

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de un mecanismo de transferencia para carga y descarga de perfiles
estructurales.

INGE-2956

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero/a Mecánico

Presentado por:

Linda Quintuña Avendaño

José Emilio García Villegas

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

A Dios, por brindarme la oportunidad y la fortaleza para culminar esta etapa.

A mis padres, por su apoyo incondicional y ejemplo constante.

A mis hermanos, por ser fuente de motivación y ánimo en todo momento.

Y a los ingenieros que, con su orientación y conocimientos, hicieron posible la realización de este proyecto

- Linda Quintuña

A mis padres, hermanos y amigos cercanos, que me han hecho la persona que hoy aspira siempre a más.

A mi esposa, que con la mirada anclada en el presente y el corazón proyectado hacia el futuro, me inspira cada día a ser la mejor versión de mí mismo.

- José García

Declaración Expresa

Nosotros Linda Esmeralda Quintuña Arevalo y José Emilio García Villegas acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 18 de mayo del 2025.



Linda Esmeralda
Quintuña Arevalo



José Emilio García
Villegas

Evaluadores

Ing. Francis Roderich Loayza Paredes, PhD

Profesor de Materia

Ing. José Gabriel Martínez Barre, M.sC

Tutor de Proyecto

Resumen

La industria siderúrgica enfrenta diversos desafíos operativos en el manejo y transporte de perfiles estructurales desde la producción hasta el despacho. Uno de los problemas más críticos es la dependencia de equipos compartidos, como los puentes grúa, que generan cuellos de botella y aumentan los tiempos muertos, afectando la eficiencia logística. Este proyecto tiene como objetivo el diseño de un mecanismo de transferencia para la carga y descarga de perfiles estructurales, con una capacidad nominal de 6 toneladas. Para ello, se emplearon herramientas de análisis estructural y diseño asistido por computadora (CAD), además de considerar normativas técnicas aplicables en la industria. El sistema propuesto permite mejorar la eficiencia operativa, reducir los tiempos de espera y minimizar los costos asociados con el uso de montacargas. El diseño se validó mediante simulaciones estructurales en SolidWorks y Ansys, asegurando la estabilidad y seguridad del sistema. Los resultados demostraron que la implementación de este mecanismo de transferencia optimiza el flujo logístico, reduce los costos operativos y mejora la competitividad de la planta. Las conclusiones indican que el sistema puede adaptarse a diferentes configuraciones de la planta y cumplir con los estándares de seguridad y rendimiento.

Palabras clave: Mecanismo de transferencia, eficiencia logística, diseño estructural, CAD, simulaciones

Abstract

The steel industry faces significant operational challenges in handling and transporting structural profiles from production to dispatch. One of the critical issues is the reliance on shared equipment, such as overhead cranes, which create bottlenecks and increase downtime, affecting logistical efficiency. This project aims to design a transfer mechanism for loading and unloading structural profiles with a nominal capacity of 6 tons. Structural analysis and computer-aided design (CAD) tools were used, alongside the consideration of applicable technical standards in the industry. The proposed system improves operational efficiency, reduces waiting times, and minimizes the costs associated with forklift use. The design was validated through structural simulations in SolidWorks and Ansys, ensuring the system's stability and safety. Results showed that implementing this transfer mechanism optimizes logistical flow, reduces operational costs, and enhances plant competitiveness. The conclusions highlight that the system can be adapted to different plant configurations and meet safety and performance standards.

Keywords: Transfer mechanism, logistical efficiency, structural design, CAD, simulations.

Índice general

1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del problema.....	3
1.3 Justificación del Problema.....	4
1.4 Objetivos.....	5
1.4.1 Objetivo general.....	5
1.4.2 Objetivos específicos.....	5
1.5 Marco teórico.....	6
1.5.1 Principios básicos para la manipulación y gestión logística de materiales industriales...	6
1.5.2 Principios teóricos del diseño de mecanismos de transferencia.....	7
1.5.3 Equipos de transferencia en la industria.....	9
1.5.4 Transmisión de potencia en sistemas de transferencia.....	11
1.5.5 Modelamiento de cargas estáticas y dinámicas.....	12
1.5.6 Análisis estructural de rieles y vigas soporte.....	12
1.5.7. Análisis de esfuerzos en juntas y conexiones.....	13
1.5.7.1 Juntas empernadas.....	13
1.5.7.2 Esfuerzo de tensión en pernos.....	13
1.5.7.3 Esfuerzos combinados.....	14
1.5.7.4 Juntas soldadas.....	14
1.5.7.5 Dimensionamiento y vida útil de ruedas y ejes.....	15
1.5.8 Normativas Técnicas.....	15
1.5.8.1 EN 1525:1997.....	16
1.5.8.3 ISO 23853:2006.....	16
1.5.8.4 CPE INEN 003.....	16
1.5.8.5 CMAA 70.....	17
2.1 Metodología.....	19
2.2 Establecimiento de los parámetros iniciales del sistema de transferencia de carga.....	19
2.2.1 Dimensionamiento del espacio físico.....	19
2.2.2 Dimensionamiento del producto.....	21
2.2.3 Cantidades de materia prima a transportar.....	21
2.3 Identificación de requerimientos del cliente.....	22
2.4 Propuesta del diseño del mecanismo de transporte de carga.....	24
2.4.1 Alternativa 1: Carrito de transferencia.....	24
2.4.2 Alternativa 2: Plataforma con rodillos.....	26
2.4.3 Alternativa 3: Puente Grúa.....	27
2.5 Metodología de selección de alternativa.....	29
2.5.1 Casa de la calidad y Diagrama QFD.....	29
2.5.2 Criterios de evaluación.....	29
2.6 Diseño Detallado y Cálculos.....	31
2.6.1 Análisis de carga nominal para diseño.....	32
2.6.3 Dimensionamiento y cálculos de plataforma para carro de transferencia.....	34

2.6.4 Cálculo analítico de viga principal y transversal.....	34
2.6.5 Deflexión máxima permisible.....	36
2.6.6 Momento de inercia Referencial.....	36
2.6.7 Selección de la sección transversal de travesaño.....	38
2.6.8 Análisis estático de travesaño.....	38
2.6.10 Cálculo de la deflexión de la viga transversal, esfuerzo máximo y factor de seguridad.....	40
2.6.11 Cálculo y Selección de Vigas Principales para plataforma.....	41
2.6.12 Dimensionamiento de Ruedas.....	41
2.6.13 Dimensionamiento de ejes.....	44
2.6.14 Falla estática para estructura y componentes.....	45
2.6.15 Falla por fatiga para estructura y componentes.....	45
2.6.16 Selección y cálculos de rodamientos.....	46
2.6.17 Cálculo y selección de Motorreductor.....	47
2.7. Simulación con Solidworks y Ansys.....	49
2.7.1 Creación del Modelo a Simular en Solidworks.....	49
2.7.2 Análisis de Elementos Finitos con Ansys.....	52
3.1 Resultados y análisis.....	55
3.2 Análisis de carga para diseño del chasis de perfil estructural.....	55
3.2.1 Dimensionamiento y selección de perfiles transversales para plataforma.....	56
3.2.2 Cálculo de la deflexión máxima permisible de perfil transversal.....	57
3.2.3 Cálculo de momento de inercia referencial de perfil transversal.....	57
3.2.4 Análisis estático de perfil transversal.....	58
3.2.5 Análisis de fatiga de perfil transversal de chasis estructural.....	62
3.2.6 Análisis estático de perfil principal de chasis estructural.....	64
3.2.7 Diagrama de Fuerza cortante y momento flector de perfil principal.....	66
3.2.8 Cálculo de deflexión máxima permisible de perfil principal.....	67
3.2.9 Cálculo de momento inercial referencial de perfil principal.....	68
3.2.10 Análisis a fatiga de perfil principal de chasis estructural.....	71
3.2.11 Cálculo de uniones soldables.....	73
3.3 Dimensionamiento de Ruedas.....	74
3.3.1 Cálculo de la reacción media en las ruedas.....	74
3.3.2 Selección de tipo de riel.....	76
3.3.3 Dimensionamiento de eje de rueda.....	77
3.3.4 Cargas actuante en el eje.....	78
3.3.5 Diagrama de cuerpo libre de eje.....	79
3.3.6 Diagrama de cortante y momento flector.....	81
Diagrama de cortante y momento flector “yz”.....	81
3.3.7 Primera aproximación de diámetros de ejes.....	82
3.3.7.1 Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del eje corregido.....	82
3.3.8 Segunda aproximación de diámetros de ejes.....	83

3.3.9 Resistencia del eje según la norma CMAA 70.....	84
3.3.10 Selección y cálculo de rodamiento.....	85
3.4 Cálculo y selección del Motorreductor.....	86
3.5 Simulación de carro de transferencia.....	91
3.6 Análisis Financiero.....	95
3.7 Análisis de Resultados.....	98
4.1 Conclusiones.....	101
4.2 Recomendaciones.....	103
Apéndice A: Diagrama Casa de la calidad y QFD.....	108
Apéndice B: Análisis Económico.....	109
Apéndice C: Catálogos.....	109
Apéndice D: Fórmulas y Diagramas Extraídas de Shigley.....	112
Apéndice E: Planos del Carrito de Transferencia.....	115

Abreviaturas

ASTM American Society for Testing and Materials

CAD Computer Aided Design

CMAA Crane Manufacturers Association of America

DIN Instituto Alemán de normalización

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral

IPE Perfil I europeo

PDCA Ciclo de Mejora Continua

UPN Perfil en U normalizado

Simbología

F	Fuerza
g	Gravedad
HP	Caballos de fuerza
kW	Kilowatts
lbf	Libra fuerza
L	Longitud
M	Momento
m	Metro
mm	Milímetro
N	Newton
Nm	Newton por metro
Rad	Radianes
RPM	Revoluciones por minuto
P	Peso
T	Tensión, torque
V	Voltio, velocidad

Índice de figuras

Figura 1.....	7
Figura 2.....	20
Figura 3.....	21
Figura 4.....	25
Figura 5.....	26
Figura 6.....	28
Figura 7.....	32
Figura 8.....	33
Figura 9.....	34
Figura 10.....	35
Figura 11.....	35
Figura 12.....	37
Figura 13.....	38
Figura 14.....	39
Figura 15.....	42
Figura 16.....	43
Figura 17.....	44
Figura 18.....	49
Figura 19.....	50
Figura 20.....	50
Figura 21.....	51
Figura 22.....	52
Figura 23.....	53
Figura 24.....	53
Figura 25.....	55
Figura 26.....	56
Figura 27.....	57
Figura 28.....	59
Figura 29.....	60
Figura 30.....	60
Figura 31.....	65
Figura 32.....	66
Figura 33.....	67
Figura 34.....	77
Figura 35.....	78
Figura 36.....	80
Figura 37.....	81
Figura 38.....	81
Figura 39.....	87
Figura 40.....	92

Figura 41.....	92
Figura 42.....	93

Índice de tablas

Tabla 1.....	22
Tabla 2.....	23
Tabla 3.....	31
Tabla 4.....	70
Tabla 5.....	74
Tabla 6.....	79
Tabla 7.....	81
Tabla 8.....	101
Tabla 9.....	101
Tabla 10.....	101
Tabla 11.....	102
Tabla 12.....	102

Capítulo 1

1.1 Introducción

La industria siderúrgica desempeña un papel crucial en el desarrollo industrial global al suministrar materiales esenciales para la construcción, manufactura y obras de infraestructura. En Ecuador, esta industria concentra un alto porcentaje de empresas en las provincias de Guayas y Pichincha, siendo Guayaquil la ciudad con la mayor participación en ventas, representando el 91,2% a nivel nacional (Perez Gosende et al., 2016).

El sector produce perfiles estructurales, varillas, láminas y otros materiales metálicos cuya distribución exige procesos logísticos eficientes para garantizar entregas en tiempo y forma (Nuñez, 2017). En respuesta a los retos del mercado, las empresas siderúrgicas han adoptado estrategias de innovación tecnológica que incluyen la modernización de equipos, la automatización de procesos y la capacitación técnica del personal, buscando optimizar costos y mejorar la calidad y eficiencia operativa (Nuñez, 2017).

No obstante, uno de los principales desafíos radica en la logística interna, específicamente en la transferencia de perfiles estructurales terminados desde la producción hasta el despacho. La dependencia de equipos compartidos, como puentes grúa y montacargas, limita la fluidez del proceso y puede provocar cuellos de botella, incrementando tiempos muertos y riesgos operativos (Gómez & Troncoso, 2024).

Este proyecto se enfoca en diseñar un mecanismo de transferencia para optimizar la manipulación y traslado de perfiles terminados, con el fin de reducir la dependencia de maquinaria compartida, aumentar la seguridad en el proceso y mejorar la eficiencia logística, apoyándose en fundamentos de diseño mecánico, análisis estructural, normativas técnicas y herramientas CAD.

1.2 Descripción del problema

Una empresa siderúrgica, ubicada en la ciudad de Milagro, se dedica a la fabricación y comercialización de perfiles estructurales terminados. Actualmente, la gestión logística presenta deficiencias operativas que impactan negativamente a la eficiencia del proceso productivo. Uno de los principales problemas radica en el traslado de los perfiles desde la línea de producción hasta el área de almacenamiento, proceso que depende de un puente grúa compartido entre el personal de producción y el de despacho. Esta práctica impone restricciones operativas significativas, ya que la disponibilidad del puente grúa no es constante, lo que provoca congestiones y tiempos de espera.

Este sistema genera cuellos de botella, tiempos muertos y retrasos en la cadena de traslado, ralentizando el flujo logístico de la planta. Para mitigar estas deficiencias, se ha recurrido al uso de montacargas en el área de despacho como alternativa, pero esta solución aumenta los costos operativos, acelera el desgaste de los equipos y eleva el consumo de energía y combustible.

Adicionalmente, la presencia de montacargas en la zona de producción introduce riesgos de accidentes laborales, especialmente cuando los operarios deben interactuar con las cargas de manera manual. El uso de montacargas que funcionan con gas licuado de petróleo (GLP) también genera emisiones contaminantes en ambientes cerrados, lo que afecta la salud de los trabajadores y viola las normativas medioambientales vigentes.

Ante estas circunstancias, es fundamental desarrollar una solución que optimice el traslado del producto terminado, evite interferencias en la producción, que permita cargas y descargas continuas y facilite el mantenimiento mediante un diseño modular que facilite el ensamblaje y desarme.

1.3 Justificación del Problema

El proceso de traslado entre áreas de producción y almacenamiento de perfiles estructurales presenta serias deficiencias operativas, ya que depende del uso compartido de un puente grúa entre el personal de producción y despacho. Esta dependencia provoca cuellos de botella operativos, retrasos en la cadena logística y una acumulación de productos en la planta, lo que ralentiza el proceso de despacho y afecta la entrega puntual a los clientes.

La implementación de un mecanismo de transferencia permitirá renovar la manipulación del producto terminado, optimizando el espacio y garantizando mayor seguridad en el traslado de carga. Esto no solo disminuirá costos operativos en mantenimiento adicional del montacargas, sino que también mejorará la competitividad de la planta. Según (Islas & Lelis, 2007), el uso de sistemas de transferencia contribuye a mejorar la operatividad al reducir costos operativos, minimizar la dependencia de recursos humanos y proporcionar una infraestructura más duradera, lo que genera un ahorro a largo plazo.

Además, el manejo de materiales es una actividad presente en todos los niveles de la manufactura. (Apple, 1997) señala que esta actividad puede representar hasta el 80% del tiempo de la producción total. Por lo tanto, implementar un mecanismo de transferencia altamente flexible y eficiente no solo permite resolver el problema específico de logística interna, sino también fortalece la cadena productiva.

El mecanismo debe contribuir a una mejor organización y control del producto terminado dentro de la planta. Según (Tompkins, White, Bozer, & Tanchoco, 2010), la optimización del manejo de material no solo agiliza los procesos logísticos, sino que también favorece una buena gestión interna y mejora la seguridad del personal. La solución debe ser adaptable, de fácil mantenimiento y contribuir a un entorno de trabajo más seguro.

Este sistema no sólo racionaliza el flujo logístico al eliminar los cuellos de botella y evitar la acumulación de producto en el área de producción, sino que también garantizará un traslado continuo y seguro, sin interferir con las actividades productivas. Al mismo tiempo, su diseño orientado a la facilidad de ensamblaje, mantenimiento y desarme contribuirá a una optimización integral del espacio y reducción de costos operativos, posicionando a la planta hacia una operación más ágil, sostenible y competitiva.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

- Diseñar un mecanismo de transferencia para la carga y descarga de perfiles estructurales con capacidad nominal de 6 toneladas, mediante el uso de análisis estructurales y herramientas CAD, con el fin de optimizar el proceso logístico de traslado de productos terminados, reduciendo cuellos de botella, mejorando la seguridad operativa y aumentando la eficiencia en la planta.

1.4.2 Objetivos específicos

- Dimensionar la estructura del mecanismo de transferencia, asegurando que la plataforma soporte la carga nominal de 6 toneladas mediante cálculos estructurales y análisis de esfuerzos, garantizando estabilidad, resistencia mecánica y seguridad operativa.
- Diseñar un modelo tridimensional del mecanismo de transferencia utilizando herramientas CAD, asegurando que cumpla con los requerimientos técnicos normativos y las especificaciones por el cliente.

- Analizar los ahorros operativos potenciales derivados de la implementación del mecanismo de transferencia, mediante la aplicación de fórmulas de análisis económico de la fase de planificación del ciclo PDCA.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Principios básicos para la manipulación y gestión logística de materiales industriales

El manejo de materiales en la operación industrial comprende todas las actividades relacionadas con el movimiento eficiente de insumos y productos terminados, desde la recepción hasta el despacho final. Según Kulwiec (1985), esta disciplina se define como “el arte y la ciencia de transportar, elevar, posicionar, embalar y almacenar materiales al menor costo posible mediante métodos y equipos adecuados”.

Siddhartha (2008) complementa esta visión señalando que el manejo de materiales es esencial para la integración de sistemas dentro de la cadena de suministro, involucrando actividades como identificación, localización y monitoreo de productos en planta. En el contexto de la industria siderúrgica, donde se manejan cargas voluminosas y pesadas, la eficiencia logística es clave para garantizar la continuidad del proceso productivo.

Los principios fundamentales que rigen una gestión eficiente incluyen:

- **Optimización del flujo**, minimizando movimientos y tiempos muertos mediante planificación adecuada.
- **Flexibilidad operativa**, permitiendo adaptación a distintos tipos y volúmenes de carga.

- **Seguridad y ergonomía**, asegurando protección del personal y reducción de riesgos laborales.
- **Automatización progresiva**, incorporando tecnologías electromecánicas que mejoran control y precisión.

En la era de la industria 4.0, la automatización y digitalización del manejo de materiales facilitan la trazabilidad, mejoran la capacidad de respuesta y optimizan recursos (García & Vera, 2021).

Figura 1

Transporte de Carga con Eslingas



1.5.2 Principios teóricos del diseño de mecanismos de transferencia

El diseño de mecanismos de transferencia industrial se basa en principios de ingeniería que buscan mejorar la eficiencia operativa al mover materiales de un punto a otro dentro de la planta de producción. Según Shigley y Mischke (2001), un mecanismo de transferencia debe ser

capaz de soportar tanto cargas estáticas como dinámicas, resistiendo esfuerzos de flexión, corte y torsión. Además, es esencial que el mecanismo opere con estabilidad y durabilidad, garantizando que su desempeño no se vea comprometido bajo condiciones de trabajo continuas y de alta demanda.

En este contexto, el diseño debe considerar las propiedades mecánicas de los materiales utilizados en el mecanismo, seleccionando aquellos que ofrezcan un buen límite elástico y módulo de elasticidad para asegurar que no ocurran deformaciones permanentes (Shigley y Mischke, 2001). Además, el diseño de estos mecanismos debe incluir análisis de carga, momento flector y esfuerzos en las uniones para garantizar la seguridad y fiabilidad durante su operación.

Para calcular los esfuerzos, se utilizan fórmulas básicas de resistencia de materiales, tales como la tensión normal y la tensión por flexión.

La tensión normal se determina mediante la fórmula:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1.1)$$

donde, F la fuerza aplicada y A el área transversal del componente. Para vigas sometidas a cargas transversales, el esfuerzo de flexión se calcula utilizando:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (1.2)$$

donde M el momento flector máximo, c la distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada, e I el momento de inercia (Shigley & Mischke, 2001).

Además, el diseño considera la capacidad portante y el comportamiento ante cargas dinámicas e impactos, típicos en operaciones continuas. La selección del material estructural depende de sus propiedades mecánicas, como límite elástico y módulo de elasticidad, para garantizar la seguridad frente a fallas. (Shigley & Mischke, 2001)

La transmisión de potencia en los mecanismos de transferencia también es un aspecto crucial del diseño. Los sistemas de transmisión más comunes incluyen cadenas, correas y engranajes, que deben seleccionarse en función de la potencia que se requiere transmitir, la velocidad de operación y las condiciones ambientales (Intermec S.A., 2023). Según Shigley y Mischke (2001), la elección entre estos sistemas depende de factores como la durabilidad, el costo y la eficiencia en el manejo de materiales pesados.

Finalmente, el diseño debe contemplar la ergonomía y seguridad del operador, integrando dispositivos de control que minimicen los riesgos de accidentes laborales. Tompkins et al. (2010) resaltan que la automatización y la digitalización en los procesos de manipulación y transferencia de materiales permiten mejorar tanto la seguridad como la eficiencia operativa, contribuyendo a la creación de un entorno laboral más seguro y productivo.

1.5.3 Equipos de transferencia en la industria

En las industrias es común observar grandes equipos que faciliten el transporte o manejo de material en diferentes etapas del procesamiento. A continuación, se presentan los equipos más utilizados que se emplean dentro de la industria en general:

- **Carro Montacargas**

Se encuentra en la categoría de cargadoras de tipo voladizo, lo que implica que transportan cargas al frente de su punto de pivote. Son óptimas para llevar a cabo labores en operaciones en ambiente exterior debido a su estructura y diseño. Actualmente se pueden implementar nuevos sistemas para poder usarlo en áreas interiores. Estas máquinas pueden ser usadas con energía de 2 tipos o recursos tales como motor a diésel, gasolina o gas licuado (GLP) y el otro recurso de montacargas con motores eléctricos que funcionan con baterías recargables. (Mean K., 2023)

El montacarga de combustión interna permite realizar giros en el cigüeñal, lo que produce que mueva la bomba hidráulica que a su vez fuerza el aceite hidráulico a través de las válvulas y mangueras hacia un cilindro hidráulico, que eleva la plataforma.

La unidad de elevación de montacarga eléctrica de batería recargable y motor eléctrico, funciona mediante el suministro de energía eléctrica de las baterías a los motores que giran un sistema de engranajes para elevar la plataforma.

- **Puente grúa**

El puente grúa se define como una herramienta de izaje empleada para la elevación y transporte de carga en procedimientos de producción, con capacidad de manejar cargas en un rango de 1 a 500 toneladas. Su funcionamiento está constituido por dos carros testers automotores sincronizados, que van montados sobre ruedas que se desplazan encarrilados a lo largo de la viga carrilera. Del mismo modo, un carro automotor soporta un polipasto cuyo cableado de izamiento se descuelga entre ambas partes de la estructura.

- **Carros de transferencia**

Estos carros utilizados para transferencia de material interno de cargas pesadas de una nave a otra o a cualquier punto horizontalmente, se basan en un mecanismo motriz que impulsa la estructura del carro sobre un sistema de rieles. Su movimiento se da gracias a uno o varios motorreductores eléctricos junto con un sistema de control con cableado lo cual permite dar funciones de movimiento.

1.5.4 Transmisión de potencia en sistemas de transferencia

En los sistemas de transferencia de carga, la transmisión eficiente y segura de potencia desde el motor hasta los elementos de movimiento es un aspecto crítico para el correcto funcionamiento y durabilidad del mecanismo. Entre las soluciones más comunes se encuentran las transmisiones por cadena, correas y engranajes, seleccionadas según criterios técnicos específicos.

La transmisión por cadena se destaca por su capacidad para soportar cargas elevadas, su simplicidad mecánica y la facilidad de mantenimiento, lo que la hace adecuada para aplicaciones industriales de traslado continuo de perfiles estructurales (Shigley & Mischke, 2001). Dependiendo de la velocidad y carga el sistema requerirá cierta cantidad de potencia. El cálculo básico para la potencia transmitida P se expresa como:

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \quad (1.3)$$

Donde n es la velocidad angular en revoluciones por minuto (rpm) y T es el torque en Newton-metros (Nm) (Budynas & Nisbett, 2008).

Las transmisiones por correa, aunque menos robustas, ofrecen ventajas en aplicaciones que requieren absorción de impactos y reducción de ruido, pero presentan limitaciones en cargas elevadas y precisión en la sincronización.

Los engranajes, por otro lado, permiten transmisiones precisas y con alta eficiencia, pero su complejidad y costos suelen ser mayores. Por ello, en sistemas de transferencia que manejan perfiles estructurales pesados, la elección frecuente recae en cadenas y piñones por su equilibrio entre robustez y costo.

1.5.5 Modelamiento de cargas estáticas y dinámicas

La carga total aplicada al sistema de rodadura F_t comprende tanto la carga estática F_s como la carga dinámica F_d , que considera efectos de impactos, vibraciones y aceleraciones inherentes al movimiento:

$$F_t = F_s + F_d = F_s(1 + kd) \quad (1.4)$$

donde kd es el factor dinámico que generalmente está entre 0.2 y 0.5 para sistemas industriales dependiendo de la velocidad. (Shigley & Mischke, 2001)

1.5.6 Análisis estructural de rieles y vigas soporte

Las guías sobre las que se desplaza el sistema actúan como vigas sometidas a cargas puntuales equivalentes a la carga transmitida por las ruedas. Para un riel simple con carga puntual F_t , el momento flector máximo es (Beer et al., 2015):

$$M_{max} = \frac{F_t \cdot L}{4} \quad (1.5)$$

Donde:

- M_{max} es el momento máximo aplicado sobre la viga
- L es la distancia entre apoyos del riel

La tensión máxima en la parte más alejada del eje neutro se determina mediante la fórmula:

$$\sigma = \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad (1.6)$$

Donde c es la distancia desde el eje neutro hasta el extremo de la viga, e I el momento de inercia de la sección transversal del riel. (Beer, F. Johnston, E, DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F., 2015)

Para evitar concentradores de esfuerzos y posibles fallas por fatiga, es recomendable diseñar los puntos de apoyo con placas de distribución y seleccionar perfiles con un adecuado módulo de sección (Álvarez, 2019).

1.5.7. Análisis de esfuerzos en juntas y conexiones

1.5.7.1 Juntas empernadas

Las juntas empernadas son conexiones que unen dos o más elementos mediante pernos o tornillos, los cuales deben ser dimensionados para resistir las fuerzas de corte, tensión y combinadas que actúan durante la operación.

