

---

# Renovación del sistema mecánico y electrónico de un prototipo de transelevador trilateral para el acomodamiento de tarimas de carga

---

Marlon Aníbal Vicente Ávalos



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Renovación del sistema mecánico y electrónico de un  
prototipo de transelevador trilateral para el acomodamiento  
de tarimas de carga**

Trabajo de graduación presentado por Marlon Aníbal Vicente Ávalos  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2024



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería




**Renovación del sistema mecánico y electrónico de un  
prototipo de transelevador trilateral para el acomodamiento  
de tarimas de carga**

Trabajo de graduación presentado por Marlon Aníbal Vicente Ávalos  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecatrónica


Guatemala,

2024

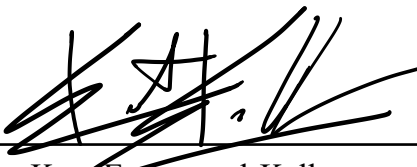
Vo.Bo.:

(f)   
M. Sc. Carlos Esquit

Tribunal Examinador:

(f)   
M.Sc. Carlos Esquit

(f)   
M. Sc. Miguel Enrique Zea Arenales

(f)   
Ing. Kurt Emmanuel Kellner

Fecha de aprobación: Guatemala, 13 de febrero de 2025.

---

## Prefacio

---

Le agradezco principalmente a Dios, mi familia, amigos y mi asesor por apoyarme a lo largo de toda la carrera universitaria, la cual, culmina con este trabajo escrito.

<b>Prefacio</b>	III
<b>Lista de figuras</b>	VII
<b>Resumen</b>	VIII
<b>Abstract</b>	IX
<b>1. Introducción</b>	1
<b>2. Antecedentes</b>	3
2.1. Diseño de un prototipo de transelevador de carga . . . . .	4
<b>3. Justificación</b>	6
<b>4. Objetivos</b>	8
4.1. Objetivo general . . . . .	8
4.2. Objetivos específicos . . . . .	8
<b>5. Alcance</b>	9
<b>6. Marco teórico</b>	10
6.1. Transelevadores de carga . . . . .	10
6.1.1. Transelevador trilateral . . . . .	10
6.2. Resistencia de materiales . . . . .	11
6.2.1. Análisis de carga y esfuerzos . . . . .	11
6.2.2. Deflexión y rigidez . . . . .	14
6.3. Fabricación de las piezas . . . . .	15
6.3.1. Impresión 3D . . . . .	15
6.3.2. Cortadora láser . . . . .	16
<b>7. Rediseño CAD del prototipo</b>	17
7.1. Sistema de traslado horizontal del transelevador . . . . .	17
7.1.1. Tensor de faja . . . . .	18

7.1.2. Sistema de poleas . . . . .	19
7.1.3. Placa deslizante horizontal . . . . .	20
7.2. Sistema de traslado vertical del transelevador . . . . .	23
7.2.1. Acople entre el sistema vertical y el sistema de sujeción de cargas . . . . .	24
7.2.2. Parte superior . . . . .	25
7.3. Sistema de sujeción de cargas del transelevador . . . . .	27
7.3.1. Traslado lineal de la carga . . . . .	28
7.3.2. Traslado rotacional de la carga . . . . .	31
7.4. Diseño CAD de la reestructuración de la bodega del transelevador . . . . .	33
7.4.1. Selección y diseño de piezas . . . . .	34
7.5. Implementación física de todos los sistemas . . . . .	34
<b>8. Ejemplo de diseño de la garra de un prototipo de transelevador trilatera</b>	<b>36</b>
8.1. Descripción de la máquina . . . . .	36
8.2. Requisitos de la máquina . . . . .	36
8.3. Factor de seguridad . . . . .	37
8.4. Diseño de los componentes . . . . .	37
8.4.1. Cojinetes de contacto deslizante . . . . .	38
8.4.2. Cojinetes axial de bolas de doble rodamiento . . . . .	42
8.4.3. Sistema de piñón y cremallera . . . . .	44
8.4.4. Cajas reductoras . . . . .	46
8.4.5. Análisis estructural . . . . .	47
<b>9. Conclusiones</b>	<b>50</b>
<b>10.Recomendaciones</b>	<b>51</b>
<b>11.Bibliografía</b>	<b>52</b>

---

## Lista de figuras

---

1. Transelevador trilateral de carga de la empresa MECALUX.	4
2. Sistema de sujeción de carga de un transelevador trilateral.	5
3. Orientación de la fuerza cortante en vigas.	12
4. Orientación de la flexión del momento flector en vigas.	12
5. Ejemplo de un diagrama S-N	15
6. Tensor completo	18
7. Base fija del tensor	18
8. Base móvil del tensor	19
9. Pieza rotacional del tensor	19
10. Polea de 20 dientes	20
11. Polea de 30 dientes	20
12. Faja de 6 mm de ancho	20
13. Base inferior móvil primer prototipo	21
14. Base inferior móvil segundo prototipo	21
15. Fijación del motor sobre la placa deslizante horizontal	22
16. Fijación del motor sobre la placa deslizante horizontal	22
17. Base del movimiento horizontal completo	23
18. Motor Stepper Nema 17	23
19. Unión entre el anillo trapezoidal y el carrito deslizante	24
20. Placa deslizante 2020	24
21. Ensamblaje entre la unión de la varilla y el carrito	25
22. Pieza de unión entre la placa deslizante superior y el movimiento horizontal	25
23. Pieza que da rigidez al perfil 2020 v-slot vertical y el tornillo sin fin	26
24. Pieza que une la placa deslizante superior y las dos piezas anteriores	26
25. Primer extremo del cable oruga	26
26. Segundo extremo del cable oruga	27
27. Conector del cable oruga	27
28. Base del sistema de piñón-cremallera	28
29. Piñón del sistema de piñón-cremallera	29
30. Cremallera del sistema de piñón-cremallera	30
31. Cojinete lineal del sistema de piñón-cremallera	30

32. Cojinete del sistema de rotación de la garra . . . . .	31
33. Base del sistema de rotación de la garra . . . . .	32
34. Sujeción de cargas del sistema de rotación de la garra . . . . .	32
35. Sistema de sujeción de cargas . . . . .	33
36. Implementación física de todos los sistemas . . . . .	34
37. Implementación física de todos los sistemas . . . . .	35
38. Diagrama para el factor de dureza de eje según el catálogo de BOSCH . . . . .	40
39. Tabla del factor de temperatura de un cojinete lineal del catálogo de BOSCH. . . . .	40
40. Carga de seguridad estática de un cojinete de contacto deslizante. . . . .	41
41. Dirección de la carga del montaje del cojinete de contacto deslizante . . . . .	42
42. Factor de confiabilidad según el catálogo de rodamientos NTN . . . . .	44
43. Factor de característica del rodamiento según el catálogo de rodamientos NTN. . . . .	44
44. Factor de temperatura de operación de rodamiento del catálogo de rodamien- tos NTN. . . . .	44
45. Coeficiente de seguridad dado por la guía brindada por Koom Transmision Technology. . . . .	45
46. Análisis de cargas sobre la garra . . . . .	47
47. Distribución de la carga sobre la viga empotrada . . . . .	48
48. Inercia de un rectángulo . . . . .	48
49. Tabla de propiedades del acero AISI 8620/E-230 según EuroAceros S. A. . . . .	49

La Ingeniería Mecatrónica suele asociarse principalmente con la robótica. Para evidenciar la diversidad de esta carrera, un grupo de estudiantes desarrolló un prototipo de transelevador vertical como proyecto de graduación en colaboración con ROCA FUERTE. Aunque exitoso en su presentación inicial, el prototipo quedó inactivo debido a la falta de una interfaz funcional, lo que limitó su implementación práctica y utilidad en diversos eventos.

Este proyecto se centró en restaurar y optimizar el prototipo, comenzando con la mejora de la transmisión horizontal mediante un sistema de fajas y poleas acoplado a una placa deslizante montada sobre un perfil V-Slot 2040. La transmisión vertical se fortaleció utilizando un tornillo trapezoidal integrado en un perfil V-Slot 2020, diseñado para minimizar los esfuerzos de flexión generados por las cargas. Para la sujeción de cargas, se implementó un sistema de piñón y cremallera para el movimiento lineal, acompañado de cojinetes de contacto deslizante para el soporte del desplazamiento y motores Nema 17 para el control del movimiento y los sistemas asociados.

En cuanto a la alimentación eléctrica, se incorporó una fuente de poder de 12 voltios y 10 amperios, junto con una reestructuración del cableado. Este rediseño se realizó con el objetivo de evitar interferencias con la comunicación entre el sistema de control y los actuadores, permitiendo además el movimiento completo del sistema. Para proteger y dar rigidez al cableado, se utilizó un cable oruga que asegura su funcionalidad durante las operaciones del prototipo.

Por último, la estructura se renovó utilizando las columnas del prototipo original para reducir el desperdicio de material. Se diseñó una nueva base que proporciona mayor soporte y se rediseñaron las tarimas para adaptarse al nuevo pallet dimensionado para este prototipo. El prototipo restaurado resalta las capacidades técnicas y prácticas de la Ingeniería Mecatrónica, enfatizando su relevancia en la automatización industrial y su potencial para aplicaciones más allá del ámbito de la robótica.

Mechatronic Engineering is often primarily associated with robotics. To highlight the diversity of this field, a group of students developed a vertical stacker crane prototype as their graduation project in collaboration with ROCA FUERTE. Although successful during its initial presentation, the prototype became inactive due to the lack of a functional interface, limiting its practical implementation and usability in various events.

This project focused on restoring and optimizing the prototype, starting with the improvement of horizontal transmission through a belt and pulley system coupled to a sliding plate mounted on a V-Slot 2040 profile. The vertical transmission was strengthened by using a trapezoidal screw integrated into a V-Slot 2020 profile, designed to minimize the bending stresses caused by the loads. For load handling, a rack and pinion system was implemented for linear motion, supported by sliding contact bearings and controlled by Nema 17 motors for both movement and associated systems.

Regarding the power supply, a 12-volt, 10-amp power source was incorporated, along with a redesign of the wiring system. This redesign aimed to prevent interference with the communication between the control system and the actuators while allowing full system movement. To protect and add rigidity to the wiring, a drag chain was used, ensuring functionality during prototype operations.

Finally, the structure was renovated by reusing the columns from the original prototype to minimize material waste. A new base was designed to provide greater support, and the pallets were redesigned to accommodate the new dimensions of the updated prototype. The restored prototype showcases the technical and practical capabilities of Mechatronic Engineering, emphasizing its relevance in industrial automation and its potential for applications beyond robotics.

# CAPÍTULO 1

---

## Introducción

---

El presente proyecto de graduación se enfoca en el diseño, implementación y optimización de un sistema automatizado de transelevador, desarrollado con el propósito de mejorar la eficiencia en el manejo de cargas dentro de un entorno de bodega industrial. El sistema integra movimientos en cuatro ejes: horizontal, vertical, y rotacional y lineal en la parte del sistema de sujeción de cargas, los cuales permiten una manipulación precisa y versátil de las cargas. Se estableció una carga máxima de 15 libras para la garra de sujeción, asegurando que el sistema sea capaz de soportar y transportar cargas de manera segura y eficiente. Además, se mantuvo la escala original del prototipo previo, lo que permitió la continuidad en el desarrollo y la validación de los nuevos componentes. Como parte de las mejoras estructurales, se realizó una renovación en la bodega a escala, adaptando el diseño a condiciones reales de operación y garantizando su funcionalidad en un entorno simulado.

Para lograr los movimientos requeridos, se implementaron sistemas mecánicos específicos para cada eje de desplazamiento. En el movimiento horizontal, se empleó un sistema de fajas y poleas, el cual permite un desplazamiento suave y controlado a lo largo del eje X. En el caso del movimiento vertical, se implementó un sistema de tornillos sin fin, complementado con un doble empotramiento para proporcionar mayor estabilidad y precisión en el levantamiento y descenso de la carga. Para el movimiento lineal de la garra, se utilizó un sistema de piñón y cremallera, acompañado de cojinetes de contacto deslizante, lo que garantiza una sujeción firme y un desplazamiento fluido. Finalmente, para el movimiento rotacional, se diseñó un sistema biempotrado con un cojinete en la parte inferior, permitiendo a la garra girar  $180^\circ$  y adaptarse a diferentes posiciones de carga y descarga. Estos sistemas mecánicos fueron seleccionados y diseñados con base en criterios de eficiencia, durabilidad y facilidad de mantenimiento.

En cuanto a los sistemas eléctrico y electrónico, se llevó a cabo una readecuación completa para optimizar el funcionamiento del prototipo. Se implementó un cable oruga como protección para los cables de alimentación y señal, asegurando su durabilidad y evitando interferencias durante el movimiento. La alimentación del sistema de control se garantizó mediante una fuente de poder dedicada, proporcionando energía estable a todos los com-

ponentes. En el ámbito electrónico, se diseñaron e implementaron dos placas electrónicas: una basada en un Arduino Uno para el sistema de control general y otra para el manejo de los motores y sensores. Estas placas permitieron una gestión más eficiente y organizada de los elementos de control, facilitando la integración y el monitoreo de los subsistemas. Estas mejoras no solo incrementaron la precisión y confiabilidad del sistema, sino que también sentaron las bases para futuras iteraciones y escalamientos del prototipo. Este trabajo representa un avance significativo en el desarrollo de sistemas automatizados para el manejo de cargas, demostrando su viabilidad y eficacia en un entorno controlado.

