 6.

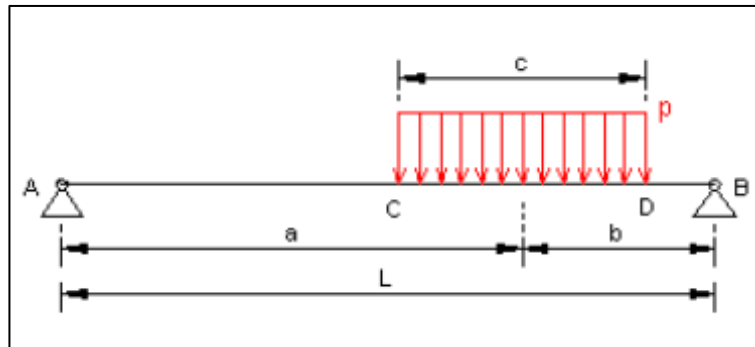


Figura 37: Diagrama de una viga bi-apoyada con carga repartida sobre una zona [41].

Reacciones:

$$R_A = \frac{p \cdot b \cdot c}{L} \quad (26)$$

$$R_B = \frac{p \cdot a \cdot c}{L} \quad (27)$$

Reemplazando:

$$p = 506.67 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.5425 \text{ (m)}$$

$$b = 0.54251 \text{ (m)}$$

$$c = 1.085 \text{ (m)}$$

$$L = 1.165 \text{ (m)}$$

Resultado:

$$R_A = R_B = 274.87 \text{ (N)}$$

La Figura 38 muestra el diagrama de cuerpo libre con los valores de reacciones y momentos calculados.



Figura 38: Diagrama de cuerpo libre para el tubo cuadrado de transmisión de la banda bi-apoyada con carga repartida.

Momento máximo:

$$M_{max} = \frac{p \cdot b \cdot c}{2 \cdot L} \cdot \left[2 \cdot a - c + \frac{b \cdot c}{L} \right] \quad (28)$$

$$M_{max} = 85.55 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 39 muestra el diagrama de momentos que se produce en la viga y las respectivas ecuaciones para el cálculo de la flexión máxima.

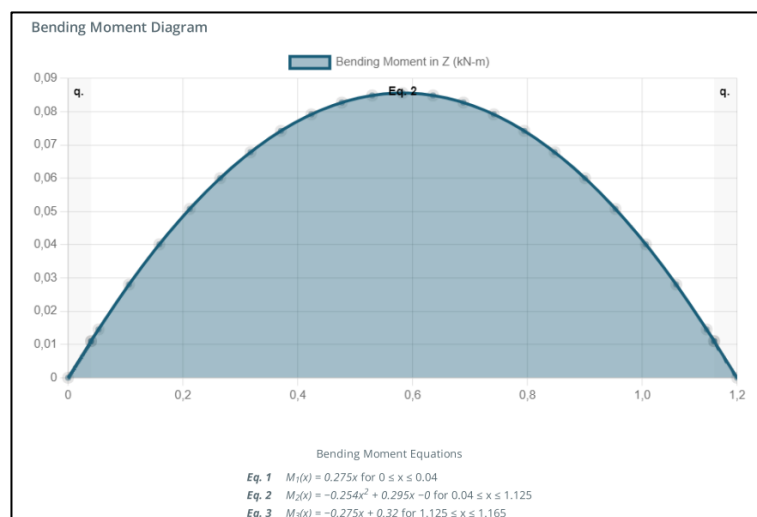


Figura 39: Diagrama de momento de flexión para el tubo cuadrado de transmisión de la banda bi-apoyada con carga repartida.

El cálculo realizado para determinar las reacciones, momentos y deformaciones se presentan en el Anexo 7.

- Cálculo del diámetro mínimo (**d**) en el eje de transmisión.

$$d = \left[\frac{32 \cdot 3}{\pi \cdot 3700000000 Pa} \cdot \left((85.65 N \cdot m)^2 + \frac{3 \cdot (71 N \cdot m)^2}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0206 (m) = 21 (mm)$$

El diámetro mínimo que debe tener el eje es 21 mm, en este caso el diámetro mínimo en el extremo donde se acopla al motorreductor es de 30 mm dado por las dimensiones del eje hueco y para el extremo donde va montado los cojinetes la sección es un diámetro de 35 mm.

4.4.6.3 DISEÑO A FATIGA DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE LA BANDA

El cálculo de la resistencia a la fatiga estimada se calcula como:

$$S'_n = S_n \cdot (C_m) \cdot (C_{sf}) \cdot (C_R) \cdot (C_S) \quad (29)$$

En donde:

S_n = Resistencia a la fatiga modificada, se la determina en función del esfuerzo a la fluencia del eje ($S_{ult} = 440 MPa$) según la Figura 40, bajo la consideración de que el acabado superficial del eje es maquinado o estirado en frío. Esto es: $S_n = 25 (ksi) = 172.37 (MPa)$.

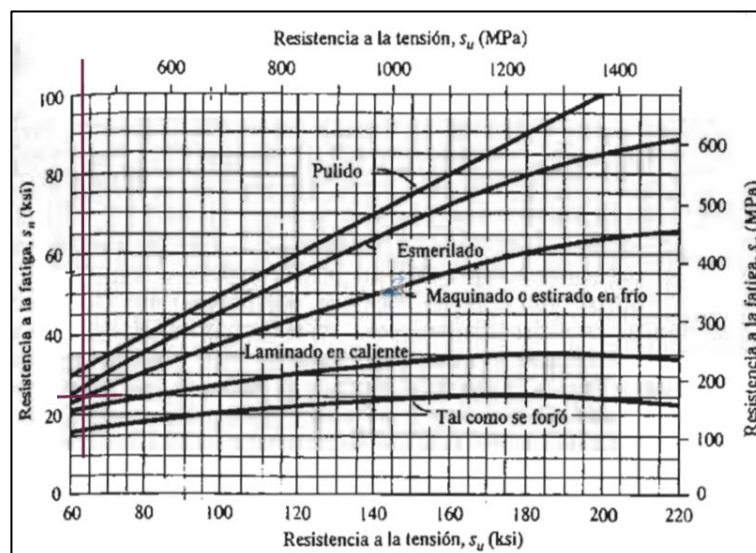


Figura 40: Resistencia a la Fluencia VS Resistencia a la fatiga modificado [42].

C_m = Factor del material, se determina de la Tabla 8 para el acero colado = 0.8

Tabla 8: Factor C_m de material para diseño a fatiga [42].

Factor de material			
Material	C_m	Material	C_m
Acero forjado	1	Hierro colado maleable	0.8
Acero colado	0.8	Hierro colado gris	0.7
Acero pulverizado	0.76	Hierro colado dúctil	0.66

C_{sf} = Factor para el tipo de esfuerzo, se determina de la Tabla 9, el tipo de esfuerzo en el pasador es flexionante = 1.0

Tabla 9: Factor C_{sf} para el tipo de esfuerzo [42].

Factor de tipo de esfuerzo	
Esfuerzo	Factor
Flexión	1.0
Carga Axial	0.8

C_R = Factor de confiabilidad, se determina de la Tabla 10, se determina para una confiabilidad del 0.99, el factor es = 0.81

Tabla 10: Factor de confiabilidad C_R [42].

Factor de confiabilidad aproximado	
Confiabilidad	Factor
0.5	1
0.9	0.9
0.99	0.81
0.999	0.75

C_s = Factor de tamaño, se lo determina en función de la Ecuación 30:

$$C_s = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} \quad (30)$$

En donde D es el diámetro del pasador = 30 (mm)

$$C_s = \left(\frac{30mm}{7.62}\right)^{-0.11} = 0.86$$

Cálculo de S'_n

$$S'_n = 172.37 \cdot \frac{10^6 N}{m^2} \cdot (0.8) \cdot (1) \cdot (0.81) \cdot (0.86)$$

$$S'_n = 96.07 \cdot 10^6 (Pa)$$

- **Diámetro requerido de la punta del eje en la sección de acoplamiento del cojinete**

El punto A en el eje está sometido a tensión, el momento flexionante es cero debido a que el eje presenta un extremo libre, se realiza el cálculo del diámetro requerido solo por el término de torsión.

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (31)$$

En donde:

N = Factor de diseño, este factor depende de la confianza en los datos del material de diseño y del tipo de carga [42]. N = 2 Para el diseño típico de ejes en donde hay una confianza promedio de los datos de resistencia del material y de las cargas.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos. Se lo determina para un chaflán en la punta.

$$K_t = 1.5$$

M = Momento flector = 85.55 (N · m) para la sección de acople del cojinete

S'_n = Resistencia a la fatiga real estimada. $S'_n = 96.07 \cdot 10^6 (Pa)$.

T = Par torsional en el eje. $T_A = 71 (N \cdot m)$ (Torque producido por el motor)

S_y = Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 (MPa)$

$$D = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\left[\frac{1.5 \cdot 85.55}{96.07 \cdot 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{71}{370 \cdot 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{Chum.} = 0.03016 (m) = 30.2 (mm)$$

El diámetro mínimo requerido (30.2 mm) es menor al propuesto (35mm), por lo tanto, el diseño cumple con los parámetros establecidos.

- **Diámetro requerido del eje en la sección B-B punto donde va acoplado el reductor**

En el punto B del eje se está sometido a tensión, el momento flexionante es cero debido a que el eje presenta un extremo libre donde se conectara el motorreductor. Se realiza el cálculo del diámetro usando solo el término de torsión de la Ecuación 31.

En donde:

N = Factor de diseño, $N = 2$.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos. Este factor se lo determina por el tipo de cuñero, en este caso es un cuñero de perfil. $K_t = 2$ [42].

M = Momento flector = 0 N m para la sección de acople del motorreductor.

S'_n = Resistencia a la fatiga real estimada. $S'_n = 96.0 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$.

T = Par torsional en el eje. $T_A = 71 \text{ (N} \cdot \text{m)}$.

S_y = Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 \text{ (MPa)}$.

$$D_{B-B} = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{71}{370 \cdot 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{B-B} = 0.01502 \text{ (m)} = 15.02 \text{ (mm)}$$

El diámetro requerido (15.02 mm) es menor al diámetro propuesto (30 mm). Se cumple con los parámetros del diseño.

4.4.6.4 CÁLCULO DE LOS FACTORES DE SEGURIDAD REALES PARA EL EJE CUADRADO DE TRANSMISIÓN

El cálculo de factor de seguridad real del eje se determina igualando el esfuerzo permisible del material con el esfuerzo máximo para flexión pura:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{F_S} \quad (32)$$

$$\sigma_m = \frac{M \cdot c}{I} \quad (33)$$

$$\sigma_m = \sigma_{perm} \quad (34)$$

Por lo tanto, el factor de seguridad real es:

$$F_S = \frac{S_y \cdot I}{M \cdot c} \quad (35)$$

Ecuación del momento de inercia para una sección circular:

$$I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot R^4}{4} \quad (36)$$

$$c = R \quad (37)$$

Ecuación del momento de inercia para un eje cuadrado hueco:

$$I = \frac{b^4 - a^4}{12} \quad (38)$$

$$c = b/2 \quad (39)$$

- **Factor de seguridad real para la sección circular de apoyo de los cojinetes:**

Considerando:

$$S_y = \text{Esfuerzo a la fluencia del Acero AISI 1018: } S_y = 370 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$M = \text{Momento flector} = 85.55 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$c = \text{Distancia del centro del eje al extremo de la sección cuadrada } c = 0.0175 \text{ (m)}$$

$$R = \text{Radio de sección circular } R = 0.0175 \text{ (m)}$$

Remplazando:

$$F_S = \frac{S_y \cdot I}{M \cdot c} = \frac{370 \cdot \frac{10^6 \text{ N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\pi \cdot (0.0175 \text{ m})^4}{4}}{85.55 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.0175 \text{ m}}$$

$$F_S = 18.2$$

- **Factor de seguridad real para la sección circular de transmisión del reductor:**

Considerando:

$$S_y = \text{Esfuerzo a la fluencia del Acero AISI 1018: } S_y = 370 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$M = \text{Momento flector} = 85.55 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$c = \text{Distancia del centro del eje al extremo de la sección cuadrada } c = 0.015 \text{ (m)}$$

$$R = \text{Radio de sección circular } R = 0.015 \text{ (m)}$$

Remplazando:

$$F_S = \frac{S_y \cdot I}{M \cdot c} = \frac{370 \cdot \frac{10^6 \text{ N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\pi \cdot (0.015 \text{ m})^4}{4}}{85.55 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.015 \text{ m}}$$

$$F_S = 11.5$$

- **Factor de seguridad real para la sección cuadrada:**

Considerando: 9

$$S_y = \text{Esfuerzo a la fluencia del Acero A-36: } S_y = 250 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

$$M = \text{Momento flector} = 85.55 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$c = \text{Distancia del centro del eje al extremo de la sección cuadrada } c = 0.02 \text{ (m)}$$

$I =$ Momento de inercia del eje cuadrado $I = 6.93 \cdot 10^{-8} \text{ (m}^4\text{)}$ de acuerdo (Anexo 4)

Reemplazando:

$$F_S = \frac{S_y \cdot I}{M \cdot c} = \frac{250 \cdot \frac{10^6 \text{ N}}{\text{m}^2} \cdot 6.93 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}{85.55 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 0.02 \text{ m}}$$

$$F_S = 10.1$$

4.4.6.5 DEFLEXIÓN DEL EJE DE TRANSMISIÓN BAJO TENSIÓN

El valor de deflexión máxima en el eje de tracción de la banda se calcula bajo la condición de eje apoyado sobre dos cojinetes en sus extremos Figura 41:

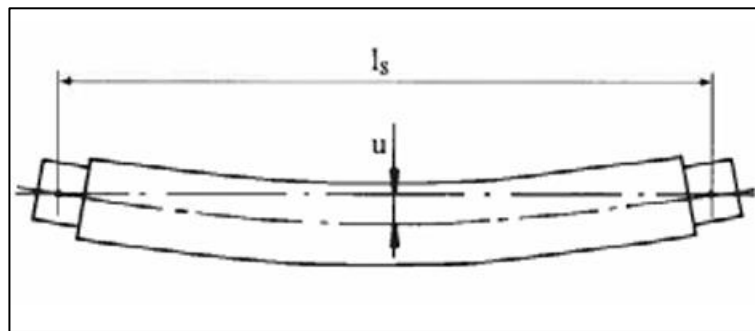


Figura 41: Deflexión del eje bajo tensión [36].

$$u = \frac{5 \cdot F_1 \cdot L_s^3}{384 \cdot E \cdot I} \quad (40)$$

En donde:

$u =$ Deflexión (mm)

$F_1 =$ Fuerza de corte (N)

$L_s =$ Longitud del eje, entre cojinetes exteriores (mm) = 1165 (mm)

$E =$ Módulo de elasticidad del material del eje (N/mm^2) = 200000 (N/mm^2) para Acero ASTM 1018 (Anexo 5)

$I =$ Fuerza de inercia para el eje de transmisión (mm^4)

- Cálculo de Fuerza de Corte F_1

$$F_1 = \sqrt{F_B^2 + (m_s \cdot L_1 \cdot C)^2} \quad (41)$$

En donde:

$F_B =$ Fuerza de tracción en la banda. $F_B = 590.27 \text{ (N)}$

m_s = Peso del eje de transmisión (kg/mm) = 4.57kg/m = 0.00457 (kg/mm)

L_1 = Longitud total del eje (mm) = 1345 (mm)

C = Factor de conversión de fuerza: C=9.8066

$$F_1 = \sqrt{(590.27 (N))^2 + \left(\frac{0.00241\text{kg}}{\text{mm}} \cdot 1345\text{mm} \cdot 9.8066\right)^2}$$

$$F_1 = 593.34 (N)$$

- Cálculo de la fuerza de inercia

Para un eje hueco se determina con la Ecuación 38.

$$I = \frac{b^4 - (b-2 \cdot t)^4}{12}$$

En donde:

b = dimensión externa del eje cuadrado = 40 (mm)

t = espesor del eje cuadrado hueco = 2 (mm)

$$I = \frac{40 (mm)^4 - (40(mm) - 2 \cdot 2(mm))^4}{12}$$

$$I = 73365.3 (mm^4)$$

- Cálculo de la deflexión u

$$u = \frac{5 \cdot 593.34 (N) \cdot (1165 (mm))^3}{384 \cdot 200000 \left(\frac{N}{mm^2}\right) \cdot 73365.3 (mm^4)}$$

$$u = 0.0833 (mm)$$

La deflexión máxima calculada en el eje es de 0.8mm que está por debajo del valor de deflexión máximo de seguridad establecido en 2.5mm dado por el fabricante de bandas Ammeral. El valor de deflexión calculada en el software está en 0.081 esto debido que en el software se calcula con un valor de I_y de acuerdo al catálogo del fabricante que está en 69300 (mm^4) y se presenta en el Anexo 4.

En el caso de haber mantenido un espesor de 1.2 mm nos da una deflexión de 1.244 mm, este valor está dentro del establecido por el fabricante de la banda, pero afecta directamente a la tensión de la banda debido a la longitud corta que tiene el recorrido de la banda plástica.

4.4.6.6 TORSIÓN DEL EJE DE TRASMISIÓN BAJO TENSIÓN

El ángulo de torsión real ϕ presente en el eje de tracción de la banda, como se observa en la Figura 42, se calcula mediante la Ecuación 35:

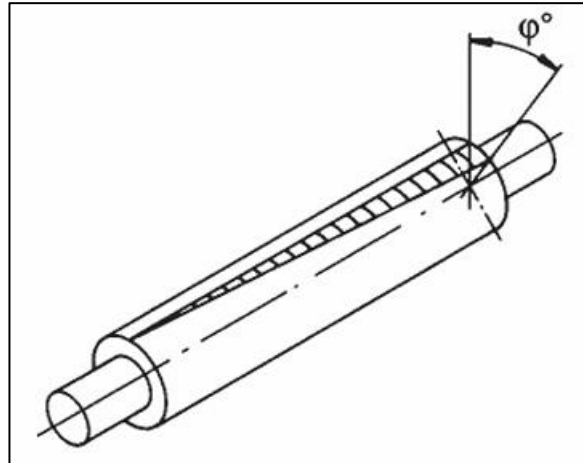


Figura 42: Torsión del eje bajo tensión [36].

$$\phi^\circ = \frac{90 \cdot F_B \cdot P_d \cdot L_s}{\pi \cdot G \cdot I_t} \quad (42)$$

En donde:

F_B = Fuerza de tracción en la banda. $F_B = 590.27 \text{ (N)}$

P_d = Diámetro pitch de la rueda dentada motriz, mm = 154.3 (mm)

L_s = Longitud del eje, entre cojinetes exteriores (mm) = 1165 (mm)

G = Módulo Cortante del eje en función del material = 78 GPa = $78000 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ para el acero AISI-1018 (Anexo 5)

I_t = Fuerza Inercial de torsión (mm^4)

- Cálculo de la Fuerza inercial de torsión I_t

Se calcula a partir de:

$$I_t = 0.127 \cdot (b - 2 \cdot t)^4 \quad (43)$$

En donde:

b = dimensión externa del eje cuadrado = 40mm

t = espesor del eje cuadrado hueco = 2mm

$$I_t = 0.127 \cdot (40(\text{mm}) - 2 \cdot 2\text{mm})^4$$

$$I_t = 213311(\text{mm}^4)$$

- Cálculo del ángulo de tensión

$$\varnothing^\circ = \frac{90 \cdot 590.27 (N) \cdot 154.3(mm) \cdot 1165(mm)}{\pi \cdot 78000 \left(\frac{N}{mm^2}\right) \cdot 213311(mm^4)}$$

$$\varnothing^\circ = 0.1827^\circ$$

- Control de Carga

El ángulo de torsión se compara al control de carga en una relación de:

$$\varnothing^\circ_{\text{permisible}} < \frac{0.5 \cdot L_s(mm)}{1000} \quad (44)$$

$$\varnothing^\circ_{\text{permisible}} < \frac{0.5 \cdot 1165(mm)}{1000}$$

$$\varnothing^\circ_{\text{permisible}} < 0.5825$$

La deflexión torsional permisible máxima es de 0.6° , según el cálculo del ángulo de torsión en este diseño es 0.18° , por lo tanto, se cumple con lo establecido según el fabricante de la banda Ammeral.

4.4.6.7 SELECCIÓN DEL COJINETE PARA EL EJE DE TRACCIÓN DE LA BANDA PLÁSTICA

Cálculo de la carga estática considerando que solo actúa una carga de tracción en la banda como carga radial.

- **Carga estática equivalente**

Se calcula a partir de los criterios establecidos en NTN Y SKF [43] [44] y se determina como:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (45)$$

En donde:

P_o = Carga estática equivalente

X_o = Factor de carga radial = 1, este valor se determina del fabricante NTN [43] que determina el valor de 1 cuando se trabaja solo con carga radial.

Y_o = Factor axial

F_a = Carga de carga axial. En este caso no hay fuerzas que actúen de manera axial al eje $F_a = 0$

F_r = Carga radial real, es la reacción que se produce producto de la carga de tracción y la masa del eje.

- **Cálculo de la reacción en los apoyos**

$$R = \frac{F_B + F_{eje}}{2} \quad (46)$$

F_{eje} = Peso del eje es igual a su masa por la aceleración.

El peso se obtiene a partir del software Inventor = 6.15 (kg) = 60.31 (N)

$$R = \frac{590.27 (N) + 60.31 (N)}{2} = 325.29 (N)$$

Cálculo de la carga estática equivalente:

$$P_o = 1 \cdot 325.29 (N) = 325.29 (N)$$

Capacidad de la carga estática necesaria C_o

Se calcula a partir de:

$$c_o = S_o \cdot P_o \quad (47)$$

En donde:

S_o = Factor de seguridad estático, se determina de acuerdo con las condiciones de operación según la Figura 43, en este caso se determina $S_o = 1.5$

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Requerida una precisión de alta rotación	2
Requerida una precisión normal de rotación (aplicaciones generales)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera (Velocidad baja, cargas grandes, etc.)	0.5
Nota: 1) Cuando existen vibraciones y/o cargas de choque, se necesita incluir un factor de carga basado en la carga de choque, en el valor P_o max.	

Figura 43: Valores mínimos de factor de seguridad S_o [43].

$$c_o = 1.5 \cdot 325.29 (N) = 487.94 (N)$$

Con los valores calculados se selecciona un cojinete para un eje de 35mm.

El cojinete seleccionado es:

Designación: FL 35 FM. La Hoja técnica del cojinete se presenta en el Anexo 8.

Soporte: FL 507 M

Rodamiento: YAR 207

Masa: 1.2 (kg)

Capacidad de Carga estática $c_o = 15300 (N)$.

4.4.6.8 DIÁMETRO MÍNIMO EN LA SECCIÓN MÁS CRÍTICA DE EJE GUÍA.

La sección del eje guía es circular y el material es AISI 1018 (Anexo 5), el material del rodillo montado sobre el eje guía es Poliamida PA6-Nylon (Anexo 9). Las dimensiones del eje se observan en la Figura 44.

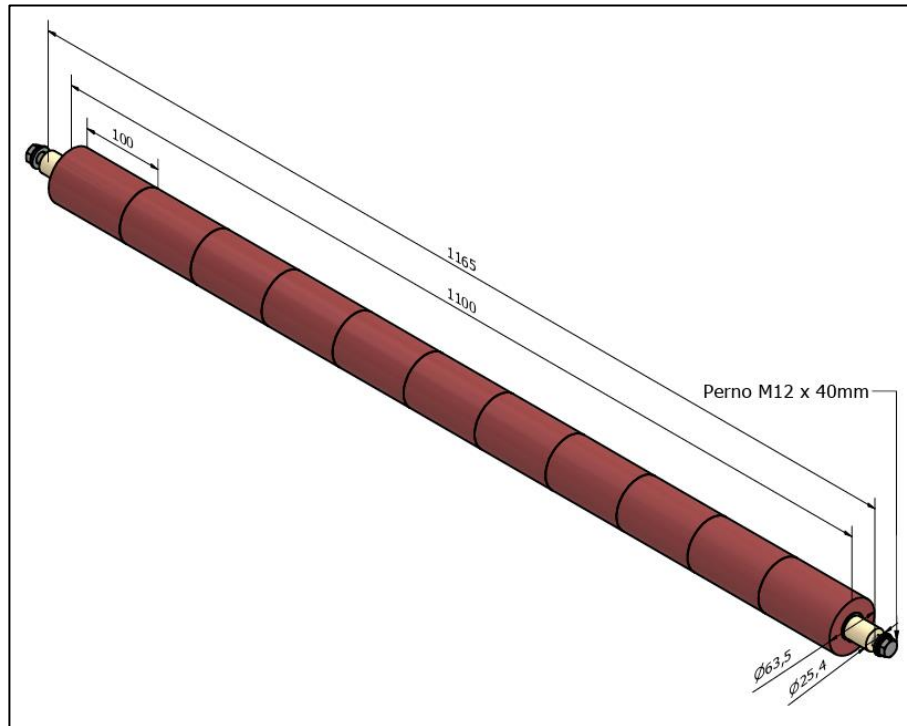


Figura 44: Plano del eje guía de la banda plástica modular.

Se considera que no hay fricción entre el material de la banda y el material del rodillo porque los dos se desplazan al entrar en contacto.

El coeficiente de fricción de la poliamida PA6 en contacto con el Acero es 0.18 (Anexo 9)

La fuerza que actúa sobre el rodillo del eje guía F_A es la Fuerza de tracción en la banda que se calculó: $F_A = F_B = 590.27 (N)$

Las fuerzas que actúan en la sección del eje se determinan a partir de la Figura 45.

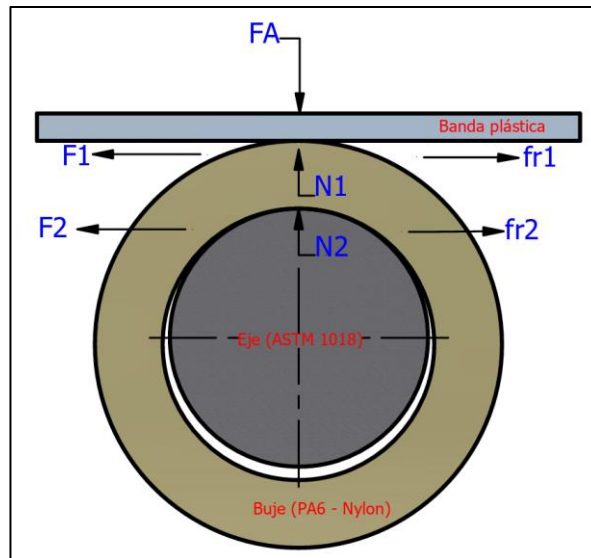


Figura 45: Diagrama de cuerpo libre de eje y rodillo guía de banda plástica modular.

Aplicando sumatoria de momentos en el eje x, y:

$$\sum F_y = 0 \tag{48}$$

$$N - F_A = 0$$

$$N = F_A$$

$$N = 590.27(N)$$

$$\sum F_x = 0 \tag{49}$$

$$f_r - F = 0$$

$$f_r = F$$

$$F = N \cdot (u_{rodillo-eje} + u_{rodillo-banda}) \tag{50}$$

$$F = 590.27(N) \cdot (0.18 + 0.19)$$

$$F_{e-guia} = 218.4 (N)$$

La fuerza lineal distribuida sobre el eje está comprendida en una distancia de 1.1m, por lo tanto:

$$W_{e-guia} = 218.4 (N)/1.1 (m)$$

$$W_{e-guia} = 198.55 (N/m)$$

El momento máximo que actúa sobre el eje se calcula con la consideración de una viga bi-empotrada con una carga distribuida sobre una zona.

Para el cálculo se utiliza las fórmulas dados en [40] como se muestra en la Figura 46. El Anexo 10 muestra el estudio de las reacciones, esfuerzo cortante, momento flector y elástica para una viga bi-empotrada con carga repartida en un tramo.

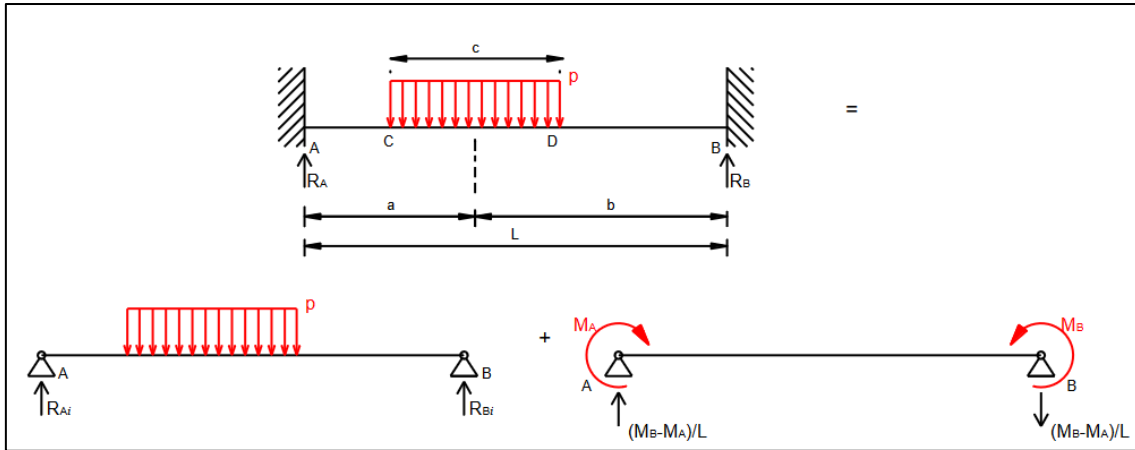


Figura 46: Diagrama de una viga bi-empotrada con carga repartida sobre una zona [41]

Reacciones:

$$R_A = \frac{p \cdot b \cdot c}{L} - \frac{M_A - M_B}{L} \quad (51)$$

$$R_B = \frac{p \cdot a \cdot c}{L} + \frac{M_A - M_B}{L} \quad (52)$$

Momento:

$$M_A = -\frac{p \cdot c^3}{12 \cdot L^2} \cdot \left[L - (3 \cdot b) + \frac{12 \cdot a \cdot b^2}{c^2} \right] \quad (53)$$

$$M_B = -\frac{p \cdot c^3}{12 \cdot L^2} \cdot \left[L - (3 \cdot a) + \frac{12 \cdot a^2 \cdot b}{c^2} \right] \quad (54)$$

Reemplazando:

$$p = 198.55 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.5825 \text{ (m)}$$

$$b = 0.5825 \text{ (m)}$$

$$c = 1.1 \text{ (m)}$$

$$L = 1.165 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = 109.2 \text{ (N)}$$

$$R_B = 109.2 (N)$$

$$M_A = 22.35 (N \cdot m)$$

$$M_B = -22.35 (N \cdot m)$$

La Figura 47 muestra las reacciones y momentos flectores que se presentan en el eje guía bi-empotrada.



Figura 47: Diagrama de cuerpo libre para el eje guía de banda plástica.

Momento máximo del eje guía

Se determina a partir del diagrama de momento flector para el pico máximo de la curva de la gráfica y se calcula a partir de las ecuaciones que se da en la Figura 48.

$$M_{max} = 22.35 (N \cdot m) + 10.64(N \cdot m)$$

$$M_{max} = 33 (N \cdot m)$$

La Figura 48 muestra el diagrama de momento flector que se produce en el eje guía para el cálculo de la flexión máxima.

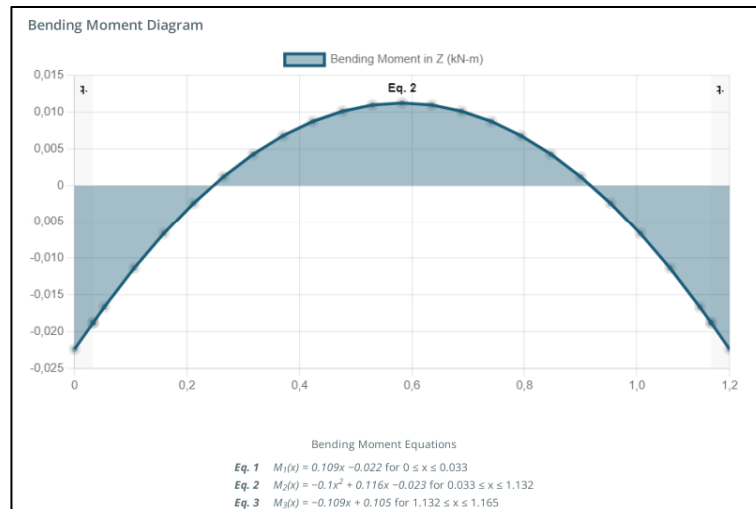


Figura 48: Diagrama de momento flector para el eje guía de banda plástica

Módulo de resistencia (S):

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}} \quad (55)$$

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 \text{ (MPa)}$ para el acero AISI 1018 (Anexo 5)

Factor de seguridad: $F_S = 1.5$

Reemplazando en la Ecuación 32:

$$\sigma_{perm} = \frac{370 \cdot 10^6}{1.5} = 246.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Para una sección circular el módulo de resistencia S es:

$$S = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (56)$$

Igualando la Ecuación 55 y 56:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}}$$

Despejando d:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot \sigma_{perm}}} \quad (57)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 33 \text{ (N} \cdot \text{m)}}{\pi \cdot 246.67 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}}$$

$$d = 0.01109 \text{ (m)} \rightarrow 11.1 \text{ (mm)}$$

Se selecciona un diámetro de 25.4 mm debido a que el eje hueco de poliamida PA6, se lo comercializa en dimensiones de diámetro interno de 25.4mm y diámetro externo de 63.5 mm.

El cálculo realizado para determinar las reacciones, momentos y deformaciones se presentan en el Anexo 11 para una sección de 25.4mm. El momento de inercia de la sección circular para 25.4mm es 20431.7 mm^4 . La deformación máxima que sufre el eje es de 0.234 mm.

4.4.6.9 DIÁMETRO MÍNIMO EN LA SECCIÓN MÁS CRÍTICA DE EJE TENSOR.

El eje tensor tiene un comportamiento de viga bi-apoyada en los extremos con las dimensiones que se observan en la Figura 49:

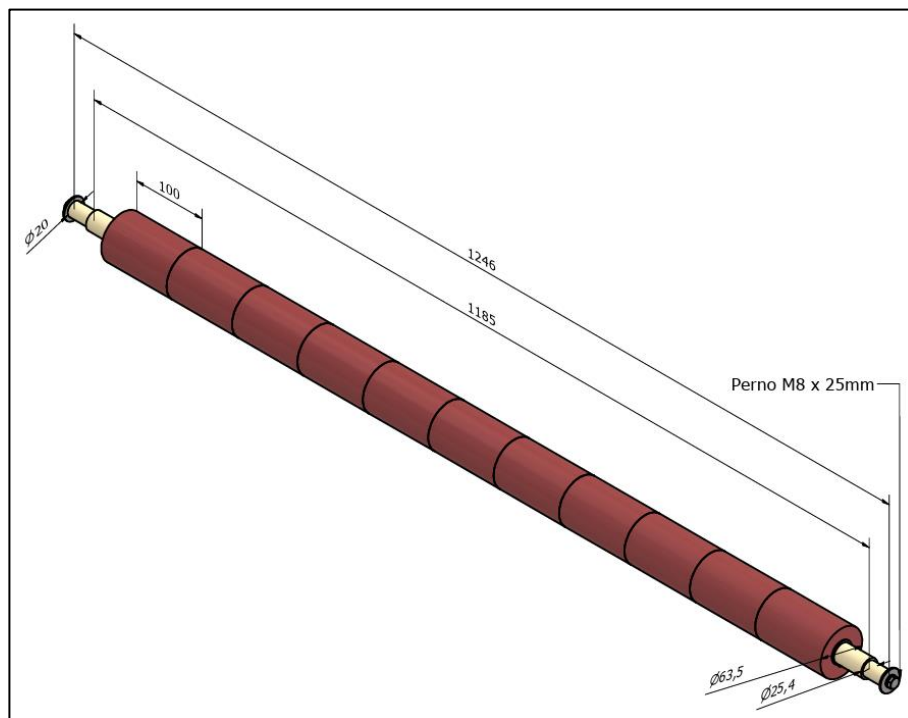


Figura 49: Plano de eje tensor de banda plástica.

Reacciones: Se determinan a partir de las ecuaciones 26 y 27

Remplazando:

$$p = 198.55 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.623 \text{ (m)}$$

$$b = 0.6231 \text{ (m)}$$

$$c = 1.1 \text{ (m)}$$

$$L = 1.246 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = R_B = 109.2 \text{ (N)}$$

La Figura 50 muestra el diagrama de cuerpo libre con los valores de reacciones y momentos calculados.



Figura 50: Diagrama de cuerpo libre para el eje tensor de banda plástica.

Momento máximo: Se determina a partir de la Ecuación 28.

$$M_{max} = 38 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 51 muestra el diagrama de momentos que se produce en la viga y las respectivas ecuaciones para el cálculo de la flexión máxima.

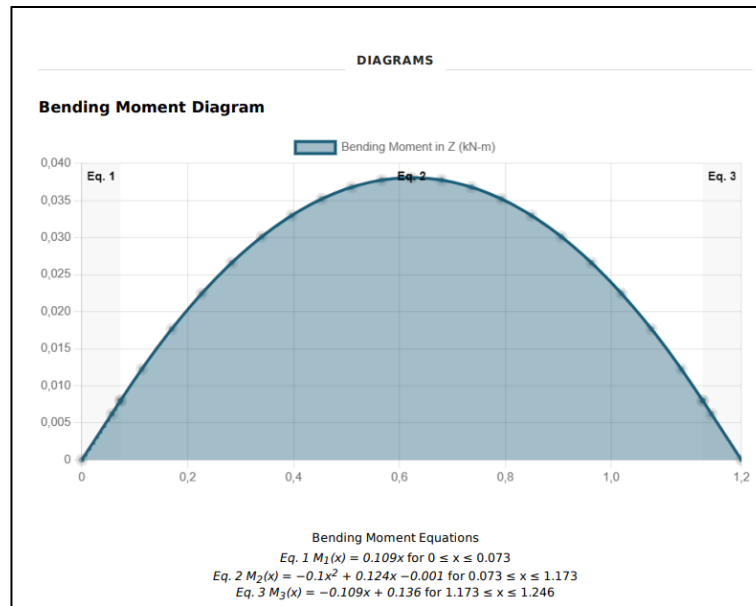


Figura 51: Diagrama de momento flector para el eje tensor de banda plástica.

Aplicando la ecuación 57:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 38 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 246.67 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$d = 0.01162\text{m} \rightarrow 11.62\text{mm}$$

El cálculo realizado para determinar las reacciones, momentos y deformaciones se presentan en el Anexo 12 para una sección circular de 25.4mm.

La deformación máxima que sufre el eje es de 0.116mm.

4.4.6.10 SELECCIÓN DEL PERNO PARA LOS EJES

El perno que se usara para sujetar el eje guía a las placas laterales son de grado 8.8, en la Tabla 11 se muestra las características del perno.

Tabla 11: Características técnicas del perno grado 8.8 [45].

Características del perno grado 8.8	
Número de grado	8.8
Grado Dimensiones	M12x40 mm
Esfuerzo de fluencia	600 MPA
Esfuerzo de ruptura	830 MPA

Cálculo del momento de inercia de la barra con la Ecuación 36.

Cálculo del factor de seguridad real igualando a la Ecuación 35 y reemplazando la Ecuación 39:

$$F_S = \frac{S_y \cdot \pi \cdot r^3}{32 \cdot M} \quad (58)$$

Se selecciona un perno hexagonal M12x 40mm

Reemplazando:

$$F_S = \frac{600 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right) \cdot \pi \cdot (0.012m)^3}{32 \cdot 33 (N \cdot m)}$$

$$F_S = 3.08$$

El Factor de seguridad calculado es superior al valor general recomendado que esta entre 1.5 a 2 por lo tanto el perno seleccionado soportará la carga aplicada sobre el eje guía.

El eje tensor está apoyado sobre las placas de soporte y el perno que lleva a los extremos sirve para asegurar que el eje no se salga de su posición de trabajo.

4.4.6.11 PLACA DE SOPORTE LATERAL PARA SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE BANDA PLÁSTICA

Para determinar el espesor de la placa se suma las fuerzas que afectan directamente a la placa, estas fuerzas son producidas por:

- La carga sobre el eje de tracción: 590.27 N, en este caso no se considera debido a que se considera la fuerza que genera el torque del motorreductor sobre el piñón de tracción.
- La fuerza ejercida por la banda sobre el eje guía 218.4 (N).
- La fuerza ejercida en la banda sobre el eje tensor: 218.4 (N).
- El peso de la estructura de transmisión (3 ejes + placas) considerando el espesor de placa de 6mm: 41.17 (kg) = 403.74 (N).
- El peso del motor: 25.4 (kg) obtenido del Anexo 3, la fuerza generada por el peso es 249.1 (N).

- La fuerza producida por el torque que genera el motor: $71 \text{ (N}\cdot\text{m)} / 0.07715 \text{ (m)} = 920.29 \text{ (N)}$, el valor 0.07715mm es el diámetro primitivo del engranaje de transmisión de la banda plástica.

$$F_{total-placa} = \frac{(920.29 \text{ N} + 218.4 + 218.4 + 403.74 \text{ N})}{2} + 249.1 \text{ N} = 1129.5 \text{ (N)}$$

El material que se usara es acero estructural A-36 (Anexo 13)

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 \text{ (MPa)}$ para el acero A-36

La sección de la placa donde se evalúa tiene ancho de 480 mm extruido al centro 104 mm por un espesor de 6 mm, esto debido a la necesidad de cumplir con condiciones de montaje y desmontaje del sistema y los requerimientos para poder realizar el mantenimiento del sistema en caso de alguna avería. La Figura 52 muestra las dimensiones básicas de las placas.

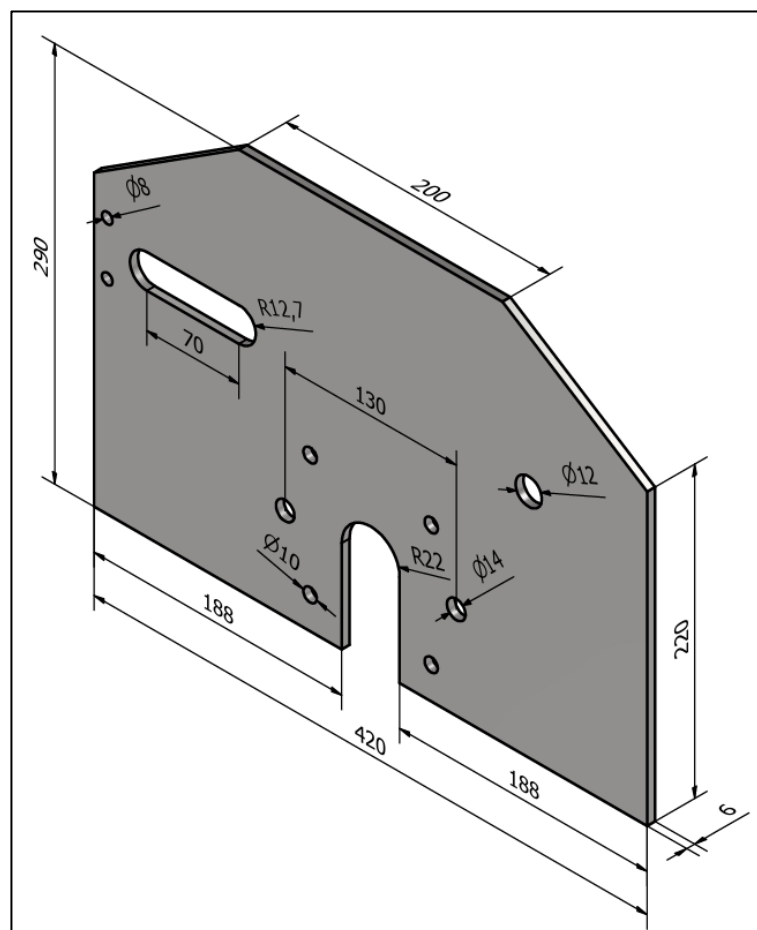


Figura 52: Plano de placa lateral soporte de sistema de transmisión de banda plástica modular.