Cuando los pernos están sometidos a una fuerza transversal F , el esfuerzo cortante τ en cada perno se calcula como (Beer, Johnston, DeWolf, & Mazurek, 2015):

$$\tau = \frac{F}{n \cdot A_p} \quad (1.7)$$

donde:

- n es el número de pernos que comparten la carga,
- $A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ es el área de la sección transversal efectiva del perno, con diámetro d_p

1.5.7.2 Esfuerzo de tensión en pernos

Si la junta está sometida a una fuerza axial F_t , la tensión normal en los pernos es:

$$\sigma = \frac{F_t}{nA_p} \quad (1.8)$$

donde:

- n es el número de pernos que comparten la carga,
- $A_p = \frac{\pi d^2}{4}$ es el área de la sección transversal efectiva del perno, con diámetro d_p

1.5.7.3 Esfuerzos combinados

En muchos casos, los pernos están sometidos a esfuerzos combinados de tensión y cortante, que se evalúan usando criterios de falla, como el criterio de von Mises o el criterio de máxima tensión (Shigley & Mischke, 2001):

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (1.9)$$

El valor σ_{equiv} debe ser menor que el límite de resistencia permisible del material del perno.

1.5.7.4 Juntas soldadas

Las juntas soldadas transmiten esfuerzos normales y cortantes a través del cordón de soldadura, calculando la tensión normal promedio σ_n como (Beer et al., 2015):

$$\sigma_n = \frac{F}{A_w} \quad (1.10)$$

y la tensión cortante τ como:

$$\tau = \frac{V}{A_w} \quad (1.11)$$

donde F y V son las fuerzas axial y cortante respectivamente, y A_w es el área efectiva del cordón.

Debido a concentradores esfuerzos y posibles imperfecciones, se aplican factores de seguridad adicionales y se recomienda inspección no destructiva para prevenir fallas prematuras (Shigley & Mischke, 2001).

1.5.7.5 Dimensionamiento y vida útil de ruedas y ejes.

La rueda debe seleccionarse considerando la carga dinámica F_d que soporta y la resistencia al desgaste, asegurando una vida útil adecuada. El cálculo de vida nominal para rodamientos usados en los ejes de la rueda se realiza con la expresión (Shigley & Mischke, 2001):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \times 10^6 \text{ revoluciones} \quad (1.12)$$

donde:

- C es la capacidad dinámica básica del rodamiento
- P es la carga equivalente aplicada
- p es el exponente, 3 para rodamiento de bolas y 10/3 para rodamiento de rodillos

1.5.8 Normativas Técnicas

El diseño y operación de mecanismos de transferencia y sistemas de manejo de materiales deben ajustarse a normativas internacionales que garantizan seguridad, calidad y eficiencia. A continuación, se resumen las principales normas aplicables:

Establece directrices para el diseño, fabricación y operación segura de equipos industriales. Esta norma es crucial para asegurar que los mecanismos cumplan con estándares de resistencia estructural, ergonomía y eficiencia energética, minimizando riesgos laborales y aumentando la productividad (International Organization for Standardization, 2010; Smith & Jones, 2018).

1.5.8.1 EN 1525:1997

Define los requisitos de seguridad y métodos de prueba para montacargas de combustión interna y eléctricos, garantizando la protección del operador y la carga. Regula aspectos como estabilidad, capacidad de carga máxima y sistemas de frenado, siendo fundamental en la industria metalúrgica para mantener la integridad del producto y la seguridad del personal (European Committee for Standardization, 1997).

1.5.8.3 ISO 23853:2006

Se enfoca en requisitos específicos para montacargas industriales, con énfasis en sistemas hidráulicos, eléctricos y de elevación. Complementa otras regulaciones y establece directrices claras para el diseño, operación y mantenimiento seguro, contribuyendo a reducir accidentes y optimizar la eficiencia en la transferencia de perfiles metálicos (International Organization for Standardization, 2006).

1.5.8.4 CPE INEN 003

Estandariza la representación gráfica en el diseño técnico-mecánico en Ecuador, garantizando precisión y calidad en planos industriales. Su aplicación facilita la comunicación técnica y la manufactura de piezas con criterios uniformes, siendo clave para optimizar procesos

productivos y logísticos en proyectos de mecanismos de transferencia (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 1989).

1.5.8.5 CMAA 70

Es una norma clave para el diseño y la fabricación de grúas y puentes grúas industriales, con el objetivo de asegurar que los sistemas operen de manera segura y eficiente en un entorno industrial. Con directrices específicas para el diseño estructural, la selección de materiales, y las capacidades operativas de los componentes mecánicos y eléctricos que constituyen las grúas y puentes grúas (Crane Manufacturers Association of America, 2011).

Capítulo 2

2.1 Metodología

En este capítulo se describe el proceso metodológico para el diseño del sistema de transferencia de perfiles estructurales. El objetivo de esta metodología es garantizar una planificación estructurada que permita cumplir con los atributos requeridos por el cliente, así como con los estándares técnicos e industriales aplicables.

El proceso de metodología comenzó con la identificación de las condiciones iniciales del sistema de transferencia de carga, lo que incluyó el análisis del espacio físico disponible, las dimensiones del producto a transportar y la capacidad de carga requerida. Luego, se procedió a la identificación de las necesidades del cliente y los requerimientos del diseño. Para ello, se aplicó la metodología Quality Function Deployment (QFD) y casa de la calidad, con el que se amplió el entendimiento de las variables y su importancia para el cliente, en la que comparando las necesidades del cliente y los diseños propuestos permitió establecer relaciones entre los requerimientos del cliente y las características técnicas del sistema.

Con base en los resultados del QFD, se definieron los criterios técnicos de evaluación y se desarrolló una matriz de decisión para comparar las alternativas de solución planteadas. Esta matriz permitió seleccionar la opción más adecuada según el cumplimiento de los requerimientos, maximizando la eficiencia, seguridad y funcionalidad del mecanismo de transferencia.

2.2 Establecimiento de los parámetros iniciales del sistema de transferencia de carga.

2.2.1 Dimensionamiento del espacio físico.

Para definir los parámetros iniciales del sistema de transferencia de carga, fue fundamental identificar y dimensionar con precisión el espacio físico en el que opera el

mecanismo. En el entorno de la industria siderúrgica, los trayectos destinados al transporte de materiales son debidamente delimitados mediante señalización industrial, lo que establece rutas autorizadas para el desplazamiento de equipos.

Como se observa en la Figura 2, el sistema debió desplazarse dentro de los márgenes definidos, evitando interferencias con zonas operativas, estructuras fijas o zonas restringidas.

Figura 2

Fotografía del margen definido para la maquinaria



La trayectoria que se asignó para el desplazamiento del mecanismo en planta tiene una longitud total de 23100 mm, abarcando el recorrido entre el área de almacenamiento de producción y la zona de despacho. Adicionalmente, se consideró un ancho operativo de 5690 mm, suficiente para alojar el sistema de transferencia y asegurar su maniobra dentro del espacio disponible.

2.2.2 Dimensionamiento del producto.

Tomando el contexto anterior, se estableció que el sistema de transferencia no debe exceder los 1,5 m de ancho ni los 4 m de largo, asegurando su compatibilidad con las áreas de circulación delimitadas en planta. Estas dimensiones fueron determinadas tomando como referencia el tamaño estándar de los paquetes estructurales a transportar, las cuales tienen dimensiones de 460 x 6000 mm aproximadamente Figura 3. Si bien el sistema debió adaptarse a la longitud de la carga, fue importante considerar que su uso será intermitente, aunque con una frecuencia de operación regular, quedando estacionario durante los periodos de inactividad.

Figura 3

Fotografía del material de carga a trasladar



2.2.3 Cantidades de materia prima a transportar

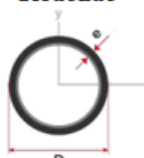
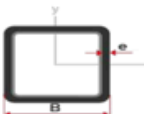
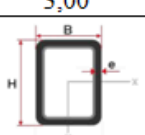
Otro factor fundamental considerado en el diseño del sistema de transferencia fue la cantidad de paquetes de perfiles estructurales movilizadas por ciclo operativo, ya que este parámetro define la carga útil máxima que debe soportar el mecanismo de transferencia. De

acuerdo con los datos recopilados de la Tabla 1, el perfil cuadrado de 75 x 75 x 2 mm representa la mayor masa unitaria, con un peso aproximado de 829 kg por paquete. A solicitud del cliente, el sistema debe ser capaz de trasladar simultáneamente 6 paquetes, lo que equivale a una carga total de 4.97 toneladas.

El producto manipulado corresponde a tubería soldada laminadas en caliente para uso estructural con longitudes estándar de 6 metros y otras longitudes bajo pedido, cumpliendo con los requisitos de calidad y fabricación conforme a las normas técnicas ASTM A500, NTE INEN 2415, ASTM A36 y Grado 50. A continuación, detallaremos las dimensiones de perfiles estructurales según sus dimensiones.

Tabla 1

Dimensiones comunes de perfiles y su respectivo peso

Perfil	Dimensión		Espesor [e]	Área	Peso
	pulg	mm	mm	cm ³	kg/m
Redondo 	1,50	38,1	1,50	1,72	1,35
			2,00	2,27	1,78
	1,25	31,8	1,50	1,43	1,12
			2,00	1,87	1,47
	2,00	50,8	1,50	2,32	1,82
			2,00	3,07	2,41
Cuadrado 	1,00	25	1,50	1,35	1,06
			2,00	1,74	1,36
	1,50	40	1,50	2,25	1,77
			2,00	2,94	2,31
	2,00	50	1,50	2,85	2,24
			2,00	3,74	2,93
Rectángulo 	3,00	75	2,00	5,74	4,50
		25x50	2,00	2,74	2,15
		40x60	1,50	2,85	2,24
		30x70	1,50	2,85	2,24

2.3 Identificación de requerimientos del cliente

Con el objetivo de comprender de manera precisa las necesidades del cliente, y asegurar que el diseño cumpla con las expectativas operativas y de seguridad, se llevó a cabo una reunión

técnica con representantes del área de mantenimiento y operaciones de la planta siderúrgica. Se levantó información cualitativa y cuantitativa relacionada con las condiciones del transporte interno, los problemas identificados y objetivos deseados de esta solución.

Se les solicitó a los representantes priorizar los atributos que consideran críticos para el funcionamiento del sistema de transferencia, y a partir de este proceso se definieron los siguientes requerimientos del cliente que a posterior fueron usados como pase para la matriz QFD y su respectiva evaluación:

Tabla 2

Requerimientos del Cliente

Requerimiento del Cliente	Descripción Técnica
Alta Capacidad de Carga	El sistema debe diseñarse para soportar una carga nominal mínima de 6 toneladas para garantizar la manipulación de materiales pesados
Fácil Operatividad	El mecanismo debe ser intuitivo y sencillo de operar por parte del personal, sin necesidad de formación extensa.
Seguridad	El diseño debe minimizar los riesgos operativos y de accidentes, asegurando la seguridad del personal operativo y cercano.
Poca Interferencia en Operaciones	El sistema debe ser semi-autónomo, permitiendo un flujo de trabajo continuo.
Bajo Impacto Ambiental	El impacto ambiental debe ser mínimo, usando sistemas eléctricos y reduciendo la emisión de contaminantes.

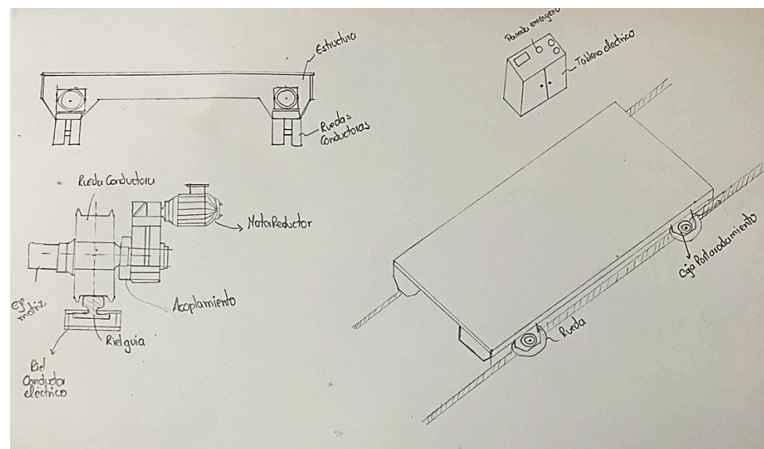
Fácil Mantenimiento	El diseño debe permitir un mantenimiento sencillo y accesible, con piezas fácilmente intercambiables y con bajo nivel de desgaste para reducir tiempos de inactividad.
Adaptabilidad a Perfiles	El mecanismo debe ser ajustable a distintos tipos de perfiles estructurales sin requerir modificaciones todo el tiempo.
Eficiencia Energética	El sistema debe ser energéticamente eficiente, reduciendo el consumo de energía al operar el mecanismo.

2.4 Propuesta del diseño del mecanismo de transporte de carga

A partir de los requerimientos del cliente se elaboraron las siguientes alternativas:

2.4.1 Alternativa 1: Carrito de transferencia

El carrito de transferencia de 4 ruedas fue diseñado para trasladar perfiles estructurales de manera eficiente a lo largo de los rieles. Equipado con un motor reductor y un sistema de acoplamiento, el carrito utiliza un motor eléctrico para generar el movimiento y transferir potencia a las ruedas. Este se diseñó ideal para trayectorias rectas y de corta a media distancia dentro de la planta.

Figura 4*Borrador Carrito de Transferencia***Ventajas:**

- **Alta capacidad de carga:** El sistema de ruedas distribuye el peso de manera eficiente, permitiendo trasladar materiales pesados como perfiles estructurales sin riesgo de sobrecarga.
- **Flexibilidad operativa:** Se adapta a diferentes distancias y configuraciones de rieles, permitiendo ajustar el trayecto según las necesidades de la planta.
- **No genera gases contaminantes:** Al ser un sistema eléctrico, no emite gases nocivos como los montacargas, lo que mejora las condiciones ambientales.
- **Seguro para operador y personal cercano:** Al ser operado desde una distancia segura, minimiza los riesgos de accidentes en comparación con otros sistemas que requieren intervención directa del operador.

Desventajas:

- **Limitación en velocidad:** La velocidad de traslado depende de la capacidad del motor reductor y la carga del carrito, lo que podría ser más lento que otros sistemas como las cintas transportadoras.

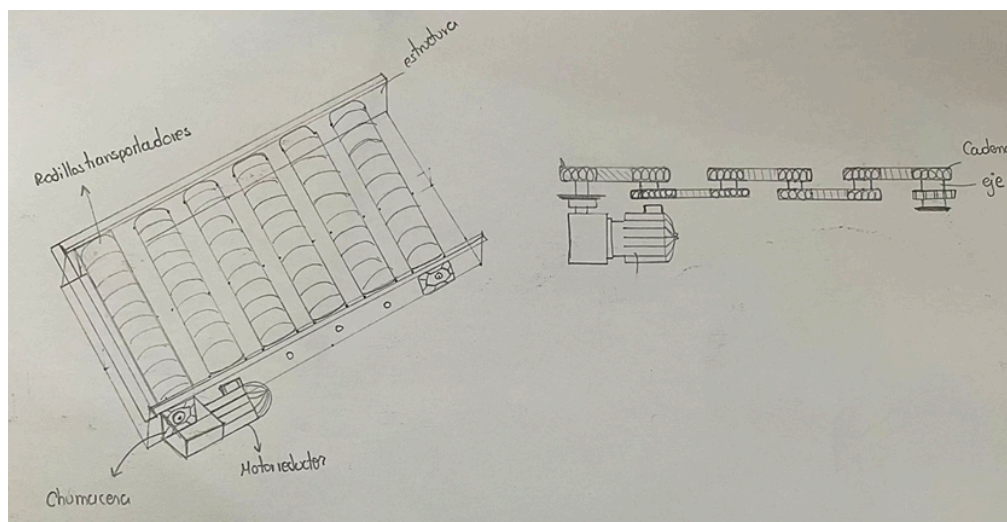
- **Desgaste de ruedas y mantenimiento:** El contacto constante entre las ruedas y los rieles genera desgaste, lo que implica un mantenimiento regular para asegurar un funcionamiento adecuado a largo plazo.

2.4.2 Alternativa 2: Plataforma con rodillos.

La plataforma con rodillos transportadores utiliza un sistema de motorreductor y chumacera para transferir potencia a los rodillos, los cuales mueven los perfiles estructurales a lo largo de la planta. Este sistema es adecuado para trayectorias horizontales y puede manejar múltiples perfiles de forma continua, lo que mejora la eficiencia en el proceso de transferencia.

Figura 5

Borrador Plataforma con Rodillos



Ventajas:

- **Alto grado de estabilidad:** Los rodillos distribuyen el peso de manera uniforme, proporcionando estabilidad al mover materiales grandes y pesados sin riesgo de daños.

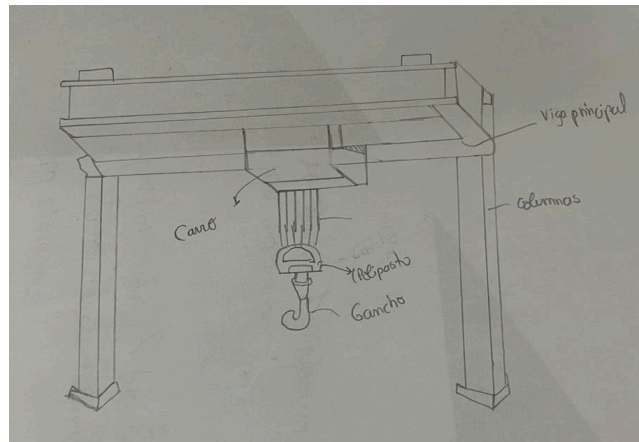
- **Alta velocidad de transferencia:** El sistema de rodillos permite un movimiento continuo y rápido de los perfiles, lo que aumenta la eficiencia operativa.
- **Menor desgaste:** Los rodillos tienen menos fricción en comparación con las ruedas, lo que reduce el desgaste y la necesidad de mantenimiento frecuente.
- **Buen factor de seguridad:** El diseño modular y accesible reduce el riesgo de fallos y accidentes, proporcionando un entorno seguro para los trabajadores.

Desventajas:

- **Capacidad de carga limitada:** La capacidad de carga puede estar limitada por el número y el tamaño de los rodillos, lo que podría no ser adecuado para cargas extremadamente pesadas.
- **Mayor mantenimiento de componentes:** A medida que aumenta el número de rodillos y componentes mecánicos, el mantenimiento se vuelve más complejo y costoso, ya que todos los componentes deben ser inspeccionados y ajustados regularmente.

2.4.3 Alternativa 3: Puente Grúa

Un puente grúa es un sistema que utiliza una estructura de viga principal que se desplaza a lo largo de rieles instalados en el techo de la planta. Esta solución es ideal para la manipulación de materiales pesados, como perfiles estructurales, a lo largo de distancias más largas dentro de la planta.

Figura 6*Borrador Puente Grúa***Ventajas:**

- **Alta capacidad de carga:** Los puentes grúas están diseñados para manejar cargas pesadas de manera eficiente y segura, lo que los hace adecuados para mover perfiles estructurales pesados.
- **Manejo preciso:** El sistema de control permite mover cargas con alta precisión, lo que es crucial para evitar daños a los materiales durante el traslado.
- **Durabilidad y alta fiabilidad:** La estructura robusta del puente grúa asegura una larga vida útil y una alta confiabilidad, incluso bajo condiciones de uso continuo en un entorno industrial exigente.

Desventajas:

- **Costo elevado:** La inversión inicial en la instalación de un puente grúa, incluidos los costos de diseño y construcción, es considerablemente más alta que otros sistemas de transporte.

- **Requerimiento de espacio adicional:** El puente grúa requiere espacio vertical y la instalación de rieles a lo largo de la planta, lo que podría ser una limitación en instalaciones con techos bajos o espacio reducido.
- **Mala Ergonomía:** Este sistema puede generar ruido y vibraciones durante la operación, lo que podría afectar el ambiente laboral si no se controla adecuadamente.

2.5 Metodología de selección de alternativa

2.5.1 Casa de la calidad y Diagrama QFD

Con los requerimientos del cliente claramente establecidos, se procedió a traducir estos requerimientos en especificaciones técnicas mediante la herramienta de Quality Function Deployment (QFD). Esta herramienta permitió priorizar las necesidades del cliente y traducirlas en requerimientos funcionales que fueron evaluados en el proceso de diseño del mecanismo de transferencia.

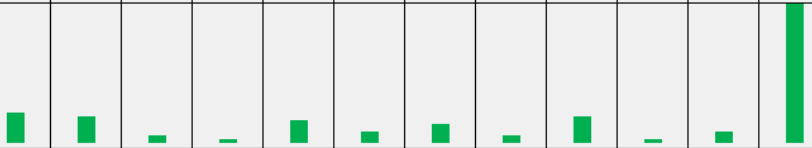
El Diagrama QFD se construyó utilizando la información obtenida de la Casa de la Calidad (Apéndice A). Este diagrama permite visualizar la priorización de los requerimientos del cliente y sus relaciones con los parámetros técnicos que se cumplieron en el diseño del mecanismo de transferencia. Los puntos más altos en el diagrama indican las áreas clave en las que se centró el diseño, mientras que las relaciones entre los requerimientos del cliente y las funciones técnicas se mostraron en una matriz de relaciones.

2.5.2 Criterios de evaluación

- **Costo:** El sistema es económicamente viable, asegurando un balance adecuado entre el costo inicial y los costos operativos a largo plazo.

- **Dimensiones del Mecanismo:** El diseño tiene dimensiones compactas, lo que permite la integración eficiente dentro del espacio disponible en la planta.
- **Velocidad de Transferencia:** El sistema es rápido y eficiente, asegurando que los perfiles se muevan en un tiempo óptimo sin comprometer la seguridad.
- **Modo de accionamiento:** el sistema utiliza un motor reductor eficiente que garantiza un funcionamiento estable y sin emisiones contaminantes.
- **Eficiencia operativa:** El mecanismo opera con alta eficiencia, reduciendo tiempos muertos y maximizando la productividad de la planta.
- **Optimización de espacio:** El diseño optimiza el espacio disponible, asegurando que el sistema no interfiera con otros procesos o equipos.
- **Seguridad:** El sistema garantiza seguridad operativa, incluyendo medidas como paradas de emergencia y sensores de seguridad.
- **Impacto Ambiental:** El mecanismo tiene un bajo impacto ambiental, priorizando el uso de energía eléctrica y materiales reciclables.
- **Impacto en Productividad:** El diseño incrementa la productividad, mejorando los tiempos de traslado y reduciendo la acumulación de productos en la planta.
- **Facilidad de Control:** El sistema ofrece una operación sencilla, con controles intuitivos que no requieren formación extensa para los operarios.
- **Ruido y Vibraciones Distribuidas:** El mecanismo reduce el ruido y las vibraciones, garantizando un ambiente de trabajo más cómodo y seguro.

Tabla 3*Matriz de selección de alternativas*

Objetivo	Costo	Dimensiones del mecanismo	Velocidad de Transferencia	Modo de Accionamiento	Eficiencia Operativa	Optimización de espacio	Seguridad	Impacto Ambiental	Impacto en Productividad	Facilidad de Control	Ruido y Vibraciones Disminuidas	
Calificación de Importancia Técnica	597.73	504.55	197.73	102.27	479.55	229.55	363.64	175	554.55	125	250	
Peso Relativo	17%	14%	6%	3%	13%	6%	10%	5%	15%	3%	7%	100%
Grafico de pesos												
Actual: Montacargas	2	3	3	1	2	4	2	2	4	2	1	2.54
Alt #1: Carrito de Transferencia	5	4	4	4	4	4	5	5	4	4	5	4.39
Alt #2: Plataforma con Rodillo	3	4	5	3	5	3	5	4	5	4	3	4.12
Alt #3: Puente Grúa	2	2	5	2	3	2	4	3	3	4	2	2.78

Con los resultados obtenidos de la Tabla 3 se determina que la opción más viable para resolver este problema es la Alternativa 1: Carrito de Transferencia.

2.6 Diseño Detallado y Cálculos

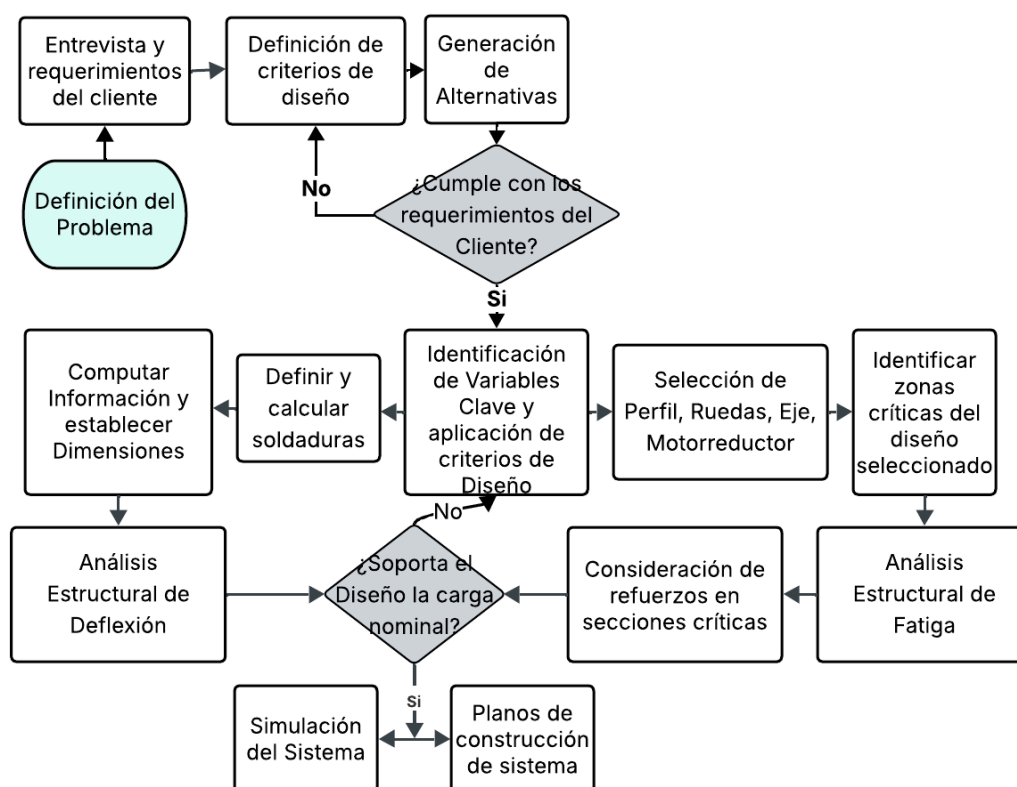
En esta sección se presentan los fundamentos y cálculos necesarios para respaldar el diseño y la selección de los componentes que conformaron el carro de transferencia. Para ello, se recurrió a libros de referencia tales como Shigley, Norton y Mott, los cuales sirvieron como base teórica para dimensionar elementos mecánicos sometidos a cargas estáticas y dinámicas.

