

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MECÁNICA PARA
LEVANTAR CARGAS DE 1.5 TONELADAS EN
EL TALLER DE HIDRO GROUP'S S.R.L.
EN EL AÑO 2022**

TESIS

Presentada por:

Bach. Orlando Antonio Calderón Gutierrez

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA – PERÚ

2026

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MECÁNICA PARA LEVANTAR CARGAS DE 1.5 TONELADAS EN EL TALLER DE HIDRO GROUP'S S.R.L. EN EL AÑO 2022

Tesis sustentada, y aprobada el 05 de junio del 2026, siendo el jurado calificador:

PRESIDENTE:



Mtro. Reynaldo Clemente Telles Ríos

SECRETARIO:



Dr. Jesús Plácido Medina Salas

VOCAL:



Dr. Francisco Gamarra Gómez

ASESOR:



Dr. Francisco Gamarra Gómez

CERTIFICADO DE SIMILITUD

Yo, Francisco Gamarra Gómez, en mi condición de asesor acreditado por la Resolución de Facultad N° 07642-2023-FAIN/UNJBG, de la tesis titulada:

Diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1.5 toneladas en el taller de HIDRO GROUP'S S.R.L. en el año 2022, presentada por la Bachiller Orlando Antonio Calderón Gutierrez con código N° (2008-31734), para optar título profesional de Ingeniero de Mecánico.

Que, habiendo cumplido con lo establecido en el reglamento de originalidad y de similitud de trabajo de investigación y producción intelectual, considerando que según la revisión, evaluación y análisis realizado a través del **software de similitud textual TURNITIN** cuenta con el **nivel de similitud permitido cuyo porcentaje es 13 %** Por lo que, **CERTIFICO LA SIMILARIDAD** de la tesis enunciada líneas arriba, la cual está expedita para continuar con los trámites para la obtención de título profesional, según corresponda consiguientemente la publicación en el repositorio institucional.

Tacna, 22 de junio del 2026.

FIRMA ASESOR



Nombres y apellidos: FRANCISCO GAMARRA GÓMEZ

ORCID: 0000-0002-3737-5610

DNI: 00413878



Huella digital

FIRMA TESISTA



Nombres y apellidos: ORLANDO ANTONIO CALDERÓN GUTIERREZ

DNI: 46185516



Huella digital

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis padres, a mis hermanos, que son el impulso que tengo a mi crecimiento como persona y profesionalmente.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme permitido pertenecer a una excelente familia, quienes me forjaron como la persona que actualmente soy.

A mis padres, por la educación y formación

A mis maestros que durante la etapa de aprendizaje supieron aconsejarme y darme las herramientas necesarias para desarrollarme profesionalmente.

A mis amigos por sus buenos consejos y motivación.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
RESUMEN.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
 INTRODUCCIÓN	 1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1. Antecedentes del problema a investigar	3
1.2. Descripción del problema.....	4
1.3. Formulación del problema.....	5
1.3.1. <i>Problema general</i>	5
1.3.2. <i>Problemas específicos</i>	5
1.4. Objetivos de la investigación.....	5

1.4.1. <i>Objetivo general</i>	5
1.4.2. <i>Objetivos específicos</i>	5
1.5. Justificación e importancia de la investigación.	6
1.6. Limitaciones.	7
1.6.1. <i>Limitaciones temporales</i>	7
1.6.2. <i>Limitaciones espaciales</i>	7
1.7. Viabilidad del estudio.	7
1.8. Formulación de hipótesis	8
1.9. Variables.	8
1.10. Operacionalización de variables.	9
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	2
2.1. Antecedentes del trabajo de investigación.....	2
2.2. Bases teóricas.....	4
2.2.1. Principios de resistencia de materiales.....	4
2.2.2. Análisis de cargas y esfuerzos en estructuras	8
2.2.3. Métodos de elementos finitos (MEF).....	11
2.2.4. Teoría de diseño de sistemas de elevación.....	14

2.2.5. Análisis de fatiga y durabilidad de la estructura	17
2.2.6. Selección de materiales en diseño mecánico	20
2.3. Definiciones conceptuales.....	22
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO	25
3.1. Planteamiento metodológico	25
3.2. Población y muestra.....	25
3.3. Equipos y materiales.....	25
3.4. Procedimiento de las pruebas experimentales	27
3.5. Técnicas de recolección de datos.....	27
3.6. Técnicas para el procesamiento de datos.....	27
CAPÍTULO IV: RESULTADOS.....	29
4.1. Descripción de las pruebas experimentales	29
4.1.1. Lista de exigencias	30
4.1.2. Concepto de solución	31
4.1.2.1. Caja negra.....	31
4.1.2.2. Estructura de funciones	32
4.1.2.3. Matriz morfológica	35

4.1.2.4. Alternativas de solución.....	38
4.1.3. Evaluación de los conceptos de solución.....	44
4.1.4. Evaluación del proyecto.....	45
4.2. Elaboración del proyecto	47
4.2.1. Presentación de la tesis	47
4.2.1.1. Calculo para la estructura mecánica.....	47
4.2.2. Viga transversal de la estructura mecánica	56
4.2.3. Viga soporte de planta.....	63
4.2.4. Cálculo de las placas para el trolley	77
4.2.5. Cálculo de rodamiento para el trolley fundamental	78
4.2.6. Tecte eléctrico para el diseño.....	83
4.2.7. Simulación de la estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas	87
4.2.8. Resumen de datos calculados.....	88
4.2.9. Análisis de costos del diseño.....	90
4.3. Contrastación de hipótesis	92
CAPÍTULO V: DISCUSIÓN.....	93

5.1. Pruebas de validación	93
5.1.1. Aplicación de la tecnología encontrada	93
5.1.2. Contraste con trabajos de investigación similares	94
CONCLUSIONES	97
RECOMENDACIONES	98
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	100
ANEXOS	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Operacionalización de variables independiente y dependiente.....	10
Tabla 2.	Lista de equipos y materiales para el diseño de una estructura mecánica para levantar.....	26
Tabla 3.	Lista de exigencias para el diseño de un depósito subterráneo.....	30
Tabla 4	Evaluación técnico de cada concepto.....	35
Tabla 5	Evaluación técnico de cada concepto.....	44
Tabla 6	Evaluación económico de cada concepto.....	45
Tabla 7	Evaluación técnico - económico	45
Tabla 8	Características del teclé eléctrico	85
Tabla 9	Resumen de datos calculados.....	89
Tabla 10	Tabla de costos del diseño de una estructura para levantar.	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Principios de resistencia de materiales.	8
Figura 2. Esfuerzos de estructura.	11
Figura 3. Elementos finitos.	14
Figura 4. Fatiga y durabilidad en materiales.	20
Figura 5. Selección de materiales.	22
Figura 6. Caja negra del diseño.	31
Figura 7. Estructura de funciones.	32
Figura 8. Diseño tentativo alternativa 01.	39
Figura 9. Diseño tentativo alternativa 02.	41
Figura 10. Diseño tentativo alternativa 03.	43
Figura 11. Evaluación técnico - económico.	46
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de la viga primordial.	48
Figura 13. Características del IPE 220.	50
Figura 14. Diagrama de cuerpo libre para el recalculo de la viga primordial.	51
Figura 15. Modelos para el cálculo estático.	52
Figura 16. Viga transversal.	57
Figura 17. Características del IPE 220.	59
Figura 18. Viga de soporte.	64
Figura 19. Tecle eléctrico.	87
Figura 20. Simulación para el factor de seguridad del diseño.	88

RESUMEN

Esta tesis se centra en el diseño de una estructura mecánica, específicamente un puente grúa, con la capacidad de levantar cargas de 1,5 toneladas para el taller de Hidro Group's S.R.L. La investigación se justifica por la necesidad de mejorar la seguridad en el taller, reemplazando métodos de levantamiento de cargas manuales que son riesgosos e ineficientes. El diseño de una estructura mecánica para levantar incluye vigas de acero A36, un sistema de trolley con rodamientos y un tecele eléctrico de 2 toneladas de capacidad. La selección del acero A36 se basa en su resistencia, soldabilidad y disponibilidad. El diseño se validó a través de simulaciones por elementos finitos (MEF) utilizando el software SolidWorks, lo que permitió calcular un factor de seguridad de 1,5 asegurando la capacidad de la estructura para soportar cargas superiores a las previstas. Se realizaron cálculos detallados para cada componente de la estructura, incluyendo la viga principal, la viga transversal, las vigas de soporte, los ejes del trolley y las placas de sujeción. Se seleccionó un tecele eléctrico de marca FEH02 por su capacidad de carga, características de seguridad y facilidad de uso. Este tecele cuenta con un freno lateral magnético, sistema de doble freno, limitador de carrera y botonera intuitiva.

Palabras clave: Estructura mecánica, Elementos finitos, Diseño.

ABSTRACT

This thesis focuses on the design of a mechanical structure, specifically an overhead crane, with the capacity to lift loads of 1.5 tons for the Hydro workshop Group's SRL. The research is justified by the need to improve safety in the workshop, replacing manual load lifting methods that are risky and inefficient. The design of a mechanical lifting structure includes A36 steel beams, a trolley system with bearings, and a 2-ton capacity electric hoist. A36 steel was selected for its strength, weldability, and availability. The design was validated through finite element simulations (FEM) using SolidWorks software, which yielded a safety factor of 1.5, ensuring the structure's ability to withstand loads exceeding the projected capacity. Detailed calculations were performed for each component of the structure, including the main beam, crossbeam, support beams, trolley axles, and clamping plates. An FEH02 electric hoist was selected for its load capacity, safety features, and ease of use. This hoist features a magnetic side brake, a dual braking system, a travel limiter, and an intuitive control panel.

Keywords: Mechanical structure, Finite elements, Design.

INTRODUCCIÓN

La presente tesis titulada "DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MECÁNICA PARA LEVANTAR CARGAS DE 1.5 TONELADAS EN EL TALLER DE HIDRO GROUP'S S.R.L. EN EL AÑO 2022," se centra en la necesidad de mejorar la seguridad y eficiencia en el taller de Hidro Group's S.R.L. mediante el diseño e implementación de un puente grúa.

El Capítulo 1 describe el problema actual en el taller, donde la manipulación manual de cargas pesadas representa un riesgo para los trabajadores. Se establece la necesidad de una solución que no solo mejore la seguridad, sino que también optimice la eficiencia del proceso de mantenimiento. Se definen los objetivos de la investigación, incluyendo el cálculo de los parámetros estructurales, la selección de los materiales más adecuados y la validación del diseño mediante simulaciones.

El Capítulo 2 presenta el marco teórico de la investigación, incluyendo los antecedentes internacionales y nacionales sobre el diseño de puentes grúa. Se exponen las bases teóricas, como los principios de resistencia de materiales, el análisis de cargas y esfuerzos en estructuras, los métodos de elementos finitos (MEF) y la teoría de diseño de sistemas de elevación. Estos conceptos son fundamentales para comprender los cálculos y decisiones tomadas durante el proceso de diseño.

El Capítulo 3 describe la metodología utilizada en la investigación. Se define el nivel de investigación como aplicada-tecnológica, con un diseño no experimental de tipo longitudinal. Se detallan los equipos y materiales a utilizar, incluyendo las especificaciones de las vigas, el trolley y el teclé eléctrico. Se explican las técnicas de recolección de datos, principalmente a través de simulaciones computacionales, y las técnicas para el procesamiento de datos,

incluyendo el análisis de resultados de simulación y el cálculo de factores de seguridad.

El Capítulo 4 presenta los resultados de la investigación. Se describe el diseño del puente grúa, con detalles de cada componente y sus especificaciones. Se muestran los cálculos realizados para determinar las dimensiones y características de los elementos estructurales, asegurando que puedan soportar las cargas previstas. Se presenta la simulación realizada en SolidWorks, que valida la resistencia y estabilidad del diseño bajo una carga de 1,5 toneladas. Se incluye un análisis de costos del diseño, confirmando su viabilidad económica.

El Capítulo 5 discute los resultados obtenidos, incluyendo la validación del diseño mediante simulaciones y el análisis de su aplicación en diferentes contextos industriales. Se contrastan los hallazgos con trabajos de investigación similares, destacando las ventajas del diseño propuesto en términos de seguridad, eficiencia y adaptabilidad.

Las conclusiones de la tesis confirman que el diseño del puente grúa cumple con los objetivos de la investigación, mejorando la seguridad y eficiencia en el taller de Hidro Group's S.R.L. La selección de materiales, los cálculos estructurales y la validación mediante simulaciones garantizan la resistencia, estabilidad y durabilidad de la estructura. Se destaca la importancia del enfoque no experimental de tipo longitudinal para analizar el comportamiento de la estructura en un contexto real a lo largo del tiempo.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes del problema a investigar

En los talleres mecánicos, el manejo de cargas pesadas es inherentemente riesgoso, y los accidentes por error humano son comunes, a menudo resultando en tragedias que afectan tanto la integridad de los trabajadores como la operatividad del negocio. Frecuentemente, la falta de implementación adecuada de equipos de izaje en el mantenimiento mecánico contribuye a estos incidentes. Al levantar piezas pesadas, la energía potencial almacenada puede convertirse en un riesgo significativo cuando el movimiento no es controlado, lo que puede llevar a caídas inesperadas y lesiones graves.

En este contexto, las grúas han demostrado ser herramientas efectivas para diversas funciones en el taller, proporcionando un método más seguro para levantar y mover cargas pesadas. Sin embargo, muchos talleres aún dependen de sistemas obsoletos o manuales que no optimizan la seguridad ni la eficiencia. La necesidad de un diseño estructural adecuado para levantar objetos pesados surge no solo de la demanda de mejorar las condiciones de trabajo, sino también de las proyecciones de crecimiento de la empresa.

La presente investigación se centra en el diseño de un puente grúa que no solo minimice el riesgo de accidentes, sino que también mejore la eficiencia operativa del taller Hidro Group's S.R.L. Este diseño se fundamenta en la necesidad de implementar tecnologías avanzadas que permitan un manejo seguro y controlado de las cargas pesadas, adaptándose a las condiciones del entorno industrial y garantizando la continuidad de las operaciones. Al abordar estos problemas, se espera contribuir a la seguridad y a la mejora de los procesos productivos, estableciendo un estándar que pueda ser emulado en la industria.

1.2. Descripción del problema

La presente tesis tiene como objetivo desarrollar una tecnología adecuada para satisfacer las necesidades del taller Hidro Group's S.R.L., específicamente mediante la implementación de un puente grúa que facilite el mantenimiento de sus equipos de perforación, con un enfoque particular en los componentes de unidades semi pesadas. En la actualidad, los trabajos de mantenimiento se realizan utilizando montacargas, un método que conlleva riesgos significativos para la seguridad de los trabajadores, dado que su uso implica incomodidades y limitaciones en las posiciones de trabajo, aumentando la posibilidad de accidentes por atrapamiento o golpes.

Este proyecto busca abordar estas problemáticas al ofrecer una solución que no solo mejore la seguridad laboral, sino que también optimice la eficiencia del proceso de mantenimiento. Un puente grúa diseñado específicamente para levantar cargas de manera cómoda y versátil permitirá reducir la fatiga y el esfuerzo físico que los trabajadores enfrentan al manipular cargas pesadas, lo que a su vez contribuirá a una mayor productividad y calidad en las operaciones de mantenimiento.

La tecnología desarrollada se considera versátil, permitiendo su adaptación a diferentes tipos de equipos y componentes de unidades semi pesadas presentes en el taller. En su diseño, se han tenido en cuenta meticulosamente los requisitos de carga, la resistencia de los materiales y los aspectos de seguridad, garantizando así un entorno de trabajo óptimo y eficiente. Por lo que el diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas permite menguar el problema para taller Hidro Group's S.R.L.

1.3. Formulación del problema

1.3.1. Problema general

¿Cómo diseñar una estructura mecánica que permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L., en el año 2022?

1.3.2. Problemas específicos

¿Cómo determinar y realizar los cálculos para diseñar una estructura mecánica que permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L.?

¿Cómo realizar la simulación de carga de 1,5 toneladas utilizando métodos finitos para validar el diseño de una estructura mecánica?

1.4. Objetivos de la investigación.

1.4.1. Objetivo general

Diseñar una estructura mecánica mediante la metodología VDI 2221 – 2225 que permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller Hidro Group's S.R.L., en el año 2022.

1.4.2. Objetivos específicos

Seleccionar los materiales más adecuados para el diseño de la estructura mecánica que levantará cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L.

Realizar la simulación de carga 1,5 toneladas utilizando métodos de elementos finitos para validar el diseño de una estructura mecánica.

1.5. Justificación e importancia de la investigación.

La investigación sobre el diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. es fundamental debido a la necesidad de mejorar las condiciones de seguridad y eficiencia en los procesos de mantenimiento industrial. En entornos de trabajo donde se manipulan cargas pesadas, la ausencia de equipos adecuados puede resultar en accidentes graves, que no solo ponen en riesgo la integridad de los trabajadores, sino que también pueden generar costos significativos para la empresa. Actualmente, el uso de montacargas en el taller presenta múltiples inconvenientes, ya que, además de ser una solución limitada en términos de capacidad y alcance, implica condiciones de trabajo incómodas y peligrosas para el personal. Por lo tanto, desarrollar una estructura diseñada específicamente para el levantamiento seguro y eficiente de cargas es esencial para mejorar las operaciones de la empresa y proteger a sus empleados.

La relevancia de esta investigación radica en su contribución a la seguridad laboral, un factor prioritario en cualquier empresa industrial. La implementación de un puente grúa permitirá reducir el riesgo de accidentes al proporcionar una solución más estable y controlada para el levantamiento de cargas pesadas. Asimismo, el diseño de una estructura adecuada reducirá la fatiga y el esfuerzo físico del personal, optimizando la eficiencia y la calidad de los procesos de mantenimiento, lo cual resulta en una mayor productividad. Esta mejora en el flujo de trabajo y en la seguridad operativa también tendrá un impacto positivo en el rendimiento económico de la empresa, al disminuir costos asociados a accidentes, interrupciones en el trabajo y desgaste del equipo.

El proyecto posee un valor adicional al incorporar análisis estructurales específicos y simulaciones mediante métodos de elementos finitos, garantizando que el diseño final cumpla con los estándares de resistencia y durabilidad requeridos. Esto permite asegurar que la estructura sea adaptable y funcional,

respondiendo a las necesidades del taller y posibilitando el manejo de una mayor variedad de equipos.

1.6. Limitaciones.

1.6.1. Limitaciones temporales

Las limitaciones temporales de la investigación se centran en el período establecido para el diseño y evaluación de la estructura, previsto únicamente para el año 2022, lo que restringe la implementación y análisis a ese marco temporal específico.

1.6.2. Limitaciones espaciales

Las limitaciones espaciales de la investigación se circunscriben al taller de Hidro Group's S.R.L., donde se llevará a cabo el diseño e implementación de la estructura, limitando los resultados y conclusiones a este entorno específico.

1.7. Viabilidad del estudio.

La viabilidad del estudio se respalda en factores técnicos, económicos y metodológicos que aseguran el éxito del diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. Técnicamente, el taller dispone de los equipos y herramientas básicos necesarios, así como de personal capacitado para la implementación y operación segura de la estructura. Esto facilita tanto la instalación como el uso del sistema propuesto. Económicamente, un análisis de costos preliminar confirma que el presupuesto asignado cubre los materiales esenciales y los componentes específicos requeridos, tales como sistemas de poleas, motores eléctricos y sensores de seguridad.

Metodológicamente, el uso de simulaciones de elementos finitos garantiza una evaluación precisa de la resistencia y estabilidad del diseño antes de su construcción, reduciendo riesgos de fallo y permitiendo ajustes en etapas tempranas. Además, el proyecto cuenta con el apoyo de especialistas en ingeniería

mecánica, quienes asesoran en aspectos críticos del diseño y en la selección de materiales, asegurando que la estructura cumpla con los estándares de seguridad y durabilidad.

1.8. Formulación de hipótesis

El diseño una estructura mecánica mediante la metodología VDI 2221 – 2225 permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller Hidro Group's S.R.L., en el año 2022.

1.9. Variables.

Variable independiente

Diseño de una estructura. - Se refiere al proceso de concebir y crear una configuración y disposición específica de elementos y componentes que forman una estructura con el propósito de cumplir una función mecánica determinada. Involucra la selección y diseño de materiales, la determinación de dimensiones y geometría, la definición de conexiones y ensamblajes, y la consideración de factores como resistencia, rigidez, estabilidad y seguridad. El diseño de una estructura mecánica busca optimizar su rendimiento y eficiencia, asegurando que cumpla con los requisitos y estándares establecidos para su aplicación prevista.

Variable dependiente

Levantamiento de una carga. - Se refiere al acto de elevar y manipular una carga con un peso específico de 1,5 toneladas. Implica el uso de equipos, mecanismos o estructuras diseñadas para soportar y mover dicha carga con seguridad y eficiencia. El levantamiento de una carga de 1,5 toneladas implica consideraciones relacionadas con la capacidad de elevación, los mecanismos de

sujeción, los puntos de anclaje y la estabilidad necesaria para garantizar que la carga pueda ser transportada y manipulada sin riesgos ni daños. Requiere el cumplimiento de normas de seguridad y la selección adecuada de equipos y herramientas para realizar la tarea con éxito.

1.10. Operacionalización de variables.

Tabla 1*Operacionalización de variables independiente y dependiente*

Variable	Definición Conceptual	Dimensiones	Actividades
Variable independiente: Diseño de una estructura mecánica	Proceso de concebir y crear una configuración y disposición específica de elementos y componentes que forman una estructura para cumplir una función mecánica determinada.	Estructura mecánica Control de posición Órgano de trabajo Tipo de energía	- Diseño de la geometría. - Selección de componentes con protección. - Diseño de eléctrico y fácil mantenimiento. - Identificación y selección de las energías disponibles en el taller.
Variable dependiente: Levantar cargas de 1,5 toneladas	Acto de elevar y manipular una carga con un peso específico.	- Capacidad de carga	Indicadores: Capacidad máxima de 1,5 toneladas

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del trabajo de investigación

Antecedentes internacionales

Aguirre & Medei (2018), en Argentina, en su informe de proyecto final, Diseño cálculo y dimensionamiento de un puente grúa, con el único objeto de precisar los cálculos para llegar a la selección y dimensionamiento de elementos mecánicos y su respectivo plano. La investigación fue aplicada y sus conclusiones fueron, que el proyecto que realizó ha contribuido de manera muy importante para identificar y resaltar los puntos que hay que cubrir y considerar para llevar a cabo un proyecto desde el comienzo, identificando un el punto de donde comenzar, relacionar asignaturas como estabilidad, tecnología mecánica, elementos de máquinas, entre otras.

Rebollo (2013), en México, ha desarrollado la tesina titulada. Análisis y diseño de una grúa viajera tipo Bipunte. El objetivo de la tesina es. Analizar, diseñar y definir a detalle los elementos más importantes de una grúa viajera tipo bipunte, para que pueda ser aplicada en la industria de forma eficiente y segura. La investigación fue aplicada y conclusión fue que se pudo comprobar mediante la ayuda del software el análisis de nuestros elementos diseñados los cuales fueron satisfactorio ya que todos ellos coincidieron con los obtenidos mediante métodos teóricos, el uso del software hizo más real el fenómeno que se presenta debido a los esfuerzos y deformaciones presentes en los elementos.

