

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN
PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PROYECTO TÉCNICO

“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”

AUTOR:

GEOVANNY FABIÁN JARAMILLO CALLE.

TUTOR:

ING. JONNATHAN SANTOS B. MSc.

CUENCA - ECUADOR

2018

Cesión de Derechos del Autor

Yo, Geovanny Fabián Jaramillo Calle, con documento de identificación N 0104302187, manifesté mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: “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”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, Julio de 2018.



Geovanny Fabián Jaramillo Calle.
CI. 0104302187

Certificación

Yo declaro que bajo mi tutoría, fue desarrollado el trabajo de titulación: "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", realizado por: Geovanny Fabián Jaramillo Calle, obteniendo el Proyecto Técnico, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, Julio de 2018.

A handwritten signature in blue ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke, positioned above a horizontal line.

Ing. Jonnathan Santos B. MSc.
CI. 0105088058

Declaratoria de Responsabilidad

Yo, Geovanny Fabián Jaramillo Calle, con número de cédula de identidad 0104302187 autor del trabajo de titulación "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", certifico que el total contenido del Proyecto Técnico, es de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, Julio de 2018



Geovanny Fabián Jaramillo Calle.
CI. 0104302187

Dedicatoria y Agradecimientos

En primer lugar agradezco a Dios, por guiarme en todo momento y brindarme los conocimientos y la perseverancia que me permitieron llegar a culminar esta etapa de mi vida y sobresalir a las dificultades. Dedico y agradezco este trabajo a mi madre Carmita Calle, que ha sido el pilar fundamental en mi vida, por estar siempre presente con su apoyo incondicional y por los valores que me ha inculcado; a mi futura esposa Ivonne Armijos, por su apoyo, su cariño, su motivación en los momentos de dificultades y sobre todo por su amor; a mis hermanos Freddy y Fernando por su apoyo y motivación. Agradezco a la empresa Cartopel SAI, mi segundo hogar, por la apertura y la confianza, y de manera especial agradezco al Ing. Modesto Casajuana, por sus enseñanzas y su apoyo el desarrollo de este proyecto, a mis compañeros y amigos del departamento de Ingeniería de Proyectos, gracias por las enseñanzas y experiencias compartidas. Agradezco al Ing. Jonnathan Santos, por el conocimiento proporcionado, por el apoyo como tutor en el desarrollo de este proyecto y el tiempo dedicado; a mi familia en especial a mi tío el Ing. Marcelo Calle, este logro personal no hubiera sido posible sin su apoyo. A todas las personas y amigos que han estado a mi lado y me han apoyado, gracias.

Geovanny Jaramillo C.

Resumen

El presente proyecto de titulación está enfocado al diseño de mejoras de tipo mecánicas para la empresa Cartopel SAI. Considerando el hecho que en la actualidad, se presenta un problema de cuello de botella, producto de una acumulación de bobinas de papel en el proceso de Rebobinado. Por lo tanto, se propone el diseño de un nuevo puente grúa y un sistema de guías Stand Reel, que permitirá mejorar el traslado y almacenamiento de bobinas de papel en dicho proceso, bajo esta hipótesis se pretende eliminar el problema de acumulación de bobinas en el proceso de producción.

Con la implementación de este proyecto se pronostica optimizar el proceso de rebobinado, reduciendo en un 19% el tiempo de operación y un 60% el tiempo en transporte de bobinas de papel. Esto conlleva, importantes beneficios para la empresa, siendo el económico el más relevante.

Previo al diseño, se identificarán parámetros claves como: la descripción del proceso, equipos involucrados, secuencia y tiempos del proceso. A continuación, se analizará matemáticamente los elementos críticos del diseño, mediante mecánica de materiales clásica. Los resultados analíticos obtenidos serán verificados según los parámetros que establece la norma CMAA especificación 70 (*Crane Manufacturers Association of America*). De esta manera, se podrá garantizar la integridad estructural de los componentes sometidos a solicitaciones de carga, funcionabilidad apropiada y confiabilidad del diseño de todos los componentes presentes en este proyecto.