La selección de componentes comerciales, tales como los perfiles utilizados en la plataforma, el sistema de rodadura encargado del desplazamiento lineal entre dos puntos definidos, así como motorreductor que impulsa el movimiento, se realizó con base en catálogos de fabricantes, considerando criterios de carga, velocidad y compatibilidad dimensional. Los esfuerzos mecánicos fueron evaluados utilizando el criterio de Von Mises para estimar la

resistencia ante fallas estáticas y mientras que para analizar el comportamiento frente a cargas cíclicas se empleó el criterio de Goodman permitiendo verificar la seguridad frente a la fatiga. Como herramienta de simulación para elementos finitos se utiliza Solidworks, y así determinar las cargas críticas de los elementos a diseñar.

Figura 7

Flujo de Acción aplicada a la Metodología de Diseño



2.6.1 Análisis de carga nominal para diseño

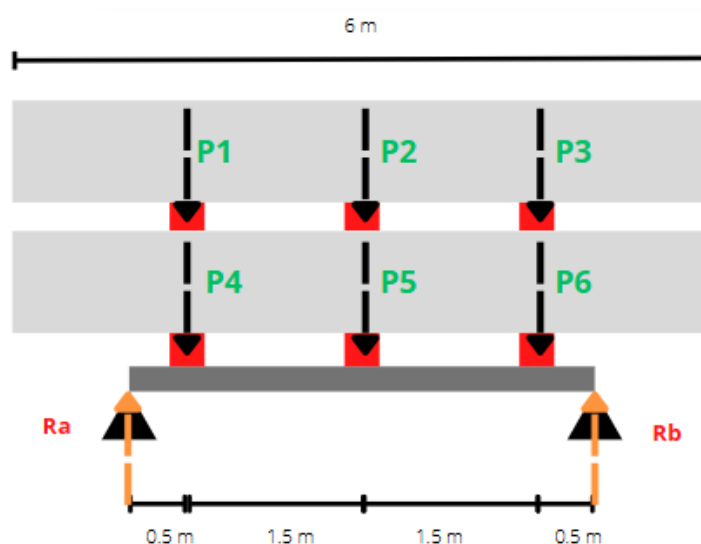
Para el análisis estructural del sistema de transferencia, se identificaron las cargas que actuarán sobre la estructura considerando el escenario de carga más crítico durante la vida útil del equipo. La carga nominal de diseño corresponde al peso total que debe soportar el carro de transferencia estimado en 6 toneladas. Este valor incluye un factor de sobrecarga para

contemplar condiciones operativas externas. La condición más exigente del sistema ocurre cuando se transporta seis paquetes de perfiles estructurales tipo cuadrado de 75 x 75 x 2 mm, fabricados en acero ASTM A36. Cada paquete tiene un peso aproximado de 829 kg, lo que resulta en una carga total de 4.97 toneladas. Para garantizar la seguridad estructural y operativa, se estableció un factor de seguridad, elevando la capacidad de carga nominal a 6 toneladas.

Los paquetes de perfiles estructurales con una longitud de 6 metros, se apoyan sobre la plataforma del carro de transferencia mediante bases de contacto de 60 x 60 mm de sección. Para efectos de análisis estructural, estas cargas se modelan como cargas puntuales aplicadas sobre la sección transversal de las bases distribuidas a lo largo de la plancha de la plataforma, la cual posee una longitud de 4 metros. La ubicación de las cargas se definió en las siguientes posiciones desde el extremo como referencia del carro.

Figura 8

Distribución de cargas y fuerzas sobre soportes del diseño

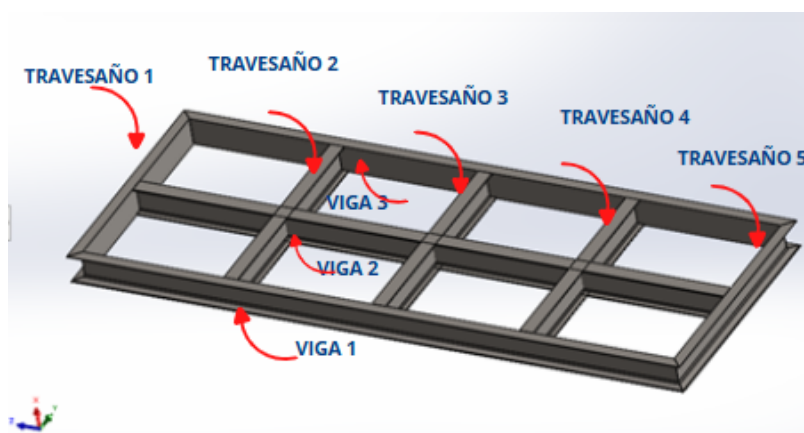


2.6.3 Dimensionamiento y cálculos de plataforma para carro de transferencia

El diseño preliminar de la estructura de la plataforma se consideraron 3 vigas principales y 5 travesaños como se muestra en la Figura 9.

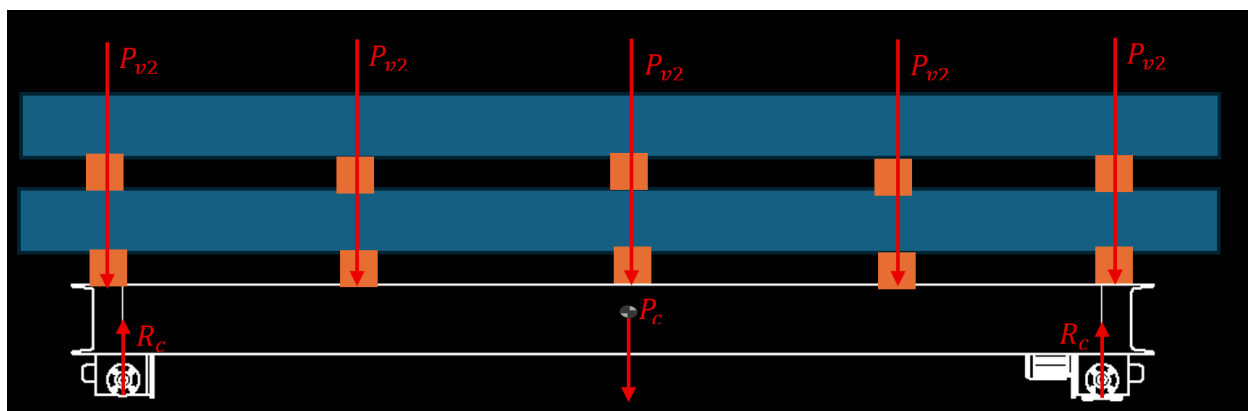
Figura 9

Intención de Diseño de base para plataforma de carrito

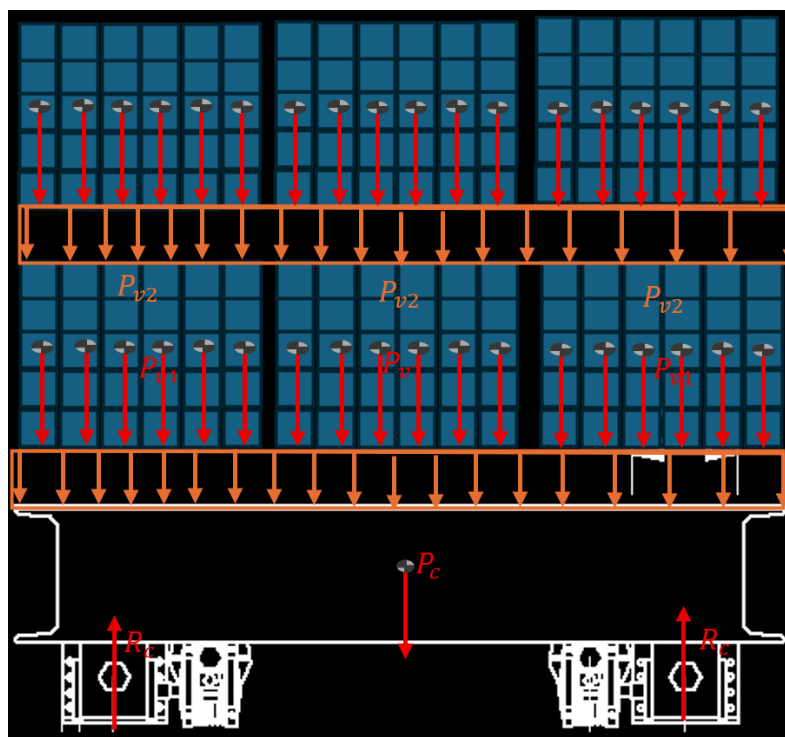


2.6.4 Cálculo analítico de viga principal y transversal

Para el análisis estructural se consideró una plataforma con dimensiones de 4 metros de longitud por 1.50 metros de ancho en función del espacio físico disponible y las 3 cargas puntuales previamente analizadas, agregando el peso de la plancha que va sobre la plataforma del carro de transferencia. Para la selección de vigas principales, la plataforma se modeló como una viga simplemente apoyada en ambos extremos, sometida a una carga distribuida uniforme a lo largo de la longitud y cargas puntuales.

Figura 10*Distribución de cargas en carrito de transferencia (Vista Lateral)*

En cuanto a la selección de viga transversal o travesaño se modeló como una viga simplemente soportada en sus extremos, sometida a una carga distribuida uniforme que representa el peso total transmitido por la carga útil del sistema y el peso de la plancha superior.

Figura 11*Distribución de cargas en carrito de transferencia (Vista Frontal)*

La carga superficial se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C_{superficial} = \text{Carga nominal kg} \times \text{Gravedad} \quad (2.1)$$

Con base en ello se determina la carga lineal distribuida que actuará sobre cada viga de acuerdo con la siguiente relación:

$$C_{travesaño} = \frac{C_{superficial} \times \text{Gravedad}}{n \text{ travesaños}} \quad (2.2)$$

A continuación, detallaremos los pasos realizados para el análisis estático, diseño y selección tanto para la viga principal como para los travesaños.

2.6.5 Deflexión máxima permisible

Según la norma CMAA 70 (Crane Manufacturers Association of America), la deflexión vertical máxima admisible en una viga simplemente apoyada que soporta una carga no debe exceder, donde L representa la luz libre entre apoyos.

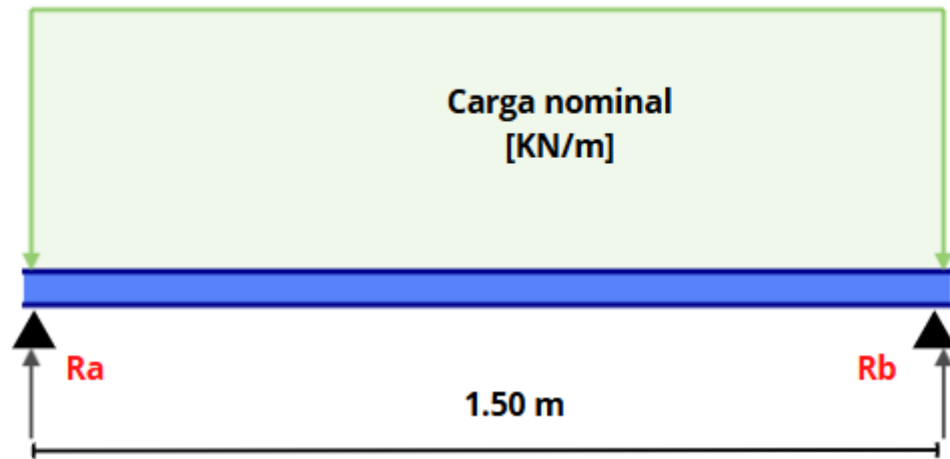
$$\delta_{max} < \frac{L}{888} \quad (2.3)$$

2.6.6 Momento de inercia Referencial

Para el análisis de vigas longitudinales y transversales de la plataforma, se determinará el momento de inercia de referencia a partir del criterio de deflexión máxima permisible. Se parte del Diagrama de Cuerpo libre mostrado en la Figura 11, donde se representa una viga simplemente apoyada en sus extremos sometida a una carga distribuida uniformemente a lo largo de 1,50 metros.

Figura 12

Diagrama de Cuerpo Libre sobre Vigas Longitudinales



El análisis se realizó mediante el principio de superposición para el caso, utilizando la expresión para deflexión máxima correspondiente al caso de viga simplemente apoyada en los extremos la cual se encuentra en la tabla del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. La expresión empleada es:

$$y_{\text{máx}} = \frac{5 q L^4}{384 * EI} \quad (2.4)$$

Determinamos el momento de inercia referencial despejando la inercia, donde consideramos el módulo de elasticidad en un perfil laminado estructural ASTM A36 $E = 210 \text{ GPa}$ valor obtenido de las propiedades de acero ASTM A36.

$$I = \frac{5 q L^4}{384 * E * y_{\text{máx}}} \quad (2.5)$$

Donde:

$y_{\text{máx}}$ = Deflexión máxima, mm .

q = Carga distribuida, kg/m .

L = Distancia entre apoyos, m .

E = Módulo de elasticidad, Pa .

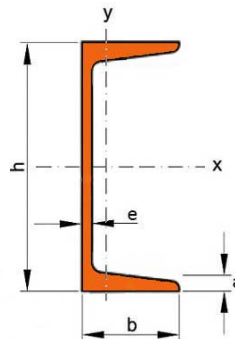
I = Momento de inercia, cm^4 .

2.6.7 Selección de la sección transversal de travesaño

Con la inercia referencial, se procede a la selección del perfil estructural que más se aproxime al valor obtenido en la ecuación. Ubicamos en la tabla de Medidas y propiedades geométricas de perfiles, que se encuentra adjunto en (Apéndice B).

Figura 13

Vista frontal de Perfil UPN



Una vez seleccionada el perfil. Se determina la masa total de travesaño multiplicando el peso por metro lineal por la longitud de la viga como se muestra en la ecuación.

$$m_{viga} = \text{Peso de viga} * L \quad (2.6)$$

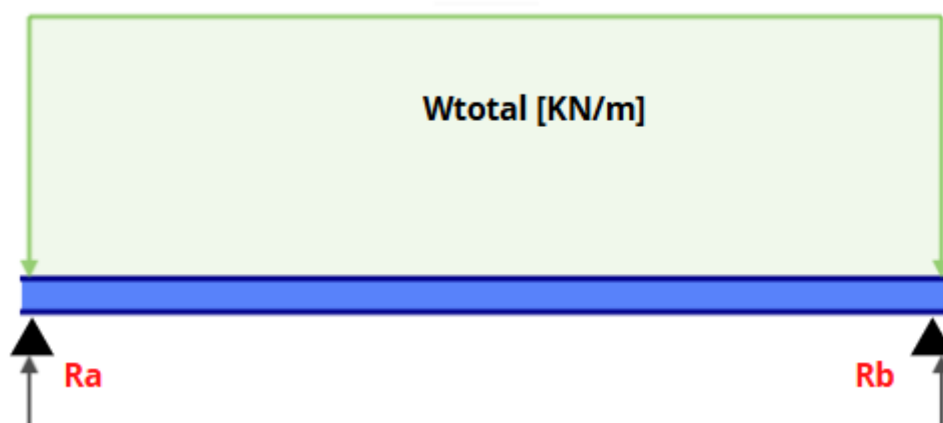
2.6.8 Análisis estático de travesaño

Se realiza el análisis estático del travesaño utilizando las fórmulas del libro de Shigley, adjunto en (Apéndice D). El modelo considera una viga simplemente apoyada sometida a una

carga distribuida total, la cual resulta de la suma del peso propio del perfil seleccionado y la carga distribuida equivalente generada por los paquetes de perfiles estructurales.

Figura 14

Diagrama de Cuerpo Libre sobre Travesaño



$$q_{total} = q_{travesaño} + C_{distribuida} \quad (2.7)$$

En la figura correspondiente se presenta el diagrama de cuerpo libre con las cargas aplicadas. Las reacciones en los apoyos R_a y R_b se determinan aplicando las ecuaciones de equilibrio:

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{q_{total} * L}{2} \quad (2.8)$$

Los elementos estructurales alargados, como las vigas y la plancha base que soporta los perfiles estructurales están sometidos a esfuerzos de flexión debido a la aplicación de cargas externas. Para el análisis de flexión, es fundamental identificar correctamente la carga máxima aplicada ya que esta determinará el valor del momento flector máximo al que está sometido. Este momento permite dimensionar adecuadamente la sección transversal de los elementos estructurales, asegurando que la tensión generada no exceda el límite de esfuerzo admisible del material. La fórmula para el cálculo del momento flector máximo es la siguiente:

$$M_{max} = \frac{q_{max} \cdot L^2}{8} \quad (2.9)$$

Cuya consideración más importante es la de definir cuál será la carga máxima aplicada sobre los elementos a analizar. A este cálculo le acompañarán gráficos que soporten la visualización del punto de momento y esfuerzo cortantes más críticos.

2.6.10 Cálculo de la deflexión de la viga transversal, esfuerzo máximo y factor de seguridad

La deflexión para una viga empotrada en sus extremos con carga distribuida $y_{máx}$ se indica en la Ecuación 2.10, obtenidas del libro de Shigley. La deflexión máxima del travesaño por efecto de las cargas será:

$$y_{máx} = \frac{5 \times q_{total} L^4}{384 EI} \quad (2.10)$$

La deflexión máxima permisible debe cumplir con la norma CMAA 70, esta nos indica que soportar una viga transversal es $\frac{L}{888}$, donde L es la distancia entre apoyos. El valor de deflexión de la viga transversal no debe exceder al valor de la norma mencionada.

Para determinar la resistencia estructural de los perfiles seleccionados, se evaluaron los esfuerzos máximos que podrían ocurrir en las secciones críticas del mecanismo de transferencia, particularmente en las vigas y travesaños que soportan las cargas más altas durante el funcionamiento del sistema. Los esfuerzos son causados principalmente por las cargas estáticas, como el peso de los perfiles estructurales.

Este cálculo se realiza utilizando la siguiente fórmula:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x} \quad (2.11)$$

Donde c es la distancia desde el eje neutro al extremo del perfil. Estos cálculos proporcionan una estimación de las tensiones más críticas a las que estará sometido el perfil y permiten verificar que el material seleccionado y geometría sea adecuado para soportar las cargas operativas sin sufrir falla estructural; sobre todo tomando en cuenta que se comparó con la norma CMAA 70 para asegurar diseño apropiado.

El factor de seguridad nos permite evaluar si los componentes del sistema son realmente suficientemente resistentes para soportar las condiciones de carga más críticas. Comparando el esfuerzo máximo y el límite de resistencia obtenemos dicho factor. La fórmula es la siguiente:

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \quad (2.12)$$

Existe una relación directa entre el cumplimiento del factor de seguridad y la confiabilidad del diseño, por lo que esto garantiza la segura operación del sistema durante su vida útil. Adicionalmente a esto se determinó el porcentaje de uso de material, de este modo se comprueba que la selección del material de los perfiles es la adecuada.

2.6.11 Cálculo y Selección de Vigas Principales para plataforma.

Para la selección de viga principal se consideraron las 5 cargas puntuales de las reacciones obtenidas en los extremos de los travesaños, mismas que a su vez transmiten las cargas longitudinales. A diferencia de los travesaños, este perfil se resolverá utilizando método de integrales dada la complejidad del sistema.

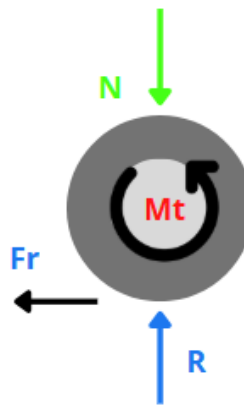
2.6.12 Dimensionamiento de Ruedas

La estructura general del carro de transferencia está conformada por la viga principal, vigas transversales y la plancha que va en la parte superior. También la carga nominal que

transportará, todo este peso se apoya entre las cuatro ruedas que transmitirán esas cargas a los rieles donde irán montados. Se diseñarán dos conjuntos de ruedas donde dos de ellos serán ruedas conductoras y dos ruedas conducidas. Ambos conjuntos se encontrarán alojados al eje de la viga principal. Definitivamente, dimensionar la rueda así como las vigas es un paso esencial en el diseño del sistema de transferencia, ya que estas deben soportar la carga estática y dinámica generada por el peso de los perfiles estructurales durante su movimiento.

Figura 15

Diagrama de Cuerpo Libre sobre Rueda de riel



Carga por Rueda

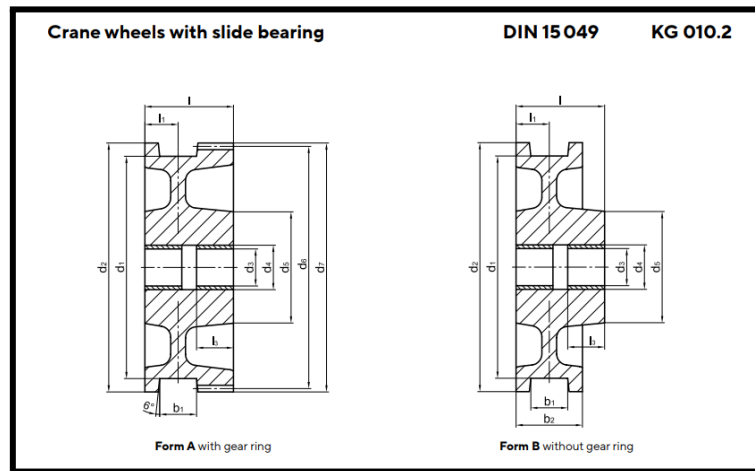
La fórmula utilizada para calcular la carga por rueda es:

$$C_{rueda} = \frac{F_{estática} + F_{dinámica}}{n} \quad (2.13)$$

Para determinar el tamaño adecuado de las ruedas, se consideraron las propiedades del material y las dimensiones del perfil. Las ruedas seleccionadas deben ser suficientemente grandes para distribuir la carga sin generar excesivo desgaste o deformación.

Figura 16

Parámetros de selección de rueda de carrito



Nota. Extraído del catalogo de Karl Georg Crane Wheels

El material utilizado para la selección de rueda es el acero SAE 4140, $R_t = 1100 - 1200 \text{ N/mm}^2$, nos guiaremos bajo la norma DIN 15070 para ruedas normalizadas tipo MA que es la más adecuada.

$$Dn = \frac{Rm}{P_{lim} * b * C_1 * C_2} \quad (2.14)$$

Donde:

Dn es el diámetro de rueda en banda de rodadura, mm .

Rm es la reacción media sobre la rueda, N .

b es el ancho efectivo del riel, mm .

C_1 es el coeficiente que depende de la clase de mecanismo.

C_2 es el coeficiente en función de la velocidad de rotación de la rueda.

P_{lim} es la presión límite del material a utilizar.

Esta reacción depende del número de ruedas que afecta al mecanismo y están expresadas en la ecuación.

$$R_m = \frac{2R_{m\acute{a}x} + R_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.15)$$

$R_{m\acute{a}x}$ es la máxima reacción sobre la rueda con carga nominal. Expresada en la ecuación:

$$R_{m\acute{a}x} = R_A + \frac{G}{4} \quad (2.16)$$

G es el peso de la estructura del carro de transferencia.

$R_{m\acute{i}n}$ es la reacción de la rueda sin carga y con máquina detenida. Expresada en la ecuación:

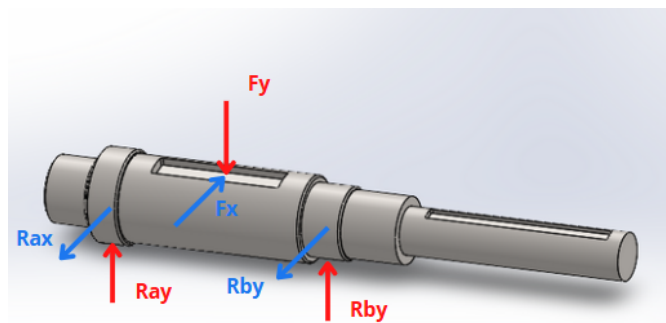
$$R_{m\acute{i}n} = \frac{G}{4} \quad (2.17)$$

2.6.13 Dimensionamiento de ejes

El diseño de los ejes es otro aspecto crítico en el sistema de transferencia. Los ejes deben ser dimensionados adecuadamente para soportar las cargas de torsión y flexión generadas por la aceleración y movimiento general del carro.

Figura 17

DCL del eje de rueda montado



Diseño de eje

Para el diseño del diámetro del eje, se utilizó la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot n}{\pi} \left(\frac{2 \cdot (K_f \cdot M_a)}{S_e} + \frac{[3 \cdot (K_{fs} \cdot T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (2.18)$$

Esta fórmula permite calcular el diámetro adecuado, asegurando que sean lo suficientemente robustos para soportar las fuerzas dinámicas y estáticas generadas al poner en funcionamiento el sistema.

2.6.14 Falla estática para estructura y componentes

La falla de los componentes del mecanismo se evalúa utilizando el criterio de resistencia estática, comparando la tensión máxima generada en un componente con su resistencia.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2)^{1/2} \quad (2.19)$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.20)$$

2.6.15 Falla por fatiga para estructura y componentes

La falla por fatiga es un fenómeno crítico a considerar en sistemas sometidos a cargas cíclicas.. La fatiga ocurre cuando un material experimenta estrés repetido que no alcanza el límite de fluencia, pero que, con el tiempo, causa la acumulación de microfisuras que pueden llevar a la fractura del componente.

Para evaluar la resistencia a la fatiga de los componentes del sistema, se utilizó el criterio de Goodman, que es uno de los métodos más comunes para evaluar la vida útil de los componentes bajo condiciones de carga alternante. La fórmula que se emplea para calcular el factor de seguridad frente a fatiga es:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{alt}}{S_e} + \frac{\sigma_{med}}{S_{ult}} \quad (2.21)$$

La resistencia del eje es una de las preocupaciones principales en este análisis, especialmente porque los ejes están sujetos a tanto carga estática como dinámica. Se utiliza la norma CMAA 70 para determinar la resistencia de los ejes, ya que esta norma proporciona directrices específicas para el diseño de ejes en mecanismos industriales que soportan altas cargas cíclicas y vibraciones.

2.6.16 Selección y cálculos de rodamientos

El diseño del sistema de rodamientos es crucial para garantizar que el mecanismo de transferencia funcione de manera eficiente y con una vida útil prolongada. Los rodamientos deben soportar tanto las cargas radiales como las cargas axiales durante el movimiento del sistema, y deben ser seleccionados en función de las cargas aplicadas y las condiciones operativas.