En el ámbito industrial guatemalteco, la eficiencia en el manejo de tarimas de cargas y la optimización de procesos logísticos son aspectos de gran relevancia para mejorar la competitividad y la productividad de las empresas. Actualmente, se observa que los métodos tradicionales de acomodamiento de cargas, como el uso de montacargas y el trabajo manual, presentan limitaciones significativas en cuanto a efectividad y eficiencia. Estos métodos no solo son menos eficientes en términos de productividad, sino que también requieren de una cantidad considerable de personal para garantizar la seguridad y la efectividad en las operaciones de carga y descarga en las bodegas industriales.

En este contexto, surge la necesidad de innovar en el diseño y funcionamiento de los sistemas de manejo de cargas, con el objetivo de introducir soluciones más eficientes y automatizadas que permitan mejorar la productividad y la seguridad en las operaciones logísticas. Es importante destacar que, aunque existen tecnologías avanzadas en otros países, es fundamental impulsar la innovación dentro del país para adaptar las soluciones a las necesidades específicas del mercado guatemalteco.

En este sentido, el trabajo que se menciona a continuación se enfocó en desarrollar una innovación para el área industrial de Guatemala, específicamente dirigida a la optimización del acomodamiento de tarimas de cargas en bodegas. Se propuso el diseño y funcionamiento de una máquina automatizada que incorpora un transelevador, un mecanismo inteligente capaz de transportar y ordenar cargas de manera eficiente dentro de una bodega. Este proyecto surge como respuesta a la necesidad de mejorar la eficiencia y la seguridad en las operaciones logísticas, en la bodega del Grupo Roca Fuerte ubicada en zona 3 de Villa Nueva.

El objetivo principal del transelevador es garantizar un movimiento vertical y horizontal eficiente a lo largo de toda la bodega, para poder acomodar tarimas de carga en esta. Se identifican cuatro partes fundamentales en el diseño de esta máquina: El sistema mecánico de movimiento horizontal, el mecanismo de movimiento vertical, la garra para la manipulación de pallets y la integración del sistema con la lógica de funcionamiento de la bodega.

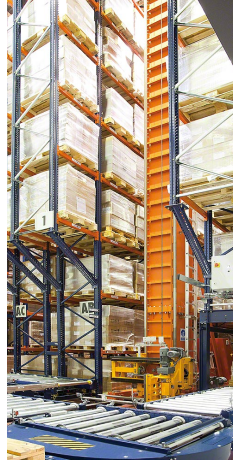


Figura 1: Transelevador trilateral de carga de la empresa MECALUX.

## 2.1. Diseño de un prototipo de transelevador de carga

El diseño del sistema mecánico horizontal del transelevador automatizado se realizó utilizando Autodesk Fusion360, lo que permitió crear piezas colaborativas y garantizar su integración precisa con otros sistemas. Este mecanismo fue diseñado para desplazarse sobre rieles instalados en las estanterías, asegurando estabilidad y precisión, especialmente en espacios industriales reducidos.

Para validar su funcionalidad, se realizaron análisis de esfuerzos en Autodesk Inventor, evaluando la resistencia de las piezas frente a las cargas previstas. La fabricación de los componentes incluyó impresión 3D con PLA para las piezas principales y corte láser en MDF para las bases y estanterías. Iteraciones avanzadas incorporaron componentes metálicos para incrementar la robustez y durabilidad del sistema.

El control del movimiento horizontal se implementó mediante un Arduino Mega, seleccionado tras un análisis comparativo de microcontroladores. Este gestiona motores y sensores esenciales, integrando este sistema con otros componentes del transelevador y facilitando su adaptabilidad a aplicaciones industriales de mayor escala. [\[1\]](#)

Complementariamente, el diseño del sistema de movimiento vertical se desarrolló en Autodesk Fusion360, asegurando su compatibilidad con los demás sistemas y facilitando el trabajo colaborativo remoto. Este mecanismo, adaptado a las dimensiones de la bodega de Grupo Roca Fuerte, se equipó con un Arduino Mega, un motor NEMA 17 y un final de carrera para controlar los límites de desplazamiento. Su construcción incluyó impresión 3D para piezas principales y corte láser en MDF para elementos estructurales, además de componentes prefabricados como un tornillo sin fin, perfiles de aluminio V-Slot 2020, una placa deslizante con rodamientos y un cojinete de 8 mm. [\[2\]](#)

El sistema de sujeción de cargas fue diseñado con tres componentes clave: el marco, la unión de ejes y la garra. Estas piezas, desarrolladas en Fusion360 y fabricadas con impresión 3D utilizando PLA y resina, fueron diseñadas para manipular pallets convencionales sin necesidad de modificar la infraestructura de la bodega. Dos servo-motores controlados por

un Arduino centralizan la programación, asegurando la comunicación eficiente entre los distintos subsistemas del transelevador.<sup>3</sup>

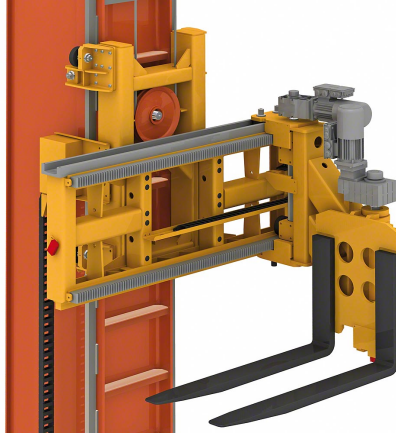


Figura 2: Sistema de sujeción de carga de un transelevador trilateral.

Finalmente, para optimizar la operación del transelevador, se implementó una interfaz gráfica capaz de gestionar la comunicación entre el sistema de gestión de almacenes (WMS) de Grupo Roca Fuerte y los sistemas mecánicos del transelevador. Este sistema utiliza un algoritmo desarrollado en Python y C, que procesa la información enviada desde la base de datos, traduciéndola en comandos para el transelevador. La interfaz gráfica, junto con la conexión inalámbrica entre microcontroladores, permite monitorear el estado de las operaciones en tiempo real, asegurando un flujo eficiente de entrada y salida de productos en la bodega.<sup>4</sup>

Este enfoque integral no solo mejora la funcionalidad mecánica y operativa del transelevador, sino que también optimiza la interacción entre los sistemas de control y gestión, garantizando una solución eficiente, precisa y adaptable a diversas aplicaciones industriales.

Un grupo de cuatro estudiantes desarrolló previamente un prototipo de transelevador vertical como su proyecto de graduación donde incluía una cotización sobre los componentes por implementar. Este diseño estaba orientado hacia aplicaciones industriales, llevándose a cabo en colaboración con la empresa ROCA FUERTE. Como parte de este trabajo, también se elaboró una cotización para los componentes necesarios con el fin de implementar el sistema en un entorno industrial real. Durante su presentación, el proyecto demostró ser altamente exitoso, obteniendo excelentes resultados. Sin embargo, pese a su potencial, el prototipo ha quedado inactivo, principalmente debido a la falta de una interfaz adecuada para su manejo y control, lo que ha limitado su funcionalidad y aplicación práctica.

Ante esta situación, surge la necesidad de intervenir y mejorar el prototipo, con el fin de corregir sus deficiencias y asegurar su funcionamiento completo. Esto debido a que se tuvo en exhibición en el momento de ser funcional, sin embargo, cuando dejó de funcionar se optó por repararlo para que volviese a exhibirse. Estas reparaciones no fueron exitosas debido a que no se logró el objetivo planteado. Debido a esto, el prototipo fue quedado en el olvido.

El principal objetivo de esta intervención es lograr un sistema que no solo sea operativo, sino también atractivo y perdurable, capaz de gestionar eficientemente las cargas y ofrecer una interfaz de usuario amigable. La intención es que, con estas mejoras, el prototipo pueda volver a ser utilizado y valorado como un ejemplo representativo de las capacidades técnicas y prácticas de la carrera de Ingeniería Mecatrónica.

Una parte esencial del proyecto es que quede plenamente funcional para el futuro, ya que se busca que sirva como una representación duradera del potencial que ofrece la carrera. El prototipo, una vez restaurado y optimizado, podrá ser presentado en diversos eventos académicos y actividades universitarias, lo que permitirá mostrar cómo se integran las áreas de diseño mecánico y control electrónico dentro de la disciplina de la mecatrónica.

Es importante destacar que este proyecto también busca romper con la percepción común y limitada de que la Ingeniería Mecatrónica se centra exclusivamente en la creación de robots. Aunque la robótica es una parte importante del campo, la mecatrónica abarca una

variedad de áreas, incluyendo la automatización industrial, un sector con gran potencial de crecimiento en Guatemala. Al desarrollar un proyecto como este, se espera demostrar que las habilidades de los ingenieros mecatrónicos no se limitan a una única aplicación, sino que son aplicables en múltiples áreas tecnológicas, donde pueden desempeñar un papel clave en la innovación y el desarrollo industrial.

Finalmente, el proyecto subraya la importancia de la automatización industrial, un área que a nivel mundial ha sido fundamental para aumentar la eficiencia y competitividad de las industrias. Sin embargo, en Guatemala, este campo sigue estando poco explorado, lo que representa una gran oportunidad para el crecimiento. Al centrar este tipo de proyectos en la automatización, se puede contribuir significativamente al desarrollo tecnológico del país. Promover este tipo de innovación no solo impulsará a la industria local, sino que también permitirá posicionar a Guatemala como un país en crecimiento en términos de ciencia y tecnología.

### 4.1. Objetivo general

Renovar el sistema mecánico y electrónico de un prototipo de transelevador trilateral de carga para el acomodamiento de tarimas de carga en un bodega a escala.

### 4.2. Objetivos específicos

- Diseñar e implementar un nuevo sistema de alimentación y potencia para los actuadores y sistema de control del prototipo de transelevador.
- Rediseño de la estructura y del mecanismo de transmisión de potencia horizontal y vertical.
- Renovar la estructura de sujeción de cargas.
- Renovar la estructura de la bodega a escala.

Este proyecto tenía como objetivo el rediseño y la fabricación completa de un prototipo de transelevador trilateral, diseñado específicamente para el manejo y acomodamiento de tarimas de carga. El rediseño abarca tanto la parte mecánica como la electrónica, garantizando la integración de ambos sistemas para un funcionamiento eficiente. La estructura y los mecanismos fueron desarrollados para asegurar durabilidad y estabilidad, lo cual permitirá el traslado completo del sistema sin complicaciones ni fallos durante su operación.

El rediseño fue optimizado para facilitar el mantenimiento y desensamblaje para la modificación del prototipo. Se priorizó un enfoque sencillo pero robusto, de manera en que todos los sistemas sean fácilmente reparables y altamente funcionales. Con esto se buscó no solo cumplir con los objetivos técnicos del proyecto, sino también dejar un prototipo perdurable que sirva como una representación emblemática de los logros en el campo de la Ingeniería Mecatrónica.

Además, se aseguró que toda la información relevante, incluyendo los planos de diseño, los cálculos técnicos y la documentación de las piezas fabricadas fueron archivadas de manera ordenada y accesible. Esto permitirá su futura consulta, ya sea para replicar el proyecto, fabricar piezas adicionales o utilizar los cálculos realizados en desarrollos posteriores. La preservación de esta información garantizará que el proyecto pueda seguir siendo una referencia importante para futuras generaciones de estudiantes e investigadores.

## 6.1. Transelevadores de carga

Los transelevadores de carga son máquinas especializadas diseñadas para automatizar el almacenamiento en bodegas. Estas máquinas se desplazan a lo largo de los pasillos, realizando tareas de ingreso, posicionamiento y extracción de productos de manera eficiente y precisa. Entre los diferentes tipos de transelevadores, destacan los trilaterales, caracterizados por su diseño de mástil único y su capacidad para manipular cargas de hasta 1,500 kg, lo que los convierte en una solución versátil para la gestión logística. [5]

### 6.1.1. Transelevador trilateral

Los transelevadores trilaterales pueden realizar movimientos longitudinales (a lo largo de un riel en el pasillo), verticales (a lo largo de la columna del transelevador) y transversales (en profundidad, realizados por los sistemas de extracción montados en la cuna de la máquina). Estos transelevadores trilaterales son altamente eficientes y han demostrado su eficacia en diversos sectores como la industria alimentaria, automotriz, farmacéutica, de repuestos, metalúrgica, química y administración pública. [5]

#### Diferentes sistemas implementados

- **Horquillas telescópicas:** pueden ser simples, dobles o triples, adaptadas según la profundidad de almacenamiento requerida.
- **Sistemas de transmisión inalámbrica:** utilizan señales de radiofrecuencia para activar paradas de emergencia, cumpliendo con las normativas de seguridad EN954-1 e ISO13849-1.

- **Columnas:** pueden ser formadas por tubos estructurales o vigas de caja, hechas de hojas de acero altamente resistentes, reforzadas internamente para mejorar la resistencia a la torsión y flexión.
- **Base guía inferior:** estructura en forma de caja hecha de perfiles y hojas de acero soldados, con refuerzos internos para resistir la torsión y la flexión.
- **Base guía superior:** placas soldadas ubicadas en la parte superior de la columna, que soportan las ruedas guía horizontales y las poleas para el cable de elevación.
- **Cuna de elevación:** marco móvil que se desplaza a lo largo de las columnas guiado por vías verticales.
- **Ruedas de guía y rodillos:** ruedas cubiertas con tiras de VULKOLLAN® para amortiguar el ruido durante la operación a alta velocidad.