Adicionalmente, se procederá a realizar una simulación para optimizar el diseño de los elementos críticos que estén sometidos a cargas de fatiga, para ello, se empleará el software comercial de elementos finitos ANSYS Workbench. En este sentido, la simulación permitirá corroborar la validez de los resultados obtenidos en el análisis matemático. Finalmente, se podrán comparar los resultados analíticos y computacionales obtenidos en la simulación.

Al final del proyecto, se presenta un compendio de planos realizados con ayuda de softwares CAD (Autodesk AutoCAD y Autodesk Inventor) que permitirán la construcción y el montaje del nuevo puente grúa y sistema de guías Stand Reel diseñados para la empresa Cartopel SAI.

Abstract

The present graduation project is focused on the design of mechanical improvements for the company Cartopel SAI. Considering the fact that it has occurred, there is a bottleneck problem, the product of an accumulation of paper rolls in the rewind process. Therefore, we propose the design of a new bridge crane and a system of guides Stand Reel, which allows to improve the transfer and storage of paper rolls in this process, under this hypothesis is a problem of accumulation of coils in the production process.

With the implementation of this project, it is forecast to optimize the rewinding process, reducing operating time by 19% and transport time of paper rolls by 60%. This entails, benefits for the company, being the economic the most relevant.

Prior to the design, key parameters were identified: the description of the process, the components involved, the sequence and the times of the process. Next, the critical elements of the design will be analyzed mathematically, using classical material mechanics. The results were analyzed according to the parameters established by the standard CMAA specification 70 (Association of Manufacturers of Cranes of America). In this way, the structural integrity of the components, some loading requests, functionality and reliability of the design of all the components present in this project can be guaranteed.

Complementarily, a simulation is carried out to optimize the design of the critical elements that are used for workloads, for this, the commercial software of finite elements ANSYS Workbench is used. In this sense, the allowed simulation corroborates the validity of the results obtained in the mathematical analysis. Finally, you can compare the analytical and computational results obtained in the simulation.

At the end of the project, a compendium of drawings made with the help of CAD software (Autodesk AutoCAD and Autodesk Inventor) is presented, which allows the construction and assembly of the new crane bridge and Stand Reel guide system designed for the company Cartopel SAI.

Contenido

1.	Introducción.	1
2.	Descripción del Problema.	2
2.1.	Antecedentes.	2
2.1.1.	Proceso de producción.	2
2.1.2.	Origen del Problema.	6
2.2.	Importancia y alcances.	7
2.3.	Delimitación.	8
3.	Objetivos.	9
3.1.	Objetivo general.	9
3.2.	Objetivos específicos.	9
4.	Fundamento Teórico.	9
4.1.	Puente Grúa.	9
4.2.	Clasificación de puentes Grúa.	10
4.2.1.	Clasificación según el diseño.	10
4.2.2.	Clasificación según la norma CMAA 70.	12
4.3.	Partes del puente grúa.	13
4.4.	Procedimiento para selección de un polipasto.	15
4.5.	Resistencia de Materiales.	17
4.6.	Simulación en Ansys Workbench.	23
5.	Marco Metodológico.	27
5.1.	Parámetros iniciales para el diseño.	28
5.1.1.	Descripción del sitio, y equipos que involucran el proceso.	29
5.1.2.	Descripción de la secuencia actual del proceso de Rebobinado.	31
5.1.3.	Análisis de tiempos de producción en el proceso de rebobinado.	34
5.1.4.	Análisis de disponibilidad de espacio para el proyecto.	35
5.2.	Análisis matemático para el diseño de elementos críticos.	36
5.2.1.	Selección de polipasto y trolley birriel.	38
5.2.2.	Velocidades de desplazamientos para el puente grúa.	40
5.2.3.	Análisis de Cargas.	41
5.2.4.	Cálculo de las vigas puente.	44
5.2.5.	Cálculo de las vigas testeras.	52
5.2.6.	Cálculo de las vigas carrileras.	58
5.2.7.	Dimensionamiento de ruedas.	68
5.2.8.	Diseño de ejes y árboles.	70
5.2.9.	Selección y cálculo de rodamientos.	82