1. Carga equivalente del sistema

$$P = VXR + YT \quad (2.22)$$

2. Carga dinámica básica del sistema

$$C = P * \left(\frac{L_{10}}{10^6} \right)^{1/3} \quad (2.23)$$

Estos cálculos ayudan a determinar qué tipo de rodamiento es adecuado para las condiciones de carga y asegura que los rodamientos seleccionados tendrán una vida útil adecuada bajo las cargas esperadas.

2.6.17 Cálculo y selección de Motorreductor

El motorreductor es uno de los componentes clave del sistema, ya que se encarga de convertir la energía eléctrica en movimiento mecánico para trasladar los perfiles estructurales. El dimensionamiento adecuado del motorreductor es crucial para garantizar que el sistema opere de manera eficiente y sin sobrecargar los componentes.

2.6.17.1 Velocidad de traslación

Junto al cliente se determinó que la velocidad máxima de traslación del sistema sería de:

$$V_t = 16 \text{ m/min}$$

Siendo esta la velocidad lineal a la que el sistema de transferencia debe operar para garantizar que los perfiles sean movidos de manera eficiente entre las estaciones de trabajo.

2.6.17.2 Velocidad rotacional

A partir del valor de velocidad lineal, podemos determinar cuál será la velocidad angular percibida de la rueda que se usará para desplazar

$$\omega_f = \frac{V_t}{R} \text{ rad/s} \quad (2.24)$$

2.6.17.3 Aceleración rotacional

Para asegurar un arranque suave y eficiente del sistema, y evitar posibles desplazamientos o inestabilidad en los perfiles, se calculará la aceleración rotacional del motorreductor utilizando la siguiente fórmula:

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} \quad (2.25)$$

El tiempo en esta ecuación será el parámetro ajustable, permitiendo obtener diferentes resultados según las necesidades del motor. Sin embargo, es importante evitar ajustes extremos que puedan retrasar el proceso de alcanzar la velocidad de rotación requerida.

2.6.17.4 Cálculos de la potencia necesaria

Una vez determinada la aceleración rotacional, se realizó el cálculo de torque y potencia necesaria utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\Sigma \tau = I \alpha \quad (2.26)$$

Potencia Necesaria:

$$P = \tau * \omega \quad (2.27)$$

Este cálculo es crucial para la obtención del motorreductor adecuado, asegurandonos que el sistema opere con la potencia correcta sin ineficiencias, y sin sobredimensionar.

2.7. Simulación con Solidworks y Ansys

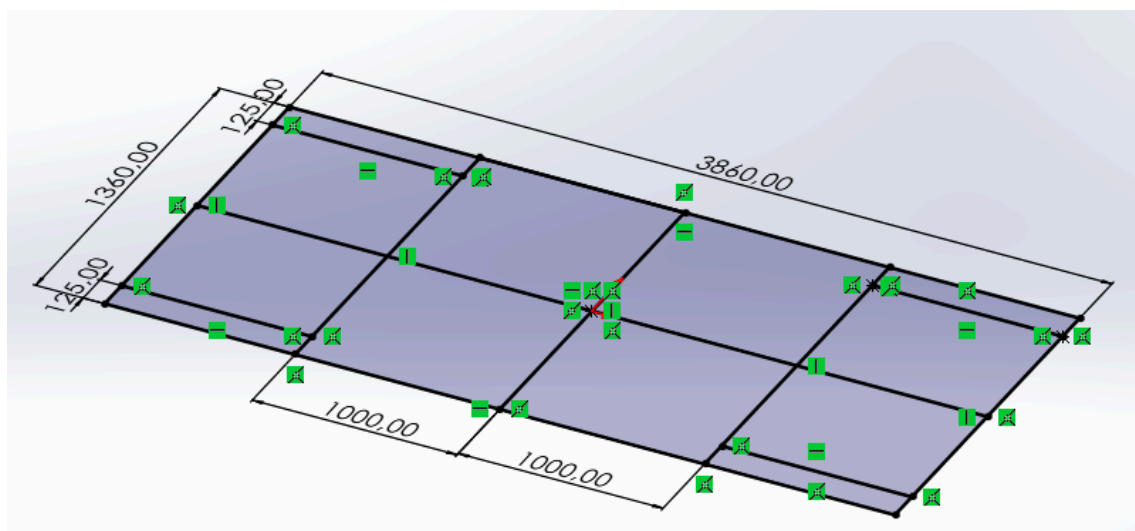
2.7.1 Creación del Modelo a Simular en Solidworks

Para comenzar con el análisis estático utilizando software CAD, fue necesario elaborar un diagrama completo con los elementos que componen la estructura principal de la opción ganadora del proceso de selección de alternativa, es decir, el carrito de transferencia.

Por cada elemento del ensamble en Solidworks se debe generar una nueva pieza; para ello se crea un archivo nuevo y se selecciona la opción pieza. El software ofrece herramientas eficaces para la creación de los modelos. Posteriormente, se elabora el croquis con las dimensiones previamente establecidas a partir de los cálculos realizados y verificados:

Figura 18

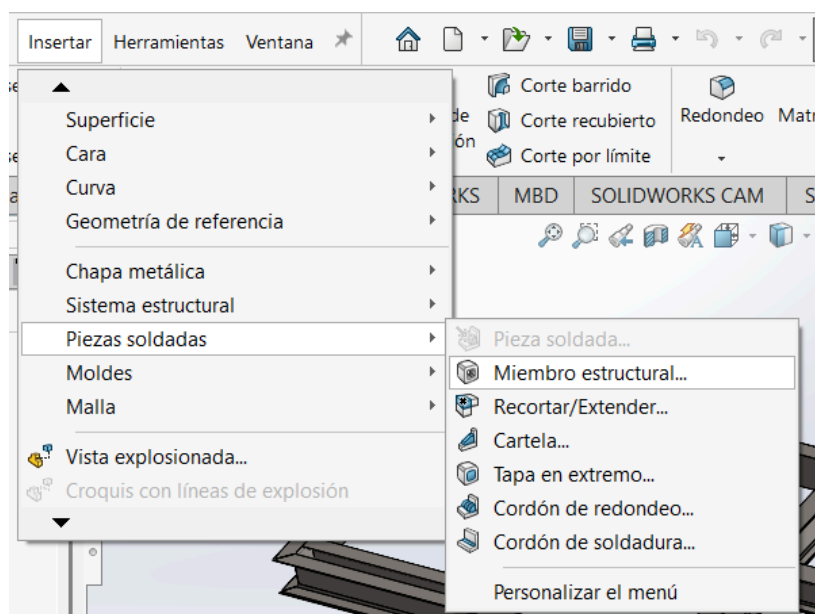
Creación de Croquis con medidas obtenidas de los cálculos realizados



Solidworks cuenta con una herramienta, que al menos para el caso de los perfiles estructurales nos ayuda a generarlos de manera sencilla y optimizada para que el software pueda trabajar con dicho elemento. Así que cliqueamos en la opción “Insertar > Piezas Soldadas > Miembro Estructural”

Figura 19

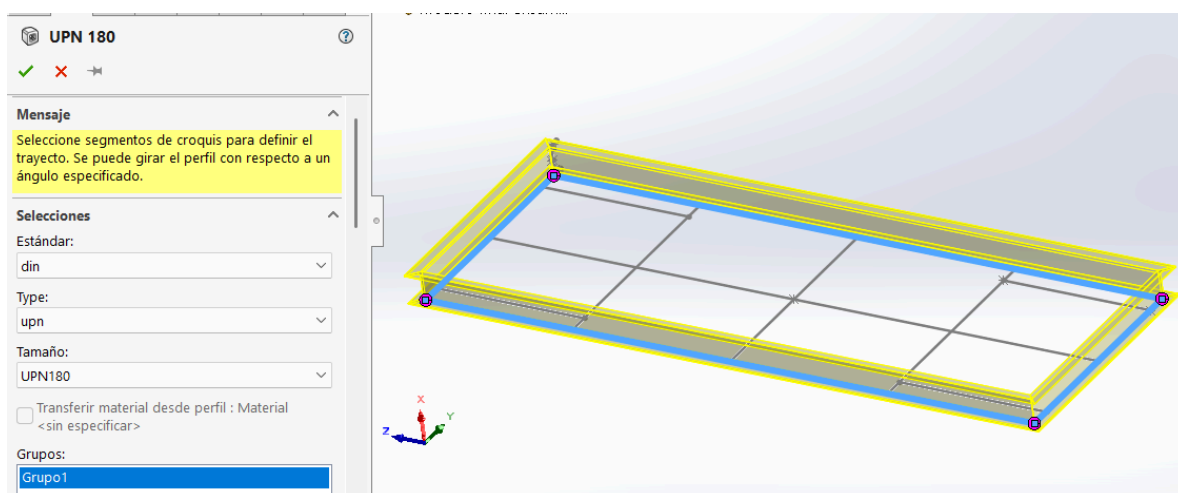
Opción de creación de Miembro Estructural a partir del Croquis



Seleccionamos el perfil estructural de interés, y el grupo de elementos que llevarán esta estructura específica. Seleccionamos listo, y luego procedimos a hacer el mismo proceso con las demás partes de la estructura que así lo requiera.

Figura 20

Selección de Tamaño y Grupo - Posicionamiento de Miembros Estructurales en Solidworks.

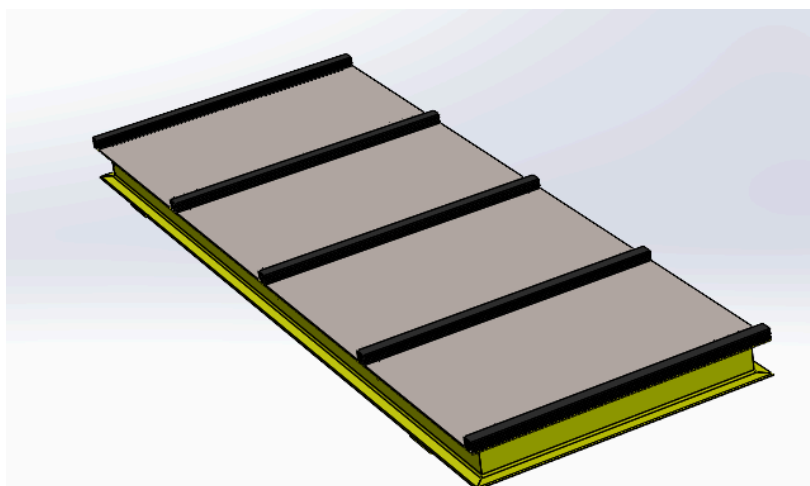


Continuamos de este modo hasta tener listas todas las piezas del ensamble. Luego, se crea un nuevo archivo en Solidworks pero esta vez seleccionando la opción ensamble. En este entorno, el software permite incorporar todas las piezas y mantener la estructura fija y ordenada de forma similar a como se implementará el modelo.

Mediante el uso de relaciones de posición se ensamblan los componentes uniendo las vigas longitudinales con las transversales sobre las cuales se apoya la placa base conformando así la estructura final a simular.

Figura 21

Ensamble completo en Solidworks



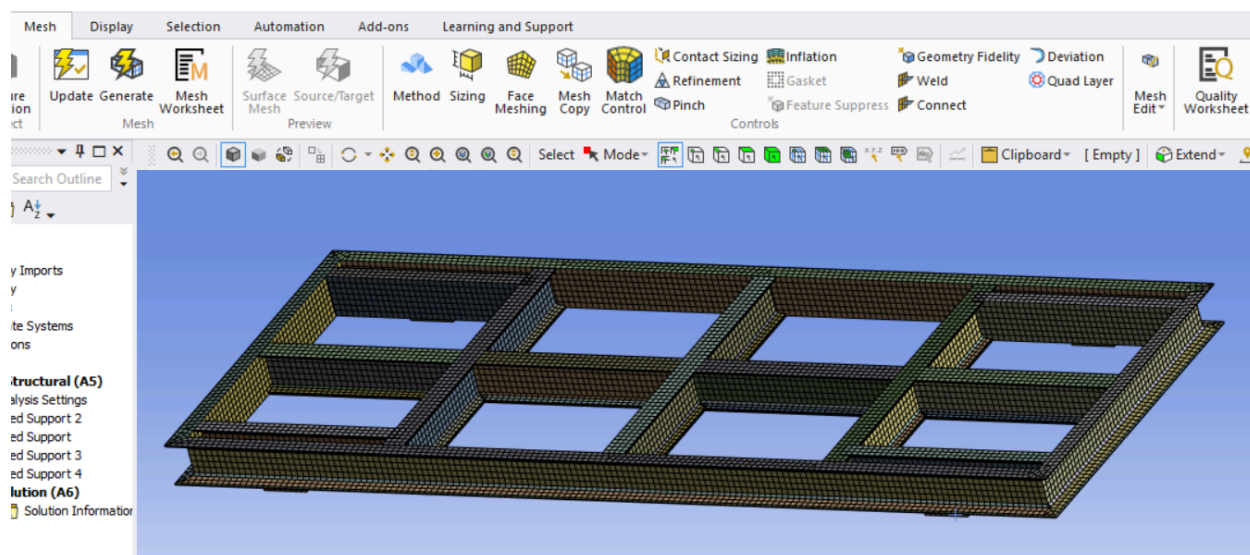
Una vez creado el modelo completo a simular, se procede a exportar a Ansys para su análisis estático. Con ello se garantiza una adecuada transferencia de información entre plataformas, facilitando la obtención de resultados confiables en el estudio de esfuerzos y deformaciones.

2.7.2 Análisis de Elementos Finitos con Ansys

A diferencia del análisis estructural tradicional empleado en ingeniería civil, que requiere considerar múltiples combinaciones de carga, efectos sísmicos, viento, interacción suelo-estructura y cumplimiento normativo específico, el modelo abordado en este proyecto presenta una geometría simple y condiciones de carga bien definidas. Por ello, se optó por el uso del método de elementos finitos (MEF) en Ansys Workbench, el cual permite evaluar con precisión la distribución de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad en componentes individuales como vigas y travesaños. Esta elección metodológica resulta adecuada para validar el comportamiento mecánico del sistema de transferencia sin incurrir en la complejidad innecesaria de un modelado estructural completo propio de edificaciones o infraestructuras civiles.

Figura 22

Mallado de la estructura base que soportará la carga de los perfiles.



Es muy importante tomar en cuenta que el modelo esté bien realizado, y las restricciones, interacciones y fuerzas aplicadas sobre el modelo estén adecuadamente colocados con los valores que correspondan a los resultados obtenidos de los cálculos estáticos.

Esta configuración quedó completamente definida, después de aplicar las fijaciones y fuerzas en los sectores correspondientes haciendo uso de la herramienta de “Supports” y “Loads” en Ansys.

Figura 23

Soporte fijo colocado en sector soportado de la estructura.

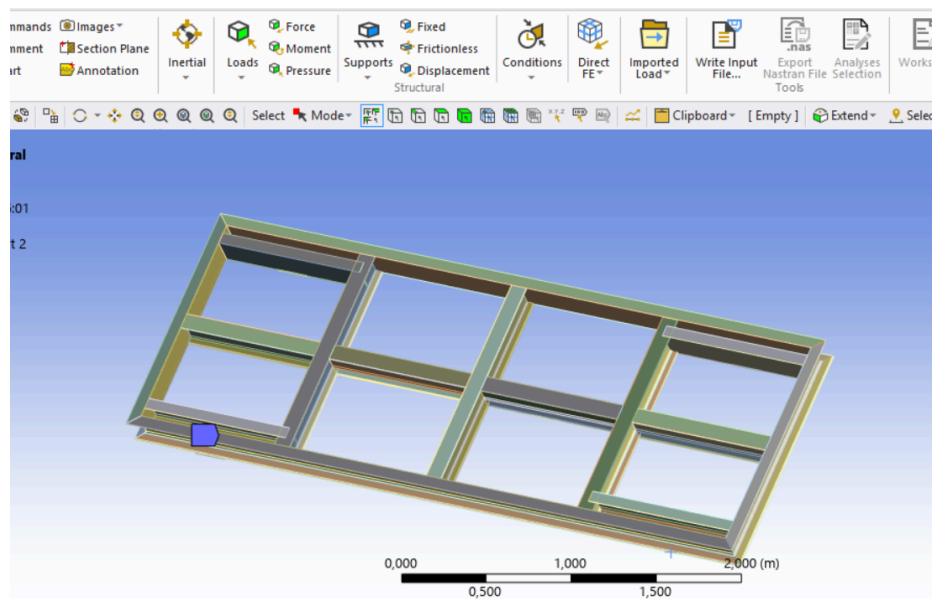
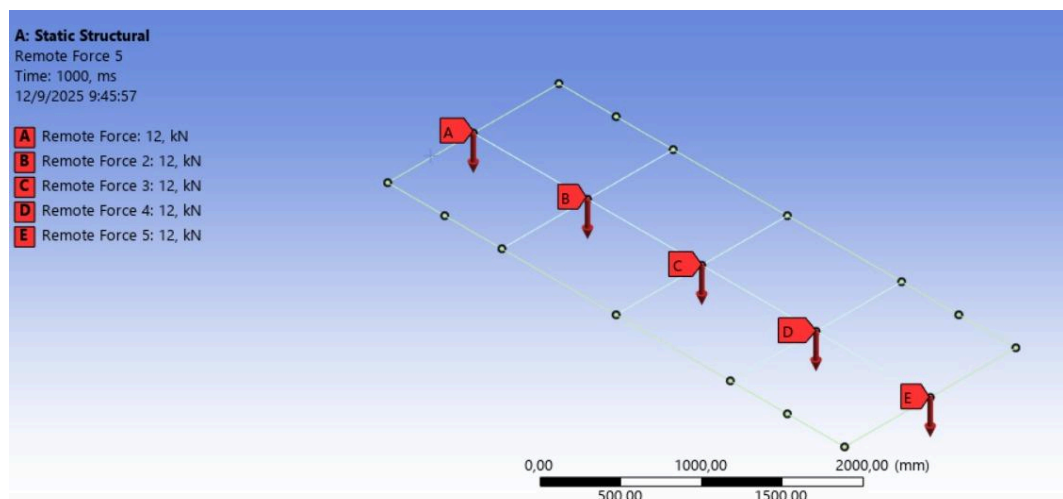


Figura 24

Fuerzas con magnitud y dirección ubicadas en los sectores de incidencia



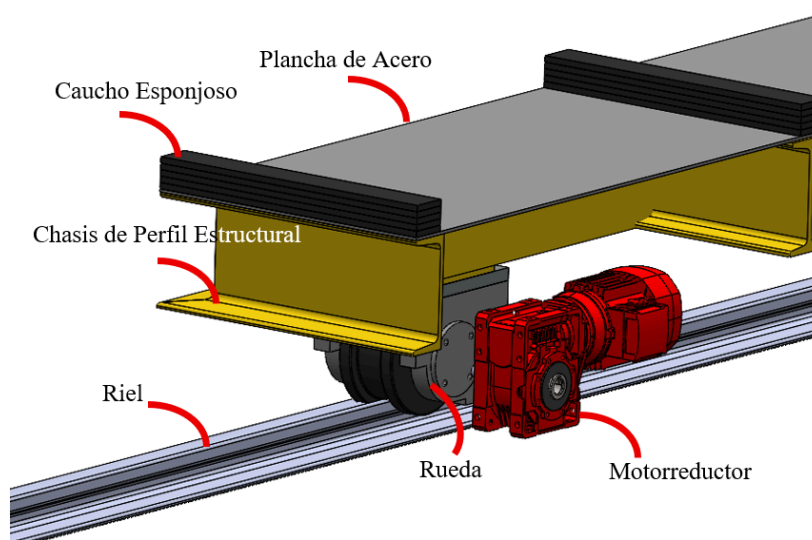
Capítulo 3

3.1 Resultados y análisis

Cumpliendo con el procedimiento de diseño mecánico, se presentan a continuación los resultados obtenidos para el mecanismo de transferencia de carga y descarga de perfiles estructurales. El sistema está conformado por una plataforma de 4 x 1.50 metros, ensamblada con perfiles estructurales (vigas transversales y longitudinales), plancha de acero, soportes de caucho esponjoso, rueda motrices y conducidas, motorreductor y rieles de rodadura

Figura 25

Vista de Sección e Identificación Principales de partes del carrito



Algunas de estas partes principales se estructuran en piezas secundarias las cuales se calculan individualmente, para el análisis de los resultados se indican y revisan las mismas.

3.2 Análisis de carga para diseño del chasis de perfil estructural

Para obtener un diseño óptimo del sistema, se identificaron que cargas actúan sobre esta estructura, considerando casos más exigentes a los que podría estar sometida durante su vida útil.

En esta etapa, se ha definido una carga nominal compuesta por 6 paquetes de perfiles estructurales, con un peso total de 6 toneladas y una longitud de 6 metros, la cual será trasladada a lo largo del recorrido operativo normal.

$$Q_{carga} = 6000 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

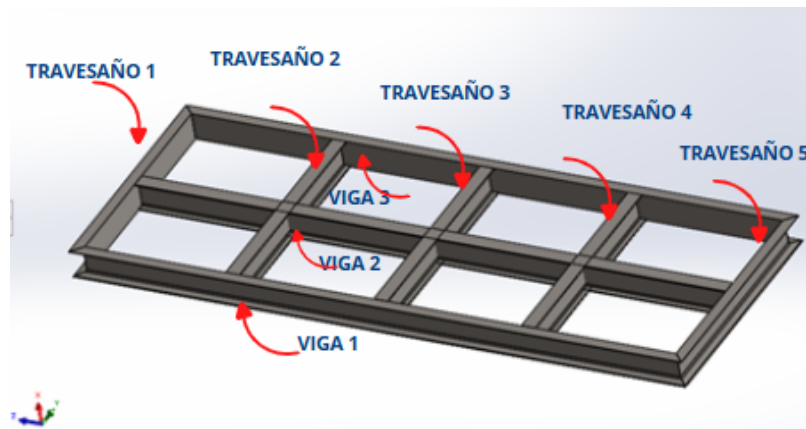
$$Q_{carga} = 58.86 \text{ KN} \approx 59 \text{ KN}$$

3.2.1 Dimensionamiento y selección de perfiles transversales para plataforma

Para el diseño estructural, se considera la carga nominal de 6 toneladas correspondiente a los paquetes de perfiles estructurales.

Figura 26

Identificación de Travesaño y Vigas Principales



Esta fuerza se distribuye con la ayuda de los apoyos de caucho sobre las vigas transversales (travesaño) del chasis de la plataforma del carrito de transferencia. Por lo que se establece que la plataforma está conformada por 5 vigas transversales de 1.50 metros y 3 vigas longitudinales.

$$C = \frac{6000 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2}{5 \text{ travesaños}} = 11772 \frac{\text{N}}{\text{travesaños}}$$

$$C = \frac{11772 \text{ N}}{1.50 \text{ m}} = 7.848 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

3.2.2 Cálculo de la deflexión máxima permisible de perfil transversal

Para determinar la selección de los travesaños se debe conocer la máxima deflexión vertical permisible en una viga soportada en ambos extremos. El valor de $\frac{L}{888}$, como se indica en la ecuación, donde L es la distancia de luz entre apoyos.

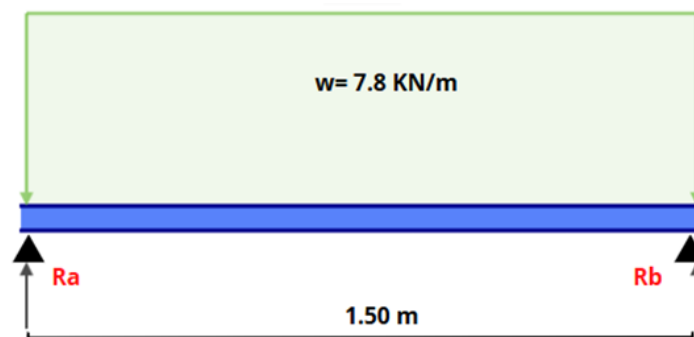
$$y_{\text{máx}} < \frac{L}{888} = \frac{1500 \text{ mm}}{888} = 1.69 \text{ mm} \approx 0.00169 \text{ m}$$

3.2.3 Cálculo de momento de inercia referencial de perfil transversal

Para determinar la sección transversal necesaria de la viga que conformará la plataforma del sistema de transferencia, se calcula el momento de inercia referencial a partir del valor de deflexión máxima permisible previamente definido. Se plantea el Diagrama de Cuerpo Libre correspondiente a una viga simplemente apoyada con carga distribuida a lo largo de una longitud de 1.50 metros.

Figura 27

Carga Distribuida en viga travesaño



El momento de inercia referencial se obtiene utilizando la fórmula de deflexión máxima para este tipo de configuración.

$$y_{max} = \frac{5wL^4}{384 E I}$$

En esta ecuación, w representa la carga distribuida por metro lineal, L es la distancia entre apoyos, E el módulo de elasticidad, e I momento de inercia de la sección. Para este proyecto se considera el material acero estructural ASTM A36, cuyo módulo de elasticidad es $E = 200 \text{ GPa} \approx 200 \times 10^9 \text{ Pa}$.

$$I = \frac{5wL^4}{384 E y_{m\acute{a}x}}$$

$$I = \frac{5 * 7848 \frac{N}{m} * (1.5 \text{ m})^4}{384 * (200 \times 10^9 \text{ Pa}) * (0.00169 \text{ m})} = 1.53 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \approx 153 \text{ cm}^4$$

Con el valor de inercia calculado, se procedió a consultar la tabla de medidas y propiedades geométricas de perfiles IPE, adjunta en el (Apéndice C). Se seleccionó la viga IPE 180, cuyo momento de inercia es superior al requerido, garantizando así la resistencia estructural necesaria. Este perfil presenta un peso unitario de 18.8 kg/m , lo que asegura un adecuado equilibrio entre capacidad portante y optimización del peso propio de la estructura. La masa total del travesaño se hallará multiplicando el peso por metro lineal y longitud de la viga como se muestra en la ecuación.

$$mviga = \text{Peso Viga} \times L$$

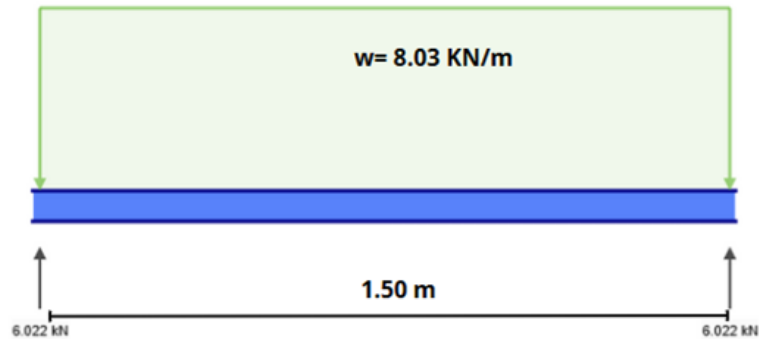
$$mviga = 18.8 \text{ kg/m} \times 1.50 \text{ m} = 28.20 \text{ kg}$$

3.2.4 Análisis estático de perfil transversal

Se procede al cálculo estático del travesaño empleando las fórmulas de la Tabla A-9 libro de Shigley, considerando el Diagrama de Cuerpo Libre con el peso propio de la sección transversal seleccionada y la carga distribuida aplicada a lo largo de su ancho.

