



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL
CARRERA DE MECATRÓNICA

**ELABORACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PUENTE GRÚA
QUE SIMULE EL FUNCIONAMIENTO DE UNO DE 5
TONELADAS**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero en Mecatrónica

AUTORES: Jair Gregorio Palma Medina
Jordi Alejandro Pizarro Fuentes
TUTOR: José Alexander Zambrano García

Guayaquil - Ecuador

2024

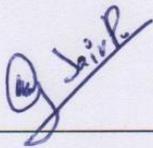
CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, **Jair Gregorio Palma Medina** con documento de identificación N° **0941152209** y **Jordi Alejandro Pizarro Fuentes** con documento de identificación N° **0926952557**; manifestamos que:

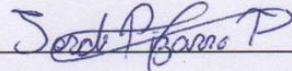
Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo.

Guayaquil, 5 de septiembre del año 2024

Atentamente,



Jair Gregorio Palma Medina
0941152209



Jordi Alejandro Pizarro Fuentes
0926952557

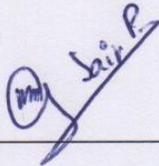
**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, **Jair Gregorio Palma Medina** con documento de identificación N° **0941152209** y **Jordi Alejandro Pizarro Fuentes** con documento de identificación N° **0926952557**, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del **Dispositivo Tecnológico: ELABORACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PUENTE GRÚA QUE SIMULE EL FUNCIONAMIENTO DE UNO DE 5 TONELADAS**, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

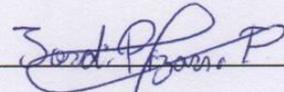
En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 5 de septiembre del año 2024

Atentamente,



Jair Gregorio Palma Medina
0941152209



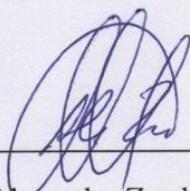
Jordi Alejandro Pizarro Fuentes
0926952557

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, **José Alexander Zambrano García**, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **ELABORACIÓN DE UN PROTOTIPO DE PUENTE GRÚA QUE SIMULE EL FUNCIONAMIENTO DE UNO DE 5 TONELADAS**, realizado por **Jair Gregorio Palma Medina** con documento de identificación N° **0941152209** y por **Jordi Alejandro Pizarro Fuentes** con documento de identificación N° **0926952557**, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción **Dispositivo Tecnológico** que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 5 de septiembre del año 2024

Atentamente,



Ing. José Alexander Zambrano García, Mg.
0703175521

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación está dedicado a mi padre Juan Alejandro Pizarro Rueda, por las enseñanzas sobre disciplina, responsabilidad y ética; a mi madre Ana del Consuelo Fuentes Sterling, por su amor inmenso, su cuidado y apoyo sin igual para asegurar mi bienestar en el transcurso de todos estos años de estudios universitarios.

Finalmente agradezco a mi amigo Fernando Marín Rodríguez y mi perrita Nena Pizarro por el amor que me ha impulsado a seguir adelante y quienes siempre han cuidado de mí.

Jordi Alejandro Pizarro Fuentes

Este trabajo de titulación está dedicado a mi madre Lucy Marlin Medina García, quien es el motor de mi vida y gracias a su esfuerzo y gran sacrificio lograré terminar mis estudios universitarios. A mi padre Gregorio Bernardo Palma Rizo quien me inspiró a estudiar esta carrera, me enseñó a trabajar arduamente para conseguir y lograr todos mis objetivos. A mis hermanos Jefferson Gregorio Palma Medina y Astrid Carolina Palma Medina quienes además de mis padres son las personas que más amo en mi vida y quienes al igual que mis padres han estado en todo momento en cada paso que he dado como también en cada caída.

Dedico esta investigación a toda mi familia, que me han enseñado que el mejor regalo que se puede dar en la vida es la educación, el cual es un puente que nos permite aprender e innovar a nuevos mundos en donde los sueños son posibles.

Jair Gregorio Palma Medina

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a Dios, a mi padre y madre por su amor incondicional y por inculcarme el valor de la perseverancia para afrontar los retos y dificultades de la vida.

Agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana, a los docentes y a mis compañeros por formar importante del desarrollo y cumplimiento del presente trabajo de investigación.

Finalmente, quiero agradecerme a mí mismo. Este trabajo es el fruto de mi dedicación, esfuerzo y perseverancia. He aprendido a superar obstáculos, a valorar cada pequeño avance, y a no rendirme ante las dificultades. Este logro es una prueba de mi capacidad para alcanzar mis metas, y por ello, me siento profundamente agradecido.

Jordi Alejandro Pizarro Fuentes

Agradezco a los docentes de la carrera de ingeniería en mecatrónica que han formado parte de mi formación profesional, quienes con su conocimiento y su apoyo brindaron las herramientas para un futuro exitoso como un ingeniero mecatrónico.

Agradezco a todas esas amistades que me dio directamente como indirectamente la universidad, porque me han demostrado ser grandes seres humanos que siempre me han brindado de su apoyo aun cuando fue difícil avanzar, por acompañarme y hacer de este camino más agradable y enriquecedor.

Jair Gregorio Palma Medina

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo la elaboración de un prototipo de puente grúa que simule el funcionamiento de uno de 5 toneladas. Esta iniciativa surge ante la necesidad de proporcionar una herramienta práctica y didáctica para el aprendizaje y la capacitación en el manejo de estos dispositivos industriales

El proceso de elaboración del prototipo abarca varias etapas clave. En primer lugar, se realiza un análisis exhaustivo de las especificaciones técnicas y funcionales de los puentes grúa convencionales de 5 toneladas, considerando aspectos como la capacidad de carga, el alcance, los sistemas de control y seguridad, entre otros. A partir de este análisis, se establecen los parámetros y requisitos que guiarán el diseño del prototipo.

Finalmente, se lleva a cabo una serie de pruebas y validaciones para verificar el correcto funcionamiento del prototipo y su conformidad con los estándares de calidad y seguridad establecidos. Se realizan ajustes y mejoras según sea necesario, con el objetivo de optimizar el rendimiento y la eficiencia del dispositivo.

Palabras claves: Puente grúa, prototipo, simulación, diseño, construcción, pruebas, evaluación.

ABSTRACT

The objective of this project is to develop a prototype of an overhead crane that simulates the operation of a 5-ton model. This initiative arises from the need to provide a practical and educational tool for learning and training in the handling of these industrial devices.

The process of developing the prototype involves several key stages. First, a thorough analysis of the technical and functional specifications of conventional 5-ton overhead cranes is conducted, considering aspects such as load capacity, reach, control and safety systems, among others. Based on this analysis, the parameters and requirements guiding the design of the prototype are established.

Finally, a series of tests and validations are carried out to verify the proper functioning of the prototype and its compliance with established quality and safety standards. Adjustments and improvements are made as necessary, aiming to optimize the device's performance and efficiency.

Keywords: Overhead crane, prototype, simulation, design, construction, testing, evaluation.

ÍNDICE

I.	Problemas de Estudio	1
II.	Justificación	2
III.	Objetivos	3
III-A.	Objetivo General	3
III-B.	Objetivos Específicos	3
III-C.	Matriz de objetivos	3
IV.	Marco teórico referencial	4
IV-A.	Puentes Grúas	4
IV-B.	Puente Grúa Monorriel.	5
IV-C.	Mecanismo y composición	5
IV-D.	Dimensionamiento	6
IV-E.	Cargas	6
IV-F.	Fuerzas secundarias	7
IV-G.	Movimientos del Puente Grúa	7
IV-H.	Estructura	7
V.	Marco Metodológico	9
V-A.	Diseño mecatrónico del sistema grúa monorriel	10
V-B.	Cargas principales para el puente grúa	10
V-C.	Diseño de forma del sistema	10
V-D.	Polipasto	11
V-D1.	Tiempo de funcionamiento del Polipasto	11
V-E.	Análisis de cargas	12
V-E1.	Carga del Trolley o carro	12
V-E2.	Carga muerta (DL)	12
V-E3.	Carga levantada o nominal(LL)	12
V-E4.	Fuerzas de inercia verticales(VIF)	12
V-E5.	Factor de carga muerta(DLF)	12
V-E6.	Factor de carga de izaje (HLF)	13
V-E7.	Fuerzas de inercia debido al manejo (IFD)	13
V-E8.	Cargas combinadas	13
V-F.	Análisis de estructura completa	14
V-G.	Cálculos de viga viajera	14
V-G1.	selección de sección transversal	14
V-G2.	Momento de Inercia	14
V-G3.	Masa de la viga	15
V-G4.	Análisis estático	15
V-G5.	Momento flexionante	16
V-G6.	Cálculo de Factor de seguridad y el Esfuerzo de flexión.	16
V-G7.	Cálculo de la deflexión de la viga	17
V-G8.	Desplazamiento maximo permisible Viga Viajera	18
V-H.	Calculos de Viga testera	18
V-H1.	Cálculo de presión bajo cada una ruedas de las vigas testeras	18

V-H2.	Selección de sección transversal de viga testera.	18
V-H3.	Momento de inercia de la viga Testera	18
V-H4.	Momento flexionante de vigas testeras.	20
V-H5.	Esfuerzo máximo y factor de seguridad .	20
V-H6.	Deflexión de las vigas testeras.	21
V-H7.	Desplazamiento Viga testera	21
V-I.	Cálculos de Viga Carrilera	21
V-I1.	Análisis estático	22
V-I2.	Momento flexionante de vigas carrileras.	22
V-I3.	Esfuerzo máximo y factor de seguridad .	23
V-I4.	Deflexión de las vigas carrileras.	23
V-I5.	Desplazamiento Viga Carrilera	24
V-J.	Dimensionamiento de Ruedas Motrices (Testeras)	25
V-K.	Fórmula para el Dimensionamiento de las Ruedas	25
V-L.	Cálculos	25
V-M.	Rodamientos del trolley	26
V-N.	Rodamientos de las vigas testeras	27
V-Ñ.	Sistema eléctrico del Puente Grúa	28
V-Ñ1.	Instalación de la caja de mantenimiento y de la caja de control	30
V-Ñ2.	Instalación de resistencias	30
V-Ñ3.	Instalación de interruptores de límite	30
V-Ñ4.	Dispositivo conductor del cable del carro	31
V-Ñ5.	Conexión a Tierra de Seguridad	31
V-Ñ6.	Especificaciones del Cable de Conexión a Tierra	31
V-Ñ7.	Procedimiento de Instalación	31
V-O.	Cálculo de la potencia del motor de elevación	31
V-P.	Cálculo de la potencia del motor de trolley	33
V-Q.	Cálculo de la potencia del motor de testeras	35
V-R.	Simulación y análisis de estructura mediante software Inventor	36
VI.	Resultados	41
VI-A.	Diseño del Prototipo Escalado del Puente Grúa	41
VI-A1.	Construcción de la Estructura	41
VI-B.	Sistema de Control con Microcontrolador PIC	42
VI-C.	Partes eléctricas del prototipo	42
VI-D.	Ensamblaje de testeras y trolley	43
VI-E.	Resultados del puente grúa escala real	44
VI-F.	Características específicas	45
VII.	Cronograma y actividades a desarrollar	46
VII-A.	Actividades a desarrollar en el periodo de la elaboración del proyecto	46
VIII.	Presupuesto	47
IX.	Conclusiones	48
X.	Recomendaciones	48
	Referencias	49

Anexo A: Planos	50
Anexo B: Manufactura del proyecto	55
Anexo C: Tablas	56
C-A. Tabla de aceleración del polipasto dependiendo de la velocidad	56
C-B. Tabla de máxima aceleración del polipasto evitando el derrape de ruedas	56
C-C. Tabla de aceleración de los diferentes perfiles UPN	56
C-D. Tabla de aceleración de los diferentes perfiles IPE	56
C-E. Tabla A-9 del Libro de Shigley momento, cortante y deflexión de vigas	56

ÍNDICE DE FIGURAS

1.	Puente grúa instalado [8].	4
2.	Aicrane puente grúa monorraíl con polipasto europeo [9].	5
3.	Motor del puente grúa[12].	6
4.	Plano galpón para la implementación del puente grúa. Fuente: Los Autores.	9
5.	Estructura diseñada en el software. Fuente: Los Autores.	10
6.	Vista isométrica de la estructura. Fuente: Los Autores.	11
7.	Partes enumeradas del sistema. Fuente: Los Autores	14
8.	Viga de alma doble. Fuente: Trabajo de Fin de Master – “Diseño, cálculo y comprobación de unión soldada en viga viajera grúa de alma doble” – Francisco J. Fraile Griborio	15
9.	Diagrama de cuerpo libre de la viga	15
10.	DCL viga testera. Fuente: Dlubal	18
11.	DCL viga testera. Fuente: [10]	19
12.	Carga concentrada de la viga. Fuente: Clases de mecanica, Luis Flores	22
13.	Diagrama momento. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 10ma edición	23
14.	Vista isométrica de la rueda. Fuente: Los Autores	25
15.	Rodamiento seleccionado. Fuente: SKF rodamiento de bolas	26
16.	Rodamiento seleccionado. Fuente: SKF rodamiento de bolas	27
17.	Sistema eléctrico. Fuente: Los Autores	28
18.	Diagrama de potencia. Fuente: Los Autores	28
19.	Diagrama eléctrico. Fuente: Los Autores	29
20.	Motores y funcionamientos. Fuente: Los Autores	30
21.	Eficiencia mecánica de equipo de elevación. Fuentes: Norma CMAA para el cálculo de potencia de motor.	32
22.	Catálogo de Polipasto /tecle eléctrico KITO series ER2 NER2 (2002)	33
23.	Factores recomendados de Ks para diferentes tipos de motores	34
24.	Valores de fricción para ruedas metálicas. Fuente:G.Olivera,NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVY SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS	34
25.	Factor de aceleración Kt. Fuente: G.Olivera NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVY SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS	34
26.	Factores recomendados de Ks para diferentes tipos de motores	35
27.	Valores de fricción para ruedas metálicas. Fuente:G.Olivera,NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVY SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS	36
28.	Factor de aceleración Kt. Fuente: G.Olivera NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVY SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS	36
29.	Listado de propiedades del material viga principal.	36
30.	Simulación viga principal. Fuente: Los Autores.	37
31.	Deflexion de la viga carrilera. Fuente: Los Autores	37
32.	Simulación coeficiente de seguridad. Fuente: Los Autores.	37
33.	Listado de propiedades del material de las vigas testera	38
34.	Análisis Von Mises. Fuente: Los Autores.	38
35.	Deflexion de la viga testera. Fuente: Los Autores	38
36.	Factor de seguridad viga testera. Fuente: Los Autores.	39
37.	Propiedades físicas viga viajera	39
38.	Simulación Von Mises. Fuente: Los Autores.	39
39.	Deflexion de la viga viajera. Fuente: Los Autores	40
40.	Factor de seguridad. Fuente: Los Autores.	40
41.	Viga carrilera en construcción. Fuentes: Los autores	41

42.	Vigas testeras diseñadas. Fuentes: Los autores	41
43.	Simulación diseñada en proteus. Fuentes: Los autores	42
44.	Teclé eléctrico	43
45.	Motores eléctricos	43
46.	Trolley prototipo	44
47.	Testera	44
48.	Cronograma de actividades para la implementación del anteproyecto de tesis. Fuente: Los Autores.	46
49.	Plano de la vista lateral de la estructura.	50
50.	Plano de la estructura armada.	51
51.	Plano de la viga viajera.	52
52.	Plano de la viga testera.	53
53.	Plano de las ruedas.	54
54.	Vigas carrileras instalación.	55
55.	Vigas puente creada.	55
56.	Vigas testeras, diseño de computadora y real.	55
57.	Tabla de aceleración y desaceleración	56
58.	Guía para la velocidad máxima de aceleración	56
59.	Tabla de perfiles UPN	57
60.	Tabla de perfiles IPE	58

ÍNDICE DE TABLAS

I.	Matriz de los objetivos planteados	3
II.	Especificaciones del puente grúa	44
III.	Especificaciones adicionales del sistema	45

I. PROBLEMAS DE ESTUDIO

En el ámbito industrial, el transporte eficiente de cargas pesadas es esencial para optimizar los procesos productivos y reducir costos operativos. Sin embargo, las actuales soluciones de puentes grúas y sistemas de rieles presentan limitaciones en términos de velocidad, capacidad de carga, seguridad y adaptabilidad a diversas condiciones de trabajo [1].

La falta de innovación en este campo ha llevado a ineficiencias notables, incrementando los tiempos de producción, los riesgos laborales y los costos asociados al transporte de cargas pesadas. En este contexto, se plantea la necesidad de diseñar un puente grúa y sistema de riel avanzado que supere las deficiencias existentes, mejorando la eficiencia, seguridad y versatilidad en el manejo de cargas pesadas, al tiempo que se promueve la sostenibilidad y la adaptabilidad a entornos industriales cambiantes [1].

Es fundamental entender que el funcionamiento de una grúa implica una variedad de aspectos, que van desde el entendimiento teórico de la maquinaria hasta su mantenimiento. Por lo tanto, los operadores y mecánicos deben recibir formación respaldada por el fabricante para poder emplear los puentes-grúa de manera más eficaz [2].

A pesar de la importancia crítica del transporte de cargas pesadas en entornos industriales, las soluciones actuales de puentes grúas y sistemas de rieles muestran deficiencias significativas en cuanto a seguridad operativa. La manipulación de cargas pesadas con las tecnologías existentes a menudo conlleva riesgos potenciales para los trabajadores y la integridad de la carga. Los accidentes relacionados con la elevación, desplazamiento y colocación de cargas pesadas son demasiado frecuentes, generando consecuencias graves, como lesiones personales y daños materiales [2].

La empresa Estrucmetal es una organización que desde el año 2013 se dedica a la fabricación de estructuras metalúrgicas. En este último año ha surgido el problema de transportar las cargas pesadas y ciertos materiales que llegan como carga pesada, por ejemplo, las láminas y planchas metálicas. Es por aquello que la empresa quiere realizar un puente grúa para poder facilitar el transporte de estas.

II. JUSTIFICACIÓN

Las diversas industrias buscan constantemente innovaciones tecnológicas para optimizar los procesos laborales en todas sus variantes. En este contexto, el puente grúa emerge como una solución diseñada específicamente para satisfacer la demanda de manipular objetos de considerable peso y dimensiones. Se destaca la relevancia asignada a la eficiencia en la industrialización, así como a la salvaguarda de la seguridad de los trabajadores [3].

Al implementarse un puente grúa se logrará mover componentes de máquinas y sus materiales mejorando los tiempos de trabajo en el taller, ya que se pueden realizar tareas en mucho menor tiempo. Además, se brinda mayor seguridad en la construcción y diseño de estructuras ya que es bastante riesgoso de realizar la movilización de estos materiales manualmente con el uso del personal de trabajo [4].

El diseño se centrará en la instalación de sistemas de seguridad sólidos con el propósito de salvaguardar la integridad física de los trabajadores, disminuyendo así la frecuencia de accidentes y lesiones vinculadas al traslado de cargas pesadas. La introducción de tecnologías de seguridad más avanzadas garantizará la protección de la carga en todas las fases del proceso de manipulación y transporte [4].

La implementación de un puente grúa se justifica por su capacidad para mejorar la productividad, la seguridad, la ergonomía, la precisión y la rentabilidad en diversas industrias y talleres. Es por eso que la empresa Estrucmetal ha decidido integrar un puente grúa tipo Monoriel en sus instalaciones, a pesar de la inversión inicial, a largo plazo se traduce en un ahorro de costes por la reducción de mano de obra, accidentes y tiempos de producción.

III. OBJETIVOS

III-A. *Objetivo General*

Desarrollar un prototipo escalado reducido de puente grúa monorriel cuya función sea el transporte de una carga con un máximo de peso 10kg.

III-B. *Objetivos Específicos*

- Diseñar el sistema mecatrónico del puente grúa usando herramientas de diseño asistido por computadora CAD.
- Construir el prototipo a escala del puente grúa que se asemeje a las condiciones de su funcionamiento.
- Validar mediante un análisis técnico al funcionamiento del puente grúa.