## 6.2. Resistencia de materiales

La resistencia de materiales constituye un campo esencial dentro de la ingeniería mecánica, dedicado al análisis del comportamiento de materiales sólidos frente a fuerzas externas. Esta disciplina se enfoca en entender cómo los materiales responden a diferentes tipos de cargas, desde tensiones simples hasta condiciones más complejas como torsión y flexión. Al emplear principios físicos y mecánicos, la resistencia de materiales permite predecir la resistencia y la deformación resultante en estructuras y componentes, utilizando herramientas como el equilibrio de fuerzas, el análisis de esfuerzos y deformaciones, así como técnicas avanzadas como las transformaciones de esfuerzo y las concentraciones de esfuerzo. [6](#)

### 6.2.1. Análisis de carga y esfuerzos

El objetivo central del *análisis de carga y esfuerzos* radica en proporcionar los conocimientos necesarios para diseñar componentes y estructuras capaces de soportar cargas de manera segura y eficiente durante su funcionamiento. Este campo busca no solo entender cómo los materiales se comportan bajo diversas condiciones de carga, sino también desarrollar estrategias para minimizar el riesgo de fallas estructurales.

#### Fuerza cortante en vigas

La fuerza cortante es una fuerza interna que actúa en sentido paralelo a la superficie de un material o componente estructural. En otras palabras, es una fuerza que tiende a “cortar” o deslizar las partes de un material o una estructura una respecto a la otra. La fuerza cortante se obtiene sumando las fuerzas a la izquierda de la sección cortada. La orientación de esta se encuentra de la siguiente manera:

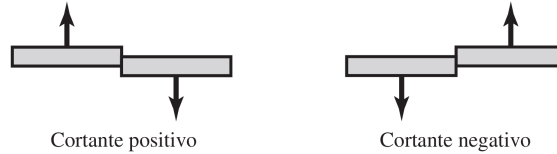


Figura 3: Orientación de la fuerza cortante en vigas.

### Momentos flectores en vigas

El momento flector es la suma de los momentos de las fuerzas situadas a la izquierda de la sección considerada, respecto a un eje que pasa por dicha sección aislada. La relación entre la fuerza cortante y el momento flector se relacionan de la siguiente manera:

$$V = \frac{dM}{dx} \quad (1)$$

Y la orientación de la flexión generada por el momento flector se puede definir de la siguiente manera:



Figura 4: Orientación de la flexión del momento flector en vigas.

### Esfuerzo

La fuerza que actúa en un punto sobre una superficie tiene una distribución única y se descompone en componentes normal y tangencial, conocidas como esfuerzo normal y esfuerzo cortante tangencial, respectivamente. Los esfuerzos normal y cortante se denotan con las letras griegas  $\sigma$  (sigma) y  $\tau$  (tau). Cuando  $\sigma$  apunta hacia fuera de la superficie, se clasifica como un esfuerzo de tensión y es considerado positivo. En cambio, cuando  $\sigma$  apunta hacia dentro de la superficie, se trata de un esfuerzo compresivo y se considera negativo. Los esfuerzos se miden en libras por pulgada cuadrada (psi) en el sistema inglés, mientras que en el sistema internacional, se miden en newtons por metro cuadrado ( $\text{N/m}^2$ ), donde  $1 \text{ N/m}^2$  es igual a 1 pascal (Pa).

### Esfuerzos uniformemente distribuidos

La suposición de esfuerzo uniforme implica que, si se corta una barra en una sección distante de los extremos y se retira una parte, su efecto puede reemplazarse aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud  $\sigma A$  en el extremo cortado. Por lo tanto, decimos que el esfuerzo está uniformemente distribuido y se calcula mediante la ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Este supuesto de distribución uniforme del esfuerzo requiere que:

- La barra sea recta y de material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección se tome lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio abrupto en la sección transversal.

Sin embargo, esta ecuación solo modela el esfuerzo normal en una viga. La ecuación que modela el esfuerzo cortante es la siguiente:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (3)$$

Esta ecuación es similar, sin embargo, la V representa la fuerza cortante y el A el área de la sección transversal donde está siendo cortada.

### **Esfuerzos normales para vigas en flexión**

Para poder representar los esfuerzos normales en flexión en vigas, se debe realizar los siguientes supuestos:

- Las vigas se encuentran sometida a flexión pura y no hay cargas de torsión o axiales.
- El material cumple con la ley de Hooke.
- La sección transversal es constante a lo largo de toda la viga.
- La viga tiene un eje de simetría en el plano de flexión.

La ecuación que modela el esfuerzo de flexión máxima, la cual se designa como  $\sigma_{max}$  es la siguiente:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (4)$$

Donde c es la magnitud máxima del eje neutro (distancia máxima desde donde se encuentra el momento) e I es el segundo momento de área alrededor del eje perpendicular a la viga. Al tratar de una viga rectangular, usualmente se emplea I como la siguiente ecuación:

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad (5)$$

Donde b es el ancho de la viga y h es la altura de la viga.

### 6.2.2. Deflexión y rigidez

Todos los cuerpos reales se deforman de manera elástica o plástica cuando se les aplica una carga. Un cuerpo puede ser tan resistente a la deformación que el supuesto de rigidez no afecte significativamente el análisis, permitiendo un tratamiento como si fuera rígido. Sin embargo, si posteriormente se descubre que la deformación del cuerpo no era insignificante, entonces considerar al cuerpo como rígido fue una decisión incorrecta, pero no un supuesto erróneo.

#### Deformación debido a la flexión

La curvatura de una viga que se encuentra sometida por un momento flector  $M$  está modelada de la siguiente manera:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (6)$$

Donde  $\rho$  es el radio de la curvatura,  $M$  es el momento flector,  $E$  es el módulo de elasticidad del material e  $I$  es el momento de inercia de la masa.

De esta ecuación surgen las siguientes cuatro ecuaciones que modelan la deflexión, la pendiente, el momento y el cortante a lo largo de la viga. Estas se representan de la siguiente manera:

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad (7)$$

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (8)$$

$$\frac{V}{EI} = \frac{d^3y}{dx^3} \quad (9)$$

$$\frac{q}{EI} = \frac{d^4y}{dx^4} \quad (10)$$

Donde la pendiente ( $y$ ) resulta muy pequeña usualmente.

#### Método de esfuerzo-vida

Para evaluar la resistencia de los materiales ante cargas de fatiga, se someten muestras a fuerzas repetidas o variables con magnitudes específicas, mientras se registran los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta que se produce la falla. El dispositivo de ensayo más comúnmente utilizado para estudiar la fatiga es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. En esta máquina, la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos.

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material, se requiere realizar un gran número de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones

(inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se produce la falla. El primer ensayo se realiza con un esfuerzo ligeramente inferior a la resistencia última del material. Luego, se llevan a cabo ensayos sucesivos con esfuerzos menores. Los resultados se representan en un diagrama S-N (Resistencia a la fatiga - Número de ciclos de esfuerzo).

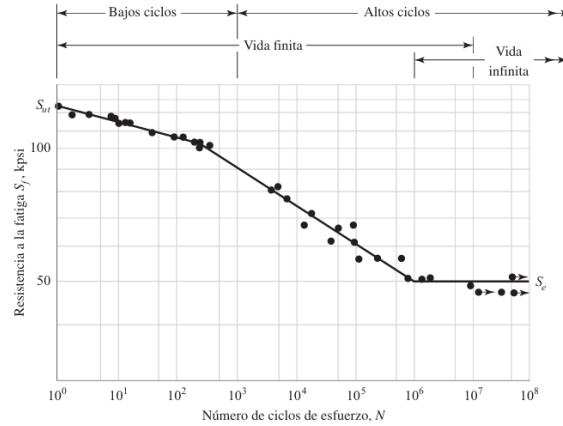


Figura 5: Ejemplo de un diagrama S-N

## Límite de resistencia a la fatiga

En la actualidad, la determinación de los límites de resistencia mediante ensayos de fatiga es una práctica común, aunque se trata de un procedimiento extenso. Generalmente, para determinar los límites de resistencia se prefieren los ensayos de esfuerzo a los ensayos de deformación.

Para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, es necesario un método rápido para estimar los límites de resistencia. Existe un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga que permite obtener una gran cantidad de datos y aproximar el resultado. Este resultado puede aproximarse de diversas formas, incluyendo la compensación mediante el empleo de factores de diseño más grandes debido a la amplia dispersión de los datos.

## 6.3. Fabricación de las piezas

### 6.3.1. Impresión 3D

La impresión 3D es un proceso en el cual un objeto se crea comenzando desde cero y añadiendo material capa por capa hasta obtener un objeto completo. Los modelos pueden crearse desde cero utilizando un programa de CAD 3D. Estos programas se enfocan en efectos visuales y animación, ingeniería, arquitectura, y otros campos. [7](#).

## Material utilizado: filamento PLA

Los termoplásticos comunes para impresión 3D incluyen ácido poliláctico (PLA), acrilonitrilo butadieno estireno (ABS) y nailon. Dependiendo de las características del extrusor, las impresoras también pueden manejar tereftalato de polietileno (PET) y policarbonato. También existen materiales más exóticos y mezclas para efectos estéticos interesantes. Sin embargo, algunas boquillas de extrusión pueden tener un límite de temperatura superior por debajo del necesario para algunos de los materiales [8].

### 6.3.2. Cortadora láser

El láser básico consta de dos espejos paralelos que forman un oscilador óptico, una cámara en la que la luz oscila entre los espejos. Entre ellos se encuentra un medio activo que amplifica las oscilaciones de luz mediante Emisión Estimulada.

## Material utilizado: MDF

El MDF (Medium Density Fiberboard) es un tablero de fibra de densidad media fabricado a partir de fibras de madera aglutinadas con resinas sintéticas mediante un proceso de alta temperatura y presión. Este material destaca por su densidad uniforme, superficie lisa y capacidad para ser mecanizado con precisión, lo que lo convierte en una opción popular en diversas industrias. [9]

Una de las principales ventajas del MDF es su superficie uniforme, que permite acabados de alta calidad sin irregularidades. Su estabilidad dimensional es otra característica destacada, ya que resiste deformaciones y mantiene su forma en diferentes condiciones climáticas. La facilidad de mecanizado del MDF permite que se pueda cortar, perforar y encolar con precisión, adaptándose a diversas necesidades de diseño y fabricación. Además, el MDF es generalmente más económico que la madera maciza, proporcionando un buen rendimiento a un costo menor, lo que lo hace una opción atractiva tanto para fabricantes como para consumidores.

El desarrollo del rediseño del prototipo se basó en un trabajo previo realizado por un equipo de cuatro estudiantes, cuyo enfoque principal fue la elaboración de un diseño preliminar del sistema. Para el rediseño de todos los componentes del prototipo, se utilizó el software Autodesk Inventor Professional 2024. La secuencia de rediseño comenzó con la creación de una base, sobre la cual se trabajaron todos los demás componentes del sistema. Posteriormente, se llevó a cabo el rediseño del sistema de traslado horizontal, estableciendo los parámetros iniciales y las dimensiones principales. Con base en este diseño, se procedió a desarrollar el sistema de traslado vertical, asegurando la congruencia y el correcto acoplamiento entre los dos subsistemas. Finalmente, se rediseñó el sistema de sujeción, el cual integra los diferentes elementos del prototipo para su funcionamiento óptimo.

### **7.1. Sistema de traslado horizontal del transelevador**

El sistema de traslado horizontal fue diseñado con la inclusión de diversas piezas que permiten el correcto funcionamiento del mismo. Entre los componentes principales de este sistema se encuentran un tensor de faja, un montaje para el motor paso a paso (stepper), dos poleas, una faja y una placa deslizante. Cada uno de estos elementos fue diseñado considerando los componentes seleccionados y los requisitos funcionales del sistema, tales como la capacidad de soportar la tensión de la faja y garantizar el movimiento preciso de la placa deslizante. Se refiere como componentes seleccionados a los elementos que se encuentran disponibles localmente, como perfiles v-slot 2020 o el carro deslizante. La garantía del movimiento preciso se refiere a la geometría de los componentes para que soporte cierto momento generado por el peso de la carga y de los elementos seleccionados.

### 7.1.1. Tensor de faja

El tensor de faja se define como un dispositivo mecánico utilizado en sistemas de transmisión por bandas o correas para regular la tensión de las mismas y asegurar un funcionamiento eficiente del mecanismo. Su diseño puede incluir componentes como poleas, resortes o sistemas de ajuste automático, dependiendo de la aplicación específica. Su función principal es compensar la elongación de la correa debido al desgaste o variaciones térmicas, evitando deslizamientos y optimizando la transmisión de potencia. El tensor de faja diseñado se compone en tres componentes. Estos son los siguientes: base fija, base móvil y pieza rotacional.