Figura 28

Carga Distribuida en viga travesaño adicionando el peso que este tiene



De este modo, el peso total w_{total} , corresponde a la suma entre el peso del perfil y la carga distribuida, tal como se expresa en la ecuación correspondiente.

$$w_{total} = w_{viga} + C_{travesaño}$$

$$w_{total} = 184.43 \frac{N}{m} + 7848 \frac{N}{m}$$

$$w_{total} = 8.03 \frac{kN}{m}$$

A partir del equilibrio estático se determinaron las reacciones en los apoyos R_{ay} y R_{by} , verificando la simetría de cargas y apoyos. Posteriormente, se calculó el momento flector máximo.

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{w_{total} \times L}{2}$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{8.03 \frac{kN}{m} \times 1.50 \text{ m}}{2} = 6024.32 \text{ N}$$

$$M_{max} = \frac{w_{total} \times L^2}{8}$$

$$M_{max} = \frac{8.03 \times (1.50)^2}{8} = 2259.12 \text{ Nm}$$

Se observó que la fuerza cortante alcanza un valor máximo de 6024.32 N, presentando áreas positivas y negativas bajo la curva, lo que confirma la correcta distribución de cargas. El momento máximo ocurre aproximadamente a los 75 mm del apoyo, correspondiendo a la zona de mayor esfuerzo aplicado.

Figura 29

Diagrama de Esfuerzo Cortante sobre viga travesaño

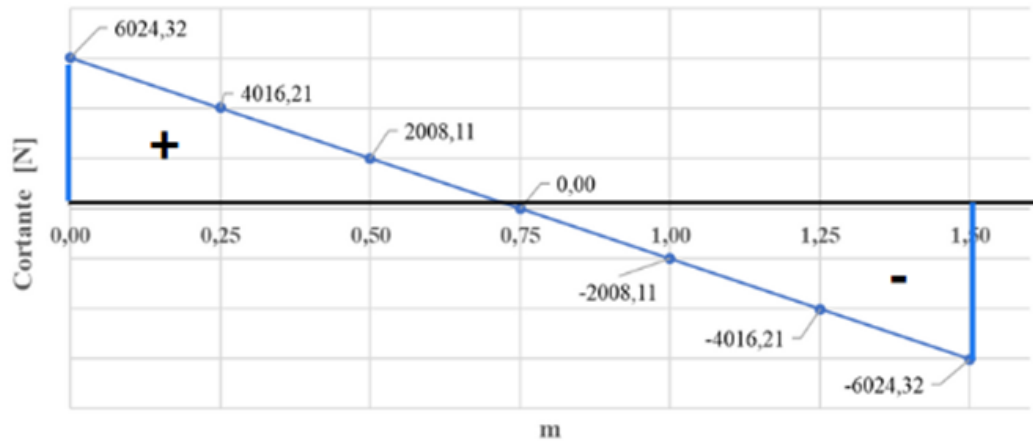
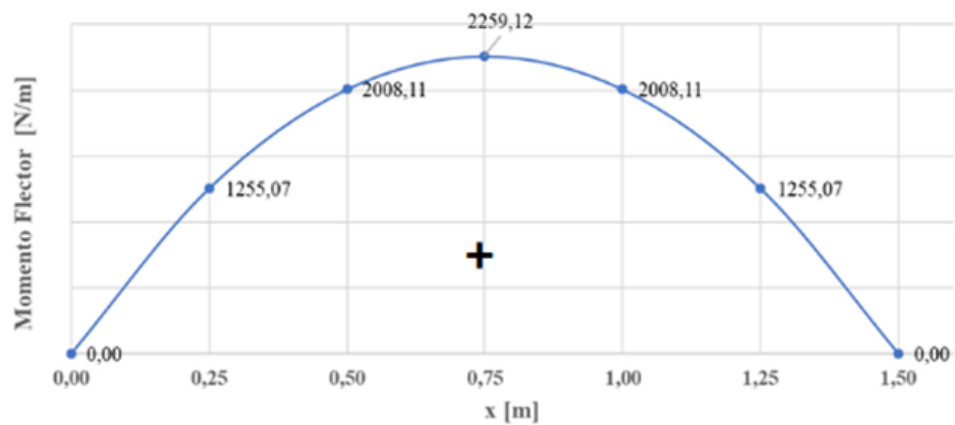


Figura 30

Diagrama de Momento Flector sobre viga travesaño



La deflexión máxima en una viga simplemente apoyada en sus extremos y sometida a una carga distribuida uniforme se determina utilizando la ecuación correspondiente.

$$y_{\text{máx}} = \frac{5w_{\text{total}}L^4}{384*EI}$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{5 \times (8.03 \frac{kN}{m}) \times (1.50m)^4}{384 \times (200 \times 10^9 Pa) \times (13.20 \times 10^{-6} m^4)}$$

$$y_{\text{máx}} = 0.00020 m \approx 0.20 mm$$

De acuerdo con la norma CMAA 70, la deflexión máxima en perfil transversal no debe exceder a 1.69 mm, tal que el valor calculado se encuentra dentro de los límites normativos garantizando así la rigidez estructural requerida.

$$y_{\text{máx}} = 0.20 mm < 1.69 mm \text{ ----> CUMPLE}$$

El esfuerzo máximo de flexión en la viga considera el momento flector máximo, C es la distancia desde el eje neutro al extremo del perfil y el momento de inercia de la sección transversal.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} \times C}{I_{xx}}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{(2259.12 N.m) \times (\frac{0.18}{2} m)}{(13.20 \times 10^{-6} m^4)}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 15.40 MPa$$

El límite de fluencia del acero ASTM A-36 es $\sigma_y = 250 MPa$. Según lo dispuesto en la norma CMAA 70 inciso 3.4.3, el esfuerzo máximo permitido no debe superar el 75% del límite de fluencia.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.75\sigma_y$$

$$15.40 \text{ MPa} = 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$15.40 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa} \text{ ----> CUMPLE}$$

El factor de seguridad permite validar que la viga cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{187.5 \text{ MPa}}{15.40 \text{ MPa}} = 12.17$$

Tanto la deflexión como el esfuerzo máximo calculados se encuentran dentro de los valores admisibles establecidos por la norma. Esto confirma que el perfil IPE 180 seleccionado es adecuado, asegurando la seguridad, rigidez y durabilidad del mecanismo de transferencia en condiciones de operación industrial.

3.2.5 Análisis de fatiga de perfil transversal de chasis estructural

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga para aceros, considerando que el esfuerzo último de tensión es inferior a 700 MPa.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * (400 \text{ MPa}) = 200 \text{ MPa}$$

Se debe corregir el límite de resistencia para fatiga, aplicando varios factores que se detallan a continuación:

El factor de tamaño para la sección se determina a partir del cálculo del área transversal sometida a más del 95% del esfuerzo máximo. Con esta área y empleando la tabla 6.3 del libro de Shigley, se obtiene el diámetro equivalente de la sección, a partir del cual se determina el factor de tamaño $C_{\text{tamaño}}$.

$$A_{95\%} = 0.10bt = 0.10 * 91 \text{ mm} * 8 \text{ mm} = 72.80 \text{ mm}^2$$

El diámetro equivalente para la viga giratoria, aplicable a cualquier sección transversal se expresa como:

$$d_{\text{equiv}} = \left(\frac{A_{95}}{0.0766} \right)^{1/2} = \left(\frac{72.80}{0.0766} \right)^{1/2} = 30.828 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 d^{-0.097} = 1.189 (30.828 \text{ mm})^{-0.097} = 0.853$$

El factor de modificación de condición superficial para un acabado rolado en caliente es de 0.781, $k_c = k_d = 1$ para una confiabilidad de 99% $k_e = 0.814$. Por lo que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * S_e'$$

$$S_e = 0.781 * (0.853) * (1) * (1) * (0.814) * 200 \text{ MPa} = 108.456 \text{ MPa}$$

Para el diseño del sistema de transferencia se ha considerado que la viga trabaja bajo esfuerzo repetitivo, ya que el ciclo de carga se repite continuamente durante la operación:

- Fase de trabajo: al cargar, transportar y descargar los paquetes, la viga está sometida a un esfuerzo máximo de flexión.
- Fase de retorno: cuando el sistema regresa sin carga, la sollicitación disminuye considerablemente.

Por ello, se determina el esfuerzo alternante y media

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{15.40 \text{ MPa} - 0}{2} = 7.70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{15.40 \text{ MPa} + 0}{2} = 7.70 \text{ MPa}$$

Mediante Goodman modificado se obtiene la tensión alternante equivalente

$$\sigma_{a, equiv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{7.70 \text{ MPa}}{1 - \frac{7.70 \text{ MPa}}{400 \text{ MPa}}} = 7.85 \text{ MPa}$$

Para el análisis de la vida a fatiga se aplica el criterio de comparación entre el esfuerzo alternante equivalente y el límite de resistencia a la fatiga modificado del material. Por tanto, $7.85 \text{ [MPa]} < 108.456 \text{ [MPa]}$, dado que $\sigma_{a, equiv} < S_e$ se concluye que la fatiga se encuentra por debajo de la capacidad del material, garantizando un comportamiento seguro bajo cargas repetitivas tal que los ciclos de vida están en el rango de $10^6 - 10^7$, lo cual asegura un funcionamiento confiable en condiciones de servicio.

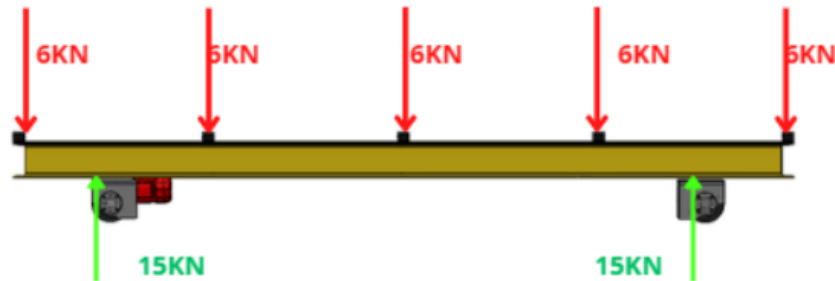
3.2.6 Análisis estático de perfil principal de chasis estructural

La selección de la viga principal se realizó considerando la configuración estructural establecida inicialmente, en la cual se definió que las 5 vigas transversales se unirán mediante soldadura a lo largo de las vigas longitudinales principales. Para el dimensionamiento de la viga principal se consideraron las cargas puntuales transmitidas por las vigas transversales.

Cada travesaño genera una reacción de $R = 6024.32 \text{ N}$, la cual se transmite a las vigas longitudinales en forma de cargas puntuales aplicadas en posiciones definidas según el diagrama de cuerpo libre de la viga principal.

Figura 31

Cargas puntuales colocadas sobre una viga principal



Las reacciones en los apoyos corresponden a las ruedas del carro de transferencia, por lo que se adopta un modelo de viga simplemente apoyada con cargas puntuales. Así, las reacciones verticales en los apoyos se calcularon como:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = 5(6024.32 \text{ N})$$

$$R_{ay} + R_{by} = 30122 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$- 6024.32 \text{ N}(0.5 \text{ m}) + 6024.32 \text{ N}(0.5 \text{ m}) + 6024.32 \text{ N}(1.50 \text{ m}) + 6024.32 \text{ N}(2.50 \text{ m}) - R_b(3 \text{ m}) + 6024.32 \text{ N}(3.5 \text{ m}) = 0$$

$$R_{by} = \frac{45182.4 \text{ N}}{3 \text{ m}} = 15060.80 \text{ N}$$

$$R_{ay} = R_{by} \approx 15.061 \text{ kN}$$

Este modelo permite el cálculo de las reacciones estáticas, los diagramas de fuerza cortante y momento flector necesarios para la verificación de la resistencia de la viga.

3.2.7 Diagrama de Fuerza cortante y momento flector de perfil principal

A partir de las condiciones de equilibrio se determinaron los valores de fuerza cortante y momento flector en cada sección de la viga.

Tabla 4

Valores de fuerza cortante por secciones a lo largo de viga principal

FUERZA CORTANTE	
Sección	N
V1-V2	-6024
V2-V3	9036
V3-V4	3012
V4-V5	-3012
V5-V6	-9036
V6-V7	6024

Figura 32

Visualización de fuerza cortante por secciones a lo largo de viga principal

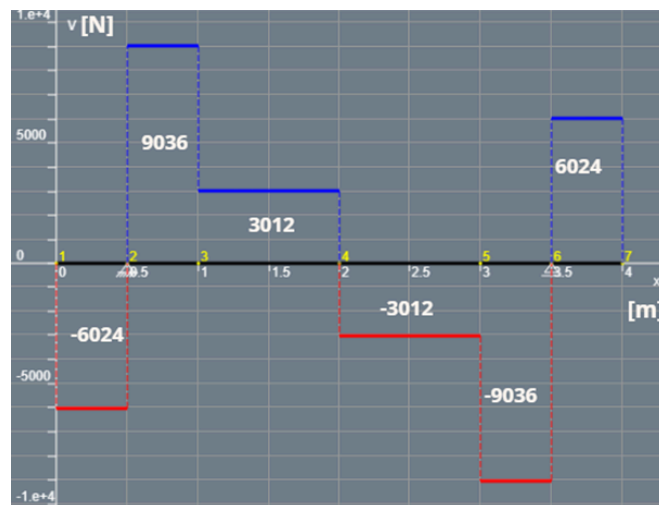
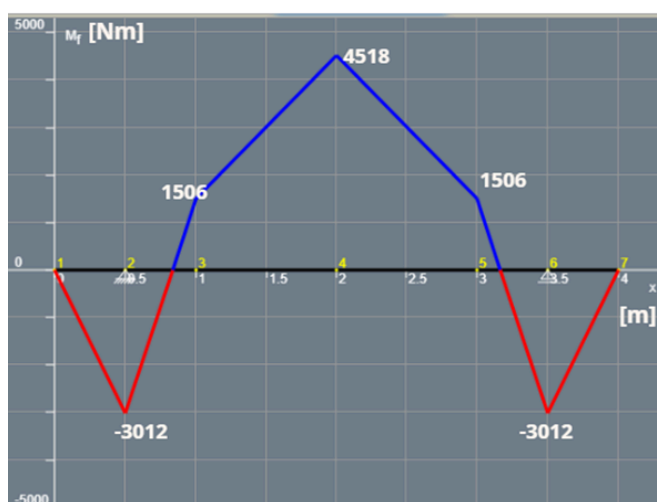


Figura 33

Visualización de momento flector por secciones a lo largo de viga principal



Para obtener el momento máximo de la viga optamos por elegir el método de área, el cual será sacado del diagrama de fuerza cortante donde obtenemos el momento máximo.

$$M_{max} = 4518.54 \text{ Nm}$$

3.2.8 Cálculo de deflexión máxima permisible de perfil principal

De acuerdo con la norma CMAA 70, la deflexión máxima permisible está limitada por la relación:

$$y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{888} = \frac{4 \text{ m}}{888} = 0.0045 \text{ m} \approx 4.50 \text{ mm}$$

Este criterio asegura que la deformación bajo carga no comprometa la estabilidad estructural. Para la luz considerada en el diseño, el valor calculado de deflexión máxima admisible es de 4.50 mm. Por tanto, el perfil estructural a seleccionar debe presentar una deflexión real inferior a este límite normativo.

3.2.9 Cálculo de momento inercial referencial de perfil principal

La deflexión de la viga principal se determinó aplicando el método de doble integración, considerando la distribución de cargas puntuales transmitidas por los travesaños.

$$EI y'' = M(x)$$

A partir de la expresión del momento flector en función de la posición, y aplicando las condiciones de frontera correspondientes a una viga simplemente apoyada, se obtuvo la ecuación general de la deflexión.

$$M(x) = -6024 \langle x \rangle^1 - 6024 \langle x - 1 \rangle^1 - 6024 \langle x - 2 \rangle^1 - 6024 \langle x - 3 \rangle^1 + 15061 \langle x - 0.5 \rangle^1 + 15061 \langle x - 3.5 \rangle^1$$

$$EI y' = -\frac{6024}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{6024}{2} \langle x - 1 \rangle^2 - \frac{6024}{2} \langle x - 2 \rangle^2 - \frac{6024}{2} \langle x - 3 \rangle^2 + \frac{15061}{2} \langle x - 0.5 \rangle^2 + \frac{15061}{2} \langle x - 3.5 \rangle^2 + C_1$$

$$EI y = -\frac{6024}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 1 \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 2 \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 3 \rangle^3 + \frac{15061}{6} \langle x - 0.5 \rangle^3 + \frac{15061}{6} \langle x - 3.5 \rangle^3 + C_1 x + C_2$$

Se calcula las constantes C_1 y C_2 considerando las condiciones de frontera

$$x = 0.5 ; y = 0$$

$$0 = -\frac{6024}{6} (0.5)^3 + C_1 (0.5) + C_2$$

$$C_1 (0.5) + C_2 = 125.50$$

$$x = 3.50 ; y = 0$$

$$0 = -\frac{6024}{6} (3.50)^3 - \frac{6024}{6} (2.50)^3 - \frac{6024}{6} (1.50)^3 - \frac{6024}{6} (0.5)^3$$

$$+ \frac{15061}{6} (3)^3 + C_1 (3.50) + C_2$$

$$C_1 (3.50) + C_2 = -5526.50$$

Los valores de los constantes son:

$$C_1 = -1884$$

$$C_2 = \frac{2135}{2}$$

La ecuación para la deflexión:

$$y = \frac{1}{EI} * \left(-\frac{6024}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 1 \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 2 \rangle^3 - \frac{6024}{6} \langle x - 3 \rangle^3 + \right. \\ \left. \frac{15061}{6} \langle x - 0.5 \rangle^3 + \frac{15061}{6} \langle x - 3.5 \rangle^3 - 1884x + \frac{2135}{2} \right)$$

La deflexión máxima se presenta en la zona central de la viga (aproximadamente en $x = 2 \text{ m}$). Con base en los cálculos realizados, el valor máximo de deflexión admisible según norma CMAA 70 es de 4.50 mm. Por lo que, se despejó el momento de inercia requerido y posteriormente se contrastó con las propiedades de perfiles normalizados disponibles en catálogo.

$$0.0045 = \frac{1}{EI} * \left(-\frac{6024}{6} (x)^3 - \frac{6024}{6} (x - 1)^3 + \frac{15061}{6} (x - 0.5)^3 - 1884x + \frac{2135}{2} \right)$$

$$0.0045 = \frac{1}{(200 \times 10^9) I} * (-3264.68)$$

$$I = \frac{1}{(200 \times 10^9) * (-0.0045)} * (-3264.68)$$

$$I = 362.74 \text{ cm}^4$$

La tabla presenta la comparación entre perfiles cercanos al valor de inercia requerido. De este análisis se evidencia que el perfil UPN 180 con momento de inercia $I = 1350 \text{ cm}^4$ y peso de 22 kg/m ofrece el desempeño estructural adecuado. Este perfil garantiza que la deflexión

calculada 1.21 mm se encuentre por debajo del límite máximo permitido por la norma CMAA 70, cumpliendo así con los criterios de rigidez.

Tabla 5

Comparación de la deflexión en Perfil UPN

PERFIL	TÉRMINOS DE LA SECCIÓN		
	PESO [kg/m]	I _x [cm ⁴]	Deflexión [mm]
UPN 120	13,40	364,00	4,48
UPN 140	16,50	605,00	2,70
UPN 160	18,80	923,00	1,77
UPN 180	22,00	1350,00	1,21

La deflexión al seleccionar UPN 180 es menor a la permisible de 4.50 mm por lo que cumple según la norma CMAA 70.

$$1.21 \text{ mm} < 4.50 \text{ mm} \text{ ---} > \text{ CUMPLE}$$

El esfuerzo máximo de flexión se determina:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} \times C}{I_{xx}}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{(4734 \text{ N.m}) \times (\frac{0.18}{2} \text{ m})}{(13.50 \times 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 31.56 \text{ MPa}$$

El límite de fluencia del acero ASTM A-36 es $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$. Según lo dispuesto en la norma CMAA 70 inciso 3.4.3, el esfuerzo máximo permitido no debe superar el 75% del límite de fluencia.

$$\sigma_{\text{máx}} = 0.75\sigma_y$$

$$31.56 \text{ MPa} = 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$31.56 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa} \text{ ---} > \text{ CUMPLE}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V_{\text{máx}} N}{A_{\text{cortante}} m^2} = \frac{9361 \text{ N}}{28 \text{ cm}^2 * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}\right)^2} = 3.343 \text{ MPa}$$

Se aplicó la ecuación de Von Mises

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = ((31.56 \text{ MPa})^2 + 3(3.343 \text{ MPa})^2)^{1/2} = 32.086 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad permite validar que la viga cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{187.5 \text{ MPa}}{32.086 \text{ MPa}} = 5.841$$

3.2.10 Análisis a fatiga de perfil principal de chasis estructural

El límite de resistencia a la fatiga para aceros se tomó como $S_e' = 200 \text{ MPa}$, valor que aplica también a la viga principal, dado que ambos están fabricados con el mismo material. Para la corrección del límite de resistencia a fatiga se consideraron los factores correspondientes, incluyendo el factor de tamaño de la sección, siguiendo el mismo procedimiento aplicado en la viga transversal.

$$A_{95\%} = 0.052xa + 0.1t_f(b - x)$$

$$A_{95\%} = 0.052 * (35mm * 180 mm) + 0.1 * (11mm) * (70 - 35)mm$$

$$A_{95\%} = 366.10 mm^2$$

$$d_{equiv} = \left(\frac{A_{95}}{0.0766}\right)^{1/2} = \left(\frac{366.10}{0.0766}\right)^{1/2} = 69.133 mm$$

$$C_{tamaño} = 1.51 d^{-0.157} = 1.51 (69.133 mm)^{-0.157} = 0.776$$

El factor de modificación de condición superficial para un acabado rolado en caliente es de 0.781, $k_c = k_d = 1$ para una confiabilidad de 99% $k_e = 0.814$. Por lo que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * S_e'$$

$$S_e = 0.781 * (0.776) * (1) * (1) * (0.814) * 200 MPa = 98.666 MPa$$

Se considera que el esfuerzo repetitivo forma parte integral del chasis estructural.

Por ello, se determina el esfuerzo alternante y medio, y mediante el criterio de Goodman modificado se obtuvo el factor de seguridad frente a la fatiga.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{32.086 MPa - 0}{2} = 16.043 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{32.086 MPa + 0}{2} = 16.043 MPa$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{16.043}{98.666} + \frac{16.043}{400}} = 4.933$$

3.2.11 Cálculo de uniones soldables

Para determinar la unión entre vigas principales y travesaños se consideró como líneas tomando los factores geométricos para analizar la soldadura de la figura 12-16 del libro de Shigley adjuntado en (Apéndice D) .

$$f_b = \frac{M}{S_w} = \frac{M}{bd + \frac{d^2}{3}}$$

$$f_b = \frac{2569.606 \text{ Nm}}{(0.091 * 0.18) \text{ m}^2 + \frac{(0.18)^2}{3}} = 94.540 \text{ kN/m}$$

$$f_b = \frac{V}{A_w} = \frac{V}{2b + 2d}$$

$$f_b = \frac{6852.285 \text{ N}}{2(0.091) \text{ m} + 2(0.18) \text{ m}} = 12.643 \text{ kN/m}$$

$$F_t = [f_b^2 + f_s^2]^{1/2}$$

$$F_t = [(94.540 \text{ kN/m})^2 + (12.643 \text{ kN/m})^2]^{1/2} = 95.381 \text{ kN/m}$$

El esfuerzo cortante admisible considerando el electrodo E70XX

$$\tau_{admi} = 0.3 * S_{ut} = 0.3 * 482 \text{ MPa} = 146.60 \text{ MPa}$$

Se determina el tamaño de soldadura mediante:

$$\frac{F_{\text{permisible}}}{L} = 0.3 * S_{ut} * 0.707 * w$$

$$t_{req} = \frac{\frac{F_{\text{permisible}}}{L}}{0.3 * S_{ut}} = \frac{95.381 \text{ kN/m}}{146.60 \text{ MPa}} = 0.65 \text{ mm}$$

Se obtuvo un tamaño teórico de filete no normalizado; por ello conforme a los requisitos de la AWS D1.1 (tamaños mínimos de filete según el espesor de la pieza) y considerando los espesores del IPE 180 se adopta un tamaño normativo de 5 mm.

3.3 Dimensionamiento de Ruedas

Todo el conjunto se apoya sobre cuatro ruedas, y ejes que componen el sistema de rodadura las cuales transmiten las cargas al sistema de rieles.

El sistema de rodadura contempla dos ruedas motrices y dos ruedas conducidas, conformado por dos cajas porta rodamiento, dos rodamientos de rodillo, un eje fabricado en AISI 4140 con resistencia a la tracción en el rango de $R = 750 - 1100 [N/mm^2]$ y ruedas del mismo material. La norma aplicable para selección de ruedas es la norma DIN 15070 tipo MA que corresponde a una rueda normalizada con pestaña simple, diseñada para trabajar sobre rieles tipo A compatible con la norma DIN 536. La aplicación conjunta asegura que tanto ruedas como rieles presenten una adecuada resistencia al desgaste, capacidad de carga y correcta interacción geométrica para el desplazamiento del sistema.

3.3.1 Cálculo de la reacción media en las ruedas

Se calcula la reacción media por rueda, la cual depende directamente del número de ruedas involucradas en el sistema de soporte del carro de transferencia.

$$R_m = \frac{2 R_{m\acute{a}x} + R_{m\grave{i}n}}{3}$$

Previamente se calcula reacción máxima sobre la rueda con carga nominal

$$R_{m\acute{a}x} = R_A + \frac{G}{4}$$

$$R_{m\acute{a}x} = 58860 \text{ N} + \frac{9850 \text{ N}}{4}$$

$$R_{m\acute{a}x} = 61322.50 \text{ N}$$

El valor de reacción mínima de la rueda con el carro descargado se expresa:

$$R_{min} = \frac{G_{\text{peso carro}}}{4}$$

$$R_{min} = \frac{9850 \text{ N}}{4}$$

$$R_{min} = 2462.5 \text{ N}$$

Se determina la reacción media:

$$R_m = \frac{2(61322.50 \text{ N}) + 2462.50 \text{ N}}{3}$$

$$R_m = 41702.50 \text{ N} \approx 41.702 \text{ kN}$$

De acuerdo con el catálogo técnico consultado en (Apéndice C), se seleccionó una rueda normalizada de diámetro 160 *mm*, con capacidad de carga de 48 *kN*. Esta selección asegura la compatibilidad dimensional con los rieles tipo A, conforme a la norma DIN 536.