III-C. *Matriz de objetivos*

OBJETIVO	PLANTEAMIENTO	META	INDICADOR
OE1.	Diseño Mecatrónico del sistema de puente grúa utilizando cálculos, simulaciones y dibujos en softwares especializados.	Cálculos Mecánicos, simulaciones Mecánicas, planos completos y diagramas eléctricos y de automatización con una funcionalidad del 100 %.	Diseño de planos.
OE2.	Fabricación de prototipo funcional.	Informe de desarrollo de prototipo y datos de funcionalidad al 100 %.	Fuerza de rendimiento, resistencia a la tensión de la viga carrilera.
OE3.	Identificar los parámetros necesarios para el análisis técnico del sistema.	Reducción de errores al menos un 15 % de los valores de las variables que se analizan.	Obtención de datos como capacidad de carga y límite elástico para su operación segura y eficiente.

Tabla I
MATRIZ DE LOS OBJETIVOS PLANTEADOS

IV. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

IV-A. Puentes Grúas

La selección de puentes grúa depende de varios factores de ahí que sea un factor tan importante como tedioso seleccionar grúa adecuada según la aplicación. Depende en gran medida de sus principales especificaciones operativas como: tipo de movimiento de la grúa, peso y tipo de carga, ubicación de la grúa, características ubicación de la grúa, características geométricas y condiciones y ambientales [5].

Se toma en cuenta la capacidad, la frecuencia de uso de la grúa utilización de la grúa, la envergadura, el recorrido de la pista, la altura a la que debe elevarse la carga, la ubicación de la grúa, es decir, interior o exterior, la motorización, la automatización y el tipo de control necesario [5].

Debido a que son maquinaria esencial para levantar cargas pesadas, los puentes grúa desempeñan un papel importante en la industria. Estas cargas pueden ser transportadas a diferentes ubicaciones según sea necesario gracias a su versatilidad en movimientos [1].

Con su uso en el acoplamiento de piezas pesadas, los puentes grúa pueden ayudar a mover una pieza de forma rápida y eficiente. Según una estadística, los métodos tradicionales tardan un treinta por ciento más que el método utilizado porque el sistema carga y descarga datos constantemente [6].

El polipasto se utiliza para levantar el objeto tal como ocurre con los puentes grúa, que cuentan con un carro donde se posibilita el desplazamiento a través del carril. El cable de elevación cuelga entre los dos edificios y se mueve normalmente en dirección horizontal y perpendicular [7].

El principal problema con esto es el balanceo u oscilación que se produce cuando el carrito está en el aire. El objetivo actual del sistema de control es mover la carga de forma rápida y constante a la posición deseada para aumentar la eficiencia del trabajo. así como minimizar los riesgos no descubiertos mientras está en uso.



Figura 1. Puente grúa instalado [8].

Los puentes grúa se utilizan normalmente en fábricas o naves industriales y sólo pueden operar dentro de la nave o almacén industrial específico donde están instaladas. Su participación se da en muchas industrias como la automovilística, talleres grandes y la de acero para mover productos terminados de gran peso y materia prima.

Los puentes grúas que podemos encontrar normalmente son: Monorriel, birriel, ménsula, pórtico semipórtico y de brazo giratorio. Cada una de estas cumple un papel distinto y su uso depende meramente de la necesidad que se tenga, un ejemplo de esto es el hecho de que los puentes grúas de tipo pórtico suelen pueden movilizarse mientras que el resto permanecen fijos en un punto específico.

IV-B. Puente Grúa Monorriel.

Este polipasto se desplaza bajo una única viga ocupando el menor espacio posible. Se desplaza sobre carriles laterales y sobre el polipasto. Las cintas transportadoras y los puentes grúa estándar se sustituyen por puentes grúa monorraíl [7].

Debido a su sencilla construcción, parecen ser maquinaria excelente para usar en líneas de producción en masa. Debido a la variedad de movimientos posibles, normalmente funciona con grúas tipo monorriel en las líneas de producción [7].



Figura 2. Aicrane puente grúa monorraíl con polipasto europeo [9].

IV-C. Mecanismo y composición

La estructura por su parte mecánica está compuesta por una viga principal, carro del puente grúa, motor reductor, motor de desplazamiento, el tambor, gancho, cuerda de alambre, testero y ruedas. El carro del puente grúa está soportado en este caso por una estructura que le permite deslizarse de un lugar a otro, conformando la viga principal. Esta de aquí soporta la mayor parte de las cargas a las que está sometida el puente grúa [10].

Esta forma un mecanismo forma parte del “mecanismo de sustentación” debe estar equipada en la estructura de la edificación, en este sistema se incorporan los motores y testers que se encargan de realizar dicho movimiento ubicándose a los lados de la viga [11].

El carro del puente contendrá un motor con reductor para poder halar los objetos además del tambor que es encargado de este desplazamiento, el gancho tendrá un pestillo para que no se salga y el alambre normalmente fabricado con acero galvanizado el cual está destinado a soportar grandes cargas.

Por su parte en cuanto a su sistema eléctrico normalmente poseen una cabina en las que se cuenta con contactores los cuales se encargan de abrir y cerrar un circuito eléctrico y ayuda en caso de poseer alguna

sobrecarga en el circuito. A su vez se encuentran los relés que se encargan de abrir y cerrar los contactos.

Para el motor de desplazamiento es necesario que se conecte con un variador de frecuencia y normalmente toda la estructura se controla por una botonera que ejecutará los distintos movimientos que tendrá la grúa.



Figura 3. Motor del puente grúa[12].

IV-D. Dimensionamiento

El método utilizado es generalmente adecuado para el cálculo de fuerzas de tracción. Las mediciones se realizaron en base a la norma DIN 120: Fundamentos del diseño de grúas y cálculo de recorridos [13].

IV-E. Cargas

Las cargas de las ruedas se transfieren a la viga de la pista de la grúa a través de los rieles de la grúa en la parte superior de la viga. Estas cargas generan tensiones globales debido a la flexión y torsión biaxial, así como tensiones locales cerca de la conexión entre el alma y el ala superior de la viga[14].

Las cargas del puente grúa en condiciones de trabajo son las cargas uniformes provocada por el peso de la estructura, la plataforma donde se moviliza el carro y la carga concentrada provocada por el carro y el objeto levantado a partir de la base[15].

Otra carga concentrada es aquella cuya causa se debe al peso de otros equipos en el puente grúa, como la cabina y el equipo eléctrico[16].

En cuanto a esfuerzos los esfuerzos máximos de flexión se encuentran directamente debajo de la carga de la rueda. Se supone que la transversal los rigidizadores proporcionan condiciones de extremo de horquilla para esta viga.

A su vez el momento externo está actuando en la mitad de la longitud entre los dos soportes, donde da como resultado los esfuerzos de flexión.

IV-F. Fuerzas secundarias

Estas fuerzas consisten en el frenado, las fuerzas del viento y las cargas en escaleras y pasillos. Las fuerzas del viento, que consisten en el exceso de presión y la presión ejercida sobre las superficies que componen la estructura, varían dependiendo de la forma de la estructura. Calcule la resistencia al viento o el área centrípeta a partir de las mediciones reales sumando el área de carga estimada [13].

Se sabe que la fuerza de frenado dirigida a la carretera es $1/7$ de todas las reacciones de frenado de las ruedas. Una carga móvil de 300 kg no debe caer por las escaleras ni por las pasarelas. En todas aquellas zonas donde la carga en movimiento lo requiera, se podrá prescindir de este requisito [13].

IV-G. Movimientos del Puente Grúa

Translación longitudinal y dirección del puente a la nave este de aquí arrastra los rodillos por medio de semi arboles de transmisión[17].

Orientación del carro. Movimiento a lo largo del puente[17].

Elevación y descenso. El motor realiza el movimiento de subida y bajada del gancho para sujetar el elemento en cuestión[17].

El modelo tridimensional del sistema de operación de la grúa se reduce luego a un modelo de péndulo simple bidimensional del sistema de carga del carro; la carga está conectada al carro de la grúa a través de una cuerda. Cuando se aplica una fuerza externa F , el carro de la grúa se mueve horizontalmente y está sujeto a la fuerza de fricción de la vía[16].

IV-H. Estructura

La vida útil de un puente grúa depende en gran medida de su estructura metálica, que percibe cargas variables, las más importantes a las que está expuesta la estructura metálica de un puente grúa se producen durante la elevación de la carga y en el funcionamiento de los mecanismos que mueven el carro de carga y el puente, motivo por el cual se deben de tomar en cuenta a detalle la preparación de los elementos principales que componen la estructura.

Dentro de los elementos principales que componen la estructura se debe hablar de las columnas las cuales son las encargadas de resistir la carga de forma vertical, para un buen funcionamiento estas deben estar diseñadas para no sufrir por deflexión lateral o pandeo lo cual es una deformación producida por una carga axial de compresión, garantizando una rigidez con el fin de mantener una estructura con la máxima estabilidad posible.

La columna principal o carrilera puede tener forma de C, forma de caja la cual es la más utilizada e incluso forma de I, dependiendo de las necesidades del diseñador se toman en cuenta alguna de estas formas, sin embargo, cada una posee sus contras como en el caso de la columna con forma de "C" se necesita dos vigas para el soporte [18].

El diseño de las columnas de acero estructural se fundamenta en las fórmulas propuestas por el Structural Stability Research Council (SSRC). Estas fórmulas son luego ajustadas con factores de seguridad y adoptadas como estándares para la construcción de edificios por parte del American Institute of Steel Construction (AISC). Dentro de estas especificaciones se incluyen dos fórmulas para el diseño de columnas, cada una

destinada a proporcionar el esfuerzo máximo permisible en la columna para un rango específico de relaciones de esbeltez [19].

Las vigas desempeñan un papel crucial al soportar cargas de manera horizontal, en contraposición a las columnas. Pueden estar configuradas en forma de cantilever o con dos apoyos, dependiendo de la aplicación específica. El principal esfuerzo mecánico al que están sujetas es la flexión, que permite calcular la deflexión de la viga. Por lo tanto, en el diseño de vigas, se calcula típicamente en función de su resistencia para determinar si pueden soportar tanto la fuerza cortante interna como el momento interno desarrollado a lo largo de toda su longitud.

El diseño adecuado de las vigas requiere considerar varios factores, como la carga aplicada, las restricciones en las distancias entre apoyos, la deflexión permitida, el material utilizado, el ambiente de trabajo, entre otros. Es necesario analizar tanto la fuerza cortante como el momento flector permisible para garantizar la seguridad y la eficiencia estructural de la viga [19].

V. MARCO METODOLÓGICO

El objetivo del estudio será la implementación y construcción de un puente grúa tipo monorriel escalado que simule uno tamaño real de 5 toneladas con el fin de facilitar la movilización de objetos los cuales difícilmente pueden ser tratados por un grupo de personas ya sea por su masa o por su volumen.

Se diseñará un control que permita controlar de manera manual el eje transversal y los movimientos de ascenso y descenso del puente grúa.

De acuerdo con el nivel de conocimiento se trata de un estudio descriptivo, puesto que se describirá a detalle cada una de las etapas del desarrollo del sistema de puente grúa, desde su diseño con todos los componentes que intervienen, su construcción como tal, así como la validación de este. De igual forma se trata de un estudio cuasiexperimental dado que como investigadores se controla hasta cierto punto de los componentes que se van a usar para la construcción del sistema de grúa.

Para un mayor detalle se tomarán en cuenta las medidas del galpón las cuales son las siguientes que se muestra en la figura 4.

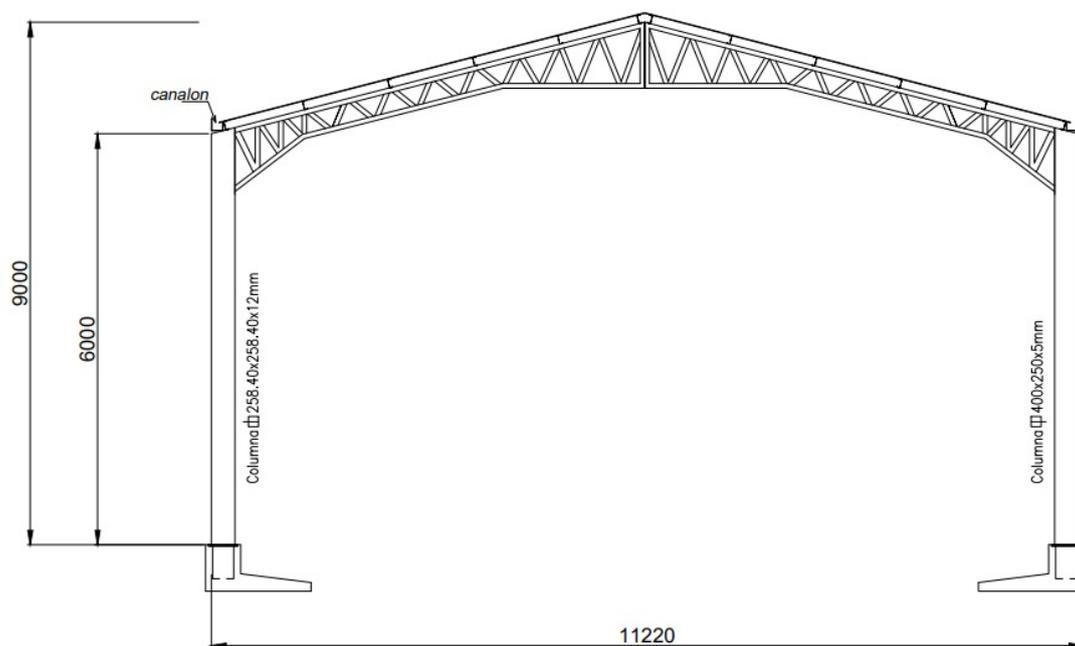


Figura 4. Plano galpón para la implementación del puente grúa. Fuente: Los Autores.

V-A. Diseño mecánico del sistema grúa monorriel

Con el fin de tener características pertinentes se diseñó una estructura con 11.22 m de ancho y 6m de alto. En este se encuentra una viga a la cual llamaremos viga de carga por el que se movilizara el “trolley” con el objeto suspendido con un gancho. A continuación se muestra en la figura 5.

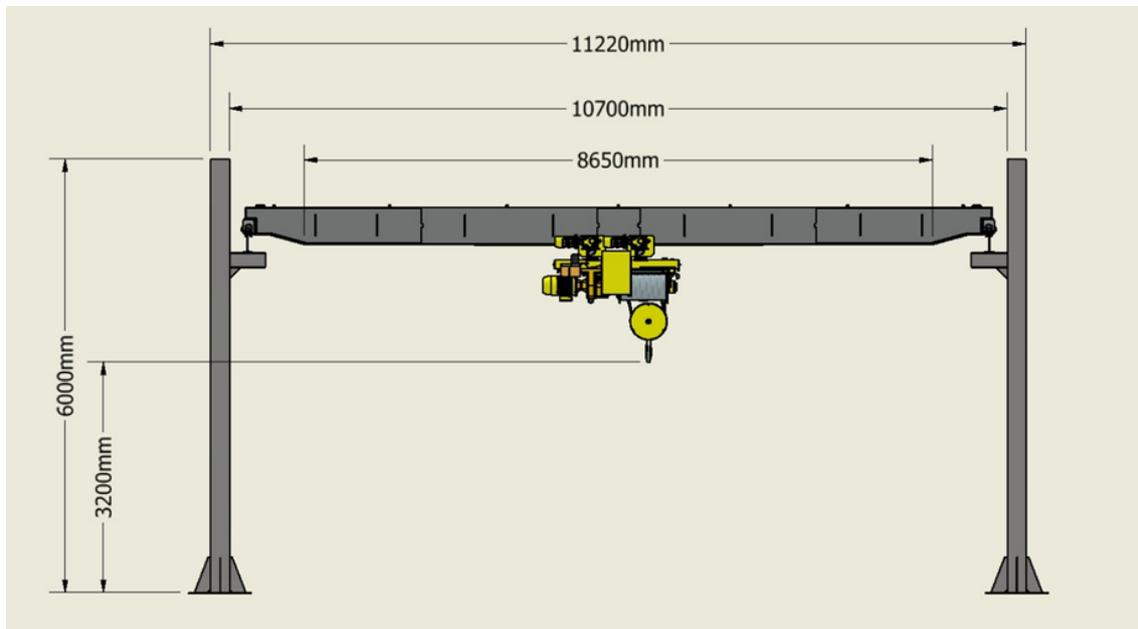


Figura 5. Estructura diseñada en el software. Fuente: Los Autores.

V-B. Cargas principales para el puente grúa

La norma CMAA-70 (2010) Establece que para el diseño de un puente grúa se deben tomar en cuenta las siguientes cargas:

- Carga muerta (DL). Se conoce como carga muerta a todas las partes fijas del puente grúa.
- Carga del carro (TL). El peso del trolley además del equipo conectado al carro [1].
- Carga elevada (LL). Consta de la carga de trabajo y el peso de los artefactos de izaje los cuales se usan para utilizados para mover de un punto a otro los objetos y soportar la carga de trabajo, como es el caso de la viga de elevación [1].

V-C. Diseño de forma del sistema

En la figura 6 se observan las partes del sistema el cual funcionara de la siguiente manera: Luego de ubicar la viga de carga en una posición específica de las carrileras y el “trolley” en la posición donde se encuentra, se baja el gancho usando el control para colocarlo manualmente, seguido de esto se sube suavemente a una altura considerable con el fin de evitar el menor número de vibraciones posibles. Con el objeto ya en la altura deseada se moverá transversalmente por la viga de carga y longitudinalmente por las vigas carrileras y al llegar se lo bajará de igual forma suavemente para luego quitar el gancho. Partes involucradas:

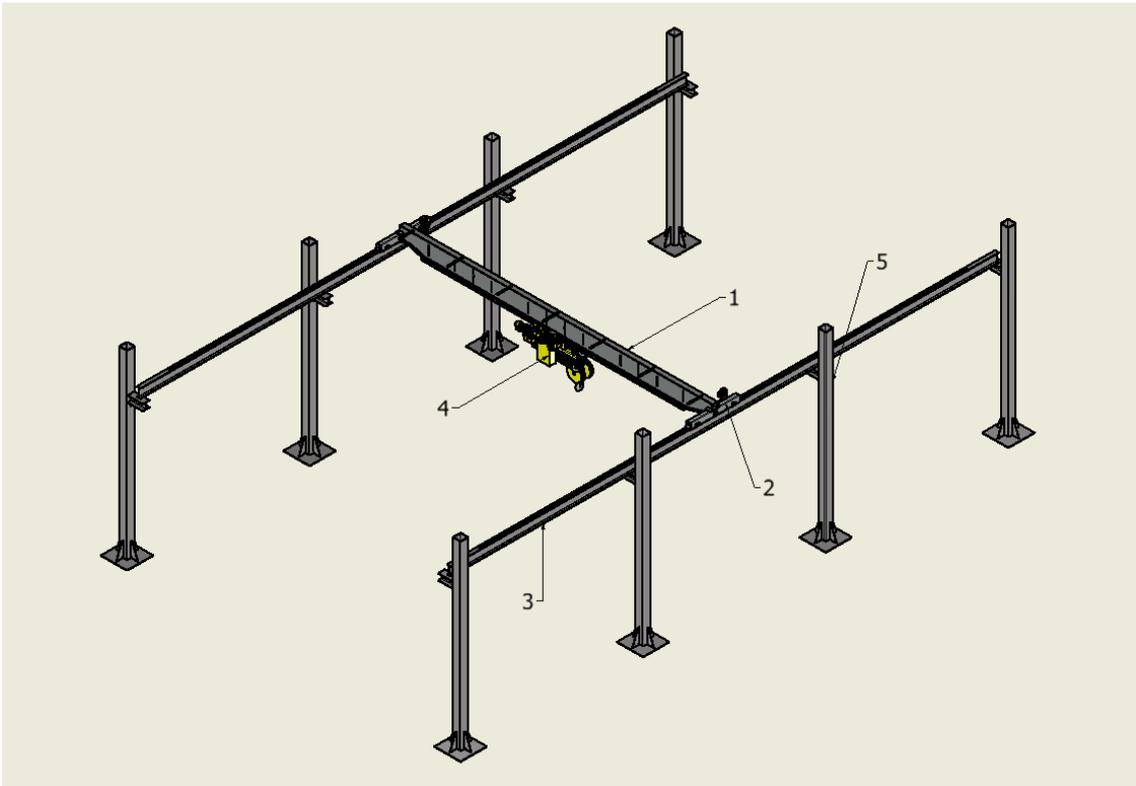


Figura 6. Vista isométrica de la estructura. Fuente: Los Autores.