Antecedentes nacionales

Huayta (2019), Perú-Arequipa ha desarrollado la tesis titulada. Diseño de estructura para levante de carga de dos toneladas para taller de mantenimiento, Arequipa 2019. Su objetivo fue: calcular los esfuerzos presentes en la estructura y hallar su factor de seguridad en cada miembro y seleccionar las elementos estándar y comercial de la estructura. Sus conclusiones fueron: que por medio de análisis de estática y resistencia de los materiales se determinó la geometría más adecuada para los elementos de la estructura, obteniendo un factor de seguridad de la viga principal de 3.9, lo cual satisface el elemento seleccionado así también como los materiales seleccionados cumplen con el objetivo planteado, ya que se basó en la facilidad de acceso a los perfiles y componentes utilizados en la estructura.

Huaroc (2018), Perú - Huancayo ha desarrollado la tesis titulada. Diseño de un puente grúa para el winche de servicios en Mina Yauricocha, el objetivo de la tesis fue: encontrar la mejor solución de diseño para el puente grúa, determinar los cálculos estructurales del puente grúa y elaboración de los planos de fabricación. Su conclusión fue que se encontró la solución óptima y adecuada de acuerdo a la necesidad y nuestro entorno teniendo en consideración la tecnología apropiada en función al trabajo que desempeñara el mecanismo, encontrando una estructura de acero estructural A 36 cuyos componentes principales como son: columna W18x158 y viga carrilera W12x65.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Principios de resistencia de materiales

Los principios de resistencia de materiales son fundamentales en el diseño de estructuras mecánicas, especialmente cuando se requiere que una estructura soporte cargas específicas con seguridad y eficiencia. En el contexto de esta tesis, estos principios guían el diseño de una estructura capaz de levantar cargas de hasta 1,5 toneladas en un ambiente de taller industrial. Para lograr un diseño eficiente y seguro, es crucial analizar y calcular los esfuerzos y deformaciones que las cargas aplicadas generarán en los componentes de la estructura (Aguirre Sierra, 2023).

Resistencia a la tracción y compresión

La resistencia a la tracción mide la capacidad de un material para resistir fuerzas que tienden a alargarlo, mientras que la resistencia a la compresión evalúa su capacidad para soportar fuerzas que tienden a acortarlo. En este diseño, los materiales seleccionados deben cumplir con estos requisitos para garantizar la estabilidad estructural. La fórmula básica que rige la resistencia de materiales a la tracción y compresión es:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad [1]$$

En donde:

σ : es el esfuerzo aplicado (en pascales, Pa),

F: es la fuerza aplicada (en newtons, N),

A: es el área de la sección transversal (en metros cuadrados, m²).

Cálculo de esfuerzos

En una estructura que soporta una carga vertical, como una viga de soporte para un puente grúa, se deben considerar tanto los esfuerzos de flexión como los de corte. Estos esfuerzos son críticos en puntos de apoyo o en secciones donde las cargas son más intensas (Barchín Ortega, 2017).

Momento flector (M): Representa el momento generado en una sección de la viga debido a la carga aplicada y la distancia desde el punto de apoyo. La ecuación para el momento flector en una viga simplemente apoyada bajo carga distribuida (Campreciós, 2012).

$$M = \frac{w x L^2}{8} \quad [2]$$

w: es la carga distribuida (N/m),

L: es la longitud de la viga (m).

Esfuerzo de corte (τ): Surge en la sección transversal de una viga debido a las fuerzas que tienden a deslizar unas partes del material sobre otras. La fórmula del esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad [3]$$

En donde:

donde:

V: es la fuerza cortante (N).

A: es el área de la sección transversal.

Módulo de sección y selección del perfil

El módulo de sección (S) es una propiedad geométrica de la sección transversal de una viga, esencial para calcular la resistencia a la flexión. Para vigas con perfil IPE (perfil en forma de "I"), el módulo de sección se calcula como:

$$S = \frac{I}{c} \quad [4]$$

En donde:

I: es el momento de inercia de la sección,

c: es la distancia desde el eje neutral hasta el punto más alejado de la sección.

Para determinar el tamaño y tipo de perfil adecuado, como IPE180 o IPE220, el cálculo se basa en el esfuerzo permisible del material seleccionado (por ejemplo, acero A36 con un límite elástico de 250 MPa).

Factor de Seguridad

En ingeniería estructural, se usa un factor de seguridad (FS) para proporcionar un margen de seguridad en el diseño (Lema-Chicaiza & Simba-Guamushig, 2003). El factor de seguridad para un material se define como:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{real}} \quad [5]$$

donde:

σ_{adm} : Es el esfuerzo permisible

σ_{real} : Es el esfuerzo máximo que soportará la estructura.

es el esfuerzo máximo que soportará la estructura.

En esta tesis, se utiliza un factor de seguridad de 1,5 para asegurar que los materiales y el diseño cumplan con las condiciones de operación bajo cargas variables, evitando fallas estructurales.

Cálculo de Deflexión

Finalmente, para garantizar que la estructura no se deforme más allá de lo admisible, se calcula la deflexión máxima (δ) de la viga. Para una viga simplemente apoyada con carga uniforme, la deflexión máxima se determina mediante la ecuación:

$$\delta = \frac{5 \times w \times L^4}{384 \times E \times I} \quad [6]$$

donde:

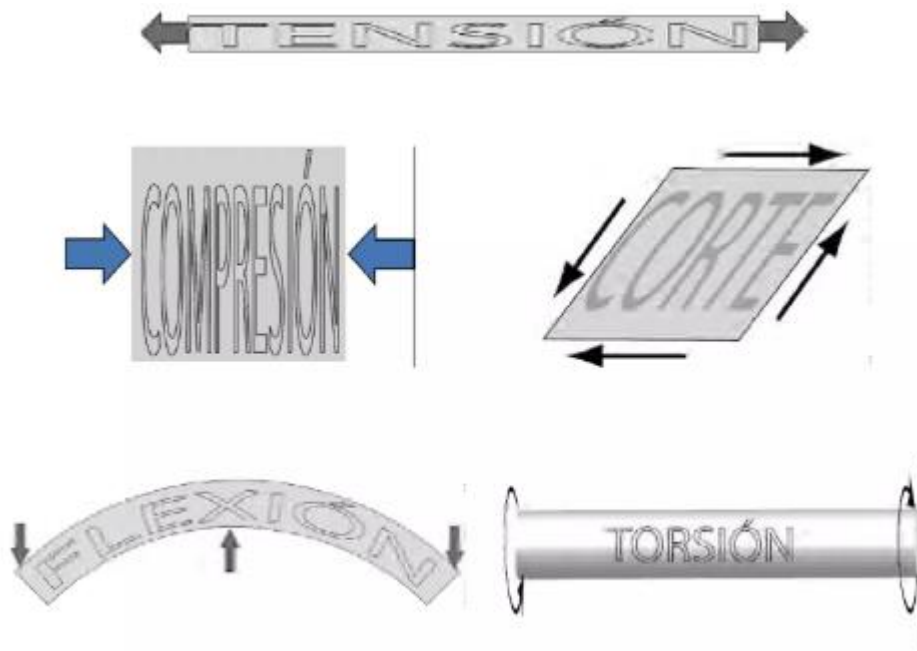
E: es el módulo de elasticidad del material (por ejemplo, para el acero, $E \approx 210\text{GPa}$).

I: es el momento de inercia de la sección.

La deflexión máxima permite verificar que el diseño mantenga la rigidez adecuada y limite los desplazamientos para que la estructura funcione con seguridad y precisión (Sandoval-Corredor & Torres-Parra, 2017).

Figura 1

Principios de resistencia de materiales.



Fuente: Salanar, 2007

2.2.2. Análisis de cargas y esfuerzos en estructuras

El análisis de cargas y esfuerzos en estructuras es una parte esencial en el diseño y construcción de sistemas de elevación y soporte, como el caso de la estructura destinada a levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. Este análisis permite identificar y calcular las fuerzas internas y externas que actúan sobre la estructura para asegurar que pueda soportar cargas sin sufrir deformaciones o fallos estructurales (Santacruz-Bermeo, 2015).

Tipos de cargas en estructuras

En una estructura mecánica de elevación, como un puente grúa, se deben considerar varios tipos de cargas que afectan el comportamiento estructural:

Carga estática (P): Son cargas constantes o lentas, como el peso de los materiales y equipos que la estructura soporta de manera continua. La carga estática se puede representar por la ecuación:

$$P = m \times g \quad [7]$$

donde:

P: es la carga (en Newtons, N),

m: es la masa de la carga (en kg),

g: es la aceleración debido a la gravedad (9,81m/s²).

Carga dinámica (F_d): Resulta de cargas que se mueven o cambian rápidamente, como el peso de una carga en movimiento. La carga dinámica genera fuerzas adicionales debido a la inercia y se calcula como:

$$F_d = m \times a \quad [8]$$

Donde:

a: Es la aceleración de la carga en movimiento.

Carga de impacto (F_i): Ocurre cuando una carga es aplicada bruscamente, generando una fuerza mayor que la carga estática debido a la energía cinética. El cálculo de esta carga depende de factores como la velocidad inicial y el tiempo de aplicación de la carga (Lengerke et al., 2007).

Carga de Viento (F_w): En aplicaciones al aire libre, el viento genera una carga adicional sobre la estructura, calculada como:

$$F_d = C_d \times A \times \rho \times V^2 \quad [9]$$

C_d : es el coeficiente de arrastre.

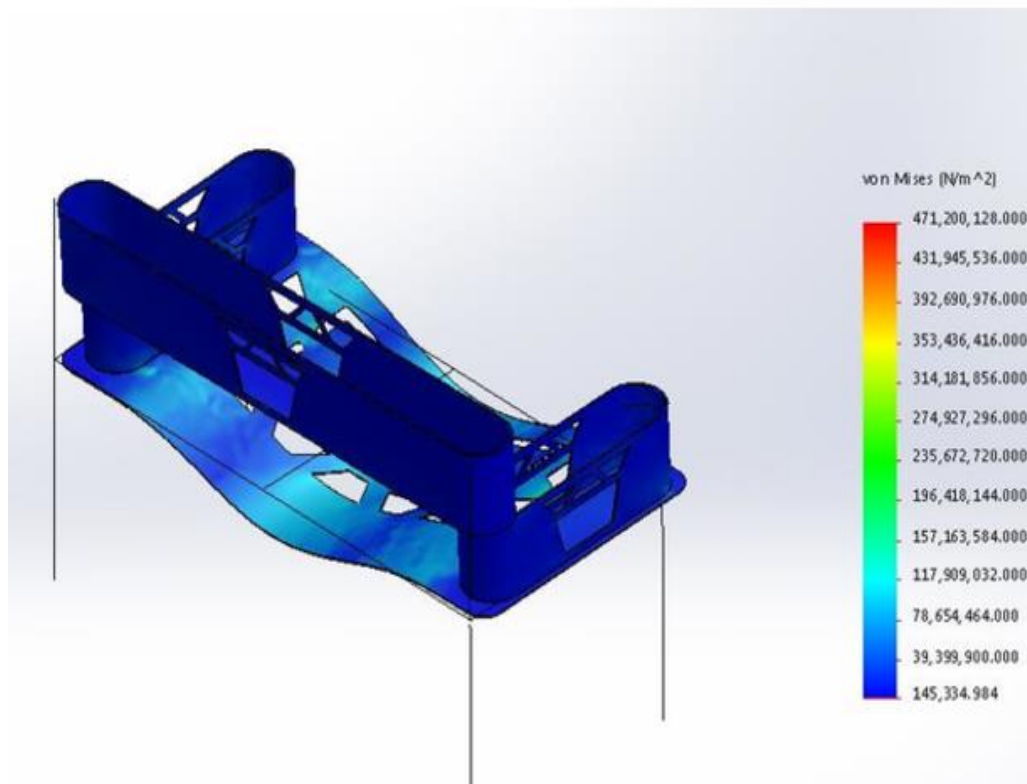
A : es el área de la superficie expuesta (en m^2),

ρ : es la densidad del aire ($1,225 \text{ kg/m}^3$)

V : es la velocidad del viento (en m/s).

Figura 2

Esfuerzos de estructura.



Fuente: Huerta & Baez, 2014

2.2.3. Métodos de elementos finitos (MEF)

El Método de Elementos Finitos (MEF) es una técnica numérica avanzada usada ampliamente en ingeniería para analizar y resolver problemas complejos de mecánica estructural, como aquellos que implican la resistencia de materiales, la deformación, los esfuerzos, y otros fenómenos físicos. En el contexto de esta tesis, el MEF se emplea para validar el diseño estructural de una grúa destinada a levantar cargas de hasta 1,5 toneladas, evaluando la capacidad de cada componente

estructural para soportar las cargas y los esfuerzos sin comprometer la integridad de la estructura (Lopez Hidalgo, 2024).

Fundamentos del Método de Elementos Finitos

El MEF divide una estructura compleja en una serie de partes pequeñas y manejables llamadas elementos finitos. Cada uno de estos elementos está conectado a otros mediante nodos, y juntos forman una malla que modela la geometría y propiedades del objeto o estructura. Esta malla permite descomponer el problema en ecuaciones diferenciales más simples que, al resolverse, proporcionan una aproximación precisa de cómo el conjunto reaccionará ante diversas cargas (Miranda, 2021).

En el MEF, la solución global del problema se aproxima mediante una función conocida como función de forma o función de interpolación. Esta función describe cómo se distribuyen las deformaciones y los desplazamientos dentro de cada elemento y permite calcular la respuesta estructural en puntos específicos (Ventura Campreciós, 2018).

Principio de los Desplazamientos

Uno de los conceptos fundamentales del MEF es el principio de los desplazamientos. En estructuras sometidas a cargas, cada nodo experimenta un desplazamiento (o movimiento) que depende de la rigidez del material y de la geometría del elemento. La relación entre fuerza y desplazamiento en cada elemento se expresa como:

$$K \circ U = F \quad [10]$$

Donde:

K: es la matriz de rigidez del sistema, que depende de las propiedades del material y de la geometría del elemento.

U: es el vector de desplazamientos nodales.

F: es el vector de fuerzas aplicadas en los nodos.

Esta ecuación constituye la base para calcular los desplazamientos en el sistema y determinar cómo reacciona la estructura ante las cargas aplicadas.

Cálculo de esfuerzos y deformaciones

Una vez determinados los desplazamientos nodales, el siguiente paso es calcular los esfuerzos y deformaciones dentro de cada elemento. En el MEF, estos valores se derivan de los desplazamientos y de la matriz de rigidez (ETSAM, 2022). Para un elemento en tracción o compresión, el esfuerzo σ dentro del elemento se calcula como:

$$\sigma = E \times \epsilon \quad [11]$$

Donde:

E: es el módulo de elasticidad del material,

ϵ : es la deformación, calculada a partir de los desplazamientos nodales.

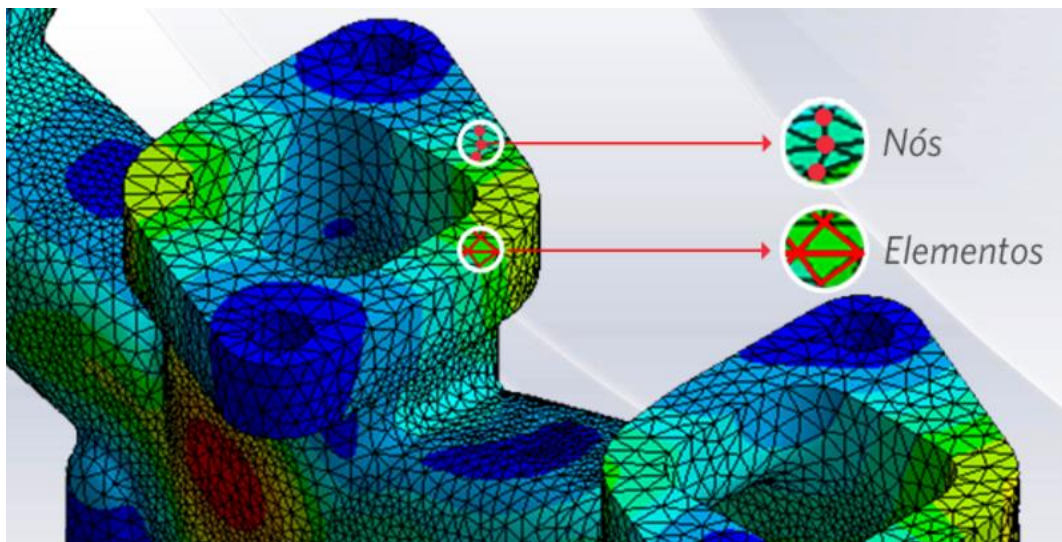
La deformación ϵ en un elemento 1D se define como la diferencia en desplazamientos dividida por la longitud del elemento:

$$\epsilon = \frac{u_2 - u_1}{L} \quad [12]$$

donde u_2 y u_1 son los desplazamientos en los nodos inicial y final del elemento. Este cálculo es esencial para determinar si el material seleccionado soportará las cargas sin alcanzar su límite de resistencia.

Figura 3

Elementos finitos.



Fuente: Mirlisenna, 2016

2.2.4. Teoría de diseño de sistemas de elevación

La teoría de diseño de sistemas de elevación se enfoca en el desarrollo de estructuras y mecanismos capaces de levantar y manipular cargas de forma segura y eficiente. Esta teoría es esencial para diseñar sistemas de grúas o elevadores industriales que soportan pesos significativos y que, en su operación, deben mantener la seguridad de los trabajadores y la integridad de los equipos (Mirlisenna, 2016).

Principios fundamentales en el diseño de sistemas de elevación

El diseño de un sistema de elevación implica considerar múltiples aspectos: la resistencia de los materiales, la estabilidad estructural, el análisis de fuerzas y momentos, y el cálculo de los factores de seguridad. Un aspecto clave en este tipo de diseño es la selección y disposición de los elementos estructurales (vigas, poleas, cables, etc.) y los componentes de accionamiento (motores, cilindros hidráulicos, entre otros) que transfieren las cargas aplicadas durante el proceso de elevación (Huerta & Baez, 2014).

Capacidad de carga: En el diseño de un sistema de elevación, se comienza estableciendo la capacidad de carga nominal que el sistema debe soportar. Para una carga máxima P_{MAX} , se toma en cuenta tanto el peso de la carga como los factores de seguridad asociados a las posibles variaciones de carga durante el uso. La carga nominal se calcula con:

$$P_{nominal} = \frac{P_{m\acute{a}x}}{FS} \quad [13]$$

Donde:

$P_{nominal}$: es la carga nominal (en Newtons, N).

$P_{m\acute{a}x}$: es la carga máxima esperada.

FS: es el factor de seguridad.

Este cálculo es fundamental para determinar el tamaño y la resistencia de cada componente del sistema de elevación.

Fuerzas de tensión en cables y cadenas: Los sistemas de elevación suelen utilizar cables o cadenas para soportar y levantar cargas. La tensión en un cable es crítica para el diseño, pues determina tanto el tipo de material como el diámetro requerido. La tensión máxima ($T_{m\acute{a}x}$) se calcula como:

$$T_{m\acute{a}x} = P + m \times a \quad [14]$$

Donde:

P: es el peso de la carga,

m: es la masa de la carga,

a: es la aceleración durante el levantamiento

La tensión en el cable debe ser inferior al límite de resistencia del material, ajustada por el factor de seguridad, para evitar rupturas.

Momento de giro en polipastos: En un sistema de elevación que emplea polipastos, se utilizan poleas para redirigir el esfuerzo y reducir la carga que actúa directamente sobre el sistema de tracción. El momento de giro en una polea se expresa como

$$M = F \times r \quad [15]$$

Donde:

M: es el momento de giro.

F: es la fuerza aplicada en la cuerda o cable.

r: es el radio de la polea.

Este momento de giro afecta la elección del tipo y tamaño de las poleas, ya que estas deben soportar el esfuerzo sin deformarse.

2.2.5. Análisis de fatiga y durabilidad de la estructura

El análisis de fatiga y durabilidad de una estructura es fundamental en el diseño de sistemas mecánicos sujetos a cargas repetitivas o variables, como el sistema de elevación destinado a soportar cargas de hasta 1,5 toneladas. A lo largo de su vida útil, la estructura experimentará ciclos de carga y descarga que pueden, con el tiempo, provocar microfisuras y fallas estructurales si no se dimensiona y selecciona correctamente el material. La fatiga y durabilidad del material se evalúan para asegurar que la estructura no solo soporte las cargas nominales, sino que también mantenga su integridad estructural en el tiempo (Round, 2009).

Naturaleza de la fatiga en materiales

La fatiga es el proceso de debilitamiento de un material debido a la exposición a cargas cíclicas. Aunque las cargas aplicadas estén dentro del límite de resistencia del material, la repetición continua provoca una acumulación de daño que eventualmente puede llevar a una fractura. Este fenómeno depende de la magnitud de las cargas, la frecuencia de los ciclos y la naturaleza del material (López-Huamán, 2021).

Para cuantificar este fenómeno, se utiliza la curva S-N (esfuerzo-número de ciclos), que describe la relación entre el esfuerzo aplicado y el número de ciclos de carga que el material puede soportar antes de fallar. En una prueba de fatiga, el material se somete a un esfuerzo fluctuante y se registra el número de ciclos hasta la fractura. La curva resultante ayuda a determinar la resistencia a la fatiga del material (Jaramillo, 2018).

Esfuerzo alternante y medio

En el análisis de fatiga, los conceptos de esfuerzo alternante y esfuerzo medio (σ) son cruciales. El esfuerzo alternante se refiere a la variación del esfuerzo durante el

ciclo de carga, mientras que el esfuerzo medio es el valor promedio del esfuerzo durante el ciclo. Estos esfuerzos se calculan como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2}$$
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad [16]$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: es el esfuerzo máximo en el ciclo.

$\sigma_{m\acute{i}n}$: es el esfuerzo mínimo en el ciclo.

Ambos valores son importantes para evaluar cómo el material responder bajo cargas variables, ya que la combinación de un esfuerzo medio alto con un esfuerzo alternante considerable tiende a reducir la resistencia a la fatiga.

Factor de concentración de esfuerzos

En estructuras mecánicas con discontinuidades, como agujeros, cambios de sección o soldaduras, se generan concentraciones de esfuerzos que pueden amplificar significativamente el esfuerzo local en esos puntos. El factor de concentración de esfuerzos (K_t) describe el aumento del esfuerzo debido a estas geometrías y se define como:

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x \text{ local}}}{\sigma_{nominal}} \quad [17]$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x \text{ local}}$: es el esfuerzo máximo en la región de concentración,

$\sigma_{nominal}$: es el esfuerzo nominal en una sección sin discontinuidades.

Para el diseño contra fatiga, es esencial minimizar estas concentraciones, pues son puntos críticos donde pueden iniciarse fisuras que afectarán la durabilidad de la estructura.