Tabla 6*Propiedades geométricas del sistema de rodadura*

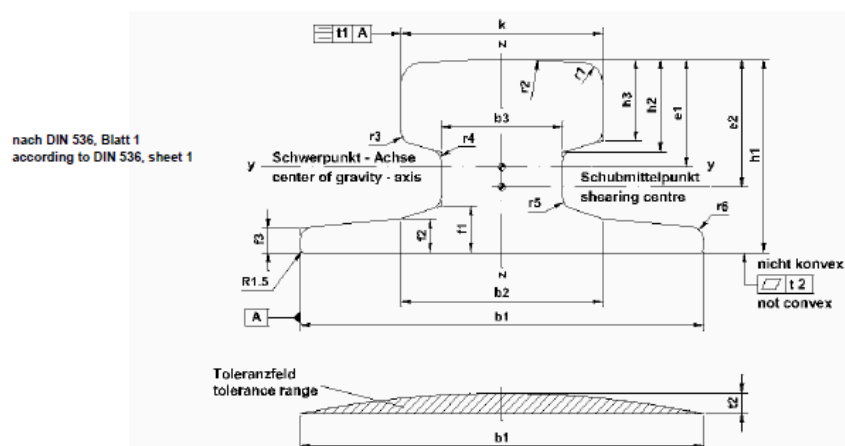
RUEDA		RIEL BURBAK DIN 536		
DIÁMETRO [mm]	REACCIÓN MEDIA	TIPO	RADIO DE EXTREMO DEL RIEL [mm]	ANCHO EFECTIVO DEL RIEL $b=L-2r$ [mm]
160	48 KN	A55	5	45

3.3.2 Selección de tipo de riel

Una vez definido el diámetro de la rueda, se procede a seleccionar el tipo de riel que garantice la compatibilidad geométrica y el desempeño estructural del sistema. Para este proyecto se adoptó el riel tipo A55, estandarizado por la DIN 536, el cual se caracteriza por un ancho útil de cabeza ($L-2r$) de 45 mm. El riel A55 es de uso frecuente en aplicaciones industriales como puentes grúas y sistema de transporte debido a su resistencia al desgaste, facilidad de montaje. Además, su configuración dimensional resulta compatible con ruedas normalizadas tipo MA conforme a la DIN 15070, asegurando el correcto guiado y alineación sobre la vía. Diversos catálogos técnicos de fabricantes como Donati y Miguel Abad componentes presentan al riel A55 como una solución óptima y confiable para sistemas de rodadura destinados a cargas de mediana capacidad.

Figura 34

Datos geométricos de Riel A55



Nota: Extraído del catálogo “Rieles y Aceros S.A.C”

Tabla 7

Características Físicas del sistema rueda y riel

COMPONENTE	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA SUPERFICIAL (HRC)	PROPÓSITO
Rueda	Temple + Revenido profundo (850 °C templado + 540 °C revenido)	50–55 HRC	Alta resistencia al desgaste y fatiga superficial
Riel	Temple + Revenido más suave (850 °C templado + 600–650 °C revenido)	35–40 HRC	Mantiene tenacidad y se desgasta menos agresivamente

3.3.3 Dimensionamiento de eje de rueda

Los ejes constituyen elementos críticos en el sistema, responsables de soportar las cargas transmitidas por las ruedas y de transferir el movimiento hacia los elementos rodantes. Para su correcto dimensionamiento es necesario determinar con precisión las cargas actuantes y, a partir

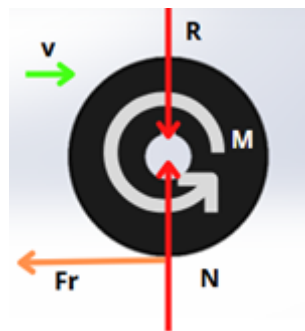
de ellas, definir los diámetros en las zonas de apoyo, tanto en los alojamientos de los rodamientos como en los puntos de montaje de las ruedas.

3.3.4 Cargas actuante en el eje

A partir del análisis estático de la viga principal, se determinaron las reacciones en los apoyos correspondientes a las ruedas: $R_{ay} = R_{by} = 21.428 \text{ kN}$. Posteriormente, se procede al análisis dinámico del sistema, considerando la velocidad de traslación requerida de $18 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ ($59.35 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$) y una aceleración de 0.10 m/s^2 . Se analizó las ruedas de manera individual identificando las fuerzas que intervienen en su funcionamiento. Se planteó el diagrama de cuerpo libre de la Rueda, el cual constituye la base para el posterior dimensionamiento del eje.

Figura 35

Diagrama de cuerpo libre de rueda



$$\sum F_y = 0$$

$$N - R_{\text{carro máx}} = 0$$

$$N = \frac{(985 \text{ kg} * 1.07 * 9.81 \text{ m/s}^2) + (6985 \text{ kg} * 1.1 * 9.81 \text{ m/s}^2)}{4}$$

$$N = 21.428 \text{ kN}$$

Fuerza requerida para el desplazamiento de la estructura

$$\sum F_x = ma_x$$

$$F = ma_x + NC_{rr}$$

$$F = (985 \text{ kg} + 6000 \text{ kg}) * (0.1 \text{ m/s}^2) + (21.428 \text{ kN} * 0.005)$$

$$F = 805.752 \text{ N}$$

Determinada la fuerza requerida para mover la estructura, fue posible calcular el torque necesario en el eje de la rueda.

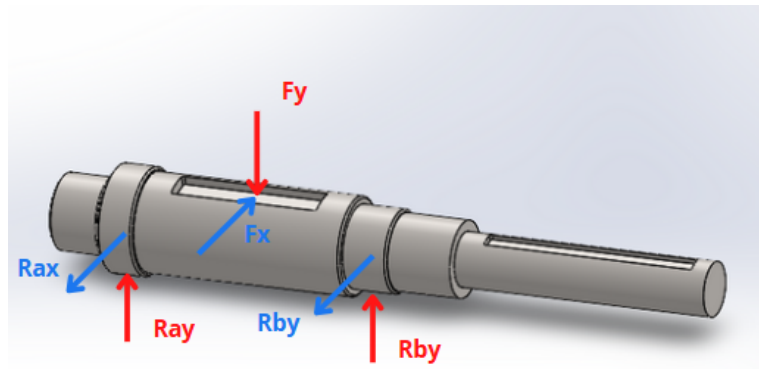
$$T_t = F * \frac{D}{2}$$

$$T_t = 805.752 \text{ N} * \frac{0.16 \text{ m}}{2}$$

$$T_t = 64.451 \text{ Nm}$$

3.3.5 Diagrama de cuerpo libre de eje

Considerando las cargas previamente definidas en el diagrama de cuerpo libre del eje se identifican las reacciones generadas en los apoyos donde se alojan los rodamientos. La carga radial principal F_y , corresponde a la fuerza transmitida por la rueda y se localiza en el punto medio entre los dos rodamientos con un valor de 21.428 kN . Adicional, se considera la carga radial F_x asociada a la fuerza de tracción necesaria para el desplazamiento de la estructura con un valor de 805.752 N . Estas cargas se representan en la figura correspondiente.

Figura 36*Diagrama de cuerpo libre de eje rueda*

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} = F_y$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{21.428 \text{ kN}}{2}$$

$$R_{ay} = R_{by} = 10.714 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} = F_x$$

$$R_{ax} = R_{bx} = \frac{805.752 \text{ N}}{2}$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 402.821 \text{ N}$$

3.3.6 Diagrama de cortante y momento flector

Figura 37

Diagrama de cortante y momento flector “yz”

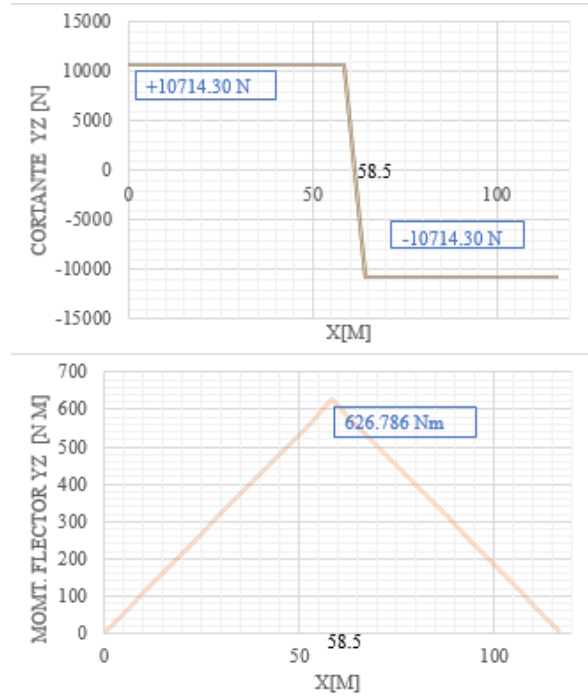
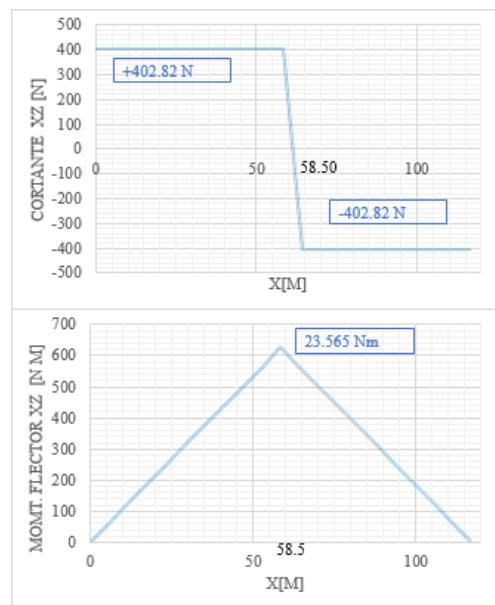


Figura 38

Diagrama de cortante y momento flector “xz”



Una vez obtenido los valores de momentos máximos y fuerzas cortantes para los dos planos donde actúan, se procede a buscar el momento máximo.

$$M_{total} = (M_{m\acute{a}x\ yz}^2 + M_{m\acute{a}x\ xz}^2)^{1/2}$$

$$M_{total} = [(626.78\ Nm)^2 + (23.565\ Nm)^2]^{1/2}$$

$$M_{total} = 627.23\ Nm$$

Con el momento total calculado, se hallaran los diámetros en los puntos intermedios del eje en donde soporta la rueda.

3.3.7 Primera aproximación de diámetros de ejes

Para la aproximación del dimensionamiento de los ejes se emplea el criterio de fatiga de Goodman modificado, ampliamente utilizado en el diseño de ejes giratorios sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión. El material seleccionado para el eje es acero AISI 4140 con una resistencia a la tracción $S_{ut} = 655\ MPa$, el momento flexionante es igual a $627.23\ Nm$ y el torque medio es igual al torque hallado $64.451\ Nm$. Además, se calcula el Límite de resistencia a la fatiga sin corrección.

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * (655\ MPa) = 327.5\ MPa$$

3.3.7.1 Límite de resistencia a la fatiga en la zona crítica del eje corregido

El factor de modificación de condición superficial para un acabado maquinado es de 0.809,

$k_b = k_c = k_d = 1$ para una confiabilidad de 99% $k_e = 0.814$. Por lo que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * S_e'$$

$$S_e = 0.809 * (1) * (1) * (1) * (0.814) * 327.5 \text{ MPa} = 215.63 \text{ MPa}$$

Se calcula el diámetro, asumiendo los coeficientes concentradores de esfuerzo para flexión $k_t = k_f = 1.7$ y concentrador de esfuerzo por torsión $k_{ts} = k_{fs} = 1.5$

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{2 * (K_f * M_a)}{S_e} + \frac{[3 * (K_{fs} * T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * (1.80)}{\pi} \left(\frac{2 * (1.70 * 627.23 \text{ Nm})}{237.031 \text{ MPa}} + \frac{[3 * (1.50 * 64.451 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{655 \text{ MPa}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 45.308 \text{ mm}$$

3.3.8 Segunda aproximación de diámetros de ejes

Recalculo el límite de resistencia a la fatiga con factores de modificación tal que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e * S_e'$$

$$S_e = 0.809 * (1.24 d^{-0.107}) * (1) * (0.814) * 327.50 \text{ MPa}$$

$$S_e = 177.794 \text{ MPa}$$

Las concentraciones de esfuerzo K_f y K_{fs} se determinan a partir de los factores teóricos de concentración K_t y K_{ts} , considerando además la sensibilidad de la muesca “q” obtenida por los gráficos del libro de Shigley ubicado en (Apéndice D). Se emplearon las relaciones geométricas $D/d=1.1$ y un radio de filete de $r = 2.50 \text{ mm}$, lo que conduce a una relación

adimensional de $r/d = 0.055$, correspondiente a un filete de hombro típico en ejes escalonados.

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.82(1.80 - 1) = 1.656$$

$$K_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) = 1 + 0.99(1.32 - 1) = 1.317$$

Recalculamos el diámetro

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot (1.80)}{\pi} * \left(\frac{2 \cdot (1.656 \cdot 627.23 \text{ Nm})}{177.794 \text{ MPa}} + \frac{[3 \cdot (1.317 \cdot 64.451 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{655 \text{ MPa}} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 47.80 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}$$

Para el diseño final se seleccionó un eje normalizado, definiéndose a 50 mm en la zona de alojamiento de los rodamientos con el fin de garantizar una correcta sujeción y capacidad de carga. En la sección al montaje de la rueda, el eje se dimensionó con un diámetro de 45 mm.

3.3.9 Resistencia del eje según la norma CMAA 70

Es indispensable verificar que el eje diseñado sea capaz de resistir los esfuerzos generados bajo condiciones normales de operación tal que se hizo uso de la norma CMAA 70 del inciso 4.11.4. Es fundamental considerar los esfuerzos fluctuantes que actúan sobre el componente, principalmente la flexión inducida por las cargas radiales y la torsión debida a la transmisión de potencia. Para garantizar un desempeño seguro, confiable y duradero se aplica la verificación mediante un criterio de fatiga.

Esfuerzo a flexión

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \cdot r}{I} \leq \frac{S_{ut}}{5}$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{627.23 \text{ Nm} * (0.045 \text{ m} / 2)}{\frac{\pi * (0.045 \text{ m})^4}{64}} \leq \frac{655 \text{ MPa}}{5}$$

$$\sigma_{flexión} = 70.111 \text{ MPa} \leq 131 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Esfuerzo a torsión

$$\tau_t = \frac{T * r}{J} \leq \frac{S_{ut}}{5\sqrt{3}}$$

El momento polar se determina con la siguiente ecuación.

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (0.045 \text{ m})^4}{32} = 402.577 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\tau_t = \frac{64.451 \text{ Nm} * (0.045 \text{ m} / 2)}{402.577 \times 10^{-9} \text{ m}^4} \leq \frac{655 \text{ MPa}}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_t = 3.602 \text{ MPa} \leq 75.632 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

Esfuerzo a cortante

$$\tau_v = 1.33 \frac{V}{A} \leq \frac{S_{ut}}{5\sqrt{3}}$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * (0.045 \text{ m})^2}{4} = 0.0016 \text{ m}^2$$

$$\tau_v = 1.33 \frac{10.714 \text{ kN}}{0.0016 \text{ m}^2} \leq \frac{655 \text{ MPa}}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_v = 8.96 \text{ MPa} \leq 75.632 \text{ MPa} \rightarrow \text{CUMPLE}$$

3.3.10 Selección y cálculo de rodamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} * \left(\frac{C}{P_{rod}} \right)^p$$

$$C = P_{rod} * \left(\frac{60 * n * L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p}$$

P_{rod} : Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento

p: Exponente de la fórmula de duración

n: velocidad constante de rotación(rpm)

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio (hs)

$$P_{rod} = 1.2 F_r$$

$$P_{rod} = 1.2 * \sqrt{(10703.65 N)^2 + (402.57)^2} = 12.853 kN$$

$$C = 12.853 kN * \left(\frac{60 * 36 rpm * 12000 h}{10^6} \right)^{3/10}$$

$$C = 99.948 kN \approx 100 kN$$

Con una carga dinámica calculada de 100 kN, se seleccionó el rodamiento NU 310 EC P, el cual presenta una capacidad dinámica de 127 kN, ofreciendo un margen de seguridad del 27%. El diseño de rodillos cilíndricos permite soportar cargas radiales elevadas, con operación a velocidades moderadas y facilitar el montaje.

3.4 Cálculo y selección del Motorreductor

Primera estimación para calcular la potencia requerida para el motorreductor, inicialmente se consideró la velocidad de traslación de 16 m/min. Para obtener la velocidad rotacional se aplica la siguiente ecuación :

$$\omega_f = \frac{V_t}{R}$$

$$\omega_f = \frac{16 \text{ m/min}}{0.16/2 \text{ m}}$$

$$\omega_f = 3.33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 31.83 \text{ RPM}$$

Aceleración

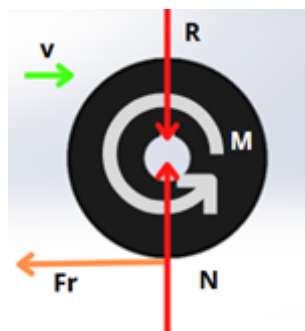
$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{16 \text{ m/s} * 1/60}{3 \text{ s}}$$

$$a = 0.089 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Figura 39

Diagrama de Cuerpo Libre de Rueda



$$\sum F_y = 0$$

$$N - R_{\text{carro máx}} = 0$$

$$N = \frac{(985 \text{ kg} * 1.07 * 9.81 \text{ m/s}^2) + (6000 \text{ kg} * 1.1 * 9.81 \text{ m/s}^2)}{2}$$

$$N = 37.542 \text{ kN}$$

Fuerza requerida para el desplazamiento de la estructura

$$\sum F_x = ma_x$$

$$F = ma_x + NC_{rr}$$

$$F = (985 \text{ kg} + 6000 \text{ kg}) * (0.089 \text{ m/s}^2) + (37.542 \text{ kN} * 0.005)$$

$$F = 809.046 \text{ N}$$

El momento requerido para poder mover la carga es de:

$$T_t = F * \frac{D}{2}$$

$$T_t = 809.046 \text{ N} * \frac{0.16 \text{ m}}{2}$$

$$T_t = 64.724 \text{ Nm}$$

Potencia nominal requerida por el motor para el movimiento de la carga.

$$P_{motor} = \frac{M_t * \omega_f}{n}$$

$$P_{motor} = \frac{(64.724 \text{ Nm}) * 3.33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{0.70} = 308.208 \text{ W}$$

$$P_{motor} = 308.208 \text{ W} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ Watt}} = 0.413 \text{ HP}$$

Segunda Estimación

Según Norma CMAA 70 inciso 5.2.10, la potencia del motor del carro de transferencia debe determinarse a partir de la ecuación correspondiente, en la cual se considera el peso del carro en movimiento, velocidad de traslación, factor de aceleración y el factor de servicio. Asimismo, la norma indica que el valor calculado no debe ser inferior a la potencia nominal del motor seleccionado.

$$HP = K_a * W_{total} * V_r * k_s$$

Previo se calcula el factor de aceleración:

$$K_a = \frac{f + \frac{2000 * a * C_r}{g * E}}{33000 * k_t} * \frac{N_r}{N_f}$$

Donde:

f : factor de fricción por rodadura, valor obtenido de la tabla 5.2.9.1.2.1D de la norma CMAA 70 adjunto en el (Apéndice D).

N_r : Velocidad rotacional nominal de motor con carga, *rpm*.

N_f : velocidad del motor con carga libre *rpm*. Se recomienda que la velocidad rotacional con carga es el 10% de velocidad rotacional sin carga un valor 0.96

a : Tasa de aceleración para desplazamiento, obtenido por la norma CMAA 70 tabla 5.2.91.2.1-A adjunto en el (Apéndice D).

Factor de inercia rotacional:

$$C_r = 1.05 + \left(\frac{a}{7.5}\right)$$

$$C_r = 1.05 + \left(\frac{0.25 \text{ ft/s}^2}{7.5} \right) = 1.08$$

$$K_a = \frac{16 \text{ lb/ton} + \frac{2000 * 0.25 \text{ ft/s}^2 * 1.08}{32.20 \text{ ft/s}^2 * 0.7}}{33000 * 1.50} * 0.96$$

$$K_a = 7.75 \times 10^{-4}$$

El factor de servicio se considera por clase de servicio tal que según norma CMAA 70 nuestro carro pertenece a la clase E ya que la operación se estima que este activo las 10 horas por lo que sería 41.67%.

$$HP = K_a * W_{total} * V_r * k_s$$

$$HP = 7.75 \times 10^{-4} * 6.985 \text{ ton} * 52.50 \text{ ft/min} \approx * 1.75$$

$$HP = 0.497 \text{ HP} \approx 0.50 \text{ HP}$$

Considerando los siguientes datos:

$$\omega_f = 31.83 \text{ rpm} \approx 32 \text{ rpm}, \text{ velocidad angular de salida requerida.}$$

$$M_a = 64.724 \text{ Nm}, \text{ Torque de salida.}$$

Con estos valores se seleccionó el reductor considerando el cálculo de relación entre la velocidad angular producida por el motor y la velocidad de salida de eje.

$$i = \frac{\omega_o}{\omega_f}$$

$$i = \frac{1800 \text{ rpm}}{32 \text{ rpm}} = 56.25$$

La relación de transmisión del motor seleccionado no es exactamente igual al resultado obtenido del cálculo, por lo que es necesario retroactivamente definir la velocidad de traslación del carrito:

$$\omega_f = \frac{\omega_o}{i} = \frac{1800}{50} = 36 \text{ rpm} \approx 3.769 \text{ rad/s}$$

$$V_t = \omega_f * R * 60 = 3.769 \text{ rad/s} * 0.08 \text{ m} * 60 = 18.091 \text{ m/min}$$

$$V_t = 18.091 \text{ m/min}] \approx 59.354 \text{ ft/min}$$

$$HP = 7.75 \times 10^{-4} * 6.985 \text{ ton} * 59.354 \text{ ft/min} * 1.75 = 0.562 \text{ HP}$$

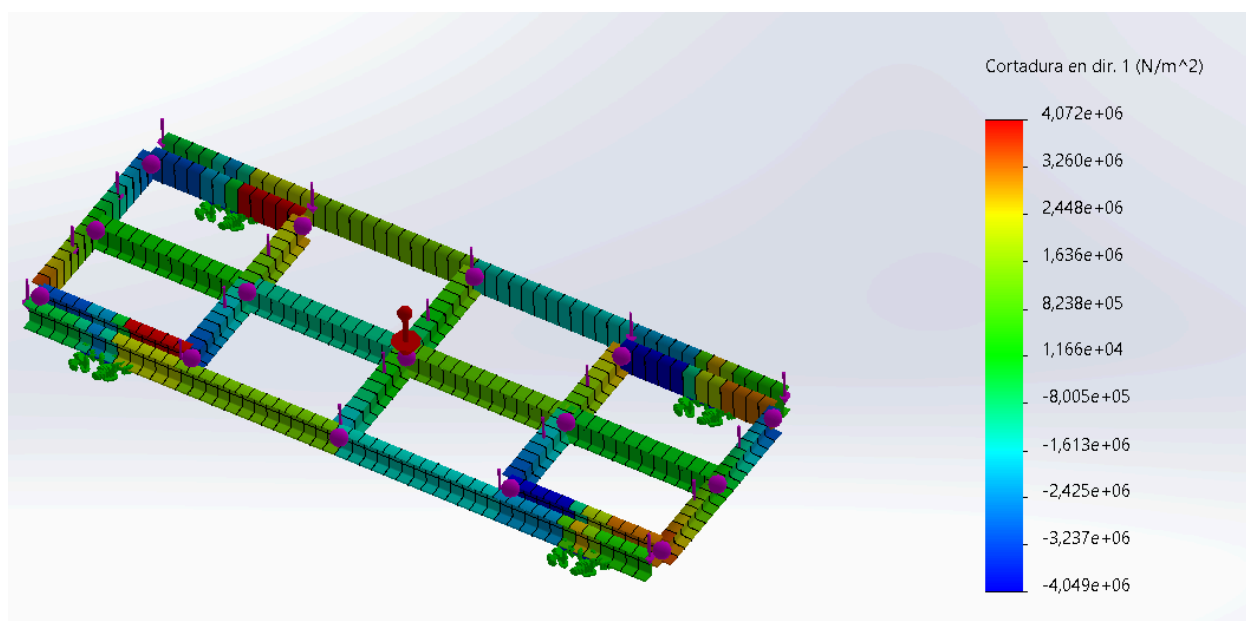
Con los parámetros de diseño establecidos con velocidad de 1800 *rpm* y relación de transmisión 1:50, se seleccionó del catálogo WEG adjunto en (Apéndice C) el motorreductor WCR 63-1:50-N-80-1 HP-4P-60Hz. De acuerdo con las tablas técnicas del fabricante, este equipo entrega un torque de salida de aproximadamente 150.7 *Nm* y una potencia nominal de 0.75 *kW* (1 *HP*). Cabe señalar que, según la norma CMAA 70, la potencia mínima requerida para el motor de carro de transferencia no debe ser inferior a 0.50 *HP*. Por este motivo, se optó por un motor de 1 *HP*, garantizando así un margen de seguridad adecuado y el cumplimiento.

3.5 Simulación de carro de transferencia

Al ejecutar las simulaciones se obtuvieron los siguientes resultados:

Figura 40

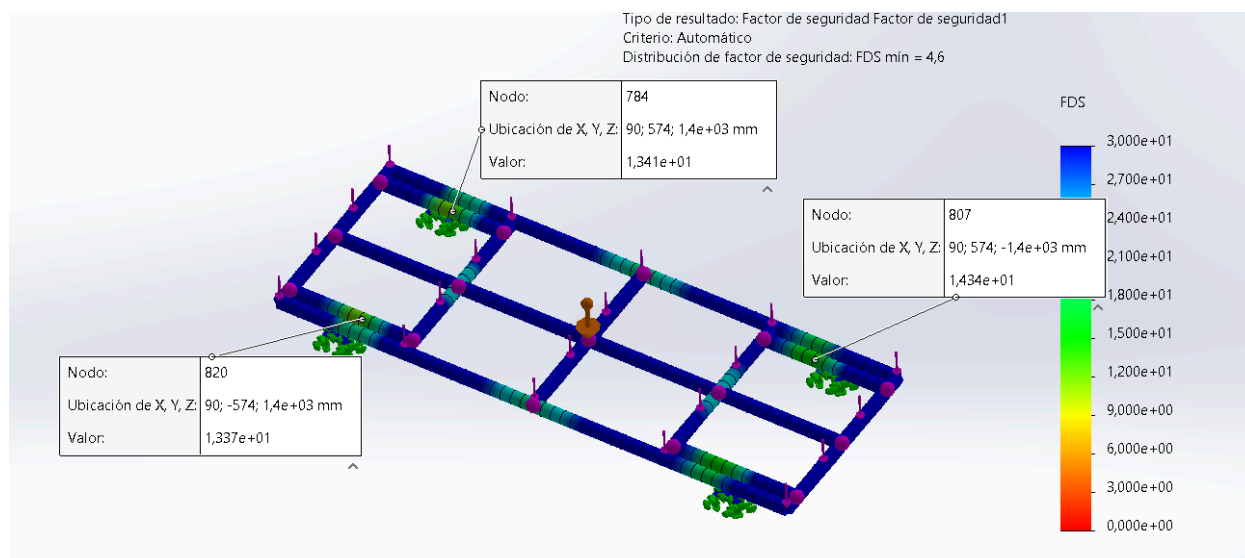
Resultados de esfuerzos cortantes en el carrito de transferencia



En la figura 42 se aprecia como el valor más grande provocado por esfuerzo cortante es de alrededor de $4.072 \times 10^6 \text{ N/m}^2$; el material tiene una resistencia a la tracción mucho más elevada que estos valores y eso queda evidenciado en la siguiente figura.