1. Viga de carga
2. Vigas testeras
3. Vigas carrilera
4. Polipasto
5. Columnas

Material seleccionado: Acero ASTM - A36 con un esfuerzo de fluencia de 250MPa (acero estructural para puentes grúa, Norma CMMA-70)

V-D. Polipasto

V-D1. Tiempo de funcionamiento del Polipasto:

$$t \approx \frac{2 * H * N * T}{60 * V} \quad (1)$$

Donde:

- H es altura elevacion media (3.2m)
- N es número de ciclos de trabajos por hora (10 ciclos/hora)
- T es el tiempo de funcionamiento diario (8H)
- V es la velocidad de elevación (4 m/min, según la norma CMMA-70)

La Asociación Americana de Fabricantes de grúas (CMAA, siglas en inglés) es la organización que brinda las especificaciones técnicas para el diseño, clasificación y selección de componentes para grúas y sistemas integrados, La especificación más importante es la 74 la mayor parte del tiempo es utilizada para el desarrollo de trabajos de investigación.

La norma CMMA 74 nos indica el grupo al que pertenece el polipasto dependiendo de su funcionamiento medio diario se escoge un poliásto dependiendo del grupo al que pertenece. Desarrollando la ecuación 1, tenemos:

$$t \approx \frac{2 * 3,2m * 10ciclos/h * 8h}{60 * 4m/min} \quad (2)$$

t=1.06 h/días En este caso el polipasto que se debe escoger pertenece al grupo 2m FEM/M5 ISO.

V-E. Análisis de cargas

Al momento de fabricar un puente grúa intervienen varios factores para evitar problemas en su funcionamiento por aquello la norma CMMA 70 nos muestra las siguientes cargas para el diseño de un puente grúa.

V-E1. *Carga del Trolley o carro*: Consiste en el peso del polipasto, el carro (trolley) y el equipo unido a este. Se podrá asumir un polipasto de cadena Kito de KD-2M con una masa de 243 kg

V-E2. *Carga muerta (DL)*: Esta carga corresponde al peso de todas las partes efectivas de la estructura del puente grúa las cuales son: las vigas puente y el equipo soportado a este como: motoreductores, rieles, ruedas, etc.

Masa carga muerta:5000 kg

$$W_{CT} \approx 5243kg(9,81 \frac{m}{s^2}) = 51433,83N \quad (3)$$

V-E3. *Carga levantada o nominal(LL)*: Es la carga de trabajo y el peso de los dispositivos de elevación utilizados para manejar y sujetar la carga de trabajo, como el bloque de carga, viga de elevación.

V-E4. *Fuerzas de inercia verticales(VIF)*: Estas se producen por los movimientos que posee el puente grúa, estas principalmente se deben por la elevación y descenso del objeto a cargar con el puente grúa.

V-E5. *Factor de carga muerta(DLF)*: Este factor se aplica al movimiento de la carga en sentido vertical, abarca las fuerzas de inercia y las inseguridades para permitir otras influencias y se calcula usando la siguiente ecuación.

$$DLF \approx 1,1 \leq 1,05 + \frac{Velocidad_v(FPM)}{2000} \leq 1,2 \quad (4)$$

Velocidad de Desplazamiento del Trolley: Esta velocidad representa el desplazamiento que tiene el trolley a lo largo de la viga viajera o viga de carga siendo de 24m/min (aproximadamente 79 pies por minuto). Velocidad de Desplazamiento del Puente de la Grúa: Con esta velocidad nos referimos a la velocidad que posee el puente grúa al desplazarse a lo largo de los rieles. La velocidad de 40m/min (aproximadamente 132 ft/min llevado al sistema imperial de medidas) es un valor que se espera para una buena productividad en entornos industriales.

$$DLFT \approx 1,1 \leq 1,05 + \frac{79 \frac{ft}{min}}{2000} \leq 1,2 \quad (5)$$

$$DLFT \approx 1,12 \quad (6)$$

$$DLFB \approx 1,1 \leq 1,05 + \frac{132 \frac{ft}{min}}{2000} \leq 1,2 \quad (7)$$

$$DLFB \approx 1,116 \quad (8)$$

V-E6. *Factor de carga de izaje (HLF)*: Aplica al movimiento de la carga nominal en una orientación vertical, y toma en cuenta las fuerzas de inercia, fuerzas dadas por el levantamiento repentino del objeto y las incertidumbres por otras influencias. Este factor cumple con la siguiente formula.

$$DLF \approx 0,15 \leq 0,005 * Velocidad_e \leq 0,5 \quad (9)$$

Velocidad de Elevación (Vel. Elev): Con esto nos referimos a la velocidad con la que se impulsará el objeto a elevar. La velocidad de 26.25 ft/min es una estandarizada por el polipasto seleccionado la cual es bastante común entre estos tipos de puentes.

$$DLF \approx 0,15 \leq 0,005 * 26,25 \frac{ft}{min} \leq 0,5 \quad (10)$$

$$DLF \approx 0,13125 \quad (11)$$

V-E7. *Fuerzas de inercia debido al manejo (IFD)*: Se producen durante el movimiento del puente grúa y dependen de los pares de conducción y los frenos durante cada etapa de aceleración y desaceleración del sistema. Estas fuerzas de inercia serán un porcentaje de las fuerzas verticales basandose en datos de la tabla presentada en el Anexo 57.

$$IFD \approx 51433,83N * (0,025) \quad (12)$$

$$IFD \approx 1285,85N \quad (13)$$

V-E8. *Cargas combinadas*: La norma CMAA 70, inciso 3.3.2.4, estipula que la combinación de cargas para un puente grúa en uso regular bajo cargas normales obedecerá la siguiente ecuación.

$$P \approx DL(DLFB) + LL(1 + HLF) + IFD \quad (14)$$

$$P \approx 2383,83N(1,12) + 51433,83N(1 + 0,395) + 1285,85N \quad (15)$$

$$P \approx 73184N \quad (16)$$

V-F. Análisis de estructura completa

Especificando las partes del sistema que se observan en la figura 7 a continuación:
Los perfiles cuentan con las siguientes especificaciones:

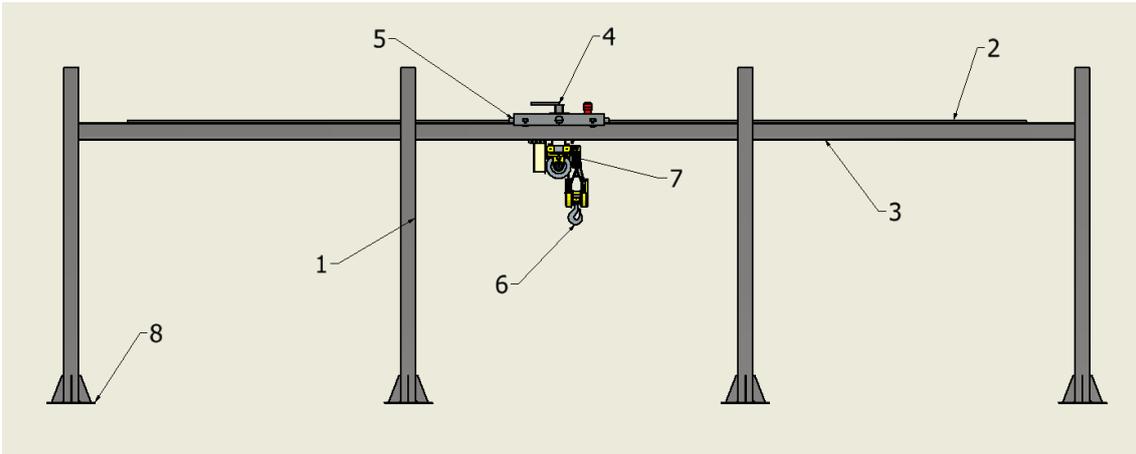


Figura 7. Partes enumeradas del sistema. Fuente: Los Autores

1. Columna vertical hecha de hierro de, longitud de 6000mm.
2. Riel carrilero de acero suave , longitud de 16000mm.
3. Viga carrilera de hierro de , longitud de 18256.8mm.
4. Viga viajera/horizontal de hierro con longitud de 9980mm.
5. Viga testera
6. Gancho.
7. Polipasto.
8. Placa base estructural de hierro de 860x860x20mm.

V-G. Cálculos de viga viajera

V-G1. selección de sección transversal: Se selecciona el perfil de una viga de alma doble (también conocida como sección doble T o doble perfil), el momento de inercia se puede determinar utilizando las fórmulas estándar para perfiles de acero. A continuación se muestra en la figura 8 las partes de la viga.

V-G2. Momento de Inercia: La forma de la viga obedece con la siguiente ecuación de momento inercia considerando las diferentes medidas que actúan en el perfil.

$$I_X = 2 \times \left(\frac{b \times (S_t)^3}{12} + b \times S_t \times \left(\frac{h}{2} - \frac{S_t}{2} \right)^2 + \frac{S_i \times (h_0)^3}{12} \right) \quad (17)$$

$$I_X = 2 \left(\frac{450mm \times (10mm)^3}{12} + 450mm \times 10mm \left(\frac{600mm}{2} - \frac{10mm}{2} \right)^2 + \frac{10mm \times (580mm)^3}{12} \right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} 1,13 \times 10^6 \text{ mm}^4 &= I_X \\ &= 1,13 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \end{aligned} \quad (19)$$

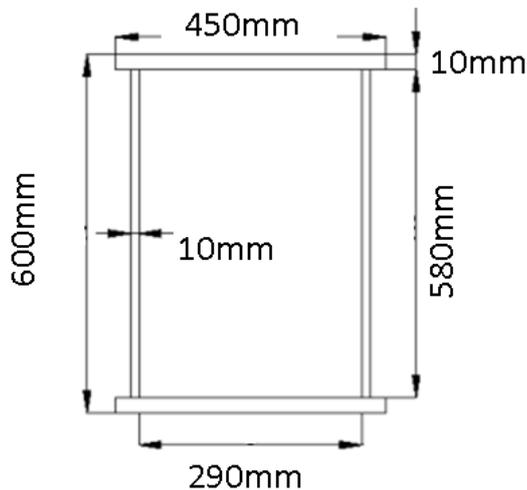


Figura 8. Viga de alma doble. Fuente: Trabajo de Fin de Master – “Diseño, cálculo y comprobación de unión soldada en viga viajera grúa de alma doble” – Francisco J. Fraile Griborio

V-G3. *Masa de la viga:* La masa de la viga por metro representa el valor del área por la densidad del material en este caso acero A-36. Considerando las partes de la viga de doble alma se obtiene que el área es la siguiente.

$$A_{\text{total}} = 2 \cdot t_f \cdot b + 2 \cdot t_w \cdot h \quad (20)$$

$$A_{\text{total}} = 2 \cdot 10\text{mm} \cdot 450\text{mm} + 2 \cdot 10\text{mm} \cdot 600\text{mm} \quad (21)$$

$$A_{\text{total}} = 21000\text{mm}^2 = 0,021\text{m}^2 \quad (22)$$

Con este valor obtenido se toma en cuenta que el valor de densidad del Acero A-36 es de 7850 kg/m^3 lo cual nos da como resultado 164.85 kg/m al multiplicar ambos valores. Al multiplicar por los 9.98m de largo de la viga tenemos 1645.20 kg .

V-G4. *Análisis estático:* En cuanto al análisis estático se toman en cuenta los momentos y las fuerzas ejercidas en la viga considerando el peso de la sección transversal.

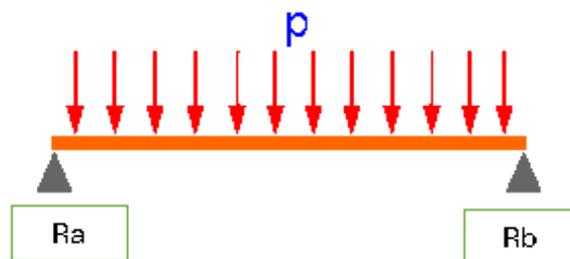


Figura 9. Diagrama de cuerpo libre de la viga

$$\Sigma M_A \approx 0 \quad (23)$$

$$0 \approx -R_b(10,7\text{m}) + P(5,35\text{m}) + W(5,35\text{m}) \quad (24)$$

$$0 \approx = -Rb(9,98m) + 73184N(4,99m) + (1648,5 * 9,81)(4,99m) \quad (25)$$

$$Rb(10,7m) \approx 478053,4498N \quad (26)$$

$$Rb \approx 44677,8925N \quad (27)$$

$$\Sigma F_A \approx 0 \quad (28)$$

$$0 \approx = Ra = -Rb + P + W \quad (29)$$

$$Ra \approx = -44677,8925N + 89355,785N \quad (30)$$

$$Ra \approx 42514,28N \quad (31)$$

Debido a que se encuentran a la misma distancia los puntos Ra y Rb van a tener la misma fuerza aplicada en dirección opuesta a la carga y la masa de la viga.

V-G5. Momento flexionante: El momento flexionante máximo que soporta la viga viajera por acción de la carga aplicada en el centro.

$$\begin{aligned} M_{\text{total}} &= M_w + M_f \\ M_{\text{total}} &= \frac{wx}{2}(l-x) + \frac{Pl}{4} \\ M_w &= \frac{162,85(9,8) \text{ N/m} \times 4,99m}{2} (9,98 - 4,99)m \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} M_f &= \frac{73184 \text{ N} \times 9,98 \text{ m}}{4} \\ M_{\text{total}} &= 182594,08Nm + 19869,4083Nm \\ M_{\text{total}} &= 202463,4883 \text{ Nm} \approx 202,4635 \text{ kNm} \end{aligned} \quad (33)$$

- Mf.Momento flexionante a causa de cargas.
- P.Carga.
- w. Carga distribuida.
- l. Distancia entre apoyos.

V-G6. Cálculo de Factor de seguridad y el Esfuerzo de flexión.: El Esfuerzo máximo que puede tener la viga respecto a flexión está expresada con la siguiente ecuación.

$$\sigma_{\text{max}} \approx \frac{M(\text{max}) * c}{I_x} \quad (34)$$

En esta ecuación c es la distancia que existe respecto al eje neutro siendo en este caso 0.3m. Al resolver nos queda:

$$\frac{202463,4883 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0,3 \text{ m}}{1,13 \times 10^{-3} \text{ m}^4} \quad (35)$$

$$\sigma_{\text{max}} \approx 54719861,7 \frac{N}{m^2} \quad (36)$$

Para saber si el valor planteado cumple, se tomará en cuenta el valor de S_y el cual es conocido, siendo este 250MPa; ahora bien, el esfuerzo máximo que experimenta la viga según la norma CMAA 70 en el inciso 3.4.1 no debe superar el $0.75S_y$.

$$\sigma_{max} < 0,75S_y \quad (37)$$

$$\sigma_{max} < 0,75(250MPa) \quad (38)$$

$$54,72MPa < 187,5MPa; CUMPLE \quad (39)$$

Según la normativa CMAA 70 el factor de seguridad esperado es de 1.33, por ende se plantea la siguiente ecuación.

$$\sigma_{max} \approx \frac{0,75S_y}{\sigma_{max}} \geq 1,33 \quad (40)$$

$$\sigma_{max} \approx \frac{0,75(250MPa)}{50,72MPa} \quad (41)$$

$$\sigma_{max} \approx 3,42; CUMPLE \quad (42)$$

V-G7. Cálculo de la deflexión de la viga: Para el cálculo de la deflexión en la viga por acción de las cargas se toma en cuenta la ecuación siguiente la cual sigue el método de superposición siendo efectuada por una carga puntual.

$$y_F \approx \frac{Fl^3}{48EI} \quad (43)$$

$$\frac{(75705,92N) \times (9,98m)^3}{48 \times (200 \times 10^9 Pa) \times (1,13325 \times 10^{-3}) m^4} \quad (44)$$

$$y_F \approx 6,917107172 \times 10^{-3} m \quad (45)$$

Para el caso de la deflexión de la viga por acción de su propio peso sigue la siguiente ecuación.

$$y_w \approx \frac{5(w)l^4}{384EI} \quad (46)$$

$$\frac{5 \times (1645,20Kg) \times (9,81m/s^2) \times (9,98m)^4}{384 \times (200 \times 10^9 Pa) \times (1,13325 \times 10^{-3}) m^4} \quad (47)$$

$$y_w \approx 5,78896517 \times 10^{-4} m \quad (48)$$

Estos cálculos fueran realizados con el fin de saber si cumple con la norma CMAA 70 inciso 3.5.5.1 la cual establece que la viga viajera debe soportar una deformación máxima de "1/800", entonces podemos decir que cumple con la normativa si la suma de los valores anteriormente calculados no exceden a 12.47mm.

$$y_t \approx y_f + y_w \quad (49)$$

$$y_t \approx 6,917107172 \times 10^{-3} m + 5,78896517 \times 10^{-4} m \quad (50)$$

$$y_t \approx 7,496 \times 10^{-3} \quad (51)$$

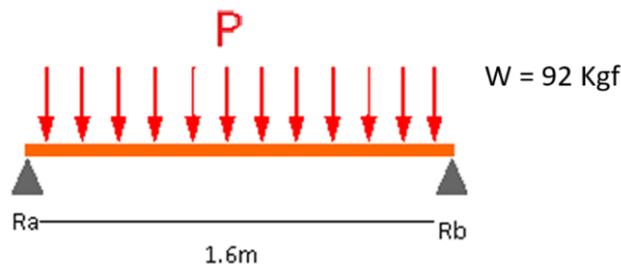


Figura 10. DCL viga testera. Fuente: Dlubal

V-G8. *Desplazamiento maximo permisible Viga Viajera:*

$$y_{max} \approx \frac{L}{800} \quad (52)$$

$$y_{max} \approx \frac{9980}{800} \quad (53)$$

$$y_{max} \approx 12,47mm \quad (54)$$

V-H. *Calculos de Viga testera*

V-H1. *Cálculo de presión bajo cada una ruedas de las vigas testeras:* Peso de viga Viajera: 164.85 kg/m(9.98m)=1645.203 kg multiplicado por la gravedad 9.81 y dividido entre 2 nos que da 8061.50 N.

$$P = \frac{Q + G_o + V_{viajera}}{2} \quad (55)$$

$$P = \frac{73184 + 8061,50}{2}$$

$$P = 40622,74N$$

En esta ecación P es la presión mientras que Q representa la carga viva a levantar y Go, la carga muerta del trolley con los mecanismo de elevación, siendo esta la carga combinada como se puede observar en la figura 11.

V-H2. *Selección de sección transversal de viga testera.:* La norma CMAA-70 inciso 3.6.1, establece que las vigas testeras en las que se transportará el puente grúa tendrá una distancia entre las ruedas menor a 1/7 de la luz.