Igualando el esfuerzo máximo producido en la sección transversal de la placa | al esfuerzo permisible del material:

$$\sigma_m = \frac{F_{total-placa}}{Area} \quad (59)$$

Reemplazando en la Ecuación 34:

$$\frac{F_{total-placa}}{Area} = \frac{S_y}{F_s}$$

Factor de seguridad real:

$$F_s = \frac{S_y \cdot Area}{F_{total-placa}} \quad (60)$$

El área es:

$$Area = 2 \cdot 0.188m \cdot 0.006m$$

Reemplazando:

$$F_s = \frac{250 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right) \cdot (0.188 \cdot 2 \cdot 0.006) (m^2)}{1129.5 (N)}$$

$$F_s = 499.3$$

De acuerdo al cálculo, el factor de seguridad real para la placa de soporte del sistema de transmisión presenta un valor alto, esto debido a que se aplica un peso pequeño y el material a utilizar tiene una alta capacidad de carga.

4.4.7 ESTRUCTURA DE DESPLAZAMIENTO DE LA BANDA MODULAR

La estructura propuesta para el transportador se conforma de 4 bandas plásticas, cada una está montada sobre un soporte estructural con guías plásticas. Cada uno se une a un disco que servirá como base para poder girar sobre ruedas montadas en una base fija.

Las 4 bandas están montadas simétricamente al centro del disco por lo tanto se realizará el cálculo de los soportes para la banda 1 y la banda 2.

Se determina la carga total distribuida uniforme sobre el área total de la banda,

Carga total = carga del producto + la carga de la banda

$$m_p = 937.08 \left(\frac{kg}{m^2}\right) \quad m_b = 6.55 \left(\frac{kg}{m^2}\right)$$

Con el valor de carga del producto y de la banda se realiza la distribución de la carga de acuerdo con el porcentaje de área que ocupa cada banda. Para determinar el porcentaje del área de cada banda se presenta la Tabla 12.

Tabla 12: Porcentaje de área cubierta por la banda en las 4 secciones.

Sección	Longitud (m)	Ancho (m)	Área (m ²)	% Área
1	0.974	0.229	0.223046	20.9012876
2	1.356	0.229	0.310524	29.0987124
3	1.356	0.229	0.310524	29.0987124
4	0.974	0.229	0.223046	20.9012876
Longitud Promedio	1.165	Área total (At)	1.06714	100

Se determina el valor del peso total en cada tramo, esto se presenta en la Tabla 13. Hay que tener en cuenta que el peso de la banda se multiplica por 2 porque la banda tiene una sección de ida y otra de vuelta durante el giro.

Tabla 13: Peso total distribuido en las cuatro secciones de la banda.

Sección	Peso del producto kg/m ²	Peso de la banda kg/m ²	Peso total kg/m ²
1	195.8626568	1.369079971	198.600817
2	272.6794277	1.9060292	276.491486
3	272.6794277	1.9060292	276.491486
4	195.8626568	1.369079971	198.600817
Total	937.0841689	6.550218341	950.184606

Con el valor del peso total por banda se obtiene el valor de la fuerza total que está actuando en cada sección. Y se determina la carga distribuida linealmente que actúa sobre cada sección y se presenta en la Tabla 14.

Tabla 14: Fuerza distribuida en las 4 secciones de la banda plástica.

Sección	Fuerza total (kg)	Fuerza total (N)	Fuerza distribuida (N/m)
1	211.9348755	2078.36055	2133.8404
2	295.0551245	2893.48758	2133.8404
3	295.0551245	2893.48758	2133.8404

Al calcular se determina que la fuerza distribuida linealmente en cada una de las 4 secciones de la banda es la misma.

La distribución de las bandas se realiza al interior de una rueda que une las 4 secciones de bandas, como se observa en la Figura 53; por lo tanto, se genera simetría en las estructuras que conforman cada sección; el cálculo se realizara en la sección 1 y sección 2.

El material para utilizar para el cálculo es acero ASTM A-36, sus datos técnicos se presentan en el Anexo 13.

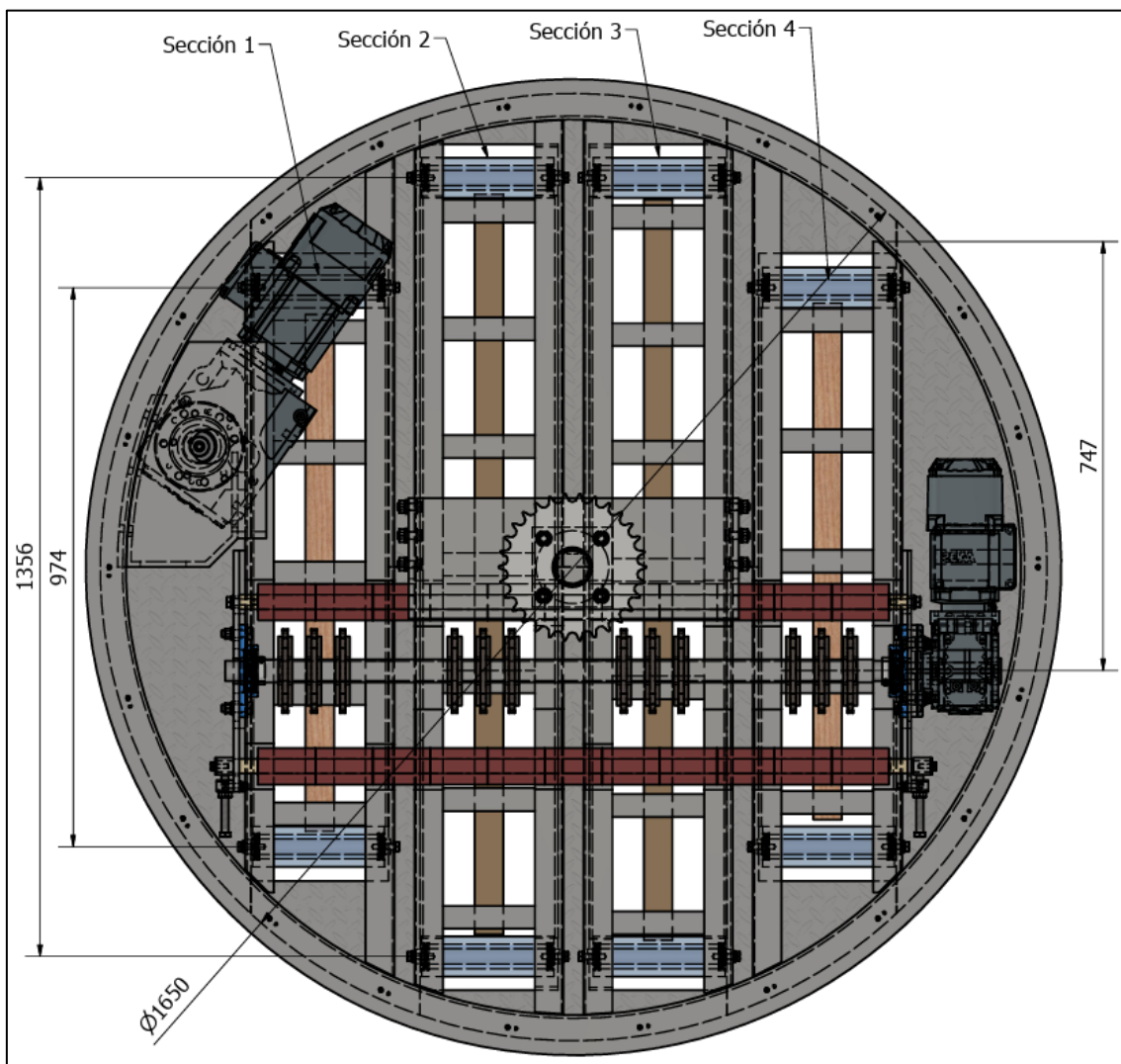


Figura 53: Diseño propuesto para transportador de 4 secciones.

4.4.7.1 CÁLCULO DEL SOPORTE PARA LA SECCIÓN 1

Para el cálculo de la estructura de la sección 1, presentada en la Figura 54, se determina las siguientes condiciones:

- La estructura está conformada por dos perfiles C soldados al disco externo.
- Se considera el comportamiento de la viga como empotrada a los dos extremos.
- La carga lineal se divide entre los dos perfiles. $F_{Pa}=1066.92 \text{ (N/m)}$
- La longitud de distribución de la carga se considera desde el centro de cada rodillo que se encuentra ubicado a los extremos de la sección. $L=974\text{mm}$.

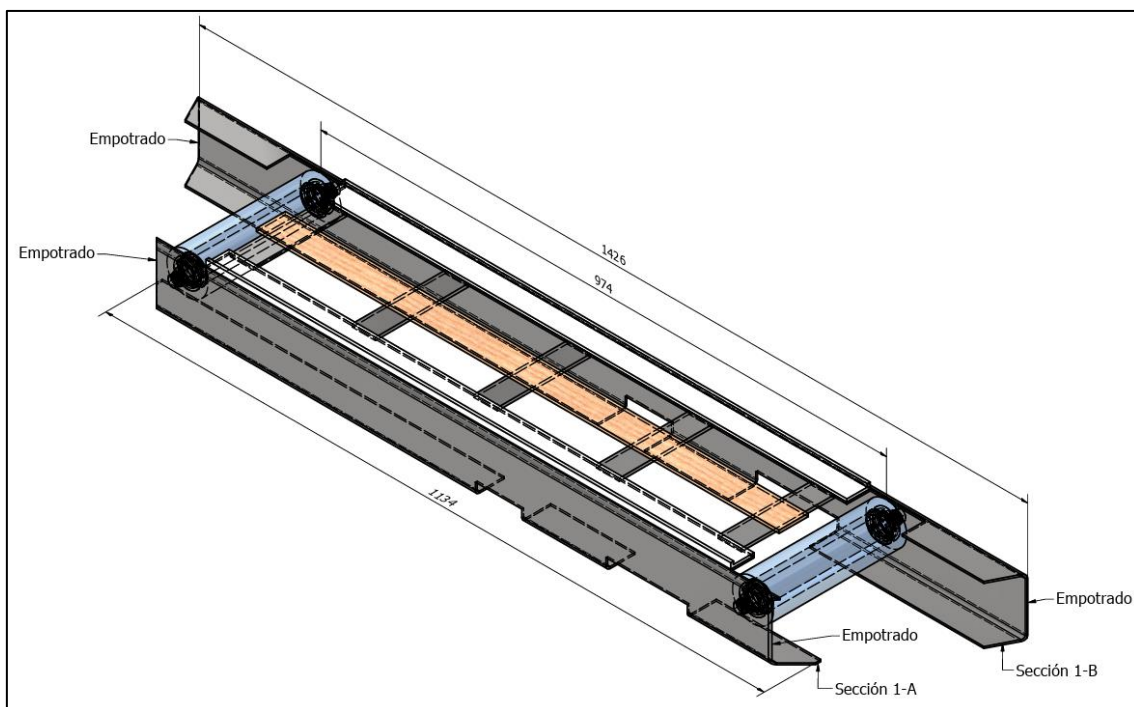


Figura 54: Diseño de la sección 1 del transportador de banda plástica.

- **Sección 1A**

La Figura 55 muestra el diagrama de cuerpo libre en donde se observa la carga distribuida obtenida por el producto a transportar y el peso de la banda. Sobre la viga se presenta una carga puntual producida por el sistema de transmisión que está adaptado a la viga de 1129.5 (N).

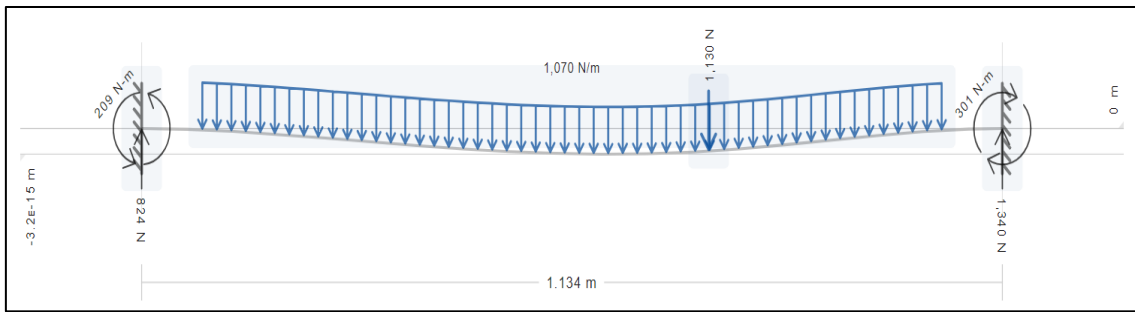


Figura 55: Diagrama de cuerpo libre de vigas sección 1-A.

Resultados:

$$R_A = 824 (N)$$

$$R_B = 1340 (N)$$

$$M_A = 209 (N \cdot m)$$

$$M_B = -301 (N \cdot m)$$

Momento máximo Sección 1A

Se determina a partir del diagrama de momento flector para el pico máximo de la curva de la gráfica. Esto se calcula a partir de los datos de la Figura 56.

$$M_{max} = 301(N \cdot m) + 169 (N \cdot m)$$

$$M_{max} = 470 (N \cdot m)$$

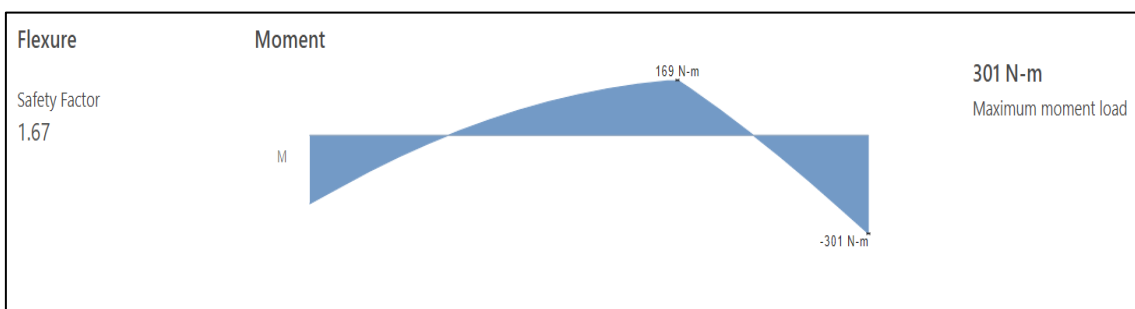


Figura 56: Diagrama de momento de flexión para la sección 1-A.

Con el módulo de resistencia dado por la Ecuación 55, el esfuerzo permisible dado en la ecuación 32 se determina:

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 MPa$ para el acero ASTM A36 (Anexo 13)

Facto de seguridad: $F_S = 1.5$

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \text{ (MPa)}}{1.5} = 166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$S_{Tramo-1A} = \frac{470 \text{ (N} \cdot \text{m)}}{166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}} = 2.628 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} = 2.83 \text{ (cm}^3\text{)}$$

- **Sección 1B**

Se plantea el estudio como una viga empotrada en los extremos con una carga repartida sobre una zona como se observa en la en Figura 57.

Reemplazando:

$$p = 1066.92 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.713 \text{ (m)}$$

$$b = 0.713 \text{ (m)}$$

$$c = 0.974 \text{ (m)}$$

$$L = 1.426 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = 519.59 \text{ (N)}$$

$$R_B = 519.59 \text{ (N)}$$

$$M_A = 156.43 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$M_B = -156.43 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 57 muestra las reacciones y momentos flectores que se presentan en la viga 1B bi-empotrada.

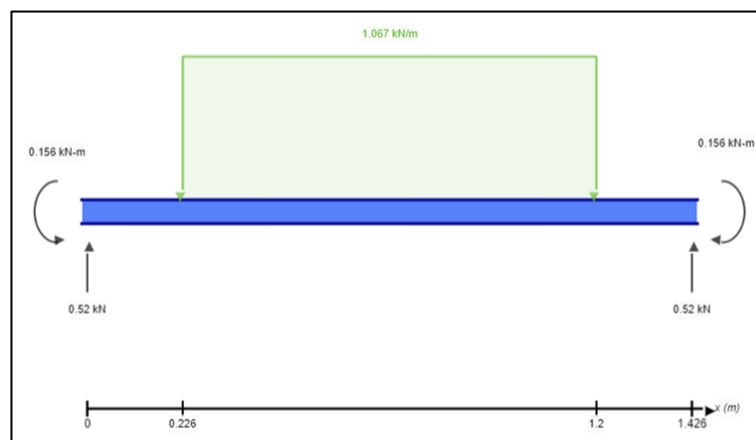


Figura 57: Diagrama de cuerpo libre para la sección 1-B.

Momento máximo Sección 1B

Se determina a partir del diagrama de momento flector para el pico máximo de la curva de la gráfica en el punto central de la viga. Esto se calcula a partir de las ecuaciones que da la Figura 58.

$$M_{max} = 156.43 (N \cdot m) + 87.63 (N \cdot m)$$

$$M_{max} = 244.06 (N \cdot m)$$

La Figura 58 muestra el diagrama de momento flector que se produce en la viga 1B y las respectivas ecuaciones para el cálculo de la flexión máxima.

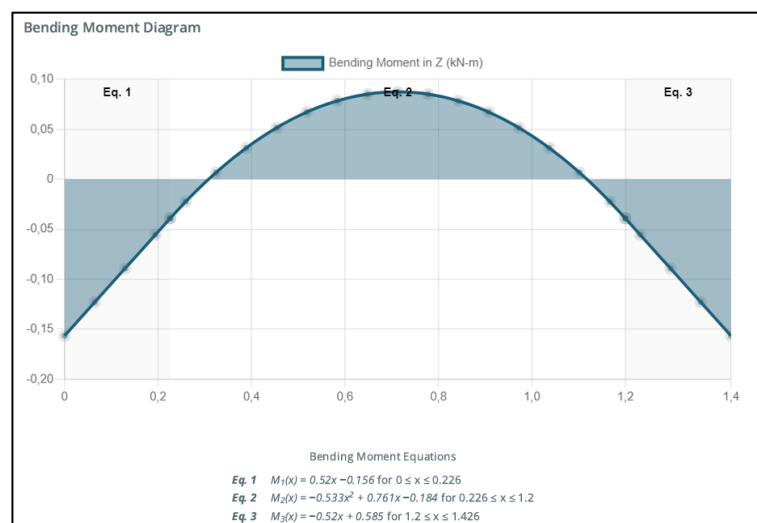


Figura 58: Diagrama de momento flector para la sección 1-B.

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 (MPa)$,

Facto de seguridad: $F_S = 1.5$

Esfuerzo permisible: $\sigma_{perm} = 166.67 \cdot 10^6 (N/m^2)$

Aplicando la ecuación 55 y reemplazando los valores S_y , F_S y σ_{perm} :

$$S_{Tramo-1B} = \frac{244.06 (N \cdot m)}{166.67 \cdot 10^6 (N/m^2)} = 1.464 \cdot 10^{-6} (m^3) = 1.464 (cm^3)$$

4.4.7.2 CÁLCULO DEL SOPORTE PARA LA SECCIÓN 2

Para el cálculo de la estructura de la sección 2 presentada en la Figura 59, se determina las siguientes condiciones:

- La estructura está conformada por dos perfiles C soldados al disco externo.
- Se considera el comportamiento de la viga como empotrada a los dos extremos.
- La carga lineal se divide entre los dos perfiles. $F_{Pa}=1066.92$ (N/m).
- La longitud de distribución de la carga se considera desde el centro de cada rodillo que se encuentra ubicado a los extremos de la sección. $L=1356$ (mm).

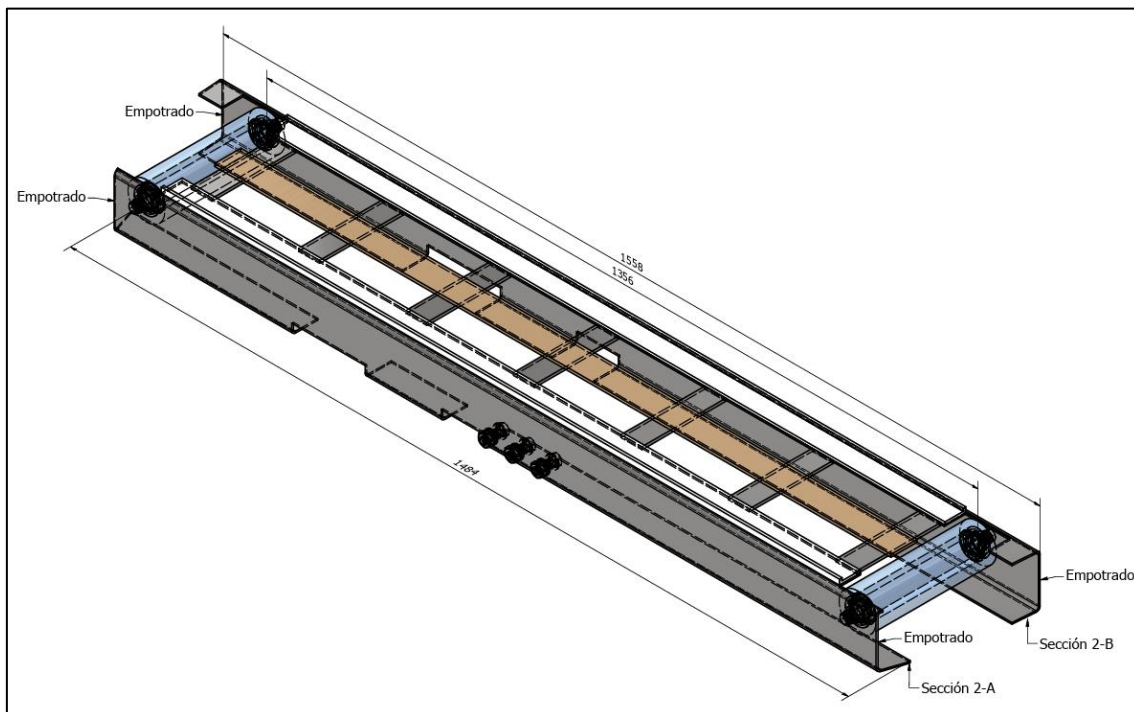


Figura 59: Plano de sección 2 para transportador de banda plástica.

- **Sección 2A**

Reemplazando:

$$p = 1066.92 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.742 \text{ (m)}$$

$$b = 0.742 \text{ (m)}$$

$$c = 1.356 \text{ (m)}$$

$$L = 1.484 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = 723.37 \text{ (N)}$$

$$R_B = 723.37 \text{ (N)}$$

$$M_A = 193.68 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$M_B = -193.68 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 60 muestra las reacciones y momentos flectores que se presentan en la viga 2A bi-empotrada.



Figura 60: Diagrama de cuerpo libre para la sección 2-A.

Momento máximo Sección 2A

Se determina a partir del diagrama de momento flector para el pico máximo de la curva de la gráfica en el punto central de la viga. Esto se calcula a partir de las ecuaciones que da la Figura 61.

$$M_{max} = 193.68 \text{ (N} \cdot \text{m)} + 98.21 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$M_{max} = 291.89 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 61 muestra el diagrama de momento flector que se produce en la viga 2A y las respectivas ecuaciones para el cálculo de la flexión máxima.

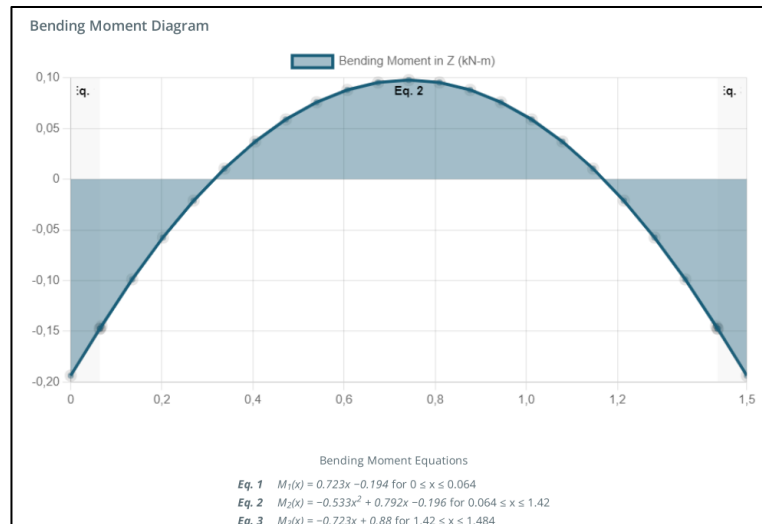


Figura 61: Diagrama de momento flector para la sección 2-A.

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 \text{ (MPa)}$,

Facto de seguridad: $F_S = 1.5$

Esfuerzo permisible: $\sigma_{perm} = 166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Aplicando la Ecuación 55 y reemplazando los valores S_y , F_S y σ_{perm} :

$$S_{Tramo-2A} = \frac{291.89 \text{ (N} \cdot \text{m)}}{166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}} = 1.751 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} = 1.751 \text{ (cm}^3\text{)}$$

• **Sección 2B**

Reemplazando:

$$p = 1066.92 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.779 \text{ (m)}$$

$$b = 0.779 \text{ (m)}$$

$$c = 1.356 \text{ (m)}$$

$$L = 1.558 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = 688.16 \text{ (N)}$$

$$R_B = 688.16 \text{ (N)}$$

$$M_A = 210.61 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$M_B = -210.61 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

La Figura 62 muestra las reacciones y momentos flectores que se presentan en la viga 2B bi-empotrada.



Figura 62: Diagrama de cuerpo libre para la sección 2-B.

Momento máximo Sección 2B

Se determina a partir del diagrama de momento flector para el pico máximo de la curva de la gráfica en el punto central de la viga. Esto se calcula a partir de las ecuaciones que da la Figura 63.

$$M_{max} = 210.61 (N \cdot m) + 107.9(N \cdot m)$$

$$M_{max} = 318.51 (N \cdot m)$$

La Figura 63 muestra el diagrama de momento flector que se produce en la viga 2B y las respectivas ecuaciones para el cálculo de la flexión máxima.

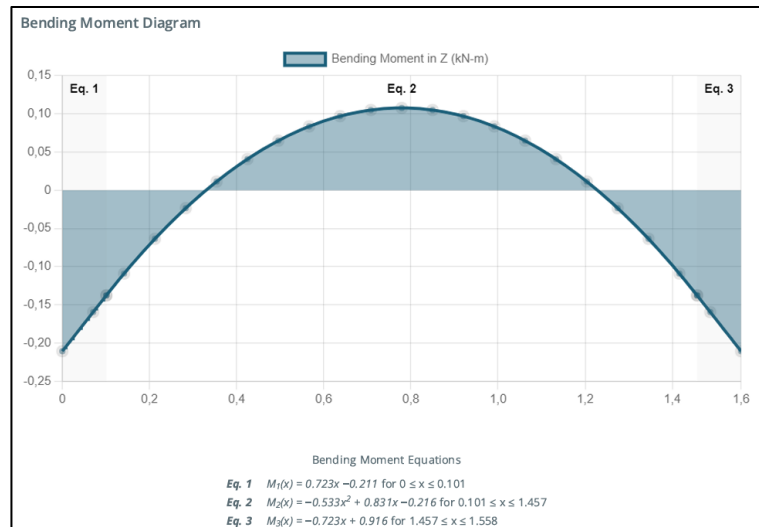


Figura 63: Diagrama de momento flector para la sección 2-B.

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 \text{ (MPa)}$,

Facto de seguridad: $F_S = 1.5$

Esfuerzo permisible: $\sigma_{perm} = 166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Aplicando la ecuación 55 y reemplazando los valores S_y , F_S y σ_{perm} :

$$S_{Tramo-2B} = \frac{318.51 \text{ (N} \cdot \text{m)}}{166.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}} = 1.911 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} = 1.911 \text{ (cm}^3\text{)}$$

En función del cálculo para las 2 secciones se presenta la Tabla 33 con el resumen de los módulos de resistencia S.

Tabla 15: Módulos de sección S calculado para los 4 tramos.

Sección	Módulo de sección (cm ³)
1-A	2.8200
1-B	1.4644
2-A	1.7514
2-B	1.9111

4.4.7.3 SELECCIÓN DE PERFIL PARA ESTRUCTURA DE BANDA PLÁSTICA

Para determinar el perfil a ser utilizado para la estructura de soporte de la sección 1 se determina el valor de sección más alto calculado que se muestra en la Tabla 33. $S_{Tramo-1A} = 2.83 \text{ cm}^3$.

Del catálogo de perfiles Tipo Canal C del catálogo de Dipac se determina un perfil C-150x50x3 mm que tiene un módulo de resistencia de 3.89 cm³ como se observa en la Figura 64. El Anexo 14 muestra las especificaciones técnicas generales de los perfiles tipo canal C. A pesar de que los módulos de sección calculados para el tramo 2 son bajos en comparación a la sección 1-A se determina usar el mismo perfil para todos los tramos de las 4 secciones para mantener la estética en el diseño.

Designación	Dimensiones (mm)			Masa	A	d1	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
C 50 x 25 x 2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72
C 50 x 25 x 3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60 x 30 x 2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60 x 30 x 3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60 x 30 x 4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80 x 40 x 2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80 x 40 x 3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80 x 40 x 4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80 x 40 x 5	80	40	5	5,55	7,18	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80 x 40 x 6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100 x 50 x 2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100 x 50 x 3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100 x 50 x 4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54
C 100 x 50 x 6	100	50	6	8,37	10,82	1,53	115,3	25,14	31,05	7,24	3,79	1,52
C 100 x 60 x 4	100	60	4	6,44	8,13	1,86	128	29,7	25,6	7,17	3,97	1,91

Figura 64: Datos técnicos de perfiles C [39].

4.4.7.4 DEFLEXIÓN EN PERFIL PARA ESTRUCTURA DE BANDA PLÁSTICA

El cálculo de la deflexión se realiza a partir de la selección del material y está en función del momento inercial del perfil seleccionado. La Tabla 16 presenta la deformación máxima que se produce en cada sección para el perfil seleccionado.

Los cálculos y graficas de los 4 tramos calculados se presentan en los Anexos 15, 16, 17 y 18 para el tramo 1A, 1B, 2A y 2B respectivamente.

Tabla 16: Deflexión calculado en los 4 tramos.

Sección	Deflexión (mm)
1-A	0.464
1-B	0.386
2-A	0.477
2-B	0.578

4.4.8 RODILLO DE GIRO DE EXTREMOS DE ESTRUCTURA PARA GUÍA DE BANDA PLÁSTICA

En cada extremo de las secciones se utiliza rodillos de acero para realizar el enhebre de la banda plástica, los rodillos son armados con dos rodamientos que ayudaran a generar el giro mientras que el eje se une a las estructuras mediante pernos a cada extremo. La Figura 65 muestra las dimensiones del rodillo propuesto.

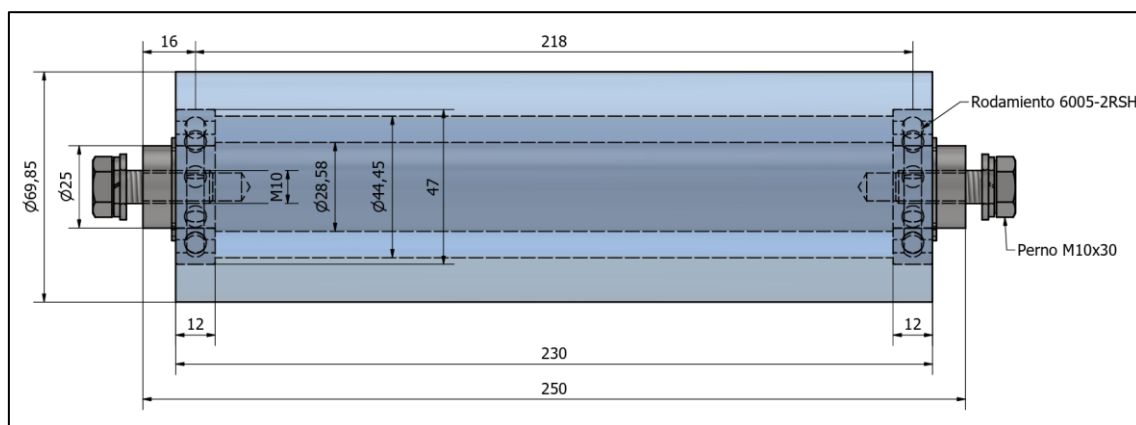


Figura 65: Plano de eje extremo guía de banda.

4.4.8.1 CÁLCULO DEL RODILLO

La carga total que soporta el eje se considera el valor de la carga en el tramo 2 = 295.06kg distribuidos en una longitud de 230mm.

Se determina la carga lineal sobre el rodillo:

$$Wl = w_{tramo\ 2}/L \quad (61)$$

En donde:

$$w_{tramo\ 2} = 295.06 \text{ (kg)}$$

$$L = 0.23 \text{ (m)}$$

$$Wl = \frac{295.6 \text{ (kg)}}{0.23 \text{ (m)}} = 1282.85 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) = 12580.4 \text{ (N/m)}$$

Considerando el rodillo como una viga simple bi-apoyada se utiliza las ecuaciones 26, 27 y 28 para calcular las reacciones y el momento máximo que se da sobre el rodillo.

La Figura 66 muestra el diagrama de cuerpo libre con las reacciones y momentos sobre el rodillo.

Remplazando:

$$p = 12580.4 \text{ (N/m)}$$

$$a = 0.115 \text{ (m)}$$

$$b = 0.115 \text{ (m)}$$

$$c = 0.23 \text{ (m)}$$

$$L = 0.23 \text{ (m)}$$

Resultados:

$$R_A = 1446.74 \text{ (N)}$$

$$R_B = 1446.74 \text{ (N)}$$

$$M_{max} = 83.19 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

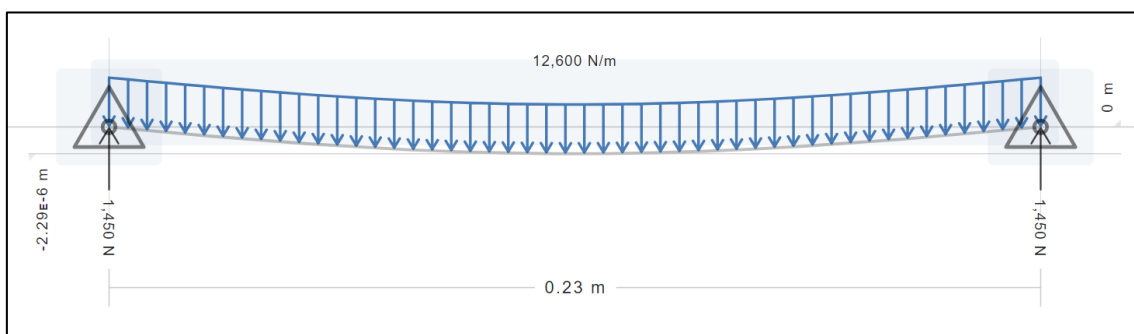


Figura 66: Diagrama de cuerpo libre para el rodillo.

La Figura 67 muestra el diagrama de momento flector que se produce en rodillo para el cálculo de la flexión máxima.

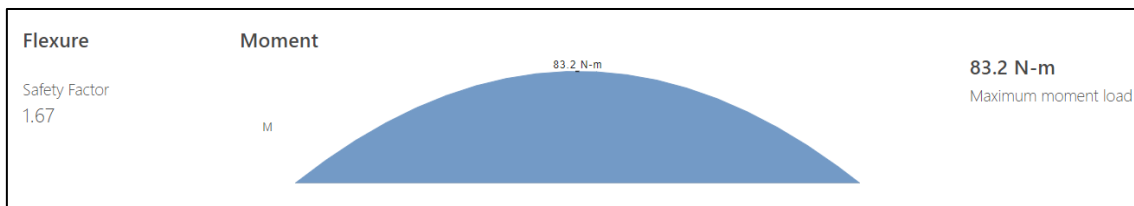


Figura 67: Diagrama de momento flector para el rodillo.

El esfuerzo permisible del material es : $\sigma_{perm} = 246.67 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$

Para una sección circular hueco el módulo de resistencia S es:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \quad (62)$$

En donde:

D =es el diámetro exterior del tubo = 70 mm (2.75 pulg)

Igualando la Ecuación 55 y 62:

$$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{M_{max}}{\sigma_{perm}} \quad (63)$$

Despejando d:

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 \cdot D \cdot M_{max}}{\pi \cdot \sigma_{perm}}} \quad (64)$$

$$d = \sqrt[4]{(0.07m)^4 - \frac{32 \cdot 0.07m \cdot 83.19 Nm}{\pi \cdot 246.67 \cdot 10^6 N/m^2}}$$

$$d = 0.0697(m) \rightarrow 69.7 (mm)$$

El diámetro calculado es mayor al diámetro propuesto por lo tanto el espesor de la pared del eje propuesto cumple con los requerimientos del diseño.

4.4.8.2 CÁLCULO DEL EJE

Las dos reacciones calculadas sobre el rodillo se trasladan al eje como cargas puntuales a través de los rodamientos. Para el eje se considera como una viga bi-empotrada.

La Figura 68 muestra el diagrama de cuerpo libre con las reacciones y momentos sobre el eje.

Resultados:

$$R_A = 1446.74 \text{ (N)}$$

$$R_B = 1446.74 \text{ (N)}$$

$$M_A = M_B = 21.7 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

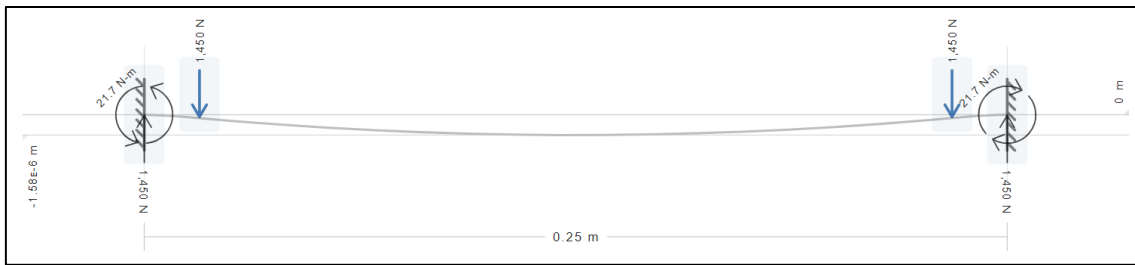


Figura 68: Diagrama de cuerpo libre para el eje.

La Figura 69 muestra el diagrama de momento flector que se produce en rodillo para el cálculo de la flexión máxima.

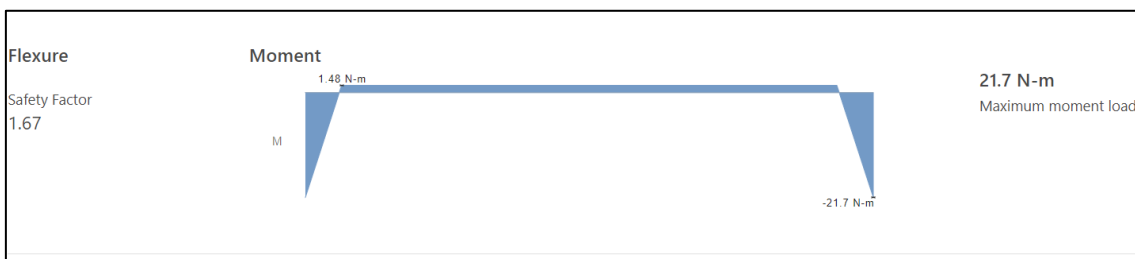


Figura 69: Diagrama de momento flector para el eje.

El valor de M_{max} se calcula a partir de la Figura 69 del diagrama de momento flector

$$M_{max} = 21.7 (N \cdot m) + 1.48 (N \cdot m) = 23.18 (N \cdot m)$$

Utilizando la ecuación 57:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 23.18 (N \cdot m)}{\pi \cdot 246.67 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right)}}$$

$$d = 0.00985 (m) \rightarrow 9.85 (mm)$$

El diámetro calculado 9.85mm es menor al diámetro propuesto 25mm por lo tanto el eje propuesto cumple con los requerimientos del diseño.

4.4.8.3 CÁLCULO DEL RODAMIENTO

En base a la Ecuación 45 se calcula la carga estática equivalente.

En este caso no se consideran fuerzas axiales, de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes de rodamientos NTN Y SKF [43] [44] cuando se trabaja solo con carga radial.

El valor de carga equivalente estática es:

$$P_o = F_r \tag{65}$$

La carga radial real es la reacción que se produce en la punta del rodillo

$$F_r = 1446.74 \text{ (N)}$$

Cálculo de la carga estática equivalente:

$$P_o = 1446.74 \text{ (N)}$$

Capacidad de la carga estática necesaria C_o

Se calcula a partir de la Ecuación 47.

En donde:

S_o = Factor de seguridad estático, se determina de acuerdo con las condiciones de operación según la Figura 70, en este caso se selecciona $S_o = 2$ para garantizar un funcionamiento silencioso.

Tipo de carga	Ruido no importante		Funcionamiento normal		Funcionamiento silencioso	
	Bolas	Rodillos	Bolas	Rodillos	Bolas	Rodillos
Carga suave	0.5	1	1	1.5	2	3
Carga normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5
Carga con impacto	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4

Figura 70: Coeficiente de seguridad estático para rodamientos [46].

$$c_o = 2 \cdot 1446.74 \text{ (N)} = 2893.48 \text{ (N)}$$

Con los valores calculados se selecciona el rodamiento que cumpla con las dimensiones que se ajusten al eje y al rodillo.

Diámetro interior = 25 (mm).

Diámetro exterior = 47 (mm)

Ancho = 12 (mm)

El rodamiento seleccionado es:

Designación: 6005- 2RSH. La Hoja técnica del rodamiento se presenta en el Anexo 19.

Capacidad de Carga estática $c_o = 6550 \text{ (N)}$.

4.4.8.4 Cálculo del perno

El perno que se usa para sujetar el eje del rodillo extremo guía de banda a los perfiles laterales son de grado 8.8, las características se presentan en la Tabla 11.

Se selecciona un perno hexagonal M10x 30mm

Remplazando en la Ecuación 55.:

$$F_s = \frac{600 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot \pi \cdot (0.010m)^3}{32 \cdot 23.18 (N \cdot m)}$$

$$F_s = 2.54$$

El Factor de seguridad calculado 2.54 es superior al valor general recomendado que esta entre 1.5 a 2 por lo tanto el perno seleccionado soportará la carga aplicada sobre el eje del rodillo extremo guía.

4.4.9 ESTRUCTURA DE TRANSPORTADOR GIRATORIO

Las cuatro secciones se unen a un único soporte en forma de disco, como se observa en la Figura 71, que transmitirá el peso total de la carga y la estructura hacia la base fijada al piso. Para ello se determina el perfil que se usará.