5.2.10. Cálculo y selección de motor y reductor para el puente grúa.....	85
5.2.11. Cálculo de uniones soldadas.....	87
5.2.12. Cálculo de columnas.....	89
5.2.13. Análisis de las vigas principales para el Stand Reel.....	93
5.2.14. Cálculo de Columnas Stand Reel.....	101
5.2.15. Secuencia de Funcionamiento Stand Reel.....	104
5.2.16. Análisis dinámico del sistema Stand Reel.....	107
5.2.17. Diseño del mecanismo de Tope.....	110
5.2.18. Análisis neumático del sistema Stand Reel.....	112
5.3. Simulación.....	114
5.3.1. Simulación de la viga puente.....	114
5.3.2. Simulación de la viga testera.....	117
5.3.3. Simulación de la viga carrilera.....	120
5.3.4. Simulación del Stand Reel.....	126
5.3.5. Simulación del eje de transmisión.....	129
5.3.6. Simulación de columnas.....	132
5.3.7. Simulación de ménsulas y soldadura.....	136
6. Resultados.....	139
6.1. Resultados del diseño mecánico.....	139
6.2. Resultados obtenidos en el análisis matemático de elementos críticos.....	143
6.3. Resultados obtenidos en las simulaciones de los elementos críticos.....	149
7. Conclusiones.....	151
8. Recomendaciones.....	152
9. Referencias.....	153
10. Anexos.....	155
Anexo A. Fotografías.....	155
Anexo B. Fichas técnicas de elementos que conforman el puente grúa.....	158
Anexo C. Tablas para el cálculo por mecánica de materias clásica.....	163
Anexo D. Tablas de la Norma CMAA 70.....	173
Anexo E. Tablas para cálculo de ejes y rodamientos.....	177
Anexo F. Términos en el proceso de fabricación de papel.....	179
Anexo G. Presupuesto.....	181
Anexo H. Planos.....	183

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 SAI.

1. Introducción.

La necesidad de la humanidad de levantar y trasladar elementos muy pesados remonta desde la era prehistórica y el ingenio humano ha permitido generar herramientas que se han desarrollado a lo largo del tiempo, y permitieran que sin mayor esfuerzo se logre mover y levantar cargas extremadamente pesadas. Hoy en día, se cuenta con la tecnología y la maquinaria para levantar y mover grandes cargas como las grúas, montacargas, polipastos, entre otros usados comúnmente en la construcción y las industrias.

Toda empresa e industria en su proceso de producción, se ve en la necesidad de transportar y almacenar desde su materia prima hasta su producto final, deficiencias en la maquinaria de transporte y la falta de espacio para el almacenamiento generan cuellos de botella, “se denomina así a aquellas actividades que disminuyen el proceso de producción de una empresa, incrementando los tiempos de espera y reducen la productividad, lo cual genera pérdidas económicas y un aumento en el costo del producto final. Para evitarlo, las empresas deben identificar cuáles son las principales causas que las generan”. (UPN, 2016)

Se ha identificado en la Empresa Cartopel un problema de acumulación de bobinas de papel, en otras palabras un cuello de botella en el proceso de Rebobinado, a causa de problemas de atrasos de producción en esta sección y un deficiente sistema de traslado y almacenamiento de bobinas. Por lo que, se propone el diseño de un sistema de guías Stand Reel para mejorar el almacenado de bobinas, y para el traslado de las mismas, el diseño de un nuevo puente grúa, que logrará trasladar las bobinas de manera rápida y eficaz.

Para iniciar con el diseño se identificarán los parámetros iniciales como: descripción del sitio, identificación de máquinas y equipos existentes, disponibilidad de espacio para el desarrollo del proyecto. Se analizará la situación actual, la secuencia y tiempos del proceso.

A continuación, se analizará matemáticamente los elementos críticos del diseño mediante formulación de mecánica de materiales clásica, los resultados obtenidos deberán cumplir los requerimientos según una normativa que permita validar y comprobar la resistencia, funcionabilidad y confiabilidad del diseño de los diferentes componentes estructurales presentes en este proyecto.

Sera abordado para el diseño de los elementos, una simulación para la verificación de su resistencia, mediante un software de simulación por elementos finitos Ansys, para lo cual, se establecerá la geometría y el material de los elementos a simular, para después con ayuda del software de simulación Ansys crear un mallado y establecer las condiciones de contorno, al final de la simulación se obtendrán los resultados que serán comparados con los resultados analíticos.