V-H3. *Momento de inercia de la viga Testera:* Para el diseño se toman dos perfiles UPN 300 como se muestra en la figura 12, con un valor de 8030cm⁴ de momento de inercia y un peso de 46kg/m. Al ser dos perfiles de UPN el momento de inercia de los dos perfiles, en la imagen 11 se puede observar las dimensiones del perfil.

$$I_x = 8030 \text{ cm}^4 + 8030 \text{ cm}^4 \quad (56)$$

$$= 16060 \text{ cm}^4 \quad (57)$$

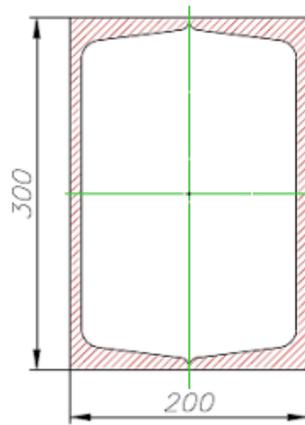


Figura 11. DCL viga testera. Fuente: [10]

La masa de la viga testera se define con la siguiente ecuación.

$$m_{testera} = 46 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) \times 1,6 \text{ m} \times 2 \quad (58)$$

$$= 147,2 \text{ kg} \quad (59)$$

Calculado ya este dato obtenemos los valores de las reacciones en el punto a y b mediante las ecuaciones de equilibrio planteadas a continuación .

$$\sum M_A = 0$$

$$0 \approx R_b \times 1,6 \text{ m} - P \times 0,8 \text{ m} - W \times 0,8 \text{ m}$$

$$R_b \times 1,6 \text{ m} \approx +73184 \text{ N} \times 0,8 \text{ m} + (147,2 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2) \quad (60)$$

$$R_b = 37314,016 \text{ N} \quad (61)$$

$$\sum F_A = 0$$

$$0 \approx R_a - P - W + R_b$$

$$0 \approx R_a - 73184 \text{ N} + \text{N} + 37314,016 \text{ N} - 147,2(9,8) \text{ N}$$

$$R_a \approx 37314,016 \text{ N} \quad (62)$$

V-H4. **Momento flexionante de vigas testeras.** : Al igual que en el caso de la viga viajera se usa el método de superposición para obtener el momento máximo de una viga simplemente apoyada sobre una carga. La obtención del momento se realizará mediante la sumatoria del momento a causa de las cargas puntuales M_f y el momento a causa de las cargas distribuidas en la viga testera M_w .

$$\begin{aligned}
 M_{\text{total}} &= M_w + M_f \\
 M_{\text{total}} &= \frac{wx}{2}(l-x) + \frac{Pl}{4} \\
 M_w &= \frac{92(9,8) \text{ N/m} \times 0,8\text{m}}{2} (1,6 - 0,8)\text{m} \\
 M_f &= \frac{73184 \text{ N} \times 1,6 \text{ m}}{4} \\
 M_{\text{total}} &= 288,512 \text{ Nm} + 29273,6 \text{ Nm} \\
 M_{\text{total}} &= 29562,112 \text{ Nm}
 \end{aligned}
 \tag{63}$$

V-H5. **Esfuerzo máximo y factor de seguridad** .: El esfuerzo al que se somete la viga esta dado por el momento máximo que experimenta por la distancia desde el eje neutro hasta el extremo del perfil valor denominado con la variable “c” entre el momento de inercia.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{max}} &= \frac{M_{\text{max}} \cdot c}{I_x} \\
 \sigma_{\text{max}} &= \frac{29562,112 \text{ Nm} \cdot 0,15 \text{ m}}{\frac{16060}{100^4} \text{ m}^4} \\
 \sigma_{\text{max}} &= 27610938,98 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{65}$$

Para saber si el valor planteado cumple, se tomará en cuenta el valor del esfuerzo a la fluencia del acero A-36, siendo este 250MPa; ahora bien, el esfuerzo máximo que experimenta la viga según la norma CMAA 70 en el inciso 3.4.1 no debe superar el $0,75 \cdot S_y$. Por eso:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{max}} &= 0,75 \cdot S_y \\
 27,61 \text{ MPa} &< 0,75 \cdot 250 \text{ MPa} \\
 27,61 \text{ MPa} &< 187,5 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{66}$$

Si cumple con la característica.

Según la normativa CMAA 70 el factor de seguridad al que se aspira debe ser superior a 1.33, por ende, se plantea la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{0,75 \cdot S_y}{\sigma_{\text{max}}} \geq 1,33 \\
 n &= \frac{187,5 \text{ MPa}}{27,61 \text{ MPa}} \\
 n &= 6,79 \geq 1,33
 \end{aligned}
 \tag{67}$$

Si cumple.

V-H6. *Deflexión de las vigas testeras.* : Tomando como referencia las ecuaciones planteadas en el libro de Shigley específicamente en la tabla A-9 se plantea la ecuación x para las vigas testeras siendo afectadas por una carga puntual.

$$\begin{aligned}
 y_w &= \frac{Fl^3}{48EI} \\
 y_w &= \frac{(73184 + 8061,50) \text{ N} \times (1,6 \text{ m})^3}{48 \times (200 \times 10^9 \text{ Pa}) \times \left(\frac{16060}{100^4} \text{ m}^4\right)} \\
 y_w &= 1,053 \times 10^{-5} \text{ m}
 \end{aligned} \tag{68}$$

Para el caso de la deflexión de la viga testera por acción de la carga distribuida sigue la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 y_f &= \frac{5}{384} \times \frac{(92 \text{ kg/m} \times 9,81 \text{ m/s}^2) \times (1,6 \text{ m})^4}{(200 \times 10^9 \text{ N/m}^2) \times \left(\frac{16060}{100^4} \text{ m}^4\right)} \\
 y_f &= 2,39 \times 10^{-6} \text{ m}
 \end{aligned} \tag{69}$$

La deflexión total es la suma de la deflexión por cargas puntuales y las cargas puntuales. Además, estos cálculos fueran realizados con el fin de saber si cumple con la norma CMAA 70 inciso 3.5.5.1 esta establece que la viga viajera debe soportar una deformación máxima de “1/800”.

$$\begin{aligned}
 y_{\max} &= y_f + y_w \\
 y_{\max} &= 1,053 \times 10^{-5} \text{ m} + 2,39 \times 10^{-6} \text{ m} \\
 y_{\max} &= 1,29293187 \times 10^{-5} \text{ m}
 \end{aligned} \tag{70}$$

Esta cantidad es mucho menor que los 2.21 mm siendo 0.00221m. Por ende, cumple con la norma CMAA-70.

V-H7. *Desplazamiento Viga testera:*

$$P \approx \frac{L}{800} \tag{71}$$

$$P \approx \frac{1770}{800} \tag{72}$$

$$P \approx 2,21 \text{ mm} \tag{73}$$

El desplazamiento máximo permisible obtenido mediante cálculos es de 2.21mm; por otra parte, el valor obtenido por análisis en el software Inventor fue de 0.06168mm, es decir que la viga testera no experimentará ningún tipo de deformación en respuesta a la carga.

V-I. *Cálculos de Viga Carrilera*

Para el diseño de las vigas carrileras se considera un perfil de HEB 260 al igual que en los otros elementos de acero A-36 y se procederá a verificar si el diseño cumple con las exigencias de la estructura. Para esto se consideran las reacciones de la viga carrilera ubicadas a 1.6m entre si, cuando se encuentre la viga centrada en un tramo de 6m del largo total de la viga.

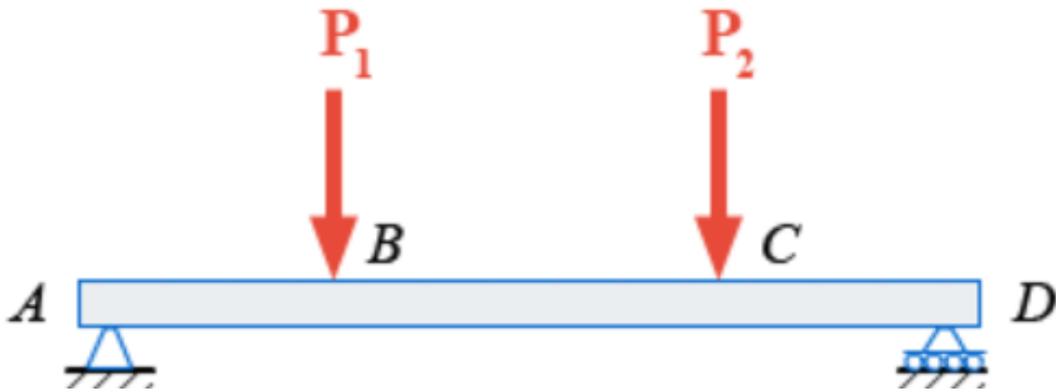


Figura 12. Carga concentrada de la viga. Fuente: **Clases de mecánica, Luis Flores**

V-II. *Análisis estático* : La masa de la viga carrilera es de 93 Kg/m que al multiplicarse por el tramo de 6 m y por la aceleración de la gravedad lo cual nos da como resultado 5468.4N. Además experimenta dos cargas de las reacciones de la viga testera las cuales están separadas por 1.6m, quedando a 2.2 metros y 3.8 metros respectivamente cada carga

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ 0 &\approx R_b \times 6 \text{ m} - P \times 2,2 \text{ m} - P \times 3,8 \text{ m} - W \times 3 \text{ m} \\ -R_b \times 6 \text{ m} &\approx -37314,016 \text{ N} \times 2,2 \text{ m} - 37314,016 \text{ N} \times 3,8 \text{ m} - 5468,4 \text{ N} \times 3 \text{ m} \end{aligned} \quad (74)$$

$$R_b = 40048,216 \text{ N} \quad (75)$$

$$\begin{aligned} \sum F_A &= 0 \\ 0 &\approx R_a - P - P - W + R_b \\ 0 &\approx R_a - 37314,016 \text{ N} - 37314,016 \text{ N} - 5468 \text{ N} + 40048,216 \text{ N} \end{aligned} \quad (76)$$

$$R_a \approx 40048,216 \text{ N} \quad (77)$$

V-I2. *Momento flexionante de vigas carrileras.* : Al igual que en el caso de la viga viajera se usa el método de superposición para obtener el momento máximo de una viga simplemente apoyada sobre una carga. La obtención del momento se realizará mediante la sumatoria del momento a causa de las cargas puntuales M_f como se aprecia en la imagen 13 y el momento a causa de las cargas distribuidas en la viga testera M_w .

$$\begin{aligned} M_{\text{total}} &= M_w + M_f \\ M_{\text{total}} &= \frac{wx}{2}(l-x) + Pa \\ M_w &= \frac{93(9,8) \text{ N/m} \times 3 \text{ m}}{2}(6-3) \text{ m} \end{aligned} \quad (78)$$

$$\begin{aligned} M_f &= 37314,016 \text{ N} \times 2,2 \text{ m} \\ M_{\text{total}} &= 4101,3 \text{ Nm} + 82090,83 \text{ Nm} \\ M_{\text{total}} &= 86192,1352 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (79)$$

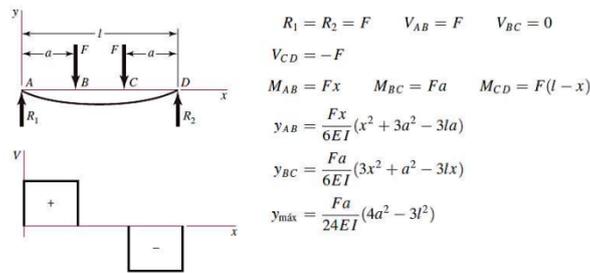


Figura 13. Diagrama momento. Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 10ma edición

V-13. Esfuerzo máximo y factor de seguridad .: El esfuerzo al que se somete la viga esta dado por el momento máximo que experimenta por la distancia desde el eje neutro hasta el extremo del perfil valor denominado con la variable “c” entre el momento de inercia.

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_{\max} \cdot c}{I_x} \\ \sigma_{\max} &= \frac{86192,1352 \text{ Nm} \cdot 0,130 \text{ m}}{\frac{14920}{100^4} \text{ m}^4} \\ \sigma_{\max} &= 75,10 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (80)$$

Para saber si el valor planteado cumple, se tomará en cuenta el valor del esfuerzo a la fluencia del acero A-36, siendo este 250MPa; ahora bien, el esfuerzo máximo que experimenta la viga según la norma CMAA 70 en el inciso 3.4.1 no debe superar el $0,75S_y$. Por eso:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 0,75 \cdot S_y \\ 75,10 \text{ MPa} &< 0,75 \cdot 250 \text{ MPa} \\ 75,10 \text{ MPa} &< 187,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (81)$$

Si cumple con la característica.

Según la normativa CMAA 70 el factor de seguridad al que se aspira debe ser superior a 1.33, por ende, se plantea la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} n &= \frac{0,75 \cdot S_y}{\sigma_{\max}} \geq 1,33 \\ n &= \frac{187,5 \text{ MPa}}{75,10 \text{ MPa}} \\ n &= 2,50 \geq 1,33 \end{aligned} \quad (82)$$

Si cumple.

V-14. Deflexión de las vigas carrileras. : Tomando como referencia las ecuaciones planteadas en el libro de Shigley específicamente en la tabla A-9 se plantea la ecuación x para las vigas testeras siendo

afectadas por una carga puntual.

$$y_w = \frac{Pa}{24EI} (3l^2 - 4a^2) \quad (83)$$

$$y_w = \frac{37314,0162,2}{24(200 \times 10^9 \frac{14920}{100^4} \text{ m}^4)} (3(6)^2 - 4(2,2)^2) \quad (84)$$

$$y_w = 0,010\text{m} \quad (85)$$

Para el caso de la deflexión de la viga testera por acción de la carga distribuida sigue la siguiente ecuación.

$$y_f = \frac{5}{384} \times \frac{(93 \text{ kg/m} \times 9,81 \text{ m/s}^2) \times (6 \text{ m})^4}{(200 \times 10^9 \text{ N/m}^2) \times (\frac{14920}{100^4} \text{ m}^4)}$$

$$y_f = 2,38 \times 10^{-6} \text{ m} \quad (86)$$

$$y_{\max} = y_f + y_w$$

$$y_{\max} = 0,010 \text{ m} + 2,38 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$y_{\max} = 0,01016 \text{ m} \quad (87)$$

V-15. *Desplazamiento Viga Carrilera:*

(88)

$$P \approx \frac{6000}{500} \quad (89)$$

$$P \approx 12\text{mm} \quad (90)$$

El desplazamiento máximo permisible es de 12mm; el valor obtenido por análisis del software fue 0.01016m en otras palabras se espera que no afecte ni deforme la estructura en respuesta a la carga.

V-J. Dimensionamiento de Ruedas Motrices (Testerías)

El puente cuenta con cuatro ruedas, de las cuales dos son impulsoras y están conectadas a un piñón de 45 dientes, mientras que las otras dos ruedas son impulsadas simultáneamente. Según la tabla, se utilizará una rueda con un diámetro de 203,2 mm (8 pulgadas), cumpliendo con los requisitos.

V-K. Fórmula para el Dimensionamiento de las Ruedas

La fórmula utilizada es:

$$D_r = \frac{P_{\max}}{(b - 2r) \cdot k} \quad (91)$$

donde k es una constante equivalente a 20 kg/cm^2 al usarse en superficies de acero sobre acero. Los valores b y r dependen de los valores del ala que posee el carril, en este caso, un HEB 260 con 260 mm.

V-L. Cálculos

$$P = \frac{W_{\text{viga}} + W_{\text{testera}} + W_{\text{polipasto}} + W_{\text{carga}}}{N_{\text{ruedas}}}$$
$$P = \frac{5000 \text{ kg} + 243 \text{ kg} + 946,24 \text{ kg} + 229,76 \text{ kg}}{2}$$
$$P = 3209,5 \text{ kg}$$

$$D_r = \frac{3209,5 \text{ kg}}{(24 \text{ cm} - 2 \cdot 2,4) \cdot 20 \text{ kg/cm}^2} \quad (92)$$

$$D_r = 8,35 \text{ cm} \quad (93)$$

Por cuestiones de seguridad, se realizó una rueda de 203 mm de diámetro como se muestra en la figura 15.

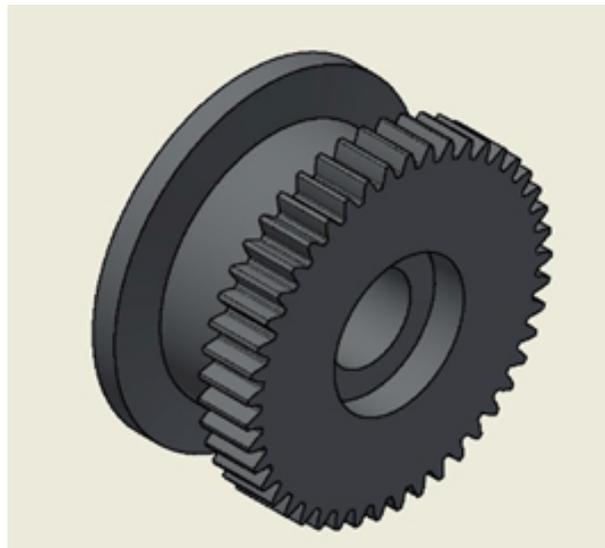


Figura 14. Vista isométrica de la rueda. Fuente: Los Autores

V-M. Rodamientos del trolley

Para el puente grúa que se diseñó se aplicó rodamientos tipo rotula ya que estos rodamientos son recomendables para el uso de las vigas testeras y soportan cargas pesadas, es por eso su efectividad en los puentes grúas. Los rodamientos obedecen las siguiente ecuación.

$$C_0 = F_{12} (X_D)^{1/3} \tag{94}$$

Para la resolución de esta fórmula, es necesario conocer el valor de X_D .

$$X_D = \frac{L_D \cdot M_D \cdot 60}{L_{10}} \tag{95}$$

Si queremos una durabilidad de 10 años, tendremos 4000 horas de funcionamiento. Las revoluciones a las que estará obedecen a la siguiente ecuación, la cual es la relación entre la velocidad angular w , la velocidad lineal v , y el radio r se describe mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{v}{r} \tag{96}$$

$$\omega = 0,16413 \text{ rad/s} \tag{97}$$

Valor que al pasar a rpm nos da: 1,5673rpm. volviendo a la ecuación de X_D .

$$X_D = \frac{4000h \cdot 1,5673rpm \cdot 60}{1000000} \tag{98}$$

$$X_D = 0,3761 \tag{99}$$

Con el valor ya expuesto vamos a calcular el valor de C_0 . Para el valor de F se debe tomar el valor de los 5000kg dividida entre las 4 ruedas del trolley multiplicada por la aceleración de la gravedad la cual nos da 12250N

$$C_0 = 12250N (0,3761)^{1/3} \tag{100}$$

$$C_0 = 8842,407659N \tag{101}$$

Las dimensiones del rodamiento seleccionado son 40x62x12.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408

Figura 15. Rodamiento seleccionado. Fuente: SKF rodamiento de bolas

V-N. Rodamientos de las vigas testeras

En el caso de las testeras los rodamientos obedecen las siguiente ecuación.

$$C_0 = F_{12} (X_D)^{1/3} \quad (102)$$

Para la resolución de esta fórmula, es necesario conocer el valor de X_D .

$$X_D = \frac{L_D \cdot M_D \cdot 60}{L_{10}} \quad (103)$$

Si queremos una durabilidad de 10 años, tendremos 4000 horas de funcionamiento. Las revoluciones a las que estará obedecen a la siguiente ecuación, la cual es la relación entre la velocidad angular w , la velocidad lineal v , y el radio r se describe mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (104)$$

$$\omega = 0,6571 \text{ rad/s} \quad (105)$$

Valor que al pasar a rpm nos da: 6,2752rpm. volviendo a la ecuación de X_D .

$$X_D = \frac{4000h \cdot 6,2752rpm \cdot 60}{1000000} \quad (106)$$

$$X_D = 1,50604 \quad (107)$$

Con el valor ya expuesto vamos a calcular el valor de C_0 . Para el valor de F se toman los valores de la reaccion de la carga la cual es 37314.016N y esta se divide entre 2.

$$C_0 = 18657,008N (1,50604)^{1/3} \quad (108)$$

$$C_0 = 21385,57N \quad (109)$$

Entonces conocemos que el rodamiento tendrá de dimensiones 40x90x23

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408

Figura 16. Rodamiento seleccionado. Fuente: SKF rodamiento de bolas

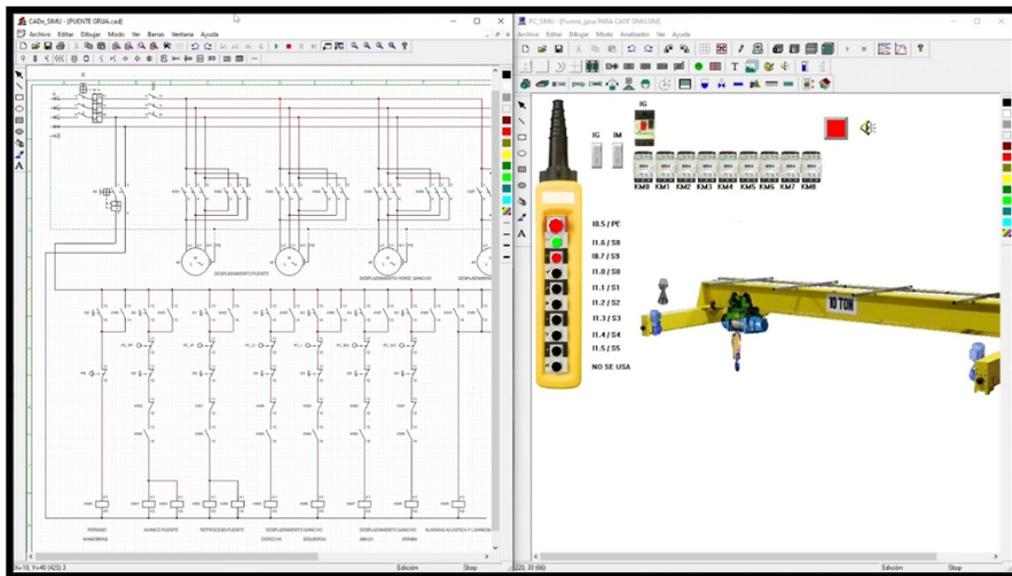


Figura 17. Sistema eléctrico. Fuente: Los Autores

V-Ñ. Sistema eléctrico del Puente Grúa

Como se muestra en la figura 16, tenemos el diagrama eléctrico del sistema del puente grúa, para esta ocasión contaremos con un disyuntor trifásico para la alimentación de potencia y un disyuntor monofásico para la alimentación de maniobra así mismo cuenta con las bobinas de los contactores.