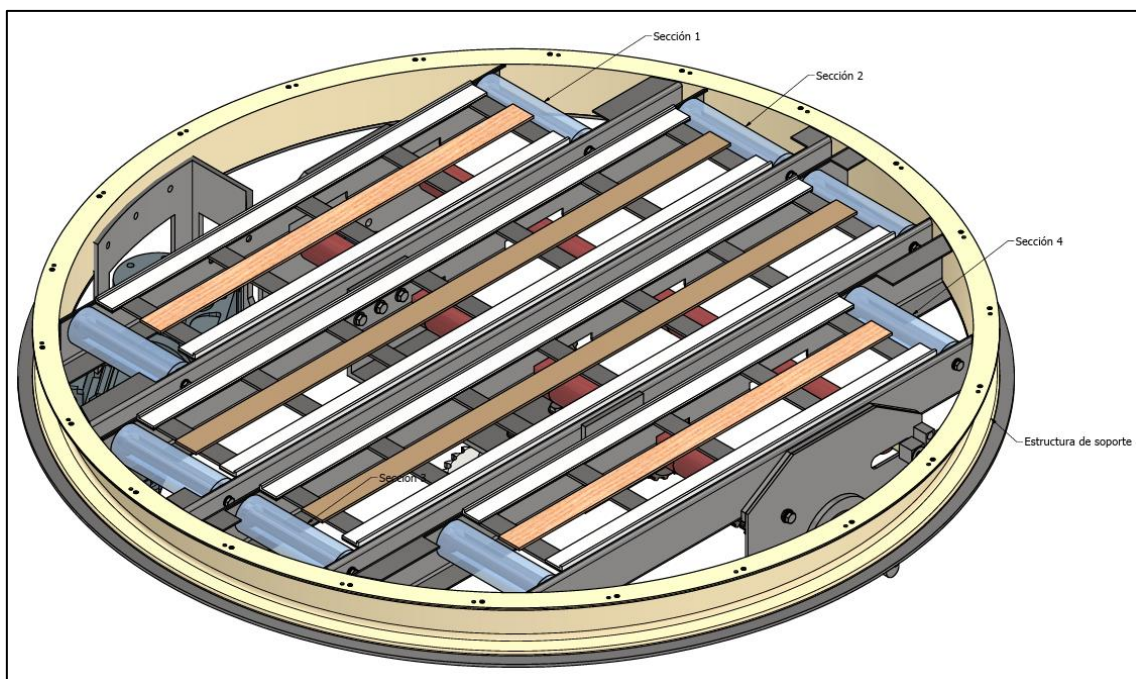


Figura 71: Estructura del transportador giratorio.

Considerando el valor del momento máximo más alto obtenido en el tramo 1A - lado B, que se da en las secciones se calcula el módulo de resistencia de la sección.

$$M_{max} = 470 (N \cdot m)$$

Con el módulo de sección y el esfuerzo permisible de la Ecuación 55 y Ecuación 32.

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 250 \text{ MPa}$ para el acero ASTM A36 (Anexo 13)

Facto de seguridad: $F_S = 2$. Considerando que puede haber presencia de una carga extra sobre la estructura al momento de que una persona se suba a la estructura para realizar el amarre del plástico stress para enfardar los pallets.

$$\sigma_{perm} = \frac{250 \text{ (MPa)}}{2} = 125 \cdot 10^6 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$S_{Disco} = \frac{470 \text{ (N} \cdot \text{m)}}{125 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)} = 3.76 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)} = 3.76 \text{ (cm}^3\text{)}$$

En función del módulo de resistencia se elige un perfil desde el catálogo de Dipac. Las opciones son: usar un perfil C100x50x5mm o un perfil UPN de 100, con esto se asegura que las alturas de los perfiles de las secciones de la banda y el disco sean iguales para generar la unión por soldadura.

Para este caso se considera el desgaste que existe al girar la estructura por lo tanto se elige el perfil UPN 100 como se observa en la Figura 72. Las características técnicas del perfil se presentan en el Anexo 20.

DENOMINACIÓN	DIMENSIONES						PROPIEDADES						
	h	b	t	e	R	R1	ÁREA SECCIÓN cm ²	PESOS kg/mts	INERCIA (cm ⁴)		RESISTENCIA (cm ³)		
	mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴			Eje x-x	Eje y-y	Eje x-x	Eje y-y	
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36	
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49	
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10	
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80	

Figura 72: Datos técnicos del perfil UPN [39].

4.4.9.1 DISEÑO DEL FILETE DE SOLDADURA ENTRE LAS SECCIONES Y EL DISCO

Se determina el filete de soldadura que se requiere para unir las secciones de la banda plástica y el disco estructural, esto se realiza en la sección 1-A que presenta la reacción más elevada.

Esfuerzo cortante de soldadura a tope o de filete.

$$\tau = \frac{R_B}{0.707 \cdot h \cdot l} \tag{66}$$

En donde:

R_B : Reacción en Y en el punto B = 1340 (N)

h : Longitud de la soldadura (100 mm)

l : Ancho de la soldadura (mm)

Esfuerzo permisible del material:

$$\tau = 0.4 \cdot S_Y \quad (67)$$

En donde:

S_Y : Resistencia a la fluencia del material, Electrodo 60XX Se presenta en la Figura 73, es $S_Y = 345 \text{ MPa}$.

Tabla 9-3		Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
Propiedades mínimas del metal de aporte		E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
		E70xx	70 (482)	57 (393)	22
		E80xx	80 (551)	67 (462)	19
		E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
		E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
		E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tabla 9-4		Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte		Tensión	A tope	0.60S _y	1.67
		Aplastamiento	A tope	0.90S _y	1.11
		Flexión	A tope	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
		Compresión simple	A tope	0.60S _y	1.67
		Cortante	A tope o de filete	0.30S _y	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.
 †El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de 0.40S_y del metal base.

Figura 73: Características técnicas para los electrodos AWS [47].

Entonces:

$$\tau = 0.4 \cdot 345 \text{ MPa}$$

$$\tau = 138 \text{ MPa}$$

Igualando y despejando l:

$$l = \frac{R_B}{0.707 \cdot h \cdot \tau} \quad (68)$$

$$l = \frac{1340 \text{ (N)}}{0.707 \cdot 0.1 \text{ (m)} \cdot 138 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}$$

$$l = 0.137 \cdot 10^3 \text{ m}$$

$$l = 0.137 \text{ mm}$$

Por estética se realiza un filete de 4 mm de ancho por 10 cm de longitud.

4.4.9.2 SISTEMA DE CONEXIÓN DEL TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA AL SISTEMA DE GIRO 360°

Para conectar el transportador al sistema de volteo se determina las siguientes condiciones:

- El sistema de giro estará montado sobre el transportador de banda plástica, dado a su limitación de espacio interno.
- La conexión del transportador será mediante una placa armada que conectará las secciones centrales de las bandas plásticas.
- Sobre la placa de conexión se ubicará un eje que hará de pivote central conectándose a un cojinete fijado sobre la plataforma base.

La Figura 74 muestra las dimensiones del sistema de conexión que se propone.

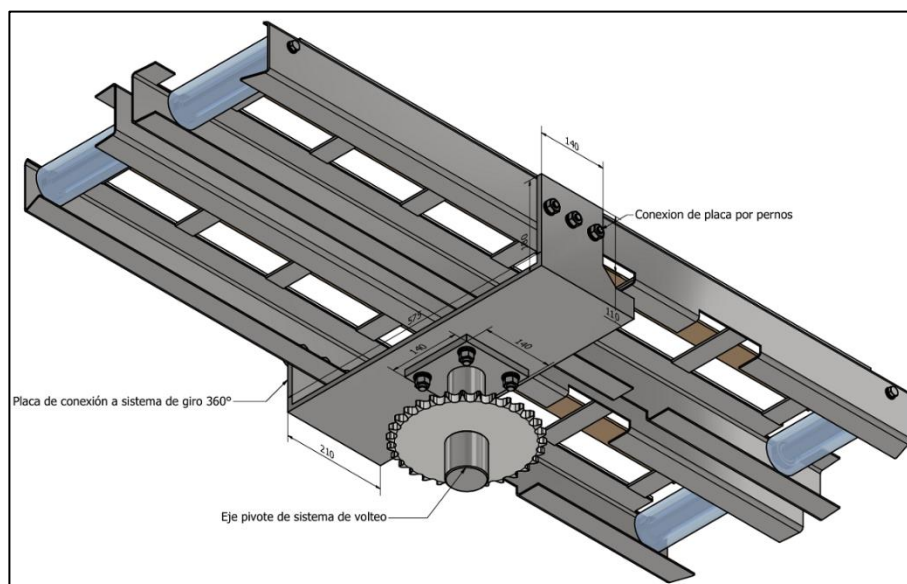


Figura 74: Plano de sistema de conexión para giro 360°.

El diseño de este sistema estará dependiente del sistema de volteo que se calcula en la siguiente sección.

4.4.9.3 TAPAS DE ESTRUCTURA

En la Figura 76 se observa el diseño estructural propuesto para el transportador de banda plástica modular, en la parte superior del sistema se cubre con tapas de plancha antideslizante, por esta superficie camina una persona que requiere hacer el amarre inicial del enfardado y el corte final del plástico stress. Para evitar deformación en la plancha se utiliza un espesor

de 2mm que en el mercado local es comercial. Y se sujeta al anillo exterior por medio de pernos avellanados M5x10mm.

4.5 CÁLCULOS Y DISEÑO Y SISTEMA GIRATORIO 360°

Para el diseño del sistema giratorio se plantea las siguientes condiciones:

- El sistema giratorio estará acoplado a la estructura del transportador circular y utiliza un motorreductor con un sistema de piñones para generar el giro.
- El disco estructural con perfil UPN 100 se apoya sobre un sistema de 8 ruedas montadas sobre una base fija anclada al piso.
- El centro del transportador circular está unido a la base fija mediante un sistema de eje y cojinete.

4.5.1 SISTEMA GIRATORIO 360°

Para el diseño del sistema giratorio se establece que todo el sistema estará montado en la parte inferior del transportador por lo tanto su peso será considerado dentro del cálculo.

En la Figura 75 se observa los datos de peso que nos da el programa Inventor para todo el transportador. La Figura 76 muestra la propuesta del transportador giratorio con todas sus partes ensambladas.

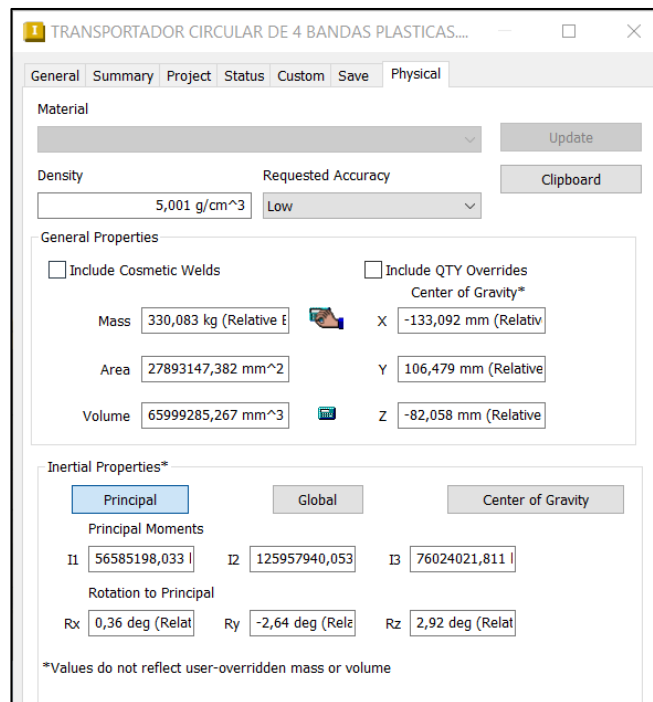


Figura 75: Propiedades físicas del transportador de banda plástica modular

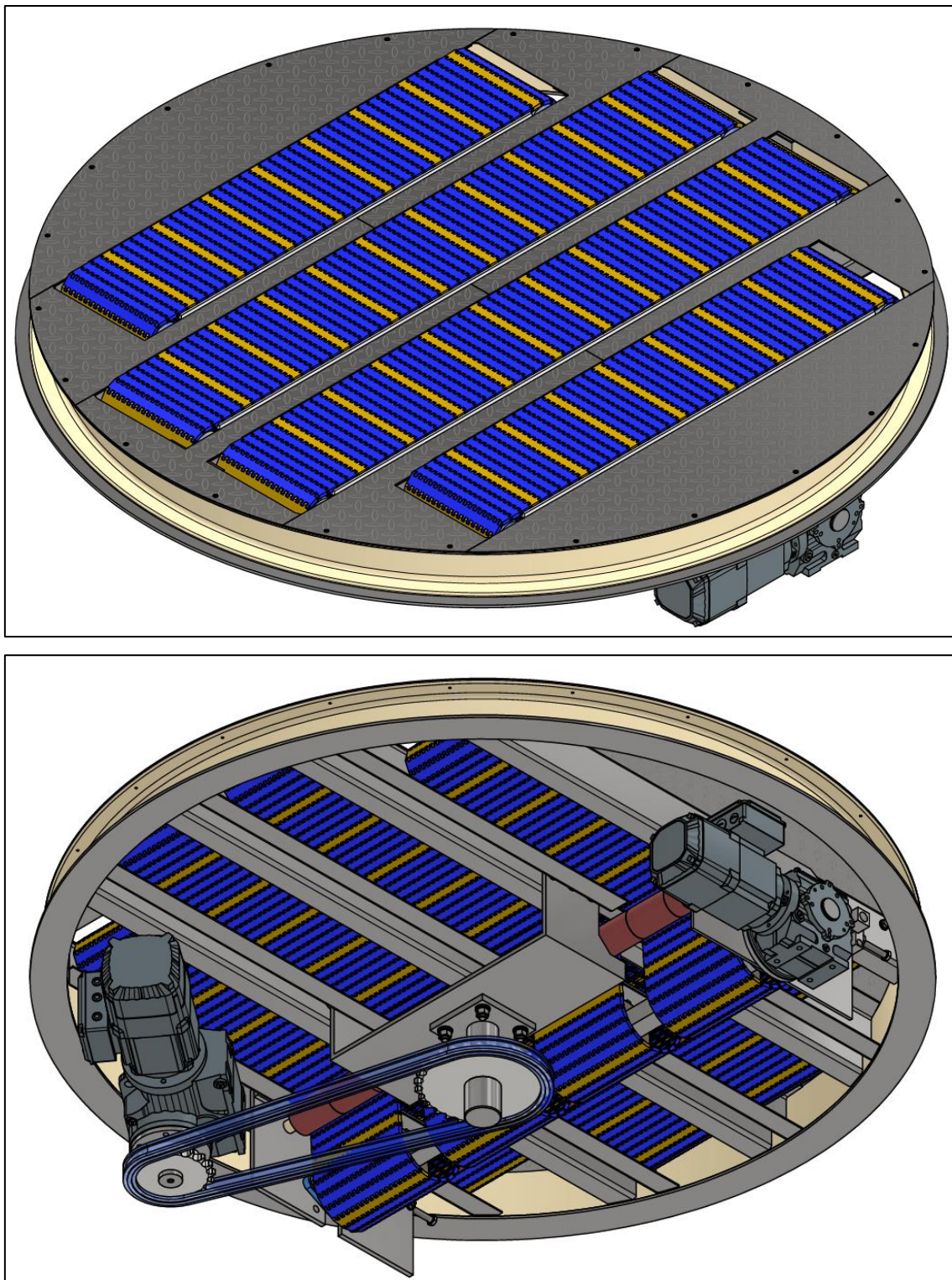


Figura 76: Transportador de banda plástica modular.

Peso de la estructura: $P_{est} = 330.1$ (kg)

Peso de la carga: $P_{ca} = 1000$ (kg)

Peso aproximado de Motoreductor de giro $360^\circ = 25.4$ (kg)

Peso total a mover:

$$W_T = 1355.5 \text{ (kg)}$$

4.5.2 DISEÑO DE RUEDAS DE APOYO

Se propone el uso de ruedas que servirá para apoyar todo el sistema del transportador, estas se colocan de manera simétrica para contrarrestar los efectos de los momentos efectuados por las fuerzas.

La selección del tipo de rueda está en función de los espacios físicos que se presenta en el diseño para garantizar la funcionalidad del sistema de giro.

El material de la rueda está ligado a la resistencia, dureza y utilidad que requiere el sistema, por lo tanto, se selecciona una rueda de poliuretano como una opción muy adecuada para el trabajo requerido.

La capacidad de carga de la rueda se determina como:

$$C_{Rueda} = \frac{W_{Total}}{N_r} \quad (69)$$

En donde:

N_r = Número de ruedas propuesto = 8

$$C_{Rueda} = \frac{1356 \text{ (kg)}}{8} = 169.5 \text{ (kg)}$$

De acuerdo al requerimiento calculado para la rueda de poliuretano esta tiene que resistir una carga de 200 kg, considerando un factor de seguridad de diseño de la carga se seleccionara una rueda que resista 300 kg de carga.

Se acuerdo al fabricante de ruedas COLSON nos presenta un software de selección de la rueda en función de parámetros requeridos como se muestra en la Figura 77, de allí se selecciona una rueda de poliuretano con núcleo de hierro fundido.

Por condiciones físicas del ensamblaje de la rueda se determina usar una rueda de 5 pulgadas (127 mm) de diámetro. La hoja técnica de la rueda se presenta en el Anexo 21.

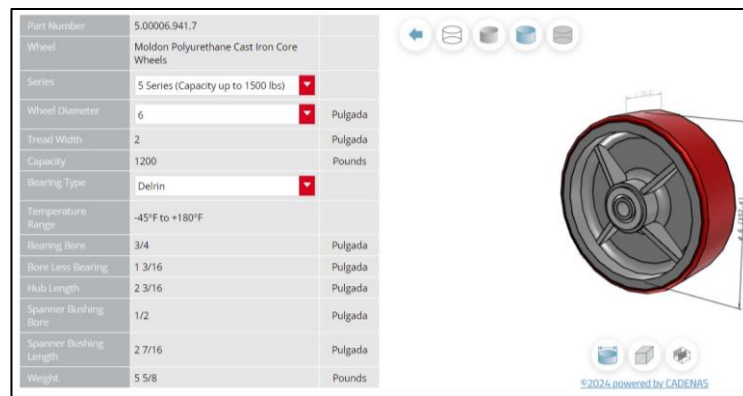


Figura 77: Software de selección de ruedas COLSON [48].

Esta rueda tiene una capacidad de 1200 (lbs) que equivale a 545 (kg).

Esta rueda utiliza un perno hexagonal de 1/2" x 4" UNC que se utiliza como pasador.

Se realiza la comprobación del diámetro del perno para determinar si cumple con el diseño.

Fuerza aplicada:

$$C_{Rueda} = 169.5 (kg) = 1662.22 (N)$$

El cálculo de las reacciones y el momento máximo que se produce sobre el perno se analiza y se presenta el diagrama de cuerpo libre en la Figura 78.

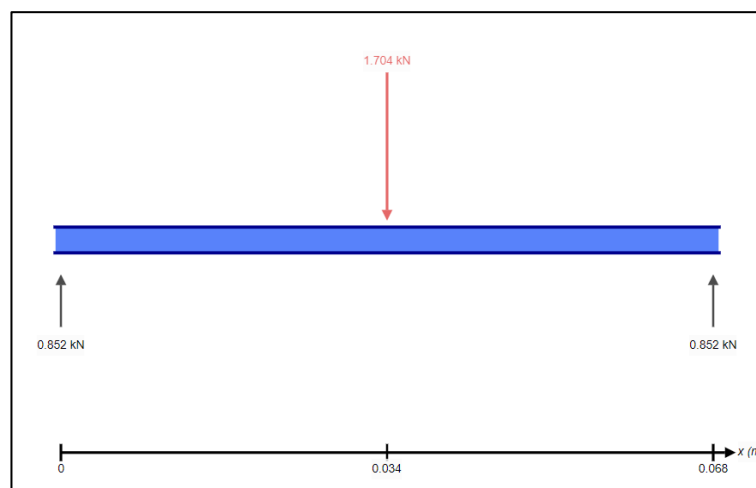


Figura 78: Diagrama de cuerpo libre para el pasador de rueda de poliuretano.

Reacciones resultantes:

$$R_A = 831.11 (N)$$

$$R_B = 831.11 (N)$$

$$M_{MAX} = 28.97(N \cdot m)$$

La Figura 79 muestra el diagrama de momento flector que se produce en rodillo para el cálculo de la flexión máxima.

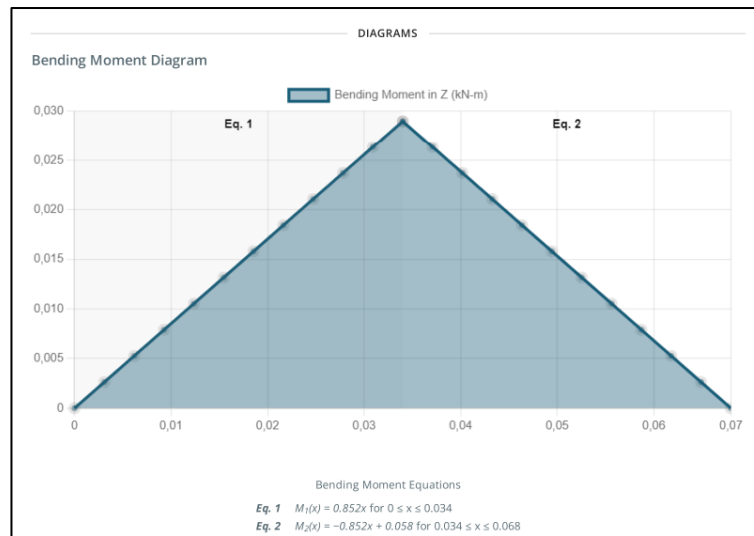


Figura 79: Diagrama de momento flector para el pasador de rueda de poliuretano.

Con las características del perno grado 8.8 establecido en la Tabla 11 se calcula el Factor de seguridad usando la Ecuación 58.

Para el perno hexagonal $\frac{1}{2}$ " x $3 \frac{1}{2}$ " (12.7 x 82.6mm)

Remplazando:

$$F_S = \frac{600 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right) \cdot \pi \cdot (0.0127m)^3}{32 \cdot 28.97 (N \cdot m)}$$

$$F_S = 4.17$$

El Factor de seguridad calculado es superior al valor general recomendado que esta entre 1.5 a 2 por lo tanto el perno seleccionado soportará la carga aplicada sobre la rueda de poliuretano.

4.5.2.1 DISEÑO A FATIGA DEL PASADOR DE LA RUEDA.

El cálculo de la resistencia a la fatiga estimada se calcula con la Ecuación 29:

En donde:

S_n = Resistencia a la fatiga modificada, se la determina en función del esfuerzo a la fluencia del perno ($S_u = 830MPa$) según la Figura 40, bajo la consideración de que el acabado superficial del pasador es maquinado o estirado en frio. Esto es: $S_n = 45(ksi) = 310.26 (Mpa)$.

C_m = Factor del material, se determina de la Tabla 8 para el acero forjado = 1.

C_{sf} = Factor para el tipo de esfuerzo, se determina de la Tabla 9, el tipo de esfuerzo en el pasador es flexionante = 1.0

C_R = Factor de confiabilidad, se determina de la Tabla 10, se determina para una confiabilidad del 0.99, el factor es = 0.81

C_S = Factor de tamaño, se lo determina en función de la Ecuación 30.

En donde D es el diámetro del pasador = 12.7 (mm).

$$C_s = \left(\frac{12.7 \text{ mm}}{7.62} \right)^{-0.11} = 0.945$$

Cálculo de S'_n

$$S'_n = 310.26 \cdot \frac{10^6 \text{ N}}{\text{m}^2} \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.81) \cdot (0.945)$$

$$S'_n = 237.58 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

Cálculo del esfuerzo máximo con la Ecuación 33:

$$\sigma_{max} = \frac{28.97 \text{ (N} \cdot \text{m)} \cdot 0.00635 \text{ (m)}}{\frac{(0.0127 \text{ m})^4 \cdot \pi}{64}}$$

$$\sigma_{max} = 144.05 \cdot 10^6 \text{ (Pa)}$$

Factor de seguridad F_S

$$F_S = \frac{S'_n}{\sigma_{max}}$$

$$F_S = \frac{237.58 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{144.05 \cdot 10^6 \text{ Pa}} = 1.65$$

El factor de servicio calculado es mayor a 1 por lo tanto el pasador soportara la carga aplicada a la rueda.

4.5.2.2 DISEÑO DEL SOPORTE PARA LA RUEDA

El soporte de la rueda consta de placas que soportaran el eje de la rueda una a cada extremo.

Consideraciones:

- Se desprecia el peso de la rueda porque representa un peso muy pequeño.
- La placa es acero estructural A-36. el esfuerzo último es $S_y = 250 \text{ (MPa)}$.
- La carga que va a soportar es la reacción del punto A y el momento cortante máximo del pasador $R_A = 831.11 \text{ (N)}$.

- Se considera una placa de espesor de 6 mm, las dimensiones de la placa se observan en la Figura 80.

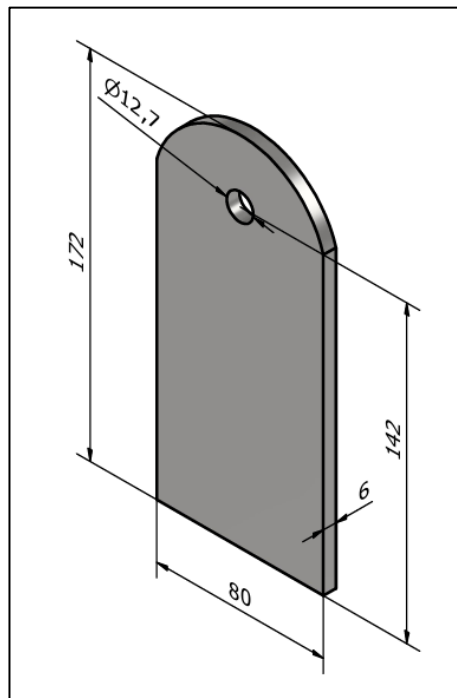


Figura 80: Plano de placa soporte de rueda de poliuretano.

El Factor de seguridad real se lo determina de acuerdo con la Ecuación 60:

$$F_s = \frac{250 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2}\right) \cdot (0.08 \cdot 0.006)(m^2)}{831.11 (N)} = 144.39$$

El factor de seguridad obtenido es alto debido a que se utiliza un material que tiene una capacidad de carga bastante alta, por lo tanto, la placa soporta la carga.

4.5.2.3 DISEÑO DE SOLDADURA A TOPE DE LA PLACA DE SOPORTE DE LA RUEDA

Se determina el filete de soldadura que se requiere para unir la placa de soporte a la base fija del sistema mediante la Ecuación 68.

En donde:

R_A : Reacción en Y en el punto A = 831.11 (N)

h : Longitud de la soldadura 80 (mm)

l : Ancho de la soldadura (mm)

Esfuerzo permisible del material: $\tau = 138 \text{ MPa}$

$$l = \frac{831.11 \text{ (N)}}{0.707 * 0.08 \text{ (m)} \cdot 138 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}$$

$$l = 0.122 \cdot 10^3 \text{ (m)}$$

$$l = 0.1065 \text{ (mm)}$$

Por cuestiones estéticas se determina un ancho de 4 mm de soldadura en la distancia de 80 mm.

La estructura base del sistema giratorio y la disponibilidad las ruedas de poliuretano se observan en la Figura 81, en donde se propone una base de placas de acero estructura A-36 de espesor de 8 mm.

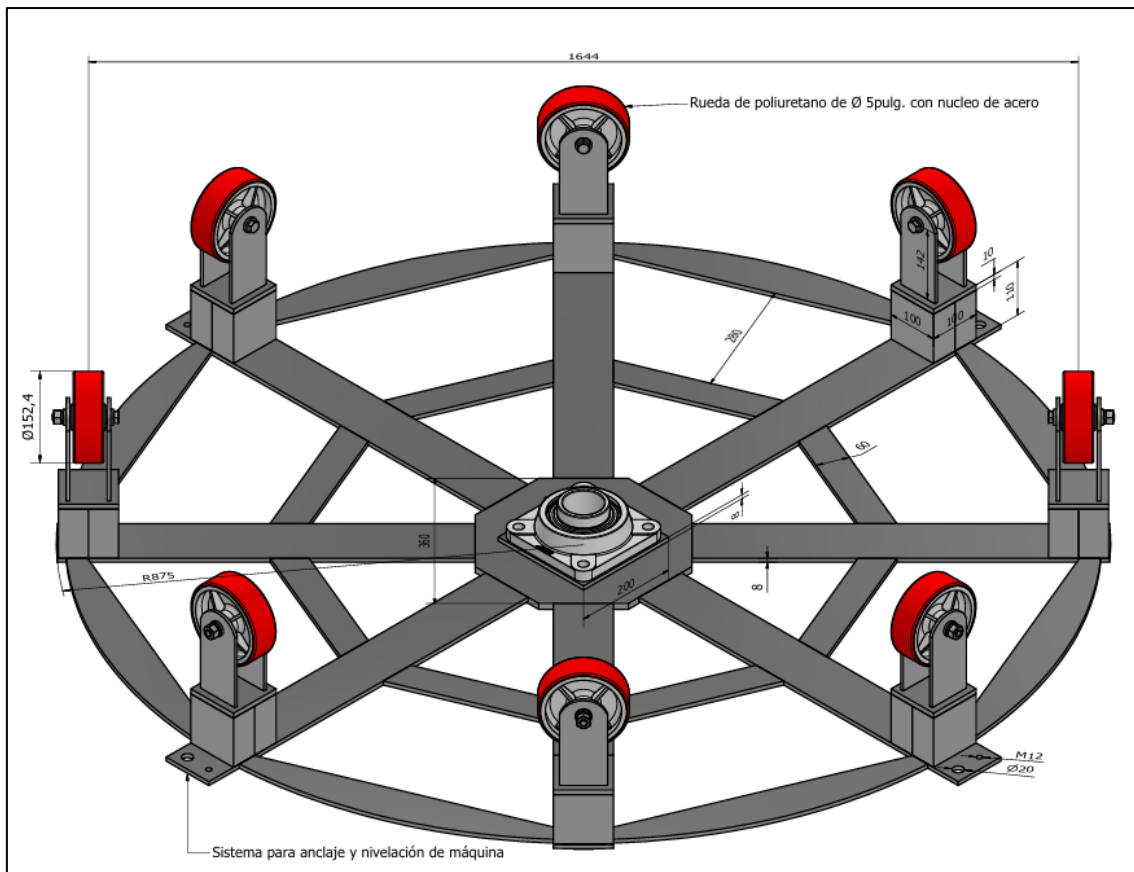


Figura 81: Sistema base para soportar transportador giratorio.

4.5.3 CÁLCULO DEL MOTORREDUCTOR DE GIRO 360°

En base al cálculo realizado para el sistema transportador, y el sistema de ruedas de apoyo, se procede a determinar la potencia necesaria para poder girar el sistema.

Es necesario determinar:

- La potencia para vencer la inercia de la carga a transportar.
- La potencia debido a la fricción de las ruedas de apoyo y el transportador.

Las RPM de giro del transportador está en función de la velocidad lineal que se requiere para que el operario pueda realizar el forrado del pallet con el plástico sin que esto represente un peligro durante el proceso o se genere la rotura del plástico.

En función de estos parámetros se determina que el plástico va a tener una velocidad lineal al momento del amarre.

Para determinar la velocidad de giro se considera que la carga en el pallet tendrá una forma cilíndrica de diámetro de 1.5 m

Consideraciones:

- Velocidad lineal de 40 (m/min) en el contorno del cilindro.
- Radio del cilindro = 0.75 (m)

Cálculo de las RPM requeridas:

$$\omega(rpm) = \frac{v\left(\frac{m}{\min}\right)}{2 \cdot \pi \cdot r(m)} \quad (70)$$

$$\omega(rpm) = \frac{40\left(\frac{m}{\min}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.75(m)} = 8.48 \text{ rpm} \rightarrow 9 \text{ rpm}$$

$$N_{sis.} = 9 \text{ rpm}$$

Velocidad angular:

$$\omega_{sis.} = \frac{N_{sis.} \cdot \pi}{30} \quad (71)$$

$$\omega_{sis.} = \frac{9 \cdot \pi}{30} = 0.942 \left(\frac{rad}{seg}\right)$$

El movimiento de la plataforma parte desde el reposo hasta la velocidad de diseño en un intervalo de 3 segundos, con esto se evita que la carga se desacomode o se riegue del pallet.

4.5.3.1 Aceleración angular del sistema.

Se lo determina como:

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} \quad (72)$$

En donde:

$\Delta\omega$ = Variación de la velocidad angular $\left(\frac{rad}{seg}\right)$

t = Tiempo (seg) = 3 (seg)

$$\alpha = \frac{0.942 \left(\frac{rad}{seg}\right)}{3 (seg)} = 0.314 (rad/seg^2)$$

4.5.3.2 PESO E INERCIA DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO

- Peso total del transportador:

$$W_T = 1356 (kg)$$

- Momento de Inercia de masa para el sistema transportador con la consideración que el sistema tiene una forma de un cilindro

$$I_Z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R^2 \quad \text{Ecuación (73)}$$

En donde:

m = Masa de estructura = 356 (kg)

R = Radio de la estructura = $\frac{1.7(m)}{2} = 0.85m$

$$I_Z = \frac{1}{2} \cdot 356 (kg) \cdot (0.85m)^2 = 128.6 (kg \cdot m^2)$$

4.5.3.3 PESO E INERCIA DE PRODUCTO

Peso del producto: 1000 (kg).

Se asume una forma típica de un cilindro para determina la inercia del producto. El producto no puede exceder la altura de 2.2m

$$I_Z = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \quad (74)$$

En donde:

m = Masa del producto = 1000 (kg)

a = Ancho de pallet= 1.3 (m)

b = Largo de pallet= 1.5 (m)

$$I_z = \frac{1}{12} \cdot 1000 \text{ (kg)} \cdot ((1.3\text{m})^2 + (1.5\text{m})^2) = 328.3 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$$

4.5.3.4 POTENCIA NECESARIA PARA VENCER LA INERCIA

$$I_{total} = I_{estructura} + I_{producto} \quad (75)$$

$$I_{total} = 128.6(\text{kg} \cdot \text{m}^2) + 328.3 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2) = 457 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$$

Torque requerido:

$$T_1 = I_{total} \cdot \alpha \quad (76)$$

$$T_1 = 457 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2) \cdot 0.314 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = 143.55 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

Potencia Requerida:

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot N_{sis.}}{9550} \quad (77)$$

$$P_1 = \frac{43.55 \text{ (N} \cdot \text{m)} \cdot 9 \text{ rpm}}{9550} = 0.1353 \text{ (kW)}$$

4.5.3.5 POTENCIA PARA VENCER EL ROZAMIENTO

Fuerza en cada rueda:

$$C_{Rueda} = 1662.22 \text{ (N)}$$

Se determina el coeficiente de resistencia a la rodadura entre el poliuretano y el acero de la Tabla 17.

$$\mu_{\text{poliuretano-acero}} = 0.030$$

Tabla 17: Coeficientes a la rodadura [45].

Material de rodadura	Material del suelo	Coeficiente de resistencia a la rodadura
Hierro forjado	Acero	0.019

Hierro fundido	Acero	0.021
Goma dura	Acero	0.303
Poliuretano	Acero	0.030-0.057
Nylon	Acero	0.027

Aplicando sumatoria de fuerzas en el eje x-y, Ecuación 48 y Ecuación 49:

$$\sum F_Y = 0$$

$$N - F_A = 0$$

$$N = C_{Rueda}$$

$$N = 1662.22 (N)$$

$$\sum F_X = 0$$

$$f_r - F = 0$$

$$f_r = F$$

$$F = N * \mu_{poliuretano-acero}$$

$$F = 1662.22(N) \cdot 0.030$$

$$F_{poliuretano-acero} = 49.87 (N)$$

- ***Cálculo del torque requerido en cada rueda***

Se requiere una fuerza de 50 N en cada rueda para mover la carga y vencer la fricción de las ruedas y el transportador

Se determina en función del radio al que está ubicado la rueda, este valor se observa en la Figura 82.

$$R_{rueda} = 0.822(m)$$

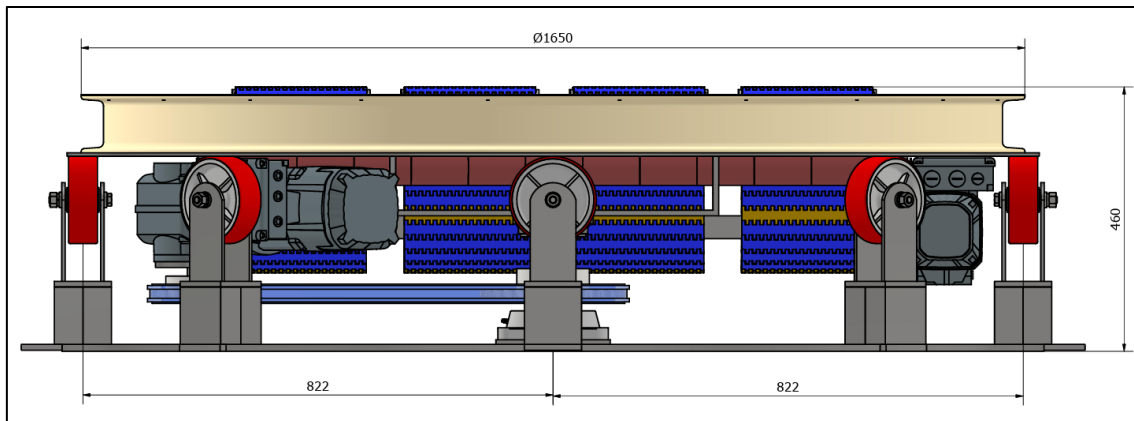


Figura 82: Dimensión del sistema giratorio.

$$T_2 = F_{\text{poliuretano-acero}} \cdot R_{\text{rueda}} \quad (78)$$

$$T_2 = 49.87 \text{ N} \cdot 0.822 \text{ m} = 41 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

- **Torque para vencer el rozamiento**

Se lo determina según el número de ruedas utilizadas en el sistema de giro

$$T_3 = T_2 \cdot \#_{\text{Ruedas}} \quad (79)$$

$$T_3 = 41 \text{ (N} \cdot \text{m)} \cdot 8 = 328 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

Potencia necesaria:

$$P_2 = \frac{T_3 \cdot N_{\text{sis.}}}{9550} \quad (77)$$

$$P_2 = \frac{328 \text{ (N} \cdot \text{m)} \cdot 9 \text{ (rpm)}}{9550} = 0.309 \text{ (kW)}$$

Potencia total:

$$P_T = P_1 + P_2 \quad (80)$$

$$P_T = 0.1353 \text{ (kW)} + 0.309 \text{ (kW)} = 0.444 \text{ (kW)} = 0.60 \text{ (HP)}$$

Torque necesario:

$$T_T = T_1 + T_3 \quad (81)$$

$$T_T = 143.55 \text{ (N} \cdot \text{m)} + 328 \text{ (N} \cdot \text{m)} = 471.47 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

4.5.3.6 FACTOR DE SERVICIO f_s

Condiciones de funcionamiento del sistema giratorio:

- Jornada de 12 horas de trabajo continuo
- Frecuencia de conexión 24 arranques/hora (cada máquina genera máximo 8 pallets por hora, en total trabajan 3 máquinas)

- La carga es de tipo uniforme
- La duración de funcionamiento de cada arranque es de 43 s (se requiere un máximo de 10 vueltas para poder distribuir el plástico stress de ancho de 25 cm en una altitud de 2.2 m) por lo tanto permanece en funcionamiento 1032 s de 3600 s/hora, por lo tanto, tiene el 28.7 % de funcionamiento por hora

El factor de servicio se calcula como:

$$fs = S_1 \cdot S_2 \quad (19)$$

$S_1 = 1.125$ obtenido por interpolación con valores de la Tabla 22.

$S_2 = 1.15$ obtenido por interpolación con valores de la Tabla 22.

$$fs = 1.125 \cdot 1.15$$

$$fs = 1.29$$

4.5.3.7 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Los datos para la elección son:

- Potencia total: 0.60 (kW)
- Torque total: 471 (N · m)
- Velocidad Angular: 9 (rpm)
- Factor de servicio: 1.3

Con la ayuda del software de selección de motorreductores del fabricante SEW se selecciona el motorreductor:

El motorreductor seleccionado es: **KZ57DRN80M4BE1**. Las características técnicas del motorreductor se observan en el Anexo 22.

El factor de servicio real del motorreductor seleccionado se determina con la Ecuación 20.

En donde:

$M'_2 =$ par torsor en el eje del motorreductor seleccionado = 505 (N · m) obtenido de la hoja técnica del motorreductor Anexo 3.

$fs' =$ factor de servicio del motorreductor seleccionado = 1.25 obtenido de la hoja técnica del motorreductor Anexo 3.

$$M_{Apl} = T_{red} = 471(N \cdot m)$$

$$fs_{real} = \frac{505 (N \cdot m) \cdot 1.25}{471(N \cdot m)}$$

$$f_{s_{real}} = 1.34$$

El factor de servicio real $f_{s_{real}} = 1.34$ es mayor al factor de servicio teórico requerido $f_s = 1.29$ por lo tanto el motorreductor opera de manera satisfactoria.

El motorreductor también está armado con un sistema de freno que ayudará a controlar el funcionamiento del transportador.

4.5.4 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Se determina el uso de catalinas y cadenas para la transmisión de la potencia desde el motorreductor al sistema de giro.

La cadena es un elemento constituido por eslabones unidos con pernos, sobre los pernos se asientan rodillos que ayudan en la transmisión de potencia. El diseño de la cadena la hace tener flexibilidad y transmitir grandes fuerzas de tensión. La transmisión se da al caer el rodillo entre los dientes de las catalinas que se encuentran unidas a los ejes esto causa una fricción muy baja entre la cadena y las catalinas [42].

4.5.4.1 SELECCIÓN DE LAS CATALINAS

Para la selección del tipo de catalina partimos de los siguientes datos

Potencia transmitida: 0.75 (kW) = 1 (HP)

Velocidad del motorreductor: 14 (rpm)

De la Tabla 18, extraído los valores por interpolación para 14 rpm, se determina el paso de la cadena y el número de dientes mínimo requerido para la catalina.

Para una potencia de 1 HP se requiere una catalina de 19 dientes, N.º 80, con paso de 1 Pulgada (25.4 mm), el tipo de lubricación necesario es de tipo A (Lubricación manual o por goteo).

Tabla 18: Selección de cadena y numero de dientes.

Capacidad para 1 HP - Cadena simple de rodillo N°80 - Paso 1"			
N° de dientes	rpm		
		10	14
17	0,68	0,936	1,64
18	0,72	0,992	1,74

19	0,76	1,048	1,84
20	0,8	1,103	1,93
21	0,84	1,157	2,03
22	0,88	1,213	2,13
23	0,92	1,267	2,22

- **Relación de transmisión:**

Se la determina como:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (82)$$

En donde:

i = relacional de transmisión

n_1 = revoluciones por minuto de la catalina conductora = 14 (rpm)

n_2 = revoluciones por minuto de la catalina conducida = 9 (rpm)

$$i = \frac{14 \text{ (rpm)}}{9 \text{ (rpm)}} = 1.555$$

- **Numero de dientes en la catalina conducida:**

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \quad (83)$$

$$Z_2 = 1.555 \cdot 19 = 29.6$$

Se utiliza una catalina $Z_2 = 30$ dientes.

4.5.4.2 DIÁMETRO DE PASO DE LAS CATALINAS

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} \quad (84)$$

En donde:

D = Diámetro de la catalina (mm)

p = Paso de la catalina (mm)

Z = Número de dientes

Para la catalina conductora

$$D_1 = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{19}\right)}$$

$$D_1 = 6.08 \text{ pulg} = 154.43 \text{ (mm)}$$

Para la catalina conducida

$$D_2 = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{30}\right)}$$

$$D_2 = 9.57 \text{ pulg} = 243.08 \text{ (mm)}$$

4.5.4.3 LONGITUD NECESARIA DE LA CADENA

(L)

$$L = 2 \cdot C + \frac{Z_2 - Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \quad (85)$$

En donde:

C = Distancia entre centro en pasos

El valor de la distancia entre centros es 657mm debido a que el motorreductor se ensamblara sobre la estructura del transportador giratorio. El valor en pasos es: $657\text{mm}/25.4\text{mm}=25.86$ pasos lo que equivale a 26 pasos.