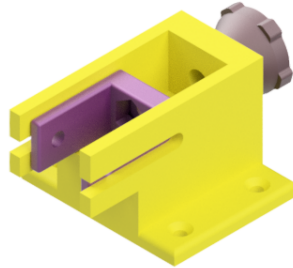


Figura 6: Tensor completo

#### Base fija del tensor

Esta pieza forma parte del subsistema del tensor de faja, actuando como la base fija. Su función principal es proporcionar un soporte estable y estático para el montaje de la base móvil y de la pieza rotacional encargada de aplicar tensión a la faja. El diseño de esta pieza incluye una ranura lateral que permite el movimiento controlado de la pieza móvil, así como un agujero roscado interno de M8 para alojar un perno M8 que facilitará la tensión. Además, la pieza cuenta con cuatro agujeros de montaje en su parte inferior (M3) que permiten su fijación firme a la base estructural del sistema.

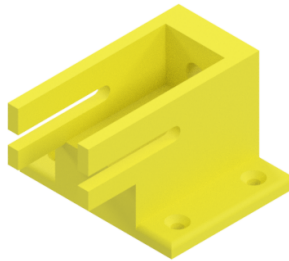


Figura 7: Base fija del tensor

#### Base móvil del tensor

La pieza móvil es responsable de generar el movimiento lineal necesario para ajustar la tensión de la faja. En esta pieza se montan tanto la polea, mediante un eje que en este caso

está compuesto por un tornillo y una tuerca (M5), como la tuerca (M8) que interactúa con la base fija. Esta pieza se desliza sobre la base fija, permitiendo el ajuste de la tensión de la faja de manera precisa y eficiente.

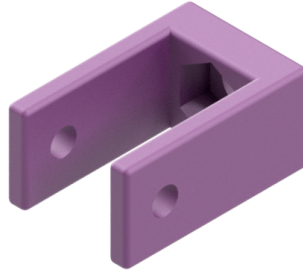


Figura 8: Base móvil del tensor

### **Pieza rotacional del tensor**

Esta pieza alberga el perno M8, el cual tiene la función de aplicar la tensión necesaria sobre la faja a través de un movimiento rotacional. Este perno está conectado con la pieza móvil mediante una tuerca, la cual se encarga de desplazar la pieza móvil hacia adelante o hacia atrás, permitiendo de esta manera un ajuste continuo y preciso de la tensión de la faja.

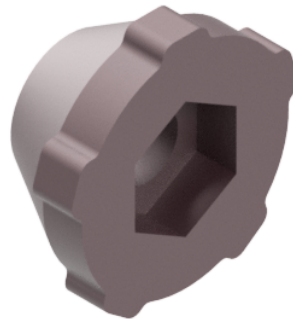


Figura 9: Pieza rotacional del tensor

### **7.1.2. Sistema de poleas**

Para el sistema de poleas y faja, se optó por una configuración que incluye una polea de 30 dientes y otra de 20 dientes, ambas con un eje de 5 mm de diámetro y un canal para faja de 6 mm. Esta configuración se implementó debido a la disponibilidad de componentes localmente, lo recomendable es que ambas poleas sean similar en dientes y diámetro. La polea de mayor tamaño, es decir, la de 30 dientes, fue montada en el motor paso a paso Nema 17, cuya función es incrementar la relación de desplazamiento lineal respecto a la rotación del motor, para aumentar la velocidad lineal del transelevador. Las poleas seleccionadas son las siguientes:



Figura 10: Polea de 20 dientes



Figura 11: Polea de 30 dientes

Para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de transmisión, se utilizó una faja de 6 mm de ancho. Esta faja rodea ambas poleas y está fijada en ambos extremos a la placa deslizante. La faja fue seleccionada debido a su resistencia a la tensión y su compatibilidad con las poleas utilizadas en el sistema.



Figura 12: Faja de 6 mm de ancho

### 7.1.3. Placa deslizante horizontal

El diseño de la placa deslizante se llevó a cabo teniendo en cuenta los diversos componentes que se montarán sobre ella. Entre los principales componentes que se fijarán en la placa

se encuentran un perfil de aluminio 2020V y un motor paso a paso Nema 17. No obstante, el diseño también contempla la instalación de ruedas especiales para perfiles v-slot en la parte inferior de la placa para facilitar su desplazamiento a lo largo del sistema. Asimismo, se prestó especial atención a la configuración de los puntos de montaje para asegurar que el motor se fije de manera firme y precisa sobre la placa.

### Primer prototipo

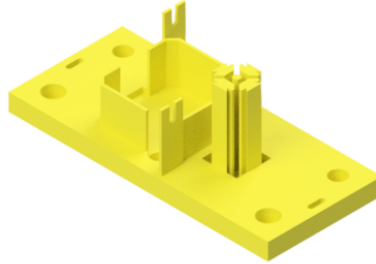


Figura 13: Base inferior móvil primer prototipo

### Segundo prototipo

Para el segundo prototipo se realizó un empotramiento más resistente del perfil v-slot. También se añadió una pestaña donde se montará el final de carrera vertical y se añadieron pestañas con interior hexagonal, para el montaje de tuercas para una futura carcasa del diseño.

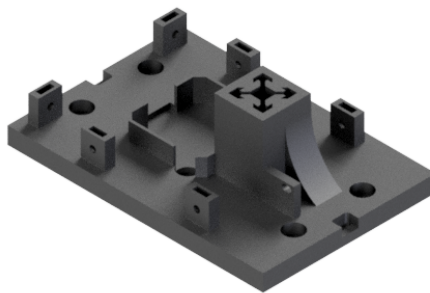


Figura 14: Base inferior móvil segundo prototipo

### Fijación del motor sobre la placa

Para el montaje del motor paso a paso Nema 17, se diseñó una cubierta específica que permite una fijación segura del motor a la placa deslizante. Esta cubierta incluye agujeros laterales que están alineados con una ranura en la base de la placa, lo que facilita la instalación y ajuste del motor. El diseño final de la cubierta y su disposición se detallan a continuación:

### Primer prototipo

Para el primer prototipo, se diseñó una unión no permanente entre el motor y la placa deslizante. Esta unión se implementó mediante tornillos, utilizando las roscas integradas en el motor y tuercas para su fijación. No obstante, la conexión resultante no presentó la rigidez necesaria, lo que impidió alcanzar la estabilidad estructural esperada.

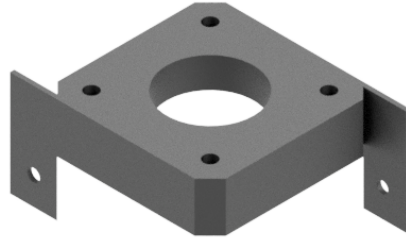


Figura 15: Fijación del motor sobre la placa deslizante horizontal

### Segundo prototipo

Para el segundo prototipo se optó nuevamente por una unión no permanente entre el motor y el perfil V-Slot 2020. La conexión entre el perfil y la pieza intermedia se realizó mediante un tornillo hexagonal de precisión y una tuerca específica para perfiles V-Slot. La unión entre esta pieza y el motor se llevó a cabo de forma similar, utilizando las roscas integradas en el cuerpo del motor. Esta configuración proporcionó la estabilidad y rigidez necesarias para los movimientos involucrados en el sistema.



Figura 16: Fijación del motor sobre la placa deslizante horizontal

Y, por último, así se encuentra el diseño de este sistema:

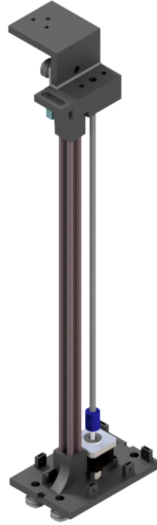


Figura 17: Base del movimiento horizontal completo

## 7.2. Sistema de traslado vertical del transelevador

Para el sistema de traslación vertical se optó por un sistema de tornillo sin fin. Se seleccionó sistema debido a que cuenta con una alta capacidad de carga y cuenta con autobloqueo, por lo que, no importa la magnitud de la carga, este sistema nunca retrocederá por el peso. Este sistema consta de un motor stepper, un anillo trapecoidal, un cojinete con empotramiento, una placa deslizante y un perfil 2020v de aluminio. El objetivo de este sistema es poder desplazar verticalmente una gran carga (relativamente) con una alta precisión y con una alta capacidad de carga.

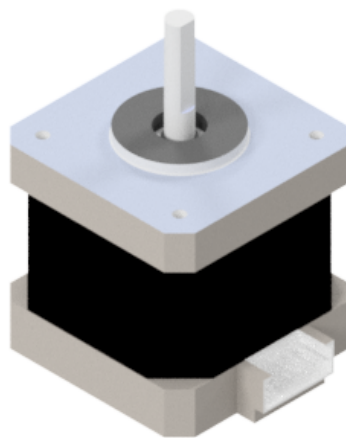


Figura 18: Motor Stepper Nema 17

### 7.2.1. Acople entre el sistema vertical y el sistema de sujeción de cargas

La pieza diseñada para el acoplamiento del anillo, la barra trapezoidal y la placa deslizante fue concebida como una unión no permanente. Esta pieza de unión debe ser capaz de resistir los esfuerzos cortantes inducidos por la carga a levantar, asegurando así la integridad estructural del sistema durante su operación. El diseño realizado para esta pieza es el siguiente:

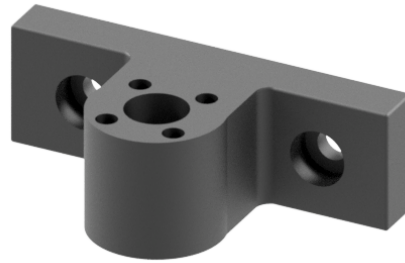


Figura 19: Unión entre el anillo trapezoidal y el carrito deslizante

Asimismo, la placa deslizante destinada para el perfil V-Slot 2020 presenta el siguiente diseño:

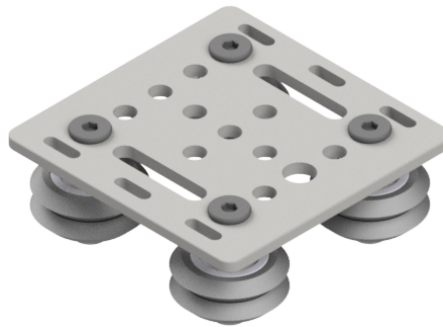


Figura 20: Placa deslizante 2020

Y, el ensamblaje entre estas piezas se realizó de la siguiente manera:

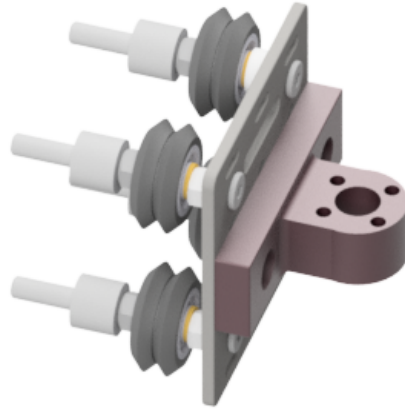


Figura 21: Ensamblaje entre la unión de la varilla y el carrito

### 7.2.2. Parte superior

Para el sistema de traslación vertical se optó por un doble empotramiento. Este consta de un perfil superior y uno inferior para la estabilidad del movimiento vertical. Para aprovechar este sistema se optó por colocar el cable oruga en la parte superior del sistema. Para acoplar ambos sistemas, se diseñó un ensamblaje de tres piezas, las cuales, permite unir el perfil superior, con el perfil vertical y, a su vez, con el cable oruga. Las piezas diseñadas son las siguientes:

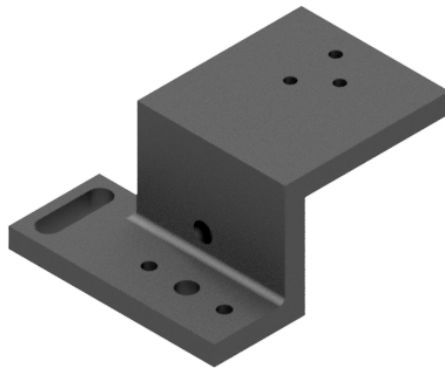


Figura 22: Pieza de unión entre la placa deslizante superior y el movimiento horizontal

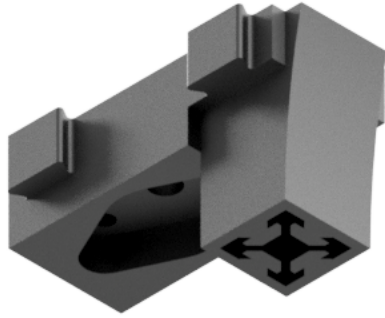


Figura 23: Pieza que da rigidez al perfil 2020 v-slot vertical y el tornillo sin fin

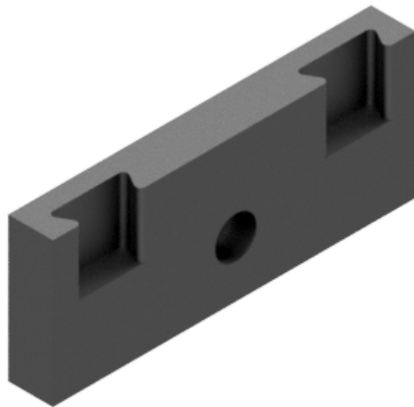


Figura 24: Pieza que une la placa deslizante superior y las dos piezas anteriores

Posteriormente, se diseñó un cable oruga con el objetivo de organizar y resguardar los cables del sistema de potencia y control. El diseño del cable oruga consta de tres piezas diferenciadas: dos de ellas destinadas al anclaje en los extremos y una adicional que permite la movilidad del conjunto. La unión entre las piezas se realiza por presión, garantizando un ensamble firme sin necesidad de elementos adicionales. Las piezas diseñadas son las siguientes:



Figura 25: Primer extremo del cable oruga

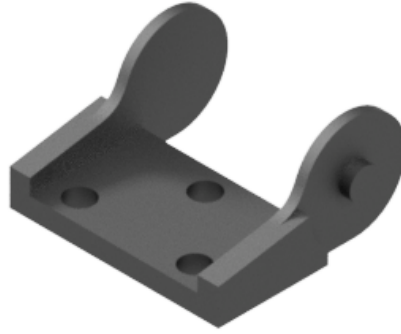


Figura 26: Segundo extremo del cable oruga

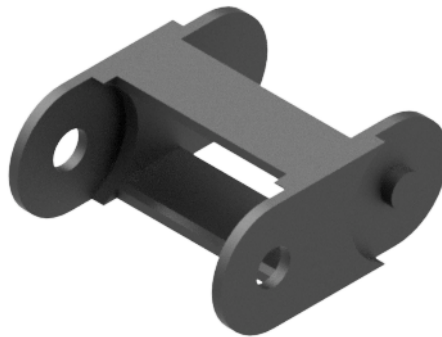


Figura 27: Conector del cable oruga

### 7.3. Sistema de sujeción de cargas del transelevador

El objetivo principal de este sistema es facilitar el movimiento de una carga tanto en sentido lineal como rotacional. Esta funcionalidad se debe a la integración de varios subsistemas que trabajan en conjunto para lograr dicho propósito. El primer subsistema está encargado del traslado lineal de la carga, asegurando un desplazamiento preciso y controlado en una dirección recta. Este subsistema es esencial en aplicaciones donde la carga debe moverse de un punto a otro sin desviaciones.