Figura 41

Resultados de Factor de Seguridad en el carrito de transferencia

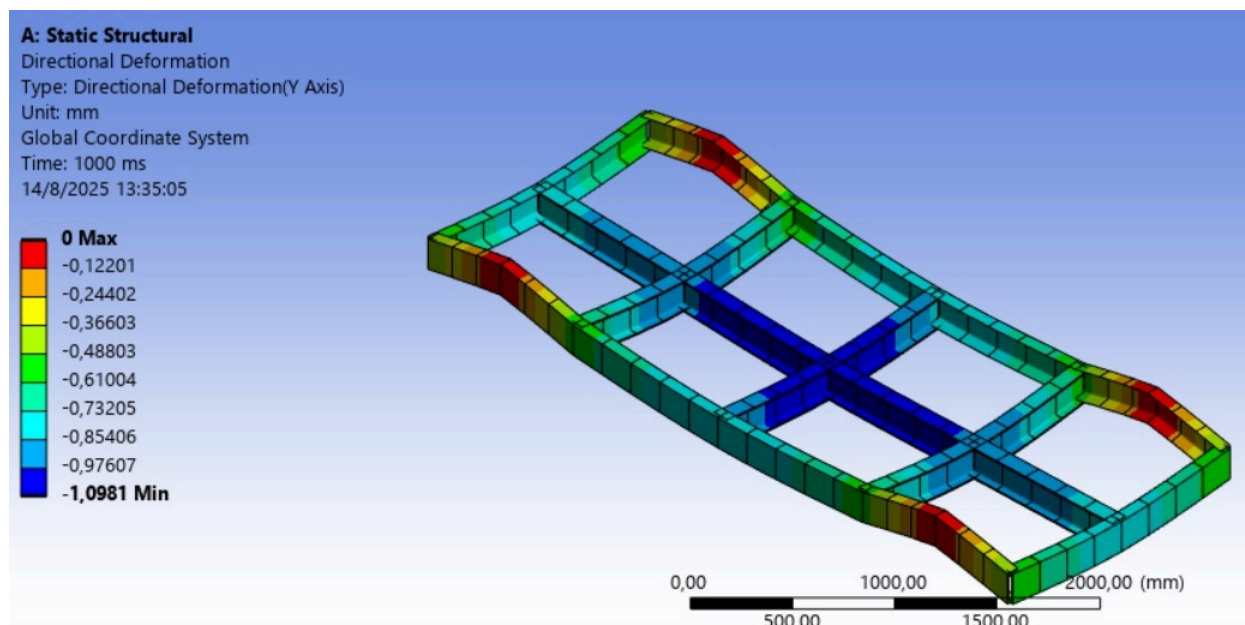


La Figura 42 nos muestra el factor de seguridad obtenido en los puntos del carrito de transferencia, que alcanza hasta los 30 de factor de seguridad o más. Sin embargo las zonas que tienen mayores valores de esfuerzo cortante tienen este valor disminuido, con un valor de 13.37 de factor de seguridad mínimos, se llega a la conclusión de que el sistema es seguro y resiste los esfuerzos cortantes aplicados.

Para la deformación se observa un máximo de 1.098 mm que obedece la estimación inicial por cálculos y cumple con la deflexión máxima establecida por la norma CMAA 70.

Figura 42

Resultados de Deformación en el carrito de transferencia



Por otro lado, la Figura 43 nos muestra la debilidad más significativa del sistema: la deformación límite. Si bien este valor es relativamente bajo, la rigurosidad de la norma CMAA 70 hace que se acerque al umbral de aceptación, lo cual exige especial atención en el diseño. No obstante, las simulaciones realizadas permitieron comprobar los cálculos teóricos, evidenciando que fueron correctamente planteados y que presentan una tendencia coherente con los resultados obtenidos por el método de elementos finitos. Además, se verificó que, dada la simplicidad geométrica del modelo y la claridad en las condiciones de carga, el uso de software especializado en estructuras civiles no fue necesario para esta etapa del análisis.

El enfoque adoptado con Ansys resultó suficiente para validar el comportamiento mecánico del sistema, confirmando que el nivel de detalle ofrecido por el MEF fue adecuado para los objetivos del proyecto.

3.6 Análisis Financiero

Para evaluar la eficiencia de los sistemas de manejo de carga se comparó el estado actual, basado en el uso de montacargas, con la solución propuesta mediante el carro de transferencia. Ambos presentan ventajas y limitaciones que impactan directamente en la productividad. De antemano, tenemos la siguiente información sobre la producción de la planta:

Tabla 8

Producción mensual promedio del 2024 en Toneladas Por Mes y conversiones

Producción Mensual Promedio 2024	Unidad
2388,99	Ton/mes
79,63	Ton/día
3,32	Ton/hora
0,06	Ton/minuto

Así mismo, se tomaron los datos relacionados con los tiempos actuales de traslado de los paquetes de perfiles desde el área de producción, hasta el área de bodega:

Tabla 9

Tiempos registrados con el uso del montacargas. (Estado actual)

Montacargas (3 paquetes por ciclo)						
Actividad	Llega a Producción	Se recoge y asegura los paquetes	Lleva los paquetes al área de bodega	Logística	TOTAL	TOTAL (x2)
Tiempo[min]	10	6	15,5	15	46,5	93

Luego, los tiempos estimados de acuerdo con la velocidad del carrito, y tomando en cuenta las actividades de las que ya se conoce el proceso y el tiempo que toma en realizarse:

Tabla 10

Tiempos estimados del uso del mecanismo de transferencia. (Estado futuro)

Carrito (6 paquetes por ciclo)					
Actividad	Puente Grúa carga al carrito	Se desplaza a bodega	Logística	Regresa a Producción	TOTAL
Tiempo[min]	6	3	20	3	32

Conociendo la información de producción, podemos transformarla en cantidad de minutos necesarios para producir el paquete a transportar:

Tabla 11

Producción Mensual Promedio medida en paquetes de perfiles por mes.

Unidad	Producción Mensual Promedio 2024
paquetes al mes	2881,77
minutos/paquete	14,99
minutos/ 6 paquetes	89,94

Al comparar los tiempos de producción con los de traslado se evidencia que, en el sistema actual, existe un desfase de 3 minutos por cada 6 paquetes producidos. Este retraso genera 0.17 toneladas de producción perdida por cada 6 paquetes.

Tabla 12

Resultados de revisión de cuello de botella en planta de producción

Descripción	Cantidad
Minutos de producción perdidos / 6 paquete	3,06
Toneladas de producción perdidas / 6 paquete	0,17
\$ perdidos/ 6 paquete	\$ 152,07
\$ perdidos al mes	\$ 73.037,64

El objetivo de disminuir el cuello de botella en la planta de producción de perfiles es lograr una reducción de costos y de pérdidas operativas innecesarias. El análisis económico realizado y mostrado en el (Apéndice B) para evaluar el impacto de la implementación del

mecanismo de transferencia revela que el cambio de sistema ofrece una reducción significativa en los costos operativos y mejoras en la productividad. El sistema de carro de transferencia propuesto reduce el tiempo improductivo asociado al transporte de perfiles, lo que traduce en un incremento directo en la economía del proceso, al evitar pérdidas de producción que limitan el rendimiento.

Según los cálculos de flujo de caja y los resultados obtenidos, el costo total estimado para la implementación del sistema es de \$17,965.00, monto que contempla costos directos, indirectos, fijos y variables. A pesar de la inversión inicial, la reducción de los costos operativos y las pérdidas de producción resultan en un ahorro significativo: en el sistema actual se generan pérdidas mensuales cercanas a \$73,037.64, derivadas de la ineficiencia en los tiempos de traslado.

3.7 Análisis de Resultados

1. En la tesis “Modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para el transporte de barras de construcción”, se identificaron preliminarmente los casos críticos de carga durante la operación, considerando modelos de elementos estructurales sometidos a cargas distribuidas y la verificación de la deflexión máxima bajo los lineamientos de la norma CMAA 70. Tomando como referencia metodológica, en el presente proyecto se adoptó el mismo enfoque analítico pero a una escala menor. El diseño desarrollado contempla las restricciones de espacio físico y un recorrido operativo de 23 metros, para lo cual se proyectó un sistema de transferencia con una plataforma de 4 metros de largo por 1.50 metros de ancho, capaz de soportar paquetes de perfiles estructurales enzunchados de hasta 6 toneladas y 6 metros de longitud. La plataforma se desplaza sobre rieles tipo A55 embebidos en el piso, mediante un conjunto de ruedas motrices dimensionadas para operar con seguridad en dichas condiciones. El sistema alcanza una velocidad de traslación de 18 m/min y es impulsado por un motorreductor de 1 *HP*, seleccionado conforme a los criterios normativos.
2. En cuanto a la sección de perfiles estructurales, la tesis mencionada utiliza método analítico para determinar los perfiles tal que obtuvo un perfil W6x25 lb/ft para las vigas transversales con esfuerzo máximo de 42.46 MPa al transportar barras de construcción de 9 metros de longitud, y la viga principal tipo cajón con esfuerzo máximo de 70.32 MPa , empleando 7 travesaños en total. En nuestro proyecto, se aplicó el mismo método analítico estructural, adaptado a la escala de carga requerida. La distribución de esfuerzos se resolvió con 5 travesaños que transmiten las cargas a las vigas principales. Para los elementos transversales se seleccionaron perfiles IPE 180, en los que se registró un esfuerzo máximo de 15.40 MPa , mientras que para las vigas principales se emplearon perfiles UPN 180, con un esfuerzo

máximo de 31.56 *MPa*. En todos los casos se utilizó acero ASTM A36. En cuanto al sistema de rodadura, se definió un diámetro de rueda de 160 *mm*, seleccionado según la norma DIN 15070, con capacidad de carga de hasta 48 *kN*, lo que asegura un margen de seguridad frente a la carga de 41.69 *kN* que actúa sobre cada rueda. El accionamiento se resolvió mediante un motorreductor WCR 63-1:60-N-80-1 HP-4P-60Hz, cuya potencia garantiza el desplazamiento seguro y continuo del sistema.

3. El ensamblaje general del sistema fue modelado en SolidWorks, incorporando todos los elementos estructurales y móviles: vigas principales y transversales, soportes, placa base, ruedas motrices y conducciones. Este modelado tridimensional no solo permitió obtener con precisión el peso final de la estructura de 0.985 toneladas, sino que también sirvió como base para validar los cálculos analíticos realizados previamente. La comparación entre los resultados obtenidos por métodos manuales y los arrojados por las simulaciones de elementos finitos mostró una concordancia muy alta, lo que refuerza la confianza en la exactitud de las hipótesis de diseño y en la capacidad portante de la estructura bajo las condiciones de carga previstas. Esta correlación entre cálculo y simulación es especialmente relevante, ya que confirma que las simplificaciones adoptadas en el análisis teórico no comprometen la fiabilidad del diseño, y que el comportamiento estructural real se ajusta a lo proyectado. En paralelo, se llevó a cabo un análisis de fatiga tanto mediante simulación como por cálculo manual, aplicando el criterio de Goodman para evaluar la resistencia frente a cargas cíclicas. La decisión de realizar el cálculo manual respondió a la necesidad de no depender exclusivamente de herramientas computacionales, asegurando así una verificación independiente de los resultados. Los valores obtenidos en ambos enfoques coincidieron en que las tensiones alternantes se encuentran muy por debajo del límite de resistencia a la fatiga del material (acero ASTM A36), lo que se traduce en una vida útil teórica infinita, del orden de 10^6 a 10^7 ciclos. Este margen de seguridad implica que, bajo las condiciones de

operación previstas, la estructura no presentará fallas por fatiga a lo largo de su vida de servicio, incluso considerando variaciones moderadas en las cargas o en el entorno operativo. En conjunto, la coherencia entre los resultados de simulación, los cálculos analíticos y la evaluación de fatiga proporciona una validación integral del diseño, garantizando que el sistema no solo cumple con los requisitos de capacidad y rigidez, sino que también ofrece un desempeño seguro y confiable a largo plazo.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones

Tras la investigación y el desarrollo del sistema de traslado de producto terminado, y luego de aplicar una metodología estructurada para la selección del sistema, diseño y dimensionamiento de sus componente principales, se concluye lo siguiente:

1. El análisis estructural del sistema de transferencia confirmó que las vigas longitudinales, travesaños y demás elementos mecánicos cumplen con la resistencia necesaria para soportar la carga nominal de 6 toneladas. Mediante herramientas de simulación como SolidWorks y Ansys se verificó que las tensiones y deflexiones permanecen dentro de los límites de seguridad establecidos por normas internacionales.
2. El modelo final se ajustó a los requerimientos normativos y técnicos, así como a las especificaciones del cliente. Las simulaciones CAD permitieron comprobar la correcta interacción entre los componentes, garantizando que la plataforma pueda transportar cargas pesadas sin comprometer la estabilidad ni la seguridad operativa.
3. Al comparar los tiempos de ciclo entre el sistema actual y el nuevo diseño, se evidenció una mejora significativa en la eficiencia. Mientras que el transporte de 6 paquetes de perfiles estructurales mediante montacargas requiere aproximadamente 93 minutos, el nuevo sistema de carrito de transferencia reduce este tiempo a 32 minutos, quedando ahora condicionado únicamente por la capacidad productiva de la planta. Se estima que el uso del sistema de montacargas representa una pérdida de producción cercana a \$73.037 mensuales debido a tiempo muertos por espera de equipo, situación que se corrige con la implementación del nuevo sistema.

4.2 Recomendaciones

Al haber alcanzado los objetivos planteados en el proyecto de diseño del sistema de transferencia de paquetes de perfiles estructurales, tanto en el análisis estructural, cumpliendo con los factores de seguridad establecidos, como en el análisis financiero, se identificaron aspectos clave que pueden potenciar los resultados obtenidos. Con base en ello, se proponen las siguientes recomendaciones:

- Establecer un programa de mantenimiento regular para los componentes críticos (motorreductor, ruedas, rieles, uniones soldadas y conexiones mecánicas). Un plan preventivo asegura la prolongación de la vida útil del equipo y evita paradas imprevistas.
- Ampliación del sistema a otras áreas de la planta, dado al impacto positivo de la implementación en la reducción de tiempos y costos, se recomienda evaluar la expansión del sistema de transferencia hacia otros sectores de la planta. Esta medida permitirá optimizar de manera integral los procesos logísticos internos y mejorar la productividad global.
- Se aconseja que en la instalación del equipo, se registre que la rueda tenga una dureza superficial levemente mayor que el riel, ya que esta característica garantiza un rodaje suave, en el que la rueda es resistente a la insistente compresión y la riel con mayor tenacidad soportaría estas deformaciones temporales que se producen.

Referencias

- Apple, J. M. (1977). *Plant layout and material handling* (3rd ed.). John Wiley & Sons.
- Álvarez Rivas, M. (2019). *Estudio sobre la selección y mantenimiento de sistemas de rodadura para mecanismos industriales* [Trabajo de fin de grado, Universidad Politécnica de Madrid]. Repositorio Institucional UPM.
https://oa.upm.es/54471/1/TFG_MARINA_ALVAREZ_RIVAS.pdf
- Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2015). *Mechanics of materials* (7.^a ed.). McGraw-Hill Education.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Shigley 's mechanical engineering design* (9.^a ed.). McGraw-Hill.
- Crane Manufacturers Association of America. (2010). *Specification #70*. CMAA.
- European Committee for Standardization. (1997). *EN 1525:1997 – Industrial trucks – Safety requirements and verification – Mounting and testing*.
https://standards.cen.eu/dyn/www/f?p=204:110:0:::FSP_PROJECT:1433
- García, J., & Vera, L. (2021). Avances en la gestión automatizada de materiales en la industria 4.0. *Revista de Ingeniería Industrial*, 35(2), 45–58.
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (1989). *CPE INEN 003: Representación gráfica en diseño técnico-mecánico*. <https://www.normalizacion.gob.ec/>
- Intermec S.A. (2023). *Manual técnico de piñones y transmisiones por cadena*. Intermec S.A.

International Organization for Standardization. (2006). *ISO 23853:2006 – Industrial trucks – Safety requirements for industrial trucks – Hydraulic and electrical systems*. <https://www.iso.org>

International Organization for Standardization. (2010). *ISO 12000:2010 – Industrial trucks — Safety requirements and verification*. <https://www.iso.org>

Kulwiec, R. A. (1985). *Materials handling handbook* (2.^a ed.). Wiley.

Mean, K. (2023). Características y funcionamiento de montacargas eléctricos y de combustión interna. *Revista de Tecnología Industrial*, 14(1), 23–30.

Pérez Gosende, P. A., Carrera Jiménez, J. A., Morales Navas, M. E., & Freire Morán, J. F. (2016). Competitividad de la industria siderúrgica en el Ecuador: Un enfoque ex post. En *XVIII Convención Científica de Ingeniería y Arquitectura*.

Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2001). *Mechanical engineering design* (6.^a ed.). McGraw-Hill.

Siccha Machado, G. E. (2023). *Modelación de un vagón de transferencia de 80 toneladas de capacidad para el transporte de barras de construcción* [Tesis de licenciatura, Universidad Nacional del Santa]. Repositorio Institucional UNS. <https://hdl.handle.net/20.500.14278/4457>

Siddhartha, P. (2008). Material handling in supply chain integration. *International Journal of Logistics Systems and Management*, 4(3), 233–245.

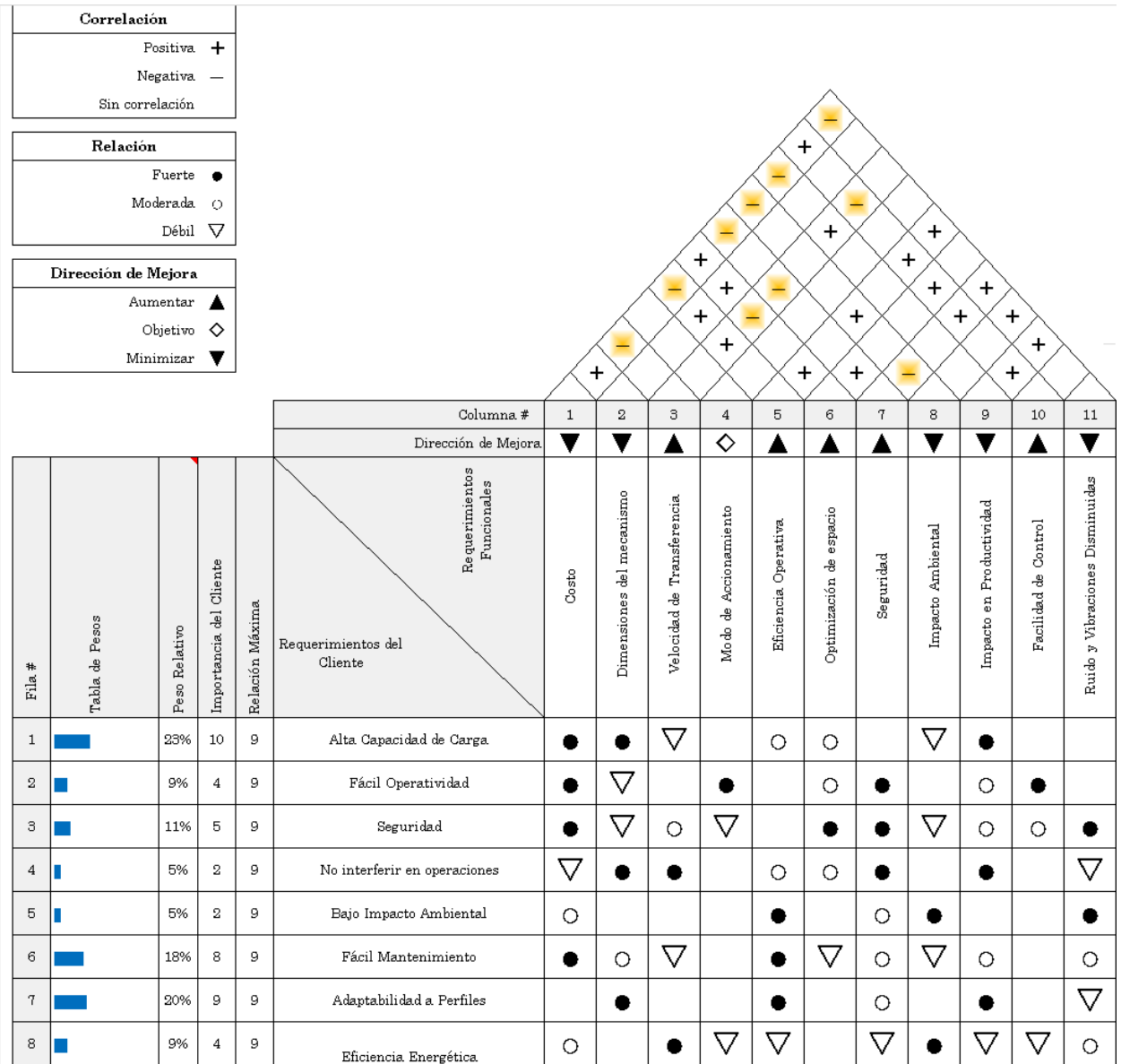
Smith, J., & Jones, M. (2018). Materials handling in the metallurgical industry: Safety and efficiency. *Journal of Mechanical Engineering*, 45(3), 123–135. <https://doi.org/10.1016/j.jme.2018.04.005>

Smith, T., & Jones, M. (2018). Aplicación de la norma ISO 12000:2010 en la industria metalúrgica. *Journal of Industrial Safety*, 12(4), 112–120.

Tompkins, J. A., White, J. A., Bozer, Y. A., & Tanchoco, J. M. A. (2010). *Facilities planning* (4.^a ed.). Wiley.