Ecuación de Goodman y factor de seguridad de fatiga

Para diseñar una estructura resistente a la fatiga, se suele utilizar la ecuación de Goodman, que relaciona el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante con la resistencia a la fatiga y la resistencia última del material. La ecuación de Goodman se expresa como:

$$1 = \frac{\sigma_a}{\sigma_{fatiga}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ultima}} \quad [18]$$

Donde:

σ_a : es el esfuerzo alternante,

σ_{fatiga} : es el límite de resistencia a la fatiga del material,

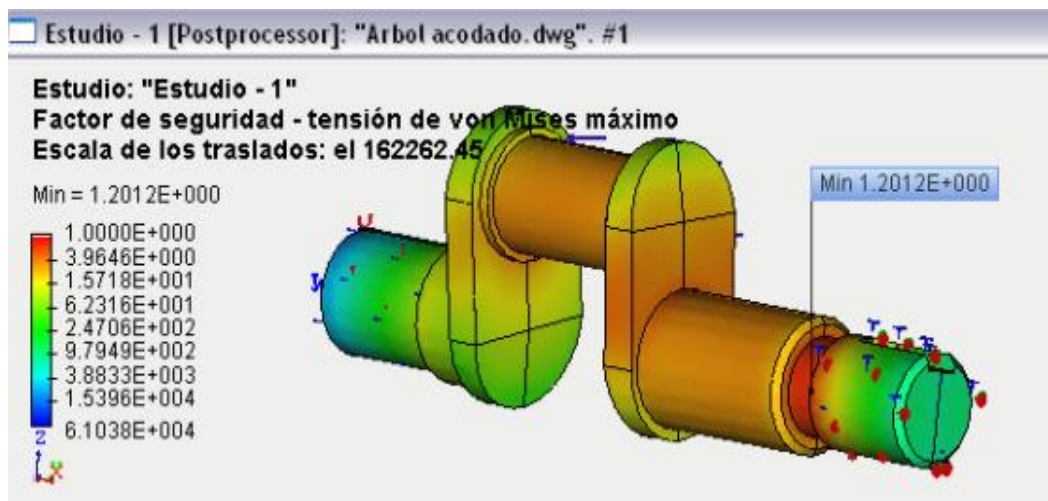
σ_m : es el esfuerzo medio,

σ_{ultima} : es la resistencia última a la tracción del material.

La ecuación de Goodman permite verificar si los esfuerzos en un componente están dentro del rango seguro de operación para evitar la falla por fatiga. El diseño debe cumplir con esta relación, de modo que la suma de ambas fracciones sea menor o igual a 1, lo cual asegura que el componente operará dentro de los límites de resistencia del material (Mieles, 2016).

Figura 4

Fatiga y durabilidad en materiales.



Fuente: AutoDesk, 2018

2.2.6. Selección de materiales en diseño mecánico

La selección de materiales en diseño mecánico es un proceso crítico para asegurar que una estructura cumpla con los requisitos de resistencia, durabilidad, y eficiencia en función de las cargas y condiciones de trabajo. En el diseño de sistemas de elevación, como el que se propone en este proyecto, la elección de materiales implica un análisis detallado de propiedades mecánicas, económicas y de manufactura. Esta selección impacta directamente la seguridad y la vida útil del sistema, ya que materiales inapropiados podrían fallar bajo cargas elevadas o condiciones de trabajo exigentes (Conejo-Crispin, 2020).

Propiedades mecánicas clave para la selección de materiales

Para aplicaciones de elevación, ciertas propiedades mecánicas son fundamentales en la elección de materiales:

Resistencia a la tracción: La resistencia a la tracción es la máxima carga que un material puede soportar sin romperse. En aplicaciones donde el material debe soportar grandes cargas, como cables o elementos de soporte, la resistencia a la tracción () es esencial para evitar fallos. Esta propiedad se mide en megapascuales (MPa) y puede calcularse para un área transversal determinada A y usando:

$$\sigma_{ult} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A} \quad [19]$$

Límite de elasticidad: Representa el esfuerzo máximo que un material puede soportar sin sufrir deformación permanente. Este límite es fundamental en componentes que experimentan cargas cíclicas, ya que garantiza que el material regresará a su forma original después de cada ciclo. La selección de materiales con un límite de elasticidad alto asegura que la estructura no se deforme permanentemente bajo cargas de trabajo normales (Yáñez, 2020).

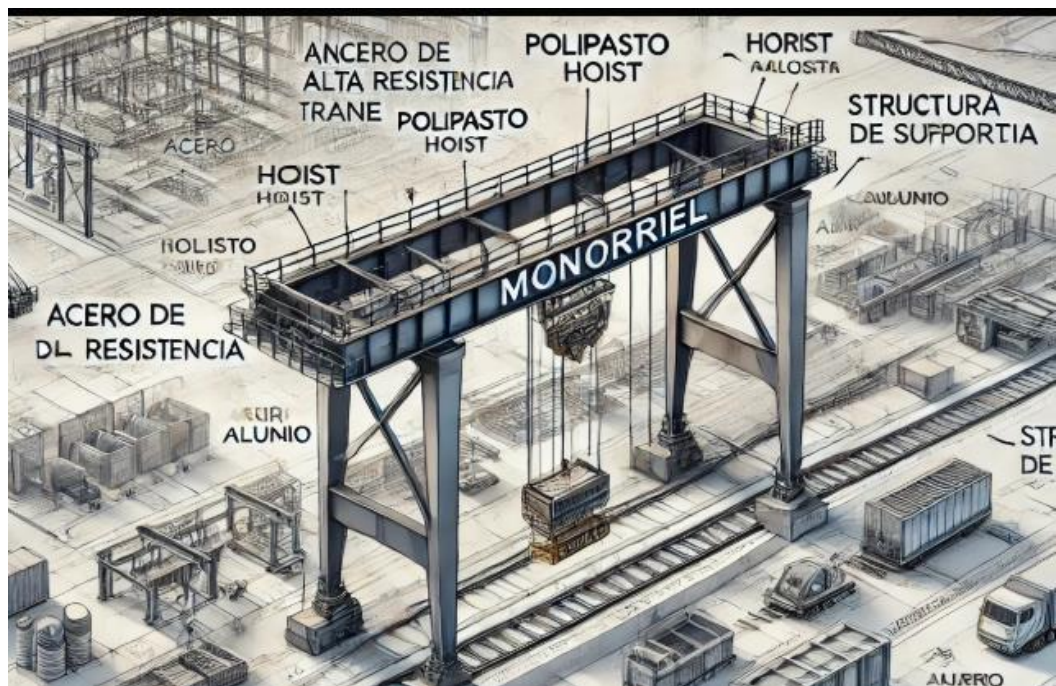
Tenacidad: La tenacidad mide la capacidad de un material para absorber energía antes de romperse, una propiedad crucial en condiciones donde pueden ocurrir impactos o cargas dinámicas. La tenacidad se representa generalmente mediante el área bajo la curva esfuerzo-deformación, lo que indica cuánta energía puede absorber el material antes de la fractura (Salanar, 2014).

Módulo de Young: Este módulo (E) define la rigidez de un material y es la relación entre esfuerzo y deformación en la región elástica. Un módulo de Young alto significa que el material es rígido y se deforma poco bajo carga, lo cual es beneficioso para componentes estructurales que requieren mantener la forma y resistir cargas sin doblarse. Para una tensión axial σ y una deformación unitaria ϵ , el módulo de Young se calcula como:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad [20]$$

Figura 5

Selección de materiales.



Fuente: Jaramillo, 2018

2.3. Definiciones conceptuales

Puente grúa: Estructura mecánica diseñada para levantar y desplazar cargas pesadas de manera controlada, utilizando un sistema de poleas y un mecanismo de elevación.

Capacidad de carga: Máxima carga que un sistema de elevación puede levantar de forma segura, generalmente expresada en toneladas o kilogramos.

Factor de seguridad: Relación entre la resistencia máxima de un material o estructura y la carga máxima esperada que se le aplicará, utilizado para garantizar la seguridad en el diseño.

Ergonomía: Disciplina que estudia cómo diseñar herramientas y equipos que se ajusten a las capacidades y limitaciones del ser humano, con el fin de mejorar la comodidad y eficiencia en el trabajo.

Eficiencia operativa: Medida de cuán bien se utilizan los recursos (tiempo, materiales, mano de obra) para llevar a cabo procesos de trabajo, reflejando la rapidez y efectividad en la realización de tareas.

Acero A36: Tipo de acero estructural comúnmente utilizado en la construcción, conocido por su buena resistencia y facilidad de soldadura.

Simulación por elementos finitos (MEF): Método numérico utilizado para predecir el comportamiento de estructuras y materiales bajo diversas condiciones de carga, permitiendo optimizar el diseño antes de la construcción.

Rodamiento: Componente mecánico que permite el movimiento rotativo de un eje o trolley dentro del sistema de elevación, reduciendo la fricción y facilitando el desplazamiento.

Resistencia de materiales: Rama de la ingeniería que estudia cómo los materiales soportan cargas y fuerzas, determinando su comportamiento bajo condiciones de tensión y compresión.

Mantenimiento preventivo: Conjunto de acciones programadas y realizadas regularmente para evitar fallos o averías en los equipos y maquinaria, prolongando su vida útil.

Normativa CE: Conjunto de regulaciones y estándares de calidad y seguridad que deben cumplir los productos comercializados en la Unión Europea, garantizando su conformidad.

Trolley : Dispositivo de elevación que se mueve a lo largo de la viga del puente grúa, llevando el mecanismo de levantamiento y facilitando el desplazamiento de cargas.

Cálculo estructural: Proceso matemático y analítico que determina las dimensiones y características de los elementos estructurales, asegurando que puedan soportar las cargas previstas.

Carga dinámica: Fuerza o carga que actúa sobre una estructura debido a movimientos o vibraciones, que puede ser más difícil de predecir y controlar en comparación con cargas estáticas.

Diseño modular: Enfoque de diseño que permite construir estructuras en secciones o módulos, facilitando la adaptación, expansión y mantenimiento de la infraestructura.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Planteamiento metodológico

El método de investigación se encuentra basada en el método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño basado en la sugerencia de la asociación alemana de ingenieros VDI 2221 - 2225.

El tipo de investigación es tecnológico puesto que la investigación está proponiendo el diseño de una estructura para levantar una carga de 1,5 toneladas para satisfacer las necesidades en el taller Hidro Group's S.R.L.

El nivel de investigación es de tipo descriptiva puesto que evalúa aspectos, tamaños o elementos del fenómeno a estudiar, a base de cálculos simulaciones de los diversos conocimientos para describir lo que se está investigando, puede otorgar la posibilidad de realizar perfeccionamiento

El diseño de la investigación es descriptivo – simple porque recogemos información actualizada sobre esta estructura mecánica y sus características.

3.2. Población y muestra

Para el presente trabajo la unidad de observación sera la estructura mecanica para levantar cargas de 1,5 toneladas

3.3. Equipos y materiales

En la siguiente tabla se muestra los equipos y materiales respectivos para el diseño de un depósito subterráneo reforzado con fibra de vidrio.

Tabla 2

Lista de equipos y materiales para el diseño de una estructura mecánica para levantar.

Componente	Parámetro
Viga Primordial	Perfil I ASTM A36 x 1
	Momento Flector Máximo
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)
	Factor de Seguridad
Viga Transversal	Perfil I ASTM A36 x 2
	Momento Flector Máximo
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)
	Factor de Seguridad
Viga Soporte (Fuerza Tx)	Perfil I ASTM A36 x 1
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)
	Factor de Seguridad
Viga Soporte (Fuerza Ty)	Perfil I ASTM A36 x 1
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)
	Factor de Seguridad
Trolley Principal	Diámetro del Eje
	Espesor de Placas
	Rodamiento
Trolley Transversal	Diámetro del Eje
	Espesor de Placas
	Rodamiento
Viga de soporte	perfil cuadrado ASTM A36 x 4
Cinta estabilizadora	Perfil L ASTM A 36 x 4
Tecle eléctrico	elevación controlada y confiable x 1
Elementos de fijación	Espárragos, tuercas, arandelas, anillos de presión soldadura
Costo de proceso	Taladreo, soldeo y cortes.
Costos de montaje	Supervisor, soldador, mecánico

Fuente: Elaboración propia

3.4. Procedimiento de las pruebas experimentales

Dado que el diseño de esta investigación es no experimental y longitudinal, no es posible realizar pruebas experimentales directas en el sentido tradicional de manipular variables para observar efectos controlados. En un diseño no experimental, el investigador no interviene activamente en el sistema ni modifica variables en un entorno de prueba controlado. En lugar de eso, el enfoque está en la observación y análisis de la estructura tal como se implementa en el taller, sin alterar las condiciones naturales en las que opera.

Al ser de tipo longitudinal, el estudio analiza el comportamiento y durabilidad de la estructura a lo largo del tiempo, observando cómo reacciona en su uso continuo en el entorno del taller de Hidro Group's S.R.L. Esto implica realizar un seguimiento de las condiciones reales de operación sin intervenir para realizar pruebas de carga o pruebas simuladas.

El objetivo es observar el desempeño de la estructura bajo las condiciones normales del taller, registrando datos a lo largo de semanas o meses para evaluar su resistencia, durabilidad y adecuación sin realizar modificaciones experimentales en el sistema. Por esta razón, no se llevan a cabo pruebas experimentales directas, y se enfoca en recolectar datos observacionales sobre la efectividad del diseño en un entorno natural.

3.5. Técnicas de recolección de datos

Para este punto será la lista de exigencia que requiere la metodología VDI 2225 – 2225

3.6. Técnicas para el procesamiento de datos

En esta tesis, las técnicas de procesamiento de datos se centran en el análisis detallado de los resultados obtenidos en las simulaciones computacionales del

diseño de la estructura mecánica, sin requerir su construcción física. Estas técnicas permiten evaluar el comportamiento estructural del modelo y garantizar que cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad antes de su implementación.

Análisis de resultados de simulación: Los datos generados mediante el Método de Elementos Finitos (MEF) se procesan para identificar esfuerzos, tensiones y deformaciones en los diferentes componentes del diseño. Esto implica interpretar los mapas de esfuerzo y los diagramas de deformación, que ofrecen una visualización detallada de cómo responde la estructura bajo condiciones de carga. Este análisis ayuda a verificar los puntos críticos del diseño, donde podrían surgir posibles fallos estructurales.

Cálculo de factores de seguridad: A partir de los datos de esfuerzo y deformación, se calculan los factores de seguridad de cada componente, comparándolos con los estándares de seguridad. Este cálculo permite confirmar que los materiales y dimensiones seleccionados cumplen con los requisitos de estabilidad y durabilidad.

Comparación con estándares técnicos: Los resultados procesados se comparan con normas y criterios de diseño establecidos en proyectos similares. Este enfoque asegura que el diseño proyectado alcance los niveles requeridos de rendimiento y seguridad, proporcionando una validación final basada en datos computacionales antes de pasar a la construcción.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1. Descripción de las pruebas experimentales

Aunque no se llevaron a cabo pruebas experimentales directas en el contexto de esta tesis, se diseñó una metodología que habría permitido validar el rendimiento del puente grúa propuesto. La validación teórica del diseño se fundamentó en simulaciones realizadas con software especializado, como SolidWorks, junto con el análisis por elementos finitos (MEF), los cuales fueron utilizados para evaluar la resistencia y estabilidad de la estructura bajo diversas condiciones de carga.

Para replicar las condiciones que el puente grúa experimentaría durante su uso real, se planearon simulaciones que aplicarían tanto cargas estáticas como dinámicas. Esto permitiría observar el comportamiento del sistema en diferentes escenarios y garantizar que pudiera manejar las cargas previstas sin comprometer su integridad.

Se realizó un análisis detallado de los esfuerzos en cada componente de la estructura, considerando factores como tensiones, compresiones y deformaciones, asegurando que cada parte del diseño cumpla con los requisitos de resistencia. En este sentido, se calcularon los factores de seguridad, garantizando que el diseño no solo fuera eficiente, sino también seguro, capaz de soportar cargas superiores a las esperadas.

4.1.1. Lista de exigencias

Tabla 3

Lista de exigencias para el diseño de un depósito subterráneo.

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA MECÁNICA PARA LEVANTAR CARGAS DE 1,5 TONELADAS EN EL TALLER DE HIDRO GROUP'S S.R.L., EN EL AÑO 2022

Prioridad	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
1	Exigencia	La grúa debe levantar una carga mínima de 1,5 tonelada.	A.O.C.G.
2	Exigencia	El sistema debe funcionar al menos 8 horas diarias sin interrupciones.	A.O.C.G.
3	Exigencia	Debe incluir sistemas de parada de emergencia accesibles y rápidos.	A.O.C.G.
4	Exigencia	El sistema debe ser resistente a ambientes industriales con alta humedad y polvo.	A.O.C.G.
5	Exigencia	Los componentes deben ser reemplazables sin necesidad de herramientas especializadas.	A.O.C.G.
6	Exigencia	Los tiempos de instalación no deben exceder las 24 horas.	A.O.C.G.
7	Deseo	La operación de la grúa debería ser silenciosa, con un nivel de ruido máximo de 70 dB.	A.O.C.G.
8	Deseo	La grúa debería tener iluminación integrada para facilitar el trabajo nocturno.	A.O.C.G.
9	Exigencia	El equipo debe resistir temperaturas operativas de -10°C a 50°C.	A.O.C.G.
10	Deseo	El diseño debería ser modular para facilitar futuras expansiones o actualizaciones.	A.O.C.G.
11	Exigencia	El equipo debe tener una vida útil mínima de 10 años con mantenimiento regular.	A.O.C.G.
12	Exigencia	El sistema debe ser operable por una sola persona, cumpliendo con normas ergonómicas.	A.O.C.G.

Fuente: Elaboración propia

4.1.2. Concepto de solución

4.1.2.1. Caja negra

Figura 6

Caja negra del diseño.



Fuente: Mirlisenna, 2016

Entradas:

1. Energía eléctrica para el funcionamiento del teclé.
2. Peso de las cargas a ser levantadas (máximo 1,5 toneladas).
3. Materiales y herramientas estándar para la instalación de componentes reemplazables.

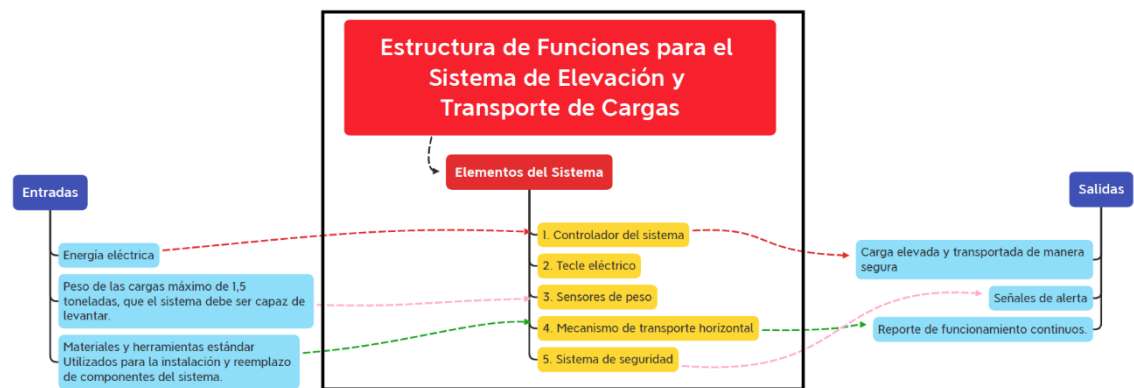
Salidas:

1. Carga elevada y transportada de manera segura.
2. Señales de alerta en caso de emergencia (sobrepeso, fallos de operación).
3. Reporte de funcionamiento continuo durante al menos 8 horas diarias.

4.1.2.2. Estructura de funciones

Figura 7

Estructura de funciones.



Fuente: Mirлисenna, 2016

Entradas:

Son los recursos o insumos que se necesitan para que el sistema funcione. En el caso del sistema de elevación y transporte de cargas, las entradas pueden ser:

Energía eléctrica: Proporciona la potencia necesaria para operar los mecanismos de elevación y transporte.

Peso de las cargas: Define el límite que el sistema puede manejar. Aquí se especifica el peso máximo, como 1,5 toneladas, que el sistema debe poder levantar.

Materiales y herramientas estándar: Elementos necesarios para el mantenimiento y reemplazo de componentes del sistema.

Las entradas son esenciales para que el sistema comience a operar, y cualquier variación en ellas puede afectar el rendimiento del sistema.

Elementos del sistema:

Estos son los componentes funcionales que interactúan entre sí para cumplir con la tarea de mover y elevar cargas de manera segura. Cada elemento tiene una función específica dentro del sistema:

Controlador del sistema: Coordina y gestiona el funcionamiento de todo el sistema, asegurando que los mecanismos operen correctamente.

Tecla eléctrica: Es el componente que proporciona el movimiento de elevación, transformando la energía eléctrica en trabajo mecánico para levantar las cargas.

Sensores de peso: Monitorean la carga que se está levantando para asegurarse de que no se exceda el límite de capacidad del sistema.

Mecanismo de transporte horizontal: Facilita el movimiento de las cargas en la dirección horizontal, permitiendo el transporte dentro del área de trabajo.

Sistema de seguridad: Detecta cualquier condición anómala y activa los mecanismos de protección para evitar accidentes.

Estos elementos trabajan juntos para garantizar que el sistema cumpla con sus objetivos de manera eficiente y segura.

Salidas:

Son los resultados o productos que genera el sistema cuando se activa y opera correctamente. Para este sistema, las salidas podrían incluir:

Carga elevada y transportada de manera segura: El objetivo principal es que las cargas sean levantadas y transportadas sin incidentes.

Señales de alerta: En caso de que algo funcione mal, el sistema debe emitir una señal para advertir al operador.

Reporte de funcionamiento continuo: Un registro o informe que detalla el estado y rendimiento del sistema, permitiendo monitorear su eficiencia y detectar posibles fallos a tiempo.

4.1.2.3. Matriz morfológica

Tabla 4
Evaluación técnico de cada concepto

Función	Portadores de funciones		
	S 01	S02	S 03
Capacidad de carga	 Sistema de poleas con motor eléctrico	 Sistema hidráulico de pistón	 Sistema neumático con refuerzos
Sistema de control	 Control programable por PLC	 Control manual con palanca	 Control remoto inalámbrico
Estructura del sistema	 Acero inoxidable	 Acero A36	 Acero galvanizado
Sistemas de seguridad	 Control programable por PLC	 Parada de emergencia con botón manual	 Parada de emergencia con doble redundancia
Mantenimiento	 Componentes modulares reemplazables	 Sistema autodiagnóstico con alarma de fallos	Reemplazo sin herramienta:
Tiempo de instalación	 Sistema modular preensamblado	 Instalación rápida con conexiones rápidas	 Instalación guiada con herramientas estándar
Modularidad del diseño	 Diseño con posibilidad de expansión lateral	 Sistema de componentes intercambiables	 Sistema compatible con otros modelos

Fuente: Elaboración propia

Capacidad de carga:

S01 (Sistema de poleas con motor eléctrico): Ideal para un sistema robusto y de bajo mantenimiento. Es confiable, pero el desgaste de las poleas puede ser un problema a largo plazo.