También contaremos con cada una de las bobinas de los contactores como viene a ser para el desplazamiento del puente, el desplazamiento horizontal del polipasto, el desplazamiento vertical del gancho y así mismo las alarmas.

Existe un interruptor general en la cual activa el disyuntor trifásico y un interruptor para poder activar el monofásico que sería el de maniobra. Una vez se activan los interruptores tenemos que activar el permiso para poder maniobrar el puente grúa, esto se realiza con otro contactor el cual sería desactivar la parada de emergencia.

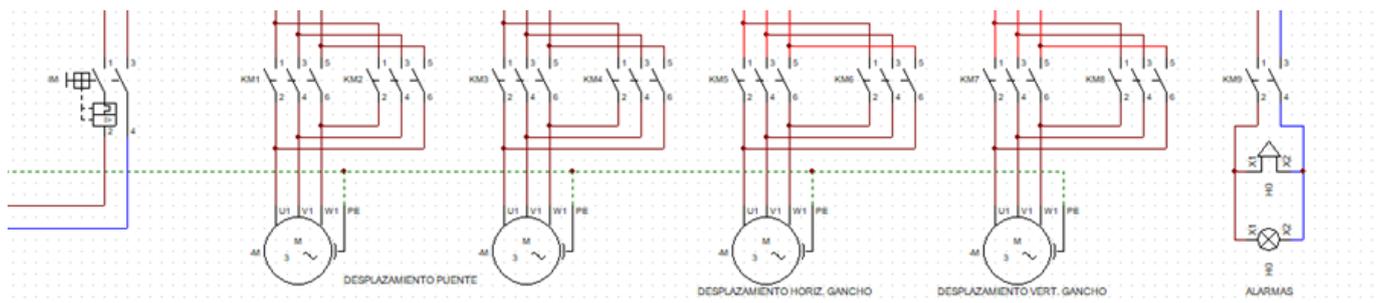


Figura 18. Diagrama de potencia. Fuente: Los Autores

Al momento de realizar una maniobra se realiza lo siguiente, como el puente está en reposo el accionamiento de final de carrera está abierto. Una vez el puente esté en movimiento se encienden dos alarmas, una que viene a ser acústica y la otra luminosa. Esto se realiza gracias a las activaciones de los

pulsadores de desplazamiento y de las alarmas que actúan a la vez mientras los demás contactores están cerrados.

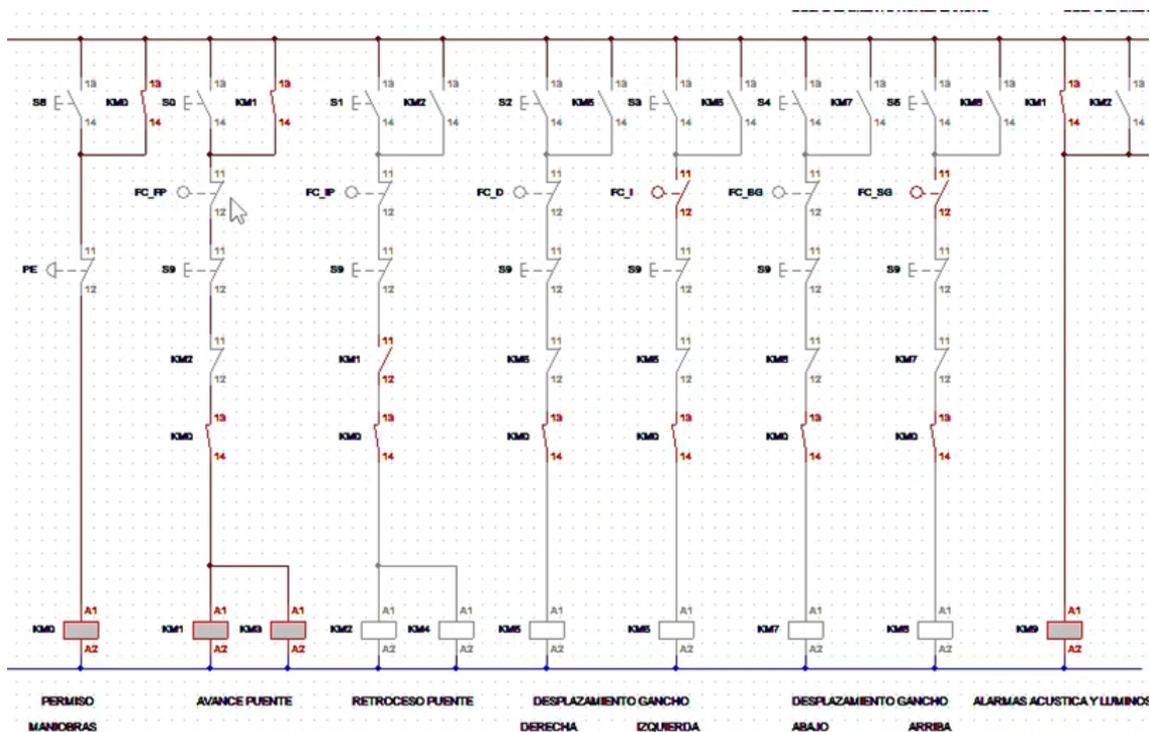


Figura 19. Diagrama eléctrico. Fuente: Los Autores

Una vez hayamos accionado los desplazamientos, los motores también empezaran a trabajar tal como se enseña en la parte inferior, en este caso contamos con motores de desplazamiento del puente, el desplazamiento del carro y el desplazamiento vertical del gancho.

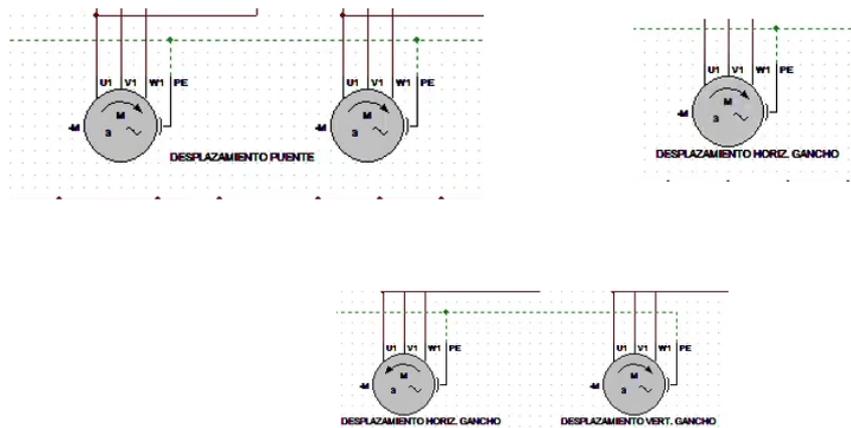


Figura 20. Motores y funcionamientos. Fuente: Los Autores

V-Ñ1. Instalación de la caja de mantenimiento y de la caja de control: Antes de instalar los componentes y el cableado eléctrico, es necesario instalar la caja de mantenimiento y la caja de control para permitir una inspección detallada. Es importante asegurarse de que los componentes no estén dañados, prestando especial atención a la cubierta del interruptor táctil y a los contactos auxiliares. La resistencia del aislamiento de la línea debe cumplir con los requisitos establecidos por las normativas correspondientes. También es esencial verificar que la acción del relé de tiempo esté alineada con los valores de rectificación especificados en los documentos técnicos del fabricante del producto [20].

Valores de calibración del relé de tiempo para la caja de control de elevación:

- 1SJ durante 0,6 segundos.
- 2SJ durante 0,2 segundos.
- 3SJ durante 0,6 segundos.
- 4SJ durante 0,3 segundos.

V-Ñ2. Instalación de resistencias: Las resistencias que tienen cuatro cajas o menos pueden ser apiladas directamente. Si hay más de cuatro cajas, deben instalarse en un bastidor con un espacio de 80 mm entre cada caja, y se puede añadir una placa de aislamiento térmico en el medio para reducir el calentamiento de la resistencia superior [20].

Al colocar el bastidor de resistencias, se debe garantizar un acceso fácil para la sustitución y mantenimiento de los componentes, además de facilitar la disipación del calor. El espacio delante del bastidor debe ser de al menos 600 mm, y la distancia mínima entre las resistencias y tanto la pared como el suelo debe ser de 150 mm [20].

Las resistencias deben ser instaladas en una orientación paralela a la viga principal. El bastidor debe estar firmemente asegurado, preferiblemente sobre las grandes vigas de tensión de la plataforma, para minimizar las vibraciones causadas por el funcionamiento de la grúa. Si es necesario, se puede añadir una placa de tracción en la parte superior del bastidor, con un extremo soldado a la estructura de acero [20].

V-Ñ3. Instalación de interruptores de límite: Los interruptores de límite son esenciales para prevenir accidentes tanto personales como del equipo durante el funcionamiento de la grúa. Es crucial revisar

minuciosamente el dispositivo antes de asegurar que el interruptor funcione de manera flexible y fiable. Tras la instalación, cada interruptor debe ser ajustado individualmente [20].

La distancia entre el interruptor de límite del carro grande y pequeño y la regla de colisión debe ser adecuada; si está demasiado ajustada, puede dañar el interruptor e impedir su correcto funcionamiento. Los dos interruptores de límite del mecanismo de elevación deben ajustarse por separado. Al alcanzar el gancho su altura máxima, el interruptor de límite de tipo martillo pesado debe desconectarse primero, seguido por el interruptor de límite de tipo rotativo, que puede desconectarse a una posición más alta, pero sin exceder la altura límite establecida [20].

V-Ñ4. Dispositivo conductor del cable del carro: La grúa opera en un rango de temperatura de -25 a 45 °C. Los cables utilizados incluyen el tipo CFR de caucho marino aislado de neopreno flexible para temperaturas hasta 50 °C, y el tipo CEFR de caucho de etileno propileno marino aislado de neopreno flexible para resistencia al calor. Para temperaturas tan bajas como -25 °C, se utiliza el tipo YHD de caucho aislado resistente al frío [20].

Para la instalación, el cable debe enderezarse primero para eliminar la torsión, y luego organizarse en el clip anudado, el carro de cable y el carro de arrastre siguiendo los planos. El carro debe empujarse hasta el límite de un extremo de la sala de operaciones para liberar el cable y ajustar la orientación del remolque [20].

La longitud de cada sección del cable debe ser consistente, manteniendo un ángulo de flacidez de aproximadamente 120°. Ajuste el cable con las abrazaderas y fíjelo firmemente en los extremos del cable y el carro de arrastre. Empuje el carro de nuevo hasta el límite de la sala de operaciones para ajustar el cable y asegurarse de que la longitud colgante de cada sección sea uniforme. El cable debe trenzarse y asegurarse con hierro cada 500 a 700 mm [20].

V-Ñ5. Conexión a Tierra de Seguridad: Una vez que se han instalado los cables y las tuberías de alambre, es crucial abordar la conexión a tierra de seguridad. Todas las partes metálicas de la grúa que puedan estar cargadas deben estar conectadas a tierra de manera fiable para prevenir accidentes por electrocución. Los rieles del carro, aunque no estén soldados a la viga principal, también deben estar conectados a tierra mediante soldadura. El transformador de iluminación debe conectarse a tierra en el lado de baja tensión según las especificaciones del plano [20].

V-Ñ6. Especificaciones del Cable de Conexión a Tierra: El cable de conexión a tierra debe ser de hierro plano galvanizado con una sección transversal mínima de 75 mm², cable de cobre desnudo de 10 mm², o acero redondo galvanizado de 30 mm². La conexión a tierra entre la sala de operaciones y el cuerpo de la grúa debe realizarse con hierro plano galvanizado de 4×10 mm, asegurando al menos dos conexiones [20].

V-Ñ7. Procedimiento de Instalación: El cable de conexión a tierra puede fijarse mediante soldadura o con un equipo adecuado en el tornillo de conexión a tierra galvanizado. Las uniones deben limpiarse de cualquier óxido y el cable de conexión a tierra debe pintarse de negro. La resistencia de la conexión a tierra entre cualquier punto de la grúa y el punto neutro de la fuente de alimentación no debe superar los 4 ohmios. Además, debe haber un fusible en la grúa o al inicio del cable de alimentación, con una corriente nominal que sea 0,63 veces la corriente máxima de la grúa o del cable de alimentación [1].

V-O. Cálculo de la potencia del motor de elevación

La velocidad apropiada para el izaje es de 4 m/min (13.133 ft/min) para puentes grúas en los que se requiera control de movimiento según DEMAG, y esta soportará 5000kg (11023.10 lbs) dividida entre E

que es la eficiencia mecánica entre la carga y el motor .
 Este valor de es el resultado de la siguiente ecuación:

$$E = (E_g)^n \cdot (E_s)^m \quad (110)$$

Los valores se escogeran dependiendo de la necesidad de diseño en la tabla mostrada acontinuación.

HOIST OVERALL MECHANICAL EFFICIENCY					
Total Number of Ropes Supporting One Hook Block		Total Number of Rotating Sheaves for Each Rope Off Drum m	Efficiency of Ropes Only (E _s) ^m	Overall Combined Efficiency, E	
Double Reeved	Single Reeved			2 Gear Reductions n = 2 (E _g) ⁿ = .9409	3 Gear Reductions n = 3 (E _g) ⁿ = .9127
4	2	1	.990	.931	.903
6	3	2	.980	.922	.894
8	4	3	.970	.913	.885
10	5	4	.960	.904	.877
12	6	5	.951	.895	.868
14	7	6	.941	.886	.859
16	8	7	.932	.877	.850
18	9	8	.922	.868	.842
20	10	9	.913	.859	.834
22	11	10	.904	.851	.825
24	12	11	.895	.842	.817
26	13	12	.886	.834	.809
28	14	13	.877	.826	.801
30	15	14	.869	.817	.793
32	16	15	.860	.809	.785
34	17	16	.851	.801	.777
36	18	17	.843	.793	.769
38	19	18	.834	.785	.761
40	20	19	.826	.777	.754
42	21	20	.818	.769	.746

Figura 21. Eficiencia mecánica de equipo de elevación. Fuentes: Norma CMAA para el cálculo de potencia de motor.

En este caso se tomará un doble enhebrado de 8.

$$E = (0,97) \cdot (0,913); E = 0,99 \quad (111)$$

Ahora con el valor indicado tendremos nuestra potencia esperada con valores en watts

$$P = \frac{W \cdot V}{33000 \cdot E} \quad (112)$$

$$P = \frac{11023,10 \cdot (13,133)}{33000 \cdot 0,9} \quad (113)$$

$$P = 4,4HP \quad (114)$$

Las demás especificaciones de este motor se muestran en los datos del polipasto en la Figura 23.

Capacity (kg)	Out Put(kw)			Net weight (kg)				G : Min.distance between hooks or from bottom of I-beam to Hook. c : Width of I-beam b : c / 2
	Lifting(Single)	Lifting(Dual)	Traversing	KD-2	KD-2M	KD-2G	KD-2P	
2000	3.0	3.0/0.75	0.4	137	177	162	157	
2800	3.0	3.0/0.75	0.4	151	208	191	186	
3000	3.0	3.0/0.75	0.4	151	208	191	186	
5000	3.0	3.0/0.75	0.4	160	243	226	221	

Through our constant efforts to improve our products, all specifications are changeable without notice.
제품의 성능개선을 위해 항상 노력하고 있으며, 예고없이 변경될 수 있습니다.

Figura 22. Catálogo de Polipasto /tecle eléctrico KITO series ER2 NER2 (2002)

V-P. Cálculo de la potencia del motor de trolley

Al igual que con el motor de elevación el motor de desplazamiento se debe seleccionar uno que no posea una potencia nominal menor a la dada por la siguiente ecuación.

$$HP = K_a \cdot W \cdot V \cdot K_s \quad (115)$$

- K_a : Factor de aceleración.
- K_s : Factor de servicio.
- W : Peso total a mover de (73184N).
- V : Velocidad de desplazamiento (40 m/min).

Para este caso se toma un valor de $K_s = 1.2$ tomando en cuenta el motor a usar y las características que se buscan como se observa en la figura 26. En el caso de K_a sigue la siguiente ecuación:

$$K_a = \frac{\left(f + \frac{2000 \cdot a \cdot C_r}{g \cdot E}\right)}{33000 \cdot K_t} \cdot N_r \quad (116)$$

- f : Factor de fricción por rodadura. Se escoge un valor de la tabla 27 de 16 para el valor de F tomando en cuenta el tamaño de ruedas.

RECOMMENDED VALUES OF TRAVEL DRIVE SERVICE CLASS FACTOR 3K_s

CMAA Service Class	DC Constant Potential w/AISE Series Mill Mtrs ⁴		AC Inverter AC Magnetic	AC Static with fixed Secondary Resistance (Permanent Slip)
	60 Minutes	30 Minutes	Adjustable Voltage with DC Shunt Motors	
A	.75	1.0	1.0	1.2
B	.75	1.0	1.0	1.2
C	.75	1.0	1.0	1.2
D	.85	1.15	1.1	1.3
E ¹	1.0	N/A	1.2	1.4
F ²	1.4	N/A	1.4	1.6

Tabla 5. Valores recomendados para factor Ks

Figura 23. Factores recomendados de Ks para diferentes tipos de motores

SUGGESTED VALUES FOR F (FRICTION FACTOR) FOR BRIDGES & TROLLEYS WITH METALLIC WHEELS & ANTI-FRICTION BEARINGS

Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb./Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

Figura 24. Valores de fricción para ruedas metálicas. Fuente: G.Olivera, NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVV SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS

- a: Tasa de aceleración de 0.8 para desplazamiento, valor obtenido de las tablas en anexos 57 y 58.
- C_r : Factor de inercia rotacional. Cuyo valor es 1.15 y obedece la siguiente formula.

$$C_r = 1,05 + \frac{a}{7,5} \quad (117)$$

- E: Eficiencia mecánica, la norma recomienda un valor de 0.9)
- Nr: Velocidad nominal del motor en rpm a plena carga.
- Nf: Velocidad nominal del motor en rpm libre.
- K_t : Factor de par de aceleración que es igual a 1.5 para el tipo de motor que se busca según la imagen 28.