El segundo subsistema se enfoca en el traslado rotacional de la carga. Este subsistema permite que la carga gire alrededor de un eje, lo cual es crucial en aplicaciones donde se requiere orientación o rotación controlada de la carga en torno a un punto específico. La interacción y sincronización entre ambos subsistemas es clave para garantizar que el sistema completo funcione de manera eficiente, permitiendo tanto el movimiento lineal como la rotación de la carga según sea necesario en el proceso operativo.

### 7.3.1. Traslado lineal de la carga

El diseño del primer subsistema, encargado del traslado lineal de la carga, se llevó a cabo mediante la integración de varios componentes clave que garantizan su funcionalidad y precisión. Los principales componentes utilizados en este subsistema incluyen cojinetes lineales, una cremallera, un piñón, ejes de acero endurecido y un motor paso a paso (stepper). Cada uno de estos elementos fue seleccionado en función de garantizar un desplazamiento lineal preciso y eficiente.

Los cojinetes lineales actúan como los puntos de apoyo fundamentales dentro del subsistema. Estos se encuentran montados sobre ejes acerados, los cuales proporcionan la rigidez y estabilidad necesarias para asegurar un movimiento suave y controlado de la carga. Los cojinetes lineales permiten que la carga se desplace a lo largo de los ejes sin fricción excesiva, manteniendo al mismo tiempo la alineación correcta durante el proceso de traslado.

Para el movimiento lineal propiamente dicho, se optó por un sistema de piñón-cremallera. Este tipo de mecanismo fue seleccionado debido a su capacidad para transmitir altos niveles de potencia con una excelente precisión. La interacción entre el piñón, que es accionado por el motor stepper, y la cremallera permite un control detallado del movimiento, haciendo posible que la carga se desplace con gran exactitud a lo largo de una trayectoria lineal. Este sistema también ofrece una gran robustez y fiabilidad, características esenciales en aplicaciones donde se requieren movimientos repetitivos y de alta precisión. Todo lo anterior mencionado se colocará en una base diseñada para la optimización de los componentes, siendo la siguiente:

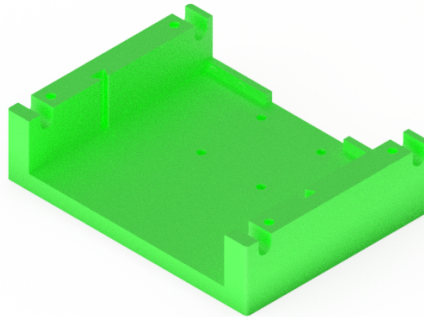


Figura 28: Base del sistema de piñón-cremallera

#### Piñón

Para el diseño del piñón, se basó en los cálculos realizados por Shigley.<sup>[6]</sup> El cálculo del piñón inició a partir de establecer un diámetro primitivo de 204.00 mm y un número de dientes igual a 32, lo que permitió determinar un módulo de 6.3750 mm mediante la relación geométrica estándar entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Con este valor se calcularon las dimensiones restantes: el diámetro exterior se obtuvo en 216.75 mm, el diámetro de base en 191.70 mm, y el paso circular en 20.03 mm. Asimismo, el diente fue definido con una altura de cabeza de 6.38 mm y una altura de pie de 7.97 mm, dando como resultado una altura total de 14.34 mm. Estas dimensiones, en conjunto con un ancho de

cara de 59.00 mm, aseguran una geometría adecuada para transmitir el esfuerzo sin riesgo de interferencias.

Posteriormente, se validó que los parámetros obtenidos cumplen con las relaciones geométricas establecidas para engranajes de evolvente con ángulo de presión de  $20^\circ$ . El valor del diámetro de base calculado garantiza la correcta definición del perfil de contacto, mientras que el paso circular asegura la compatibilidad con la cremallera diseñada bajo el mismo módulo. La selección de estas dimensiones permite una transmisión eficiente del movimiento rotacional a lineal, manteniendo la precisión requerida en el sistema de piñón-cremallera.

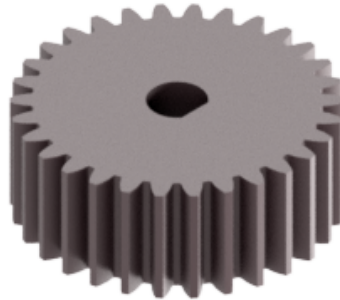


Figura 29: Piñón del sistema de piñón-cremallera

## Cremallera

El cálculo de la cremallera se realizó empleando el mismo módulo de 6.3750 mm, a fin de garantizar compatibilidad con el piñón. Dado que la cremallera puede considerarse como un engrane con radio infinito, el paso longitudinal resultó en 20.03 mm, en concordancia con el paso circular del piñón. La altura de cabeza de los dientes fue definida en 6.38 mm y la altura de pie en 7.97 mm, lo que proporcionó una altura total de 14.34 mm, asegurando un correcto acoplamiento y la transmisión de cargas sin pérdida de sincronización. Estas dimensiones se ajustan al estándar evolvente para engranajes rectos, lo que simplifica tanto el proceso de manufactura como la precisión de montaje.

Además, se verificó que la geometría de la cremallera mantiene la alineación adecuada con el piñón al trabajar sobre una carrera lineal de diseño. El paso longitudinal de 20.03 mm asegura que cada diente del piñón engrane correctamente con el diente de la cremallera, reduciendo el riesgo de desgaste prematuro o desajustes por acumulación de errores. Esta consistencia dimensional garantiza la transmisión de movimiento lineal con suavidad, precisión y fiabilidad en el sistema.

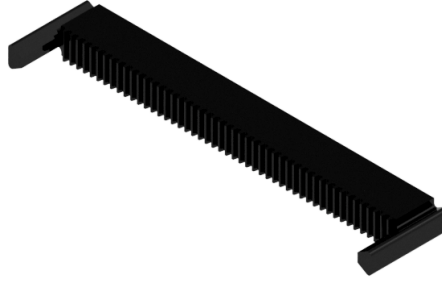


Figura 30: Cremallera del sistema de piñón-cremallera

### Cojinetes lineales

A diferencia del sistema piñón-cremallera, el cojinete de contacto deslizante no fue diseñado a partir de sus dimensiones teóricas, sino que se seleccionó en función de las necesidades específicas del proyecto y de la disponibilidad en el mercado. El principal criterio de elección fue la restricción de espacio, lo que condujo a buscar la opción más compacta posible sin comprometer la capacidad de carga ni la vida útil. En este sentido, se determinó que un cojinete lineal con un diámetro interno de 8 mm era el más adecuado, ya que presenta dimensiones reducidas, una fricción despreciable y cumple con los requisitos funcionales planteados.

Otro factor decisivo en la selección fue la disponibilidad local de este cojinete, ya que puede adquirirse sin necesidad de recurrir a importaciones, lo que evita retrasos significativos en el desarrollo del proyecto. Este aspecto resulta especialmente importante al tratarse de un componente crítico que debe estar asegurado durante toda la fase de pruebas. Además, para incrementar la estabilidad del sistema y reducir la posibilidad de aparición de momentos indeseados, se implementaron dos cojinetes en paralelo, lo que permite un guiado más firme y preciso de la estructura. De esta forma, la selección del cojinete de 8 mm se justifica tanto por su idoneidad técnica como por su accesibilidad inmediata en el mercado local.

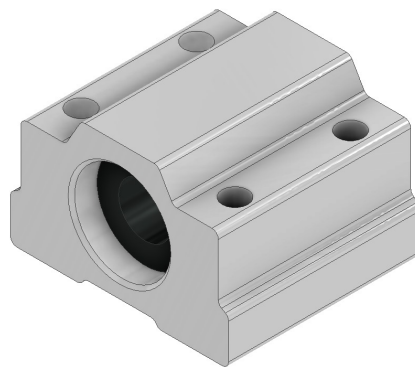


Figura 31: Cojinete lineal del sistema de piñón-cremallera

### 7.3.2. Traslado rotacional de la carga

Para el subsistema encargado del traslado rotacional, se implementó una configuración de bi-empotramiento en la garra de sujeción de tarimas. Este diseño consiste en la conexión de la garra tanto al eje del motor paso a paso Nema 17, ubicado en la parte superior, como a un cojinete situado en la parte inferior. Esta disposición se seleccionó con el objetivo de proporcionar una mayor estabilidad durante el movimiento angular del sistema.

El motor Nema 17 es responsable de generar el torque necesario para realizar el giro de la garra, mientras que el cojinete en la parte inferior proporciona soporte adicional, minimizando las vibraciones y aumentando la rigidez del conjunto. Este diseño asegura que la rotación de la garra sea precisa y suave, lo cual es fundamental para garantizar la manipulación adecuada de las tarimas durante su sujeción y traslado. Además, el bi-empotramiento distribuye las cargas de manera más uniforme a lo largo del eje, reduciendo el desgaste de los componentes y mejorando la durabilidad del sistema en operaciones continuas.



Figura 32: Cojinete del sistema de rotación de la garra

Para el funcionamiento adecuado de estos componentes, se realizó el diseño de una segunda base. Esta base se encuentra optimizada para el acomodamiento a cabalidad de todos los componentes.

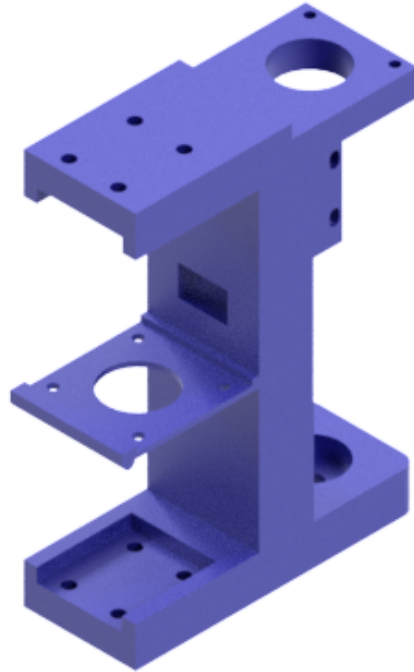


Figura 33: Base del sistema de rotación de la garra

Y la pieza que se encarga de la sujeción de las tarimas de carga es la siguiente:

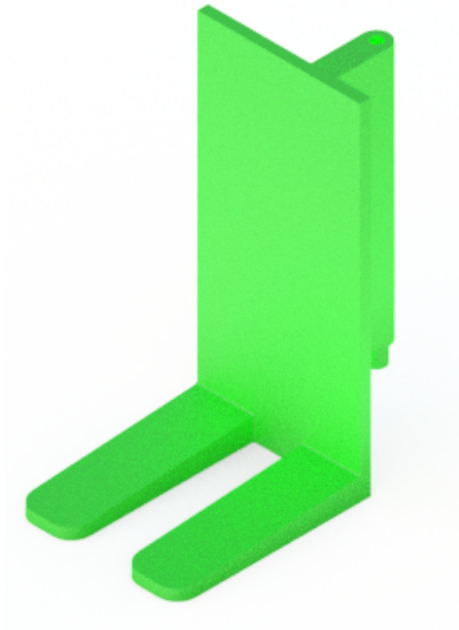


Figura 34: Sujeción de cargas del sistema de rotación de la garra

El ensamblaje final del sistema integra todos los componentes previamente descritos, asegurando la correcta funcionalidad tanto del traslado lineal como del rotacional. Este en-

samblaje incluye los cojinetes lineales, la cremallera, el piñón, los ejes acerados, el motor paso a paso Nema 17, así como la garra de sujeción de tarimas con su bi-empotramiento. Además, se han incorporado finales de carrera en puntos estratégicos del sistema para garantizar la verificación precisa de los movimientos lineales y rotacionales.