S02 (Sistema hidráulico de pistón): Requiere mayor mantenimiento debido a los componentes hidráulicos, pero ofrece mayor capacidad de carga con menos desgaste mecánico.

S03 (Sistema neumático con refuerzos): Eficiente, pero puede ser más costoso y menos preciso para cargas muy pesadas.

Sistema de control:

S01 (Control remoto inalámbrico): Muy conveniente y flexible, permite operar la grúa desde una distancia segura.

S02 (Control manual con palanca): Operación más básica, pero confiable y fácil de mantener.

S03 (Control programable por PLC): Ofrece automatización avanzada, lo que mejora la eficiencia, aunque implica mayor costo de implementación y mantenimiento.

Estructura del sistema:

S01 (Acero inoxidable): Muy resistente a la corrosión y al desgaste, ideal para ambientes industriales.

S02 Acero A36): Más económico.

S03 (Acero galvanizado): Resistente y económico, pero menos duradero en comparación con el acero inoxidable.

Sistemas de seguridad:

S01 (Parada de emergencia con botón manual): Es básica y efectiva, pero depende del operador.

S02 (Parada de emergencia automática con sensores): Proporciona mayor seguridad, ya que se activa automáticamente en caso de peligro.

S03 (Parada de emergencia con doble redundancia): Mayor nivel de seguridad con sistemas de respaldo, pero más costoso y complejo.

Mantenimiento:

S01 (Componentes modulares reemplazables): Fácil de mantener y reparar, reduce tiempos de inactividad.

S02 (Sistema autodiagnóstico con alarma de fallos): Permite una detección temprana de problemas, pero es más costoso de implementar.

S03 (Reemplazo sin herramientas): Aumenta la rapidez de las reparaciones, pero puede ser menos preciso si los componentes requieren ajustes más finos.

Tiempo de instalación

S01 (Sistema modular preensamblado): Muy rápido de instalar, lo que reduce tiempos de inactividad.

S02 (Instalación guiada con herramientas estándar): Instalación más lenta, pero accesible con herramientas comunes.

S03 (Instalación rápida con conexiones rápidas): Acelera aún más la instalación, pero puede requerir materiales especializados.

Modularidad del diseño:

S01 (Sistema de componentes intercambiables): Muy flexible y fácil de actualizar.

S02 (Diseño con posibilidad de expansión lateral): Permite crecimiento en la capacidad del sistema, pero requiere más espacio.

S03 (Sistema compatible con otros modelos): Mayor versatilidad a largo plazo, pero puede requerir adaptaciones adicionales.

4.1.2.4. Alternativas de solución

Alternativa 01

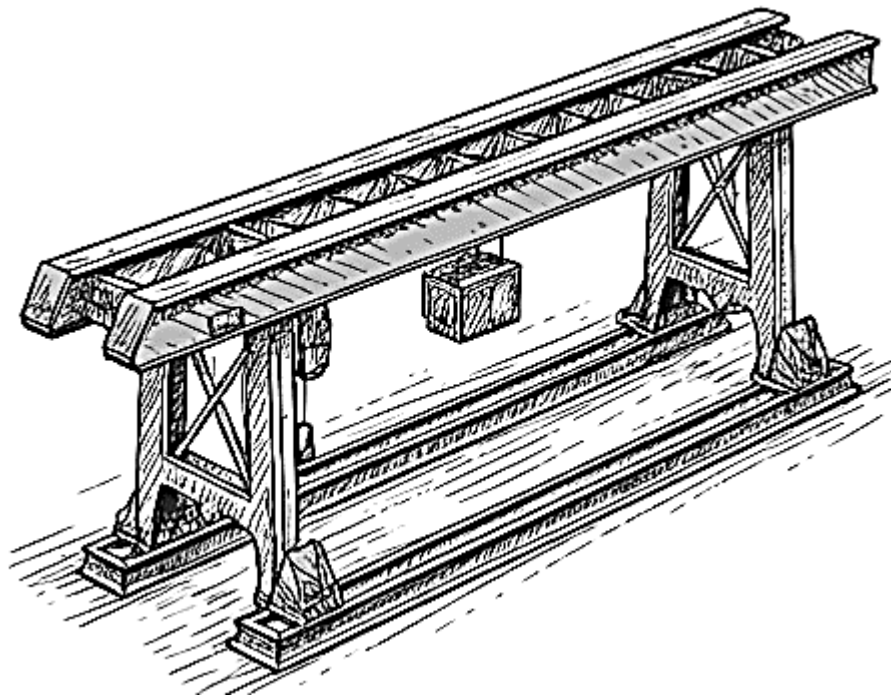
La alternativa S01 para el diseño de una estructura mecánica para levantar 1,5 toneladas destaca por su enfoque en la simplicidad y eficiencia operativa. El sistema utiliza un motor eléctrico con poleas, una solución confiable y de bajo mantenimiento que distribuye el peso de manera uniforme y permite levantar cargas pesadas con un esfuerzo reducido. Este tipo de sistema es muy común en entornos industriales, debido a su costo accesible y su durabilidad. El uso de acero inoxidable en la estructura garantiza resistencia a la corrosión y al desgaste, lo que prolonga la vida útil del equipo, incluso en ambientes con alta humedad o presencia de polvo. Además, el sistema de control remoto inalámbrico ofrece flexibilidad y seguridad al permitir al operador manejar la grúa desde una distancia segura.

En términos de seguridad, esta alternativa incluye un sistema de parada de emergencia mediante un botón manual, lo que asegura una respuesta rápida ante cualquier situación peligrosa. Aunque es un sistema básico, su eficacia reside en su simplicidad y facilidad de uso. En cuanto al mantenimiento, los componentes modulares reemplazables permiten una reparación rápida sin necesidad de herramientas especializadas, lo que reduce tiempos de inactividad y aumenta la disponibilidad del sistema. Este diseño modular también facilita la instalación, ya que muchas partes del sistema están preensambladas, permitiendo que el equipo esté listo para operar en poco tiempo.

El modularidad del diseño asegura que el sistema sea adaptable y escalable en el futuro. Los componentes intercambiables no solo simplifican el mantenimiento, sino que también permiten realizar actualizaciones o expansiones sin modificar toda la estructura, ofreciendo flexibilidad para satisfacer nuevas necesidades operativas. Este enfoque garantiza que la grúa pueda seguir siendo útil durante muchos años, prolongando su vida útil y reduciendo costos a largo plazo. La alternativa S01 es ideal para HIDRO GROUP'S S.R.L., ya que ofrece una solución confiable, rentable y eficiente, cumpliendo con los requisitos de capacidad de carga y seguridad sin comprometer la durabilidad ni la flexibilidad del sistema.

Figura 8

Diseño tentativo alternativa 01.



Fuente: Mirlisenna, 2016

Alternativa 02

La alternativa S02 para el diseño de una estructura mecánica para levantar 1,5 toneladas se centra en el uso de un sistema hidráulico de pistón, conocido por su capacidad de soportar cargas pesadas con precisión y menor esfuerzo mecánico en comparación con sistemas eléctricos o neumáticos. Este sistema es ideal para operaciones industriales donde se requiere alta capacidad de carga y un funcionamiento suave, lo que lo convierte en una opción robusta y eficiente. El control de la grúa se realiza mediante una palanca manual, lo que proporciona una operación sencilla y directa, aunque requiere la presencia del operador cerca del equipo. La estructura utiliza aluminio reforzado, un material más liviano que el acero, pero con suficiente resistencia para entornos industriales, lo que reduce el peso total del sistema y facilita su manejo.

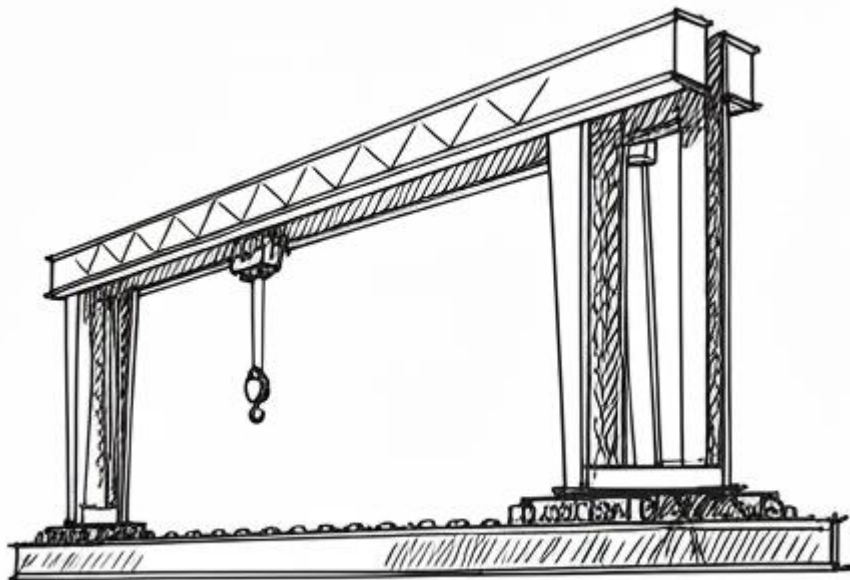
En cuanto a la seguridad, esta alternativa incluye un sistema de parada de emergencia automática con sensores, lo que mejora la protección del operador y la maquinaria, ya que los sensores pueden detectar situaciones peligrosas y detener el equipo sin intervención manual. El sistema de mantenimiento se basa en un autodiagnóstico con alarmas de fallos, lo que permite identificar problemas antes de que afecten el funcionamiento, reduciendo tiempos de inactividad y costos imprevistos. Aunque más complejo que los sistemas modulares básicos, el autodiagnóstico ofrece una mayor precisión en el mantenimiento preventivo y asegura que el sistema funcione de manera óptima.

En términos de instalación, el sistema de S02 requiere herramientas estándar y es guiado, lo que garantiza una instalación segura y controlada, aunque toma más tiempo en comparación con sistemas modulares preensamblados. El diseño también permite la expansión lateral, lo que significa que el sistema puede crecer en capacidad o funciones sin reemplazar toda la estructura, facilitando la adaptación a nuevas demandas operativas. Esta modularidad lateral es especialmente útil para

operaciones industriales en crecimiento. En resumen, la alternativa S02 ofrece una solución de alta capacidad y precisión con mejoras en seguridad y mantenimiento, haciéndola adecuada para entornos industriales que priorizan la capacidad de carga y la automatización en la operación.

Figura 9

Diseño tentativo alternativa 02.



Fuente: Elaboracion propia

Alternativa 03

La alternativa S03 para el diseño de una estructura mecánica destinada a levantar cargas de hasta 1,5 toneladas en el taller de HIDRO GROUP'S S.R.L. se basa en un sistema neumático reforzado, diseñado para ofrecer un equilibrio entre eficiencia y resistencia. Este sistema utiliza aire comprimido para accionar los

mecanismos de elevación, lo que lo hace rápido y relativamente fácil de mantener. Aunque puede ser más costoso que los sistemas hidráulicos o de poleas eléctricas, su capacidad para soportar cargas medianas con una precisión aceptable lo convierte en una opción adecuada para aplicaciones industriales donde la velocidad y la limpieza operativa son factores importantes.

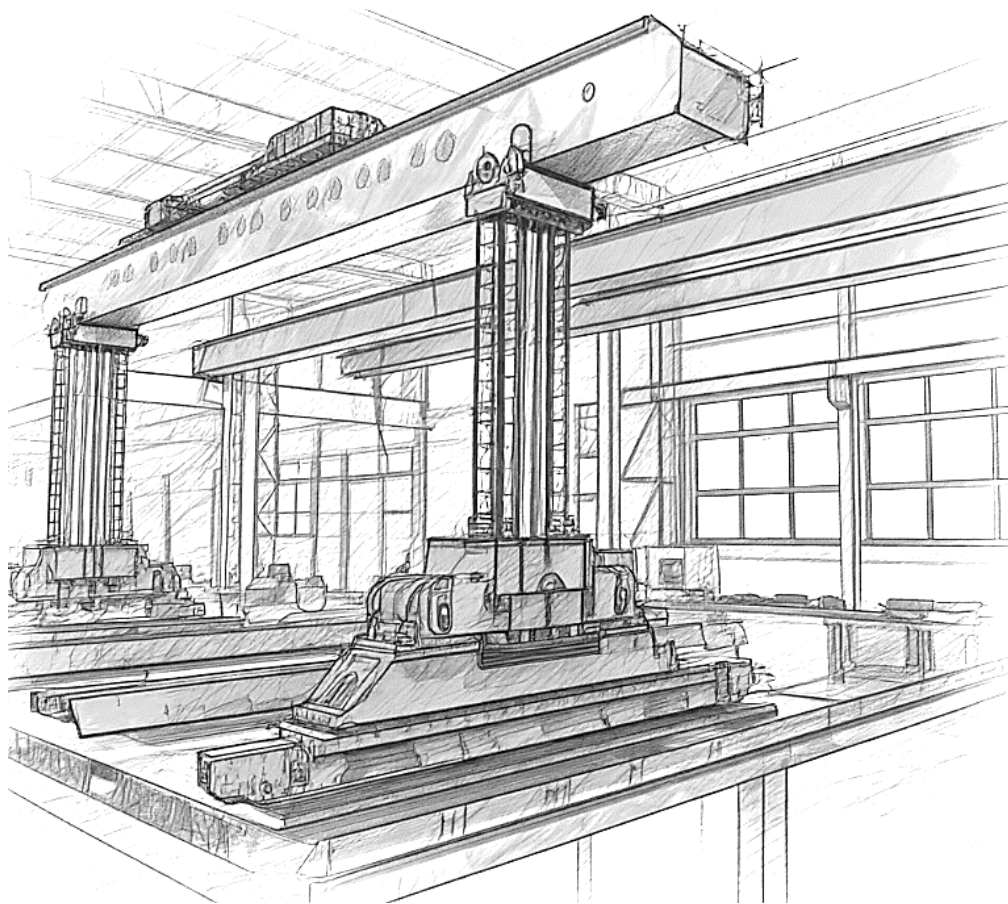
El sistema de control asociado con esta alternativa es un controlador programable (PLC), lo que permite un nivel avanzado de automatización. Esto mejora significativamente la eficiencia del sistema al reducir la necesidad de intervención manual constante y facilita la integración con otros sistemas automatizados que el taller podría emplear. Además, el control programable permite configurar parámetros específicos para cada operación de levantamiento, optimizando el proceso según las necesidades de la carga y el entorno de trabajo.

En términos de seguridad, el sistema está equipado con un mecanismo de parada de emergencia con doble redundancia, lo que garantiza un alto nivel de seguridad operativa. Este sistema no solo cuenta con un botón de parada manual accesible, sino también con sensores integrados que detectan cualquier anomalía o fallo, activando automáticamente el freno de seguridad para evitar accidentes. Esta característica lo hace particularmente adecuado para entornos donde se manipulan cargas que pueden ser inestables o que requieren un control preciso.

La estructura del sistema está diseñada con acero galvanizado, lo que proporciona un equilibrio entre durabilidad y economía. Este material es resistente a la corrosión, lo que lo hace ideal para ambientes industriales con niveles moderados de humedad y polvo, garantizando una larga vida útil del equipo.

Figura 10

Diseño tentativo alternativa 03.



Fuente: Mirlisenna, 2016

4.1.3. Evaluación de los conceptos de solución

Tabla 5

Evaluación técnico de cada concepto

Características	S1	S2	S3
1 Capacidad de carga	4	5	3
2 Mecanismo de elevación	4	4	3
3 Tipo de control	5	3	5
4 Material de la estructura	5	3	3
5 Sistema de seguridad	3	4	5
6 Facilidad de mantenimiento	5	3	4
7 Tiempo de instalación	5	4	4
Puntajes totales	31	26	27
Rendimiento de puntajes	0,89	0,74	0,77

Fuente: Elaboración propia.

Ponderaciones

1: No satisface

2: Aceptable a las justas.

3: Suficiente.

4: Bien.

5: Muy bien.

4.1.4. Evaluación del proyecto

Tabla 6

Evaluación económico de cada concepto

Características	Sol 1	Sol 2	Sol 3
1 Costo de instalación	4	3	2
2 Costo de mantenimiento	5	5	3
3 Costo operativo	4	3	2
4 Costo de capacitación	5	3	2
5 Costo de repuestos	5	3	2
6 Costo de vida útil	4	3	2
7 Costo por fallos	5	4	3
Puntajes totales	32	24	16
Rendimiento de puntajes	0,91	0,69	0,46

Fuente: Elaboración propia.

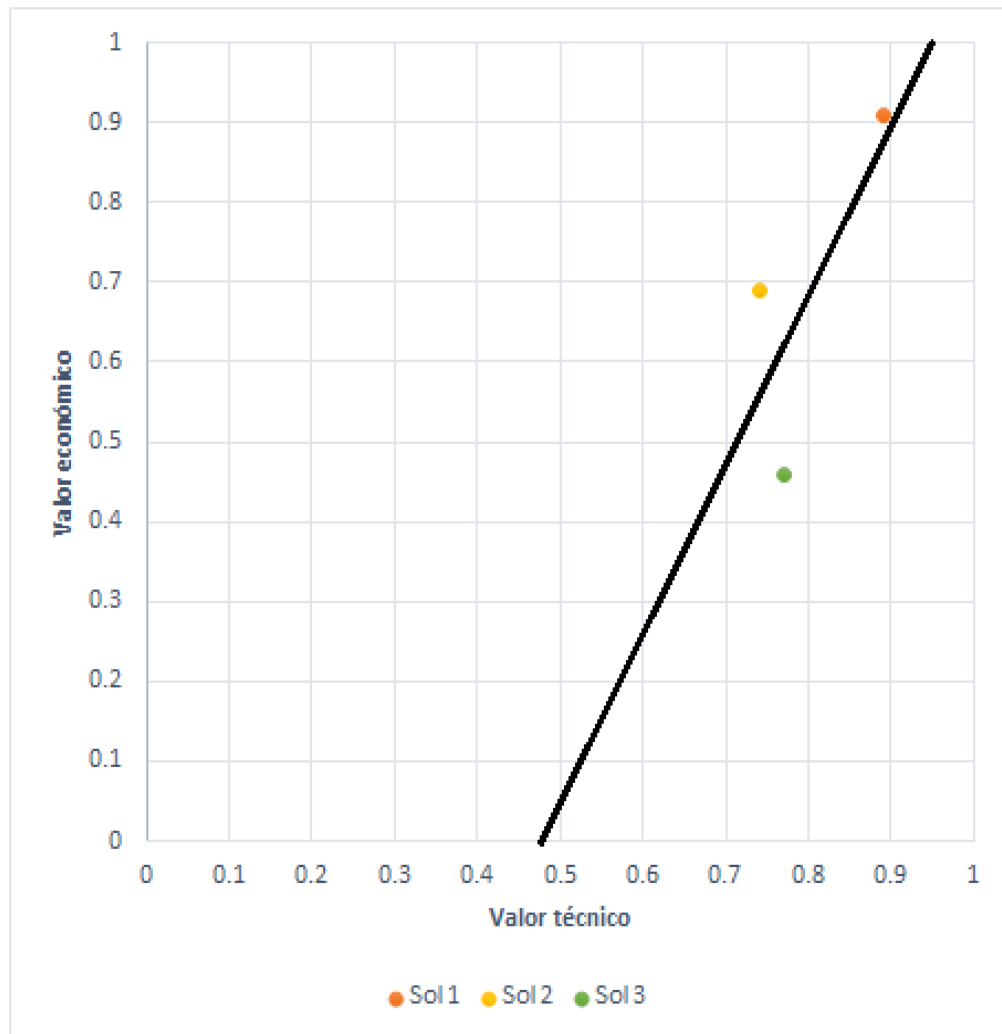
Tabla 7

Evaluación técnico - económico

Proyecto	Eje X Valor Técnico	Eje Y, Valor Económico
1 S1	0,89	0,91
2 S2	0,74	0,69
3 s3	0,77	0,46

Figura 11

Evaluación técnico - económico.



Fuente: Elaboración propia

En la figura anterior se puede notar que la solución Sol 1 conserva el mejor valor de manera económica y técnico, frente a las dos otras propuestas.

4.2. Elaboración del proyecto

4.2.1. Presentación de la tesis

4.2.1.1. Calculo para la estructura mecánica

Viga primordial de la estructura mecánica

Para empezar el cálculo primeramente se realizará el diseño tentativo para después realizar el recalcu y de esta manera ajustar a los parámetros reales para la estructura.

Para esto se presenta la siguiente ecuación:

$$F = (C.v. + C.m.) \times g \quad [21]$$

Donde:

F= Es la fuerza gravitatoria ejecutada sobre la viga primordial.

C.v.= Es la masa de la carga probabilística (1 500 kg).

C.m.= Es la masa de la carga permanente (55 kg).

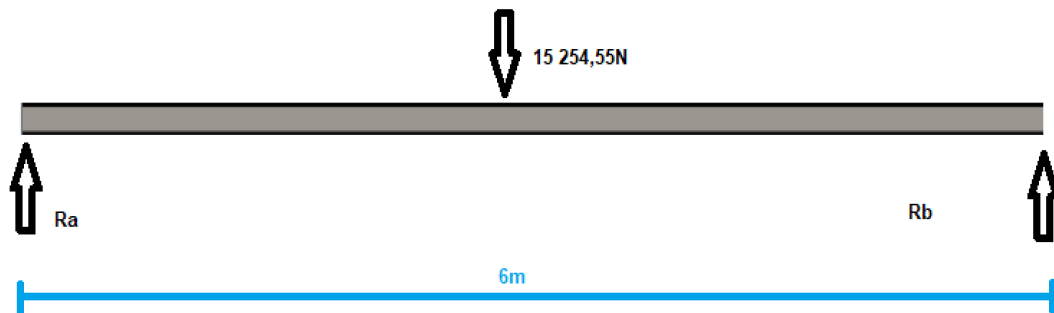
g= Es la aceleración gravitatoria (9,81 m/s²).

$$\begin{aligned} F &= (1\,500 + 55) \times 9,81 \\ F &= 15\,254,55N \end{aligned} \quad [22]$$

Entonces el diagrama del cuerpo libre es:

Figura 12

Diagrama de cuerpo libre de la viga primordial.



Fuente: Mirlisenna, 2016

La sumatoria de las fuerzas en el eje y, x la sumatoria de momentos es igual a cero por que el sistema se encuentra estable.

$$\begin{aligned}\sum f_y &= 0 \\ \sum f_x &= 0 \\ \sum M_{flector\ máximo} &= 0\end{aligned}\quad [23]$$

Por lo que se obtiene las reacciones:

$R_a = 8\ 180,55\ \text{N}$ y $R_b = 8\ 180,55\ \text{N}$

Se encontrará el momento flector máximo.

$$M_{flector\ máximo} = \frac{FxL}{4}\quad [24]$$

Donde:

$M_{flector\ máximo}$ = Es el momento flector máximo para la viga primordial

L= Es la longitud de la viga primordial (6 m).

$$M_{flector\ maximo} = \frac{15\ 254,55 \times 6}{4}$$
$$M_{flector\ maximo} = 22\ 881,83\ Nm \quad [25]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo permisible para el material

$$F_b = \frac{f_y}{n} \quad [26]$$

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66 \quad [27]$$

Ahora se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación.