Z_1 = N° de dientes de catalina conductora = 19

Z_2 = N° de dientes de catalina conducida = 30

$$L = 2 \cdot 26 + \frac{30 - 19}{2} + \frac{(30 - 19)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 26}$$

$$L = 57.62 \rightarrow 58 \text{ pasos}$$

- **Datos de diseño de los elementos de transmisión:**

Cadena:	Número 80, 1 pulg. Paso (25.4mm)
Longitud:	58 pasos = 1473.2 (mm)
Distancia entre centros:	(26 pasos) · (1 pulg) = 26 pulg = 660 (mm).
Catalina conductora:	N° 80, paso de 1 pulg. (25.4 mm), 19 dientes, diámetro de 167.4 mm
Catalina conducida:	N° 80, paso de 1 pulg. (25.4 mm), 30 dientes, diámetro de 256.9 mm

4.5.4.4 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LAS CATALINAS

Las fuerzas transmitidas entre las catalinas por medio de las cadenas de rodillos se muestran en la Figura 83.

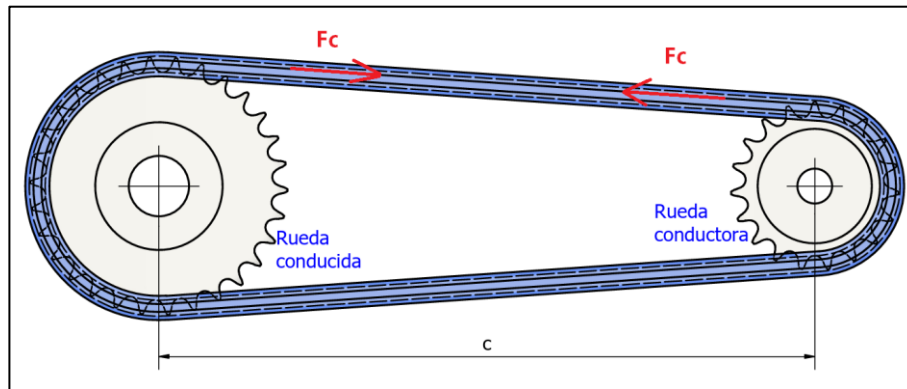


Figura 83: Diagrama de fuerza en las catalinas.

- Fuerza sobre las catalinas

$$F_C = \frac{T_A}{D_A/2} \quad (86)$$

En donde:

T_A = Torque necesario para vencer la inercia y el rozamiento = 471.5 (N·m)

D_A = Diámetro de la catalina conducida = 0.2569 (m)

$$F_C = \frac{471.5 (N \cdot m)}{0.2569 (m)/2} = 3670.5 (N)$$

4.5.4.5 DISEÑO DEL EJE DE LA RUEDA CONDUCCIDA

El eje de la Figura 84 es el que se utiliza para transmitir el movimiento al transportador giratorio por medio de la catalina conducida.

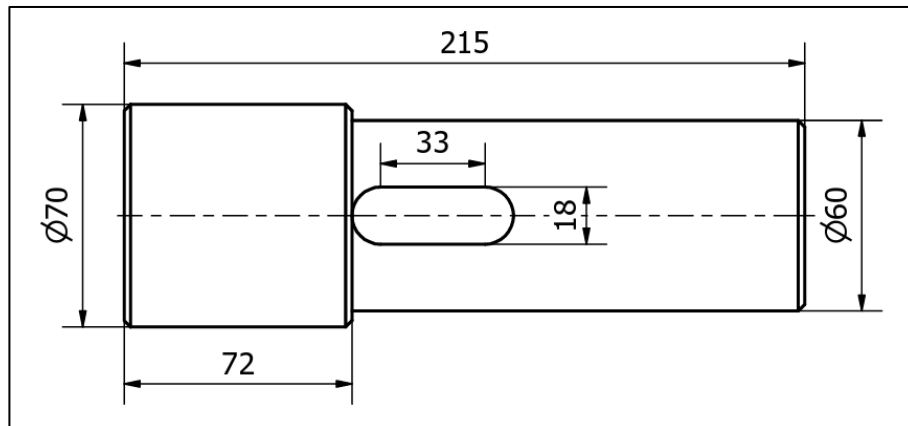


Figura 84: Plano de eje propuesto para transmisión de potencia al sistema giratorio.

Para el diseño del eje se calcula la carga distribuida que se va a mover con la ayuda de la catalina, de acuerdo con la Figura 85 se determina las dimensiones para el cálculo.

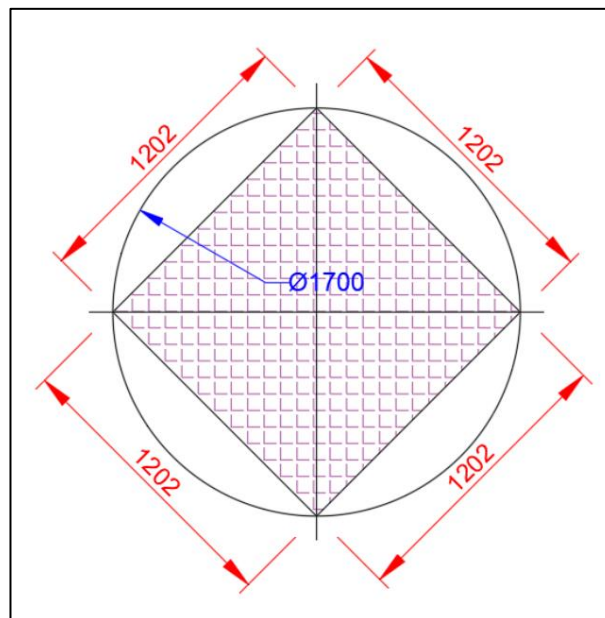


Figura 85: Dimensiones del área para distribuir la carga sobre el sistema transportador

- **Cálculo de la carga distribuida:**

$$W_A = \frac{W_{TOTAL}}{A_c} \tag{87}$$

En donde:

W_A = Peso por área (N/m²)

W_{TOTAL} = Peso total de la carga = 1356 (kg)

A_c = Área de la carga: 1.202m x 1.202 m = 1.445 (m²)

$$W_A = \frac{1356 \text{ (kg)}}{1.445 \text{ (m}^2\text{)}} = 938.54 \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

- Cálculo del peso lineal W_L

$$W_L = W_A \cdot L \quad (88)$$

En donde:

L = Distancia entre las ruedas de apoyo del transportador giratorio = 1.644 m

$$W_L = 938.54 \left(\frac{kg}{m^2} \right) \cdot 1.644 (m) = 1542.95 (kg/m)$$

El eje soporta una carga axial producida por el transportador giratorio y el producto al momento que se realiza el enfardado con el plástico stress.

Para el cálculo de las reacciones se determina el transportador como una viga estáticamente indeterminada como se observa en la Figura 86.

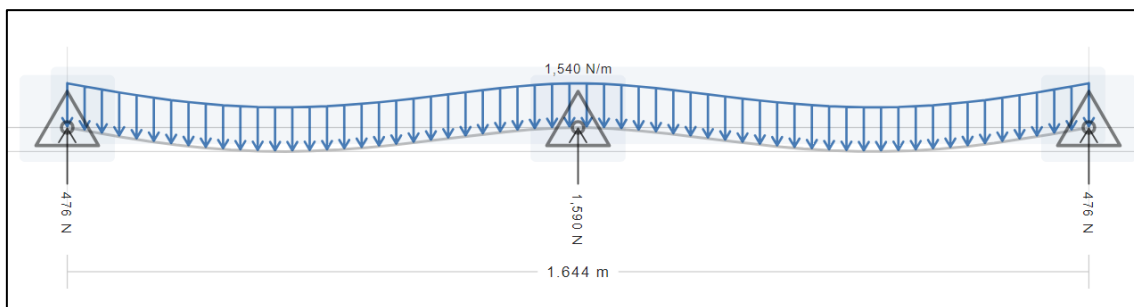


Figura 86: Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de fuerzas sobre el eje de transmisión del sistema giratorio.

Las reacciones se determinan a partir de:

$$R_A = R_B = \frac{3 \cdot W_L \cdot L_V}{8} \quad (89)$$

$$R_E = \frac{5 \cdot W_L \cdot L_V}{4} \quad (90)$$

En donde:

L_V = Longitud de la viga = 0.822 (m)

Resultados:

$$R_A = R_B = \frac{3 \cdot 1542.95 \left(\frac{kg}{m} \right) \cdot 0.822 (m)}{8} = 475.62 (kg) = 4664.17 (N)$$

$$R_E = \frac{5 \cdot 1542.95 \left(\frac{kg}{m} \right) \cdot 0.822 (m)}{4} = 1585.38 (kg) = 15547.22 (N)$$

En la Figura 87 se muestra las fuerzas y reacciones presentes sobre en eje.

La distancia del eje se considera desde el punto que se une a la placa de fijación unido por soldadura hasta el punto medio del diente en donde estará ubicado la catalina. Longitud = $173-14-8 = 151$ (mm).

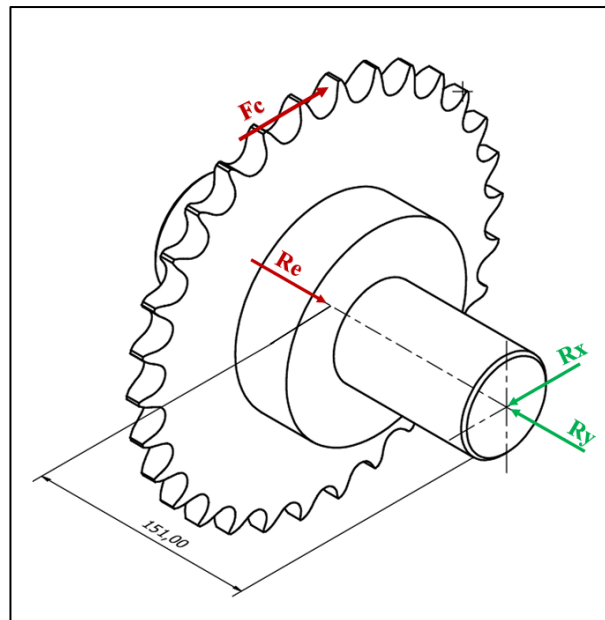


Figura 87: Fuerzas y momentos que actúan sobre el eje del sistema giratorio

Las fuerzas presentes son:

Fuerza tangencial sobre la catalina $F_C = 3670.5$ (N)

Fuerza del producto sobre el plato $R_E = 15547.22$ (N)

Para calcular las reacciones y momento sobre el eje en el plano x-y se considera como una viga empotrada en el extremo y en voladizo como se muestra en la Figura 88.

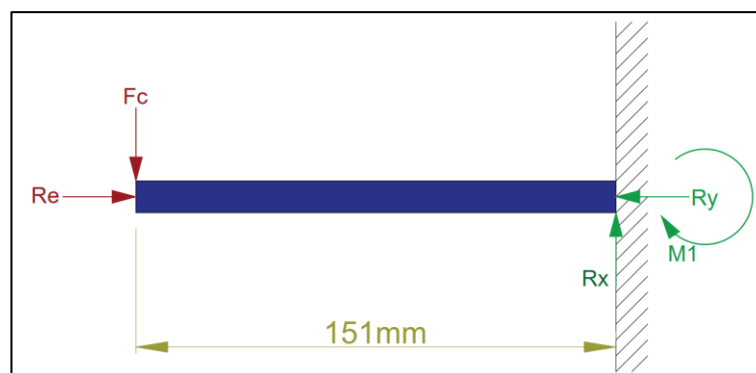


Figura 88: Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema giratorio.

- **Cálculo de reacciones y momentos**

Aplicando las Ecuaciones 48 y 49 para las reacciones:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_e - R_Y = 0$$

$$R_Y = R_e$$

$$R_Y = 15547.22 (N)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_C - R_x = 0$$

$$R_x = F_C$$

$$R_x = 3670.5 (N)$$

$$\sum M_{Rx} = 0 \tag{91}$$

$$M_1 + F_C * (151mm) = 0$$

$$M_1 = -F_C * (0.151m)$$

$$M_1 = -3670.5 (N) * 0.151(m)$$

$$M_1 = -554.25 (N \cdot m)$$

El material que se utiliza para el eje de transmisión es AISI 1018 cuyas propiedades se presentan en el Anexo 5

Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 (MPa)$

Esfuerzo ultimo a la tensión $S_{ult} = 440 (MPa)$

El cálculo de la resistencia a la fatiga estimada se calcula con la Ecuación 29.

En donde:

S_n = Resistencia a la fatiga modificada, para $S_{ult} = 440(MPa) = 63.82 (ksi)$, bajo la consideración de maquinado $S_n = (25ksi) = 172.37 (MPa)$ (Se obtiene de la Figura 40).

C_m = Factor del material, Tabla 8, acero colado = 0.8

C_{sf} = Factor para el tipo de esfuerzo, Tabla 9, tipo de esfuerzo carga axial = 0.8

C_R = Factor de confiabilidad, Tabla 10, confiabilidad del 0.99, el factor es = 0.81

C_S = Factor de tamaño, se lo determina en función de la Ecuación 30:

$$C_s = \left(\frac{D}{7.62}\right)^{-0.11} \quad (30)$$

En donde D es el diámetro del eje = 50 mm

$$C_s = \left(\frac{50\text{mm}}{7.62}\right)^{-0.11} = 0.81$$

Cálculo de S'_n

$$S'_n = 172.37 \cdot \frac{10^6 N}{m^2} \cdot (0.8) \cdot (0.8) \cdot (0.81) \cdot (0.81)$$

$$S'_n = 72,65 \cdot 10^6 (Pa)$$

- **Diámetro requerido del eje en la sección A-A**

El punto A en el eje está sometido a tensión, el momento flexionante es cero debido a que el eje presenta un extremo libre, se realiza el cálculo del diámetro requerido solo por el termino de torsión.

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (31)$$

En donde:

N = Factor de diseño, este factor depende de la confianza en los datos del material de diseño y del tipo de carga [42]. N = 2 Para el diseño típico de ejes en donde hay una confianza promedio de los datos de resistencia del material y de las cargas.

K_t = Factor de concentración de esfuerzos. Se lo determina según el tipo de cuñero, para este caso es un cuñero de perfil. $K_t = 2$

M = Momento flector = 0 para la sección A-A (N·m)

S'_n = Resistencia a la fatiga real estimada. $S'_n = 72.65 \cdot 10^6 (Pa)$

T = Par torsional en el eje. $T_A = 471.5 (N \cdot m)$ (Torque para vencer la inercia y el rozamiento de la carga)

S_y = Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 (MPa)$

$$D_{A-A} = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{471.5}{370 \cdot 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{A-A} = 0.02822 (m) = 28.2(mm)$$

El diámetro mínimo requerido (28.2mm) es menor al propuesto (60mm) por lo tanto el diseño cumple con los parámetros establecidos.

- **Diámetro requerido del eje en la sección B-B**

En el punto B del eje se ubica un rodamiento de bolas sobre un cojinete FY 208 que soporta carga axial producida por el producto y el plato giratorio y carga radial producida por el giro. Y sobre la punta se presenta un chaflán.

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t \cdot M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (31)$$

En donde:

N = Factor de diseño, $N = 2$

K_t = Factor de concentración de esfuerzos. Por chaflán. $K_t = 1.5$

M = Momento flector = 554.25 N m para la sección B-B ($\text{N} \cdot \text{m}$)

S_n = Resistencia a la fatiga real estimada. $S_n = 74.45 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

T = Par torsional en el eje. $T_A = 471.5 \text{ (N} \cdot \text{m)}$

S_y = Esfuerzo a la fluencia: $S_y = 370 \text{ (MPa)}$

$$D_{B-B} = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{1.5 \cdot 554.25}{72.65 \cdot 10^6} \right]^2 + \left[\frac{471.5}{370 \cdot 10^6} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{B-B} = 0.05878 \text{ (m)} = 58.78 \text{ (mm)}$$

El diámetro requerido (59mm) es menor al diámetro propuesto (70mm). Se cumple con los parámetros del diseño.

4.5.4.6 SELECCIÓN DEL COJINETE PARA EL SISTEMA DE GIRO

El diseño del cojinete se realiza bajo la condición de giro a baja velocidad y carga normal sin impacto, el fabricante de cojinetes recomienda el diseño bajo la capacidad de carga estática.

La carga estática equivalente

Se calcula a partir de que el rodamiento debe soportar cargas axiales y radiales [44]:

$$P_o = 4.35 \cdot F_r + F_a \quad (92)$$

En donde:

P_o = Carga estática equivalente

F_r = Carga radial real = 3670.5 (N)

F_a = Carga Axial = 15547.22 (N)

$$P_o = 4.35 \cdot 3670.5 \text{ (N)} + 15547.22 \text{ (N)} = 31513.9 \text{ (N)}$$

Capacidad de la carga estática necesaria C_o

Se calcula a partir de la Ecuación 40:

En donde:

S_o = Factor de seguridad estático = 1.25 de acuerdo con la Tabla 28.

$$c_o = 1.25 \cdot 31513.9 (N) = 39392.5 (N)$$

Con estos valores calculados se selecciona el cojinete para un eje de 65mm.

El cojinete seleccionado es:

Designación: FL 70 FM. La Hoja técnica del cojinete se presenta en el Anexo 7.

Soporte: FYJ 514 M

Rodamiento: YAR 214-2F

Masa: 5.5 (kg)

Capacidad de Carga estática $c_o = 45000 (N)$.

4.5.4.7 CÁLCULO DE CHAVETA Y CHAVETERO

La chaveta es un elemento de máquina que se utiliza para la transmisión de potencia entre el eje y la catalina con el objetivo de transmitir el par torsional generado por el motorreductor y transmitido por el sistema de cadenas y catalinas [42].

Se usa la disposición de chaveta paralela rectangular según recomendación de la Norma DIN-6885/1 como se muestra en la Figura 89.

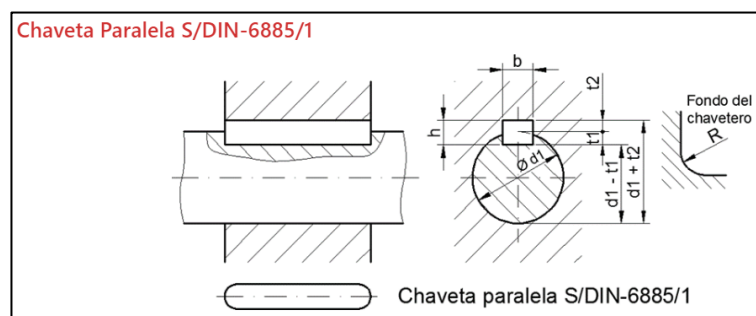


Figura 89: Dimensiones de las chavetas según la S/DIN-6885/1 [49].

El tamaño de la chaveta se determina en función del diámetro del eje según los valores indicados en la Figura 90.

Ø eje d mm desde-hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda		
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol.H-7 m/m	
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m					
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,0150	
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7		10-18	+0,0180	
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4		18-30	+0,0210	
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9		30-38	+0,0250	
17-22	6x6	d+2,6	d+2,1	3,5		38-44	+0,0300			
22-30	8x7	d+3,0	d+2,4	4,1		44-50	+0,0350			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	-0,2	4,7	+0,2	50-80	+0,0350	
38-44	12x8	d+3,2		d+2,8		4,9		80-120	+0,0400	
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5		120-180	+0,0460	
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2		180-250	+0,0520	
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8		250-315	+0,0570	
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4		315-400	+0,0630	
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5		+0,3	400-500	+0,0630
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7				
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9				
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1				
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3						
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5						
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3						
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17						
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3						
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	-0,3	19,6				

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros	Tipo de ajuste	Chavetero eje	Chavetero rueda
	A presión (forzado)	P9	P9
	Ligero	N9	J9
	Deslizante	H8	D10

Figura 90: Chaveteros y chavetas DIN 6885/1 – 6886 – 6887 [49].

De acuerdo con la Figura 90 se determina las medidas para un eje de 60mm:

Ancho de 18 (mm)

Altura de 11 (mm)

Largo 51 mm (ancho de la catalina 80B19)

5. SIMULACIÓN DE MESA GIRATORIA CON TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA

5.1 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Se realiza la simulación de los elementos del transportador de banda plástica modular en el software ANSYS, a fin de comparar los resultados del cálculo, en él se determina: la

deformación total del elemento, tensión de Von Mises, deformaciones unitarias y factor de seguridad.

ANSYS es un software que permite la simulación a partir de un diseño preestablecido y permite el análisis, funciona bajo el método de los elementos finitos.

Los diseños de los componentes se han desarrollado en el Software Inventor y han sido exportados hacia Ansys Workbench a través de un archivo Step. Para el diseño se utiliza el módulo del Static Structure para el diseño de los elementos estructurales.

5.1.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS

El análisis estructural usado en la simulación permite determinar los efectos de las cargas y fuerzas sobre una estructura mediante las ecuaciones de la resistencia de materiales.

5.1.1.1 TEORÍA DE FALLAS

Una falla es la pérdida de las funciones de un elemento que se da por deformación (fluencia) o por separación de sus partes (fractura).

Las teorías de falla se basan en dos pasos:

Primero se obtienen las tensiones principales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) del estado multi-axial original ($\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$) del punto en estudio.

Segundo, mediante las teorías de falla se pasa de ese estado tensional de tensiones principales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) a un estado uniaxial equivalente (σ_{eq}) comparando dicho valor con el esfuerzo de fluencia S_y (material dúctil) o S_{ult} (material frágil) para determinar si se genera la falla o no. Esto se ve representado de manera esquemática en la Figura 91.

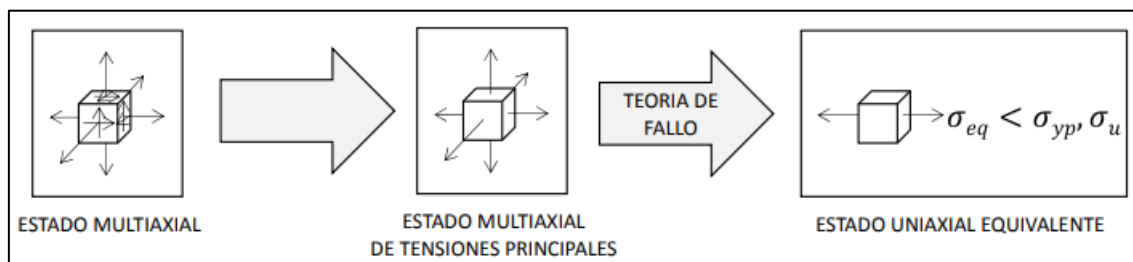


Figura 91: Procedimiento para la teoría de fallas [50].

5.1.1.2 TEORÍA DE VON MISSES

“La teoría de la energía de distorsión máxima (Von Misses) dice: La falla por fluencia se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o superior a la energía de distorsión por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a fluencia del material” [51].

La energía de deformación principal en función de los esfuerzos direccionales se expresa en la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{2 \cdot E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2 \cdot \nu(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_1 \cdot \sigma_3)] \quad (93)$$

La energía de deformación debido a los esfuerzos hidrostático es:

$$U_h = \frac{3(1-2\nu)}{2 \cdot E} \left[\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2}{3} \right]^2 \quad (94)$$

La energía de distorsión es:

$$U_d = U - U_h \quad (95)$$

Al reemplazar y resolver queda como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_1 \cdot \sigma_3)} \quad (96)$$

La teoría del Esfuerzo de Von Misses es menos conservadora, pero se ajusta más a la realidad y su expresión matemática es sencilla [52].

$$\sigma' \leq s_y \quad (97)$$

Para el caso de trabajar sobre un plano $\sigma_3 = 0$ la ecuación 96 se reduce a:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2)}$$

La teoría se representa en la Figura 92.

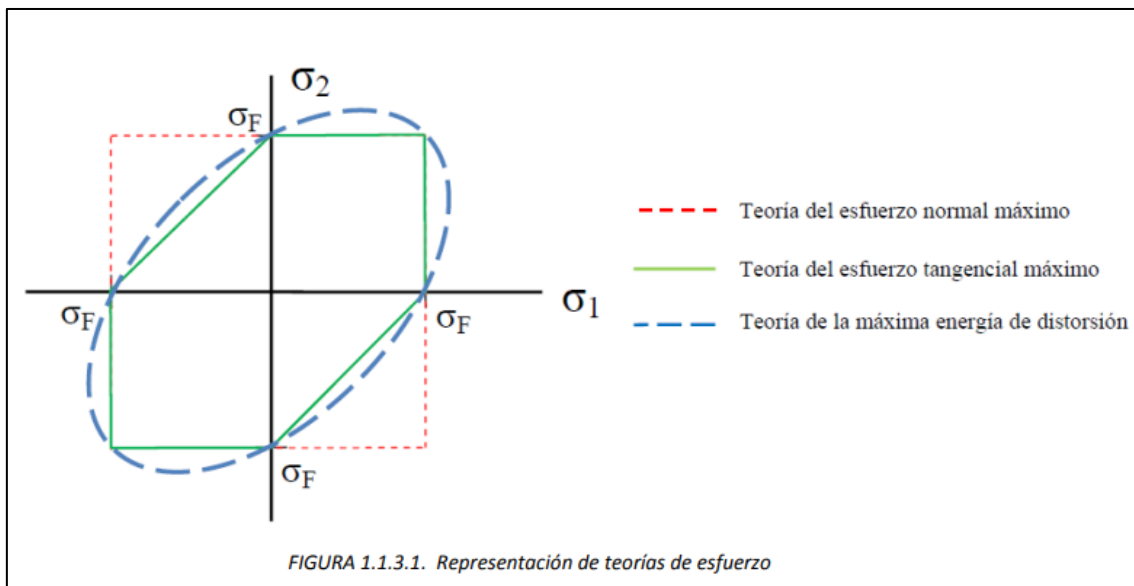


Figura 92: Gráfica de la teoría de esfuerzos [52].

Para determinar la falla de materiales dúctiles también se puede aplicar la teoría de fallas del esfuerzo cortante máximo (más conservadora) o la teoría de Coulomb-Mohr que se resumen en el Anexo 24.

5.1.1.3 DEFORMACIÓN TOTAL

La deformación total se define como la suma de las deformaciones de cada tramo, es el cambio de forma y de tamaño de un cuerpo cuando se le aplica fuerzas de tracción o compresión, también sufre deformaciones cuando hay una variación de temperatura. Estas variaciones no son uniformes en todo su volumen y el cambio en su geometría varía de forma considerable a lo largo de la longitud [53].

Las propiedades de los materiales utilizados en la simulación influyen de manera directa en el comportamiento del elemento o sistema analizado.

5.1.1.4 Deformación Unitaria

Se define “como la relación que existe entre la deformación total y la longitud inicial del elemento estudiado, la cual permitirá determinar la deformación del elemento a esfuerzos de tensión o compresión axial” [52].

Su cálculo da como: $\epsilon = \frac{L_f - L_0}{L_0}$.

5.1.1.5 FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad que se determina en los cálculos está en función de los máximos esfuerzos cortantes, en el análisis de la simulación se analizan los factores de seguridad de acuerdo con los esfuerzos cortantes y la teoría de Von Misses.

5.2 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL TRANSPORTADOR DE BANDA PLÁSTICA MODULAR

Se determina el módulo de STATIC STRUCTURAL para la simulación de los elementos mecánicos.

5.2.1 SIMULACIÓN DEL EJE DE TRANSMISOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 93.

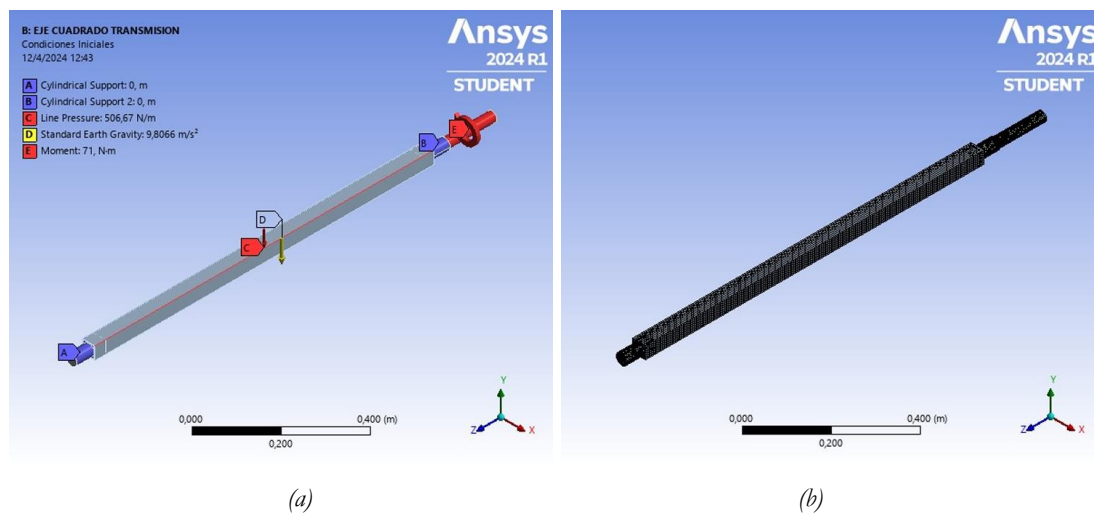


Figura 93: Eje de transmisión cuadrado. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte cilíndrico en los extremos donde van los cojinetes.
- Fuerza distribuida lineal aplicada de 506.67 (N/m) en dirección “-y”.
- Momento generado por el torque del motorreductor 71 (N·m).

- Fuerza generada por el peso del elemento producto de la aceleración en dirección “-y”.

Malla:

- 106754 nodos
- 45657 elementos
- Skewness promedio = 0.2845
- Desviación estándar = 0.1679

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 94.

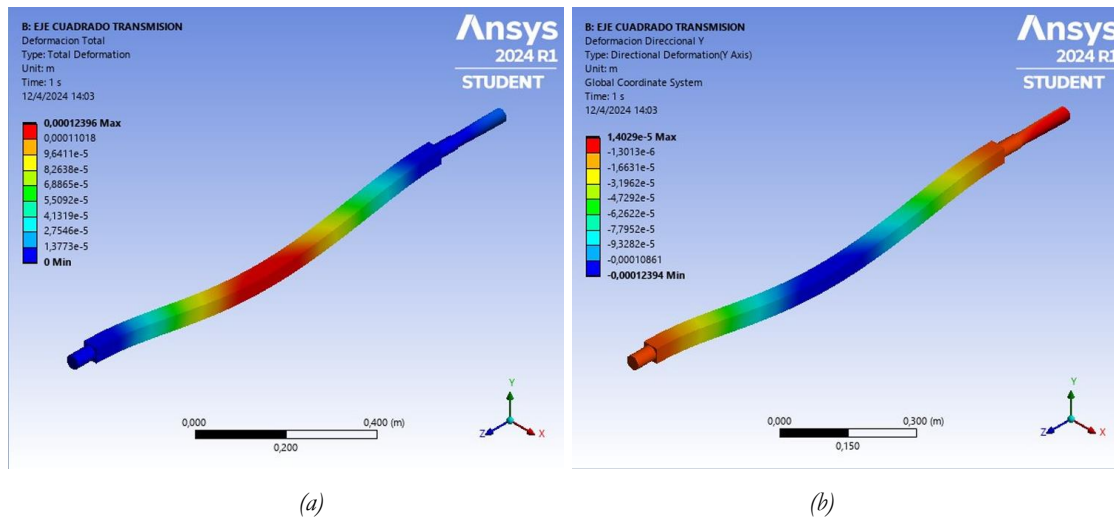


Figura 94: Eje de transmisión cuadrado. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total: 0.124 (mm).
 Interpretación: El desplazamiento máximo se genera en el centro del eje cuadrado, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
 Deformación Unitaria: 0.124 (mm) en el eje “-y”.
 Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “-y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “-y”. También se observa deformaciones muy bajas en todo el eje que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Mises y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 95.

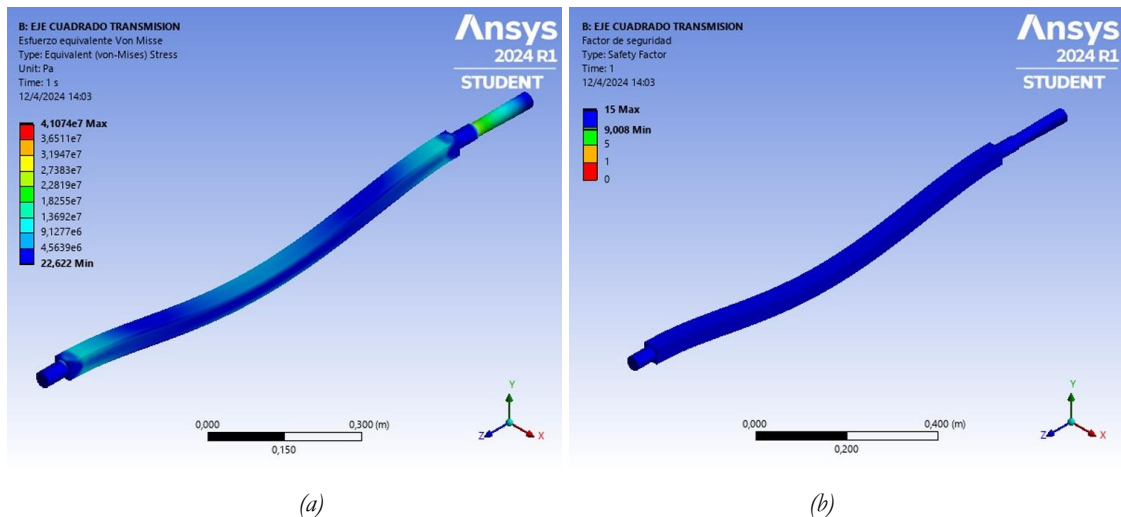


Figura 95: Eje de transmisión cuadrado. a) Esfuerzo de Von Misses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses: 41.07 (MPa).

Interpretación: El esfuerzo que sufre el eje no supera el esfuerzo de fluencia de los dos materiales con los que esta ensamblado, no fallará el eje.

Factor de Seguridad: 9 (Mínimo).

Interpretación: El factor de seguridad mínimo presente en el eje garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.1.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE DE TRANSMISOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

El esfuerzo maximo de von misses se presenta en la seccion del chavetero, Figura 96.

El factor de seguridad calculado para la sección circular de 30mm se determinó en 11.5. La variación del factor de seguridad es debido a la consideración del peso del elemento y la concentración de esfuerzos por cambio de sección. El factor de seguridad de 9 es debido a la selección de un diámetro mayor al mínimo calculado.

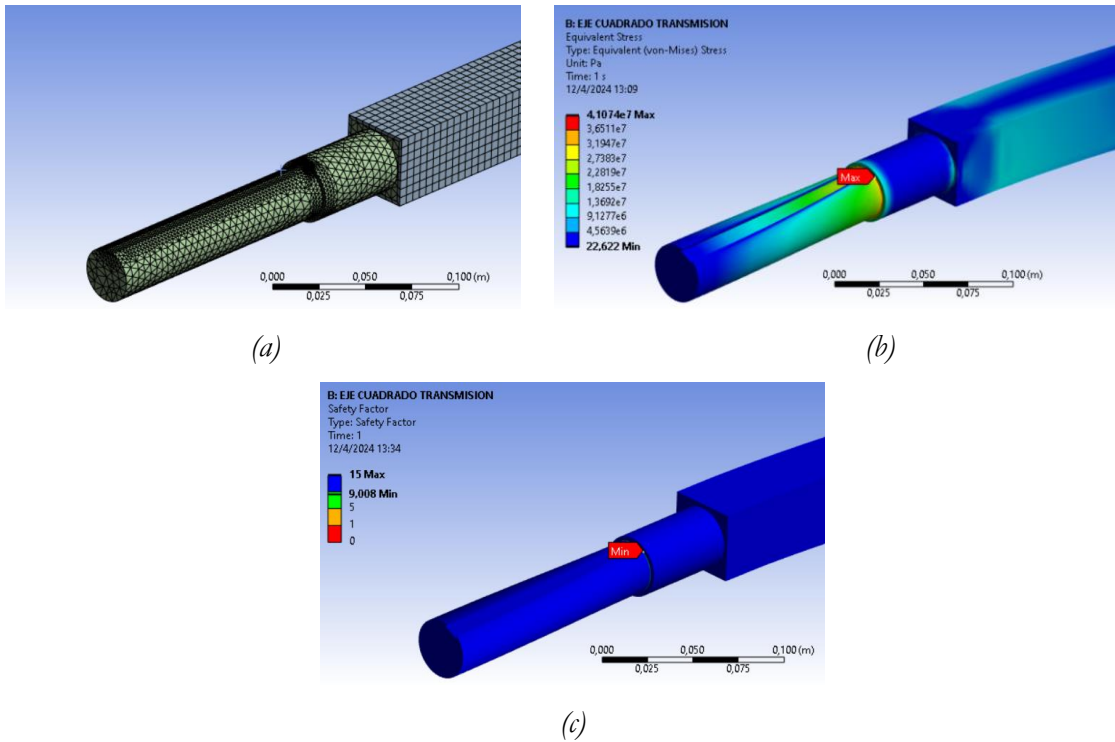


Figura 96: Sección crítica del eje de transmisión cuadrado. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Mises. c) Factor de seguridad.

5.2.2 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDAS GUÍA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 97.

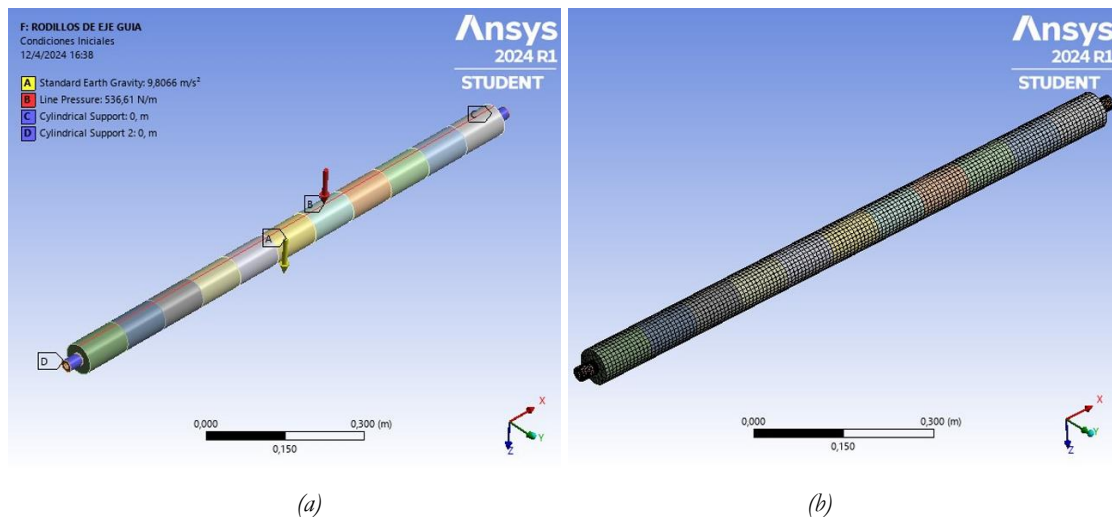


Figura 97: Eje y ruedas guía de banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte fijo en los extremos donde van unidos a placas.
- Fuerza distribuida lineal aplicada de 536.61 (N/m) en dirección “z”.
- Fuerza generada por el peso del elemento producto de la aceleración en dirección “z”.

Malla:

- 117705 nodos
- 56131 elementos
- Skewness promedio = 0.2701
- Desviación estándar = 0.1801

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “z” se presentan en la Figura 98.

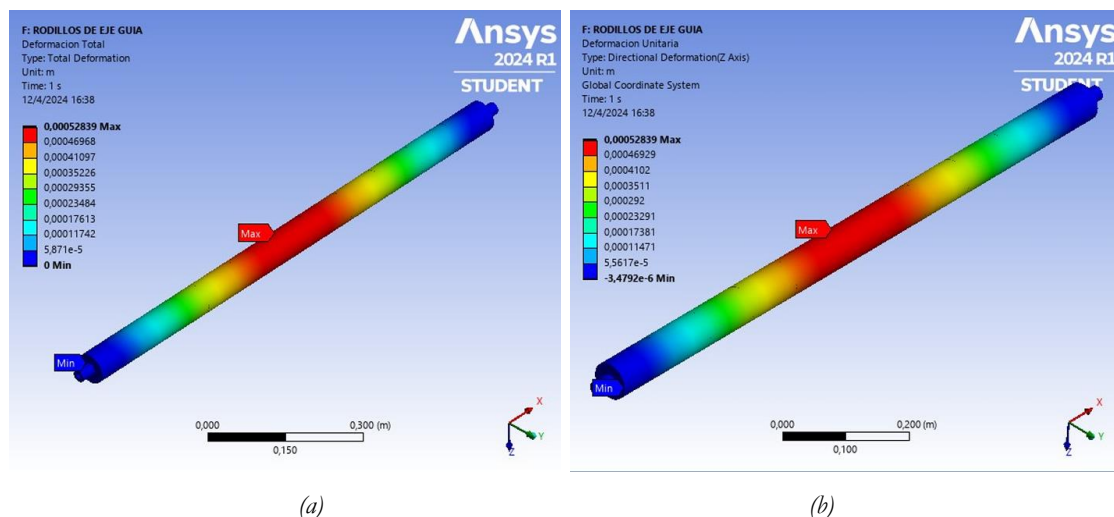


Figura 98: Eje y ruedas guía de banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje z.

Desplazamiento total:	0.528 (mm)
Interpretación:	El desplazamiento máximo se genera en el centro del eje, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
Deformación Unitaria:	0.528 (mm) en el eje “z”.
Interpretación:	El desplazamiento unitario en el eje “z” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “z”. También se observa deformaciones muy bajas en todo el eje que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Mises y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 99.

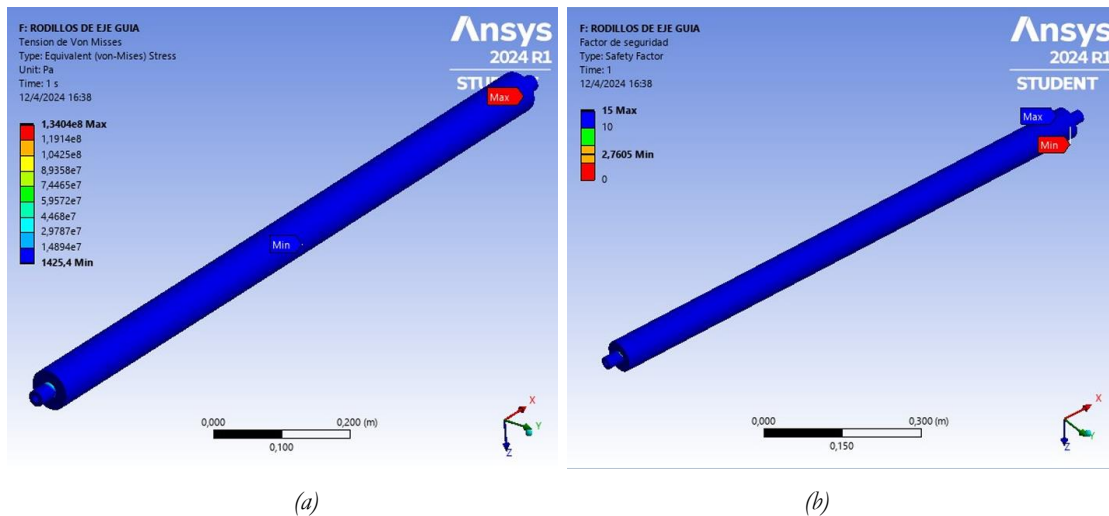


Figura 99: Eje y ruedas guía de banda plástica. a) Esfuerzo de Von Mises. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Mises:	134.04 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre el eje no supera el esfuerzo de fluencia del material con los que esta ensamblado el rodillo, el eje y los rodillos no fallarán
Factor de Seguridad:	2.76 (Mínimo).
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en el eje garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.2.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE GUÍA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en el cambio de sección en donde se tiene un canal para un anillo seeger para evitar el movimiento axial de los rodillos, Figura 100. Las demás partes del eje y los rodillos presentan factores de seguridad superiores a 15. De esta manera queda garantizado el diseño del eje y los rodillos.