Los finales de carrera, también conocidos como interruptores de límite, juegan un papel crucial en el control del sistema, ya que detectan las posiciones extremas del movimiento, tanto en el eje lineal como en el rotacional. Estos sensores permiten detener el movimiento de forma segura y precisa cuando la carga ha alcanzado los límites predefinidos, evitando cualquier sobrecarga o daño a los componentes. La integración de estos sensores en el ensamblaje proporciona una mayor seguridad operativa y asegura que el sistema funcione dentro de los parámetros establecidos.

El proceso de ensamblaje sigue una secuencia estructurada que permite la correcta alineación y acoplamiento de todas las piezas, optimizando el rendimiento del sistema en su conjunto. A continuación, se presenta el diseño final del ensamblaje:

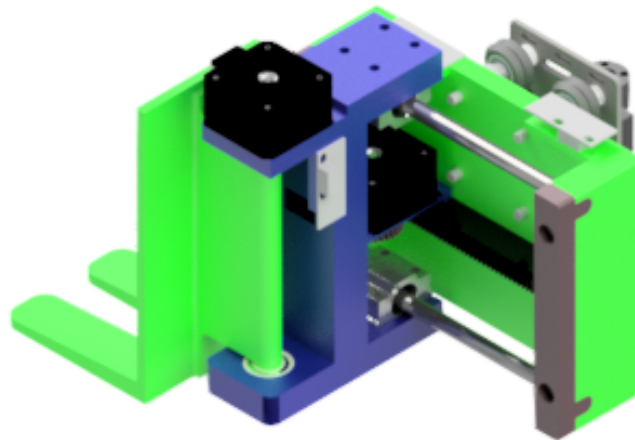


Figura 35: Sistema de sujeción de cargas

#### 7.4. Diseño CAD de la reestructuración de la bodega del transelevador

Para iniciar el proceso de reestructuración de la bodega, se decidió reutilizar ciertos componentes del primer prototipo, con el fin de optimizar recursos y mantener coherencia en el diseño. Estas piezas fueron seleccionadas tras evaluar su funcionalidad y compatibilidad con los nuevos requerimientos. Por otro lado, los elementos restantes de la bodega fueron diseñados desde cero, priorizando la estabilidad estructural y su adaptación a las dimensiones del nuevo sistema de sujeción de cargas. Este enfoque permitió garantizar un acoplamiento adecuado entre los componentes existentes y los nuevos, asegurando así un funcionamiento acorde con las necesidades del proyecto.

### 7.4.1. Selección y diseño de piezas

Para iniciar con la reestructuración de la bodega se optó por reutilizar las columnas del prototipo anterior. Esto debido a que principalmente se buscaba optimizar el uso de materiales brindados por la Universidad y, segundo, estas se encontraban en óptimas condiciones a pesar del abandono de ese prototipo. Para iniciar a realizar el diseño, se realizaron mediciones de estas columnas. Luego se diseñaron las bases para que encajara a presión las columnas y estas pudieran ser atornilladas a la base del prototipo. Estas se implementaron en mdf de 6 milímetros para una mayor sujeción a la columna y se pegaron utilizando cola blanca.

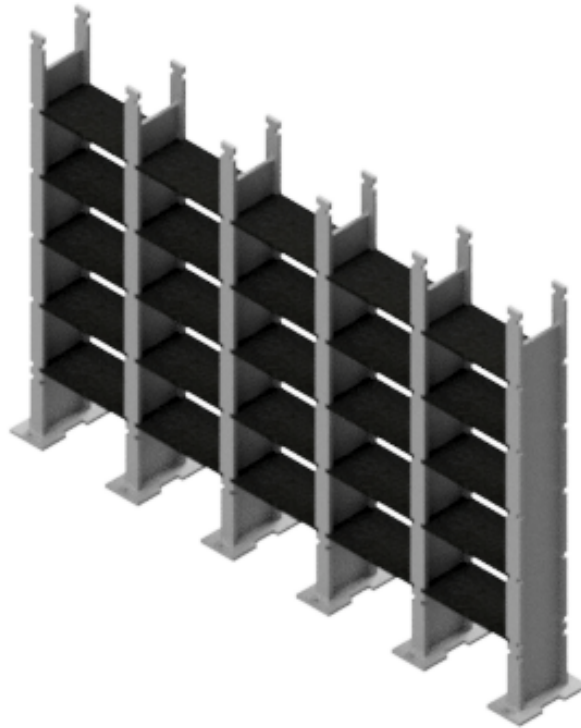


Figura 36: Implementación física de todos los sistemas

Y, por último, se diseñaron las bases de las tarimas, las cuales deberían de ir acorde al ancho de la garra y encajar en las ranuras de las columnas. Estas columnas se fabricaron en mdf de 6 milímetros nuevamente.

## 7.5. Implementación física de todos los sistemas

La implementación física de todos los sistemas se encuentran a continuación:



Figura 37: Implementación física de todos los sistemas

---

## Ejemplo de diseño de la garra de un prototipo de transelevador trilateral

---

Para llevar a la práctica el diseño de una máquina, a continuación se presenta un ejemplo correspondiente al diseño de una de sus piezas clave. Esta pieza fue seleccionada debido a que en ella se localiza la sección crítica del sistema, siendo el punto donde se concentran los mayores esfuerzos y, por tanto, representa el componente más susceptible a falla dentro del conjunto mecánico. Su correcto dimensionamiento y análisis estructural resultan fundamentales para garantizar la integridad y fiabilidad de toda la máquina durante su operación.

### 8.1. Descripción de la máquina

Un transelevador trilateral de carga constituye un sistema automatizado concebido para el manejo eficiente de tarimas en entornos de almacenamiento con pasillos angostos. Su diseño permite el acceso a las tarimas desde tres direcciones (frontal y laterales), lo cual optimiza la utilización del espacio disponible en la bodega y mejora la capacidad de almacenamiento.

Este tipo de sistema está conformado por una estructura móvil que incorpora una garra o mecanismo de sujeción, el cual es capaz de desplazarse tanto en el plano vertical como en el horizontal. Su operación está basada en un sistema de control de precisión que posibilita la colocación y recolección exacta de las tarimas, incluso en espacios reducidos, asegurando así un funcionamiento confiable y eficiente en aplicaciones logísticas automatizadas.

### 8.2. Requisitos de la máquina

El transelevador trilateral de carga está concebido como un sistema automatizado de manipulación de tarimas, especialmente adaptado para operar en bodegas con pasillos es-

trechos. Este equipo permite el acceso a las tarimas desde tres direcciones (frontal y ambos laterales), lo cual maximiza la utilización del espacio disponible y optimiza los procesos logísticos.

Desde el punto de vista operativo, la máquina debe ser capaz de soportar una carga máxima de 1,000 kg (1 tonelada) y garantizar una vida útil nominal de al menos 5,000 horas, equivalente a aproximadamente 167 días de funcionamiento continuo. El diseño debe permitir un ciclo operativo de manipulación de tres tarimas por minuto, lo cual exige un desempeño constante bajo condiciones exigentes.

En términos de precisión y desempeño dinámico, el sistema debe alcanzar una velocidad lineal de hasta 0.75 m/s y una aceleración lineal de 0.50 m/s<sup>2</sup>, asegurando movimientos ágiles y controlados. Para ello, la garra y la estructura móvil deben desplazarse eficientemente a lo largo de trayectorias lineales de hasta 3 metros en cada ciclo completo de ida y vuelta.

Las condiciones de operación contemplan una temperatura máxima de 100 °C, así como la necesidad de incorporar medidas de protección frente a la humedad y a la presencia de partículas, con el fin de prevenir la contaminación de los componentes mecánicos críticos.

### **8.3. Factor de seguridad**

Para el cálculo del factor de seguridad se aplicó la teoría propuesta por Ullman. El procedimiento inició con la identificación de la pieza crítica dentro del sistema, correspondiente a la garra del transelevador, la cual concentra los mayores esfuerzos y representa el punto más susceptible a fallo estructural. A partir de esta selección, se definieron las propiedades del material empleando datos provenientes de un catálogo técnico suministrado por el proveedor.

Dado que la carga exacta aplicada sobre la garra no se conoce con certeza, se optó por realizar los cálculos considerando la carga máxima que el sistema podría llegar a soportar. Esta decisión introduce un nivel de incertidumbre en los valores utilizados, pero permite adoptar un enfoque conservador en el diseño. Asimismo, se asumió que las tolerancias de manufactura no se cumplirán en su totalidad, dado que garantizar tolerancias estrictas implicaría un aumento considerable en los costos de producción.

Se determinó que el modo de falla más probable es por fatiga, lo que supone un daño progresivo debido a la repetición cíclica de esfuerzos a lo largo del tiempo. Por esta razón, se estableció una alta exigencia de confiabilidad para el diseño, con un nivel superior al 90 por ciento, a fin de minimizar la probabilidad de falla durante la vida útil de la máquina. Los cálculos correspondientes a esta evaluación se detallan a continuación.

### **8.4. Diseño de los componentes**

Para el diseño de los componentes del sistema, se elaboró una lista detallada de todos los elementos que lo conforman, con el propósito de llevar a cabo los cálculos y diseños conforme a las especificaciones establecidas en catálogos técnicos o normas aplicables. Con

el fin de optimizar el proceso de diseño, se priorizó el análisis de aquellos componentes que presentaban mayores restricciones o que no eran comúnmente estandarizados.

En función de estos criterios, se definió el siguiente orden de diseño:

- Cojinetes de contacto deslizante: fueron los primeros en diseñarse, ya que su selección depende directamente de un catálogo que proporciona dimensiones estandarizadas. Esta elección facilita la determinación del tamaño requerido para el soporte de la garra, elemento fundamental del sistema.
- Cojinetes axiales de bolas de doble rodamiento: se abordaron en segundo lugar, debido a que sus dimensiones influyen en el diseño de la base de empotramiento de la garra. Al igual que los cojinetes deslizantes, estos también cuentan con tamaños normalizados, lo que permite su integración efectiva en el sistema.
- Cremallera: dado que no está estandarizada, su diseño se reservó para una etapa posterior. Este componente puede fabricarse mediante procesos personalizados de manufactura, lo que otorga mayor flexibilidad pero también requiere un análisis detallado.
- Piñón: su diseño está estrechamente relacionado con el de la cremallera. Por lo tanto, primero se definió la geometría de la cremallera y, posteriormente, se ajustó el piñón para asegurar un acoplamiento adecuado entre ambos elementos.
- Cajas reductoras: estas se diseñaron al final, ya que no condicionan el diseño de otros componentes y pueden fabricarse a medida en talleres especializados. Esto garantiza su compatibilidad con el sistema sin imponer restricciones adicionales al diseño global.

Este enfoque sistemático permitió avanzar de manera lógica y eficiente en la definición de los elementos críticos, asegurando la funcionalidad y la integración de todos los componentes dentro del conjunto mecánico.

#### **8.4.1. Cojinetes de contacto deslizante**

Para el diseño de los cojinetes de contacto deslizante se tomó como referencia el catálogo técnico de Bosch, el cual proporciona los lineamientos necesarios para la selección y cálculo de estos componentes. El proceso de diseño se basó en un conjunto de suposiciones iniciales que facilitaron el desarrollo de los cálculos correspondientes. [\[10\]](#)

Las suposiciones consideradas fueron las siguientes:

- Se estableció la necesidad de emplear cuatro cojinetes, con el fin de distribuir uniformemente las cargas y proporcionar una mayor estabilidad al movimiento lineal. Estos se dispondrán en pares, montados en configuración paralela.
- Los cojinetes deberán cumplir con una vida útil nominal mínima de 5,000 horas, garantizando así su durabilidad bajo condiciones normales de operación.

- Se consideró que cada cojinete debe ser capaz de soportar una carga mínima equivalente a 1,000 kg, es decir, aproximadamente 10,000 N, asumiendo una aceleración gravitacional estándar de 10 m/s<sup>2</sup>. Este valor se definió con un margen conservador para asegurar que el diseño no opere al límite de sus capacidades.
- Se asumió que las cargas aplicadas serán exclusivamente radiales, lo cual simplifica el análisis, permitiendo prescindir de componentes axiales en el modelo.

A partir de estas condiciones, se procedió con el desarrollo de los cálculos, iniciando con la identificación de las fórmulas pertinentes, la recopilación de constantes conocidas, la determinación de factores definidos por el catálogo del fabricante y la formulación de las incógnitas a resolver.

La información utilizada se organizó de la siguiente manera:

**Constantes obtenidas:**

- Duración de vida nominal requerida  $L_h = 5,000$  horas.
- Carga dinámica equivalente por cojinete  $F_m = 2,500N$

**Factores y variables definidos según el catálogo de Bosch:**

- Factor de dureza del eje  $f_H = 1.00$
- Factor de temperatura  $f_t = 1.00$
- Factor para carrera corta  $f_s = 1.00$
- longitud de carrera  $s = 3.00$  metros
- Frecuencia de ciclo  $n_s = 6.00$

**Incógnitas por determinar:**

- Capacidad de carga dinámica  $C$  en newtons
- Duración de vida nominal  $L$  en metros

**Fórmulas empleadas:**

- Duración de la vida nominal para un cojinete de contacto deslizante según el catálogo de BOSCH.

$$L_h = \frac{L}{2 * s * n_s * 60} \quad (11)$$

- Capacidad de carga dinámica de un rodamiento de contacto deslizante según el catálogo de BOSCH

$$L = \left( \frac{C}{F_m} * f_H * f_t * f_s \right)^3 * 10^5 \quad (12)$$

Las constantes ya fueron precisadas en la sección de suposiciones. Respecto de los factores definidos por el catálogo, se inicia con el factor de dureza del eje. Este factor se obtiene de la gráfica proporcionada por el fabricante y adopta el valor de 1 cuando la dureza del eje es mayor o igual a 60 HRC. Si no se cumple esta condición, debe consultarse la curva correspondiente para determinar el valor aplicable en función de la dureza efectiva del eje.