2. Descripción del Problema.

2.1. Antecedentes.

La empresa Cartopel S.A.I. es una organización que desde el año de 1989 se especializa en la fabricación y comercialización de varios tipos de papel a diferentes gramajes, como también empaques de cartón corrugado, esta se encuentra localizada en la ciudad de Cuenca sector Parque Industrial. En el campo papelerero cuenta con la división Molino Papelerero, en el cual producen bobinas de papel, en un inicio tenía una capacidad de producción de 80 toneladas por día, actualmente después de varias modificaciones y mejoras a la planta producen entre 280 a 300 toneladas de papel por día, su materia prima es principalmente cartón que ha salido del comercio (cajas de cartón usadas), recortes de papel (periódico, bond con o sin escritura) y fibras vírgenes. En el sector de empaques de cartón cuenta con la división Corrugadora, establecida en el año de 1991 con el fin de satisfacer las necesidades en empaques de cartón para los diversos sectores productivos del país, la fabricación de cajas de cartón tiene por materia prima las bobinas de papel producidas en la división Molino. (Carreño X. and Chitacapa J, 2015, pág. 3.)

2.1.1. Proceso de producción.

A continuación, se realizará una breve explicación del proceso de producción que realiza la empresa Cartopel S.A.I. en la división molino papelerero para la fabricación de bobinas de papel.

Materia prima. – Son los diferentes empaques, cajas de cartón y papel recolectado por los recicladores y almacenados en un patio en forma de pacas de cartón, las

cuales son seleccionadas y clasificadas según el tipo de fibra que la conforma: fibras secundarias (se encuentran en cajas de cartón usadas, recortes de papel, periódico, bond), fibras vírgenes (celulosa proveniente de la madera); estas se usan de acuerdo a las formulaciones establecidas para cada tipo de papel las cuales son: *corrugado medio*, *kraft liner* y *bottom pad*. (Ver anexo F1 “Tipos de papeles que produce molino Cartopel”). Dado que el papel y el cartón es un producto natural elaborado a base de madera este es biodegradable y totalmente reciclable, si este presenta algún tipo de descomposición o se verifica que no cumple los requerimientos como materia prima, es desechado.

Preparación de pasta. – En este proceso la materia prima que son: fibras secundarias, 100% en producciones de corrugado medio y 70% en producciones de *kraft liner* y *bottom pad*, el 30% restante son fibras vírgenes. Se introduce directamente en un *hidropulper*, en el que se realiza un proceso de desfibración donde con la cantidad suficiente de agua y la acción mecánica de los rotores se obtiene una homogenización de la misma conforme la consistencia requerida. Esta pasta es transportada por bombeo hacia las etapas siguientes, dentro del proceso de preparación de pasta se realiza la limpieza de la pasta utilizando equipos de tipo centrífugos y cedazos que eliminan sólidos contaminantes como metales, madera, plásticos, entre otros. (Cartopel, 2017)

Refinación de la pasta. – Se realizan cambios en la morfología de las fibras mediante la acción de fuerzas mecánicas e hidráulicas, la refinación se define como un tratamiento mecánico que se aplica a la fibra, haciendo pasar una suspensión de esta a través de un espacio relativamente angosto entre un plato u cono giratorio y un estacionario, ambos provistos de cuchillas. Así, desarrollan las propiedades físicas requeridas en las fibras, entre los cuales podemos distinguir la fibrilación o “peinado” y el corte, con el objeto de adaptarlas mejor para la formación de la hoja sobre la máquina de papel. (Cartopel, 2017)

Formación de la hoja. – La pasta refinada pasa de su forma acuosa a su forma plana (hoja de papel), es tendida mediante un *head box* (Ver anexo F2 “Glosario Papelero”) a una consistencia menor 2% (2g de fibra seca en una combinación de 100ml de fibra y agua) en una mesa de formación sobre una tela muy fina, que transporta la hoja sobre unas cajas que por acción de la gravedad y succión de vacío se reduce humedad de la hoja, en este proceso un rodillo aspirante o rodillo *Couch* (Ver anexo F2 “Glosario Papelero”) y un *rodillo Helper* dan la tracción a la mesa de formación.