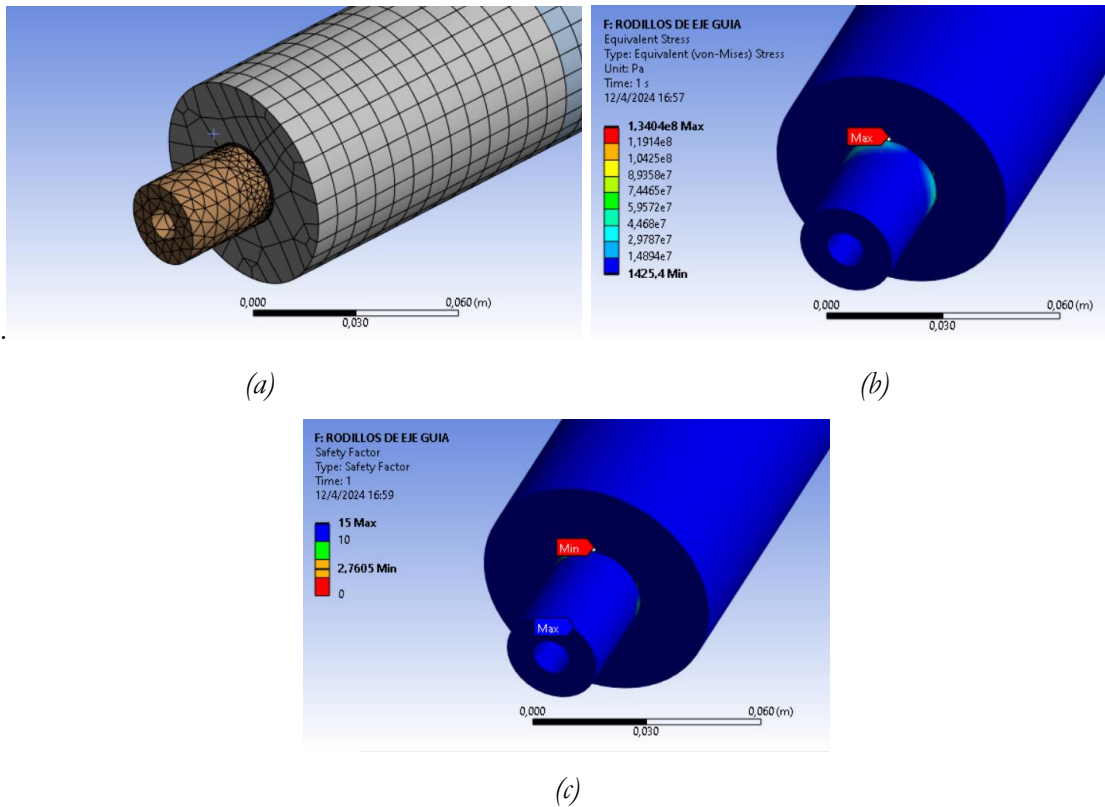


Figura 100: Sección crítica del eje y ruedas guía de banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Misses. c) Factor de seguridad.

5.2.3 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDAS TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 101.

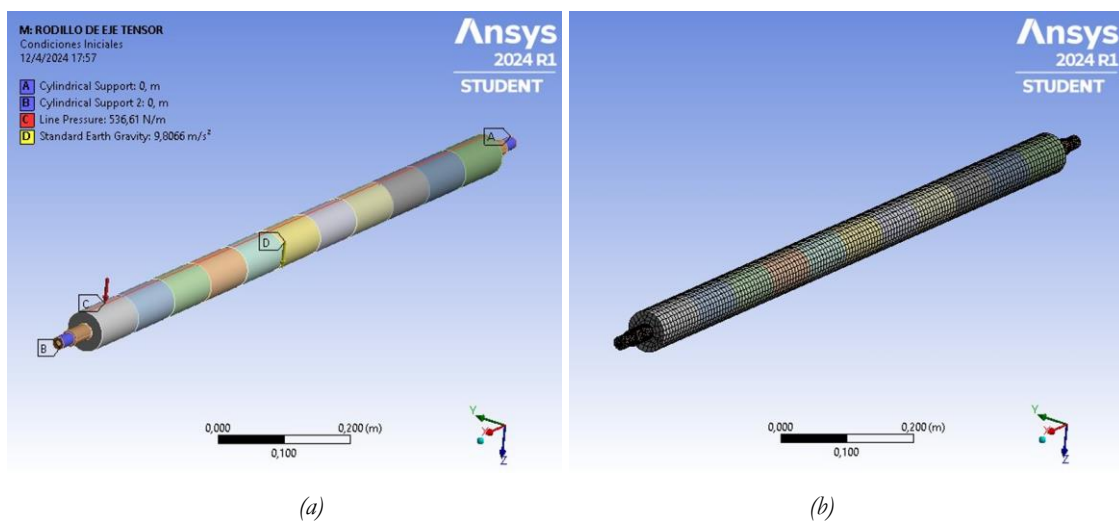


Figura 101: Eje y ruedas tensor de banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soportes cilíndricos en los extremos donde apoya a la placa tensor.
- Fuerza distribuida lineal aplicada de 536.61 (N/m) en dirección “z”.
- Fuerza generada por el peso del elemento producto de la aceleración en dirección “z”.

Malla:

- 113772 nodos
- 52453 elementos
- Skewness promedio = 0.2356
- Desviación estándar = 0.1383

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “z” se presentan en la Figura 102.

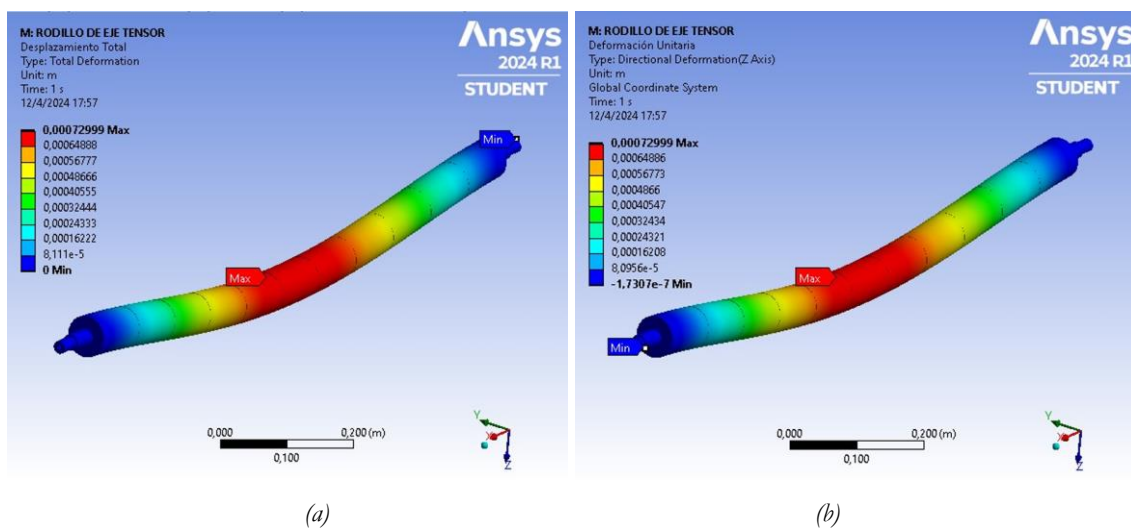


Figura 102: Eje y ruedas tensor de banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje z.

Desplazamiento total: 0.730 (mm)

Interpretación: El desplazamiento máximo se genera en el centro del eje, por su valor mínimo se garantiza el diseño.

Deformación Unitaria: 0.730 (mm) en el eje “z”

Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “z” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “z”. También se observa deformaciones muy bajas en todo el eje que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Misses y el factor de seguridad se presentan en la Figura 103.

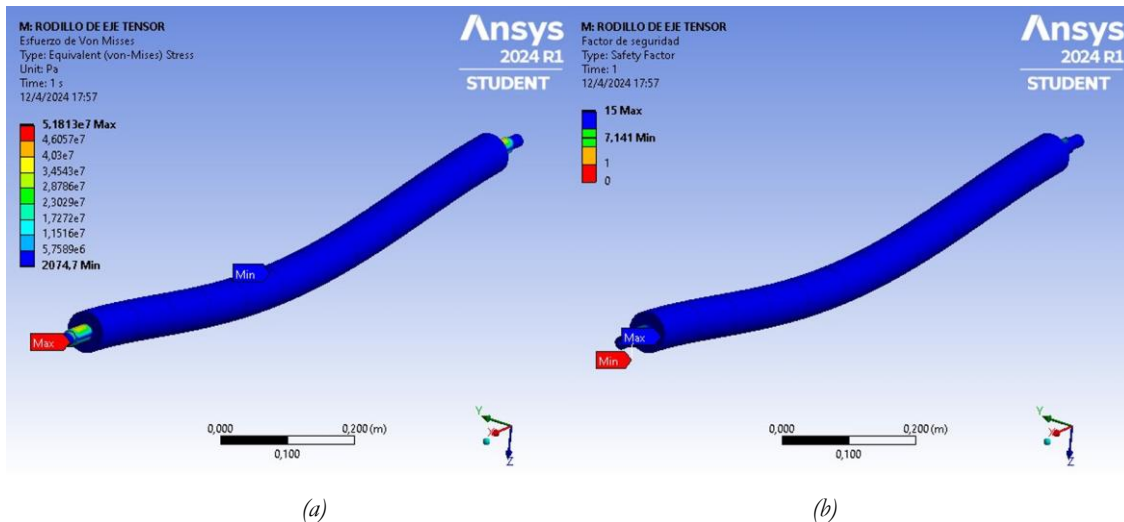


Figura 103: Eje y ruedas tensor de banda plástica. a) Esfuerzo de Von Misses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses:	51.81 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre el eje no supera el esfuerzo de fluencia del material con los que esta ensamblado el rodillo, no fallarán el eje y los rodillos
Factor de Seguridad:	7.14 (Mínimo).
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en el eje garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.3.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en el cambio de sección, Figura 104. El eje es el elemento que mayor concentración de esfuerzos presenta en la parte interna del eje y se prolonga de manera axial mientras que los rodillos no concentran esfuerzos altos. La funcionalidad del eje está garantizada.

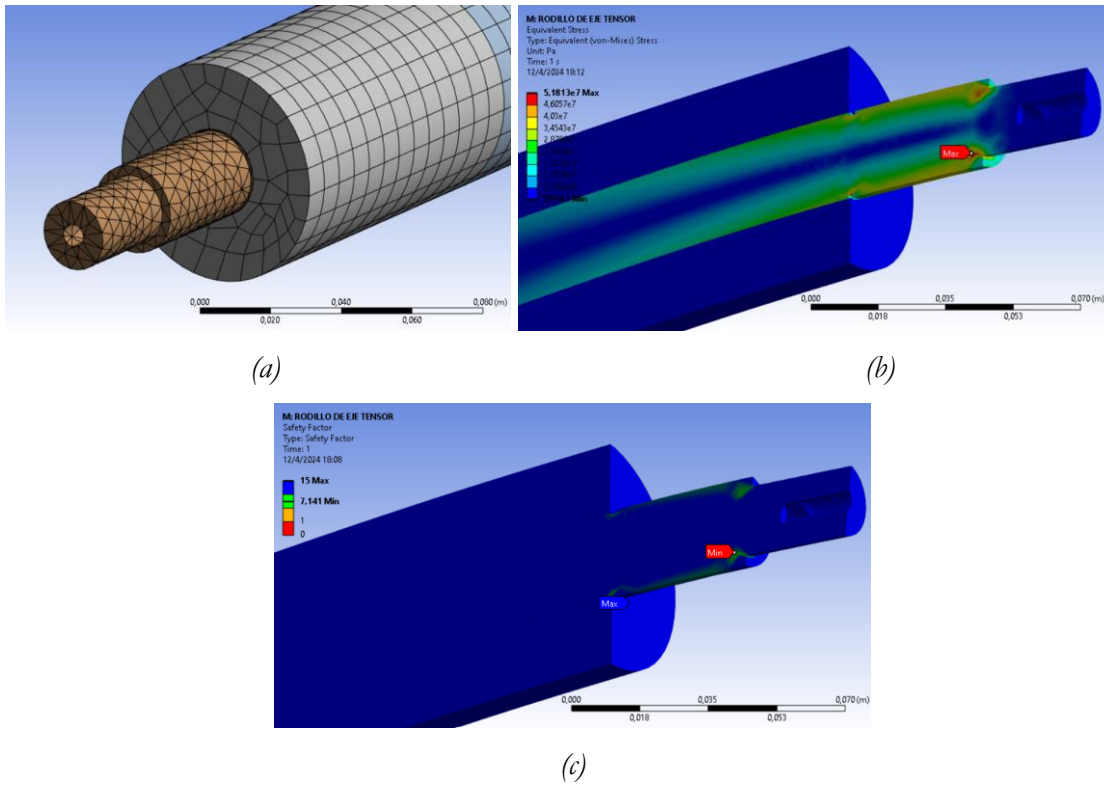


Figura 104: Sección crítica del eje y ruedas tensor de banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Mises. c) Factor de seguridad.

5.2.4 SIMULACIÓN DE LA PLACA BASE DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE BANDA PLÁSTICA

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 105.

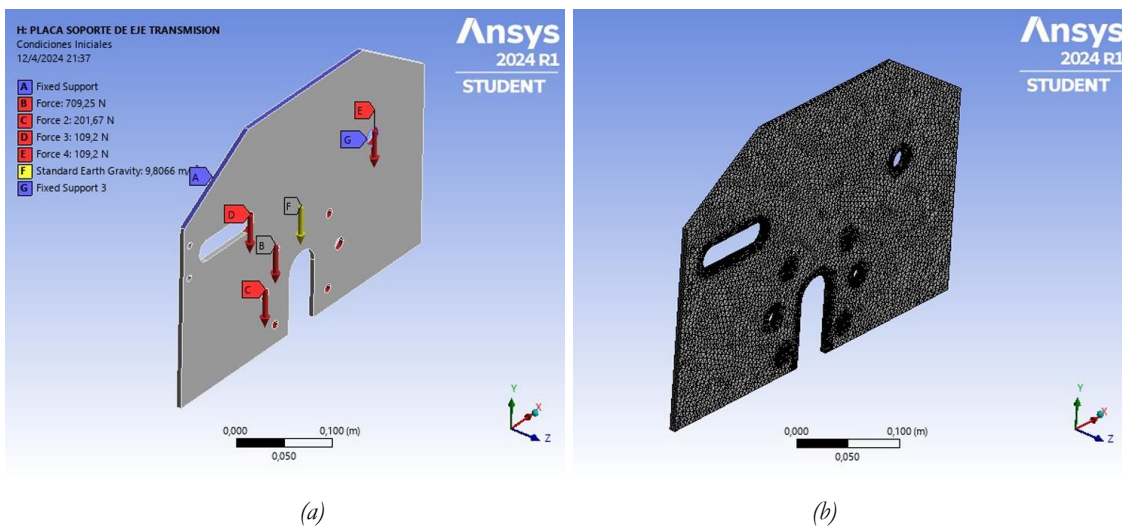


Figura 105: Placa de sistema de transmisión de banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte fijo en las superficies superior e inclinadas donde se suelda la placa al sistema de soporte de banda plástica corto.
- Soporte fijo del vértice interno del agujero donde va unido el eje guía de banda y funciona como un cierre entre placas.
- Fuerza aplicada de 709.25 (N) en dirección “-y” producto del torque producido por el motor y el peso del motor que es aplicada a los agujeros que unen el motorreductor a la placa.
- Fuerza aplicada de 201.67 (N) en dirección “-y” producto del peso generado por el peso del sistema de transmisión (eje de transmisión + eje guía y eje tensor) que es aplicada a los agujeros que unen el cojinete a la placa.
- Fuerza aplicada de 109.2 (N) en dirección “-y” producto del movimiento del eje guía y la banda plástica.
- Fuerza aplicada de 109.2 (N) en dirección “-y” producto del movimiento de eje tensor y la banda plástica.
- Fuerza generada por el peso del elemento producto de la aceleración en dirección “z”.

Malla:

- 108237 nodos
- 63329 elementos
- Skewness promedio = 0.3347
- Desviación estándar = 0.1584

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 106.

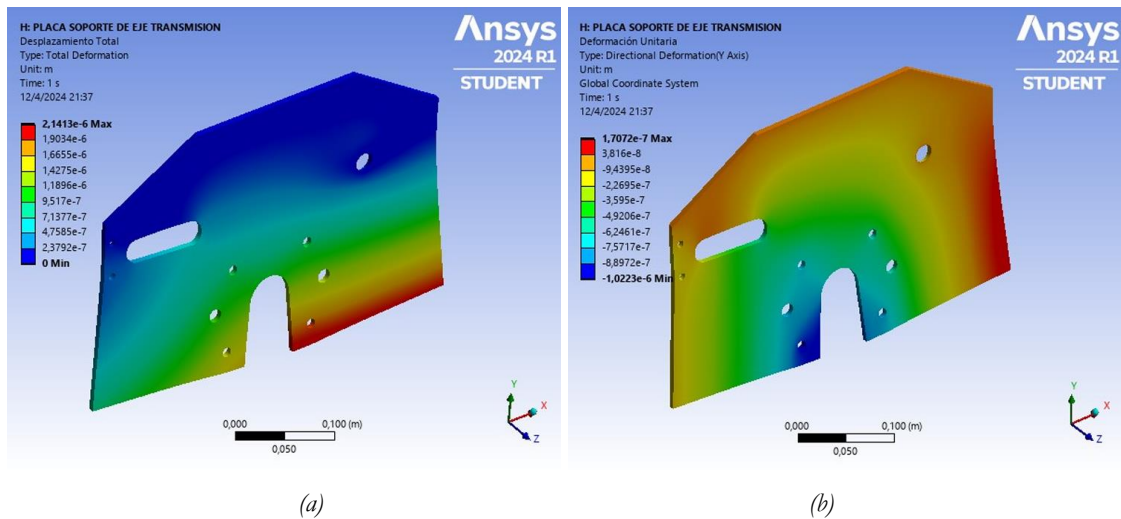


Figura 106: Placa de sistema de transmisión de banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total: 0.00214 (mm)

Interpretación: El desplazamiento máximo se genera en la parte baja lateral de la placa que trabaja en voladizo, por su valor mínimo se garantiza el diseño.

Deformación Unitaria: 0.00102 (mm) en el eje “y”.

Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “y” se da en la parte baja al interior de la placa en el eje “y”. También se observa deformaciones muy bajas en todo el eje que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Mises y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 107.

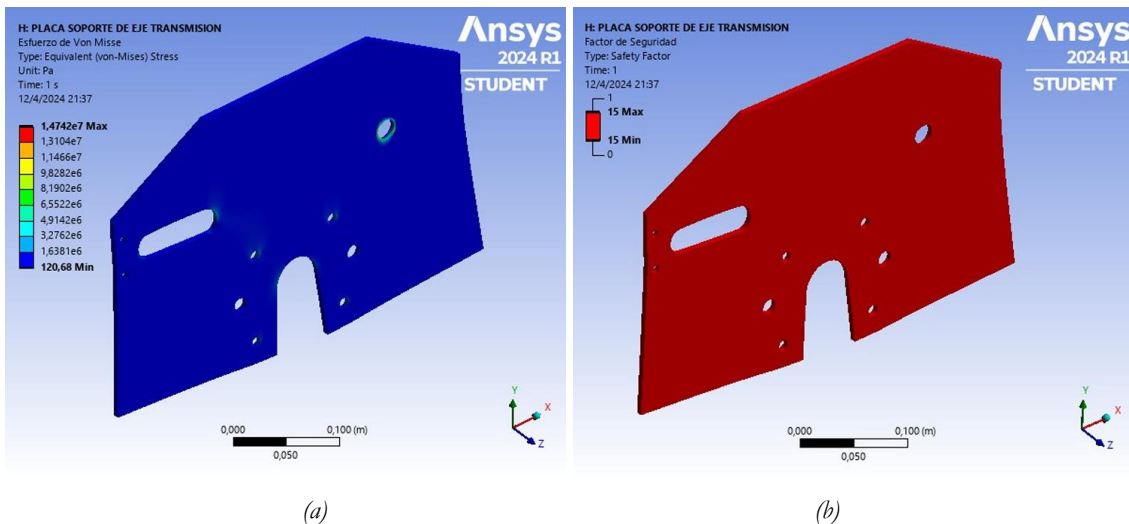


Figura 107: Placa de sistema de transmisión de banda plástica. a) Esfuerzo de Von Miseses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses:	14.74 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre la placa no supera el esfuerzo de fluencia del material y no fallara la placa.
Factor de Seguridad:	>15
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en toda la placa garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.4.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA PLACA BASE DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE BANDA PLÁSTICA

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la arista interna donde va apoyado en eje guía, Figura 108; el eje guía actúa como nervio para rigidizar las placas. El factor de seguridad es superior a 15 por lo tanto no se garantiza el diseño.

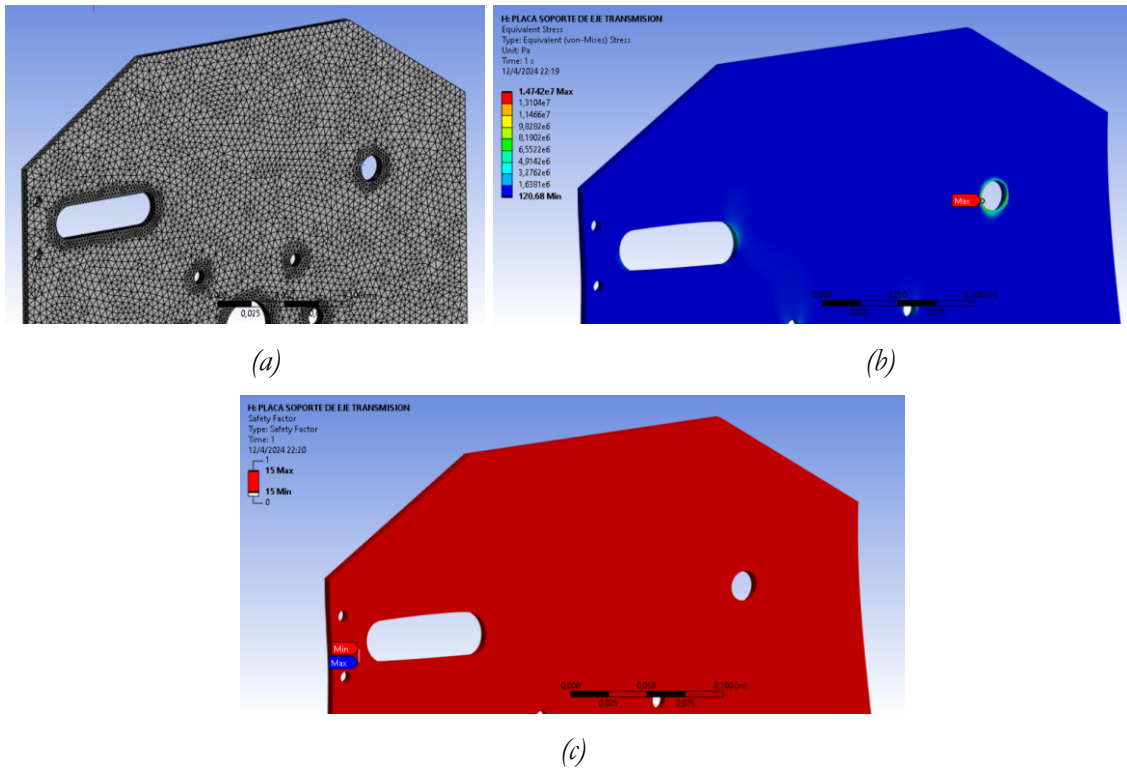


Figura 108: Placa de sistema de transmisión de banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Misses. c) Factor de seguridad.

5.2.5 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CORTA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 109.

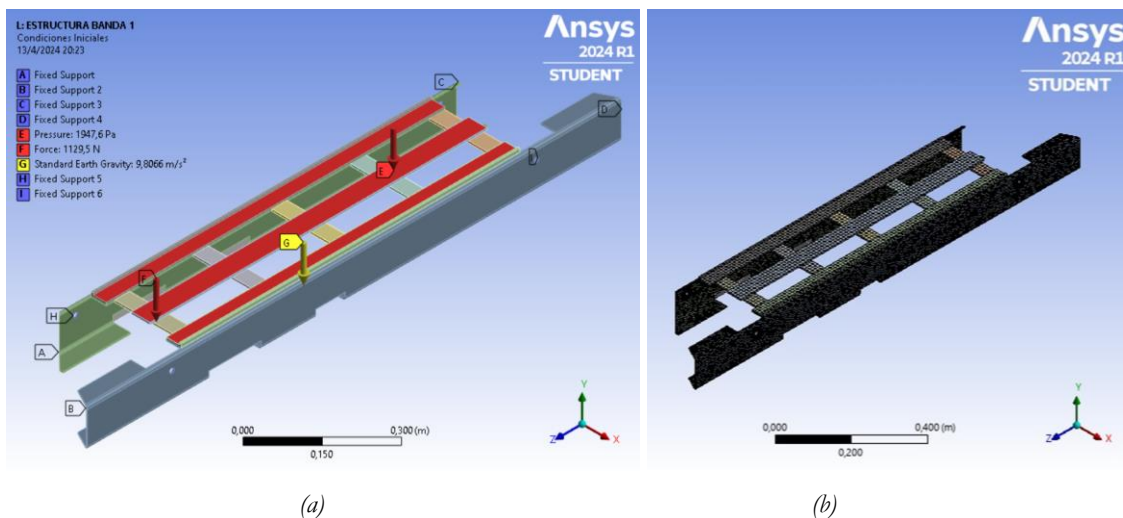


Figura 109: Estructura corta de la banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soportes fijos en los extremos de los perfiles C que se unen al disco de perfil UPN.
- Soportes fijos de la parte interna de los perfiles en los extremos en donde va ensamblado los ejes que ayudan a guiar la banda plástica modular.
- Presión aplicada de $1947.6 \text{ (N/m}^2\text{)}$ en dirección “-y” aplicado sobre las barras de deslizamiento de la banda.
- Fuerza de 1129.5 (N) transmitida desde la placa de soporte del sistema de transmisión hacia la estructura.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”

Malla:

- 121271 nodos
- 53509 elementos
- Skewness promedio = 0.5326
- Desviación estándar = 0.1500

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 110.

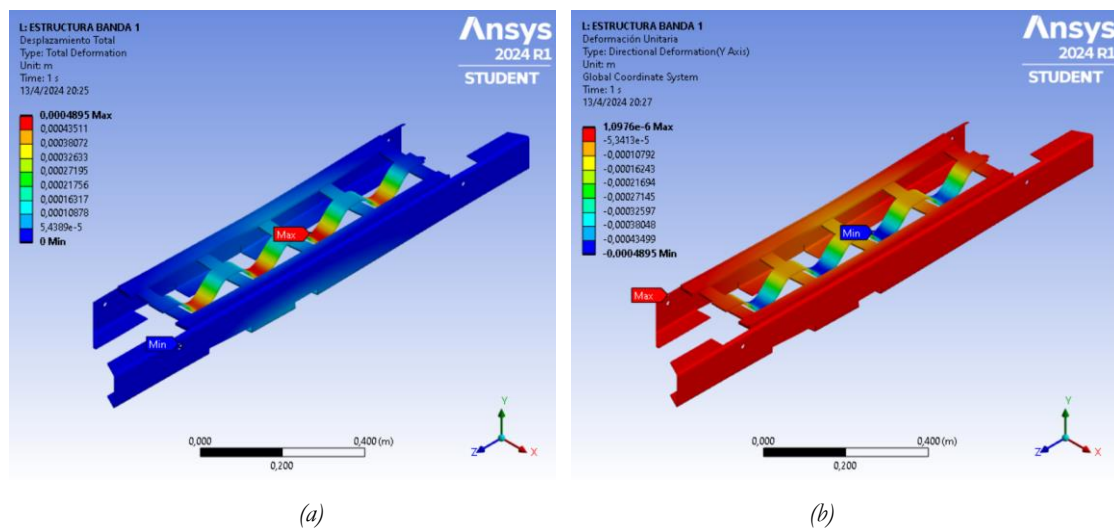


Figura 110: Estructura corta de la banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total: 0.4895 mm.

Interpretación: El desplazamiento máximo se genera en el centro de la estructura sobre la barra de deslizamiento de la banda y los

nervios que unen los dos perfiles C, por su valor mínimo se garantiza el diseño.

Deformación Unitaria: 0.4895 mm en el eje “-y”.

Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “-y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “-y”. También se observa deformaciones muy bajas en toda la estructura que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Misses y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 111.

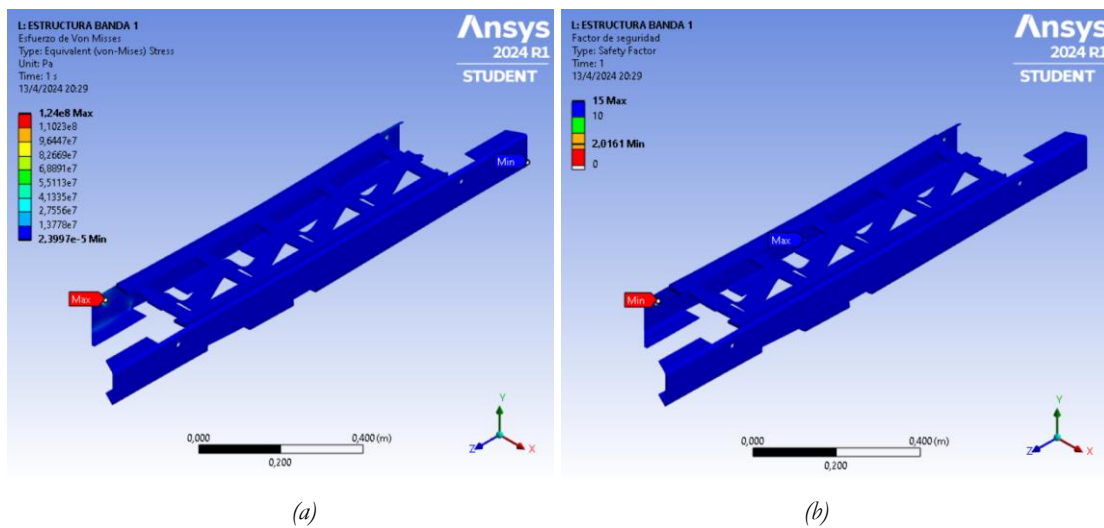


Figura 111: Estructura corta de la banda plástica. a) Esfuerzo de Von Misses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses: 124 (MPa)

Interpretación: El esfuerzo que sufre la estructura no supera el esfuerzo de fluencia del material de los perfiles C y las barras de deslizamiento de la banda, no fallará la estructura

Factor de Seguridad: 2.016 (Mínimo)

Interpretación: El factor de seguridad mínimo presente en la estructura garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.5.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA CORTA DE BANDA PLÁSTICA MODULAR

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la arista interna del agujero en donde se ensambla en eje que guía a la banda en el extremo de la estructura, Figura 112. Este factor garantiza el diseño, en las demás partes de los elementos se tienen factores de seguridad superiores a 15.

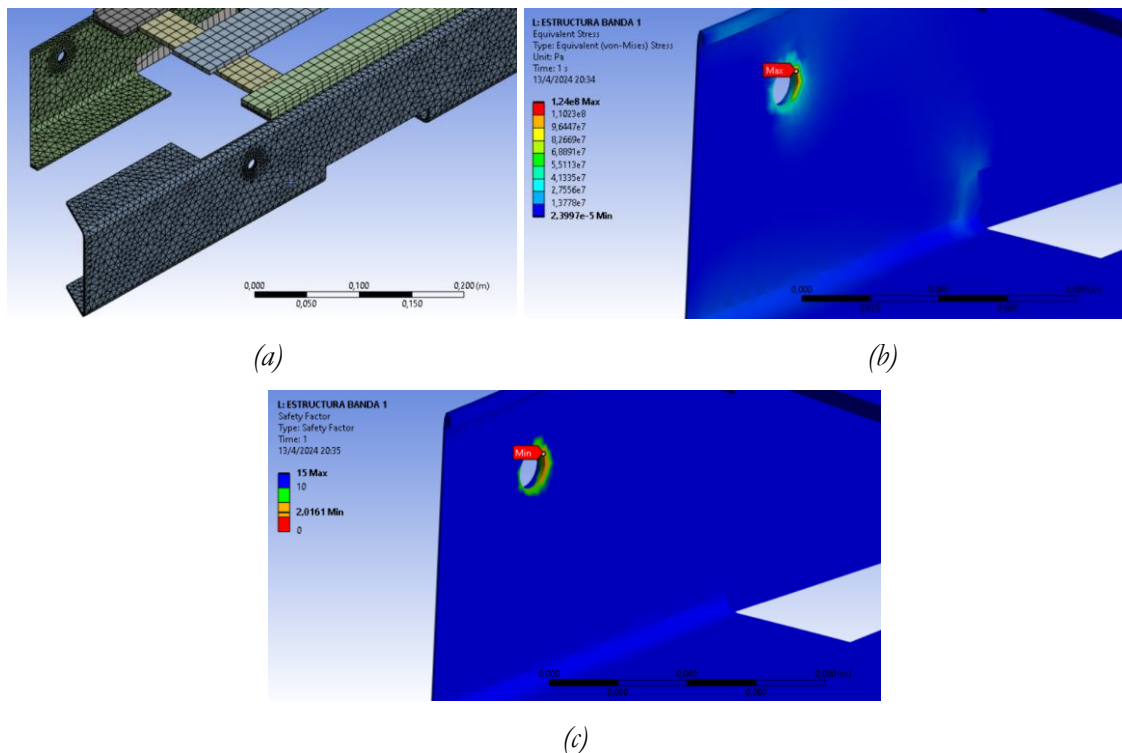


Figura 112: Estructura larga de la banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Mises. c) Factor de seguridad.

5.2.6 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA LARGA DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 113.

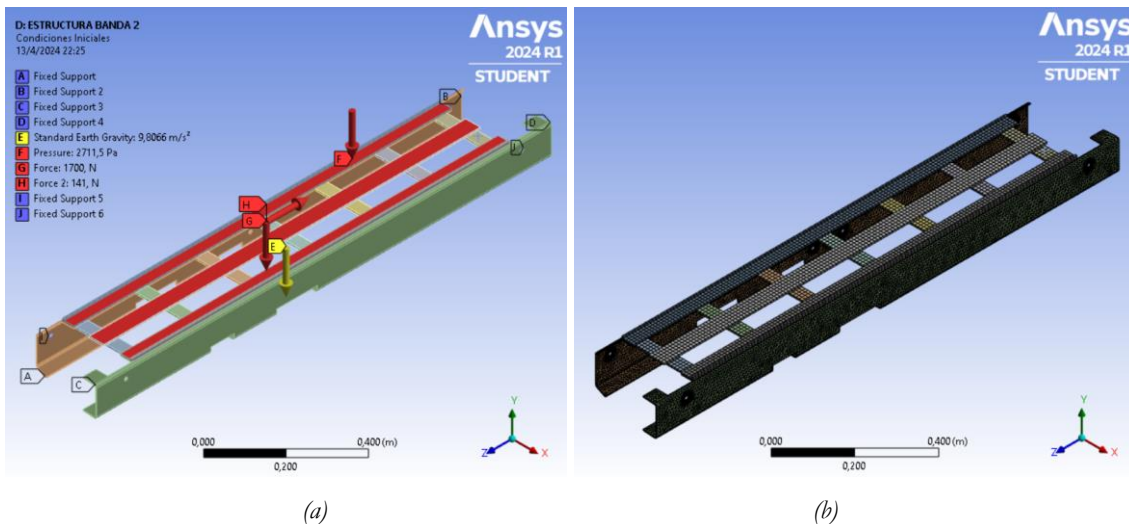


Figura 113: Estructura larga de la banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”.
- Soportes fijos en los extremos de los perfiles C que se unen al disco de perfil UPN.
- Soportes fijos de la parte interna de los perfiles en los extremos en donde va ensamblado los ejes que ayudan a guiar la banda plástica modular.
- Presión aplicada de 2711.5 (N/m²) en dirección “-y” aplicado sobre las barras de deslizamiento de la banda.
- Fuerza de 1700 (N) en dirección “z”, producido por el torque del eje de giro de la estructura que va montado sobre la placa emperrada a la estructura, aplicada a la sección de los agujeros que unen la placa del sistema de transmisión a la estructura. La fuerza tangencial sobre la catalina $F_C = 3670.5 (N)$ genera un momento sobre el eje donde va acoplado de 471.66 (N/m); en base a ese momento se determina la fuerza que produce ese momento a una distancia desde el centro del eje a la posición de ensamble entre la placa y el perfil C (unión mediante pernos).
- Fuerza de 141 (N) en dirección “-y” producido por el peso del sistema de giro (placa, eje, catalina y cadena) obtenido desde el software Inventor.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”.

Malla:

- 121434 nodos
- 52309 elementos
- Skewness promedio = 0.6051

- Desviación estándar = 0.1576

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 114.

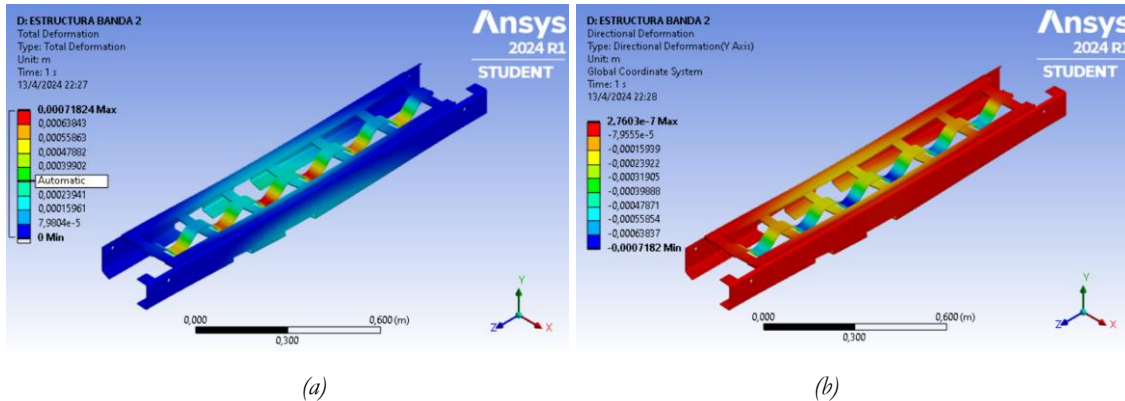


Figura 114: Estructura larga de la banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total:	0.7182 (mm)
Interpretación:	El desplazamiento máximo se genera en el centro de la estructura sobre la barra de deslizamiento de la banda y los nervios que unen los dos perfiles C, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
Deformación Unitaria:	0.7182 (mm) en el eje “-y”
Interpretación:	El desplazamiento unitario en el eje “-y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “-y”. También se observa deformaciones muy bajas en toda la estructura que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de von Misses y el factor de seguridad se presentan en la Figura 115.

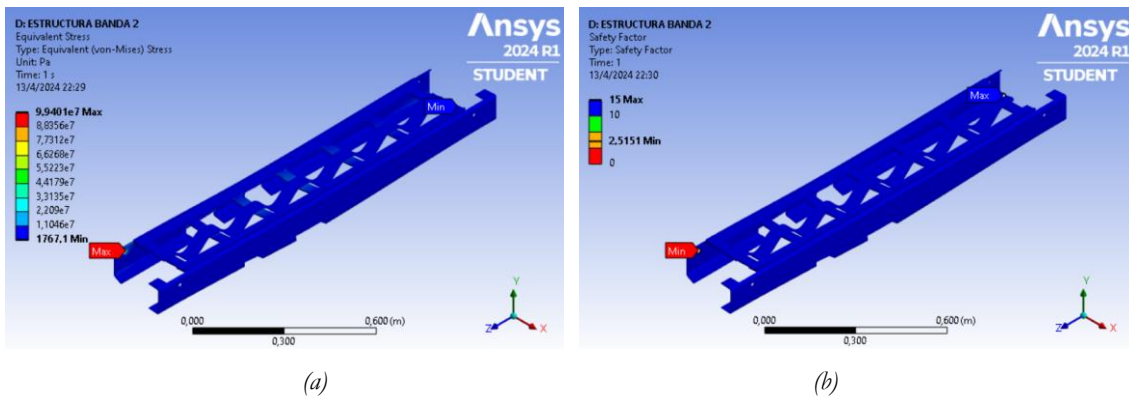


Figura 115: Estructura corta de la banda plástica. a) Esfuerzo de Von Miseses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Miseses:	99.40 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre la estructura no supera el esfuerzo de fluencia del material de los perfiles C y las barras de deslizamiento de la banda, no fallara la estructura
Factor de Seguridad:	2.515 (Mínimo)
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en la estructura garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.6.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA LARGA DE BANDA PLÁSTICA MODULAR

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la arista interna del agujero en donde se ensambla en eje que guía a la banda en el extremo de la estructura, Figura 116. Este factor de seguridad de 2.5 garantiza el diseño del elemento, las demás partes de la estructura poseen factores de seguridad superiores a 15.

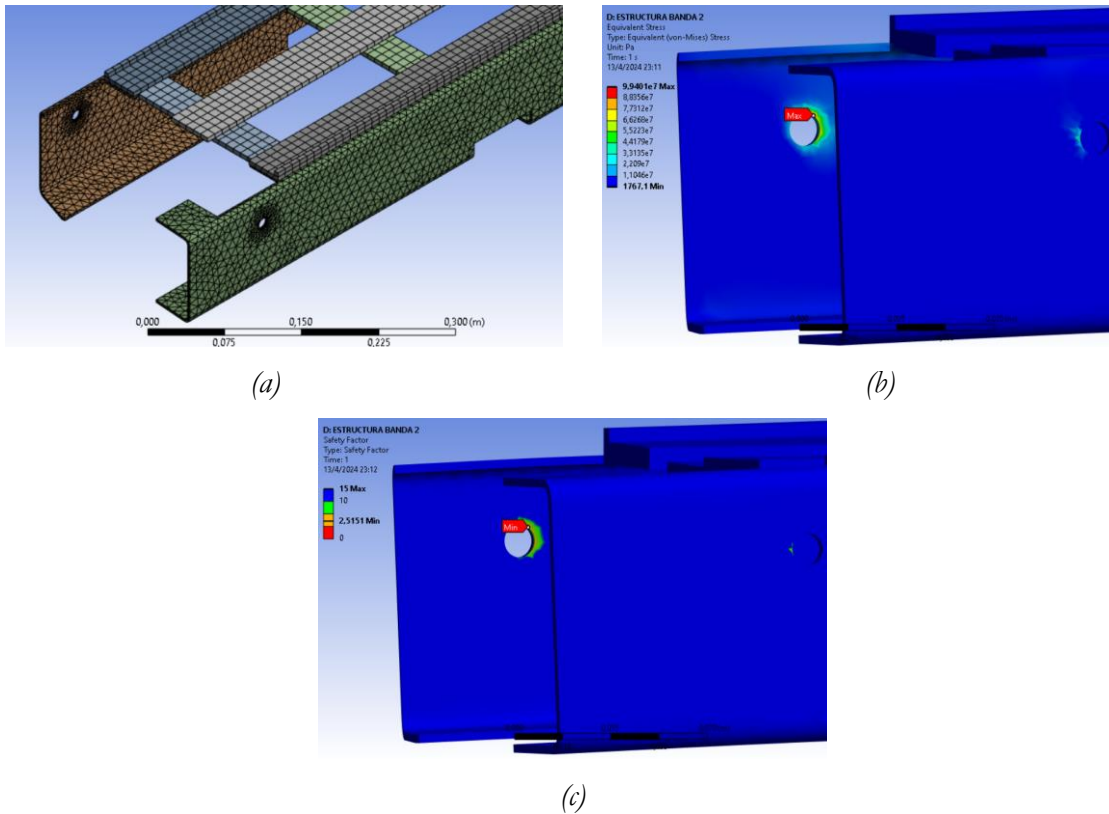


Figura 116: Estructura corta de la banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Misses. c) Factor de seguridad.