Apéndice

Apéndice A: Diagrama Casa de la calidad y QFD



Apéndice B: Análisis Económico

Costo de adquisición de componentes para la implementación de carro de transferencia

Tabla

Presupuesto total estimado para la construcción del carro de transferencia

Costos directos	Coste
Plancha Acero 1,5 x 6 [m]	\$ 800,00
Viga A36 UPN 180	\$ 800,00
Rueda Industrial 160 [mm]	\$ 4.021,30
Motor reductor 1HP	\$ 700,00
Riel A55 x 23 [m]	\$ 574,23
Platina de Acero 50 x 4 [mm]	\$ 40,00
Materiales de Conexión	\$ 275,00
Transporte y Logística	\$ 545,00
Sistema de Control	\$ 3.300,00
Sistema Electrico	\$ 670,00
Mano de obra	\$ 2.000,00
Soldadura	\$ 1.500,00
Subtotal	\$ 15.225,53
Costo Recurrente	Coste
Pruebas y Validacion	\$ 1.250,00
Mantenimiento	\$ 1.140,00
Gasto Energético	\$ 350,00
Subtotal	\$ 2.740,00
Total	\$ 17.965,53

Apéndice C: Catálogos

Figura

Propiedades dimensionales de Perfil IPE

PERFILES IPE																		
Perfil	Dimensiones								Términos de la sección								Agujeros	
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r mm	h ₁ mm	u mm	A cm	S _x cm ⁴	I _x cm ⁴	W _x cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	I _z cm ⁴	W _z cm ³	I _{yz} cm ⁴	w mm	a mm
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	0,721	118	3,8
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,3	19,7	171	34,2	4,07	15,9	5,79	1,24	1,140	351	4,1
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,2	30,4	318	53,0	4,90	27,7	8,65	1,45	1,770	890	4,4
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,4	44,2	541	77,3	5,74	44,9	12,3	1,65	2,630	1981	4,7
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,1	61,9	869	109	6,58	68,3	16,7	1,84	3,640	3959	5,0
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,9	83,2	1320	146	7,42	101	22,2	2,05	5,060	7431	5,3
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,5	110	1940	194	8,26	142	28,5	2,24	6,670	12990	5,6
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,4	143	2770	252	9,11	205	37,3	2,48	9,150	22670	5,9

Nota: Adaptado del catálogo “Import Acero”

Figura

Propiedades dimensionales de Perfil UPN

PERFILES UPN																						
Perfil	Dimensiones							Términos de la sección									Agujeros			Peso p kg/m		
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	A cm	S _x cm ⁴	I _x cm ⁴	W _x cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	I _z cm ⁴	c cm	m mm	w mm	a mm				
UPN 80	80	45	6.0	8.0	4.0	46	312	11.0	15.9	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33	2.24	1.45	2.67	25	13	8.64	
UPN 100	100	50	6.0	8.5	4.5	64	372	13.5	24.5	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47	2.96	1.55	2.93	30	13	10.60	
UPN 120	120	55	7.0	9.0	4.5	82	434	17.0	36.3	364	60.7	4.62	43.2	11.1	1.59	4.3	1.60	3.03	30	1	13.4	
UPN 140	140	60	7.0	10.0	5.0	98	489	20.4	51.4	605	86.4	5.45	62	14.8	1.75	6.02	1.75	3.37	35	17	16	
UPN 160	160	65	7.5	10.5	5.5	115	546	24.0	68.8	923	116	6.21	85.3	18.3	1.89	7.81	1.84	3.56	35	21	18.8	
UPN 180	180	70	8.0	11.0	5.5	133	611	28.0	89.6	1350	150	6.95	114	22.4	2.02	9.98	1.92	3.75	40	21	22	
UPN 200	200	75	8.5	11.5	6.0	151	661	32.2	114	1910	191	7.70	148	27.0	2.14	12.6	2.01	3.94	40	23	25.3	
UPN 220	220	80	9.0	12.5	6.5	167	718	37.4	146	2690	245	8.48	197	33.6	2.3	17.0	2.14	4.2	45	23	29.4	
UPN 240	240	85	9.5	13.0	6.5	184	775	42.3	179	3600	300	9.22	248	39.6	2.42	20.8	2.23	4.39	45	25	33.2	

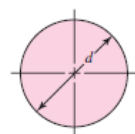
Nota: Adaptado del catálogo “Import Acero”

Figura

Áreas de perfiles estructurales no rotativos

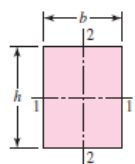
Tabla 6-3

Áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos



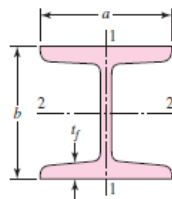
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$

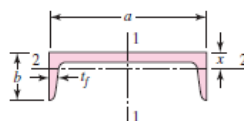


$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & t_f > 0.025a \quad \text{eje 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

Ac
Ve

Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Figura

Propiedades dimensionales de Rueda-Riel

CARACTERÍSTICAS DE LA RUEDA			RIEL				TIPO DE RIEL D DESLIZAMIENTO Y BANDA MÁXIMA ÚTIL DE CONTACTO - B (mm)							
TIPO Ø R	REACCION MÁXIMA RX. MAX.	ANCHURA GARGANTA (mm)	LARGHEZZA b (mm)		h (mm)	 LAMINADO CUADRADO - UNI 6013 - DIN 1013 LAMINADO PLANO - UNI 6014 - DIN 1017		 BURBAK - DIN 536			 VIGNOLE - UNI 3141			
(mm)	(kg)	TIP	b1	MAX.	MIN.	MIN.	I	b = I - 2r	TIP	I	b = I - 2r	TIP	I	b = I - 4/3r
125	3.670 36 kN	estándar	50	40	35	30	40	38	=	=	=	=	=	=
		máxima	60	50	45	30	50	48	A 45	45	37	21 - 27	50	34
		especial	70	60	55	30	60	58	A 55	55	45	36	60	44
		estándar	55	45	40	30	40	38	A 45	45	37	=	=	=
160	4.893 48 kN	máxima	65	55	50	30	50	48	A 55	55	45	21 - 27	50	34
		especial	80	70	65	30	70	68	A 65	65	53	46 50	65 67	46 49
200	7.340 72 kN	estándar	60	50	45	30	50	48	A 45	45	37	21 - 27	50	34
		máxima	70	60	55	30	60	58	A 55	55	45	30	56	40
		especial	90	80	75	30	80	78	A 75	75	59	36	60	44
250	10.805 106 kN	estándar	70	60	55	30	60	58	A 55	55	45	60	72 ⁽¹⁾	55
		máxima	80	70	65	30	70	68	A 65	65	53	30	56	40
		especial	100	90	85	30	90	88	A 75	75 ⁽¹⁾	59	36	60	44

Nota: Adaptado del catálogo “Donati Clever Convenience”

Figura

Propiedades dimensionales de Riel A55

Riel Rail	DIMENSIONES				Calidad Quality
	Altura Height	Base Base	Cabeza Head	Alma Web	
A55	2 9/16"	5 29/32"	2 11/64"	1 7/32"	700
	65.0mm	150mm	55.0mm	31.0mm	900A 1100
Peso teórico Theoretical weight					70 lb/yda (31.80 kg/m)
Área (Sección) Area (Section)					6.30 pulg ² (40.70cm ²)
Momento de inercia Moment of inertia					x-x 4.37 pulg ⁴ (182.0cm ⁴) y-y 8.10 pulg ⁴ (337.0cm ⁴)
Módulo resistente (x-x) Cabeza Resistant module (x-x) Head					2.86 pulg ³ (46.9cm ³)
Módulo resistente (x-x) Base Resistant module (x-x) Base					4.19 pulg ³ (68.6cm ³)
Módulo resistente (y-y) Eje Resistant module (y-y) Axis					2.74 pulg ³ (44.9cm ³)

Nota: Adaptado del catálogo “Rieles y Aceros S.A.C”

Figura

Rodamiento NU 310 ECP



Image may differ from product. See specification for details.

NU 310 ECP

Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos, diseño NU

Los rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos están diseñados para admitir cargas radiales altas en combinación con velocidades altas. Al tener dos pestañas integrales en el aro exterior y no tener pestañas en el aro interior, los rodamientos de diseño NU pueden admitir desplazamientos axiales en ambos sentidos. Una característica importante es el diseño desmontable, que facilita el montaje y permite intercambiar los componentes del rodamiento.

- Alta capacidad de carga radial
- baja fricción
- larga vida útil
- admiten desplazamiento axial en ambos sentidos
- diseño desmontable

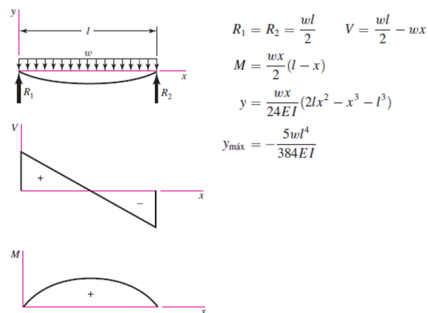
Nota: Adaptado del catálogo SKF

Apéndice D: Fórmulas y Diagramas Extraídas de Shigley

Figura

Apoyo simple con carga uniforme

7 Apoyos simples: carga uniforme



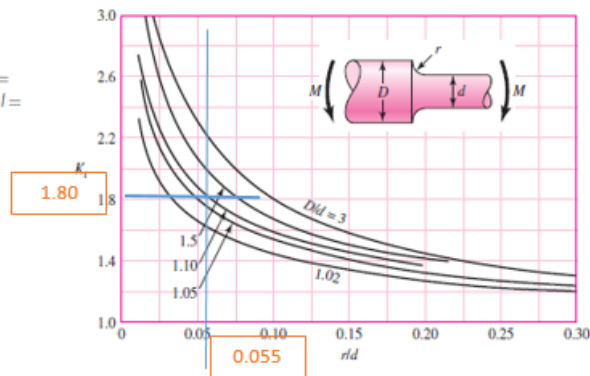
Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Figura

Factor de concentración a flexión

Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



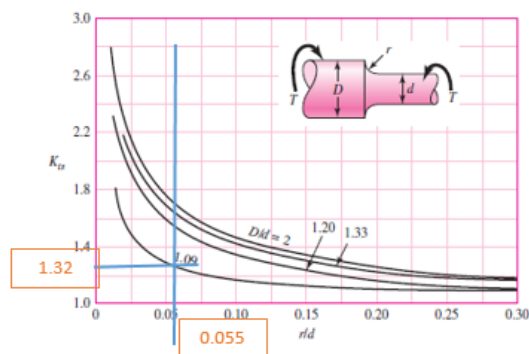
Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Figura

Factor de concentración a torsión

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.



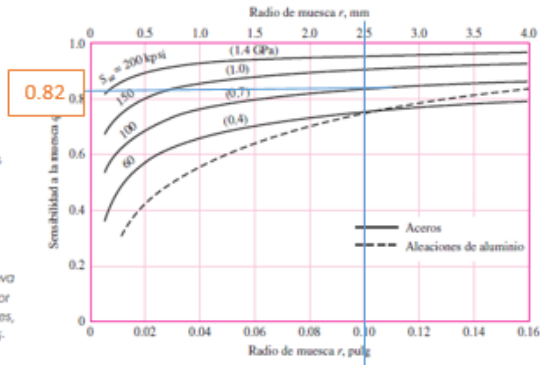
Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Figura

Sensibilidad a la muesca a flexión

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg [4 mm]. [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



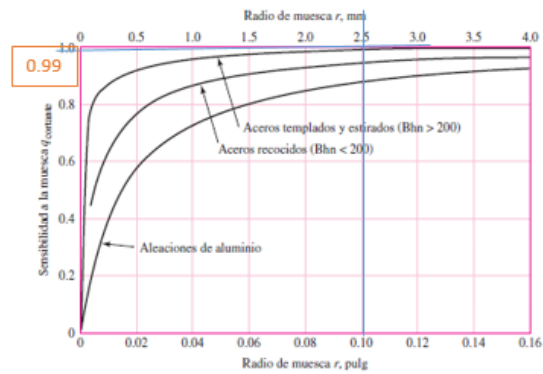
Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Figura

Sensibilidad a la muesca a torsión

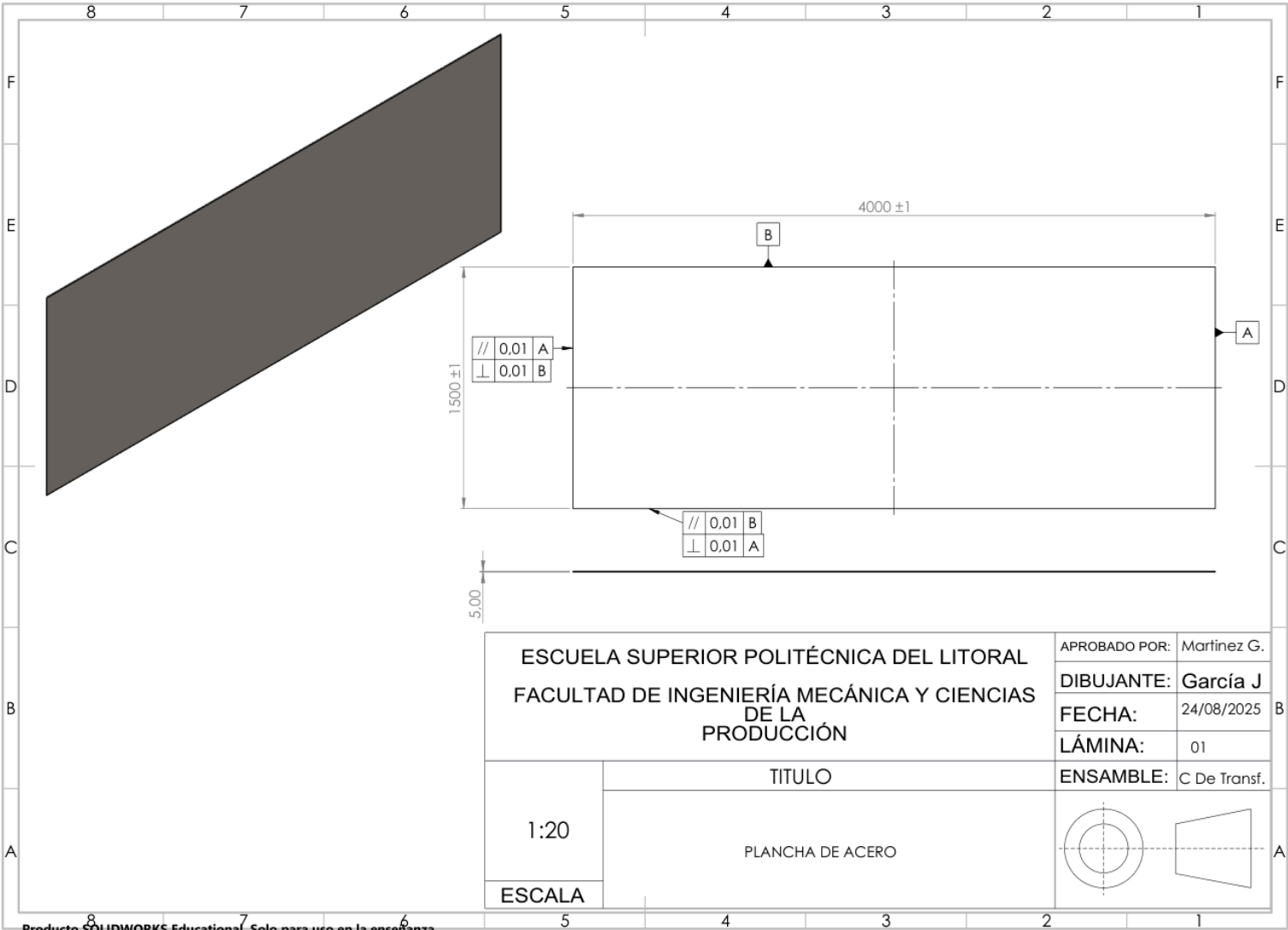
Figura 6-21

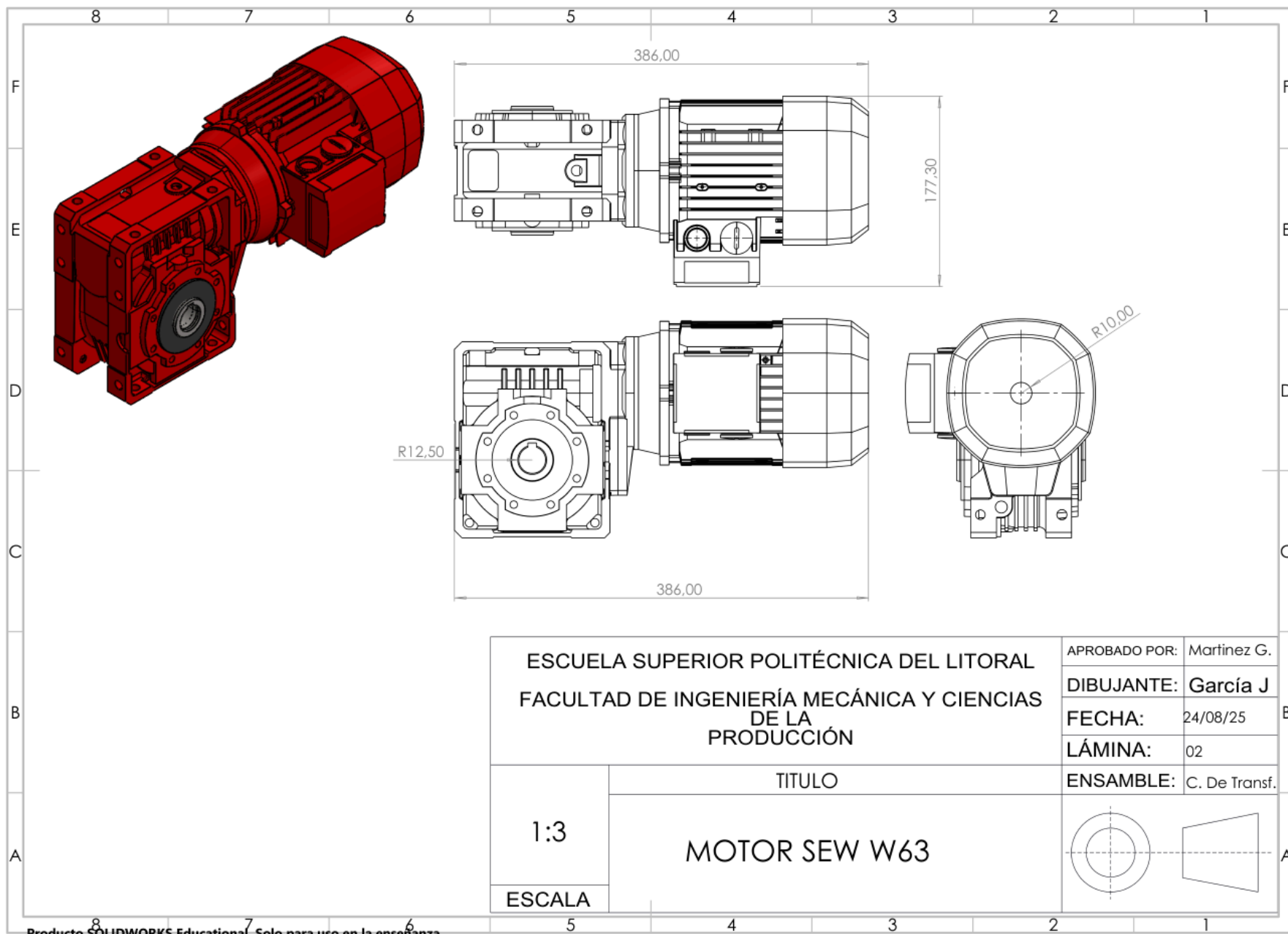
Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de $q_{\text{torsión}}$ correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg [4 mm].

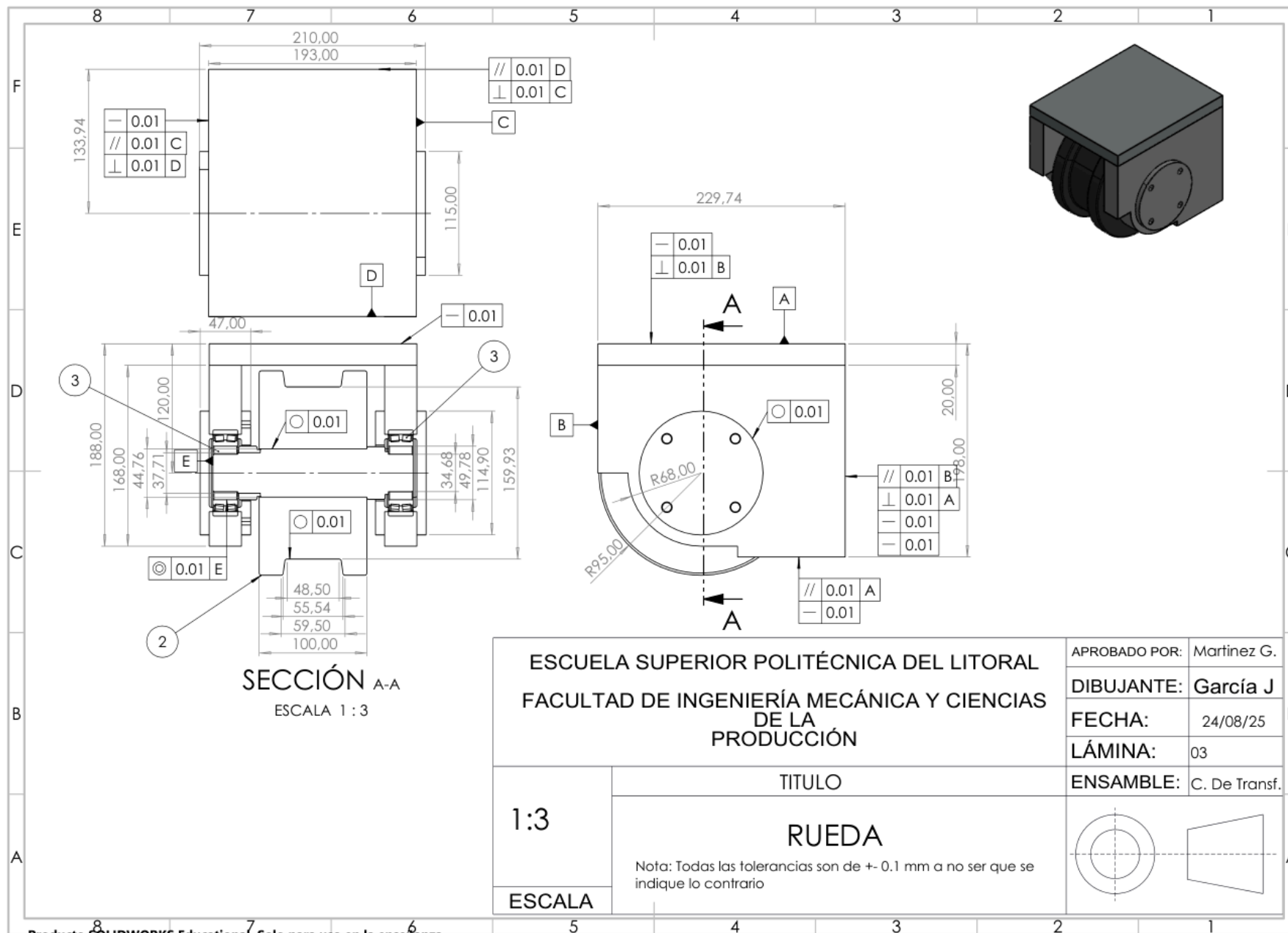


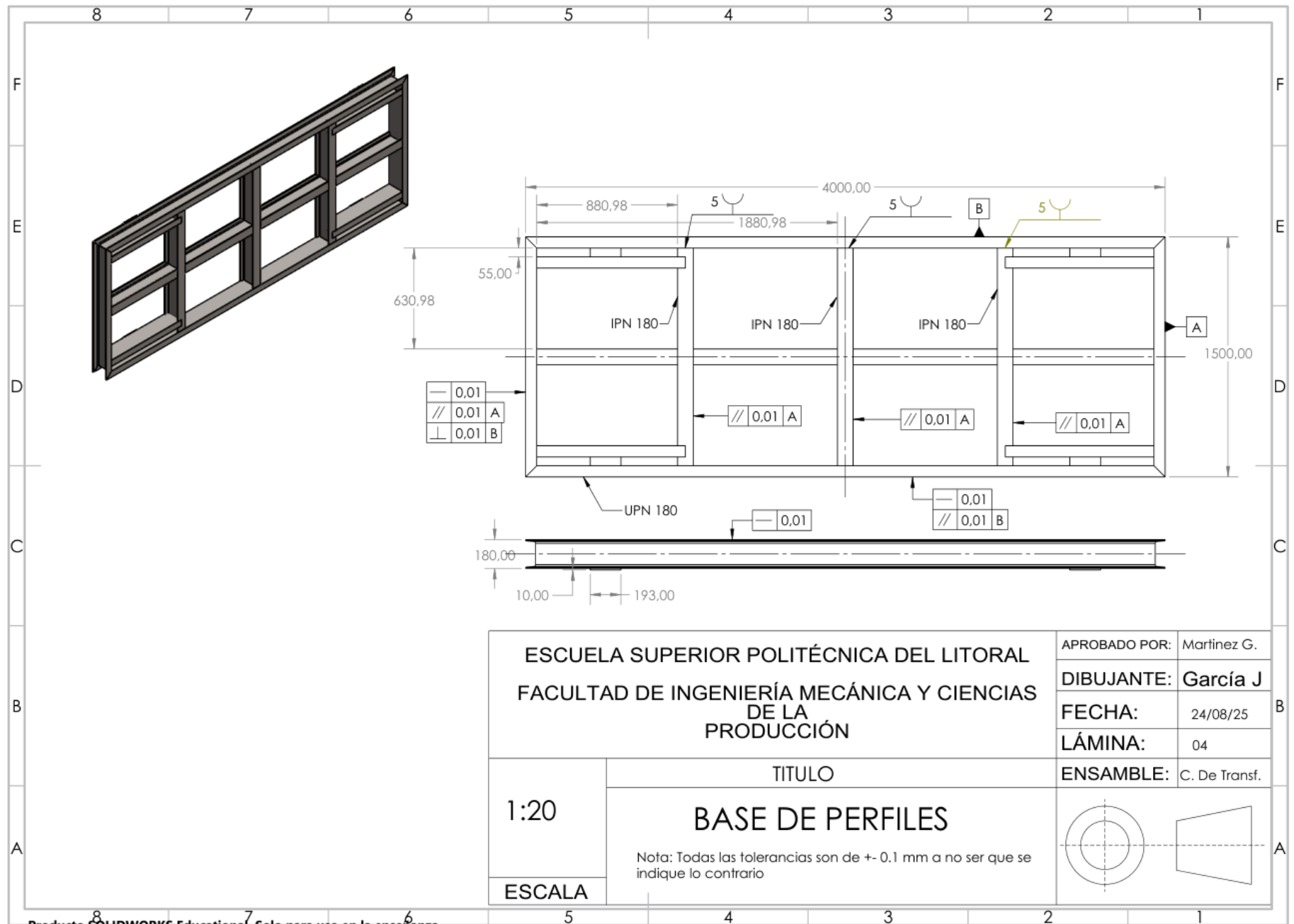
Nota: Adaptado del libro de “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”

Apéndice E: Planos del Carrito de Transferencia









8 7 6 5 4 3 2 1

F

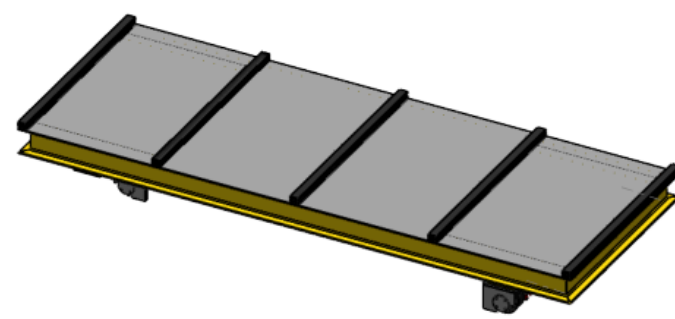
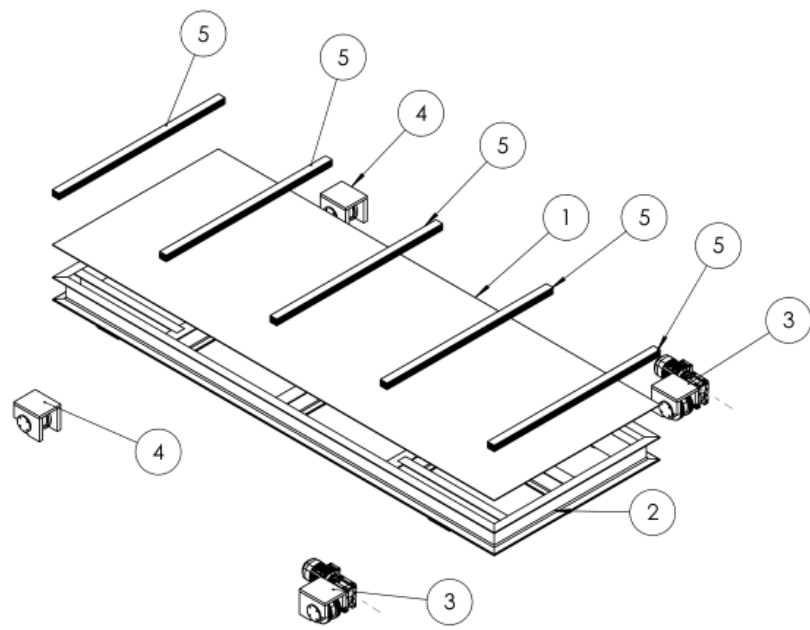
E

D

C

B

A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Plancha de acero A36	PLANCHA 1500 MM X 4000 MM X 5MM	1
2	Base de perfil estructural	Compuesto de vigas UPN - IPN 180	1
3	Rueda motriz	Rueda conectada a motorreductor	2
4	Rueda conducida	Rueda conducida por ruedas motrices	2
5	Soportes con Caucho	Elementos de soporte para levantar los paquetes	5

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS
DE LA
PRODUCCIÓN

APROBADO POR: Martínez G.

DIBUJANTE: García J

FECHA: 24/08/25

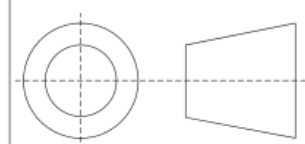
LÁMINA: 05

ENSAMBLE: C. De Transf.

1:30

Ensamble Carrito Explotado

ESCALA



8 7 6 5 4 3 2 1