Prensado de la hoja. – Este es un proceso a través del cual la hoja de papel se somete a una presión mecánica mediante unos rodillos prensas, con el propósito de compactarla. Con ayuda de unos fieltros en los extremos de los rodillos se produce un escurrimiento de agua eliminando hasta un 56% de humedad.

Secado de la hoja. – Mediante unos cilindros secadores que se encuentran a una temperatura de entre 120°C a 150°C, de 1.5m de diámetro, que son calentados mediante vapor; se transporta la hoja de papel a través de dichos cilindros y mediante la transferencia de calor se elimina el agua de la hoja de papel hasta llegar a la humedad deseada de 7 o 6%. En el molino paplero de Cartopel hay 50 cilindros secadores.

Rebobinado. – Al final de la máquina Molino y a continuación de los cilindros secadores se encuentra el *Enrollador Pope* donde la hoja de papel es bobinada en un *Rodillo Reel (Carrete)*. Una bobina grande se tarda en formar entre 26 a 28 minutos, la cual pesa aproximadamente 7 toneladas, con dimensiones: 2.2m de diámetro y 2.9m de largo. Esta bobina es trasladada con ayuda de un puente grúa hacia un Desenrollador de la *Rebobinadora* (Ver anexo F2” Glosario Paplero”) donde se bobina la hoja en un *core* de cartón (tubo de cartón prensado). De la bobina grande salen dos bobinas pequeñas rebobinadas y un residuo de corte conocido como *side roll*. El producto final es una bobina de papel como se indica en la figura 2.1 que pesa aproximadamente 3 toneladas con las dimensiones especificadas por los clientes, lista para el traslado y la venta a las fábricas corrugadoras.



Figura 2.1 Producto final bobina pequeña de papel y un side roll
Fuente CARTOPEL SAI

Diagrama de flujo del proceso de producción

El proceso de producción de bobinas de papel descrito anteriormente se encuentra gráficamente representado en la figura 2.2.