5.2.7 SIMULACIÓN DEL EJE Y RUEDA GUÍA EXTREMO DE BANDA PLÁSTICA MODULAR

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 117.

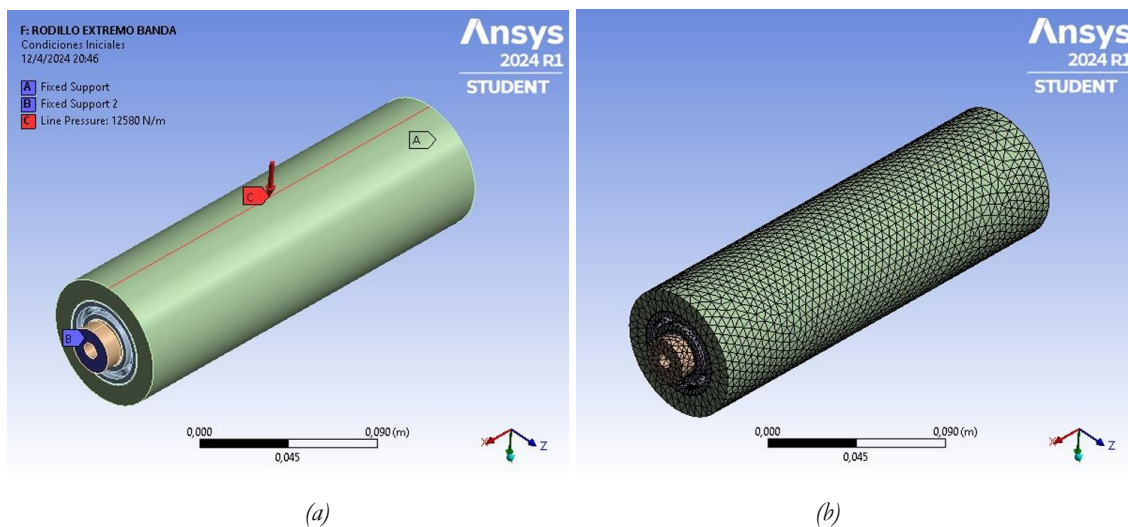


Figura 117: Eje y ruedas guía extremo de banda plástica. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soportes fijos en los extremos donde se une al perfil estructural guía de la banda plástica.
- Fuerza distribuida lineal aplicada de 12580.4 (N/m) en dirección “-y”.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”.

Malla:

- 118427 nodos
- 67785 elementos
- Skewness promedio = 0.2628
- Desviación estándar = 0.1737

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 118.

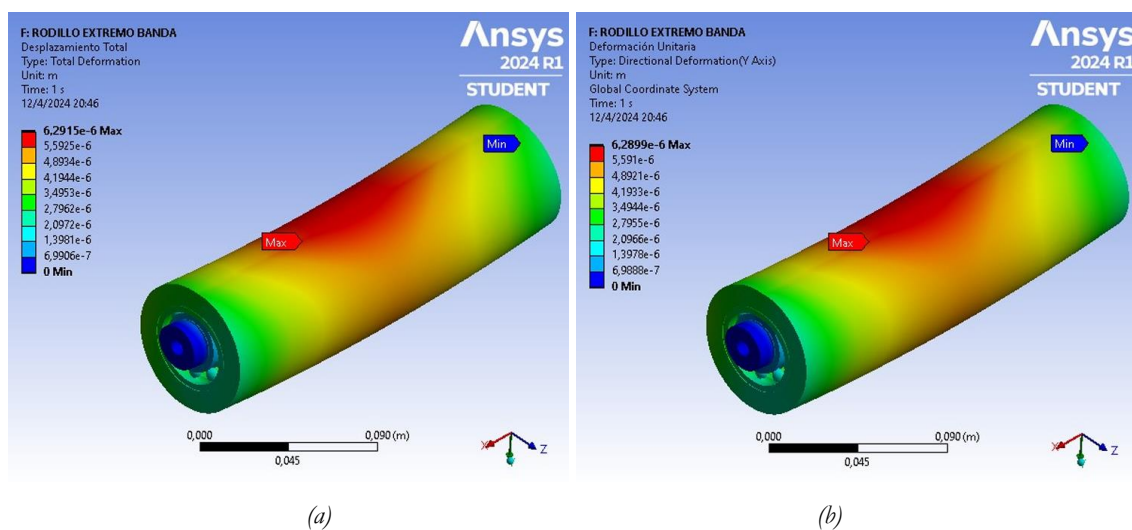


Figura 118: Eje y ruedas guía extremo de banda plástica. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total:	0.006292 mm.
Interpretación:	El desplazamiento máximo se genera en el centro del eje, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
Deformación Unitaria:	0.00629mm en el eje “y”.
Interpretación:	El desplazamiento unitario en el eje “y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están

actuando en el eje “y”. También se observa deformaciones muy bajas en todo el rodillo que son despreciables.

Los resultados de esfuerzo de Von Mises y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 119.

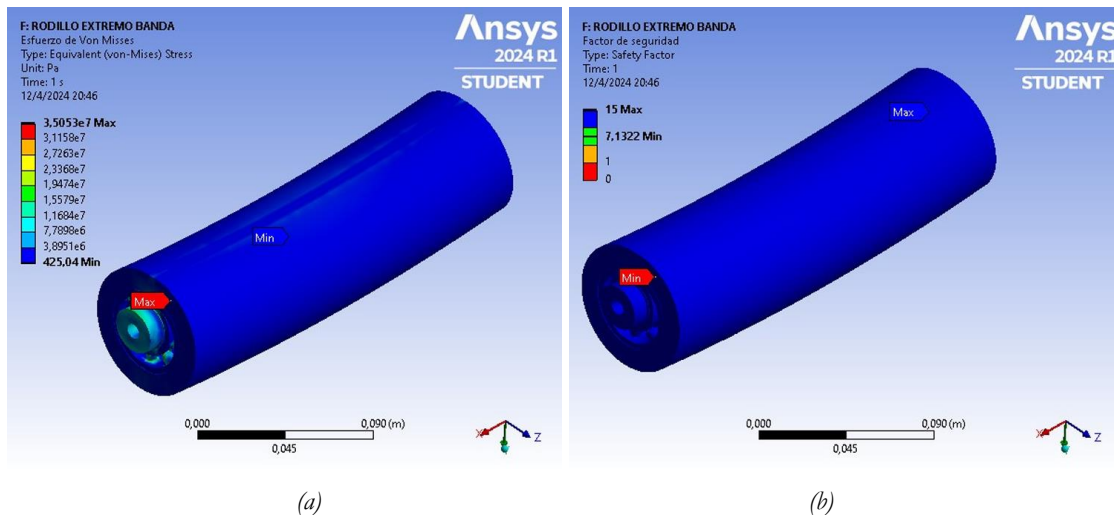


Figura 119: Eje y ruedas guía extremo de banda plástica. a) Esfuerzo de Von Mises. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Mises:	35.05 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre el eje no supera el esfuerzo de fluencia del material con los que esta ensamblado el rodillo, no fallara en el eje y los rodillos.
Factor de Seguridad:	7.13 (mínimo).
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en el eje garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.2.7.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL EJE TENSOR DE LA BANDA PLÁSTICA MODULAR

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la esfera del rodamiento y la pista externa del rodamiento, Figura 120. Este factor sigue siendo alto por lo cual se garantiza el diseño. El eje y la rueda presentan valores superiores a 15.

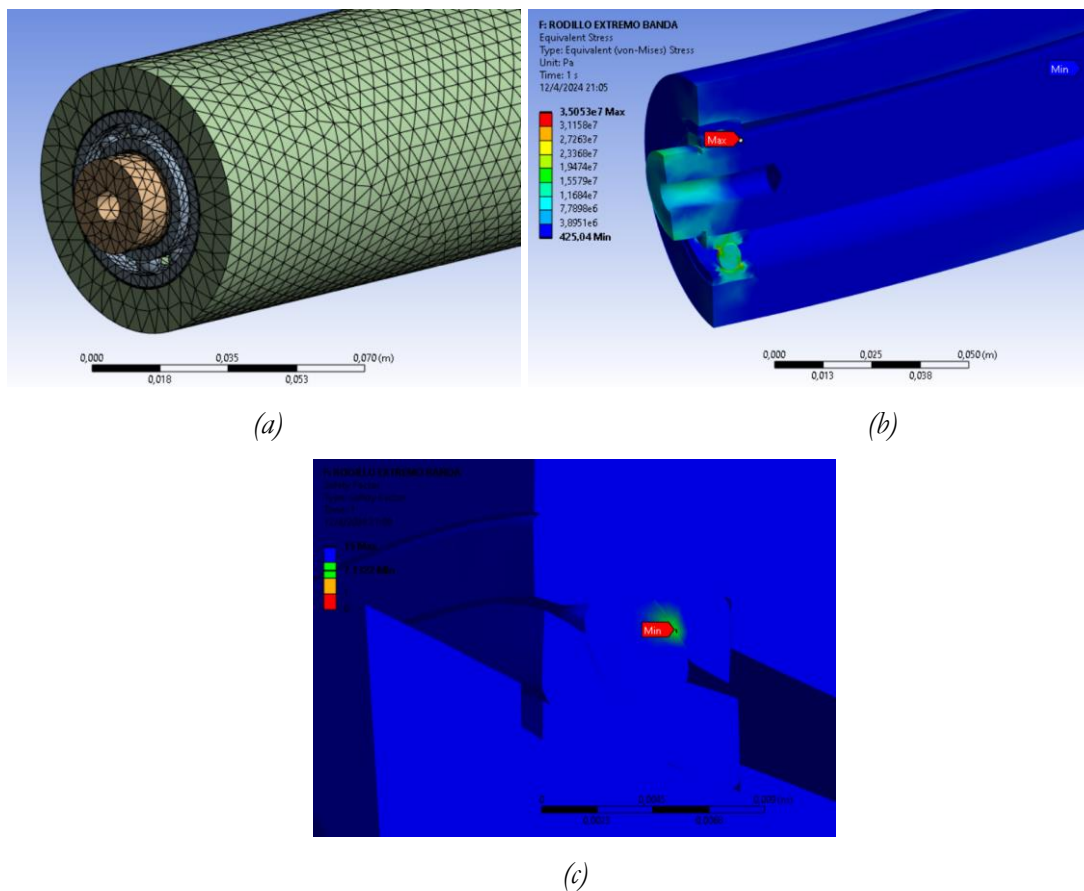


Figura 120: Eje y ruedas guía extremo de banda plástica. a) Mallado. b) Esfuerzo de Von Mises. c) Factor de seguridad.

5.3 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL SISTEMA GIRATORIO 360°

Se realiza la simulación de las partes más críticas de la estructura que soporta y permite el giro de 360°.

5.3.1 SIMULACIÓN DEL SOPORTE DE LA RUEDA DE POLIURETANO

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 121.

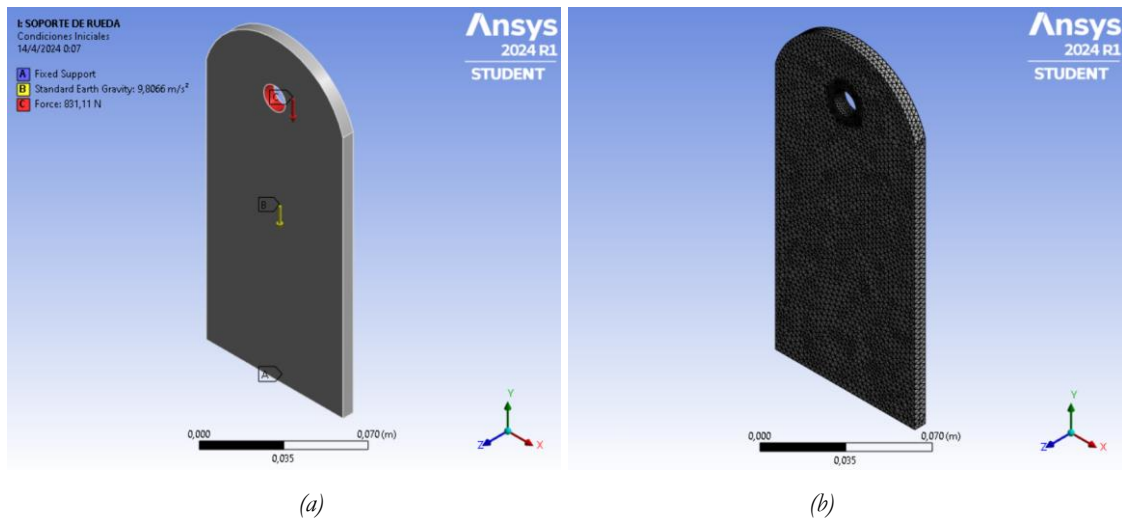


Figura 121: Placa soporte de rueda de poliuretano. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte fijo en la base donde se une a un bloque estructural de conexión a la base del piso.
- Fuerza distribuida lineal aplicada de 12580.4 (N/m) en dirección “-y”.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”.

Malla:

- 76679 nodos
- 49233 elementos
- Skewness promedio = 0.2397
- Desviación estándar = 0.1346

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 122.

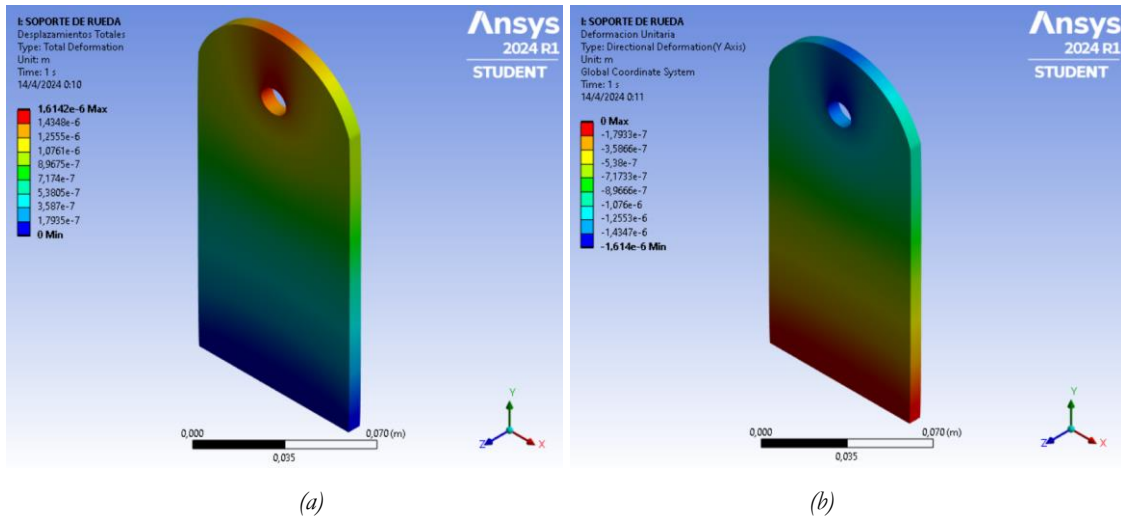


Figura 122: Placa soporte de rueda de poliuretano. a) Desplazamiento total.
b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total:	0.001614 (mm)
Interpretación:	El desplazamiento máximo se genera en el centro del eje, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
Deformación Unitaria:	0.001614 (mm) en el eje “-y”.
Interpretación:	El desplazamiento unitario en el eje “-y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “-y”. También se observa que las deformaciones negativas porque la placa está sometida a compresión.

Los resultados de esfuerzo de von Mises y el factor de seguridad se presentan en la Figura 123.

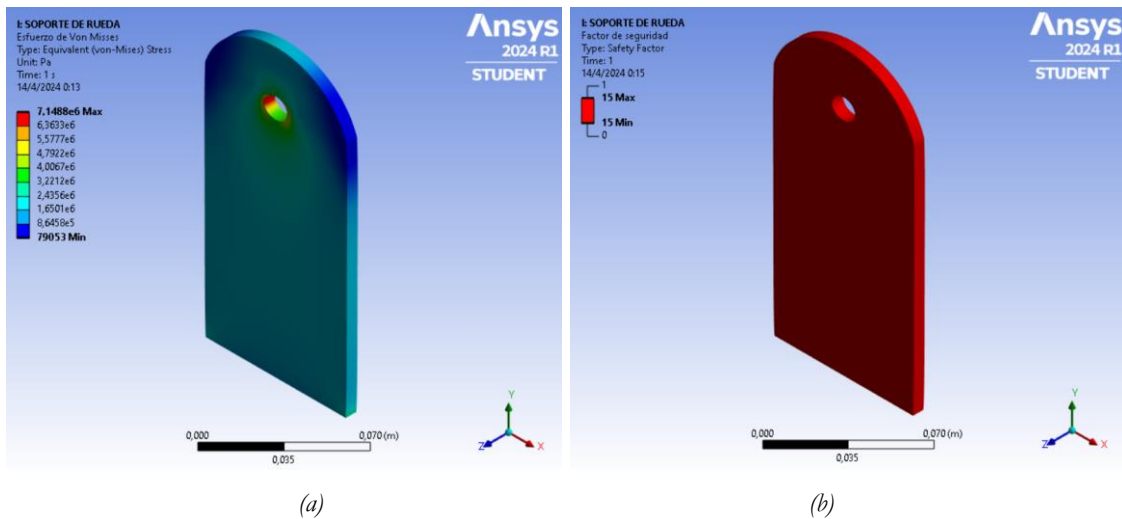


Figura 123: Placa soporte de rueda de poliuretano. a) Esfuerzo de Von Misses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses:	7.15 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre la placa es mínimo en comparación al esfuerzo de fluencia del material, no fallara la placa.
Factor de Seguridad:	>15
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo supera el valor de 15, esto garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.3.1.1 ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DEL SOPORTE DE LA RUEDA DE POLIURETANO

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la sección del agujero que acopla al perno de la rueda de poliuretano, de acuerdo al cálculo el factor de seguridad es muy alto por lo que se garantiza el diseño.

5.3.2 SIMULACIÓN DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 124.

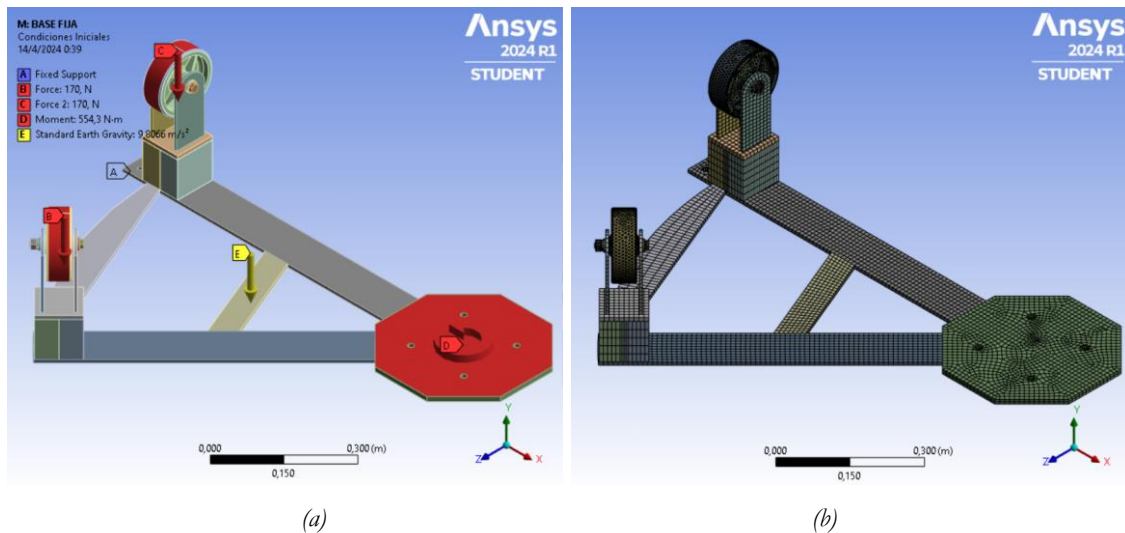


Figura 124: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte fijo en la parte inferior de todas las placas donde se asienta al piso.
- Fuerza puntual de 170 (N) aplicada sobre las ruedas de poliuretano en dirección “-y”.
- Momento de 554.3 (N·m) aplicado en la base central, producido por el torque que se transmite desde el motor de giro y la catalina.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-y”

Malla:

- 107996 nodos
- 40187 elementos
- Skewness promedio = 0.3215
- Desviación estándar = 0.2241

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “y” se presentan en la Figura 125.

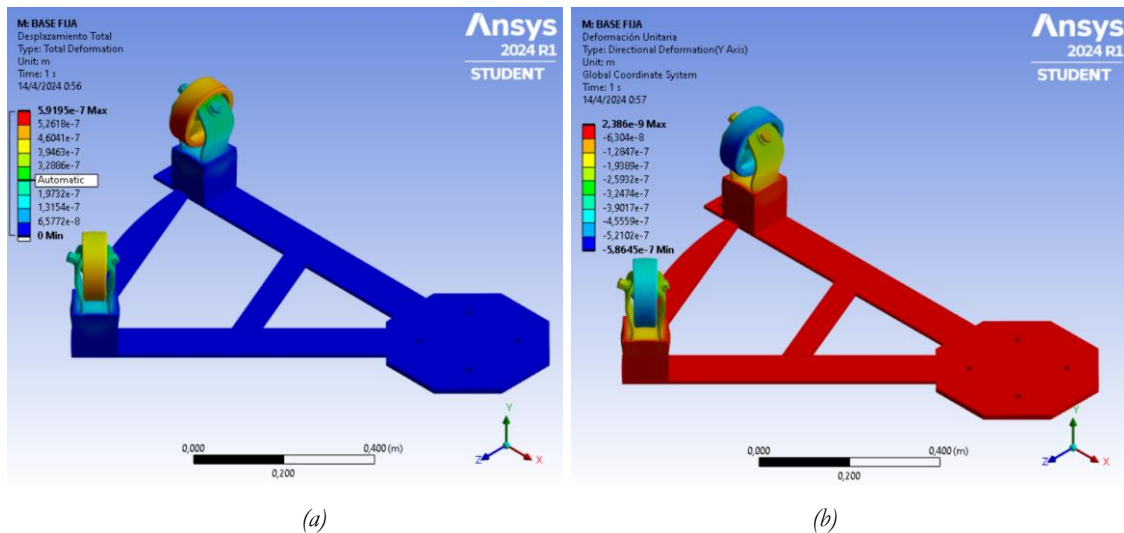


Figura 125: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje y.

Desplazamiento total: 0.000592 (mm)

Interpretación: El desplazamiento máximo se genera entre el poliuretano y el alma de acero de la rueda, por su valor mínimo se garantiza el diseño.

Deformación Unitaria: 0.000592 (mm) en el eje “-y”

Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “-y” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “-y”. También se observa desplazamiento en toda la superficie, pero por su valor se consideran nulas.

Los resultados de esfuerzo de von Misses y el Factor de seguridad se presentan en la Figura 126.

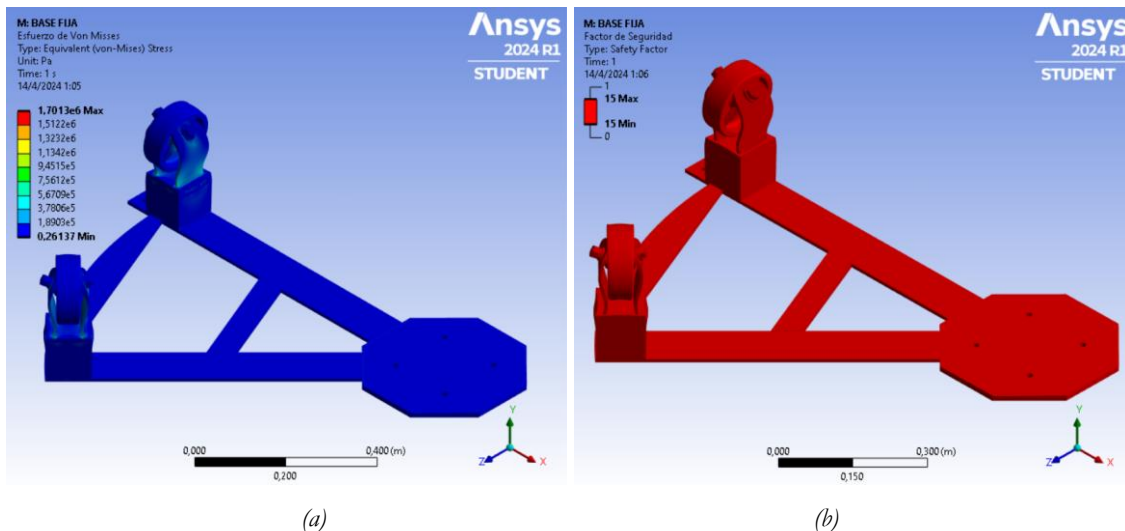


Figura 126: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Esfuerzo de Von Misses. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Misses: 1.7 (MPa)

Interpretación: El esfuerzo que sufre la placa es mínimo en comparación al esfuerzo de fluencia del material, no fallara la placa.

Factor de Seguridad: >15

Interpretación: El factor de seguridad mínimo supera el valor de 15, esto garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.3.2.1 ANÁLISIS DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en la unión de la placa soporte de la rueda de poliuretano y la base, de acuerdo con el cálculo el factor de seguridad es muy alto por lo que no se requiere ningún otro tipo de modificación para garantizar el diseño.

5.3.3 SIMULACIÓN DEL EJE DE GIRO 360°

Las condiciones de inicio y el mallado del elemento se presenta en la Figura 127.

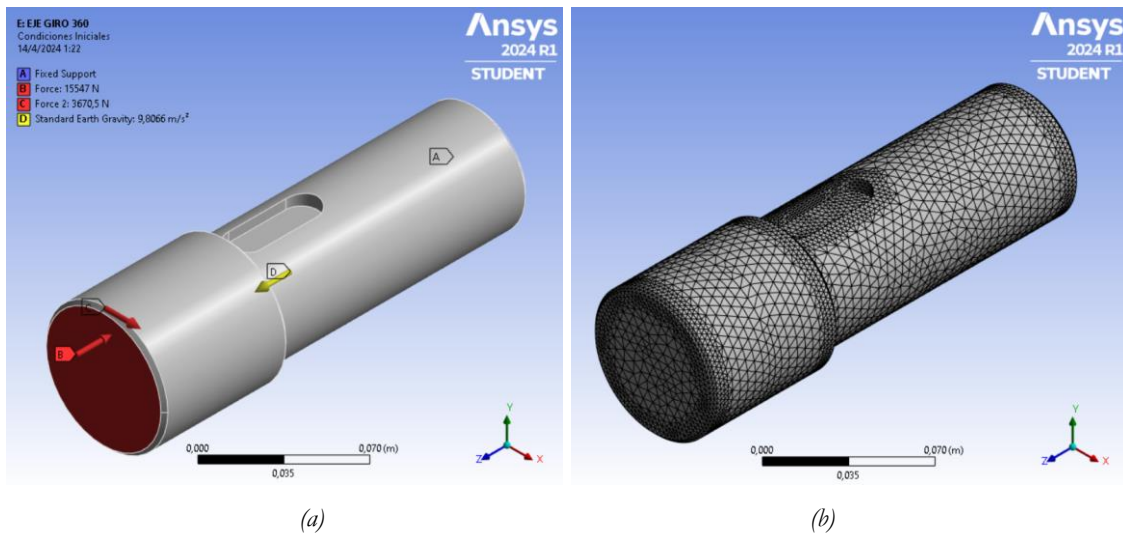


Figura 127: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Condiciones iniciales. b) Mallado.

Condiciones:

- Soporte fijo en la parte superior en donde se une a la placa que de giro 360°.
- Fuerza axial de 15547.22 (N) aplicada en dirección “-z”, producida por el transportador giratorio y la carga al momento de realizar el volteo con carga.
- Fuerza de 3670.5 (N) transmitida por el sistema giratorio a través de las catalinas
- Momento de 554.3 (N·m) aplicado en la base central, producido por el torque que se transmite desde el motor de giro y la catalina.
- Fuerza generada por la aceleración en dirección “-z”

Malla:

- 107745 nodos
- 73740 elementos
- Skewness promedio = 0.2499
- Desviación estándar = 0.1583

Los resultados de desplazamientos totales y la deformación unitaria en el eje “x” se presentan en la Figura 128.

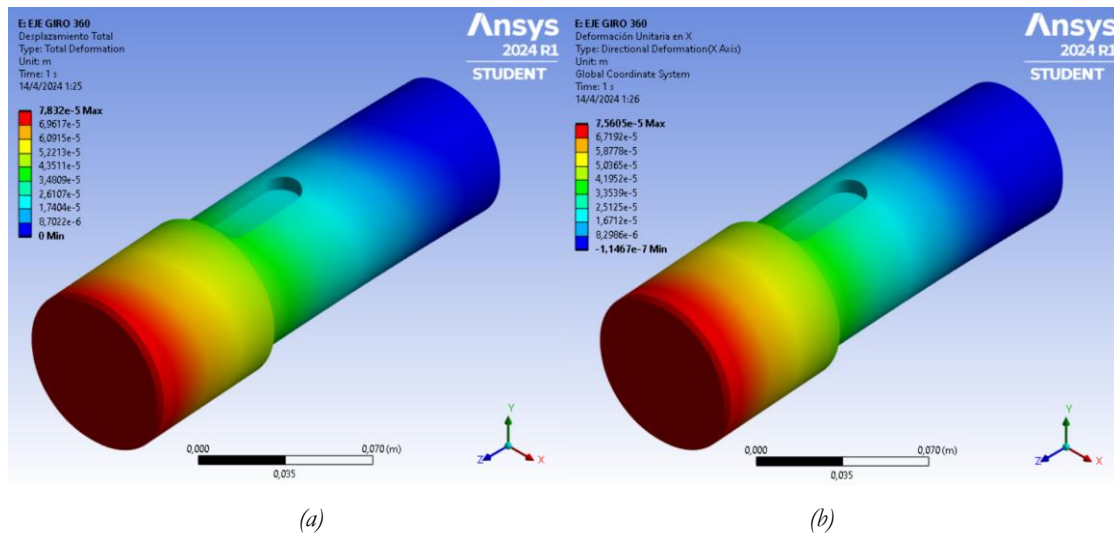


Figura 128: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Desplazamiento total. b) Deformación unitaria en el eje x.

- Desplazamiento total: 0.0783 (mm)
- Interpretación: El desplazamiento máximo se genera entre el poliuretano y el alma de acero de la rueda, por su valor mínimo se garantiza el diseño.
- Deformación Unitaria: 0.0756 (mm) en el eje “x”
- Interpretación: El desplazamiento unitario en el eje “x” coincide con el desplazamiento total debido a que las únicas fuerzas están actuando en el eje “x”. También se observa desplazamiento en toda la superficie, pero por su valor se consideran nulas.

Los resultados de esfuerzo de Von Misses y el factor de seguridad se presentan en la Figura 129.

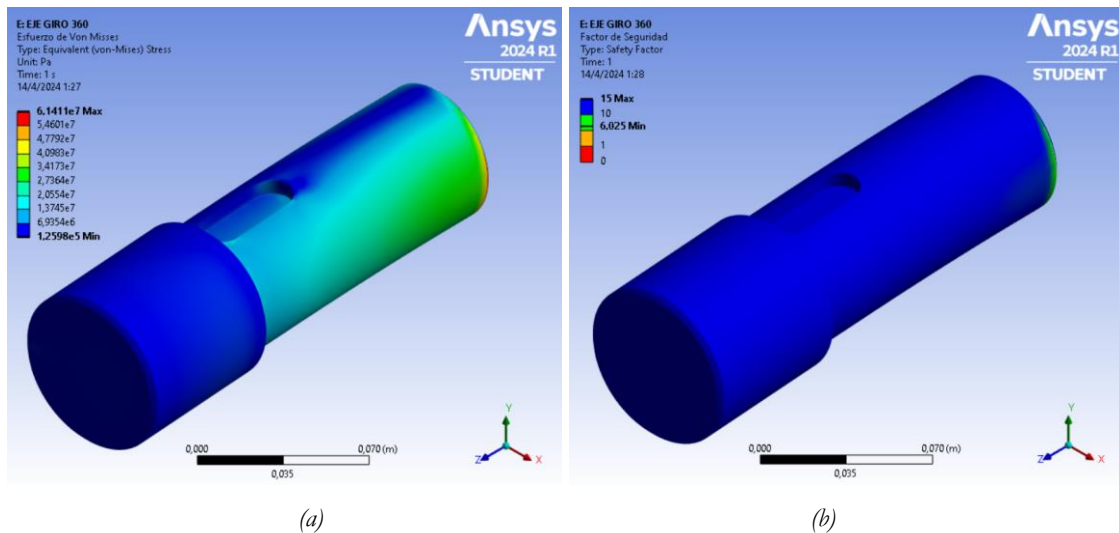


Figura 129: Base del sistema fijo del transportador giratorio. a) Esfuerzo de Von Mises. b) Factor de seguridad.

Esfuerzo de Von Mises:	61.41 (MPa)
Interpretación:	El esfuerzo que sufre la placa es mínimo en comparación al esfuerzo de fluencia del material, no fallara la placa.
Factor de Seguridad:	6.025 (mínimo).
Interpretación:	El factor de seguridad mínimo presente en el eje garantiza su funcionalidad y seguridad.

5.3.3.1 ANÁLISIS DE LA BASE DEL SISTEMA FIJO DEL TRANSPORTADOR GIRATORIO

El punto donde se da la mayor concentración de esfuerzos se sitúa en el extremo del eje que se une a la placa para transmitir el giro al transportador de banda plástica modular, el factor de seguridad es alto por lo que se garantiza el diseño.

5.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los cálculos de la estructura presentan factores de seguridad altos en relación a los valores nominales, estos valores son corroborados en la simulación de las partes estructurales y se observa que las estructuras en su mayor parte superan valores de seguridad de 15, pero también se analizan los puntos críticos de cada componente simulando el trabajo y las diferentes cargas y momentos que actúan sobre cada componente, esto ha permitido trabajar sobre los puntos críticos y se han mejorado los factores de seguridad para garantizar el buen funcionamiento de la máquina.

CONCLUSIONES

Los transportadores de bandas plásticas con mesas giratorias son sistemas mecánicos construidos bajo las necesidades de la industria y presentan ventajas en sus diferentes procesos industriales, su desarrollo técnico ha ido progresando a través del tiempo de acuerdo con los avances en los sistemas de modelado y simulaciones mediante elementos finitos. Estudios aplicados a prevenir fallas, evaluar comportamientos a nivel estructural, mejoras en los materiales con implementación de materiales plásticos, sistemas de control y automatización, mejoras en la eficiencia energética son parte de los avances, que a han permitido lograr una propuesta que se adapte de mejor manera a las necesidades de la línea de producción para cajas de cartón corrugado.

La determinación de la línea de producción en donde funcionará el transportador y las condiciones de uso general que debe cumplir has sido determinantes para seleccionar la calidad de la banda plástica modular. El diseño de los elementos de la estructura parte de las condiciones de carga máxima y se han seleccionado perfiles normalizados que cumplen con las condiciones mínimas para garantizar la funcionalidad y seguridad de la estructura. Se aplica criterios técnicos y de ingeniería apoyados en las normativas para un diseño óptimo que faciliten la construcción, el montaje, el traslado y el mantenimiento del transportador. La dilatación térmica que experimenta la banda de acuerdo a las temperaturas ambiente máximo y mínimo se evalúan y se garantiza el diseño del transportador

La simulación de los elementos estructurales usando software de diseño por elementos finitos aplicado a subconjuntos ensamblados han sido de base fundamental para determinar y mejorar los puntos críticos que se presentan en el transportador giratorio. El elemento ensamblado que hace de base para soportar la banda corta y que soporta las placas del sistema de transmisión del motor al eje cuadrado presenta el esfuerzo más alto de 124 (MPa) dentro del sistema del transportador da banda plástica, su punto más crítico se ubica en la sección que une los ejes al extremo de cada perfil y su factor de seguridad es 2.016; los demás elementos presentan esfuerzos menores y sus factores de seguridad son superiores de manera que se garantiza el buen funcionamiento del sistema transportador. Para el sistema de giro 360° se presenta el eje como el elemento con mayor concentración de esfuerzo de 61.41 MPa que genera un factor de seguridad de 6.025 en su parte más crítica que se sitúa en el extremo

que va soldado a la placa de transmisión de movimiento, se garantiza el buen funcionamiento del sistema giratorio 360°.

RECOMENDACIONES

Existe gran variedad de fabricantes de bandas que califican dentro de la certificación FDA en el mundo, en la actualidad los fabricantes asiáticos han copado el mercado mundial, se recomienda el estudio comparativo de la calidad de la banda entre diferentes fabricantes a fin de determinar sus características técnicas.

Se ha realizado el diseño con perfiles normalizados de fabricación nacional, con ello se ha llegado a tener factores de seguridad altos; para bajar peso y bajar costos se recomienda el diseño y simulación usando perfiles armados de planchas y platinas unidos por soldadura que reemplacen los perfiles normalizados y que tengan factores de seguridad mínimos recomendados.

El diseño del volteador giratorio parte de la limitante del espacio en donde será utilizado, en caso de que el espacio no sea una limitante se recomienda sistemas motorizados fijos externos al transportador que realicen el volteo, con ello se logra reducir la altura de todo el sistema.

Dentro de la literatura de diseño de transportadores existen estudios que relacionan la simulación mediante diferentes softwares como Solidwork, Inventor, Ansys y SAP 2000. Se recomienda un estudio comparativo de resultados en simuladores diferentes, para evaluar el comportamiento del transportador y determinar ventajas que pueden existir entre los softwares de diseño.

REFERENCIAS

- [1] A. Katterfeld *et al.*, «Conveying and Construction Machinery», en *Springer Handbook of Mechanical Engineering*, K.-H. Grote y H. Hefazi, Eds., en Springer Handbooks. , Cham: Springer International Publishing, 2021, pp. 829-991. doi: 10.1007/978-3-030-47035-7_20.
- [2] G. Saravacos y A. E. Kostaropoulos, «Mechanical Transport and Storage Equipment», en *Handbook of Food Processing Equipment*, en Food Engineering Series. , Cham: Springer International Publishing, 2016, pp. 87-147. doi: 10.1007/978-3-319-25020-5_3.
- [3] A. Miravete y E. Larrodé, *Transportadores y elevadores*. Reverte, 1996.
- [4] S. M. Shinde y R. B. Patil, «Design and Analysis of a Roller Conveyor System for Weight Optimization and Material Saving», *International Journal on Emerging Technologies*, vol. 3, n.º 1, pp. 168-173, 2012.
- [5] N. Lovrin y D. Debelić, «ABOUT THE HISTORY OF BELT CONVEYORS», *Engineering Review : Međunarodni časopis namijenjen publiciranju originalnih istraživanja s aspekta analize konstrukcija, materijala i novih tehnologija u području strojarstva, brodogradnje, temeljnih tehničkih znanosti, elektrotehnike, računarstva i građevinarstva*, vol. 28, n.º 2, pp. 111-118, dic. 2008.
- [6] D. Chuliá Dasí, «Análisis y mejora del diseño de una mesa pesada power rollen table (Conveyor), transportadora lineal de carrocerías para el sector del automóvil», Proyecto/Trabajo fin de carrera/grado, Universitat Politècnica de València, 2019. Accedido: 27 de septiembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/127497>
- [7] M. Salinero Gervaso, «Diseño de una banda transportadora mediante guide de Matlab», Master's Thesis, 2013. Accedido: 18 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/18109>
- [8] G. Lodewijks, «Two decades dynamics of belt conveyor systems», *Bulk Solids Handling*, vol. 22, n.º 2, pp. 124-132, 2002.
- [9] D. Kumar y R. K. Mandloi, «Analysis & prospects of modification in belt conveyors», *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, vol. 3, n.º 1, pp. 581-587, 2013.
- [10] B. Doroszuk y R. Krol, «Analysis of conveyor belt wear caused by material acceleration in transfer stations», *Mining science*, vol. 26, pp. 189-201, 2019.

- [11] R. Błażej, L. Jurdzia, A. Kirjanów-Błażej, M. Bajda, D. Olchówka, y A. Rzeszowska, «Profitability of Conveyor Belt Refurbishment and Diagnostics in the Light of the Circular Economy and the Full and Effective Use of Resources», *Energies*, vol. 15, n.º 20, Art. n.º 20, ene. 2022, doi: 10.3390/en15207632.
- [12] H. A. Auris Aguilar y F. R. Cardenas Cuya, «Diseño y automatización de un sistema de bandas transportadoras modulares para la distribución de jabs en la empresa Supermercados Peruanos SA», 2019, Accedido: 13 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/3428>
- [13] VENMIR, «Bandas transportadoras modulares claves en la industria de alimentos», VENMIR de Colombia SAS. Accedido: 1 de octubre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://venmir.com/bandas-transportadoras-modulares-y-porque-son-claves-en-la-industria-colombiana/>
- [14] P. Hernando Sanz, «Software para el diseño de una banda transportadora y creación del modelo de elementos finitos asociado», Master's Thesis, 2011. Accedido: 13 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/11759>
- [15] Molinaro, «Bandas Modulares - Molinaro Cía. Ltda.» Accedido: 1 de octubre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://molinaro.com.ec/todo-sobre-bandas-modulares/>
- [16] T. Watkins, «11 - Corrugated board packaging», en *Packaging Technology*, A. Emblem y H. Emblem, Eds., Woodhead Publishing, 2012, pp. 240-261. doi: 10.1533/9780857095701.2.240.
- [17] K. J. Mogrovejo Tigre, «Diseño de automatización de máquina pegadora para la producción de cajas de cartón corrugado en la empresa Cartonera del Austro», bachelorThesis, 2021. Accedido: 16 de diciembre de 2022. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/21536>
- [18] P. Bajpai, «Chapter 12 - Corrugated Containers», en *Biermann's Handbook of Pulp and Paper (Third Edition)*, P. Bajpai, Ed., Elsevier, 2018, pp. 273-281. doi: 10.1016/B978-0-12-814238-7.00012-X.
- [19] B. GONZALES, «Cartón corrugado: tipos y usos en el embalaje | Rajapack», RAJA® Blog | Consejos de embalaje, logística y más. Accedido: 18 de diciembre de 2022. [En línea]. Disponible en: <https://www.rajapack.es/blog-es/carton-corrugado-tipos-usos-embalaje>
- [20] G. Saravacos y A. E. Kostaropoulos, «Design and Selection of Food Processing Equipment», en *Handbook of Food Processing Equipment*, en Food Engineering Series. ,

- Cham: Springer International Publishing, 2016, pp. 51-85. doi: 10.1007/978-3-319-25020-5_2.
- [21] A. I. Neri, «El propósito BRCGS Food V9», Ibro. Accedido: 13 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://ibro-cvm.com/brcgs-food/>
- [22] «BRCGS Packaging & Packaging Materials Versión 6». Accedido: 13 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.bsigroup.com/es-ES/BRCGS/brcgs-packaging-version-6/>
- [23] N. I. Lagos Reyes, «Propuesta de diseño para la implementación del estándar BRCGS: aplicación a envases de cartón corrugado y/o cartulina», Universidad del Desarrollo. Facultad de Ingeniería, 2020. Accedido: 9 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/11447/4730>
- [24] A. V. Guijarro López, «Propuesta de mejora en los procesos basada en la Norma BRCGS en la Empresa Cartorama C.A.», Universidad de Guayaquil. Facultad de Ingeniería Industrial. Carrera de Ingeniería Industrial., 2023. Accedido: 6 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://repositorio.ug.edu.ec/handle/redug/67356>
- [25] R. Lambert y M. Frenz, «El Impacto Económico Para Los Establecimientos De Fabricación Que Operan Según La Certificación De Brcgs», *DdG Birkebeck, Editor*, 2021, Accedido: 9 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.brcgs.com/media/2170040/el-impacto-economico-para-los-establecimientos-de-fabricacion-que-operan-segun-la-certification-de-brcgs.pdf>
- [26] R. J. Tejeda Vilchez, «Sistema de gestión según la norma BRCGS packaging v6, para disminuir reclamos en la fabricación de empaques flexibles, Ate, Lima 2021», 2021, Accedido: 13 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/100991>
- [27] J. Gómez Jiménez, «Contribuciones al desarrollo de plataforma estandarizada para la simulación de sistemas de automatización», 2020, Accedido: 27 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://idus.us.es/handle/11441/102849>
- [28] X. Zhou, «Estudio y diseño de un transportador de acumulación para la optimización de una línea de producción», 2020, Accedido: 24 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.upct.es/handle/10317/8927>
- [29] ISO 14159, «Safety of machinery-hygiene requirements for the design of machinery». Suiza, 2002.