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{22\ 881,83}{166,66}$$
$$S_x = 137,30\ cm^3 \quad [28]$$

Por lo que se selecciona el IPE180

Figura 13

Características del IPE 220.

Denominación Designation Designazione		Dimensiones Dimensions Dimensioni					
G kg/m		h mm	b mm	t _w mm	t _f mm	r mm	A mm ² x10 ²
IPE 180	18,8	180	91	5,3	8,0	9,0	23,9

Denominación Designation Designazione	Propiedades del perfil / Section					
	eje fuerte y-y strong axis y-y asse forte y-y					
G kg/m	I _y mm ⁴ x10 ⁴	W _{ely} mm ³ x10 ³	W _{ply} ◆ mm ³ x10 ³	i _y mm x10	A _{vz} mm ² x10 ²	
IPE 180	18,8	1317	146	166	7,42	11,3

Fuente: ETSAM, 2022

Recalculo para la viga primordial

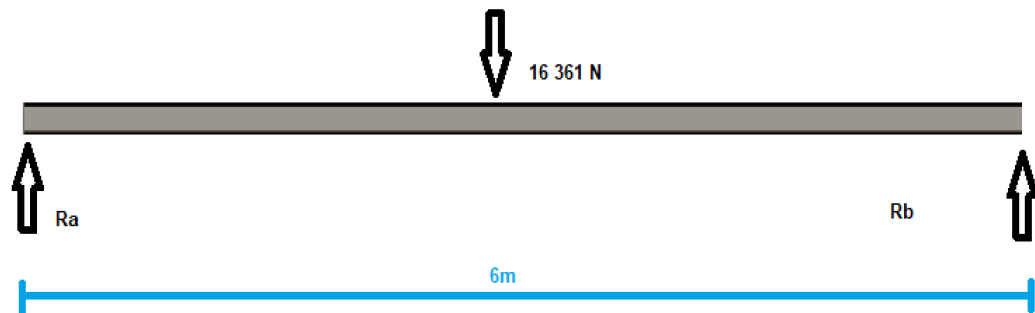
Ahora se procede a realizar el cálculo de la viga primordial con respecto a los datos obtenidos del IPE 180.

Entonces se tiene una fuerza de:

$$F = 16\,361\,N \quad [29]$$

Figura 14

Diagrama de cuerpo libre para el recalcu de la viga primordial.



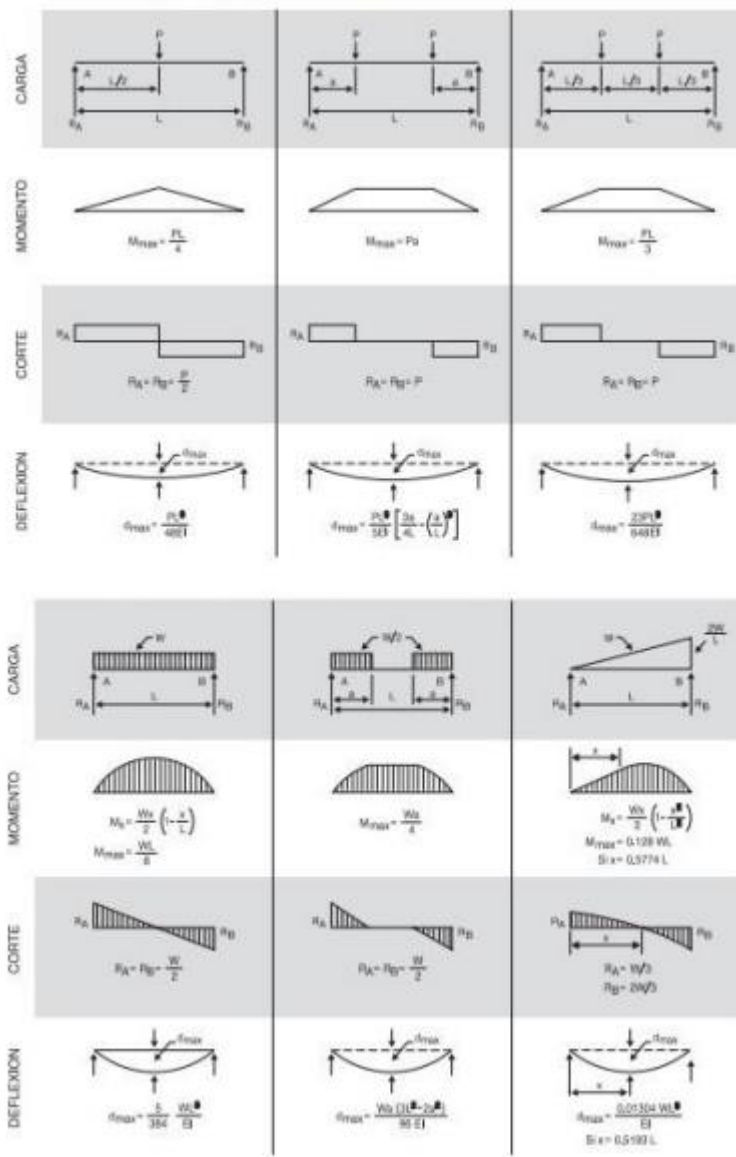
Fuente: Elaboración propia

Las reacciones para el diagrama del cuerpo libre son $R_a = 8\,180,55\text{ N}$ y $R_b = 8\,180,55\text{ N}$

Para calcular el momento flector máximo se utilizará la formulas predefinidas en la siguiente figura.

Figura 15

Modelos para el cálculo estático.



Fuente: López-Huamán, 2021

El momento flector es:

$$M_{flector\ maximo} = \frac{FxL}{4} + \frac{PxL^2}{8} \quad [30]$$

$M_{flector\ maximo}$ = Es el momento flector máximo de la viga primordial.

P = Es el peso distribuido de la viga primordial (kg/m).

L = Es la distancia de la viga primordial.

$$M_{flector\ maximo} = \frac{1\ 5254x6}{4} + \frac{184,428x6^2}{8}$$
$$M_{flector\ maximo} = 23\ 711,676\ Nm \quad [31]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo permisible para el material

$$F_b = \frac{f_y}{n} \quad [32]$$

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66 \quad [33]$$

Ahora se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación.

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{23\ 711,676}{166,66}$$
$$S_x = 142,275\ cm^3 \quad [34]$$

Por lo que se selecciona el IPE 220 para mayor seguridad

La deflexión máxima es de:

$$\delta_{maxima} = \frac{FxL^3}{48xE x I_x} + \frac{5xPxL^4}{384xE x I_x} \quad [35]$$

δ_{maxima} = Es la deflexión máxima para la viga.

F = Es la carga que soporta la viga.

P = Es la carga de la viga.

E = Es el módulo de Young

I_x = Es la inercia para la viga ($1\,3717 \times 10^{-8} \, m^4$).

Para $E=204 \, \text{GPa}$,

$$\begin{aligned} \delta_{maxima} &= \frac{15\,254,55 \times 6^3}{48 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ &\quad + \frac{5 \times 184,428 \times L^4}{384 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ \delta_{maxima} &= 0,026071 + 0,001182 \\ \delta_{maxima} &= 0,02725 \, m \end{aligned} \quad [36]$$

La deflexión admisible es de:

$$\delta_{admisible} = \frac{L}{450} = \frac{6}{450}$$

La inercia que se requiere se basa en la proporcionalidad de la inercia I_x .

$$\begin{aligned} I_{RX} &= \frac{0,02725}{0,01333} \times 1\,3717 \times 10^{-8} \\ I_{RX} &= 2,6923 \times 10^{-5} \, m^4 \\ I_{RX} &= 2\,692,3 \times 10^4 \, mm^4 \end{aligned} \quad [37]$$

Por lo que se selecciona IPE 220 puesto que el I_x es de $2\,772 \times 10^4 \, mm^4$.

$$\sigma_X = \frac{M_{flector\ maximo} \times C}{I_x} = \frac{23\ 711,676 \times 110 \times 10^{-3}}{2\ 772 \times 10^{-8}} = 94,09\ MPa \quad [38]$$

El esfuerzo cortante máximo para el travesaño es de.

$$T_X = \frac{V_{maxima}}{A} = \frac{\frac{15\ 254,55}{2}}{33 \times 10^2\ mm^2} \quad [39]$$

Donde:

T_X = Es el esfuerzo de corte para el eje x

V_{maxima} = Es la fuerza cortante en su mayor cantidad

A = Es el área transversal para la viga

$$T_X = \frac{76\ 27,275}{33 \times 10^{-4}\ m^2} = 2,311\ MPa \quad [40]$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_y^2 + \sigma_X \sigma_y - 3\ T_X^2} \quad [41]$$

Donde:

$\dot{\sigma}$ = Es el esfuerzo extremo de Von Mises.

σ_X = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada x.

σ_y = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada y.

T_X = Es el esfuerzo de corte sobre el travesaño.

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_X^2 - 3\ T_X^2}$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{94,09^2 + 32,311^2}$$

$$\dot{\sigma} = 94,09\ MPa \quad [42]$$

El factor de seguridad es de.

$$n = \frac{f_y}{\bar{\sigma}}$$
$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{94,09 \text{ MPa}} \quad [43]$$

Entonces el esfuerzo alternante (σ_a) y medio (σ_m) es de.

$$\sigma_{maxima} = 94,09 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{minima} = 0 \text{ MPa}$$
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maxima} + \sigma_{minima}}{2}$$
$$\sigma_a = 47,095 \text{ MPa}$$
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maxima} - \sigma_{minima}}{2}$$
$$\sigma_m = 47,095 \quad [44]$$

El límite de resistencia es de.

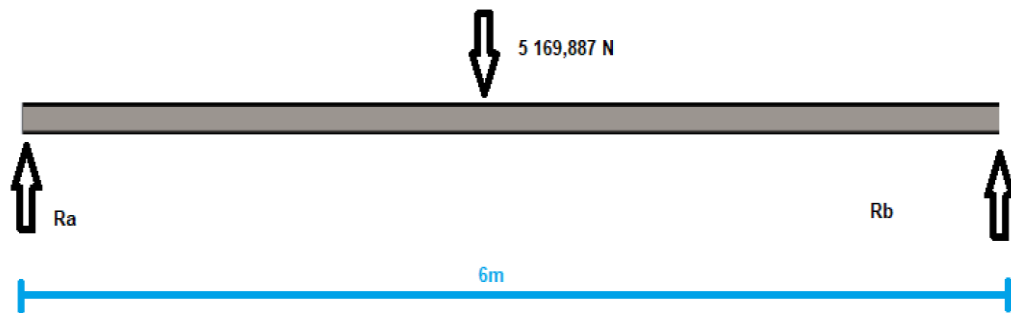
$$\hat{S}e = 0,5 Sut = 0,5(400)$$
$$\hat{S}e = 200 \text{ MPa} \quad [45]$$

4.2.2. Viga transversal de la estructura mecánica

Cálculo del diseño tentativo

Figura 16

Viga transversal.



Fuente: Elaboración propia

La fuerza tiene un valor de.

$$F = 5\,169,87\text{ N}$$

Por lo que se obtiene las reacciones

$$R_a = 2\,584,3\text{ N y } R_b = 2\,584,3\text{ N}$$

Se encontrará el momento flector máximo.

$$M_{flector\,maximo} = \frac{FxL}{4} \quad [46]$$

Donde:

$M_{flector\,maximo}$ = Es el momento flector máximo para la viga primordial para el cálculo definitivo.

L = Es la longitud de la viga primordial (6 m).

$$M_{flector\,maximo} = \frac{5\,169,87}{4} \quad [47]$$

$$M_{flector\ maximo} = 7\ 754,81\ Nm$$

$$F_b = \frac{f_y}{n} \quad [48]$$

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66\ Mpa \quad [49]$$

Ahora se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación.

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{7\ 754,81}{166,66}$$

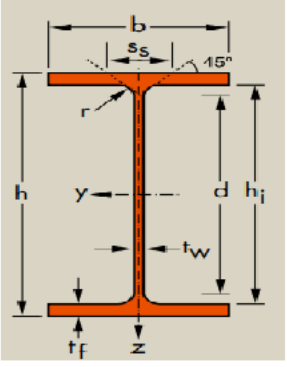
$$S_x = 46,53\ cm^3 \quad [50]$$

Por lo que se selecciona el IPE120

Figura 17

Características del IPE 220.

Denominación Designation Designazione	Dimensiones Dimensions Dimensioni						A mm ² x10 ²
	G kg/m	h mm	b mm	t _w mm	t _f mm	r mm	
IPE 120	10,4	120	64	4,4	6,3	7,0	13,2

Denominación Designation Designazione	Propiedades del perfil / Section						
	G kg/m	I _y mm ⁴ x10 ⁴	W _{ely} mm ³ x10 ³	W _{ply} ♦ mm ³ x10 ³	i _y mm x10	A _{vz} mm ² x10 ²	
IPE 120	10,4	318	53,0	60,7	4,90	6,31	

Fuente: ETSAM, 2022

Recalculo para la viga transversal

$$F = 5\,169,87\text{ N}$$

Las reacciones para el diagrama del cuerpo libre son: Ra = 3 138,219 N y Rb = 3 138,219 N

$$M_{flector\ maximo} = \frac{FxL}{4} + \frac{PxL^2}{8} \quad [51]$$

$M_{flector\ maximo}$ = Es el momento flector máximo de la viga transversal recalculado.

P = Es el peso distribuido de la viga transversal (kg/m).

L = Es la distancia de la viga transversal.

$$M_{flector\ maximo} = \frac{5\ 169,87 \times 6}{4} + \frac{184,428 \times 6^2}{8}$$
$$M_{flector\ maximo} = 8\ 584,731\ Nm \quad [52]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo permisible para el material

$$F_b = \frac{f_y}{n}$$

Donde:

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66 \quad [53]$$

Ahora se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación.

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{8\ 584,731}{166,66}$$
$$S_x = 51,51\ cm^3 \quad [54]$$

Por lo que se selecciona el IPE 220 para mayor seguridad

La deflexión es de:

$$\delta_{maxima} = \frac{FxL^3}{48xExI_x} + \frac{5xPxL^4}{384xExI_x} \quad [55]$$

δ_{maxima} = Es la deflexión máxima para la viga transversal.

F = Es la carga que soporta la viga.

P = Es la carga de la viga.

E = Es el módulo de Young

I_x = Es la inercia para la viga ($1\,3717 \times 10^{-8} \text{ m}^4$).

Para $E=204 \text{ GPa}$

$$\begin{aligned}\delta_{maxima} &= \frac{5\,169,87 \times 6^3}{48 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ &\quad + \frac{5 \times 184,428 \times 6^4}{384 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ \delta_{maxima} &= 0,008343 + 0,001182 \\ \delta_{maxima} &= 0,0100163 \text{ m}\end{aligned}\tag{56}$$

La deflexión admisible es de:

$$\delta_{admisible} = \frac{L}{450} = \frac{6}{450}$$

Por lo que se selecciona IPE 220 para mayor seguridad.

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{M_{flector\,maximo} \times C}{I_x} = \frac{8\,584,731 \times 110 \times 10^{-3}}{2\,772 \times 10^{-8}} = 34,07 \text{ MPa} \\ T_x &= \frac{V_{maxima}}{A} = \frac{3\,138,219}{33 \times 10^{-4}}\end{aligned}\tag{57}$$

Donde:

T_x = Es el esfuerzo de corte para el eje x para la viga transversal

V_{maxima} = Es la fuerza cortante en su mayor cantidad

A = Es el área transversal para la viga

$$T_x = \frac{76\,27,275}{33 \times 10^{-4} m^2} = 0,951\, MPa$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \sigma_y - 3 T_x^2} \quad [58]$$

Donde:

$\dot{\sigma}$ = Es el esfuerzo extremo de Von Mises.

σ_x = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada x.

σ_y = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada y.

T_x = Es el esfuerzo de corte sobre el travesaño.

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 - 3 T_x^2}$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{34,07^2 - 3 \times 0,951^2}$$

$$\dot{\sigma} = 34,03\, MPa \quad [59]$$

El factor de seguridad es de.

$$n = \frac{f_y}{\dot{\sigma}}$$

$$n = \frac{250\, MPa}{34,03\, MPa} = 7,3464 \quad [60]$$

Entonces el esfuerzo alternante (σ_a) y medio (σ_m) es de.

$$\sigma_{maxima} = 34,03\, MPa$$

$$\sigma_{minima} = 0\, MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maxima} + \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_a = 17,015 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maxima} - \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_m = 17,015 \text{ MPa} \quad [61]$$

El límite de resistencia es de.

$$\hat{S}e = 0,5 Sut = 0,5(400)$$

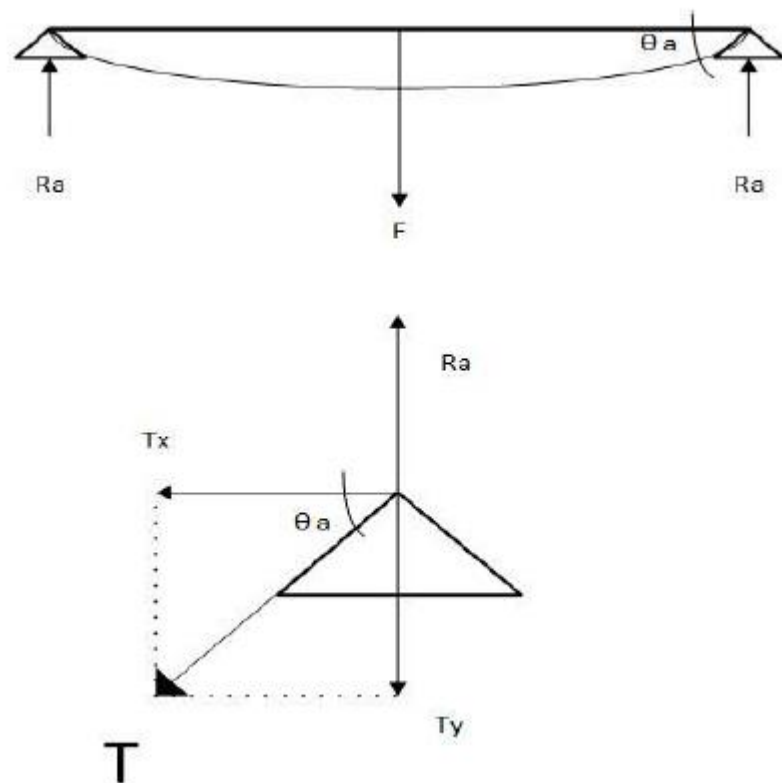
$$\hat{S}e = 200 \text{ MPa} \quad [62]$$

4.2.3. Viga soporte de planta

Se verifica que la viga soporte IPE 220 existente en la barcaza puede resistir las cargas del puente grúa y las fuerzas generadas por las vigas transversales apoyadas en ella. Se analiza un diagrama de cuerpo libre de la viga transversal para determinar las fuerzas que afectan a la viga soporte.

Figura 18

Viga de soporte.



Fuente: Huayta, 2019

Para calcular el ángulo de deflexión para la viga está dada mediante la siguiente ecuación.

$$\theta_a = \frac{F x L^2}{16 x E x I_x} \quad [63]$$

En donde:

θ_a = Es el ángulo de la viga.

F = Es la carga que soporta la viga.

L = Es la distancia del travesaño transversal.

E = Módulo de Young.

I_x = Es la inercia para la viga ($1\,3717 \times 10^{-8} \text{ m}^4$).

$$\theta_a = \frac{5\,169,87 \times 6^2}{16 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}}$$
$$\theta_a = 0,0441 \text{ rad} = 0,25^\circ \quad [64]$$

Para calcular las cargas que se aplican en la viga de soporte.

$$T_y = R_a = \frac{F}{4} = \frac{5\,169,87}{4} = 1\,292,46 \quad [65]$$

T_y = Es la carga que soporta en la parte del apoyo del eje y.

R_a = Es la reacción de la carga aplicada sobre el apoyo.

F = Es la carga que se aplica en el punto central del travesaño transversal.

Para encontrar la carga sobre el eje x se utiliza la trigonometria.

$$Tg \theta_a = \frac{T_x}{T_y}$$
$$T_x = T_y \times Tg \theta_a$$
$$T_x = 1\,292,46 \times Tg 0,25 = 5,421 \text{ N} \quad [66]$$

Cálculo tentativo para la viga de apoyo con fuerza T_x

Se utiliza la carga total para el eje x

$$T_x = F = 5,42 \text{ N} \quad [67]$$

Las reacciones son:

$R_a = 5,42 \text{ N}$ y $R_b = 5,42 \text{ N}$

$$M_{flector\ maximo} = F \times a \quad [68]$$

$M_{flector\ maximo}$ = Es el momento flector máximo de la viga de apoyo.

a = Es la longitud desde el inicio hasta la fuerza

$$M_{flector\ maximo} = 5,42 \times 0,090 = 0,48 \text{ N} \quad [69]$$

El esfuerzo permisible se calcula mediante el esfuerzo admisible ($f_y = 250 \text{ Mpa}$) y el factor de seguridad ($n = 1,5$).

$$F_b = \frac{f_y}{n}$$

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ MPa} \quad [70]$$

Ahora se puede realizar el cálculo del módulo de sección mediante la siguiente ecuación.

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{0,48 \text{ Nm}}{166,66 \text{ MPa}}$$

$$S_x = 0,00288 \text{ cm}^3 \quad [71]$$

Por lo que se selecciona tentativamente el IPE 80

Recalculo para la viga de apoyo con fuerza Tx

Para hallar las reacciones, se inicia con las condiciones estáticas sobre las fuerzas en el eje y.

$$\sum f_y = 0$$

$$R_a + R_b = 2 \times F + PL = 364 \text{ N} \quad [72]$$

$$R_a = R_b = F + \frac{PL}{2} = 182 \text{ N}$$

$$M_{flector\ maximo} = F \times a + \frac{PxL^2}{8} \quad [73]$$

Donde:

$M_{flector\ maximo}$ = Es el momento flector máximo de la viga con fuerza Tx.

a = Es la longitud desde el inicio hasta la fuerza (m).

P = Es el peso distribuido de la viga primordial (kg/m).

L = Es la distancia de la viga.

$$M_{flector\ maximo} = 5,42 \times 0,08 + \frac{58,86 \times 6^2}{8}$$

$$M_{flector\ maximo} = 265,3 \text{ N} \quad [74]$$

El esfuerzo admisibles es de:

$$F_b = \frac{f_y}{n}$$

Donde:

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ MPa}$$

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{265,3}{166,66} \quad [75]$$

$$S_x = 1,51 \text{ m}^3$$

La deflexión es de:

$$\delta_{maxima} = \frac{F \times a \times (3 \times L^2 - 4 \times a^2)}{24 \times E \times I_x} + \frac{5 \times P \times L^4}{384 \times E \times I_x} \quad [76]$$

Donde:

δ_{maxima} = Es la deflexión máxima para la viga.