RECOMMENDED VALUES OF K_t (ACCELERATING TORQUE FACTOR)

Type of Motor	Type of Control	3K_t
AC Wound Rotor	Contacto-Resistor	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor, Mill	Contacto-Resistor	1.5-1.7 ⁴
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contacto-Resistor	2.0

Figura 25. Factor de aceleración Kt. Fuente: G.Olivera NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVV SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS

Resolviendo nos da que el valor de $K_a=1,28 \times 10^{-3}$ Por ende la potencia nos queda.

$$HP = 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 7,467 \text{ton} \cdot 79 \cdot 1,2 = 0,8494 \text{HP} \quad (118)$$

Por lo tanto se escogera un motor de 1Hp

V-Q. Cálculo de la potencia del motor de testeras

El motor a seleccionar de la testera debe cumplir que pueda movilizar la mitad de la cargas vivas y muertas sumada al peso de peso de la viga misma y se debe seleccionar uno que no posea una potencia nominal menor a la dada por la siguiente ecuación.

$$HP = K_a \cdot W \cdot V \cdot K_s \quad (119)$$

- K_a : Factor de aceleración.
- K_s : Factor de servicio.
- W : Peso total a mover de carga dividida entre 2 más el peso de la testera en N:

$$W = 36592 \text{N} + 1442,56 \text{N} \quad (120)$$

$$W = 38034,56 \text{N} \quad (121)$$

- V : Velocidad de desplazamiento (40 m/min).

Para este caso se toma un valor de $K_s = 1.2$ tomando en cuenta el motor a usar y las características que se buscan como se observa en 26. En el caso de K_a sigue la siguiente ecuación:

RECOMMENDED VALUES OF TRAVEL DRIVE SERVICE CLASS FACTOR 3K_s

CMAA Service Class	DC Constant Potential w/AISE Series Mill Mtrs ⁴		AC Inverter AC Magnetic	AC Static with fixed Secondary Resistance (Permanent Slip)
	60 Minutes	30 Minutes	Adjustable Voltage with DC Shunt Motors	
A	.75	1.0	1.0	1.2
B	.75	1.0	1.0	1.2
C	.75	1.0	1.0	1.2
D	.85	1.15	1.1	1.3
E ¹	1.0	N/A	1.2	1.4
F ²	1.4	N/A	1.4	1.6

Tabla 5. Valores recomendados para factor K_s

Figura 26. Factores recomendados de K_s para diferentes tipos de motores

$$K_a = \frac{\left(f + \frac{2000 \cdot a \cdot C_r}{g \cdot E}\right)}{33000 \cdot K_t} \cdot N_r \quad (122)$$

- f : Factor de fricción por rodadura. Se escoge un valor de la tabla 27 de 16 para el valor de F tomando en cuenta el tamaño de ruedas.

SUGGESTED VALUES FOR F (FRICTION FACTOR) FOR BRIDGES & TROLLEYS WITH METALLIC WHEELS & ANTI-FRICTION BEARINGS

Wheel Dia. Inches	36	30	27	24	21	18	15	12	10	8	6
Friction Lb/Ton(f)	10	10	12	12	12	15	15	15	15	16	16

Figura 27. Valores de fricción para ruedas metálicas. Fuente:G.Olivera,NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVV SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS

- a: Tasa de aceleración de 0.8 para desplazamiento, valor obtenido de las tablas en anexos 57 y 58.
- C_r : Factor de inercia rotacional.cuyo valor es 1.15 y obedece la siguiente formula.

$$C_r = 1,05 + \frac{a}{7,5} \quad (123)$$

- E:Eficiencia mecánica, la norma recomienda un valor de 0.9)
- N_r : Velocidad nominal del motor en rpm a plena carga.
- N_f : Velocidad nominal del motor en rpm libre.
- K_t : Factor de par de aceleración que es igual a 1.5 para el tipo de motor que se busca según la imagen 28.

RECOMMENDED VALUES OF K_t (ACCELERATING TORQUE FACTOR)

Type of Motor	Type of Control	K_t
AC Wound Rotor	Contacto-Resistor	1.3-1.5 ^a
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ^a
AC Wound Rotor, Mill	Contacto-Resistor	1.5-1.7 ^a
AC Sq Cage	Ballast Resistor	1.3
AC Induction	Inverter	1.5
DC Shunt Wound	Adjustable Voltage	1.5
DC Series Wound	Contacto-Resistor	2.0

Figura 28. Factor de aceleración K_t . Fuente: G.Olivera NUEVA SUBESTACIÓN PORTILLO 60 KVV SECCIONAMIENTOS DE LÍNEAS ASOCIADOS

Resolviendo nos da que el valor de $K_a=1,28 \times 10^{-3}$ Por ende la potencia nos queda.

$$HP = 1,28 \cdot 10^{-3} \cdot 3,88ton \cdot 131,5 \cdot 1,2 = 0,73HP \quad (124)$$

Por lo tanto se seleccionara dos motores de 0.75Hp para las dos testeras.

V-R. Simulación y análisis de estructura mediante software Inventor Simulación y análisis de viga carrilera

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	19560200 mm ³	
Masa	338,514 lb masa	
Tensión de Von Mises	58,25 MPa	250 MPa
Primera tensión principal	-12,6413 MPa	36,8605 MPa
Tercera tensión principal	-42,6126 MPa	11,6873 MPa
Desplazamiento	0,01518mm	12,47mm
Coficiente de seguridad	2,51 su	15 su

Figura 29. Listado de propiedades del material viga principal.

Análisis Von Mises

Para en el análisis de tensión de Von Mises se aplicó la fuerza de 37314,016N de lo cual como resultado un esfuerzo máximo de 58,25 MPa como se muestra en la figura 30.

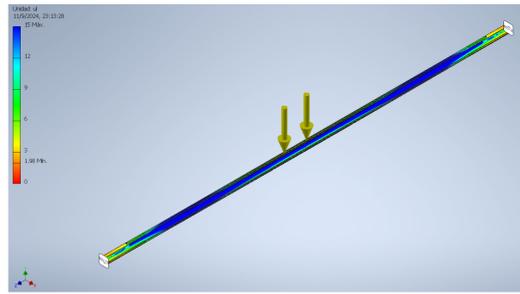


Figura 30. Simulación viga principal. Fuente: Los Autores.

Deflexion viga carrilera

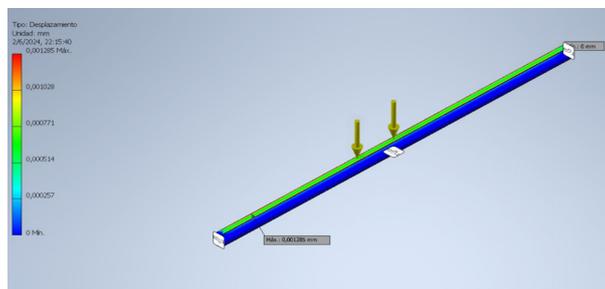


Figura 31. Deflexion de la viga carrilera. Fuente: Los Autores

En el deflexion de la viga carrilera el valor obtenido por el análisis del software fue 0.01285mm lo cual se espera que no afecte a la estructura como se aprecia en la figura 31. Comparado al análisis realizado manualmente entra en el rango de valores aprobado paraa el funcionamiento.

Coefficiente de seguridad en la viga carrilera

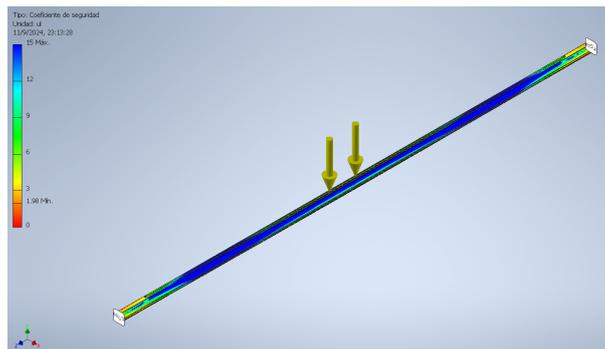


Figura 32. Simulación coeficiente de seguridad. Fuente: Los Autores.

Para el factor de seguridad se realizó un cálculo en la cual nos indicaba un valor de 2,50. Para la simulación en Inventor se aplicó una fuerza de 37314,016 N y como resultado se obtuvo un valor dentro del rango permitido que fue de 2,51 logrando un eficaz resultado para el factor de seguridad como se

observa en la figura 32.

Simulación de esfuerzos de las vigas testeras

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	19560200 mm ³	
Masa	338,514 lb masa	
Tensión de Von Mises	85,38 MPa	250 MPa
Primera tensión principal	-12,6413 MPa	36,8605 MPa
Tercera tensión principal	-42,6126 MPa	11,6873 MPa
Desplazamiento	0,06168mm	12,47mm
Coefficiente de seguridad	6,55 su	15 su

Figura 33. Listado de propiedades del material de las vigas testera

Análisis Von Mises viga testera

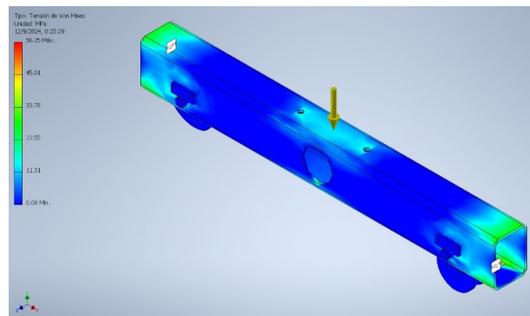


Figura 34. Análisis Von Mises. Fuente: Los Autores.

Para el análisis Von Mises se tomara en cuenta el valor del esfuerzo a la fluencia del acero A-36, siendo este 250MPa, el esfuerzo máximo que experimenta la viga según la simulación en el software Inventor es de 85,38 MPa lo cual está dentro de los parámetros aceptables dado que la resistencia del acero es de 250MPa a la elasticidad.

Deflexion viga testera

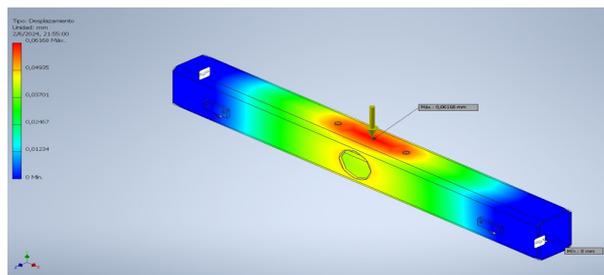


Figura 35. Deflexion de la viga testera. Fuente: Los Autores

El deflexion máximo permisible obtenido mediante cálculos es de 2.21mm; por otra parte, el valor obtenido por análisis en el software Inventor fue de 0.06168mm como valor mínimo que se muestra en la figura 35, con lo cual nos indica un valor eficaz dentro del rango establecido.

Factor de seguridad viga testera

Para el factor de seguridad se obtuvo un cálculo manual previamente de 6,79. Como resultado de la simulación en Inventor se calculó que ésta debe ser superior a 1,33 y como resultado obtenido mostró un valor de 6,55 por lo cual está dentro del rango permitido mostrando que no habrá deformación en la viga testera.

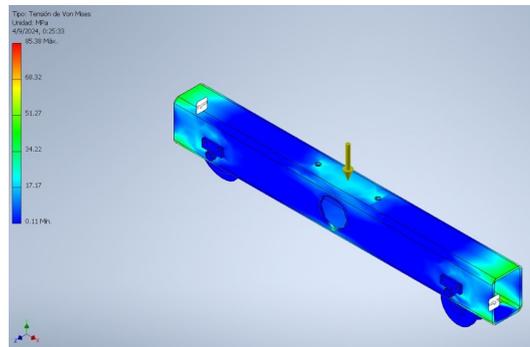


Figura 36. Factor de seguridad viga testera. Fuente: Los Autores.

Simulación de esfuerzos viga viajera

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	19560200 mm ³	
Masa	338,514 lb masa	
Tensión de Von Mises	62,72 MPa	250 MPa
Primera tensión principal	-12,6413 MPa	36,8605 MPa
Tercera tensión principal	-42,6126 MPa	11,6873 MPa
Desplazamiento	0,005mm	13,356mm
Coficiente de seguridad	4,25 su	15 su

Figura 37. Propiedades físicas viga viajera

Análisis Von Mises viga viajera

Se tomará en cuenta el valor de S_y el cual es conocido, siendo éste 250MPa; ahora bien, el esfuerzo máximo que experimenta la viga según el análisis en Inventor es de 62,72MPa por lo cual si cumple ya que este debe ser menor a la elasticidad del material mientras en los cálculos obtenidos manualmente fue de 54,72MPa.

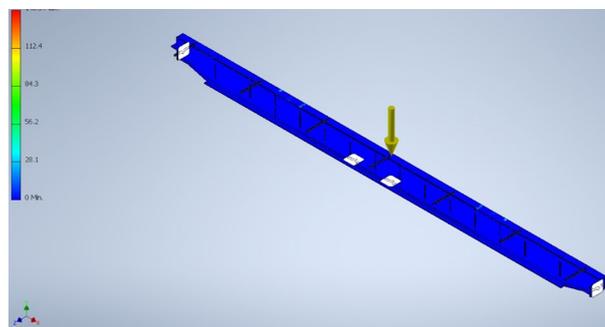


Figura 38. Simulación Von Mises. Fuente: Los Autores.

Deflexion viga viajera

Se puede observar en la figura 40 la simulación respecto al deflexion realizado en el software Inventor, en la cual indica que el punto máximo de desplazamiento es de 13,356mm y el mínimo sería de 0.005mm por lo cuál muestra resultados permitidos dentro del rango de valores que se calculó previamente.

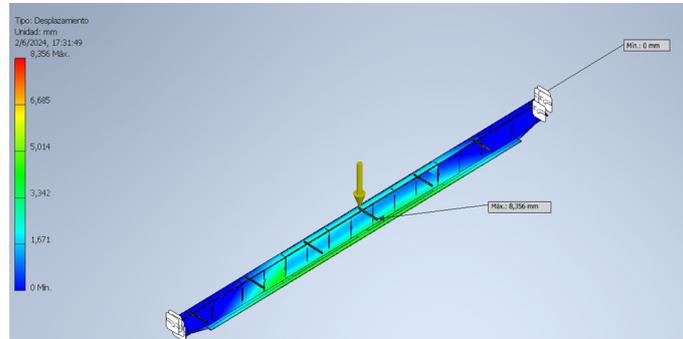


Figura 39. Deflexion de la viga viajera. Fuente: Los Autores

Factor de seguridad viga viajera

El factor de seguridad esperado es de 1.33, realizando el análisis de factor de seguridad en Inventor nos da un resultado de 4,25 por lo cual si cumple con los requisitos ya que está dentro del rango permitido, por ende no se obtendrá deformaciones en la estructura.

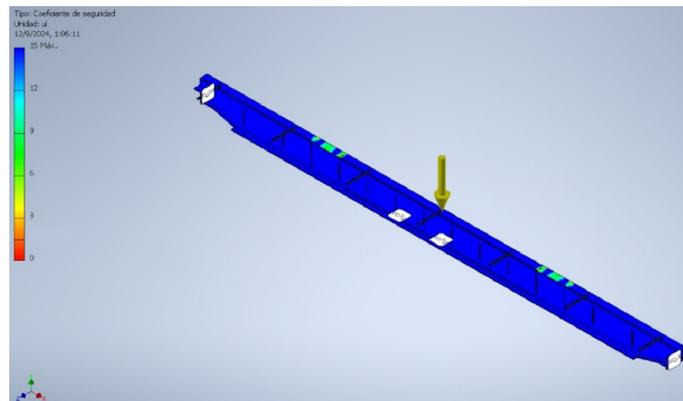


Figura 40. Factor de seguridad. Fuente: Los Autores.

VI. RESULTADOS

VI-A. Diseño del Prototipo Escalado del Puente Grúa

El primer paso fue desarrollar el diseño del puente grúa a escala. Se definieron las dimensiones del prototipo tomando en cuenta las características del puente grúa a tamaño real, ajustando las proporciones para que el modelo escalado pudiera reflejar el comportamiento del original. Se diseñaron tanto la estructura mecánica como el sistema de control.

VI-A1. Construcción de la Estructura: La estructura del prototipo fue ensamblada empleando procesos de fabricación mecánica. Los componentes principales, como vigas, soportes y el carro de desplazamiento fueron fabricados y ensamblados en el laboratorio.

- **Uso de soldadura:** Las vigas y soportes fueron ensamblados mediante soldadura, como se muestra en la figura 41, para garantizar una estructura sólida. Se prestó especial atención a los ángulos y a la alineación de las piezas para asegurar estabilidad en la operación del puente.



Figura 41. Viga carrilera en construcción. Fuentes: Los autores

- **Operación con torno:** Se utilizaron máquinas de torno para fabricar piezas de precisión, como los ejes y las testeras las cuales permiten el movimiento tal como se aprecia en la siguiente imagen.



Figura 42. Vigas testeras diseñadas. Fuentes: Los autores

VI-B. Sistema de Control con Microcontrolador PIC

Se desarrolló el sistema de control del puente grúa mediante la programación de un microcontrolador PIC. La lógica de control se diseñó para gestionar el movimiento del carro, el polipasto y los límites de operación de manera automática y segura.

- **Programación del PIC:** El código fue escrito en lenguaje de programación C, utilizando un entorno de desarrollo compatible con el microcontrolador. Se programaron las funciones básicas para el control del desplazamiento horizontal y vertical, así como los sistemas de parada de emergencia.
- **Pruebas del sistema de control:** Antes de integrar el sistema de control en el prototipo, se realizaron pruebas individuales del microcontrolador para asegurarse de que las señales de control fueran correctas y que el hardware respondiera adecuadamente como se ve en 45 .

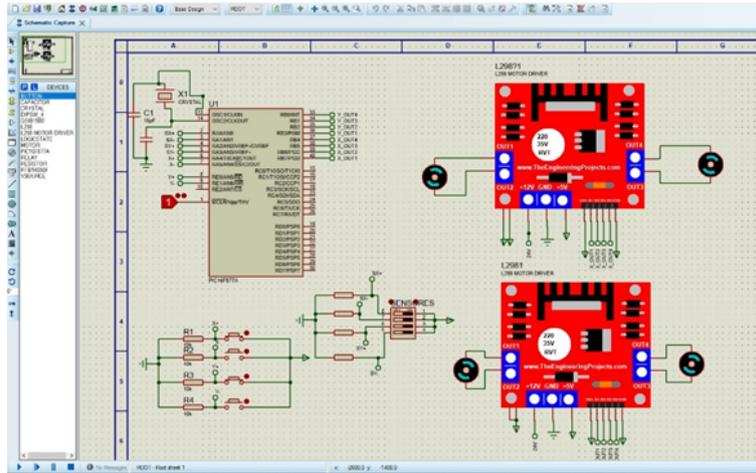


Figura 43. Simulación diseñada en proteus. Fuentes: Los autores

Tras la construcción de la estructura y la instalación del sistema de control, se procedió al montaje final. Se ensamblaron todas las piezas y se conectaron los componentes electrónicos del sistema de control al puente grúa. Una vez completadas las pruebas iniciales, se realizaron ajustes para mejorar el rendimiento del prototipo. Se optimizó el código del microcontrolador para lograr un control más eficiente y se realizaron pequeños ajustes mecánicos para asegurar un movimiento suave y continuo del puente.

VI-C. Partes eléctricas del prototipo

Este teclé eléctrico nos ayudará a transportar la carga y nos permitirá realizar el movimiento de ascenso y descenso de aquella. Se implementó un teclé con una capacidad de 100 kg a 300 kg, suficiente para transportar la carga deseada sin inconvenientes previos; así mismo, cuenta con parada de emergencia y con una altura límite de ascenso.

Se aplicaron motores de 80 rpm – 24 V, esto para poder conseguir un movimiento bastante similar a lo que sería un puente grúa a escala real. Los 4 motores cuentan con alto torque, soportando 70 kg por centímetro recorrido.



Figura 44. Tecele eléctrico



Figura 45. Motores eléctricos

VI-D. *Ensamblaje de testeras y trolley*

Para la implementación del carro a la viga se implementaron 4 ruedas de las cuales 2 son motrices, se logra un correcto movimiento de las ruedas con el riel gracias a la correcta manipulación de los motores.