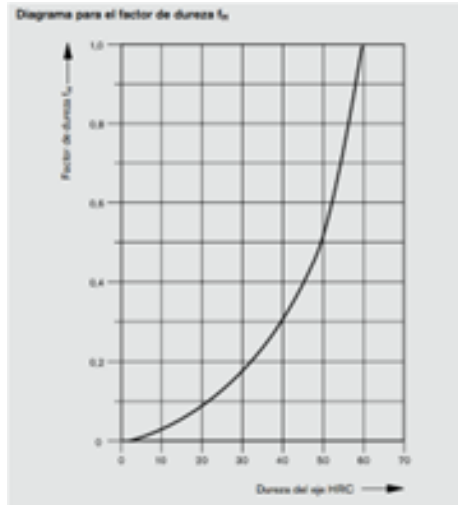


Figura 38: Diagrama para el factor de dureza de eje según el catálogo de BOSCH

El factor de temperatura se obtuvo a partir de la tabla de referencia incluida en el catálogo del proveedor. De acuerdo con esta, cuando la temperatura de operación del rodamiento es inferior a 100 °C, el valor asignado para el factor es igual a 1. En caso de que la temperatura exceda este límite, es necesario aplicar una corrección al factor siguiendo los valores específicos indicados por la tabla. Esta metodología permite ajustar el diseño del cojinete a las condiciones térmicas reales de trabajo, asegurando que el cálculo de la vida útil y de la capacidad de carga sea representativo de la aplicación. La tabla proporcionada por el fabricante se presenta a continuación.

Temperatura del rodamiento (°C)	100	125	150	175	200
Factor de temperatura $f_t$	1	0,92	0,85	0,77	0,70

Figura 39: Tabla del factor de temperatura de un cojinete lineal del catálogo de BOSCH.

En este caso, la carrera lineal del rodamiento es considerablemente mayor que tres veces la longitud del propio rodamiento, por lo que cumple el criterio establecido por el proveedor. La longitud de carrera se fijó en 3 metros, tomando como referencia que la longitud promedio de una tarima es de 1.5 metros.

Asimismo, se definió una frecuencia de ciclo de 6 recorridos completos por minuto sobre dicha carrera, con base en la estimación de 3 operaciones de colocación y recogida de tarimas por minuto. Esta configuración asegura que el diseño responda a las demandas operativas previstas.

Con estos parámetros se procedió al cálculo de la duración de vida nominal en metros,

empleando la ecuación número 2 y despejando la variable L. El resultado obtenido fue  $L = 1.08 \times 10^7$  Lmetros. Posteriormente, se utilizó la ecuación número 3 para determinar la capacidad de carga dinámica, dependiente de la vida en metros, obteniéndose un valor de 11,905.51 N. Con este resultado se seleccionó un cojinete lineal adecuado.

Se eligió un rodamiento lineal Super A, el cual compensa automáticamente errores de alineación de hasta 0.5 grados entre carcasa y eje sin penalización de capacidad de carga. Este tipo favorece un funcionamiento suave, con alta capacidad y vida útil. El modelo seleccionado fue el R0658 050 00, con diámetro interior de 50 mm, diámetro exterior de 75 mm, capacidad dinámica mínima de 12,060 N y capacidad estática mínima de 6,470 N, cumpliendo los requisitos establecidos.

A partir de esta selección se efectuó una nueva iteración utilizando los datos del fabricante. En esta ocasión se calculó la vida nominal tanto en horas como en metros y se incorporó la verificación de la capacidad de carga estática, con el fin de asegurar que la carga aplicada no exceda el límite estático mínimo del cojinete. La verificación se realizó mediante la expresión de capacidad de seguridad estática indicada por el proveedor, que relaciona el coeficiente de seguridad estática con la capacidad estática básica del cojinete y la carga estática equivalente aplicada.

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0max}} \quad (13)$$

Para la constante  $S_0$ , correspondiente al coeficiente de seguridad estática, se seleccionó un valor de 4. Esta elección se justifica debido a que las condiciones de aplicación del sistema incluyen la presencia de golpes y vibraciones significativas, lo cual requiere un margen adicional de seguridad para garantizar la integridad del rodamiento. La determinación de este valor se realizó a partir de la tabla de referencia proporcionada por el fabricante, en la cual se especifican los coeficientes recomendados según el nivel de sollicitación dinámica al que estarán sometidos los cojinetes.

Condiciones de aplicación	$S_0$
Condiciones de aplicación normales	1 ... 2
Con pocos golpes o vibraciones	2 ... 4
Con moderados golpes o vibraciones	3 ... 5
Con fuertes golpes o vibraciones	4 ... 6
Con parametros de carga desconocidos	6 ... 15

Figura 40: Carga de seguridad estática de un cojinete de contacto deslizante.

A partir de la ecuación de capacidad de seguridad estática indicada en el catálogo de BOSCH, se obtuvo una carga estática equivalente de 4,350.00 Newtons, valor inferior a la capacidad estática del cojinete de contacto deslizante seleccionado. Se adoptó la carga mínima recomendada por el proveedor, dado que la dirección exacta de la carga en el montaje no se conoce; la orientación considerada se ilustra en la figura correspondiente. Esta elección mantiene la coherencia con el criterio de seguridad estática previamente definido.

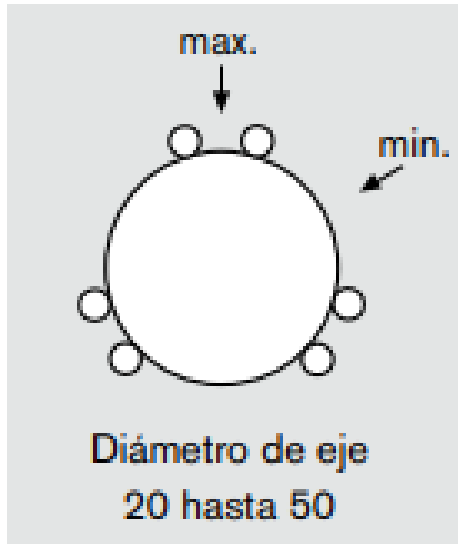


Figura 41: Dirección de la carga del montaje del cojinete de contacto deslizante

Los resultados obtenidos a partir del cojinete seleccionado muestran una duración de vida nominal de  $L = 1.12 \times 10^7$  metros, equivalente a 5,197.18 horas de operación. Este valor confirma que el cojinete cumple con los requisitos de diseño establecidos. Adicionalmente, los cojinetes lineales elegidos se encuentran equipados con una carcasa para la cual se recomienda una tolerancia de ajuste K7, considerada adecuada en aplicaciones con cargas alternantes, ya que garantiza un montaje seguro y un desempeño confiable bajo las condiciones previstas. Finalmente, se resalta la necesidad de lubricar el eje con el fin de limitar la fricción a un valor máximo de 0.0025, lo que asegura un funcionamiento eficiente y prolonga la vida útil del componente.

#### 8.4.2. Cojinetes axial de bolas de doble rodamiento

El cojinete fue seleccionado a partir del catálogo de NTN, considerando que sus prestaciones son comparables con las de los cojinetes de contacto deslizante previamente analizados. Los requisitos definidos para esta aplicación incluyen una vida nominal mínima de 5,000 horas, una capacidad básica de carga dinámica de 10,000 Newtons y una velocidad máxima de rotación de 30 rpm. [11]

Con base en estas especificaciones, se eligió un rodamiento axial de bolas de doble dirección, debido a las ventajas que ofrece: elevada precisión rotacional, alta rigidez y resistencia frente a choques y vibraciones, propiedades que lo hacen superior frente a otros tipos de cojinetes. Esta elección también se justifica en la necesidad de soportar exclusivamente cargas axiales y permitir el giro en ambos sentidos, satisfaciendo así los requerimientos funcionales del sistema.

Al tratarse de un rodamiento de bolas, el cálculo de su capacidad básica de carga dinámica se realiza mediante las ecuaciones establecidas en el catálogo de NTN, las cuales permiten determinar la vida nominal ajustada y la relación entre la carga aplicada y la capacidad dinámica del cojinete.

$$\left(\frac{10^6}{60 * n}\right) * \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 * f_h^3 \quad (14)$$

Vida nominal básica ( $L_{10h}$ ) para un rodamiento de bolas según el catálogo de NTN.

$$f_h = f_n * \frac{C}{P} \quad (15)$$

Factor de vida ( $f_h$ ) para un rodamiento de bolas según el catálogo de NTN.

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3} \quad (16)$$

Factor de velocidad ( $f_n$ ) para un rodamiento de bolas según el catálogo de NTN.

Dado que se seleccionó un cojinete axial, la carga axial equivalente en el rodamiento es igual a la carga axial aplicada. Esto simplifica significativamente los cálculos requeridos. A partir de la velocidad de rotación, se determinó el factor de velocidad, el cual permitió definir el factor de vida. Finalmente, se calculó la capacidad básica de carga dinámica, obteniendo un valor de 21,730.76 Newtons.

Con base en esta capacidad, se seleccionó un cojinete con un diámetro interior de 180 mm. El modelo elegido fue el 563036, que cuenta con un diámetro exterior de 280 mm, una capacidad de carga dinámica de 23,900.00 Newtons y una capacidad de carga estática de 88,000 Newtons. Estas capacidades superan ampliamente los requisitos establecidos. Por lo tanto, se realizó una iteración utilizando los datos proporcionados por el fabricante para confirmar la idoneidad del cojinete seleccionado.

Para los cálculos de la segunda iteración del cojinete se utiliza una capacidad básica de carga dinámica de 23,900 N, un factor de vida de 2.48 y un factor de velocidad de 1.04, generando una vida nominal básica de 7,584.40 horas. Luego se realizó el cálculo de vida ajustada en millones de revoluciones, utilizando la ecuación de Vida ajustada en millones de revoluciones para cojinetes según el catálogo de NTN.

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10} \quad (17)$$

Vida ajustada en millones de revoluciones para cojinetes según el catálogo de NTN.

Esta ecuación utiliza un factor de confiabilidad ( $a_1$ ) de 0.21, debido a que se utilizó una confiabilidad del 0.99, un factor de características del rodamiento ( $a_2$ ) de 1.00 debido a que se desconoce el tratamiento para estabilización de dimensiones y, por último, un factor de operación ( $a_3$ ) de 1.00, debido a que se trabajará por debajo de 100 °C. Estos factores se podrán apreciar en las siguientes tablas y gráficos.

**Tabla 3.2 Factor de confiabilidad  $a_1$**

Confiabilidad %	$L_{10}$	Factor de confiabilidad $a_1$
90	$L_{10}$	1.00
95	$L_5$	0.62
96	$L_4$	0.53
97	$L_3$	0.44
98	$L_2$	0.33
99	$L_1$	0.21

Figura 42: Factor de confiabilidad según el catálogo de rodamientos NTN

**Tabla 3.3 Tratamiento para estabilización de dimensiones**

Símbolo	Temp máxima de operación (C°)	Factor de característica $a_2$
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

Figura 43: Factor de característica del rodamiento según el catálogo de rodamientos NTN.

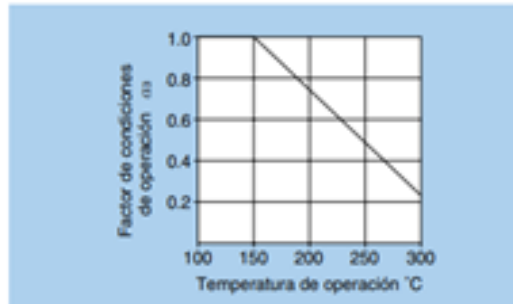


Figura 44: Factor de temperatura de operación de rodamiento del catálogo de rodamientos NTN.

Por lo que, utilizando la ecuación de vida ajustada en millones de revoluciones para cojinetes según el catálogo de NTN, se obtuvo una vida ajustada en revoluciones de 1,592.72 millones de revoluciones.

### 8.4.3. Sistema de piñón y cremallera

Para el sistema de piñón y cremallera, se utilizó la guía proporcionada por Koom Transmission Technology, una empresa especializada en la fabricación y comercialización de sistemas de rodadura y transmisión, tanto lineal como rotativa. El diseño comenzó con la definición de las consideraciones principales del sistema, las cuales son las siguientes:

- La fuerza tangencial aplicada es de 10,000 Newtons.
- La fricción generada por los rodamientos de contacto deslizante es de 0.0025
- El sistema utiliza 4 rodamientos para garantizar la estabilidad y soporte de las cargas

- La aceleración lineal requerida es de  $0.50 \frac{m}{s^2}$  mientras que la velocidad lineal máxima es de  $0.75 \frac{m}{s}$ .
- Se implementó un coeficiente de seguridad de 2.8, debido a que el sistema está diseñado para manejar cargas pesadas y operará entre 8 y 10 horas al día.