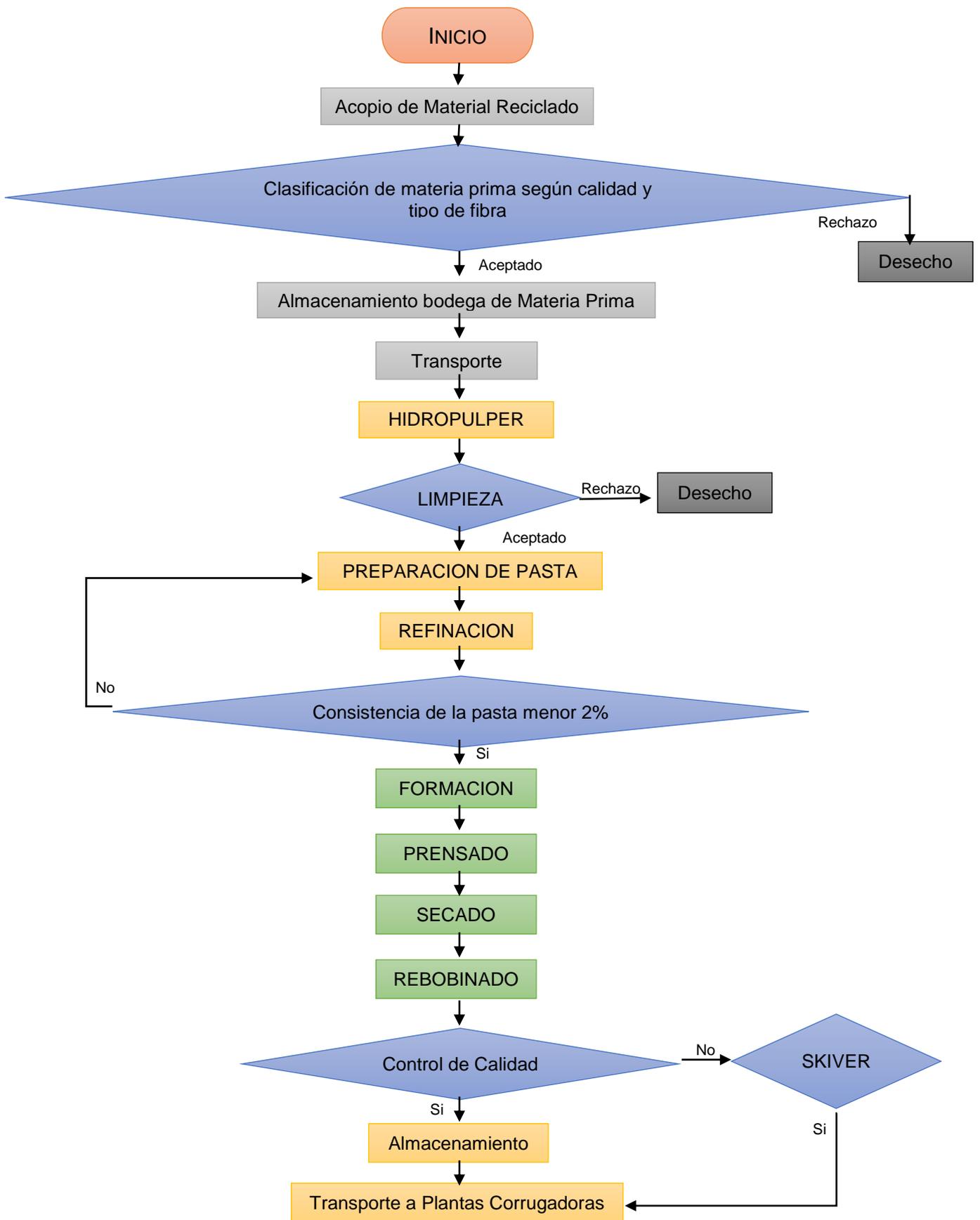


Figura 2.2. Diagrama de flujo proceso de producción de bobinas de papel
Fuente: Autor

2.1.2. Origen del Problema.

En la empresa Cartopel S.A.I, en la sección de rebobinado de papel perteneciente a la división Molino Papelero, se produce una acumulación de bobinas de papel a causa de un atraso en el proceso de rebobinado como se indica en la figura 2.3, producto de varias roturas de la hoja en el proceso de formación. El operador de la Rebobinadora tiene que pegar los extremos rotos de la hoja, que implica detener el proceso de rebobinado y proceder a pegar la misma, el tiempo que tarda esta operación es de aproximadamente 3 minutos. El proceso normal de rebobinado tarda entre 26 a 28 minutos, a este se adiciona el tiempo empleado en cada operación de pegado a causa de roturas de hoja de 3 minutos lo que da por consiguiente un incremento de un 10% al 15% en el tiempo de operación normal; mientras tanto en el Enrollador Pope sale una bobina cada 26 a 28 minutos y sin espacio en el Desenrollador de la rebobinadora para colocar la bobina saliente, es necesario ponerla provisionalmente en el piso dando así origen a una acumulación de bobinas.



Figura 2.3 Problema de acumulación de bobinas de papel
Fuente: Cartopel SAI

Al reposar la bobina de papel en el piso esta se deforma por acción de su propio peso como se observa en la figura 2.4. Tal deformación produce serios problemas en el proceso de rebobinado causando un desbalanceo de la bobina cuando esta gira en el Desenrollador de la Rebobinadora, que se agudiza cuando esta se encuentra en su máxima velocidad de 600rpm, equivalentes a una velocidad lineal del papel 1500m/min. Además, este desbalanceo de la bobina afecta directamente a la fuerza de tensión en el rebobinado.



Figura 2.4. Problema de deformación de bobina asentada en el piso
Fuente. Cartopel SAI

Por otro lado, una situación que se torna más compleja al no disponer de suficientes Rodillos Reels para bobinar en el Enrollador Pope, es la detención por completo de la producción, esto implica graves pérdidas económicas para la empresa.

Otro factor que se considera un problema, son las limitaciones que presenta el puente grúa existente, debido a su diseño y a diferencia de otros puentes grúa trabaja en dos ejes de desplazamiento: el movimiento de izaje de carga y el movimiento longitudinal encargado del traslado de las bobinas de papel desde el Enrollador Pope hacia el Desenrollador de la Rebobinadora, después de ser rebobinada la bobina de papel por completo y quedando únicamente el Rodillo Reel vacío este es trasladado de vuelta hacia el Enrollador Pope. Si no hay espacio disponible en el Desenrollador o en el Enrollador Pope para una bobina o un Rodillo Reel estos son colocados provisionalmente en el piso como se indicó anteriormente. Este puente grúa causa elevados tiempos en traslados.