- [30] F. Murillo Martínez, «Análisis mediante elementos finitos del comportamiento de perfiles combinados de estructuras de autobuses», 2018, Accedido: 12 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://oa.upm.es/id/eprint/50284>
- [31] J. Comadran Freixas, «Diseño de una máquina semiautomática enfardadora de palés con plataforma giratoria», B.S. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2021. Accedido: 27 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/371805>
- [32] Ammeral Beltech, «Bandas Modulares Plásticas Gama General de Producto». febrero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/product/belts-overview-es2.pdf>
- [33] Ammeral Beltech, «Plastic Modular Belt - Datasheet - Series uni JCB, Series Y-TOP».
- [34] Ammeral Beltech, «12 Puntos de control de su transportador – ¡y a seguir girando!» noviembre de 2021. [En línea]. Disponible en: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/product/12-check-points-es.pdf>
- [35] Ammeral Beltech, «Material and Color Overview». [En línea]. Disponible en: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/product/uni-material-and-color-overview-en.pdf>
- [36] Ammeral Beltech, «Engineering Manual». agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/technical-manuals/uni-engineering-manual-en.pdf>
- [37] Meteoblue, «Mapas meteorológicos | Radar y satélite meteorológico en directo», meteoblue. Accedido: 24 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.meteoblue.com/es/tiempo/mapas/index>
- [38] Industrias RAMFÉ, «Catálogo General de Selección de Motores». 2006. [En línea]. Disponible en: <https://docplayer.es/9679751-Catalogo-general-de-seleccion.html>
- [39] DIPAC, «Catálogo - Productos de Acero». 2023. Accedido: 9 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://dipacmanta.com/catalogos-online/>
- [40] M. T. Fernández, «Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3», PhD Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria ..., 2015. Accedido: 25 de febrero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/41822782.pdf>

- [41] M. T. Fernández y F. M. Carvajal, «Elaboración de fórmulas analíticas y tablas de cálculo para las estructuras metálicas de acero según la normativa Eurocódigo 3 ANEXOS A-F».
- [42] R. L. Mott, V. G. Pozo, S. S. Sánchez, Á. H. Fernández, y J. V. Sánchez, «Diseño de elementos de máquinas», 2006, Accedido: 16 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en:
https://www.academia.edu/download/76915217/Diseno_de_elementos_de_maquinas.pdf
- [43] NTN Corporation, «Bearing Units|Bearing units/Plummer blocks|Support Tools:Catalog Download|Products & Technology|NTN Global». Accedido: 30 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en:
<https://www.ntnglobal.com/en/products/catalog/en/2400/index.html>
- [44] SKF, «Cargas». Accedido: 24 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en:
<https://www.skf.com/mx/products/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/loads>
- [45] J. C. Toapanta Tipanta, «Diseño y construcción de un prototipo para una máquina semiautomática envolvente de palets portátil con plataforma giratoria y sistema de sujeción de film», bachelorThesis, 2014. Accedido: 27 de septiembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7454>
- [46] F. D. Del Castillo Rodriguez, «Tablas y graficas para diseño de elementos de máquinas». Facultades de Estudios Superiores Cuautitlán, 2007.
- [47] G. B. Richard y J. K. Nisbett, «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley», *México DF: McGraw-Hill*, 2008.
- [48] COLSON, «Moldon Polyurethane (Cast Iron Core)», Colson. Accedido: 15 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://colsoncaster.com/series/moldon-polyurethane-cast-iron-caster-wheels/>
- [49] ESingenieria.pro, «Tabla de chavetas y chaveteros para diseño». Accedido: 24 de marzo de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://esingenieria.pro/tabla-de-chavetas-y-chaveteros/>
- [50] M. Abasolo y S. Navalpotro, «2. TEORÍAS DE FALLO ESTÁTICO», *Universidad del País Vasco*, pp. 1-18.
- [51] A. De Castro, «Teorías de falla bajo cargas estáticas», *Salamanca: Universidad de Salamanca*. Descargado de <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/teorasdefallabajocargasestticas.pdf>, 2014,

- Accedido: 11 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en:
https://www.academia.edu/download/52049556/Archivo_Lectura_II.pdf
- [52] W. A. Méndez Rivero, «Comprobación de diseños en maquinaria industrial», B.S. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2018. Accedido: 11 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/121641>
- [53] I. R. Molina Baño y D. A. Vilaña Peña, «Simulación numérica de contacto entre superficies con movimiento relativo para predicción de desgaste en cojinetes de fricción de aleación de aluminio», B.S. thesis, Quito, 2018., 2018. Accedido: 11 de abril de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/19315>

ANEXOS

Anexo 1: Selección de Banda Plástica Modular

Industrias / Aplicación



Bandas Para Tramo Recto

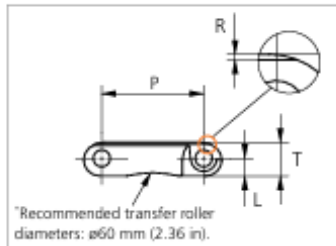
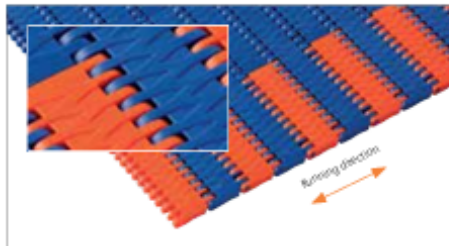
<p>Paso 8.00 mm (0.32 in)</p>  <p>uni NTB Esfuerzo admisible (POM) 2000 N/m (137 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 12.7 mm (0.50 in)</p>  <p>uni M-OWL Esfuerzo admisible (POM) 4500 N/m (309 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 12.7 mm (0.50 in)</p>  <p>uni M-QNB Esfuerzo admisible (POM) 19000 N/m (1302 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 12.7 mm (0.50 in)</p>  <p>uni M-SNB M3 Esfuerzo admisible (POM) 15000 N/m (1028 lbf/ft)</p>  
<p>Paso 12.7 mm (0.50 in)</p>  <p>uni M-TTB Esfuerzo admisible (POM) 22500 N/m (1541 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 19.1 mm (0.75 in)</p>  <p>uni Light Esfuerzo admisible (POM) 16250 N/m (702 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni CNB Esfuerzo admisible (POM) 15700 N/m (1076 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni JCB Y Esfuerzo admisible (POM) 35000 N/m (2400 lbf/ft)</p>  
<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni LPB Esfuerzo admisible (POM) 35000 N/m (2400 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni QNB Esfuerzo admisible (POM) 35000 N/m (2400 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni S-MPB Esfuerzo admisible (POM) 23500 N/m (1610 lbf/ft)</p>  	<p>Paso 25.4 mm (1.00 in)</p>  <p>uni SNB M2 Esfuerzo admisible (POM) 23500 N/m (1610 lbf/ft)</p>  

Anexo 2: Datasheet Banda Plástica Modular uni JCB Y-Top



Plastic Modular Belt

Series **uni JCB** Type **Y-Top**



Straight running belt
 Nominal pitch: 25.4 mm (1.00 in)
 Surface type: Y Pattern surface grid
 Surface opening: 0%
 Backflex radius: 25.0 mm (0.98 in)
 Pin diameter: 4.0 mm (0.16 in)

Belt material & color	POM SLF B
Pin material & color	PA6.6 B PA6.6 B *

	mm	in		mm	in
P (Nominal)	25.4	1.00	T	8.4	0.33
L	4.4	0.17	R	0.4	0.02

POM SLF orange or yellow links can be used as SAFE WALK markers.
 *Only for K200 / K300 chain

Belt width		Permissible tensile force (Belt/pin material)		Belt weight (Belt/pin material)		*Min No drive sprocket per shaft	Number of wear strips (min no)	
		POM SLF/PA6.6		POM SLF/PA6.6			***Carry (pcs)	**Return (pcs)
mm	in	N	lbf	kg/m	lb/ft			
51 (chain)	2.0	1785	401	0.3	0.22	1	2	2
77 (chain)	3.0	2695	606	0.5	0.34	1	2	2
153	6.0	5355	1204	1.0	0.67	2	2	2
229	9.0	8015	1802	1.5	1.00	2	2	2
305	12.0	10675	2400	2.0	1.33	3	3	2
381	15.0	13335	2998	2.5	1.66	3	3	2
457	18.0	15995	3596	3.0	2.00	4	4	2
533	21.0	18655	4194	3.5	2.33	4	4	2
609	24.0	21315	4792	4.0	2.66	5	5	3
685	27.0	23975	5390	4.5	2.99	5	5	3
761	30.0	26635	5988	4.9	3.32	6	6	3
837	33.0	29295	6586	5.4	3.66	6	6	3
913	35.9	31955	7183	5.9	3.99	7	7	4
1978	77.9	69230	15563	12.9	8.64	14	14	7
2966	116.8	103810	23336	19.3	12.96	20	20	10

Standard increments in belt width: 76.3 mm (3.00 in).

Standard increments in belt width: 76.3 mm (3.00 in).

General belt tolerance is +0/-0.4% at 23°C/73°F and 50% RH. For exact belt width contact Customer Service. Non standard belt width on request.

*Max. Load per Drive Sprocket. Belt material: POM-SLF 2300 N (517 lbf).

**Max. Spacing between wear strips, Carry: 152.0 mm (6.00 in); Return: 304.0 mm (12.00 in).

***Full Carry way Support (FS) deck of wearstrip material recommended for safe walk belts.

□ = Single Link



STANDARD
STRAIGHT RUNNING
PITCH 25.4 MM/1.00 IN

Sprocket

No. of teeth	Bore size								Overall diameter		Pitch diameter		Hub diameter		Dimension A		Dimension B		Single row/Two way	Moulded	PAG LG
	Pilot bore		1.00	1.18	1.25	1.50	1.57	2.36													
	mm	in																			
Z10	✓		●	●	●	■	●			80.3	3.16	82.2	3.24	65.0	2.56	34.7	1.36	45.5	1.79	✓	✓
Z12	✓		●	●	●	■	●			96.8	3.81	98.1	3.86	70.0	2.76	43.0	1.69	53.5	2.11	✓	✓
Z15	✓			●	●	●	■	■	■	121.5	4.78	122.2	4.81	¹ 70.0 ² 100.0 ³ 104.0	¹ 2.76 ² 3.94 ³ 4.09	55.4	2.18	65.5	2.58	✓	✓
Z18	✓			●	●	●	■	■	■	146.0	5.75	146.3	5.76	¹ 70.0 ² 104.0 ³ 120.0	¹ 2.76 ² 4.09 ³ 4.72	67.6	2.66	77.5	3.05	✓	✓
Z19	✓			●	●	●	■	■	■	154.2	6.07	154.3	6.07	¹ 70.0 ² 120.0	¹ 2.76 ² 4.72	71.7	2.82	81.6	3.21	✓	✓

● Moulded sprocket ■ Moulded sprocket ■ Moulded sprocket



Other sprocket sizes are available upon request.
Round bores are always delivered with keyway.
Max load per sprocket shown does not take bore size into account.
Please also ensure that sufficient size shaft is chosen for corresponding load.
Other bore sizes are available upon request.
uni Retainer Rings: See uni Retainer Ring data sheet.
Width of tooth = 10.0 mm (0.39 in)
Width of OnePart sprocket = 25.0 mm (0.98 in)

uni UltraFit Two-Part Sprocket

No. of teeth	Bore size				Overall diameter		Pitch diameter		Hub/adapter diameter		Hub/adapter width		Dimension A		Dimension B		Single row/Two way	Moulded	PAG LG	Adapter Moulded	POM-D B
	in		1.50	1.57																	
	mm	in																			
Z12		■	■			96.8	3.81	98.2	3.87	83.0	3.27	25.0 76.0	0.98 2.99	43	1.69	53.5	2.11	✓	✓	✓	✓
Z13		■	■			104.8	4.13	106.2	4.18	83.0	3.27	25.0 76.0	0.98 2.99	47.1	1.86	57.1	2.25	✓	✓	✓	✓
Z15		■	■	■	■	121.5	4.78	122.5	4.82	106.0	4.14	25.0 76.0	0.98 2.99	55.4	2.18	65.5	2.58	✓	✓	✓	✓
Z16		■	■	■	■	129.7	5.11	130.2	5.13	106.0	4.14	25.0 76.0	0.98 2.99	59.5	2.35	69.5	2.74	✓	✓	✓	✓
Z18		■	■	■	■	146.1	5.75	146.3	5.76	106.0	4.14	25.0 76.0	0.98 2.99	67.6	2.66	77.5	3.05	✓	✓	✓	✓
Z19		■	■	■	■	154.2	6.07	154.3	6.07	106.0	4.14	25.0 76.0	0.98 2.99	71.7	2.82	81.6	3.21	✓	✓	✓	✓

■ Moulded uni UltraFit TwoPart Sprocket (Narrow adapter) ■ Moulded uni UltraFit TwoPart Sprocket (Wide adapter)



For correct sprocket position:
See uni Assembly Instructions for uni QNB.
For more detailed sprocket information contact Customer Service.

uni JCB Y-Top/181008



This information is subject to alteration due to continuous development. Ammeraal Beltech will not be held liable for the incorrect use of the above stated information. This information replaces previous information. All activities performed and services rendered by Ammeraal Beltech are subject to general terms and conditions of sale and delivery, as applied by its operating companies.

Expert advice, quality solutions and local service for all your belting needs
www.ammeraalbeltech.com

Ammeraal Beltech Modular A/S
Hjulmagervej 21
DK-7100 Vejle

T +45 7572 3100
F +45 7572 3348
admin@unchains.com
www.unchains.com

Anexo 3: Datasheet Motorreductor SEW SAF47DR2S71MS4/BE05

Información del producto



Descripción de catálogo

SAF47DR2S71MS4/BE05

Motorreductores de tornillo sin fin S...DRS.. (IE1)

Datos de producto

Velocidad nominal del motor	[1/min] : 1675
Velocidad de salida	[1/min] : 44
Índice de reducción total	: 38,23
Par de salida	[Nm] : 71
Factor de servicio SEW-FB	: 2,20
Posición de montaje	: M1A
Pintura imprimación/CapaFinal	: 7031 Gris azulado (51370310)
Posición de conexión/caja de bornas	[°] : 270
Entrada de cable/ Posición del conector	: 3
Eje hueco	[mm] : 30
Tipo de diseño	: Reductor con brida B5 y eje hueco
Salida de carga radial permitida a n=1750	[N] : 6620
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro] : 0,4
Diámetro de la brida	[mm] : 160
Brida	: 160
Potencia del motor	[kW] : 0,4
Factor de duración	: 53-75%
Clase eficiente	: -
Marcado CE	: No
Tensión del motor	[V] : 230/400
Esquema de conexionado	: R13
Frecuencia	[Hz] : 60
Corriente nominal	[A] : 1,9 / 1,09
Cos Phi	: 0,70
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito del diseño	: IEC60034 (sin CE)
Momentos de inercia de masa (en [10 ⁸ kgm ²] referencia al lado de entrada)	: 6,70
Peso	[kg] : 25,40
Par de frenado	[Nm] : 5
Voltaje del freno	[V] : 230
Control de freno	: BG1.5



Características adicionales

Aislamiento térmico 155(F)
 Freno BE05- SEW - freno de disco (230 V, 5 Nm)
 Grado de protección IP 55
 Control del freno BG - sin conmutación electrónica
 Tensión, frecuencia, bobinado

La información del producto presenta no representa una oferta en términos legales. La información técnica debe confirmarse en una verificación técnica final. Esta verificación se lleva a cabo al crear la oferta/pedido. Un contrato legalmente vinculante requiere un pedido realizado por la parte demandante y una confirmación del pedido emitida por SEW-EURODRIVE GmbH & Co.KG.

Puede encontrar el peso neto exacto en la confirmación del pedido. Por razones técnicas, el peso real puede diferir de esta información.

DCVersion 2.46 HF1

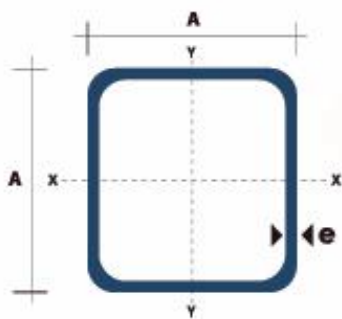
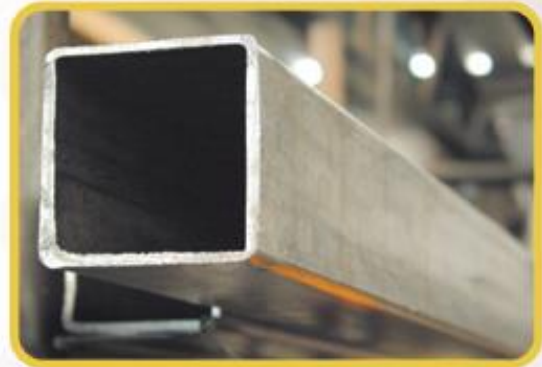
Creado en: 29/02/2024 4:21:12 CEST

Anexo 4: Datasheet Tubo Estructural Cuadrado

TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J 403 1008
Acabado:	Acero negro o Galvanizado
Largo Normal:	6,00m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm a 100mm
Espesores:	Desde 1,20mm a 5,00mm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84



www.dipacmanta.com

Anexo 5: Datasheet Acero ASTM 1018

Carbon Steel Grade 1018 Data Sheet

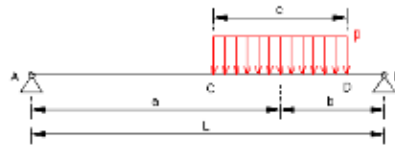
AISI 1018 Steel, cold drawn

Key Words: carbon steels, AMS 5069, ASTM A108, UNS G10180, AS 1442 K1018 (Australia), AS 1443 K1018, CSN 12020 (Czech), CSN 12022, AFNOR NF A33-101 AF42C20, DIN 1.0453, DIN C16.8, DGN B-301 1018 (Mexico), COPANT 331 1018 (Pan America), COPANT 333 1018, MST.T (Russia), ST.20A, ST.3, ST.3T, GOST M18S, GOST 23570 18ps, GOST 23570 18sp, GOST 5520 18K, GOST 5521 S, NBN 629 D37-2 (Belgium), NBN 630 E37-1, NBN 630 E37-2, NBN A21-221 C17KD, BDS 9801 S (Bulgaria), GB 715 ML3 (China), TS 302 Fe35.2 (Turkey), TS 346 Fe35, BS 970 080A17, DEF STAN95-1-1 C1018

Component	Weight %					
C	Max 0.20					
Fe	98.81-99.26					
Mn	0.60-0.90					
P	Max 0.040					
S	Max 0.050					
Physical Properties	Metric	English	Comments	Cold Head	Hot Forge	Wire Form
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³				
Mechanical Properties	Metric	English	Comments	Cold Head	Hot Forge	Wire Form
Hardness, Brinell	126	126				
Hardness, Knoop	145	145	Converted from Brinell hardness.			
Hardness, Rockwell B	71	71	Converted from Brinell hardness.			
Hardness, Vickers	131	131	Converted from Brinell hardness.			
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi				
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi				
Elongation at Break	15%	15%	In 50 mm			
Reduction of Area	40%	40%				
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi				
Bulk Modulus	159 GPa	23100 ksi	Estimated from elastic modulus			
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical for steel			
Machinability	70.00%	70.00%	Based on AISI 1212 steel. as 100% machinability			
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi	Estimated from elastic modulus			
Electrical Properties	Metric	English	Comments	Cold Head	Hot Forge	Wire Form
Electrical Resistivity	0.0000159 ohm-cm	0.0000159 ohm-cm	annealed condition			
	0.0000219 ohm-cm	0.0000219 ohm-cm	annealed condition			
	0.0000293 ohm-cm	0.0000293 ohm-cm	annealed condition			
Thermal Properties	Metric	English	Comments	Cold Head	Hot Forge	Wire Form
Specific Heat Capacity	0.486 J/g·°C	0.116 BTU/lb·°F	annealed			
	@Temperature >=100 °C	@Temperature >=212 °F				
Thermal Conductivity	51.9 W/m-K	360 BTU-in/hr-ft ² ·°F	estimated based on similar materials			

Anexo 6: Formulas para cálculo de viga bi-apoyada [41]

C.6 Viga biapoyada con carga repartida en una zona



Cálculo de las reacciones

Siguiendo el mismo procedimiento que en el apartado C.1 *Viga biapoyada con carga puntual en una sección de la viga*, se obtienen las reacciones R_A y R_B :

$$R_A = \frac{pbc}{L} \qquad R_B = \frac{pac}{L}$$

Diagramas de esfuerzos cortantes y momento flector

En el tramo AC el esfuerzo cortante toma como valor R_A (Ec. C.95) y disminuye de manera lineal (Ec. C.96) pasando por valor nulo en una sección del tramo CD hasta alcanzar el valor R_B en la sección D, el cual se mantiene constante en el tramo CB (Ec. C.97).

El momento flector aumenta de manera lineal (Ec. C.98) tomando su valor máximo (Ec. C.99) en el tramo CD (Ec. C.100). En el tramo DB el momento disminuye de manera lineal (Ec. C.101).

$$T_{AC}(x) = \frac{pbc}{L} \qquad \text{(Ec. C.95)}$$

$$T_{CD}(x) = \frac{pbc}{L} - p\left(x - a + \frac{c}{2}\right) \qquad \text{(Ec. C.96)}$$

$$T_{DB}(x) = \frac{pac}{L} \qquad \text{(Ec. C.97)}$$

$$M_{AC}(x) = \frac{pbcx}{L} \qquad \text{(Ec. C.98)}$$

$$M_{m\acute{a}x} = M_{AC}\left(x = a - \frac{c}{2} + \frac{bc}{L}\right) = \frac{pbc}{2L}\left(2a - c + \frac{bc}{L}\right) \qquad \text{(Ec. C.99)}$$

$$M_{CD}(x) = \frac{pbcx}{L} - \frac{p}{2}\left(x - a + \frac{c}{2}\right)^2 \qquad \text{(Ec. C.100)}$$

$$M_{DB}(x) = \frac{pac}{L}(L - x) \qquad \text{(Ec. C.101)}$$

Anexo 7: Cálculo de eje cuadrado

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.275 kN	0 kN-m
1.165	0 kN	0.275 kN	0 kN-m

Force Extremes

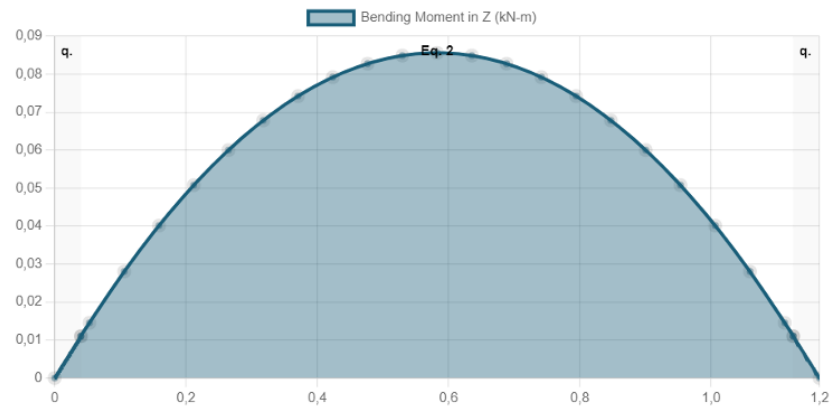
Result	Max	Min
Bending Moment	0.086 kN-m	0 kN-m
Shear	0.275 kN	-0.275 kN
Displacement	0 mm	-0.593 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		0.0414	

DIAGRAMS

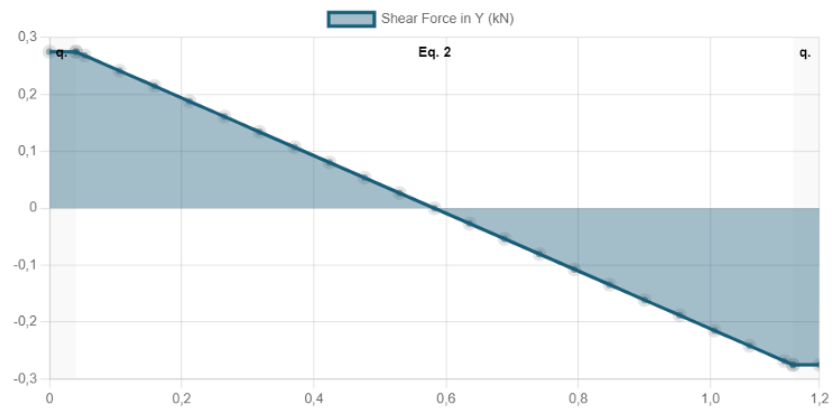
Bending Moment Diagram



Bending Moment Equations

- Eq. 1 $M_1(x) = 0.275x$ for $0 \leq x \leq 0.04$
- Eq. 2 $M_2(x) = -0.254x^2 + 0.295x - 0$ for $0.04 \leq x \leq 1.125$
- Eq. 3 $M_3(x) = -0.275x + 0.32$ for $1.125 \leq x \leq 1.165$

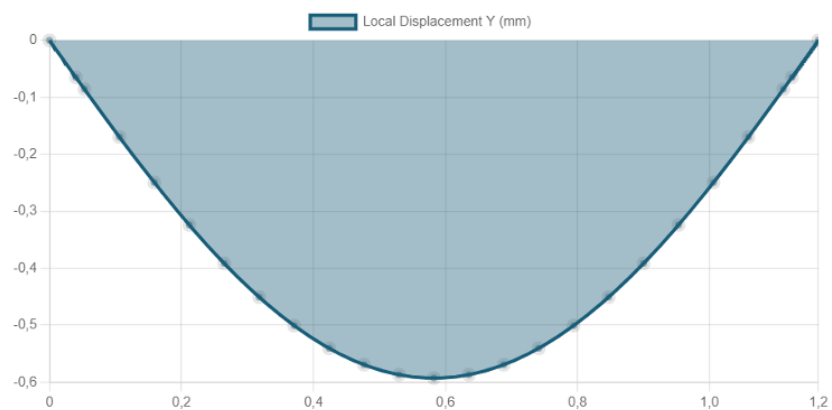
Shear Force Diagram



Shear Force Equations

- Eq. 1 $V_1(x) = 0.275$ for $0 \leq x \leq 0.04$
- Eq. 2 $V_2(x) = -0.507x + 0.295$ for $0.04 \leq x \leq 1.125$
- Eq. 3 $V_3(x) = -0.275$ for $1.125 \leq x \leq 1.165$

Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span ①
0	0 mm	-
0.583	0.593 mm	L/1965
1.165	0 mm	-

Anexo 8: Datasheet Cojinete UCFL-207

SKF



UCFL 207

Unidad de rodamientos de bolas con pestaña ovalada con aro interior prolongado y fijación con tornillos de fijación, soporte de fundición, JIS

Estas unidades de rodamientos de bolas con pestaña ovalada cumplen con las normas JIS. Están formadas por un rodamiento de inserción, con un aro interior prolongado y fijación con tornillo, y son adecuadas para aplicaciones en las que el sentido de giro es constante o alternado. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse a la pared o al marco de la máquina. Las unidades de rodamientos de bolas pueden admitir una desalineación inicial moderada, pero normalmente no permiten el desplazamiento axial.

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del eje	35 mm
Ancho total del soporte	32 mm
Ancho total	44.4 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	130 mm
Ancho del rodamiento, total	42.9 mm

Rendimiento

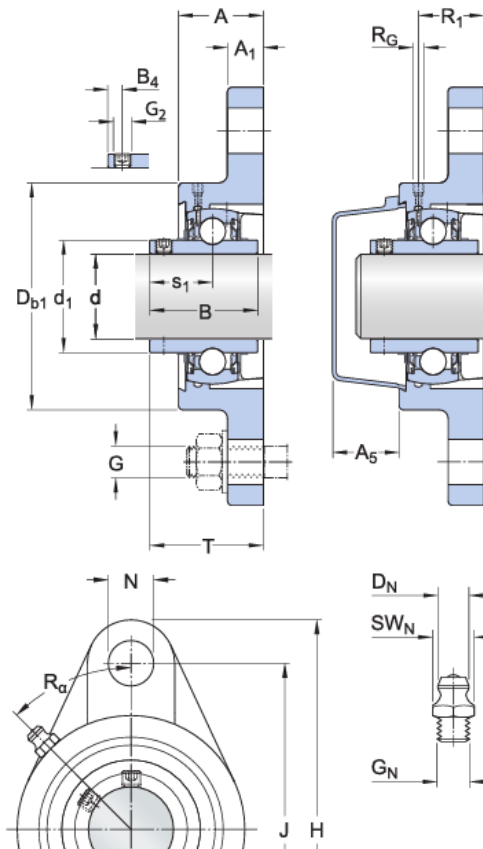
Capacidad de carga dinámica básica	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	15.3 kN
Velocidad límite	4 300 r/min
Note	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

Tipo de soporte	Con pestaña
Tipo de soporte con pestaña	Ovalada
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	JIS
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro interno
d ₁	46.8 mm	Diámetro exterior del aro interior
A	32 mm	Ancho total
A ₁	14 mm	Ancho de la pestaña
A ₅	24.5 mm	Ancho, incluida la tapa lateral
B	42.9 mm	Ancho del aro interior
B ₄	6.5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
D _{b1}	90 mm	Diámetro superior externo
H	161 mm	Altura total
J	130 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	90 mm	Longitud total
N	16 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
s ₁	25.4 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura
T	44.4 mm	Ancho total de la unidad

Anexo 9: Datasheet Nylon PA6.6



Professional Plastics

The Global Leader in High Performance Plastics

Nylatron® NSM Nylon, Type 6, solid lubricant filled, cast

Nylatron NSM is the premium bearing and wear nylon product available today. Solid lubricant additives impart self-lubricating, high pressure/velocity and superior wear resistance characteristics. This wear resistance is delivered without either start-up or running lubrication making it ideal for bearings, gears and wear pads. It is a proprietary type 6 nylon formulation produced using Quadrant EPP's Monocast process. Nylatron NSM was developed specifically for demanding applications where larger size parts are required. In wear applications, Nylatron NSM lasts up to 10 times longer than standard Type 6 nylon.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Specific Gravity	1.15 g/cc	0.0415 lb/in ³	ASTM D792
Water Absorption	0.3 %	0.3 %	Immersion, 24hr; ASTM D570(2)
Water Absorption at Saturation	7 %	7 %	Immersion; ASTM D570(2)
Mechanical Properties			
Hardness, Rockwell M	80	80	ASTM D785
Hardness, Rockwell R	110	110	ASTM D785
Hardness, Shore D	85	85	ASTM D2240
Tensile Strength, Ultimate	75.8 MPa	11000 psi	ASTM D638
Elongation at Break	20 %	20 %	ASTM D638
Tensile Modulus	2.83 GPa	410 ksi	ASTM D638
Flexural Modulus	3.28 GPa	475 ksi	ASTM D790
Flexural Yield Strength	110 MPa	16000 psi	ASTM D790
Compressive Strength	96.5 MPa	14000 psi	10% Def.; ASTM D695
Compressive Modulus	2.76 GPa	400 ksi	ASTM D695
Shear Strength	68.9 MPa	10000 psi	ASTM D732
Coefficient of Friction	0.18	0.18	Dry vs. Steel; QTM55007
K (wear) Factor	24.2 x 10 ⁻⁸ mm ³ /N-M	12 x 10 ⁻¹⁰ in ³ -min/ft-lb-hr	QTM 55010
Limiting Pressure Velocity	0.525 MPa-m/sec	15000 psi-ft/min	4:1 safety factor; QTM 55007
Izod Impact, Notched	0.267 J/cm	0.5 ft-lb/in	ASTM D256 Type A

Anexo 10: Formulas para el cálculo viga bi-empotrada [41]

E.6 Viga biempotrada con carga repartida en un tramo

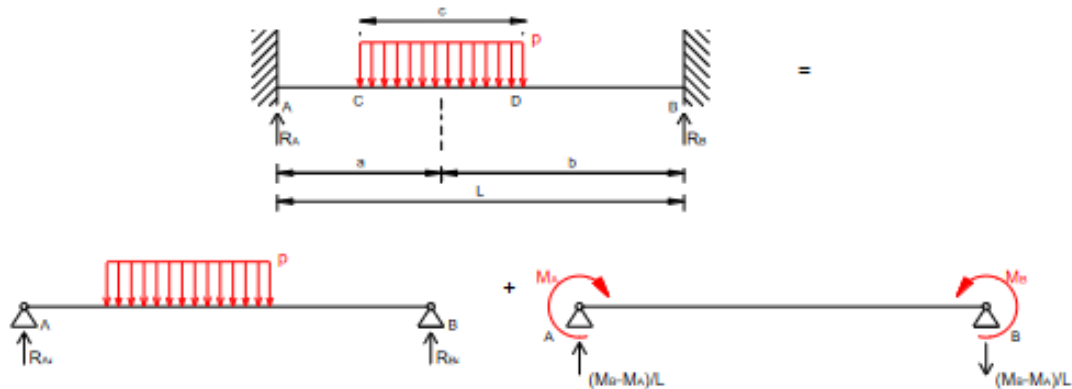


Fig. E.7 Superposición de viga biempotrada con carga repartida en un tramo

Se aplica la condición de igualdad de ángulos en los dos extremos (Ec. E.72 y Ec. E.73), obteniendo dos ecuaciones con dos incógnitas.

$$\frac{pabc}{6LEI} \left(L + b - \frac{c^2}{4a} \right) + \frac{L(2M_A + M_B)}{6EI} = 0 \rightarrow pabc \left(L + b - \frac{c^2}{4a} \right) + L(2M_A + M_B) = 0 \quad (\text{Ec. E.72})$$

$$-\frac{pabc}{6LEI} \left(L + a - \frac{c^2}{4a} \right) - \frac{L(M_A + 2M_B)}{6EI} = 0 \rightarrow$$

$$-pabc \left(L + a - \frac{c^2}{4a} \right) - L(M_A + 2M_B) = 0 \quad (\text{Ec. E.73})$$

Solucionando el sistema de ecuaciones (se suma la primera ecuación y el doble de la segunda) se obtienen los valores del momento en B (Ec. E.74) y en A (Ec. E.75).

$$pabc \left(-4L + 4b - 8a + c^2 \left(\frac{2}{b} - \frac{1}{a} \right) \right) - 3M_B L^2 = 0 \rightarrow$$

$$M_B = -\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2 b}{c^2} \right) \quad (\text{Ec. E.74})$$

$$-pabc \left(L + a - \frac{c^2}{4a} \right) - L \left(M_A - 2 \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2 b}{c^2} \right) \right) = 0 \rightarrow$$

$$M_A = -\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \quad (\text{Ec. E.75})$$

Reacciones

Una vez obtenido el valor de M_A y M_B , y a partir de las Ec. E.2 y Ec. E.3 se obtienen los valores de las reacciones (Ec. E.76 y Ec. E.77).

$$R_A = \frac{pbc}{L} + \left(-\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right) - \left(-\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \right) \right) \frac{1}{L} \rightarrow$$

$$R_A = \frac{pbc}{L} - \frac{M_A - M_B}{L} \quad (\text{Ec. E.76})$$

$$R_B = \frac{pac}{L} - \left(-\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right) - \left(-\frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \right) \right) \frac{1}{L} \rightarrow$$

$$R_B = \frac{pac}{L} + \frac{M_A - M_B}{L} \quad (\text{Ec. E.77})$$

Diagramas de esfuerzos cortantes y momento flector

También se obtienen la ley de momentos flectores para el tramo AC (Ec. E.78), CD (Ec. E.79) y DB (Ec. E.80) y de esfuerzos cortantes para los tramos AC (Ec. E.81), CD (Ec. E.82) y DB (Ec. E.83).

$$M_{AC} = \frac{pbcx}{L} - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \left(1 - \frac{x}{L} \right) - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right) \frac{x}{L} \rightarrow$$

$$M_{AC} = R_A x + M_A \quad (\text{Ec. E.78})$$

$$M_{CD} = \frac{pbcx}{L} - \frac{p}{2} \left[x - \left(a - \frac{c}{2} \right) \right]^2 - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \left(1 - \frac{x}{L} \right) - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right) \frac{x}{L}$$

$$M_{CD} = R_A x + M_A - \frac{p}{2} \left(x - a + \frac{c}{2} \right)^2 \quad (\text{Ec. E.79})$$

$$M_{DB} = \frac{pac(L-x)}{L} - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3b + \frac{12ab^2}{c^2} \right) \left(1 - \frac{x}{L} \right) - \frac{pc^3}{12L^2} \left(L - 3a + \frac{12a^2b}{c^2} \right) \frac{x}{L} \rightarrow$$

$$M_{DB} = R_B (L-x) + M_B \quad (\text{Ec. E.80})$$

Anexo 11: Cálculo de eje guía

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.109 kN	0.022 kN-m
1.165	0 kN	0.109 kN	-0.022 kN-m

Force Extremes

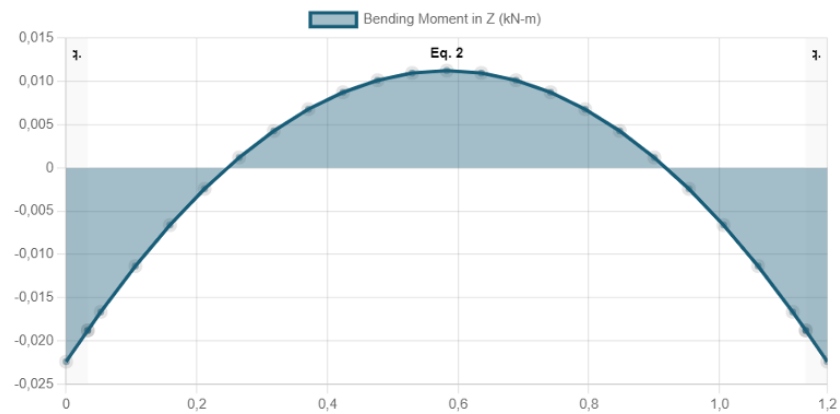
Result	Max	Min
Bending Moment	0.011 kN-m	-0.022 kN-m
Shear	0.109 kN	-0.109 kN
Displacement	0 mm	-0.234 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		-0.0061	

DIAGRAMS

Bending Moment Diagram



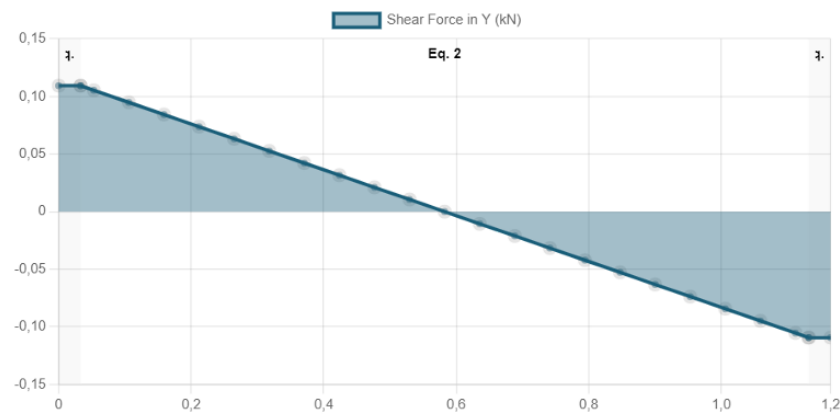
Bending Moment Equations

Eq. 1 $M_1(x) = 0.109x - 0.022$ for $0 \leq x \leq 0.033$

Eq. 2 $M_2(x) = -0.1x^2 + 0.116x - 0.023$ for $0.033 \leq x \leq 1.132$

Eq. 3 $M_3(x) = -0.109x + 0.105$ for $1.132 \leq x \leq 1.165$

Shear Force Diagram



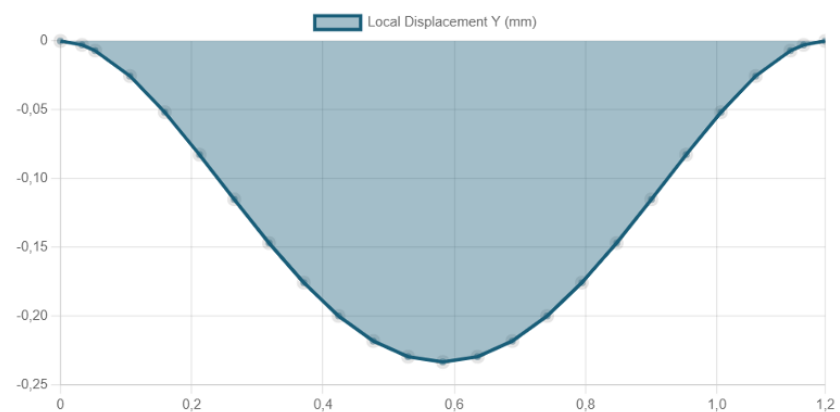
Shear Force Equations

Eq. 1 $V_1(x) = 0.109$ for $0 \leq x \leq 0.033$

Eq. 2 $V_2(x) = -0.199x + 0.116$ for $0.033 \leq x \leq 1.132$

Eq. 3 $V_3(x) = -0.109$ for $1.132 \leq x \leq 1.165$

Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span Θ
0	0 mm	-
0.583	0.234 mm	L/4988
1.165	0 mm	-

Anexo 12: Cálculo de eje tensor

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.109 kN	0 kN-m
1.165	0 kN	0.109 kN	0 kN-m

Force Extremes

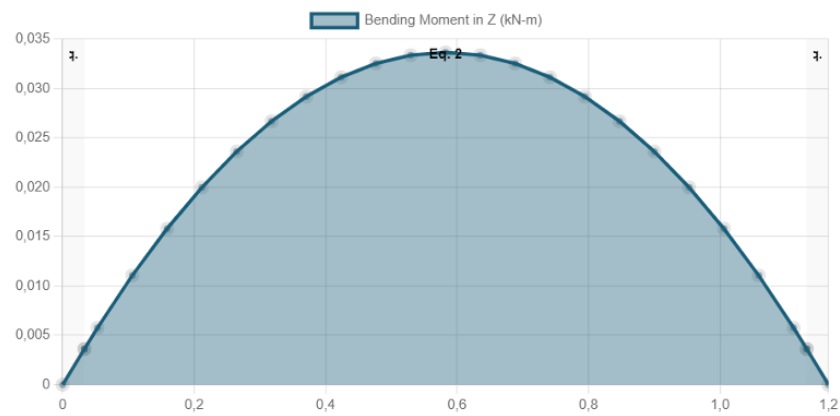
Result	Max	Min
Bending Moment	0.034 kN-m	0 kN-m
Shear	0.109 kN	-0.109 kN
Displacement	0 mm	-1.164 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		0.0163	

DIAGRAMS

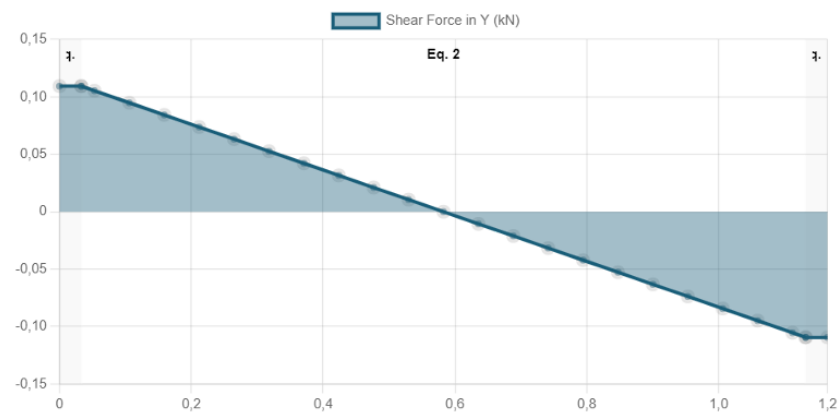
Bending Moment Diagram



Bending Moment Equations

- Eq. 1 $M_1(x) = 0.109x$ for $0 \leq x \leq 0.033$
- Eq. 2 $M_2(x) = -0.1x^2 + 0.116x - 0$ for $0.033 \leq x \leq 1.132$
- Eq. 3 $M_3(x) = -0.109x + 0.127$ for $1.132 \leq x \leq 1.165$

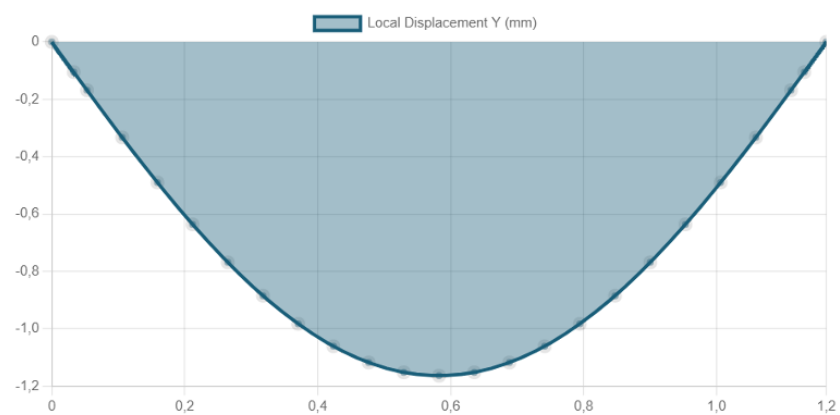
Shear Force Diagram



Shear Force Equations

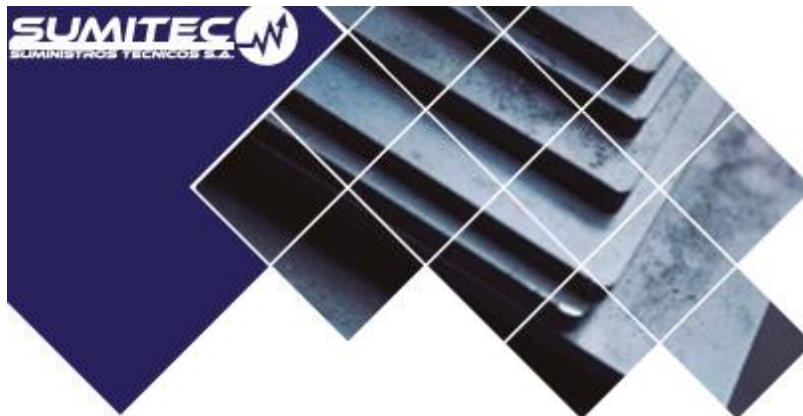
- Eq. 1 $V_1(x) = 0.109$ for $0 \leq x \leq 0.033$
- Eq. 2 $V_2(x) = -0.199x + 0.116$ for $0.033 \leq x \leq 1.132$
- Eq. 3 $V_3(x) = -0.109$ for $1.132 \leq x \leq 1.165$

Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span θ
0	0 mm	-
0.583	1.164 mm	L/1001
1.165	0 mm	-

Anexo 13: Datasheet Acero ASTM A-36



ACERO ESTRUCTURAL ACERO ASTM A36



1. Descripción: Acero al carbono estructural conocido como hierro negro, de calidad estructural para el uso en puentes y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

2. Normas involucradas: ASTM A 36/A 36M - 04

3. Propiedades mecánicas: Esfuerzo a la fluencia mínimo: 250 MPa (36300 PSI)
Esfuerzo a la tensión: 400 – 550 MPa (58000 – 79800 PSI)
Elongación mínima en 50 mm (2"): 23%
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.85 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.25 – 0.29 % C
0.60 – 1.20 % Mn
0.15 – 0.40 % Si
0.04 % P máx
0.05 % S máx


6. Usos: Para componentes estructurales en general.

7. Tratamientos térmicos: Usualmente a este material no se le da tratamiento térmico debido a que son parte estructural. Puede ser cementado para aumentar la dureza superficial mientras mantiene su núcleo tenaz.