El coeficiente de seguridad se determinó utilizando los datos de la tabla de coeficientes de seguridad dado por la guía brindada por Koom Transmision Technology, asegurando un diseño robusto y confiable para las condiciones operativas previstas. [12]

Tiempo de trabajo	Tipo de carga		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

Figura 45: Coeficiente de seguridad dado por la guía brindada por Koom Transmision Technology.

$$F_t = P * (9.81 * \eta + a) \quad (18)$$

Fuerza tangencial en los dientes de la cremallera según la guía brindada por Koom Transmision Technology

$$dp = \frac{M * 2,000\eta}{F_t} \quad (19)$$

Diámetro primitivo del piñón según la guía brindada por Koom Transmision Technology

$$M = \frac{dp * F_{vr}}{2,000 * \eta} \quad (20)$$

Par de giro sobre el piñón según la guía brindada por Koom Transmision Technology.

$$n = \frac{V * 60,000}{dp * \pi} \quad (21)$$

Revoluciones sobre el piñón según la guía brindada por Koom Transmision Technology

Utilizando las ecuaciones previas, se determinó que la fuerza tangencial real horizontal es de 598.10 Newtons. Al aplicar el coeficiente de seguridad de 2.8, se obtiene una fuerza tangencial horizontal corregida de 1,674.68 Newtons, la cual se empleó para los cálculos posteriores. Los resultados incluyeron un diámetro primitivo de 192.00 mm, un número de 32 dientes para el piñón y un par de giro sobre el piñón de 574.18 Nm. Con estos datos, se calculó un módulo de 6 para la cremallera y el piñón, un par máximo sobre el piñón de 750 Nm y una fuerza tangencial máxima de 17,440 Newtons.

A diferencia de otros componentes, este sistema puede ser fabricado, por lo que se seleccionó el acero AISI 4140 como material, según las recomendaciones de EuroAceros, que indica su uso frecuente en engranajes y componentes de transmisión de potencia. Con base en esto, se estableció un paso de 18.85 mm para la cremallera y el piñón, utilizando las características proporcionadas por el modelo CKR-CT-0600/1500.

Posteriormente, se realizó el cálculo de esfuerzos sobre los dientes de la cremallera, ya que, en comparación con el piñón, el factor de forma de Lewis es mayor para la cremallera. Dado que ambos componentes comparten el mismo material, se centró el análisis en la cremallera para verificar que los esfuerzos no excedieran los límites del material.

Los resultados del cálculo son los siguientes:

- Para el esfuerzo de flexión, se obtuvo un factor de seguridad de 4.40 y un esfuerzo de flexión de 214.83 MPa.
- Para el esfuerzo de contacto, se obtuvo un factor de seguridad de 4.82 y un esfuerzo de contacto de 80.02 MPa.

Estos valores garantizan que el diseño del piñón y la cremallera cumple con los requisitos operativos y mantiene una alta confiabilidad bajo las condiciones establecidas. Según la página de Grados Material Mundial, se obtiene que un AISI 4140 recocido 815 °C, tiene una resistencia a la fluencia de 414 MPa y un esfuerzo último de 655 MPa, por lo que, se aprueba el material seleccionado.

#### **8.4.4. Cajas reductoras**

El diseño del sistema de cajas reductoras inició con la selección del motor, optándose por un motor monofásico de 3 Hp y 2 polos debido a su disponibilidad en Guatemala. Posteriormente, se decidió aumentar la potencia del motor a 5 Hp para satisfacer los requerimientos del sistema. Los componentes se fabricaron utilizando acero AISI 4140, cuyas propiedades fueron descritas previamente. El sistema fue diseñado con una caja reductora de dos etapas.

En la primera etapa, se consideró una potencia de entrada de 3 Hp, equivalente a 2.24 kW. Para esta etapa, se seleccionó un paso diametral de 28 mm para el piñón y de 98 mm para el engranaje, utilizando un número de dientes de 36 y 90, respectivamente. Esta configuración permitió reducir la velocidad de 500 rpm a 200 rpm. La carga transmitida calculada fue de 7.12 kN para el piñón y de 17.80 kN para el engranaje. Los esfuerzos determinados en el piñón fueron de 1.88 MPa para flexión y 64.86 MPa para contacto, mientras que en el engranaje los esfuerzos fueron de 5.26 MPa para flexión y 117.78 MPa para contacto.

En la segunda etapa, se incrementó la potencia de entrada a 5 Hp, equivalente a 3.73 kW. Se utilizaron las mismas dimensiones para el paso diametral, con 28 mm para el piñón y 98 mm para el engranaje, y un número de dientes de 36 y 90, respectivamente. Esta configuración permitió reducir la velocidad de 200 rpm a 26.67 rpm. Las cargas transmitidas calculadas fueron de 29.67 kN para el piñón y de 222.53 kN para el engranaje. Los esfuerzos determinados en el piñón fueron de 3.47 MPa para flexión y 85.69 MPa para contacto,

mientras que en el engranaje los esfuerzos fueron de 55.61 MPa para flexión y 220.07 MPa para contacto. Considerando las propiedades definidas previamente para el material del engranaje, se concluye que el AISI 4140 soporta adecuadamente los esfuerzos generados en los dientes. Estas propiedades, según el proveedor EuroAceros, S.A., son un límite de fluencia de 414 MPa y un esfuerzo último de 655 MPa.

#### 8.4.5. Análisis estructural

Para el análisis estructural se empleó inventor Professional 2024 y MDSolids 4.0. A partir del modelo cad, se definió la sección crítica en la garra, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura

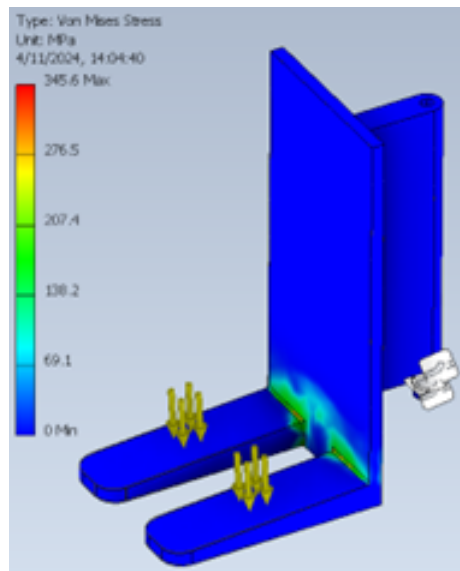


Figura 46: Análisis de cargas sobre la garra

Para la garra, se definió una carga distribuida a lo largo de 1.3 metros, con un máximo de 5.46 kN. Esto se debe a que la carga total a soportar es de 10 kN, la cual se dividió equitativamente entre dos paletas. Se asumió que la estructura se comportará como una viga empotrada, con una carga distribuida de 4.2 kN/m, considerando el caso más desfavorable. Para determinar esta configuración, se asumió que el pallet estará completamente apoyado sobre las paletas, pero colocado al límite de su estructura. En consecuencia, la carga se consideró distribuida desde los 0.2 metros hasta los 1.5 metros de la longitud de la viga. Esta distribución se puede ver en la Figura no. 3.

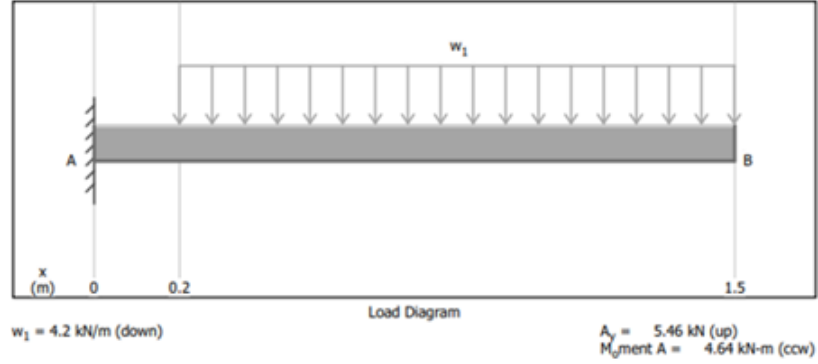


Figura 47: Distribución de la carga sobre la viga empotrada

Este calculo genera una carga máxima en el punto A de 5.46 kN, y a su vez, un momento máximo de 4.64 kN\*m en el mismo punto. A partir de la teoría de Goodman modificada se empleo debido a que se busca ser conservador con el diseño, sin embargo, no se busca ser ultraconservador porque se conocen los esfuerzos últimos y la resistencia a la fluencia. También porque no se tienen esfuerzos medios negativos. Por lo que, se utilizaron las ecuaciones de esfuerzo máximo en una viga a flexión, criterio de falla de la teoría de Goodman modificado y factor de seguridad para la teoría de Goodman modificado.

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} \quad (22)$$

Esfuerzo máximo en una viga a flexión.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (23)$$

Criterio de falla de la teoría de Goodman modificado.

$$n_f = \left( \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^{-1} \sigma_m \geq 0 \quad (24)$$

Factor de seguridad para la teoría de Goodman modificado.

Para la inercia utilizada para el cálculo de esfuerzo, se utilizó la de un rectángulo.

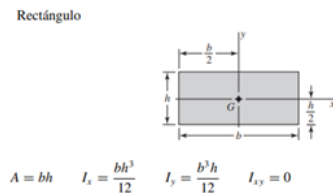


Figura 48: Inercia de un rectángulo

Para este caso, se utilizó el momento máximo generado de 4.64 kN·m, con un valor de

$c = 10$  cm, correspondiente a la mitad del ancho, y una inercia calculada en el eje  $y$ . A partir de estos parámetros se obtuvo un esfuerzo máximo de 338.75 MPa, valor que coincide de manera aproximada con el resultado obtenido mediante Inventor. Este esfuerzo se considera adecuado, dado que la garra fue fabricada con AISI 8620/E-230. Según EuroAceros S.A., este material es apropiado para componentes de maquinaria que requieren elevada dureza superficial, buena tenacidad y alta resistencia. El proceso de fabricación contempló trabajo en caliente y maquinado. Las propiedades mecánicas del material, de acuerdo con EuroAceros, son un esfuerzo máximo de 669 MPa y un límite de fluencia de 393 MPa. [13]

Propiedades Mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alargamiento en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad <sup>1212</sup> EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	669	97000	393	57000	25	63	192	65
Estrado en frío	703	102000	586	85000	22	58	212	
Templado y revenido	903	131000	683	99000	21	62	255	

Figura 49: Tabla de propiedades del acero AISI 8620/E-230 según EuroAceros S. A.

---

### Conclusiones

---

- Se determinó que el punto crítico del sistema se encuentra en el cambio de planos en la garra mediante un análisis de cargas.
- Se logró implementar un nuevo sistema de alimentación y potencia que asegura el correcto funcionamiento de los actuadores y del sistema de control del prototipo de transelevador.
- El rediseño de la transmisión horizontal y vertical permitió mejorar la precisión y eficiencia de los movimientos, cumpliendo con los requerimientos planteados.
- La renovación de la estructura de sujeción de cargas fortaleció la seguridad y fiabilidad del sistema al manipular tarimas.
- La reestructuración de la bodega a escala integró los diferentes sistemas del prototipo, asegurando condiciones adecuadas para su operación y validación.

## CAPÍTULO 10

---

### Recomendaciones

---

- Implementar sensores de posición y proximidad en los actuadores lineales para mejorar la precisión y evitar colisiones.
- Implementar un sistema de control basado en PLC con interfaz gráfica de usuario.
- Utilizar algoritmos de control inteligente como control difuso o PID adaptativo.
- Incorporar comunicación inalámbrica (Wi-Fi o Bluetooth) para supervisión y control remoto.
- Diseñar un sistema de diagnóstico predictivo con sensores de vibración y temperatura.

- 
- [1] J. J. L. Valdez, “Sistema de traslación horizontal de transelevador para acomodamiento de cargas en bodega de CEMENTOS ROCAFUERTE,” Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2022.
  - [2] V. A. M. Mombiela, “Sistema de traslación vertical para la integración en un transelevador prototipo para el acomodamiento de cargas en bodega de Grupo Roca Fuerte Guatemala,” Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2022.
  - [3] C. D. H. Chocooj, “Diseño y construcción de prototipo de sistema de sujeción de cargas de un transelevador para el acomodamiento de tarimas en bodega de Grupo Roca Fuerte Guatemala,” Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2022.
  - [4] J. P. G. Villela, “Integración de interfaz gráfica y base de datos en sistema de transelevador para acomodamiento de cargas en bodega de GRUPO ROCAFUERTE,” Tesis de licenciatura, Universidad Del Valle de Guatemala, 2022.
  - [5] Mecalux, “Stacker Cranes for Pallets,” 2024, Transelevadores.
  - [6] R. G. B. y J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica*. Mc Graw Hill, 2014.
  - [7] J. Horvath, *Mastering 3d Printing*. Technology in Action, 2014.
  - [8] J. S. y F. G. Ana P. Valerga Moisés Batista, “Influence of PLA Filament Conditions on Characteristics of FDM Parts,” 2018.
  - [9] A. Zimmer y S. A. L. Bachmann, “Challenges for recycling medium-density fiberboard (MDF),” *Results in Engineering*, vol. 19, pág. 101 277, 2023. DOI: [10.1016/j.rineng.2023.101277](https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101277).
  - [10] B. R. AG, ed., *Rodamientos lineales R310ES 3100*, 2007.
  - [11] N. Corporation, ed., *Rodamientos de bolas y de rodillos*, 2004.
  - [12] Spitkooms, ed., *Catálogo de engranajes*.

[13] EuroAceros, ed., *Catálogo de aceros*.