Se aplicó los motores junto al eje acompañándolo con su respectivo rodamiento. Se logró la unión del eje con el motor gracias a la realización de un matrimonio y acoples para poder generar el movimiento de forma correcta.



Figura 46. Trolley prototipo



Figura 47. Testera

VI-E. Resultados del puente grúa escala real

Tipo de puente grúa	Monorriel
Tipo de Polipasto	Polipasto Eléctrico
Capacidad de elevación	5000 kg
Servicio	Interior
Luz del puente grúa	10285 mm
Recorrido total del gancho	3200 mm
Tipo de gancho	Gancho tipo Ojo
Estructura	A4
Elevación	5M (Trabajo mínimo Estándar)
Dirección	5M
Traslación	5M

Tabla II

ESPECIFICACIONES DEL PUENTE GRÚA

VI-F. *Características específicas*

Velocidad vigas testeras	40 m/min
Velocidad Polipasto	24 m/min
Carga total	5243 kg
Peso testera	114.88 kg
Peso Polipasto	243 kg
Tipo de rueda	Rueda forjada de acero
Diámetro de rueda	203 mm
Rodamiento Trolley	40x62x12

Tabla III

ESPECIFICACIONES ADICIONALES DEL SISTEMA

VII. CRONOGRAMA Y ACTIVIDADES A DESARROLLAR

VII-A. Actividades a desarrollar en el periodo de la elaboración del proyecto

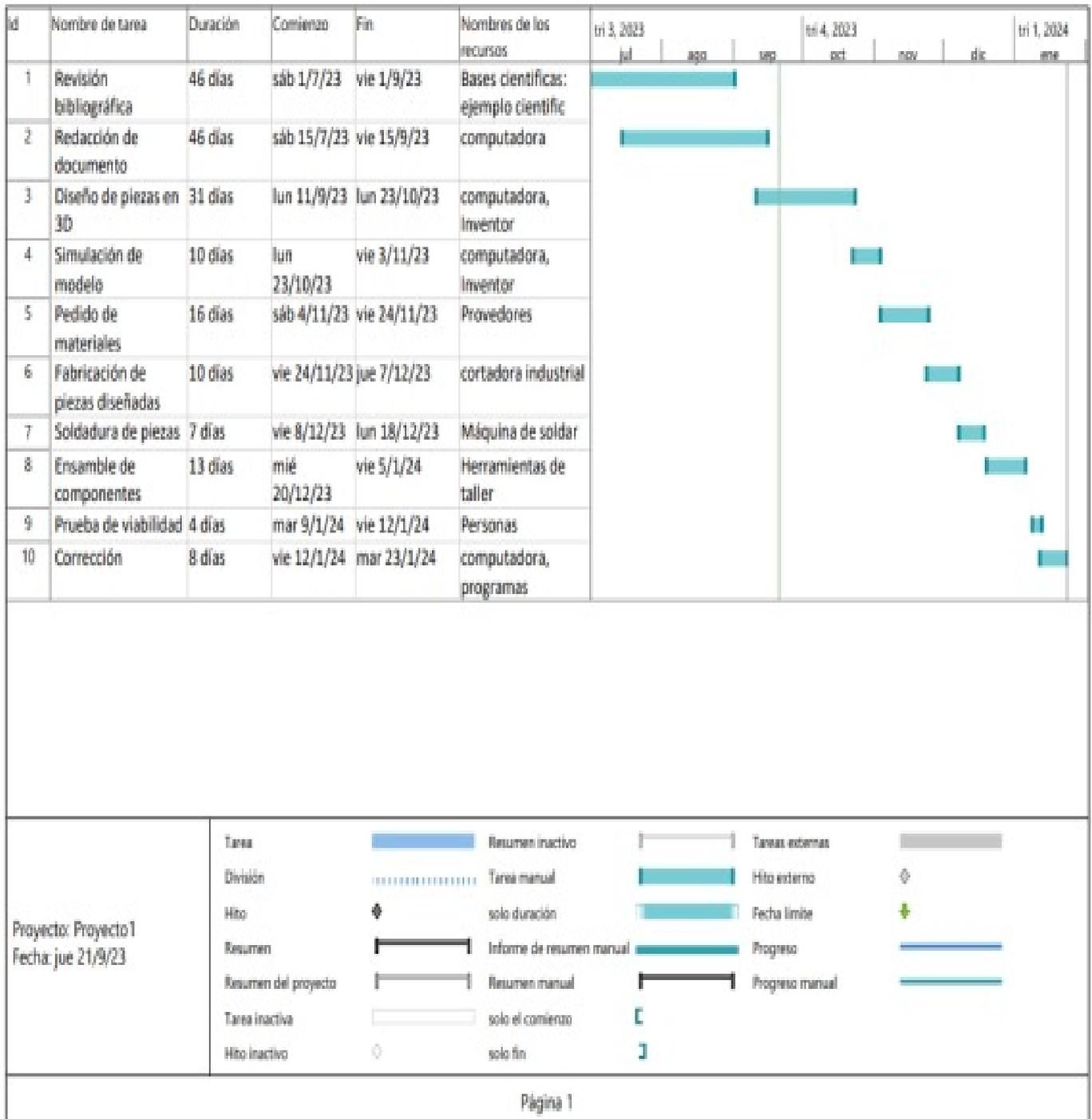


Figura 48. Cronograma de actividades para la implementación del anteproyecto de tesis. Fuente: Los Autores.

VIII. PRESUPUESTO

ITEM	DESCRIPCIÓN	PRECIO	CANTIDAD	P. TOTAL
1	Diseño estructural	\$7,500.00	1	\$7,500.00
2	Análisis de carga y cálculos estructurales	\$3,000.00	1	\$3,000.00
4	Planificación y permisos	\$3,500.00	1	\$3,500.00
5	Puente grúa	\$37,500.00	1	\$37,500.00
6	Viga principal, soporte y refuerzos	\$9,000.00	1	\$9,000.00
8	Polipasto eléctrico	\$5,000.00	1	\$5,000.00
9	Carro de desplazamiento	\$4,500.00	1	\$4,500.00
10	Instalación de vigas	\$15,000.00	1	\$15,000.00
11	Pruebas y puesta en marcha	\$2,500.00	1	\$2,500.00
12	Sistemas de seguridad	\$6,000.00	1	\$6,000.00
13	Capacitación de operadores	\$1,500.00	1	\$1,500.00
			TOTAL	\$95,000.00

IX. CONCLUSIONES

La realización de este prototipo a escala de un puente grúa, simulado para una capacidad de 5 toneladas, ha permitido validar varios aspectos cruciales en el diseño y la implementación de estos sistemas en entornos industriales.

El prototipo construido no solo cumplió con el objetivo de carga máxima de 10 kg, sino que también demostró ser una herramienta eficaz para entender la mecánica y la operatividad de un puente grúa a gran escala. A través de este proyecto, se logró replicar de manera efectiva las condiciones de funcionamiento de un puente grúa real, lo que facilita el análisis y la mejora de su diseño.

La utilización de un software CAD para el diseño del prototipo fue esencial para asegurar la precisión y viabilidad del proyecto. Los cálculos matemáticos realizados corroboraron la capacidad de carga del prototipo, así como la estabilidad y seguridad en su operación. Estos aspectos son fundamentales para el desarrollo de proyectos a gran escala, donde la exactitud en el diseño puede prevenir fallas catastróficas.

Los resultados de la investigación realizada confirman que el uso de grúas en empresas de transporte pesado es muy beneficioso. Este tipo de maquinaria no solo optimiza los procesos de carga y descarga, sino que también reduce significativamente los riesgos asociados al manejo manual de cargas, incrementando así la seguridad laboral y la eficiencia operativa.

En resumen, este estudio ha demostrado que la creación de prototipos a escala es una metodología valiosa para explorar y mejorar diseños industriales, y que la inversión en puentes grúa para empresas con necesidades de manejo de grandes volúmenes es una decisión estratégica acertada.

X. RECOMENDACIONES

A lo largo del proceso de construcción del prototipo, se pudo evitar la necesidad de realizar correcciones en los cálculos gracias a una planificación detallada. Sin embargo, se observó que es posible optimizar aún más los costos seleccionando mejor los materiales, lo que podría resultar en un ahorro considerable sin comprometer la calidad y resistencia del puente grúa.

Durante la implementación del prototipo, se recomienda realizar pruebas exhaustivas de la programación antes de su uso final. Esto permite identificar posibles errores o ineficiencias en el sistema de control, asegurando así un funcionamiento más fluido y seguro en la fase operativa.

REFERENCIAS

- [1] G. F. Jaramillo Calle, «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,» B.S. thesis, 2018.
- [2] V. O. González Solórzano, «Propuesta de un plan de mantenimiento preventivo para puentes-grúa ubicadas en las tres naves de producción de la planta Tubex, SA El Frutal, San Miguel Petapa, Guatemala,» Tesis doct., Universidad de San Carlos de Guatemala, 2018.
- [3] D. A. Parillo Puma, «Diseño de un puente grúa analizado por CMAA aplicando cargas elevadas móviles,» 2019.
- [4] G. A. Y. Vílchez, P. Guía, S. J. Zhar, V. P. Co-Guía y S. G. M. Pávez, «"DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA DE 2 TONELADAS",» 2020.
- [5] M. Patil, M. Patil, R. Patil, O. Khande y P. Pillai, «An Overview on Electric Overhead Crane,»
- [6] W. Li, V. Tam y W. Zhu, *Proceedings of 2015 IEEE 5th International Conference on Electronics Information and Emergency Communication: May 14-16, 2015, China Hall of Science and Technology, Beijing & Hong Kong, China*. IEEE Press, 2015.
- [7] I. G. Nuñez Cornejo, «Automatización del proceso de carga y descarga de metales en un electroimán de una planta minera,» 2022.
- [8] *GRÚAS PUENTE – GPANTEC S.A.C.* dirección: <https://gpantec.com/gruas-puente/>.
- [9] T. S. P. Medina, *IMPLANTACION DE MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD (MCC) EN GRUAS PUENTE DE 60 TN.*
- [10] O. J. Tenelema Quitio, «Diseño y simulación de un puente grua de cinco toneladas,» B.S. thesis, 2015.
- [11] A. F. Allauca Allauca y A. G. Paguay Ashqui, «Implementación de un módulo de simulación de puente grúa comandado por relés programables y variadores de frecuencia.,» B.S. thesis, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2019.
- [12] *Fabricante de grúas colgantes Eot en China - KSCRANE.* dirección: https://www.kscranegroup.com/es/full-form-eot-crane/underhung-eot-crane.html?msclkid=0d1e4d5778d11f37ad00288c8f6f246b&utm_term=grua%20puente&msclkid=0d1e4d5778d11f37ad00288c8f6f246b.
- [13] D. Muñoz Yunda et al., «Diseño de un procedimiento para el cálculo y selección de la viga principal de un puente grúa,» B.S. thesis, Universidad Autónoma de Occidente, 2013.
- [14] M. Kettler, T. Jurschitsch y H. Unterweger, «Impact of rail joints on the local stresses in crane runway girders,» en *Structures*, Elsevier, vol. 52, 2023, págs. 1087-1100.
- [15] W. Li, R. Yang, Q. Qi y G. Zhao, «Reliability and sensitivity analysis of bridge crane structure,» *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, n.º 9, págs. 4419-4431, 2022.
- [16] H. Li, Y. Hui, J. Ma, Q. Wang, Y. Zhou y H. Wang, «Research on Variable Universe Fuzzy Multi-Parameter Self-Tuning PID Control of Bridge Crane,» *Applied Sciences*, vol. 13, n.º 8, pág. 4830, 2023.
- [17] J. Aginaga-García, X. Iriarte-Goñi, J. M. Pintor-Borobia, J. Ros-Ganuza y J. San Miguel-Indurain, «Implantación de un simulador para la formación de conductores de carretillas elevadoras,» *Dyna*, vol. 88, n.º 5, págs. 574-580, 2013.
- [18] D. Sakiev, «Design and manufacturing of the lifting beam for the overhead crane with 5T capacity,» 2023.
- [19] J. A. Mesa Beltrán, J. J. Patiño Baéz et al., «Diseño de un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas para la manipulación de salas eléctricas (shelters) en la empresa Gim Ingeniería Eléctrica Ltda,» 2018.
- [20] *Sistema Eléctrico Y Mantenimiento De Grúas Aéreas.* dirección: <https://www.zoke-crane.com/es/posts/4214/>.

ANEXO A PLANOS

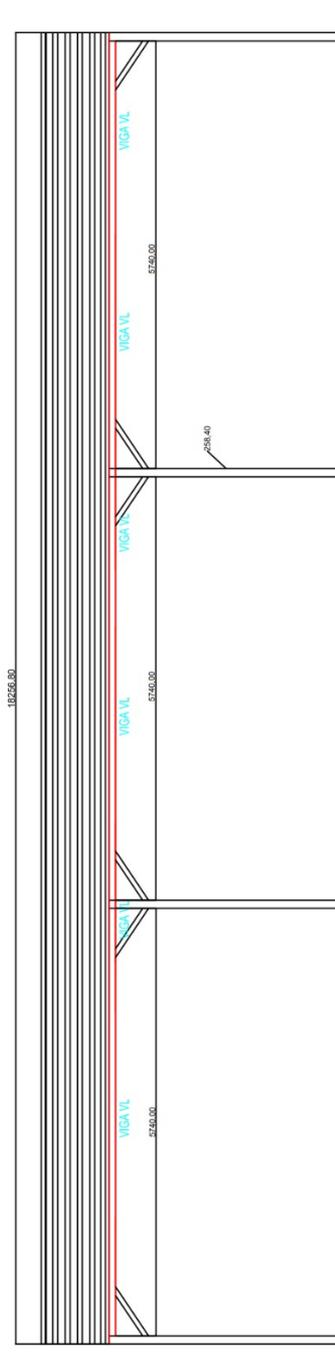


Figura 49. Plano de la vista lateral de la estructura.

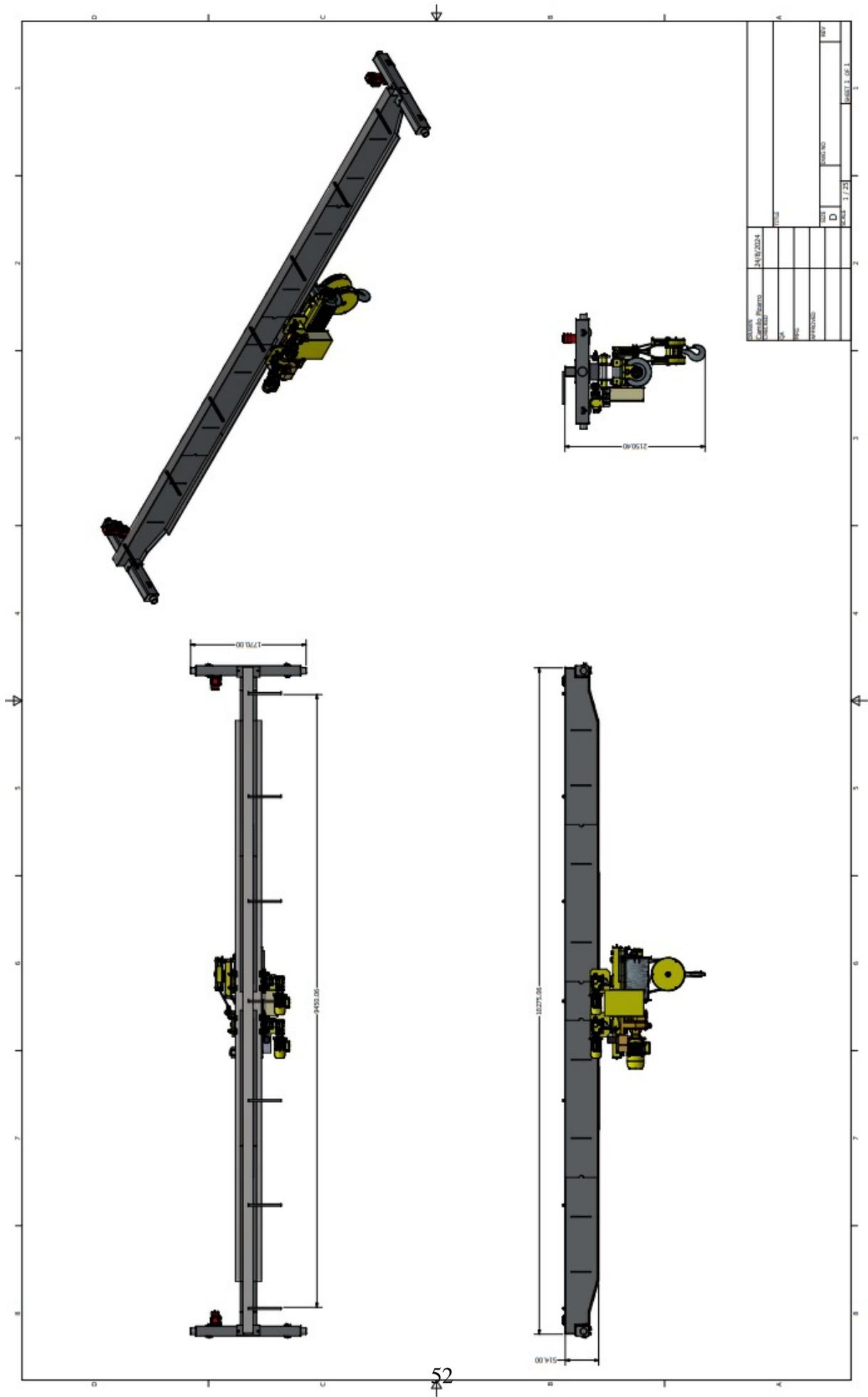


Figura 51. Plano de la viga viajera.

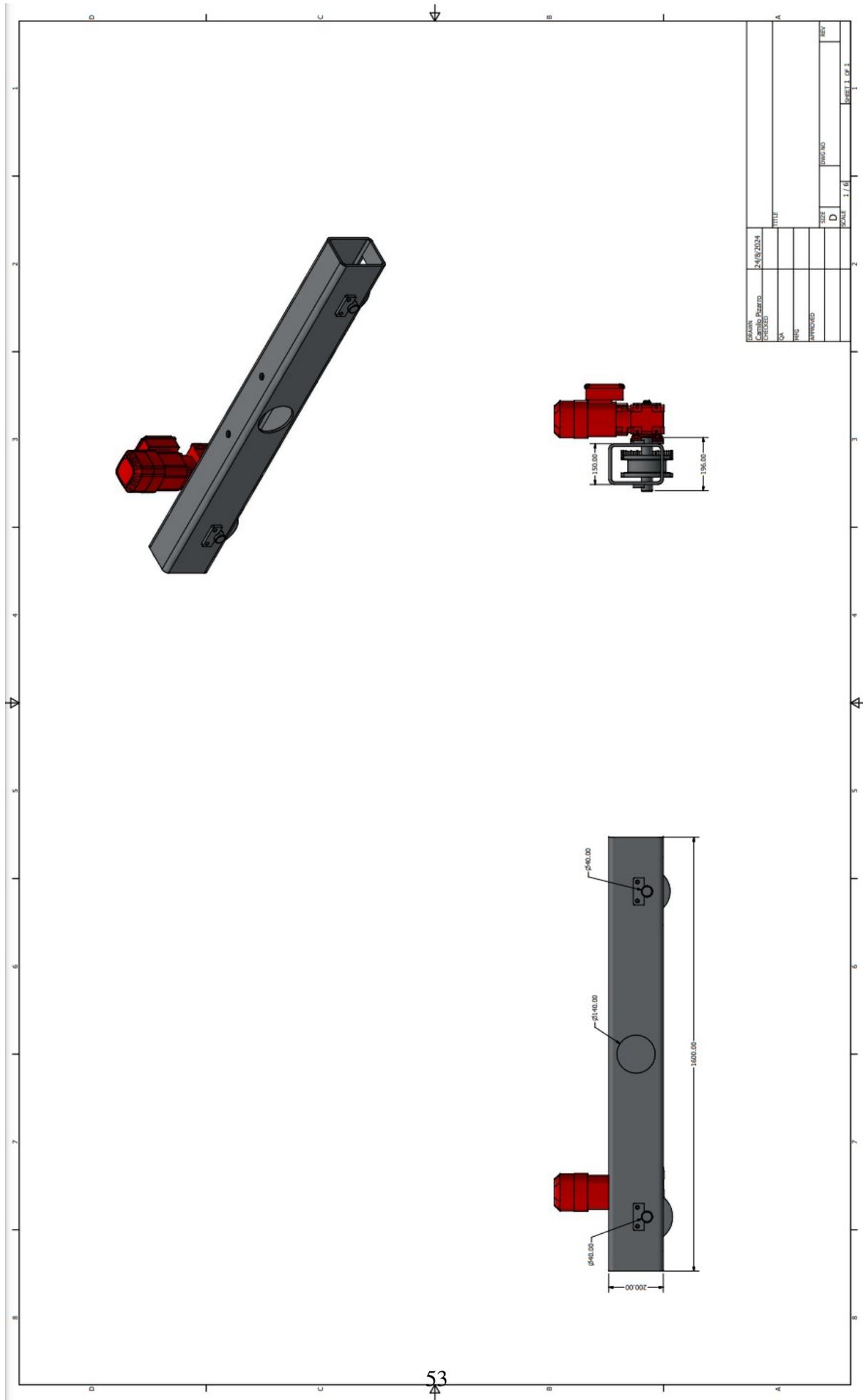


Figura 52. Plano de la viga testera.