F = Es la carga que soporta la viga.

P = Es la carga de la viga.

E = Es el módulo de Young

I_x = Es la inercia para la viga ($1 \ 3717 \times 10^{-8} \text{ m}^4$).

a = Es la longitud desde el inicio hasta la fuerza (m).

Para $E=204 \text{ GPa}$

$$\begin{aligned} \delta_{maxima} &= \frac{5,42 \times 0,08 \times (3 \times 6^2 - 4 \times 0,008^2)}{24 \times 199,94 \times 10^9 \times 1 \ 3717 \times 10^{-8}} \\ &\quad + \frac{5 \times 58,86 \times 6^4}{384 \times 199,92 \times 10^9 \times 1 \ 3717 \times 10^{-8}} \\ \delta_{maxima} &= 7,41 \times 10^{-7} + 3,77 \times 10^{-4} \\ \delta_{maxima} &= 0,377 \text{ mm} \end{aligned} \quad [77]$$

La deflexión admisible es de:

$$\begin{aligned} \delta_{admisible} &= \frac{L}{450} = \frac{6}{450} = 13,3 \text{ mm} \\ \sigma_x &= \frac{M_{flector \ maximo} \times C}{I_x} = \frac{265,3 \times 0,04}{80,01 \times 10^{-8}} = 13,26 \text{ MPa} \end{aligned} \quad [78]$$

El esfuerzo máximo para el travesano es de.

$$T_X = \frac{V_{maxima}}{A} = \frac{182}{7,84 \times 10^{-4}} \quad [79]$$

T_X = Es el esfuerzo de corte para el eje x

V_{maxima} = Es la fuerza cortante en su mayor cantidad

A = Es el área transversal para la viga

$$T_X = 0,2321 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_y^2 + \sigma_X \sigma_y - 3 T_X^2} \quad [80]$$

En donde:

σ = Es el esfuerzo extremo de Von Mises.

σ_X = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada x.

σ_y = Es el esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada y.

T_X = Es el esfuerzo de corte sobre el travesaño.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_X^2 - 3 T_X^2}$$

$$\sigma = \sqrt{13,26^2 - 3 \times 0,2321^2}$$

$$\sigma = 13,25 \text{ MPa} \quad [81]$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{f_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{13,25 \text{ MPa}} = 16,86 \quad [82]$$

$$\sigma_{maxima} = 13,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minima} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maxima} + \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_a = 6,625 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maxima} - \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_m = 6,625 \text{ MPa} \quad [83]$$

El límite de resistencia es de.

$$\hat{S}e = 0,5 Sut = 0,5(400)$$

$$\hat{S}e = 200 \text{ MPa} \quad [84]$$

Por lo que se selecciona el IPE 220 par mayor seguridad

Cálculo tentativo para las vigas de apoyo con fuerza Ty

Se sabe que:

$$T_y = 1\,292,46$$

Las reacciones son:

$$R_a = R_b = 1,3 \text{ kN} \quad [85]$$

El momento flector máximo es.

$$M_{flector\,maximo} = F \times a$$

$$M_{flector\,maximo} = 1,3 \times 0,09 \quad [86]$$

$$M_{flector\ maximo} = 117\ Nm$$

$$F_b = \frac{f_y}{n} \quad [87]$$

Donde:

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66\ MPa$$

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{117}{166,66}$$

$$S_x = 0,7\ m^3 \quad [89]$$

Por lo que se selecciona tentativamente el IPE 80

Recalculo para la viga de apoyo con fuerza T_y

Se tiene 2 travesaños transversales sobre la viga de soporte

$$T_y = 1,3\ kN$$

$$\sum f_y = 2 \times 1,3 + 0,058 \times 6 = 2,948\ kN \quad [90]$$

Las reacciones son:

$$R_a = R_b = 1,474\ N$$

El momento flector máximo está dada por:

$$M_{flector\ maximo} = F \times a + \frac{PxL^2}{8} \quad [91]$$

$M_{flector\ maximo}$ = Es el momento flector máximo de la viga primordial.

P = Es el peso distribuido sobre la viga de apoyo (kg/m).

L = Es la distancia de la viga de la viga de apoyo.

a = Es la longitud desde el inicio hasta la fuerza (m).

$$M_{flector\ maximo} = 1,3 \times 0,08 + \frac{0,058 \times 6^2}{8}$$

$$M_{flector\ maximo} = 365\ kN \quad [92]$$

Ahora se procede a calcular el esfuerzo permisible para el material

$$F_b = \frac{f_y}{n} \quad [92]$$

F_b = Es el esfuerzo del material permisible.

n = Es el factor para seguridad de diseño mecánico (1,5).

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$F_b = \frac{250}{1,5} = 166,66\ MPa$$

$$S_x = \frac{M_{flector\ maximo}}{F_b} = \frac{365}{166,66} \quad [93]$$

Ahora se procede a calcular el módulo de sección con la siguiente ecuación.

$$S_x = 2,19\ cm^3$$

La deflexión es de:

$$\delta_{maxima} = \frac{F \times a \times (3 \times L^2 - 4 \times a^2)}{24 \times E \times I_x} + \frac{5 \times P \times L}{384 \times E \times I_x} \quad [94]$$

δ_{maxima} = Es la deflexión máxima para la viga.

F = Es la carga que soporta la viga.

P = Es la carga de la viga.

E = Es el módulo de Young

I_x = Es la inercia para la viga ($1\,3717 \times 10^{-8} \text{ m}^4$).

a = Es la longitud desde el inicio hasta la fuerza (m).

Para $E=204 \text{ GPa}$

$$\begin{aligned}\delta_{maxima} &= \frac{1,3 \times 10^3 \times 0,08 \times (3 \times 6^2 - 4 \times 0,008^2)}{24 \times 199,94 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ &\quad + \frac{5 \times 0,058 \times 10^3 \times 6^4}{384 \times 199,92 \times 10^9 \times 1\,3717 \times 10^{-8}} \\ \delta_{maxima} &= 1,7852 \times 10^{-3} + 0,377 \times 10^{-3} \\ \delta_{maxima} &= 2,1562 \text{ mm}\end{aligned}\tag{95}$$

La deflexión admisible es de:

$$\delta_{admisible} = \frac{L}{450} = \frac{6}{450} = 13,3 \text{ mm}$$

El esfuerzo extremo de Von Mises para la coordenada x es:

$$\sigma_x = \frac{M_{flector\,maximo} \times C}{I_x} = \frac{365 \times 0,04}{80,01 \times 10^{-8}} = 18,22 \text{ MPa}\tag{96}$$

El esfuerzo cortante máximo para el travesaño es de.

$$T_x = \frac{V_{maxima}}{A} = \frac{1\,474}{7,84 \times 10^{-4}}\tag{97}$$

Donde:

T_x = Es el esfuerzo de corte para el eje x

V_{maxima} = Es la fuerza cortante en su mayor cantidad

A = Es el área transversal para la viga

$$T_x = 1,8 \text{ MPa}$$

El esfuerzo extremo de Von Mises.

$$\sigma_y = 0$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \sigma_y - 3 T_x^2}$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 - 3 T_x^2}$$

$$\dot{\sigma} = \sqrt{18,22^2 - 3 \times 1,8^2}$$

$$\dot{\sigma} = 17,95 \text{ MPa} \quad [98]$$

El factor de seguridad es de.

$$n = \frac{f_y}{\dot{\sigma}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{17,95 \text{ MPa}} = 13,92 \quad [99]$$

Entonces el esfuerzo alternante (σ_a) y medio (σ_m) es de.

$$\sigma_{maxima} = 17,95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minima} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maxima} + \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_a = 8,975 \text{ MPa} \quad [100]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maxima} - \sigma_{minima}}{2}$$

$$\sigma_m = 8,975 \text{ MPa} \quad [101]$$

El límite de resistencia es de.

$$\hat{S}e = 0,5 Sut = 0,5(400)$$

$$\hat{S}e = 200 \text{ MPa} \quad [102]$$

Por lo que se selecciona el IPE 220 para mayor seguridad

9.1.1. Calculo para el trolley

Para el calcular el eje principal del trolley, que soporta todas las cargas

Carga viva 1500 kg

Carta muerta 54 kg

Carga total 1554 kg

L = 91 mm

$$F = m \times g$$

$$F = 1\,554 \times 9,81 = 15,24474 \text{ kN} \quad [103]$$

Por lo que se obtiene las reacciones:

$$R_a = R_b = \frac{15\,244,74 \text{ N}}{2} = 7\,622,37 \text{ N} \quad [104]$$

Se encontrará el momento flector máximo.

$$M_{flector\,maximo} = \frac{F \times L}{4} = \frac{15\,244,74 \times 0,091}{4}$$

$$M_{flector\,maximo} = 346,82 \text{ Nm} \quad [105]$$

Calculo para el diámetro mínimo.

$$I_x = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{M_{flector\ maximo} \times C}{\sigma_{maxima}}$$

$$d = \left(\frac{6 \times 4 \times 346,82 \times 6}{\pi \times 250 \times 10^6} \right)^{1/4}$$

$$d = 0,11411m \quad [106]$$

Se elige un trolley de 130 mm

9.1.2. Calculo para el eje secundario

Carga viva 750 kg

Carta muerta 27,5 kg

Carga total 777,5 kg

L = 91 mm

$$F = m \times g$$

$$F = 777,5 \times 9,81 = 7\,267,275\,N \quad [107]$$

Por lo que se obtiene las reacciones:

$$R_a = R_b = \frac{15\,244,74\,N}{2} = 3\,813,6375\,N \quad [108]$$

Se encontrará el momento flector máximo.

$$M_{flector\ maximo} = \frac{F \times L}{4} = \frac{7\ 627,275 \times 0,091}{4}$$

$$M_{flector\ maximo} = 173,52\ Nm \quad [109]$$

Calculo para el diámetro mínimo.

$$I_x = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{M_{flector\ maximo} \times C}{\sigma_{maxima}}$$

$$d = \left(\frac{64 \times 173,52 \times 6}{\pi \times 250 \times 10^6} \right)^{1/4}$$

$$d = 0,0959m \quad [110]$$

Se elige un eje de trolley de 110 mm

4.2.4. Cálculo de las placas para el trolley

Para este cálculo se procede a calcular la carga total

$$F = 7\ 627,27\ N$$

Por lo que se obtiene las reacciones:

$$R_a = F = 7\ 627,27\ N$$

La fuerza aplicada en la placa genera tensión que puede causar su fallo. Para evitarlo, se debe determinar el espesor mínimo (t) necesario. Utilizando la ecuación siguiente del esfuerzo cortante máximo y la ecuación del área, se puede calcular el espesor requerido para la placa.

$$T_{xy} = \frac{F}{A} \times n \times f_y \quad [111]$$

T_{xy} = Es el esfuerzo de corte extremo para el acero A36

F = Es la carga que se aplica sobre la placa

A = Es el área para la placa

n = Es el factor de seguridad

f_y = Es el esfuerzo del material acero A 36 permisible (250 MPa).

$$T_{xy} = 90 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F}{T_{xy}}$$

$$A = \frac{7\,627,275}{90 \cdot 10^6} = 84,7475 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \quad [112]$$

Entonces se puede calcular el grosor de la placa dado que el ancho de la placa es el triple del diámetro sobre el eje principal (B), para hallar el grosor (A).

$$A = B \times t$$

$$t = \frac{A}{b} = \frac{84,7475 \times 10^{-6}}{3 \times 1,28 \times 10^{-3}}$$

$$t = 22,06 \text{ mm} \quad [113]$$

4.2.5. Cálculo de rodamiento para el trolley fundamental

Para este cálculo se procede a calcular la carga total, por lo que en primer lugar se procedió a calcular la fuerza radial

$$F_r = 7\,227,275 \text{ N}$$

Para lo cual la fuerza axial es de cero.

$$F_a = 0$$

Ahora se procedió a calcular la carga estática.

$$P_0 = 0,6 \times F_r + 0,5 \times F_a \quad [114]$$

En donde:

P_0 = Es la fuerza estático total media.

F_r = Es la fuerza radial.

F_a = Es la fuerza axial.

$$P_0 = 4\,336,365\,N \quad [115]$$

La fuerza admitida para rodamientos (f_s) es de:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

En donde:

f_s = Es la fuerza admitida para rodamientos.

C_0 = Es el indica de fuerza estática base

P_0 = Es la fuerza estático total media.

$$f_s = 1$$

$$C_0 = f_s \times P_0 = 7\,227,255\,N \quad [116]$$

Por lo que se seleccionó 6205 2Z

Diseño del trolley para la viga principal

Calculo del trolley en las vigas transversales

Eje principal

La fuerza total es de:

$$F = 7\,627,275\,N \quad [117]$$

Las reacciones son de:

$$R_a = R_b = \frac{15\,244,74\,N}{2} = 3\,813,6375\,N \quad [118]$$

El momento flector máximo es de:

$$M_{flector\,maximo} = \frac{F \times L}{4} = \frac{7\,627,275 \times 0,091}{4}$$

$$M_{flector\,maximo} = 173,52\,Nm \quad [119]$$

La inercia sobre el eje x es de:

$$I_x = \frac{\pi \times d^4}{64}$$

En el diámetro es de que de:

$$d = \left(\frac{64 \times 131,7}{\pi} \right)^{1/4}$$

$$d = 12,8\,mm \quad [120]$$

Por lo que se elegirá un diámetro de 13 mm

Cálculo para el eje secundario del rodamiento y placa

La fuerza total es de:

$$F = 7\,627,275\,N$$

Las reacciones son de:

$$R_a = R_b = \frac{15\,244,74\,N}{2} = 3\,813,6375\,N \quad [121]$$

El momento flector es de:

$$M_{flector\,maximo} = \frac{F \times L}{4} = \frac{7\,627,275 \times 0,045}{4}$$

$$M_{flector\,maximo} = 85,80\,Nm \quad [122]$$

La inercia es de:

$$I_x = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad [123]$$

El diámetro es de:

$$d = \left(\frac{64 \times 131,7}{\pi} \right)^{1/4}$$

$$d = 13 \text{ mm} \quad [124]$$

Se elegirá uno de 13 mm

Calculo para las placas del trolley

La fuerza total es de:

$$F = 3\,813,6375 \text{ N}$$

La reacción es de:

$$R_a = F = 3\,813,6375 \text{ N} \quad [125]$$

El esfuerzo de corte máxima es de:

$$T_{xy} = \frac{F}{A} \times n \times f_y$$

$$T_{xy} = 90 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{F}{T_{xy}}$$

$$A = \frac{3\,813,6375}{90 \times 10^6} = 42,3738 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \quad [126]$$

$$A = B \times t$$

$$t = \frac{A}{b} = \frac{42,3738 \times 10^{-6}}{3 \times 1,28 \times 10^{-3}} \quad [127]$$

Por lo que el espesor de la plancha es de.

$$t = 11,0348 \text{ mm}$$

Se elige uno de 12 mm

Calculo de rodamiento para el trolley transverso

La fuerza radial es de:

$$F_r = 7\,627,275 \text{ N}$$

La fuerza axial es de:

$$F_a = 0$$

$$P_0 = 0,6 \times F_r + 0,5 \times F_a$$

$$P_0 = 4\,576,365 \text{ N}$$

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

$$f_s = 1$$

$$C_0 = f_s \times P_0 = 4\,576,365 \text{ N} \quad [128]$$

Por lo que se elige el rodamiento de tipo 6303 2z

Cálculo de la placa de acero soldada a la viga principal del trolley secundario

La fuerza total es de:

$$F = 7\,627,275 \text{ N}$$

La reacción es de:

$$R_a = F = 7\,627,275 \text{ N} \quad [129]$$

El esfuerzo de corte máxima es de:

$$T_{xy} = \frac{F}{A} \times n \times f_y$$

$$T_{xy} = 90 \text{ MPa} \quad [130]$$

El espesor de la plancha es de:

$$A = \frac{F}{T_{xy}} \quad [131]$$

$$A = \frac{7\,627,275}{90 \times 10^6} = 85,7475 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$A = B \times t$$

$$t = \frac{A}{b} = \frac{85,7475 \times 10^{-6}}{3 \times 1,28 \times 10^{-3}}$$

$$t = 22,33 \text{ mm}$$

4.2.6. Tacle eléctrico para el diseño

La elección del tacle eléctrico de marca FEH02 para el diseño del puente grúa en el taller Hidro Group's S.R.L. se fundamenta en una serie de razones que garantizan su idoneidad en el entorno industrial y en las especificaciones del proyecto.

En primer lugar, la capacidad de carga del tacle FEH02, que permite levantar hasta 2 toneladas, es esencial para cumplir con las necesidades operativas del taller. Dado que se anticipa que las cargas máximas a manipular serán de 1,5 toneladas, este tacle no solo satisface esta demanda, sino que también proporciona un margen de seguridad, una característica crítica en la manipulación de cargas pesadas (Huayta, 2019).

La seguridad es un aspecto primordial que se ha tenido en cuenta al seleccionar este tecele. Equipado con un freno lateral magnético y un sistema de doble freno, el FEH02 asegura un control preciso durante el levantamiento y descenso de las cargas, minimizando el riesgo de accidentes. Además, su limitador de carrera añade una capa adicional de seguridad, evitando que el mecanismo se sobrecargue o se mueva más allá de sus límites operativos (Aguirre y Medei, 2018).

Otro beneficio significativo del FEH02 es su facilidad de uso. Con una botonera intuitiva que permite operaciones de subida y bajada, y una bolsa de cadena que asegura el buen funcionamiento del sistema, este tecele está diseñado para ser operado con sencillez, lo que facilita su integración en las rutinas diarias del taller. Esto es especialmente importante en un entorno industrial, donde la eficiencia y la rapidez en las operaciones son cruciales.

La durabilidad del tecele FEH02 también es una consideración clave. Fabricado con materiales de alta calidad, como un motor de 100% cobre y un gancho de carga de aleación de acero al magnesio, este tecele está diseñado para resistir el desgaste que implica el uso continuo en un entorno industrial. Esto no solo asegura un rendimiento confiable, sino que también reduce los costos de mantenimiento y reemplazo a largo plazo (Huaroc, 2018).

Por otro lado, el tecele eléctrico FEH02 es versátil y se adapta a diversas aplicaciones, lo que lo hace ideal para las distintas necesidades del taller. Su uso se extiende a fábricas, minas, muelles, almacenes y sitios de construcción, lo que resalta su funcionalidad en diferentes entornos de trabajo.

El costo accesible de 5 400 soles hace que el tecele FEH02 sea una opción económica, especialmente considerando las características avanzadas que ofrece. Este balance entre costo y beneficio es fundamental para maximizar el retorno de inversión en el proyecto.

Tabla 8*Características del tecele eléctrico*

Características	Detalles
Marca	FEH02
Capacidad	2 TON
Alimentación	220V Trifásico 60 Hz (preparado 220V/380V)
Factor de Servicio	H2
Motor	100% Cobre, IP54, Protección Térmica, Aislamiento clase F
Normativa	CE, TUV GS
Peso	62 KG
Uso	30 minutos de funcionamiento continuo por hora
Botonera	Subida/Bajada
Limitador de carrera	Sí
Bolsa de cadena	Sí
Freno lateral	Magnético y sistema de doble freno
Beneficios	Descripción
Solución de elevación segura y fiable	Proporciona una elevación controlada y confiable.

Versátil y fácil de usar	Se adapta a diversas aplicaciones y es sencillo de operar.
Durable y duradero	Construido con materiales de alta calidad para mayor vida útil.
Económico	Costo accesible en comparación con otros sistemas de elevación.

Aplicaciones	Descripción
Fábricas	Uso en líneas de producción y manipulación de materiales.
Minas	Elevación de equipos y materiales en entornos de extracción.
Muelles	Manipulación de carga en operaciones portuarias.
Almacenes	Movimiento y almacenamiento de productos.
Sitios de construcción	Levantamiento de materiales pesados en obras.

Fuente: Elaboración propia

Figura 19

Tecla eléctrica.



Fuente: Promart, 2024

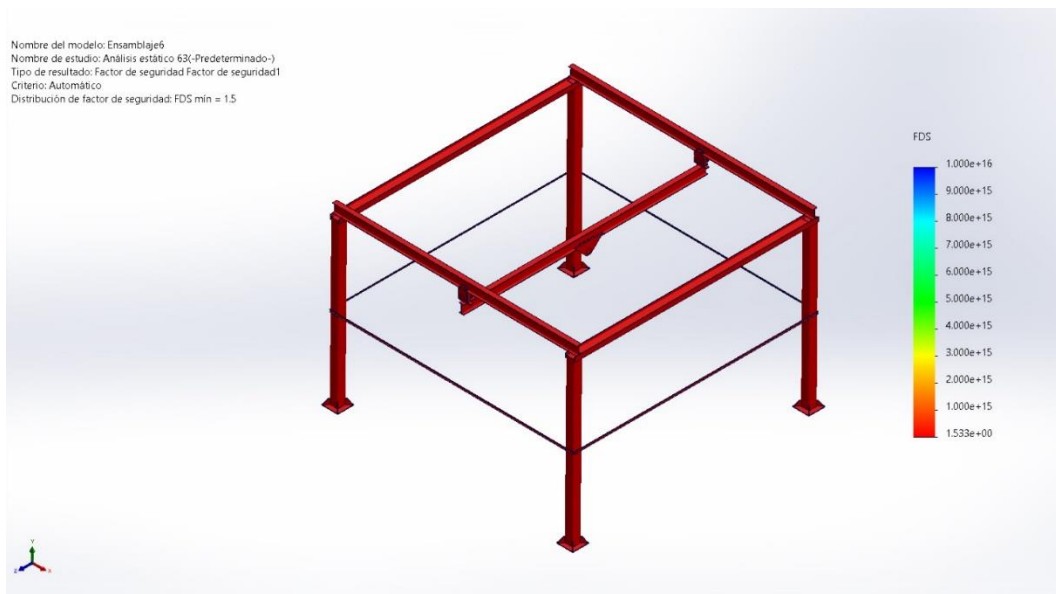
4.2.7. Simulación de la estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas

Se ha utilizado el software SolidWorks para llevar a cabo una simulación de carga en la estructura mecánica, aplicando una fuerza de 15 000 N, equivalente a 1,5 toneladas. Esta simulación es fundamental para evaluar la resistencia y el comportamiento de la estructura bajo condiciones de carga realistas. El análisis realizado permitió obtener un factor de seguridad en el diseño, que se ha establecido en 1,5. Este factor indica que la estructura es capaz de soportar 1,5 veces la carga

máxima prevista, lo que proporciona un margen adecuado para garantizar la seguridad y la fiabilidad de la misma durante su operación. Los resultados obtenidos son cruciales para validar el diseño y asegurar que la estructura cumpla con los estándares necesarios para levantar cargas pesadas en el taller, contribuyendo así a la eficiencia y seguridad en las operaciones.

Figura 20

Simulación para el factor de seguridad del diseño.