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumpla el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

(506) 2591-7514 

(506) 2551- 4169 

info.clientes@sumiteccr.com 

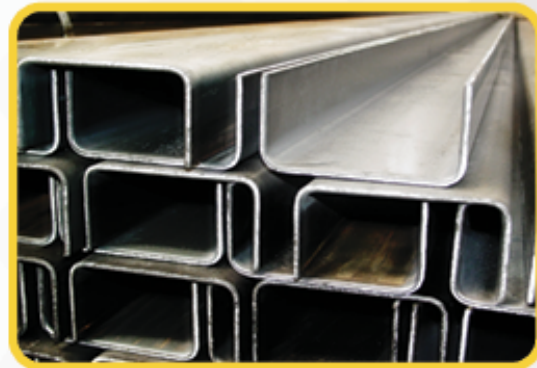


Anexo 14: Datasheet Perfil C

PERFILES ESTRUCTURALES CANAL "U"

Especificaciones Generales:

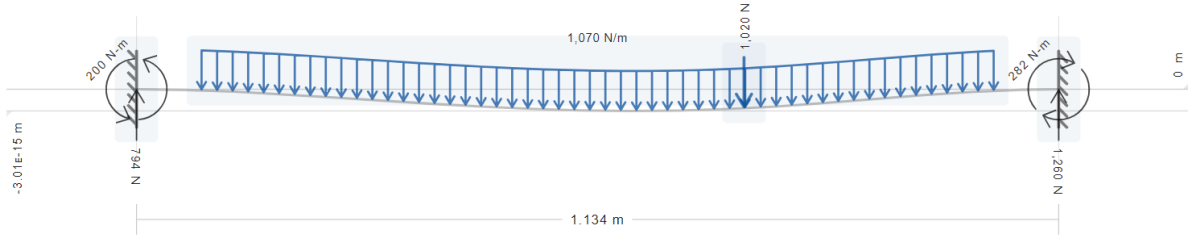
Norma:	NTE INEN 1623
Calidad:	ASTM A36 - SAE J 403 1008
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Espesores:	Desde 2mm - 12mm
Acabado:	Acero negro y galvanizado



Designación	Dimensiones (mm)			Masa Kg/m	A cm ²	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm
C 50 x 25 x 2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72
C 50 x 25 x 3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60 x 30 x 2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60 x 30 x 3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60 x 30 x 4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80 x 40 x 2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80 x 40 x 3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80 x 40 x 4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80 x 40 x 5	80	40	5	5,55	7,18	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80 x 40 x 6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100 x 50 x 2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100 x 50 x 3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100 x 50 x 4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54
C 100 x 50 x 6	100	50	6	8,37	10,82	1,53	115,3	25,14	31,05	7,24	3,79	1,52
C 100 x 60 x 4	100	60	4	6,44	8,13	1,86	128	29,7	25,6	7,17	3,97	1,91
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,91	9,95	1,92	152	35,7	30,5	8,76	3,91	1,9
C 100 x 60 x 6	100	60	6	9,31	12,02	1,93	181,8	42,25	36,36	10,38	3,89	1,87
C 100 x 60 x 8	100	60	8	11,95	15,5	2,06	222,6	52,47	44,52	13,32	3,78	1,83
C 125 x 50 x 2	125	50	2	3,42	4,37	1,2	103	10,4	16,5	2,74	4,86	1,54
C 125 x 50 x 3	125	50	3	5,04	6,45	1,24	149	15,1	23,9	4,02	4,81	1,53
C 125 x 50 x 4	125	50	4	6,60	8,47	1,29	192	19,4	30,7	5,24	4,76	1,51
C 125 x 50 x 5	125	50	5	8,10	10,4	1,34	231	23,4	37	6,4	4,71	1,5
C 125 x 50 x 6	125	50	6	9,55	12,32	1,38	266	27,19	42,67	7,51	4,65	1,48
C 125 x 60 x 5	125	60	5	8,89	11,43	1,7	267	39,36	42,71	9,15	4,83	1,86
C 125 x 60 x 6	125	60	6	10,49	13,52	1,75	309,3	45,83	49,48	10,78	4,78	1,84
C 125 x 60 x 8	125	60	8	13,52	17,5	1,81	383,3	57,3	61,33	13,94	4,68	1,8
C 125 x 80 x 6	125	80	6	12,37	15,92	2,61	394,3	102,9	63,08	19,1	4,97	2,54
C 125 x 80 x 8	125	80	8	16,03	20,69	2,64	493	130,3	78,88	24,3	4,88	2,5
C 125 x 80 x 10	150	80	10	19,45	25,21	2,74	576,6	154,2	92,25	29,31	4,78	2,47
C 150 x 50 x 2	150	50	2	3,81	4,87	1,09	138	10,9	21,1	2,8	5,71	1,5
C 150 x 50 x 3	150	50	3	5,62	7,2	1,13	230	15,9	30,7	4,11	5,65	1,49
C 150 x 50 x 4	150	50	4	7,38	9,47	1,17	297	20,5	39,6	5,36	5,6	1,47
C 150 x 50 x 5	150	50	5	9,08	11,7	1,22	359	24,8	47,9	6,55	5,55	1,46
C 150 x 50 x 6	150	50	6	10,72	13,82	1,26	416,7	28,8	55,55	7,7	5,49	1,44
C 150 x 60 x 5	150	60	5	9,87	12,68	1,56	411,9	41,72	54,91	9,4	5,7	1,81
C 150 x 60 x 6	150	60	6	11,67	15,02	1,6	478,9	48,7	63,85	11,07	5,64	1,8
C 150 x 60 x 8	150	60	8	15,09	19,5	1,74	598,7	61,15	79,83	14,35	5,54	1,77
C 150 x 80 x 6	150	80	6	13,55	17,42	2,43	603,4	109,9	80,45	19,73	5,88	2,51
C 150 x 80 x 8	150	80	8	17,60	22,69	2,44	760,2	139,5	101,4	25,09	5,78	2,47
C 150 x 80 x 10	150	80	10	21,42	27,71	2,54	896,3	165,9	119,5	30,37	5,68	2,44
C 150 x 80 x 12	150	80	12	25,00	32,47	2,64	1013	189,3	135,1	35,31	5,59	2,41

*Otras calidades, largos y acabados: previa consulta

Anexo 15: Cálculo de viga 1-A



Geometry

Moment of Inertia $14,100 \text{ m}^4$
 Area $2.85 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

include self-weight

Limits

Displacement
 $L / 360$

Material

Elastic Modulus	Weight Density		
$250 \times 10^9 \text{ Pa}$	$77,000 \text{ N/m}^3$		
Bending Strength	Shear Strength	Yield Strength	
$248 \times 10^6 \text{ Pa}$	$143 \times 10^6 \text{ Pa}$	$248 \times 10^6 \text{ Pa}$	

	Fixed Support	0 m	F_y 794 N	M_z 200 N-m
	Fixed Support	1.13 m	F_y 1,260 N	M_z -282 N-m
<input type="checkbox"/>	include self-weight			

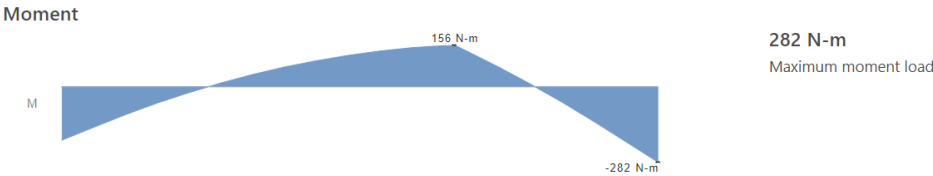
Shear

Safety Factor
 1.67

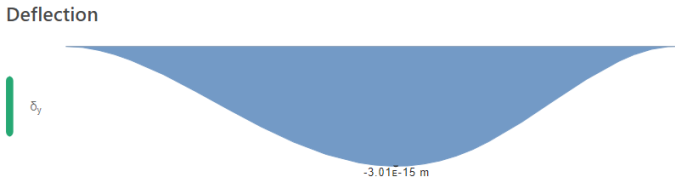


Flexure

Safety Factor
 1.67



Deflection



Anexo 16: Cálculo de viga 2-A

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.52 kN	0.156 kN-m
1.426	0 kN	0.52 kN	-0.156 kN-m

Force Extremes

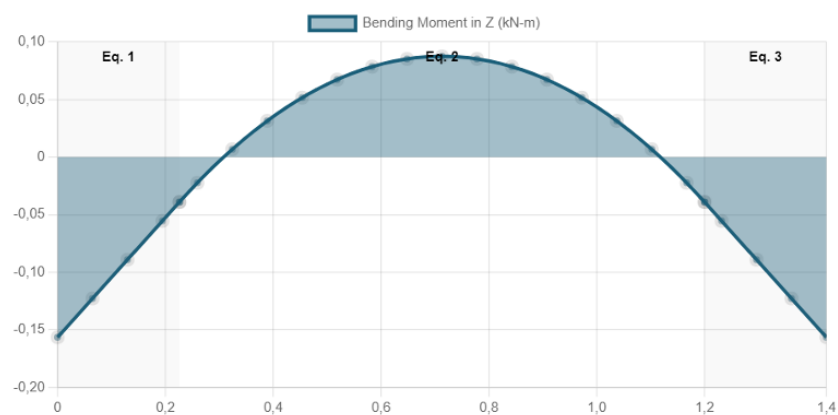
Result	Max	Min
Bending Moment	0.088 kN-m	-0.156 kN-m
Shear	0.52 kN	-0.52 kN
Displacement	0 mm	-0.386 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		0.0436	

DIAGRAMS

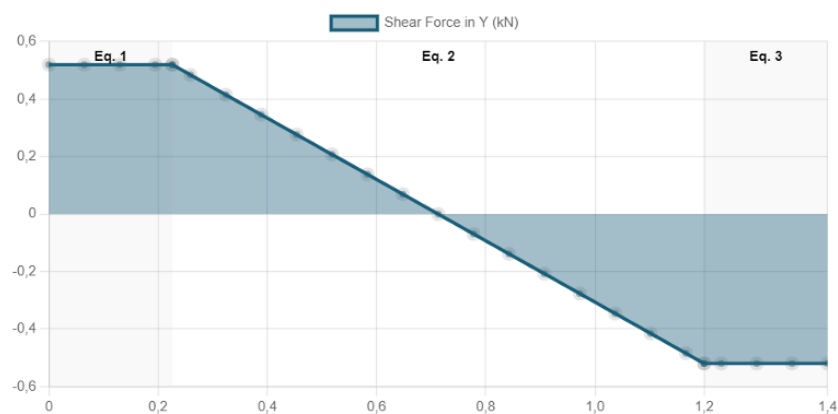
Bending Moment Diagram



Bending Moment Equations

- Eq. 1 $M_1(x) = 0.52x - 0.156$ for $0 \leq x \leq 0.226$
- Eq. 2 $M_2(x) = -0.533x^2 + 0.761x - 0.184$ for $0.226 \leq x \leq 1.2$
- Eq. 3 $M_3(x) = -0.52x + 0.585$ for $1.2 \leq x \leq 1.426$

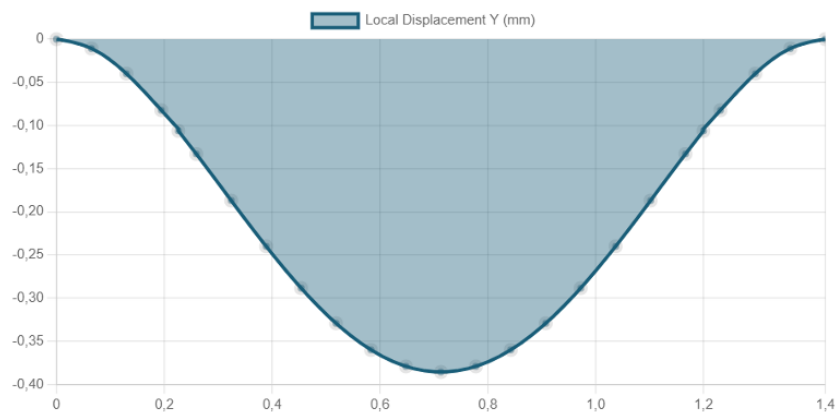
Shear Force Diagram



Shear Force Equations

- Eq. 1 $V_1(x) = 0.52$ for $0 \leq x \leq 0.226$
- Eq. 2 $V_2(x) = -1.067x + 0.761$ for $0.226 \leq x \leq 1.2$
- Eq. 3 $V_3(x) = -0.52$ for $1.2 \leq x \leq 1.426$

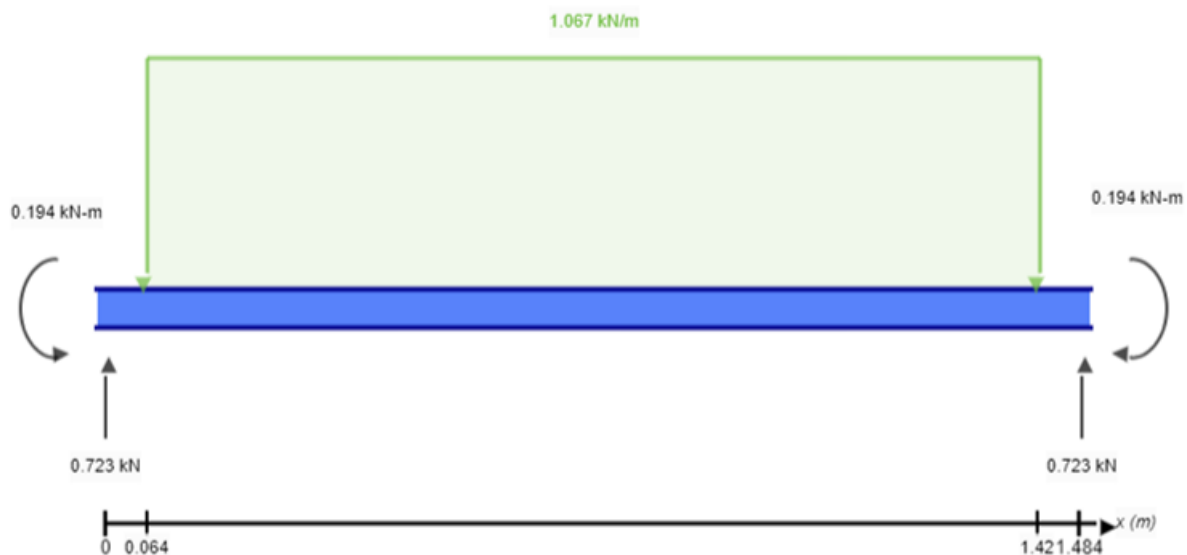
Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span Ⓢ
0	0 mm	-
0.713	0.386 mm	L/3698
1.426	0 mm	-

Anexo 17: Cálculo de viga 1-B

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.723 kN	0.194 kN-m
1.484	0 kN	0.723 kN	-0.194 kN-m

Force Extremes

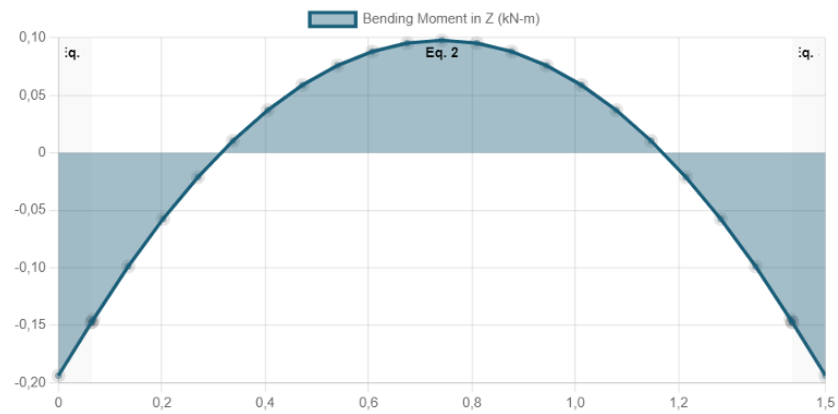
Result	Max	Min
Bending Moment	0.098 kN-m	-0.194 kN-m
Shear	0.723 kN	-0.723 kN
Displacement	0 mm	-0.477 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		0.0623	

DIAGRAMS

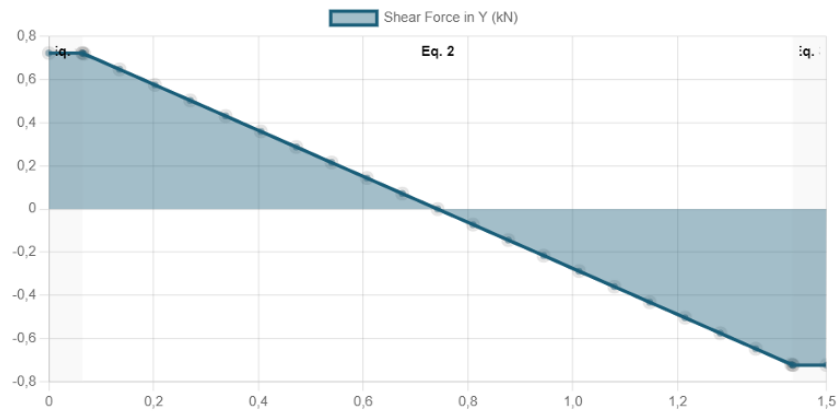
Bending Moment Diagram



Bending Moment Equations

- Eq. 1 $M_1(x) = 0.723x - 0.194$ for $0 \leq x \leq 0.064$
- Eq. 2 $M_2(x) = -0.533x^2 + 0.792x - 0.196$ for $0.064 \leq x \leq 1.42$
- Eq. 3 $M_3(x) = -0.723x + 0.88$ for $1.42 \leq x \leq 1.484$

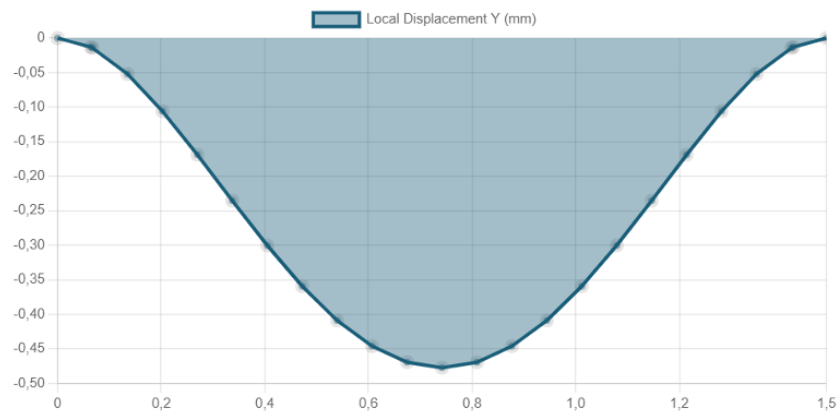
Shear Force Diagram



Shear Force Equations

- Eq. 1 $V_1(x) = 0.723$ for $0 \leq x \leq 0.064$
- Eq. 2 $V_2(x) = -1.067x + 0.792$ for $0.064 \leq x \leq 1.42$
- Eq. 3 $V_3(x) = -0.723$ for $1.42 \leq x \leq 1.484$

Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span Ⓟ
0	0 mm	-
0.742	0.477 mm	L/3109
1.484	0 mm	-

Anexo 18: Cálculo de viga 2-B

FREE BODY DIAGRAM



ANALYSIS RESULTS

Reactions

Support at	X	Y	Mx
0	0 kN	0.723 kN	0.211 kN-m
1.558	0 kN	0.723 kN	-0.211 kN-m

Force Extremes

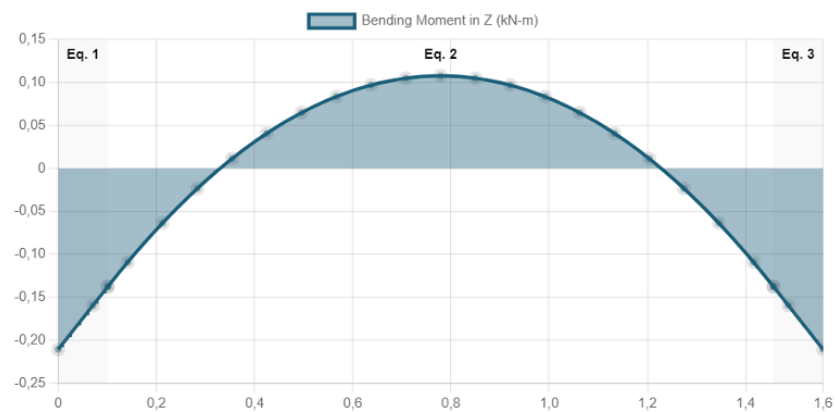
Result	Max	Min
Bending Moment	0.108 kN-m	-0.211 kN-m
Shear	0.723 kN	-0.723 kN
Displacement	0 mm	-0.578 mm

POINTS OF INTEREST

Name	Result	Position	Limit	Value	Utility
POI1	Mz	1		0.0816	

DIAGRAMS

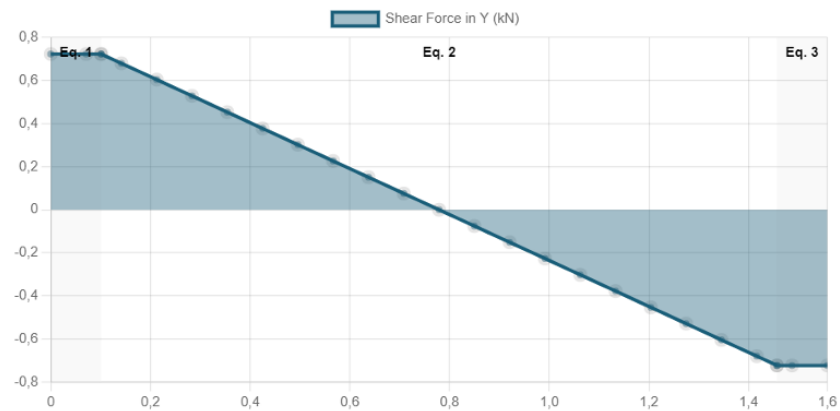
Bending Moment Diagram



Bending Moment Equations

- Eq. 1 $M_1(x) = 0.723x - 0.211$ for $0 \leq x \leq 0.101$
- Eq. 2 $M_2(x) = -0.533x^2 + 0.831x - 0.216$ for $0.101 \leq x \leq 1.457$
- Eq. 3 $M_3(x) = -0.723x + 0.916$ for $1.457 \leq x \leq 1.558$

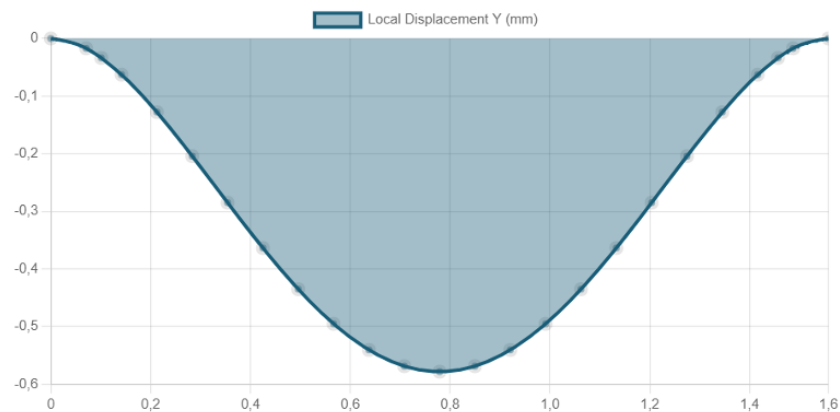
Shear Force Diagram



Shear Force Equations

- Eq. 1 $V_1(x) = 0.723$ for $0 \leq x \leq 0.101$
- Eq. 2 $V_2(x) = -1.067x + 0.831$ for $0.101 \leq x \leq 1.457$
- Eq. 3 $V_3(x) = -0.723$ for $1.457 \leq x \leq 1.558$

Displacement



Location (m)	Total Deflection (mm)	Span ⓐ
0	0 mm	-
0.779	0.578 mm	L/2694
1.558	0 mm	-

Anexo 19: Datasheet rodamiento 6005-2RSH



6005-2RSH

Rodamiento rígido de bolas con sellos

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con sellos en uno o en ambos lados son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

Descripción general

Dimensiones

Diámetro interno	25 mm
Diámetro exterior	47 mm
Ancho	12 mm

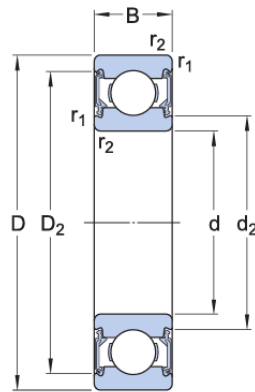
Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	11.9 kN
Capacidad de carga estática básica	6.55 kN
Velocidad límite	9 500 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

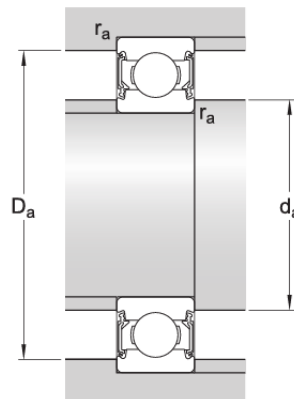
Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Rozante en ambos lados
Tipo de sellado	Sello
Lubricante	Grasa
Característica de relubricación	Sin

Especificación técnica



Dimensiones

d	25 mm	Diámetro interno
D	47 mm	Diámetro exterior
B	12 mm	Ancho
d ₂	≈ 29.45 mm	Diámetro del rebaje
D ₂	≈ 42.2 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 28.2 mm	Diámetro del resalte del eje
d _a	max. 29.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	max. 43.8 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.6 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275 kN
Velocidad límite		9 500 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.025
Factor de cálculo	f ₀	14.3

Anexo 20: Datasheet Perfil UPN

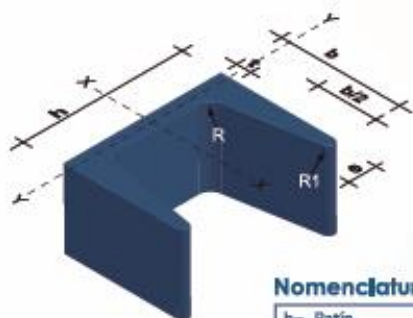
PERFILES LAMINADOS

UPN

Especificaciones Generales:

Norma:	RTE INEN 018
Calidad:	ASTM A36 / ENS 235 JR / EN10025 / ASTM A 572 GR 50 / ENS 355 J2
Largo Normal:	6.00mts y 12mts
Acabado:	Acero negro

*Otras calidades, otros largos y otros acabados previa consulta



Nomenclatura

h=	Patin
b=	Ala
t=	Espesor Alma
e=	Espesor Ala
R=	Radio Giro Alma
R1=	Radio Giro Ala



PROPIEDADES MECÁNICAS

RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO FLUENCIA	
Kg/mm ²	Mpa	Kg/mm ²	Mpa
37 - 52	370 - 520	24	235

DENOMINACIÓN	DIMENSIONES						PROPIEDADES					
	h	b	t	e	R	R1	ÁREA SECCIÓN cm ²	PESOS kg/mts	INERCIA (cm ⁴)		RESISTENCIA (cm ²)	
	mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴			Eje x-x	Eje y-y	Eje x-x	Eje y-y
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80

Anexo 21: Datasheet Rueda de poliuretano Colson

Poly on Iron

5.00006.941.7

colson[®]

www.colsoncaster.com



Interactive 3D graphic, click to activate and rotate.
(3D capable PDF viewer required)

Colson Caster

Designed, tested and proven—for over 130 years. Since 1885, Colson's quality lines of industrial and institutional casters have defined the industry. Leading warranties and continuous innovations, including the unrivaled Performa wheel, have established Colson as one of the most trusted caster brands in the world today. Colson manufactures a wide array of quality casters—with over 200,000 product combinations available, and capacities ranging from 60 to 6,000 lbs. per caster.

Technical Details	
Part Number	5.00006.941.7
Wheel	Moldon Polyurethane (Cast Iron Core) Wheels
Series	5 Series (Capacity up to 1500 lbs)
Wheel Diameter [INCH]	6
Tread Width [INCH]	2
Capacity [Pounds]	1200
Bearing Type	Delrin
Temperature Range	-45°F to +180°F
Bearing Bore [INCH]	3/4
Bore Less Bearing [INCH]	1 3/16
Hub Length [INCH]	2 3/16
Spanner Bushing Bore [INCH]	1/2
Spanner Bushing Length [INCH]	2 7/16
Weight [Pounds]	5 5/8



Colson Caster
3700 Airport Road
Jonesboro, Arkansas 72401

800-643-5515
870-932-4501
www.colsoncaster.com

PDF Datasheet Powered by CADENAS PARTsolutions

Anexo 22: Datasheet Motorreductor SEW KZ57DRN800M4BE1

Información del producto



Descripción de catálogo

KZ57DRN800M4BE1
Motorreductores de grupo cónico K...DRN.. (IE3)

Datos de producto

Velocidad nominal del motor	[1/min] : 1751
Velocidad de salida	[1/min] : 14
Índice de reducción total	: 123,85
Par de salida	[Nm] : 505
Factor de servicio SEW-FB	: 1,25
Posición de montaje	: M5A
Pintura imprimación/CapaFinal	: 7031 Gris azulado (51370310)
Posición de conexión/caja de bornas	[°] : 270
Entrada de cable/ Posición del conector	: 3
Eje de salida	[mm] : 35x70
Tipo de diseño	: Brida de salida B14 y eje macizo con chaveta
Salida de carga radial permitida a n=1750	[N] : 10500
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro] : 2,7
Brida (centraje de resalte diámetro entre agujeros)	[mm] : 105 (Centraje con resalte)
Brida	: 105ZR
Potencia del motor	[kW] : 0,75
Factor de duración	: S1-100%
Clase eficiente	: IE3
Eficiencia (50/75/100% Pn)	[%] : 82,02 / 84,85 / 85,5
Marcado CE	: No
Tensión del motor	[V] : 230/460
Esquema de conexionado	: R76
Frecuencia	[Hz] : 60
Corriente nominal	[A] : 3,1 / 1,56
Cos Phi	: 0,70
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito del diseño	: USA (UR) / Canada (CSA)
Momentos de inercia de masa (en [10 ⁴ kgm ²] referencia al lado de entrada)	: 26,30
Peso	[kg] : 43,70
Par de frenado	[Nm] : 10
Voltaje del freno	[V] : 230
Control de freno	: BG1.5



Características adicionales

Eje de salida: 35x70 mm
USA (UR) / Canadá (CSA)
Aislamiento térmico 155(F)
Freno BE1- SEW - freno de disco (230 V, 10 Nm)
Grado de protección IP 55
Control del freno BG - sin conmutación electrónica
Tensión, frecuencia, bobinado

La información del producto presente no representa una oferta en términos legales. La información técnica debe confirmarse en una verificación técnica final. Esta verificación se lleva a cabo al crear la oferta/pedido. Un contrato legalmente vinculante requiere un pedido realizado por la parte demandante y una confirmación del pedido emitida por SEW-EURODRIVE GmbH & Co.KG.

Puede encontrar el peso neto exacto en la confirmación del pedido. Por razones técnicas, el peso real puede diferir de esta información.
DC Version 2.46 SP1

Creado en: 23/03/2024 15:50:47 CEST/ Romulo Guiracocha / RAQUUIRA@GMAIL.COM

Anexo 23: Datasheet Cojinete UCF 214.

SKF



FYJ 70 TF

Unidad de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada con fijación con tornillos, soporte de fundición, JIS

Estas unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada cumplen con las normas industriales japonesas (JIS). Están formadas por un rodamiento de inserción, con un aro interior prolongado y fijación con tornillo, y son adecuadas para aplicaciones en las que el sentido de giro es constante o alternado. El rodamiento está montado en un soporte de fundición, que puede atornillarse a la pared o al marco de la máquina. Las unidades de rodamientos de bolas pueden admitir una desalineación inicial moderada, pero normalmente no permiten el desplazamiento axial.

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del eje	70 mm
Ancho total del soporte	50.5 mm
Ancho total	70.3 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	152 mm
Ancho del rodamiento, total	69.9 mm

Rendimiento

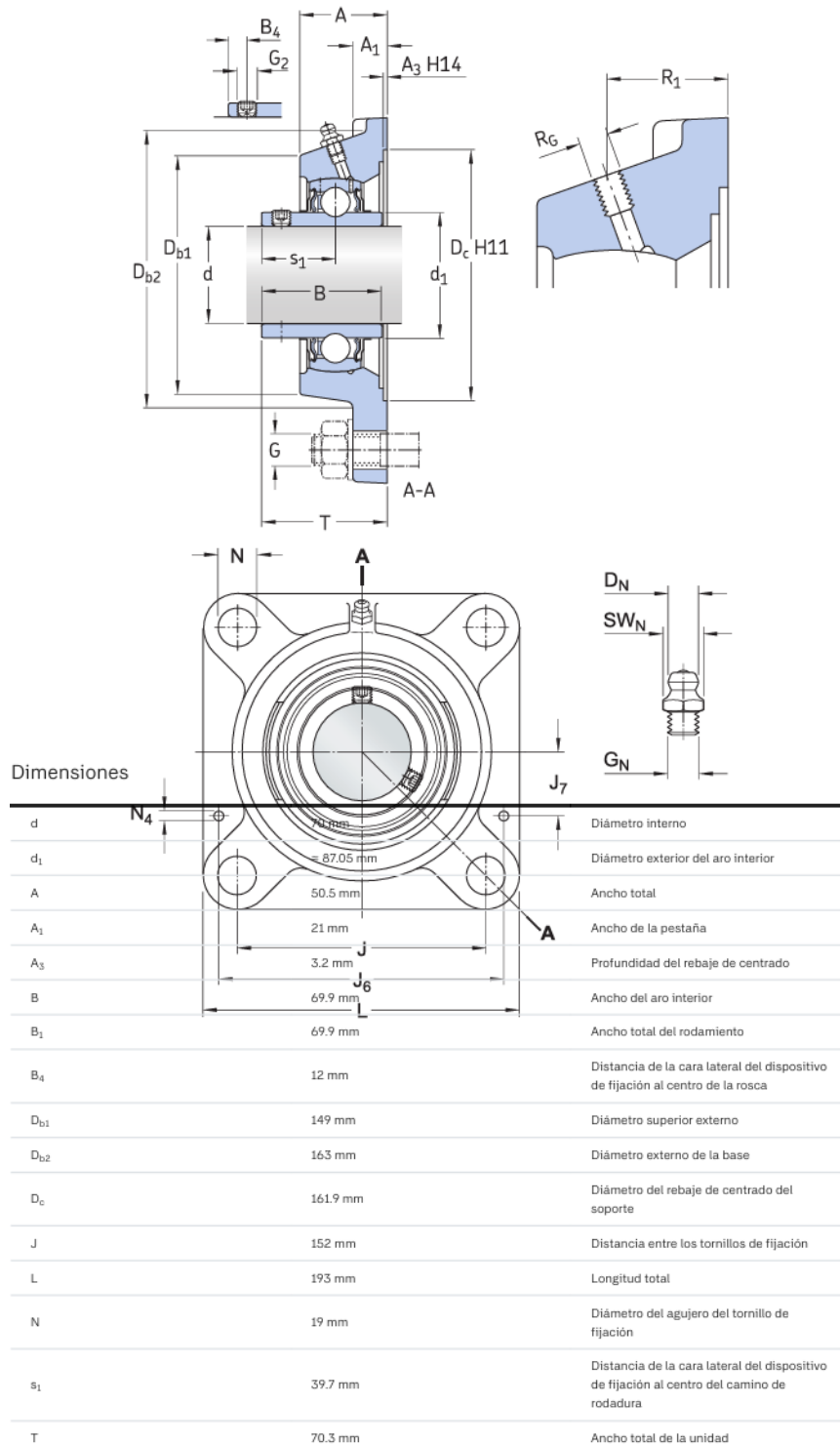
Capacidad de carga dinámica básica	62.4 kN
Capacidad de carga estática básica	45 kN
Velocidad límite	2 800 r/min
Note	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

Tipo de soporte	Con pestaña
Tipo de soporte con pestaña	Cuadrada
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	4
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Tipo de sellado	Contacto estándar
Sellado, unidad	Sin
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	JIS
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Sin
Recubrimiento	Sin



Anexo 24: Teoría de Fallas [51]

RESUMEN DE LAS TEORÍAS DE FALLA

En las siguientes ecuaciones, n es el factor de seguridad que se elige para el diseño.

MATERIALES DÚCTILES

- **Máximo Esfuerzo Cortante** (cálculos conservadores)

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > 0 > \sigma_3$$

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -\frac{S_y}{n}, \text{ cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$

- **Energía de Distorsión**

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} = \frac{S_y}{n}$$

- **Coulomb-Mohr Dúctil**

$$\frac{\sigma_1}{S_{yr}} - \frac{\sigma_3}{S_{yc}} = \frac{1}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > 0 > \sigma_3$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{yr}}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -\frac{S_{yc}}{n}, \text{ cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$

MATERIALES FRÁGILES

- **Máximo Esfuerzo Normal**

$$\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = S_{ut} / n, \text{ cuando } |\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)| > |\min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)|$$

$$\min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = S_{uc} / n, \text{ cuando } |\min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)| > |\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)|$$

- **Coulomb-Mohr Frágil** (cálculos conservadores)

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = \frac{1}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > 0 > \sigma_3$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{ut}}{n}, \text{ cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -\frac{S_{uc}}{n}, \text{ cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$