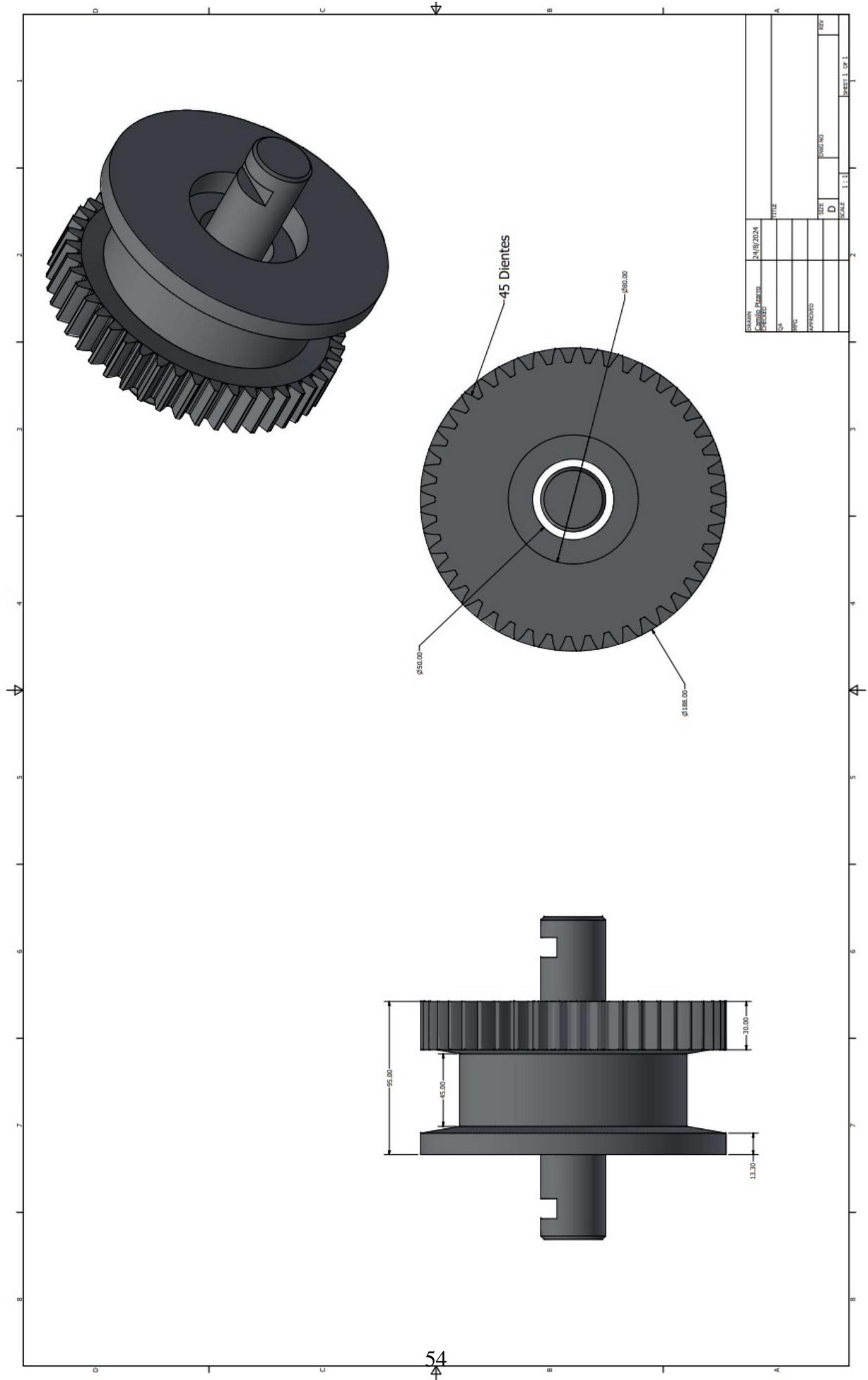


Figura 53. Plano de las ruedas.

ANEXO B
MANUFACTURA DEL PROYECTO



Figura 54. Vigas carrileras instalación.



Figura 55. Vigas puente creada.

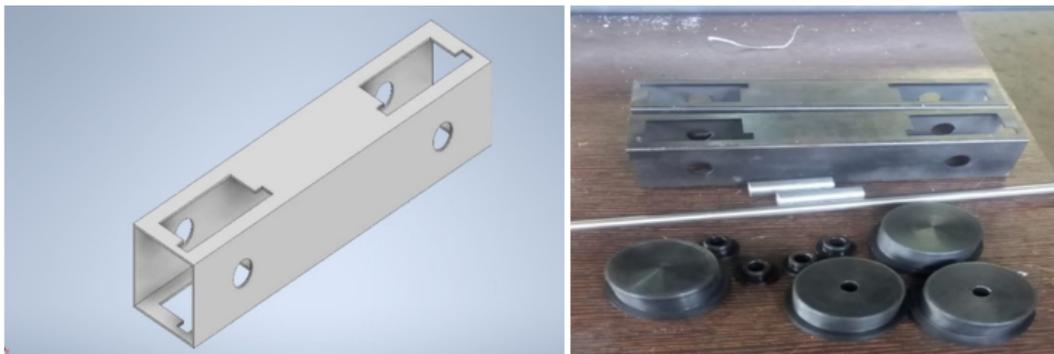


Figura 56. Vigas testeras, diseño de computadora y real.

Free Running Full Load Speed		a = Acceleration Rate in Feet per Sec. per Sec. for AC or DC ² Motors
Ft. per Min.	Ft. per Sec.	
60	1.0	.25 Min.
120	2.0	.25 - .80
180	3.0	.30 - 1.0
240	4.0	.40 - 1.0
300	5.0	.50 - 1.1
360	6.0	.60 - 1.1
420	7.0	.70 - 1.2
480	8.0	.80 - 1.3
540	9.0	.90 - 1.4
600	10.0	1.0 - 1.6

Figura 57. Tabla de aceleración y desaceleración

ANEXO C
TABLAS

C-A. *Tabla de aceleración del polipasto dependiendo de la velocidad*

C-B. *Tabla de máxima aceleración del polipasto evitando el derrape de ruedas*

GUIDE FOR MAXIMUM ACCELERATION RATE TO PREVENT WHEEL SKIDDING

Percent of Driven Wheels	100	50	33.33	25	16.67
Maximum Acceleration Rate Feet per Sec. per Sec. - Dry Rails - Based on .2 Coefficient of Friction	4.8	2.4	1.6	1.2	.8
Acceleration Rate - Wet Rails - Based on .12 Coefficient of Friction	2.9	1.5	1.0	.7	.5

Figura 58. Guía para la velocidad máxima de aceleración

C-C. *Tabla de aceleración de los diferentes perfiles UPN*

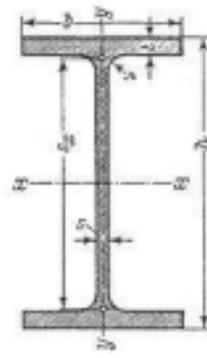
C-D. *Tabla de aceleración de los diferentes perfiles IPE*

C-E. *Tabla A-9 del Libro de Shigley momento, cortante y deflexión de vigas*

PERFILES UPN													
U.P.N.	Dimensiones					Sección	Peso	Valores estáticos					
	h	b	s	t	Xg	S	G	Jx	Jy	Wx	Wy	Ix	Iy-Ii
	mm	mm	mm	mm	cm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ⁴	cm ²	cm ²	cm	cm
80	80	45	6,0	8,0	1,45	11,0	8,60	106	19,4	26,5	6,4	3,10	1,33
100	100	50	6,0	8,5	1,55	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,5	3,91	1,47
120	120	55	7,0	9,0	1,60	17,0	13,3	364	42,3	60,7	11,1	4,62	1,55
140	140	60	7,0	10,0	1,75	20,4	16,0	605	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75
160	160	65	7,5	10,5	1,84	24,0	18,8	925	85,3	115,6	18,3	6,21	1,89
180	180	70	8,0	11,0	1,92	28,0	21,9	1350	114,0	150,0	22,4	6,95	2,02
200	200	75	8,5	11,5	2,01	32,2	25,2	1910	148,0	191,0	27,0	7,70	2,14
220	220	80	9,0	12,5	2,14	37,4	29,3	2690	197,0	244,5	33,6	8,48	2,26
240	240	85	9,5	13,0	2,23	42,3	33,1	3600	248,0	300,0	39,6	9,22	2,42
260	260	90	10,0	14,0	2,36	48,3	37,8	4820	317,0	370,0	47,7	9,99	2,56
280	280	95	10,0	15,0	2,53	53,3	41,8	6280	399,0	448,0	57,2	10,90	2,74
300	300	100	10,0	16,0	2,70	58,8	46,1	8030	495,0	535,0	67,8	11,70	2,90
320	320	100	14,0	17,5	2,60	75,8	59,4	10870	597,0	679,0	80,6	12,10	2,81
350	350	100	14,0	16,0	2,40	77,3	60,6	12840	570,0	733,7	75,0	12,90	2,72
380	380	102	13,5	16,0	2,38	80,4	63,0	15760	615,0	829,5	78,7	14,00	2,77
400	400	110	14,0	18,0	2,65	91,5	71,7	20350	846,0	1017,5	102,0	14,90	3,04

Figura 59. Tabla de perfiles UPN

2.2.1.5. Vigas I de ala mediana y caras paralelas — Serie IPE *) — (laminadas en caliente) según DIN 1025 hoja 5, Edición marzo 1965



P = Sección

G = Peso

U = Superficie exterior por m de longitud

J = Momento de inercia

W = Momento resistente

$i = \sqrt{\frac{J}{P}}$ = radio de giro

S_x = Momento estático de media sección I

$s_x = \frac{J_z}{S_x}$ = separación entre los centros de tracción y compresión

} referido al eje correspondiente de flexión

Datos sobre largos, ejemplos de designación, ejemplos de pedido, y tolerancias admisibles, ver cap. 2.9.

Material: Preferentemente calidades de acero según DIN 17 100

Abreviatura IPE	Dimensiones en mm para					P cm ²	G kg/m	U m ² /m	Referido al eje de flexión							
	h	b	s	t	r				$x-x$			$y-y$			S_x cm ³	s_x cm
									J_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	J_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm		
80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	6,00	0,328	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	11,6	6,90
100	100	55	4,1	5,7	7	10,3	8,10	0,400	171	34,2	4,07	15,9	5,79	1,24	19,7	8,68
120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	10,4	0,475	318	53,0	4,90	27,7	8,65	1,45	30,4	10,5
140	140	73	4,7	6,9	7	16,4	12,9	0,551	541	77,3	5,74	44,9	12,3	1,65	44,2	12,3
160	160	82	5,0	7,4	9	20,1	15,8	0,623	859	109	6,58	68,3	16,7	1,84	61,9	14,0
180	180	91	5,3	8,0	9	23,9	18,8	0,698	1320	146	7,42	101	22,2	2,05	83,2	15,8
200	200	100	5,6	8,5	12	28,5	22,4	0,768	1940	194	8,26	142	28,5	2,24	110	17,6
220	220	110	5,9	9,2	12	33,4	26,2	0,848	2770	252	9,11	206	37,3	2,48	143	19,4
240	240	120	6,2	9,8	15	39,1	30,7	0,922	3890	324	9,97	284	47,3	2,69	183	21,2
270	270	135	6,6	10,2	15	45,9	36,1	1,041	5790	429	11,2	420	62,2	3,02	242	23,9
300	300	150	7,1	10,7	15	53,8	42,2	1,159	8360	557	12,5	604	80,5	3,35	314	26,6
330	330	160	7,5	11,5	18	62,6	49,1	1,254	11770	713	13,7	788	98,5	3,55	402	29,3
360	360	170	8,0	12,7	18	72,7	57,1	1,353	16270	904	15,0	1040	123	3,79	510	31,9
400	400	180	8,5	13,5	21	84,5	66,3	1,467	23130	1160	16,5	1320	146	3,96	654	35,4
450	450	190	9,4	14,6	21	98,8	77,6	1,605	33740	1500	18,5	1680	176	4,12	851	39,7
500	500	200	10,2	16,0	21	116	90,7	1,744	48200	1930	20,4	2140	214	4,31	1100	43,9
550	550	210	11,1	17,2	24	134	106	1,877	67120	2440	22,3	2670	254	4,45	1390	48,2
600	600	220	12,0	19,0	24	156	122	2,015	92080	3070	24,3	3390	308	4,66	1760	52,4

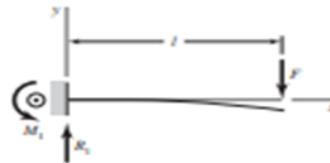
*) La serie IPE corresponde a la EURO-norma 19. Se suministran también vigas IPE que completan esta serie (ver anéndice).

Figura 60. Tabla de perfiles IPE

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas. (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

1 En voladizo: carga en extremo



$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

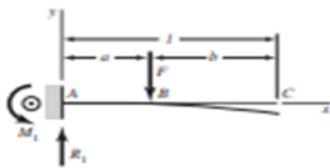
$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$



2 En voladizo: carga intermedia



$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$$

$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$$

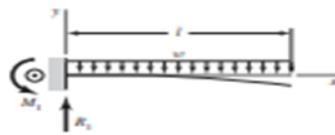
$$y_{\max} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$$



Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

3 En voladizo: carga uniforme



$$R_1 = wl \quad M_1 = \frac{wl^2}{2}$$

$$V = w(l - x) \quad M = -\frac{w}{2}(l - x)^2$$

$$y = \frac{wx^2}{24EI} (4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{8EI}$$



4 En voladizo: carga de momento



$$R_1 = V = 0 \quad M_1 = M = M_B$$

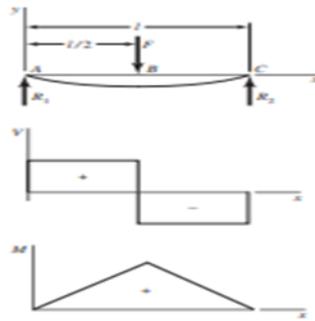
$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\max} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$



Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

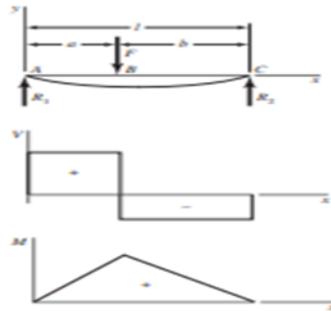
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

6 Apoyos simples: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

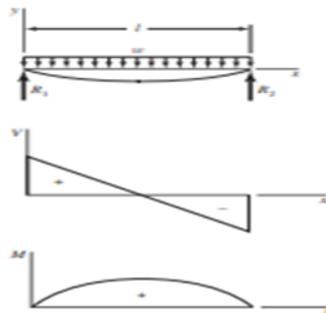
$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

(continúa)

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

7 Apoyos simples: carga uniforme



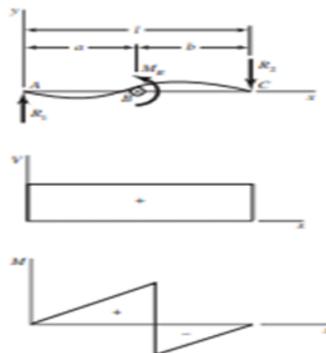
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l-x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\max} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8 Apoyos simples: carga de momento



$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x-l)$$

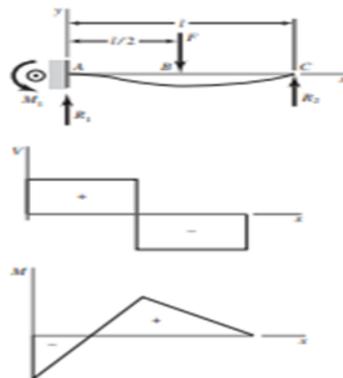
$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI}[x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

11 Un apoyo fijo y el otro simple: carga central



$$R_1 = \frac{11F}{16} \quad R_2 = \frac{5F}{16} \quad M_1 = \frac{3Fl}{16}$$

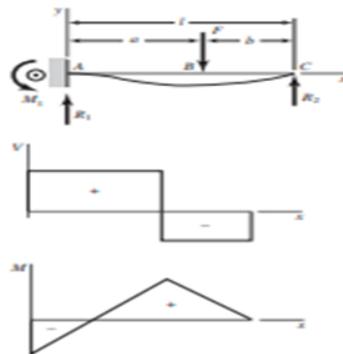
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{F}{16}(11x - 3l) \quad M_{BC} = \frac{5F}{16}(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{96EI}(11x - 9l)$$

$$y_{BC} = \frac{F(l-x)}{96EI}(5x^2 + 2l^2 - 10lx)$$

12 Un apoyo fijo y el otro simple: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{2l^3}(3l^2 - b^2) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l - a)$$

$$M_1 = \frac{Fb}{2l^2}(l^2 - b^2)$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb}{2l^3}(b^2l - l^3 + x(3l^2 - b^2))$$

$$M_{BC} = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l^2 - 3lx - al + ax)$$

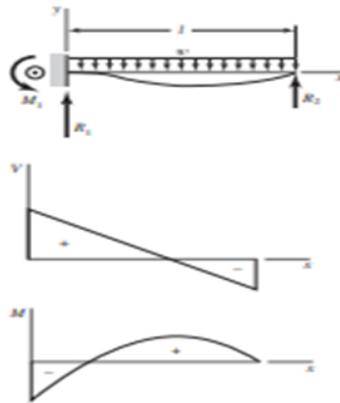
$$y_{AB} = \frac{Fbx^2}{12EI} [3l(b^2 - l^2) + x(3l^2 - b^2)]$$

$$y_{BC} = y_{AB} - \frac{F(x-a)^3}{6EI}$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

13 Un apoyo fijo y el otro simple: carga uniforme



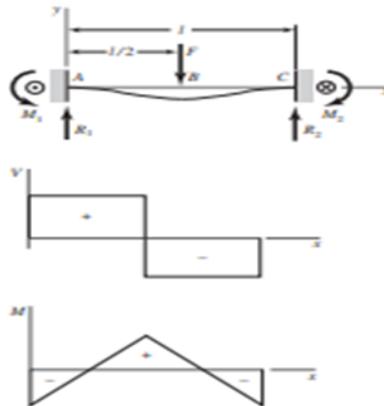
$$R_1 = \frac{5wl}{8} \quad R_2 = \frac{3wl}{8} \quad M_1 = \frac{wl^2}{8}$$

$$V = \frac{5wl}{8} - wx$$

$$M = -\frac{w}{8}(4x^2 - 5lx + l^2)$$

$$y = \frac{wx^2}{48EI}(l-x)(2x-3l)$$

14 Apoyos fijos: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$

(continúa)