Fuente: Elaboración propia

4.2.8. Resumen de datos calculados

El resumen de datos calculados es fundamental para validar el diseño del puente grúa destinado al taller Hidro Group's S.R.L. La carga máxima de 15,000 N (1,5 toneladas) representa el peso que la estructura deberá soportar, y el factor de seguridad de 1,5 asegura que el diseño puede manejar cargas superiores, lo que es

crucial para la seguridad operativa. Las dimensiones de los ejes y las placas han sido seleccionadas cuidadosamente para garantizar la estabilidad y resistencia del sistema de elevación. El uso de un motor de 100% cobre con protección IP54 y clase de aislamiento F indica un enfoque en la durabilidad y el desempeño en condiciones industriales. Finalmente, el cumplimiento de normativas como CE y TUV GS refuerza la confiabilidad del diseño, asegurando que cumpla con los estándares de seguridad y calidad. En conjunto, estos datos son esenciales para confirmar la viabilidad del proyecto y su capacidad para operar eficientemente en un entorno de trabajo.

Tabla 9

Resumen de datos calculados

Concepto	Valor
Carga Aplicada	15 000 N (1,5 toneladas)
Factor de Seguridad	1,5
Diámetro del Eje Principal	13 mm
Diámetro del Eje Secundario	13 mm
Diámetro Mínimo del Trolley	130 mm
Diámetro Mínimo del Eje del Trolley	110 mm
Espesor de las Placas del Trolley	12 mm
Tipo de Motor	100% Cobre, IP54, Clase de Aislamiento F
Normativa	CE, TUV GS

Fuente: Elaboración propia

4.2.9. Análisis de costos del diseño

Tabla 10

Tabla de costos del diseño de una estructura para levantar.

Componente	Parámetro	Resultado	Precio unitario (S/.)	Precio total (S/.)
Viga Primordial	Perfil I ASTM A36 x 1	IPE 220	532	532
	Momento Máximo Flector	23 711,68		
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)	94,09		
	Factor de Seguridad	2,65		
Viga Transversal	Perfil I ASTM A36 x 2	IPE 220	532	1 064
	Momento Máximo Flector	8 584,73		
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)	34,03		
	Factor de Seguridad	7,3464		
Viga Soporte (Fuerza Tx)	Perfil I ASTM A36 x 1	IPE 220	532	532
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)	13,25		
	Factor de Seguridad	16,86		
Viga Soporte (Fuerza Ty)	Perfil I ASTM A36 x 1	IPE 220	532	532
	Esfuerzo Máximo (Von Mises)	17,95		

Continuación.....		seguridad	13,92		
		Diámetro del Eje	130	900	900
Trolley Principal		Espesor de Placas	22,06		
		Rodamiento	6205 2Z		
		Diámetro del Eje	110	500	1 000
Trolley Transversal		Espesor de Placas	12		
		Rodamiento	6303 2z		
Viga de soporte	de perfil cuadrado ASTM A36 x 4	200 x 8 x 4000 mm	500		2 000
Cinta estabilizadora	Perfil L ASTM A 36 x 4	30 x 30 x 4,5 x 6 000 mm	200		800
Tecla eléctrico	elevación controlada y confiable x 1	FEH02 2Toneladas	5 400		5 400
Elementos de fijación	Espárragos, tuercas, arandelas, anillos de presión soldadura		1 000		1 000
Costo de proceso	Taladreo, soldeo y cortes.		300		300
Costos de montaje	Supervisor, soldador, mecánico		500		500
				Total	14560

Fuente: Elaboración propia

4.3. Contrastación de hipótesis

Hipótesis: El diseño una estructura permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L., en el año 2022.

Para contrastar la hipótesis " El diseño una estructura permite levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L., en el año 2022", se utilizó el estándar VDI 2222, que establece directrices para garantizar la seguridad en sistemas de elevación. Se realizó una simulación en SolidWorks aplicando una carga de 15,000 N (1,5 toneladas), obteniendo un factor de seguridad de 1,5, lo que indica que la estructura puede soportar hasta 1,5 veces la carga máxima esperada. Este margen de seguridad es crucial para manejar condiciones imprevistas y garantizar la seguridad operativa.

El cumplimiento del VDI 2222 permitió evaluar los elementos del diseño en términos de tensiones y estabilidad. Los resultados respaldan que el diseño no solo es efectivo en términos de funcionalidad, sino que también cumple con los criterios de seguridad necesarios. Así, la evidencia obtenida valida la hipótesis, confirmando que la estructura es adecuada para su uso en el taller.

CAPÍTULO V

DISCUSIÓN

5.1. Pruebas de validación

Se empleó el método generalizado de investigación, el cual optimiza cada una de sus fases y exige al diseñador establecer criterios de evaluación orientados a la mejora continua. Bajo este enfoque, la contratación de la hipótesis se realiza mediante el uso de la matriz morfológica, permitiendo validar de manera sistemática las soluciones propuestas.

5.1.1. Aplicación de la tecnología encontrada

Mantenimiento industrial: Utilizado para levantar y mover maquinaria pesada durante tareas de mantenimiento en fábricas y talleres.

Construcción: Facilita el levantamiento de materiales pesados en sitios de construcción, como vigas de acero y paneles prefabricados.

Transporte de cargas en almacenes: Utilizado para mover productos pesados y voluminosos dentro de almacenes y centros de distribución.

Industria automotriz: Empleado en fábricas para levantar componentes de vehículos y facilitar su ensamblaje.

Sector minero: Utilizado para transportar equipos y materiales pesados en operaciones mineras, mejorando la eficiencia y seguridad.

Puertos y terminales marítimos: Facilita la carga y descarga de contenedores y mercancías pesadas en muelles y embarcaderos.

Siderurgia: Usado para manipular lingotes de metal y otros materiales pesados en plantas siderúrgicas.

Plantas de energía: Levanta y posiciona equipos pesados, como generadores y transformadores, en instalaciones de generación de energía.

Industria aeroespacial: Utilizado para manejar componentes grandes y pesados en la fabricación y ensamblaje de aeronaves.

Laboratorios y centros de investigación: Facilita el transporte de equipos pesados y delicados en entornos de investigación científica y desarrollo tecnológico.

5.1.2. Contraste con trabajos de investigación similares

La presente tesis resalta hallazgos clave sobre el diseño del puente grúa para el taller Hidro Group's S.R.L. La simulación realizada indica que el diseño puede soportar una carga máxima de 15 000 N (1,5 toneladas), cumpliendo así con los requisitos de seguridad y eficiencia necesarios para el levantamiento de cargas pesadas. Se obtuvo un factor de seguridad de 1,5, que supera el estándar mínimo requerido, ofreciendo un margen adicional que refuerza la robustez del diseño y su fiabilidad en comparación con trabajos previos que reportaron un factor de seguridad de 1,4 (Aguirre y Medei, 2018).

El diseño también cumple con normativas reconocidas como CE y TUV GS, lo que eleva la confianza en su implementación en un entorno industrial. Las implicaciones prácticas son significativas, ya que la adopción del puente grúa puede optimizar la eficiencia y seguridad en las operaciones del taller.

Respecto a Aguirre & Medei (2018) se enfoca en la implementación de un polipasto eléctrico en una mina, optimizando un proceso existente mediante la comparación entre el polipasto de palanca y el nuevo polipasto eléctrico de cadena.

Utilizando un enfoque cuantitativo y herramientas de análisis estadístico como la prueba t de Student y SPSS Statistics 21, se evidencia una mejora en la disponibilidad del equipo y una reducción significativa en tiempos y costos de izaje.

Esta tesis se dedica al diseño de un puente grúa para un taller mecánico, con el objetivo de mejorar la seguridad y eficiencia en el manejo de cargas de hasta 1,5 toneladas. Se realiza una cuidadosa selección de materiales y cálculos estructurales, además de utilizar simulaciones por elementos finitos (MEF) a través de SolidWorks. Esta herramienta permite verificar el comportamiento del puente grúa bajo diversas condiciones de carga, asegurando su viabilidad y minimizando el riesgo de fallos, lo que garantiza la seguridad de los operarios.

La tesis de Huayta (2019) se centra en el diseño de una grúa tipo pórtico para un taller de mantenimiento, con una capacidad de carga de dos toneladas. El análisis se basa en principios de estática, mecánica de materiales y diseño de elementos de máquina. Se emplean tablas de propiedades de materiales y perfiles de acero para seleccionar los componentes adecuados y se utiliza software de simulación, como Autodesk Inventor y ANSYS, para verificar la resistencia y estabilidad de la grúa. El enfoque de Huayta se caracteriza por un análisis detallado de los esfuerzos en cada elemento de la estructura, considerando las condiciones de carga y los factores de seguridad.

Por otro lado, la presente tesis describe el diseño de un puente grúa para un taller mecánico, con una capacidad de carga de 1,5 toneladas. El proceso de diseño se basa en el cálculo de los parámetros estructurales necesarios para soportar la carga, la selección de materiales adecuados y la validación del diseño mediante simulación por elementos finitos (MEF). La tesis destaca la importancia de la seguridad y la ergonomía en el diseño. Se utiliza el software SolidWorks para el

diseño y la simulación del puente grúa, lo que permite analizar su comportamiento bajo diferentes condiciones de carga. A diferencia del enfoque de Huayta, esta tesis se centra en la validación del diseño a través de la simulación MEF, prestando especial atención a la resistencia, estabilidad y factor de seguridad de la estructura.

Con respecto a Huaroc (2018) presenta enfoque divergente esta tesis se adentra en el desarrollo de un puente grúa birrail de alta capacidad (10 toneladas) destinado a la instalación y mantenimiento de un winche en una mina. El autor, con un enfoque pragmático orientado a la optimización del presupuesto y la eficiencia del proceso de diseño, aplica una metodología sistemática basada en la normativa alemana VDI 2221-2225. Para el análisis estructural, recurre a cálculos de resistencia de materiales basados en las normas peruanas NTE E. 020 y NTE E. 090, determinando los esfuerzos en los distintos componentes del puente grúa (viga principal, viga testera, viga carrilera, columnas, placa base y pernos de anclaje).

La presente tesis, por su parte, se concentra en el diseño de un puente grúa de menor capacidad (1,5 toneladas) para un taller mecánico general. En este caso, se prioriza la seguridad y la ergonomía del diseño, buscando minimizar los riesgos para los operarios y mejorar la eficiencia en el taller. A diferencia de Huaroc (2018), la validación del diseño se realiza principalmente mediante la simulación por elementos finitos (MEF) utilizando el software SolidWorks. El análisis MEF permite visualizar el comportamiento de la estructura bajo diferentes condiciones de carga, proporcionando información detallada sobre los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos, lo que permite calcular un factor de seguridad adecuado. Si bien ambas tesis abordan el diseño de grúas, la diferencia en el enfoque, la capacidad de carga y la metodología de análisis refleja la diversidad de necesidades y prioridades que se presentan en la Ingeniería Mecánica.

CONCLUSIONES

Se diseñó mediante la metodología VDI 2221 – 2225, una estructura mecánica eficiente y segura, capaz de levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. La estructura, que consiste en un puente grúa, está conformada por vigas de acero A36, un sistema de trolley con rodamientos y un tecla eléctrico con una capacidad de 2 toneladas. Este diseño no solo cumple con los requisitos operativos, sino que su naturaleza modular permite realizar futuras expansiones o actualizaciones, asegurando así la adaptabilidad y sostenibilidad del sistema en el entorno industrial.

Se seleccionó el acero A36 como el material más adecuado debido a su excelente equilibrio entre resistencia, durabilidad y costo accesible. A través de cálculos de resistencia de materiales, se determinaron los parámetros necesarios para componentes críticos como la viga principal, transversal, soportes y ejes del trolley, incorporando factores de seguridad que garantizan la estabilidad y el funcionamiento seguro frente a fuerzas estáticas y dinámicas.

Se realizó una simulación de carga de 1,5 toneladas utilizando el software SolidWorks para validar el diseño. La simulación permitió analizar el comportamiento de la estructura bajo condiciones de carga realistas, verificando los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en los componentes críticos. Los resultados de la simulación confirmaron que el diseño cumple con el factor de seguridad de 1,5 establecido, lo que garantiza la seguridad de la estructura durante su operación.

RECOMENDACIONES

Realizar pruebas físicas: Asegurarse de llevar a cabo pruebas físicas del puente grúa una vez construido, para validar la simulación por elementos finitos y comprobar su comportamiento bajo carga real.

Monitorear el desempeño: Implementar un sistema de monitoreo para evaluar el desempeño del puente grúa durante su operación, registrando cualquier anomalía que pueda surgir.

Capacitación del personal: Proporcionar capacitación adecuada a los operadores sobre el uso y mantenimiento del puente grúa, asegurando que comprendan las medidas de seguridad y procedimientos de operación.

Mantenimiento regular: Establecer un programa de mantenimiento preventivo regular para el puente grúa, con inspecciones periódicas para garantizar su funcionamiento seguro y eficiente.

Evaluar el diseño modular: Considerar el diseño modular del puente grúa para futuras expansiones o actualizaciones, permitiendo la adaptación a nuevas necesidades operativas.

Documentar procedimientos: Elaborar un manual de usuario que incluya procedimientos de operación, mantenimiento y seguridad, para facilitar la referencia del personal.

Revisar criterios de seguridad: Revisar periódicamente los criterios de seguridad del diseño en base a normativas actualizadas y estándares industriales, asegurando que se mantenga en cumplimiento.

Optimizar el layout del taller: Evaluar el diseño del taller para optimizar el layout y la disposición del equipo, mejorando la eficiencia del flujo de trabajo.

Establecer Indicadores de Desempeño: Definir indicadores clave de desempeño (KPI) para evaluar la eficiencia operativa del puente grúa y hacer ajustes según sea necesario.

Recopilar retroalimentación: Implementar un sistema para recopilar retroalimentación de los usuarios del puente grúa, lo que puede ayudar a identificar áreas de mejora y ajustar el diseño o los procedimientos según las necesidades del personal.

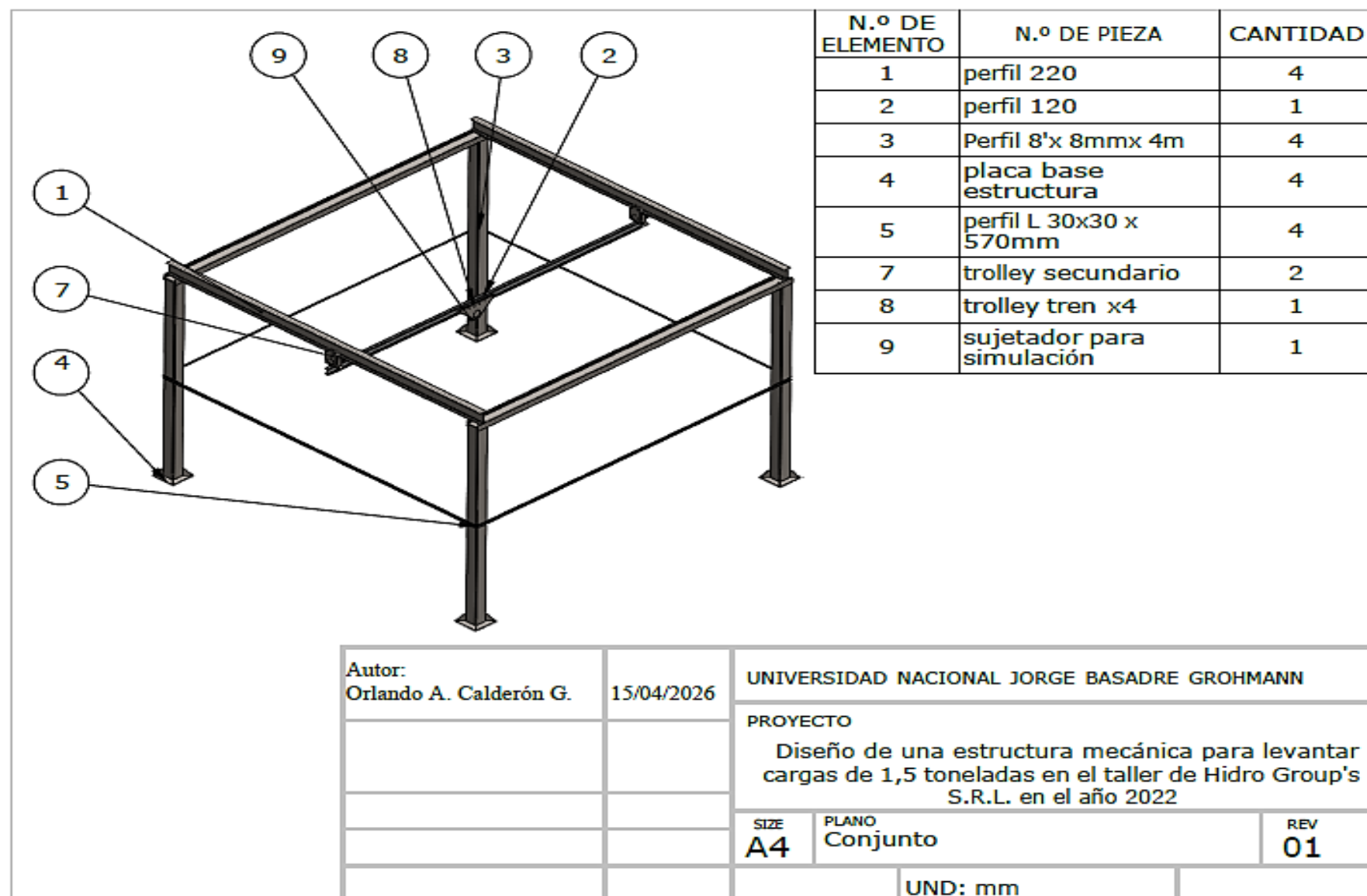
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

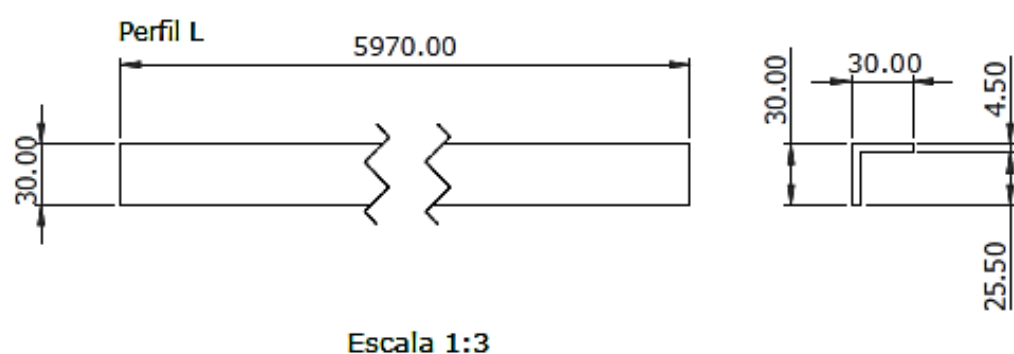
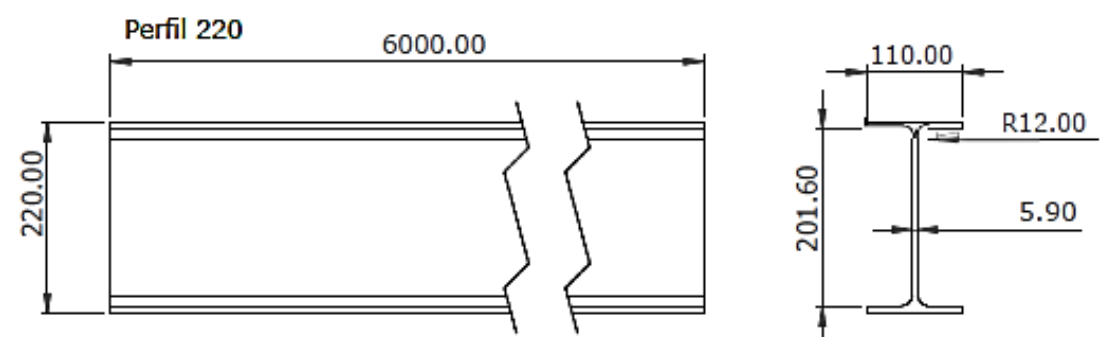
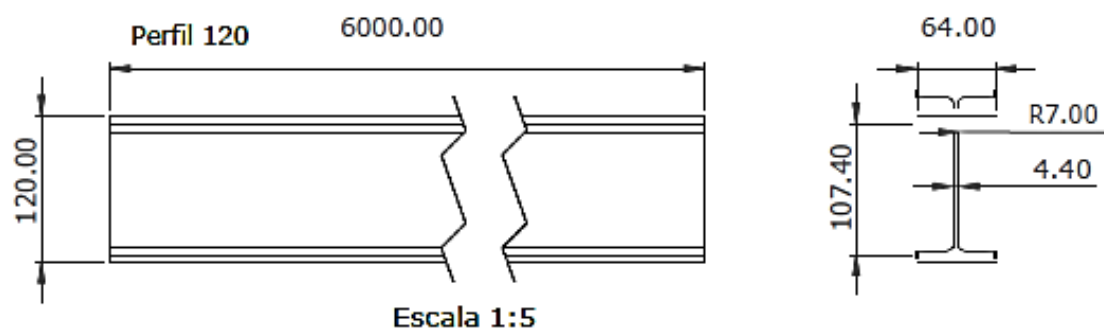
- Aguirre, A., & Medei, U. (2018). *Diseño cálculo y dimensionamiento de un puente grúa* [Universidad Tecnológica Nacional]. <https://n9.cl/5wt66>
- Aguirre Sierra, J. S. (2023). *Diseño de un puente grúa con capacidad de levantar una tonelada de peso para la empresa Gilberautos SAS*.
- AutoDesk. (2018). *AutoFEM Análisis de la fatiga*. <https://autofem.com/es/productos/analisis-de-la-fatiga.html>
- Barchín Ortega, G. (2017). *Diseño y Cálculo Nave Industrial con puente grua de 10Tn*. Universitat Politècnica de València.
- Campreciós, D. V. (2012). *Análisis y diseño de la estructura de un puente grúa de 25 T*.
- Conejo-Crispin, Y. Y. R. (2020). *Implementación de polipasto eléctrico para optimizar el procedimiento de izaje de equipos en chimeneas – unidad Mallay – CIA. de minas Buenaventura S.A.A. - 2017*. http://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/47102/Gutierrez_RS-SD.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- ETSAM. (2022). *Gama de perfiles europeos*. chrome-extension://ieepebpjnkhaiioojkepfniodymjjihl/data/pdf.js/web/viewer.html?file=http://www.aq.upm.es/Departamentos/Estructuras/e96-380/alfonso_del_rio/practicas/catalogo_arcelor.pdf#page=11&zoom=auto,-13,573
- Huaroc, E. (2018). *Diseño de un puente grúa para el winche de servicios en Mina Yauricocha* [Universidad Nacional del Centro del Perú]. In *Repositorio institucional*. http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/4946/T010_43054209_T.pdf?sequence=1&isAllowed=y

- Huayta, S. (2019). *Diseño de estructura para levante de carga de dos toneladas para taller de mantenimiento, Arequipa 2019*. Universidad Continental.
- Huerta, D. S., & Baez, M. F. (2014). *Manufactura de banca de aluminio y simulación*. September 2015. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2155.5685>
- Jaramillo, G. F. (2018). *Diseño de puente grúa y sistema Stand Reel para mejorar el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel* [Universidad Politécnica Salesiana]. <https://blog.colegiosdelreal.mx/kinder-privado-en-san-luis-potosi/juegos-para-desarrollar-lenguaje-ninos-4-y-5-anos>
- Lema-Chicaiza, S. V., & Simba-Guamushig, W. F. (2003). *Análisis y diseño de la estructura de un puente grúa con una capacidad máxima de 5 toneladas para una área de trabajo de 12 m de luz x 30 m*.
- Lengerke, O., Tovar, J. E. N., Dutra, M. S., & Tavera, M. J. M. (2007). Diseño y automatización de un puente grúa para procesos secuenciales. *8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, 1–8.
- López-Huamán, R. G. (2021). *Diseño de estructura auxiliar para montaje de un puente vehicular metálico de 169 toneladas, distrito de Shunte-Tocache, gobierno regional de San Martín* [Universidad Nacional del Callao]. [https://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/6075/TSP_PREGRADO_LÓPEZ_FIME_2021 %281%29.pdf?sequence=4&isAllowed=y](https://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/6075/TSP_PREGRADO_LÓPEZ_FIME_2021%281%29.pdf?sequence=4&isAllowed=y)
- Lopez Hidalgo, M. (2024). *Diseño de un puente grúa de 10t con la norma CMAA para un almacén de perfiles metálicos*.
- Mieles, C. (2016). *Diseño de un Puente Grúa Tipo Monorriel de 1 Tonelada de Capacidad*. 165. <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/34436>
- Miranda, D. J. P. (2021). *Análisis y diseño de nave industrial de concreto armado con puente grúa*. Pontificia Universidad Católica del Perú (Peru).

- Mirlisenna, G. (2016). *Método de los elementos finitos*.
<https://www.esss.com/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>
- Promart. (2024). *Tecle eléctrico 2 toneladas trifásico con botonera*.
<https://www.promart.pe/tecle-electrico-2-toneladas-trifasico-con-botonera-1000540467/p>
- Rebollo, A. (2013). *Análisis y diseño de una grúa viajera tipo Bipunte* [Instituto Politécnico Nacional]. <https://bit.ly/2SjIDdV>
- Round, C. E. R. W. (2009). *Astm a500*. 1950(August), 60638–60638.
- Salanar, J. E. (2014). *Manufactura de Banca de Aluminio y simulacion*. 10.
<https://es.slideshare.net/slideshow/resistencia-basica-de-materiales-2-parte1/69270118>
- Sandoval-Corredor, J. M., & Torres-Parra, V. A. (2017). *Diseño de un puente grúa para el transporte de motores Diesel para el Taller L&G Diesel Truck*. Fundación Universidad de América.
- Santacruz-Bermeo, J. S. (2015). *Diseño de un puente grúa con vigas laminadas para un galpón de una planta metalmecánica en operación*. Espol.
- Ventura Campreciós, D. (2018). *Análisis y diseño de la estructura de un Puente grúa de 25t*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Yáñez, G. (2020). *Diseño de un puente grúa de 2 toneladas*. Pontificia Universidad Católica de Valparaíso.

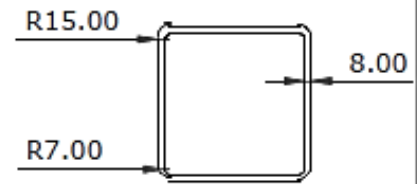
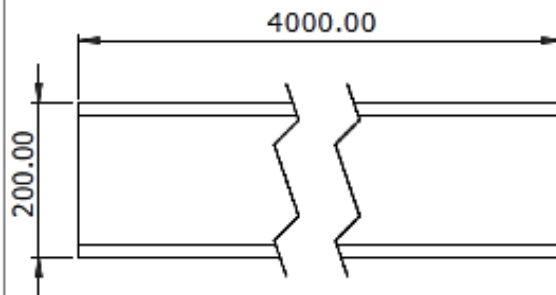
ANEXOS





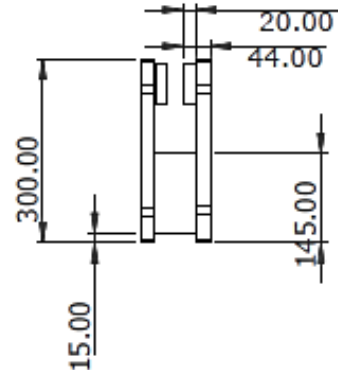
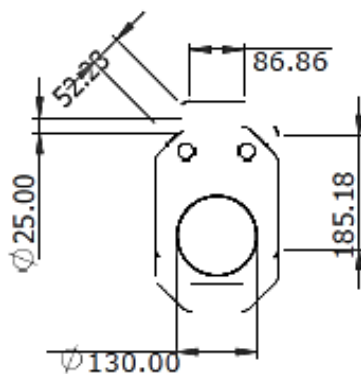
Autor: Orlando A. Calderón G.	15/04/2026	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
		PROYECTO Diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. en el año 2022		
		SIZE A4	PLANO Conjunto	REV 01
		UND: mm		

Placa Base



Escala 1:8

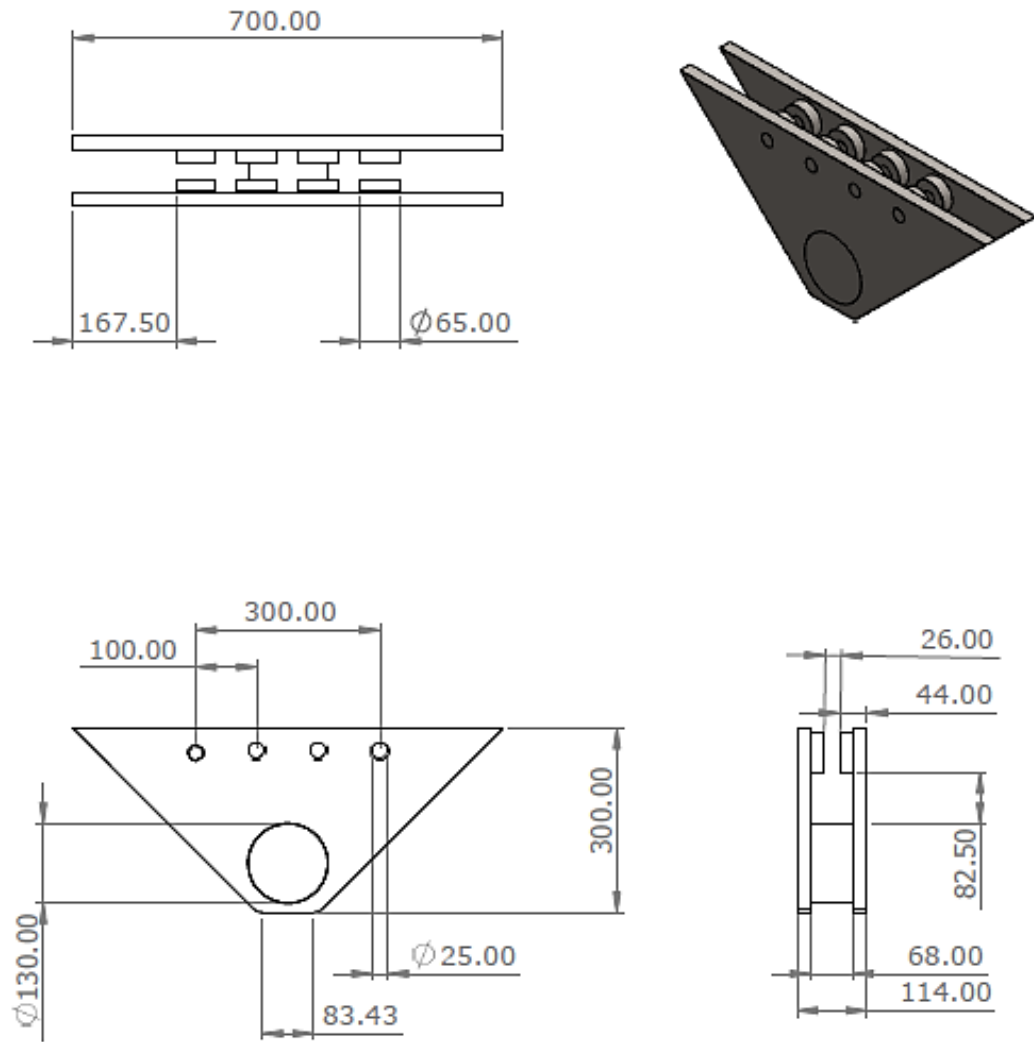
Trolley



Escala 1:10

Autor: Orlando A. Calderón G.	15/04/2026	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
		PROYECTO Diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. en el año 2022		
		SIZE A4	PLANO Conjunto	REV 01
		UND: mm		

Tren de trolley



Escala 1:10

Autor: Orlando A. Calderón G.	15/04/2026	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
		PROYECTO		
		Diseño de una estructura mecánica para levantar cargas de 1,5 toneladas en el taller de Hidro Group's S.R.L. en el año 2022		
		SIZE A4	PLANO Conjunto	REV 01
			UND: mm	



Descripción
No hay datos

Simulación de Ensamblaje

Fecha: miércoles, 20 de noviembre de 2024
Diseñador: Solidworks
Nombre de estudio: Análisis estático 63
Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Descripción	1
1. ANEXOS 01	1
Suposiciones.....	2
Propiedades de estudio	2
Unidades.....	2
Propiedades de material	3
Cargas y sujeciones	7
Definiciones de conector	8
Información de contacto	8
Información de malla	9
Detalles del sensor	9
Fuerzas resultantes	10
Vigas	10
Resultados del estudio.....	11
Conclusión.....	13

Suposiciones

Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 63
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\solidworks 2024\orlando)

Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²



Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 2.5e+08 N/m ² Límite de tracción: 4e+08 N/m ² Módulo elástico: 2e+11 N/m ² Coefficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7,850 kg/m ³ Módulo cortante: 7.93e+10 N/m ²	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-5), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-6), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-7), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/Rodamiento eje secundario trolley-8), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Ensamblaje2-2/eje trolley secundario-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(Ensamblaje2-2/trolley 2-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2)(Ensamblaje2-2/trolley 2-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Perfil 8"x 8mmx 4m-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Perfil 8"x 8mmx 4m-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Perfil 8"x 8mmx 4m-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Perfil 8"x 8mmx 4m-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil 220-1),



		Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil 220-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil 220-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil 220-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil 220-5), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil L 30x30 x 570mm-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil L 30x30 x 570mm-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil L 30x30 x 570mm-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(perfil L 30x30 x 570mm-4), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-2/Placa sujecion-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-2/Placa sujecion-2), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-2/Placa sujecion-3), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-2/Placa sujecion-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa base estructura-2/Plancha de placa-base-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-3/Placa sujecion-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-3/Placa sujecion-2), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-3/Placa sujecion-3), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-3/Placa sujecion-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa base estructura-3/Plancha de placa-base-1),
--	--	---



		Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-4/Placa sujecion-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-4/Placa sujecion-2), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-4/Placa sujecion-3), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-4/Placa sujecion-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa base estructura-4/Plancha de placa-base-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-5/Placa sujecion-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-5/Placa sujecion-2), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-5/Placa sujecion-3), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(placa base estructura-5/Placa sujecion-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(placa base estructura-5/Plancha de placa-base-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/Rodamiento eje secundario trolley-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/Rodamiento eje secundario trolley-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/Rodamiento eje secundario trolley-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/Rodamiento eje secundario trolley-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/eje trolley secundario-1),
--	--	--

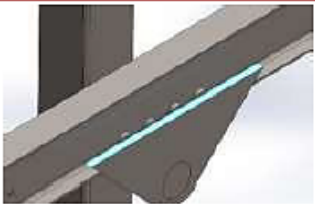


		Sólido 1(Redondeo2)(trolley secundario-1/ojo secundario-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2[1])(trolley secundario-1/trolley-1), Sólido 2(Saliente-Extruir2[2])(trolley secundario-1/trolley-1), Sólido 3(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/trolley-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2[1])(trolley secundario-1/trolley-2), Sólido 2(Saliente-Extruir2[2])(trolley secundario-1/trolley-2), Sólido 3(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-1/trolley-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/Rodamiento eje secundario trolley-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/Rodamiento eje secundario trolley-2), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/Rodamiento eje secundario trolley-3), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/Rodamiento eje secundario trolley-4), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/eje trolley secundario-1), Sólido 1(Redondeo2)(trolley secundario-2/ojo secundario-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2[1])(trolley secundario-2/trolley-1), Sólido 2(Saliente-Extruir2[2])(trolley secundario-2/trolley-1), Sólido 3(Saliente-Extruir1)(trolley secundario-2/trolley-1), Sólido 1(Saliente-Extruir2[1])(trolley secundario-2/trolley-2), Sólido 2(Saliente-Extruir2[2])(trolley secundario-2/trolley-2),
--	--	--



Cargas y sujeciones

Cargas y sujeciones				
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	130.885	15,001	-0.0111008	15,001.5
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 15,000 N		

Definiciones de conector

No hay datos

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto	
Interacción global		Tipo: Unión rígida	
		Componentes: 1 componente(s)	
		Opciones: Mallado independiente	

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máximo de elemento	298.954 mm
Tamaño mínimo del elemento	14.9477 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	709934
Número total de elementos	351937
Cociente máximo de aspecto	603.52
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	52.7
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.59
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:44
Nombre de computadora:	

Detalles del sensor

No hay datos

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	130.885	15,001	-0.0111008	15,001.5

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-156.483	-110.576	-10.1936	191.88

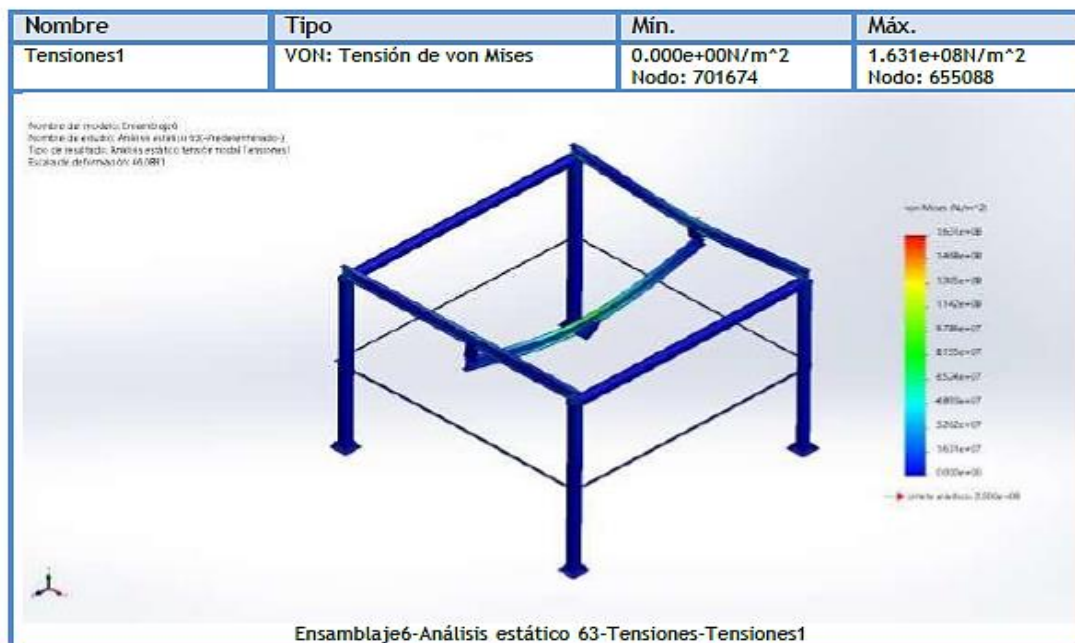
Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

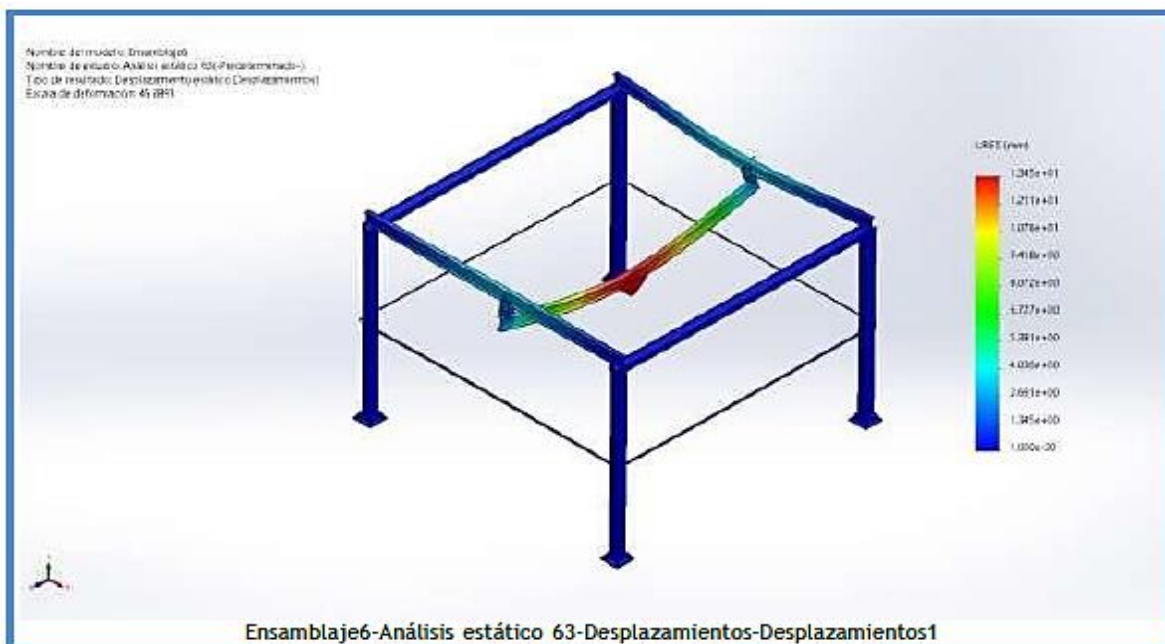
Vigas

No hay datos

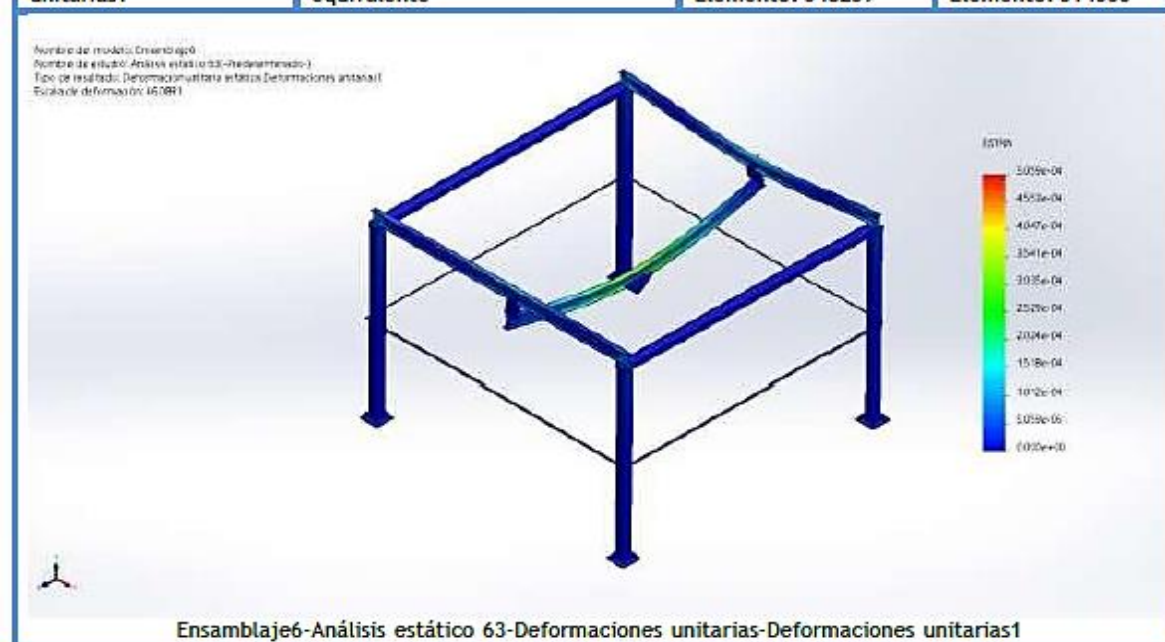
Resultados del estudio



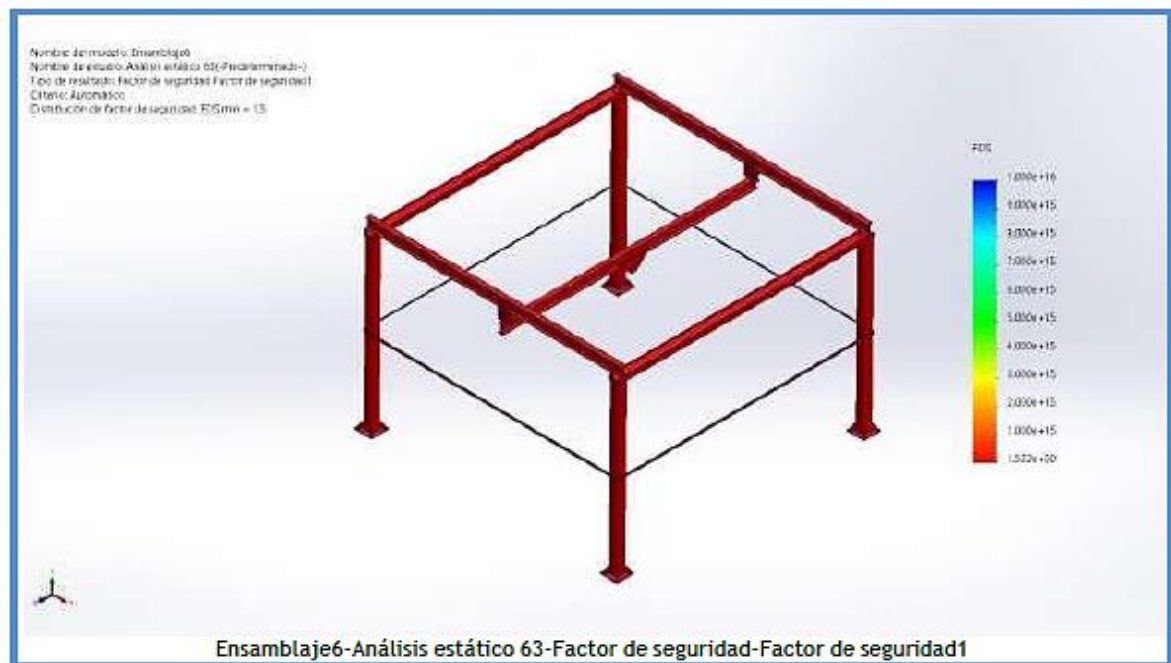
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00mm Nodo: 696344	1.345e+01mm Nodo: 1500



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.000e+00 Elemento: 348239	5.059e-04 Elemento: 314366



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	1.533e+00 Nodo: 655088	1.000e+16 Nodo: 701674



Conclusión