2.2. Importancia y alcances.

En la empresa Cartopel SAI en la sección de rebobinado acontecen problemas en cuanto al transporte y almacenamiento de bobinas de papel, donde se genera un cuello de botella por acumulación de bobinas que se derivan por roturas de la hoja de papel en el proceso de formación, lo cual implica un atraso en el proceso de producción. En esta sección las bobinas de papel se trasladan mediante un puente grúa desde el Enrollador Pope y son almacenadas en el piso, para posteriormente ser montadas a un Desenrollador y rebobinadas. Después de ser rebobinada por completo la bobina de papel se procede a retirar el Rodillo Reel vacío del Desenrollador y trasladarlo de regreso hacia el Enrollador Pope para formar parte de otra bobina. Todo esto implica elevados tiempos de transporte de bobinas y Rodillos Reels, adicional a

esto los tiempos empleados en empalmar la hoja producto de roturas de hoja producen atrasos en el proceso y acumulación de bobinas, son antecedentes que generan graves problemas en el proceso y elevan los tiempos de producción.

Se propone el diseño de un sistema de guías Stand Reel para el almacenamiento de bobinas de papel, y con respecto al traslado de las mismas será necesario el diseño de un nuevo puente grúa, que logrará trasladar las bobinas de manera rápida hacia el sistema Stand Reel y no hacia el piso, presentando una ventaja al poseer tres ejes de traslación a diferencia del actual que dispone de dos ejes. Debido a que este puente grúa trasladará un promedio de 50 bobinas al día con un peso aproximado de 7 toneladas, equivale a 100 actuaciones en las 24 horas del día con carga pesada.

Al tener almacenadas las bobinas sobre el sistema de guías Stand Reel, se podrán trasladar de manera más rápida y eficaz hacia el Desenrollador de la Rebobinadora; se evitará que la bobinas se deformen al ya no tener la necesidad de colóralas sobre el piso, esto mejorará directamente la tensión de la hoja en el proceso de rebobinado y por consiguiente mejorará la calidad y terminado de la bobina pequeña saliente de la Rebobinadora. De igual manera se reducirán los tiempos de operación en el proceso de rebobinado y disminuirán los tiempos perdidos que causan significativas pérdidas económicas para la empresa.

2.3. Delimitación

Este proyecto se desarrollará para la empresa Cartopel S.A.I. en su departamento de Proyectos. El cual se encuentra ubicado en las calles Cornelio Vintimilla y Carlos Tosí, Sector Parque Industrial, en el cantón Cuenca, provincia del Azuay.



Figura 2.6: Localización de la empresa Cartopel SAI. **Fuente:** Google maps

3. Objetivos.

3.1. Objetivo general

- Realizar un diseño mecánico que optimice el transporte de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel.

3.2. Objetivos específicos

- Identificar los parámetros iniciales para el diseño del sistema mecánico de transporte de bobinas.
- Establecer matemáticamente el diseño de los elementos críticos para el sistema de transporte de bobinas mediante mecánica de materiales clásica.
- Optimizar el diseño de los elementos críticos sometidos a fatiga mediante el uso de un software de simulación.

4. Fundamento Teórico.

4.1. Puente Grúa.

El puente grúa es un equipo que se usa para la elevación de cargas de gran volumen y peso que no pueden ser manipulados por una persona. Son de gran importancia en la industria debido a su versatilidad de movimientos para trasladar cargas a diferentes destinos requeridos. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Dependiendo el tipo y diseño del puente grúa estos por lo general cuentan con tres movimientos característicos que generan un rango de movimiento volumétrico, en otras palabras, son capaces de mover una carga en un espacio de operación limitado por las dimensiones de la grúa y las condiciones del espacio de trabajo. Como se indica en la Figura 4.1 los movimientos de un puente grúa son: Movimiento de ascenso y descenso de carga o también conocido como izaje que se lo realiza de manera vertical y perpendicular al plano del piso, movimiento transversal que lo realiza el trolley o carro principal y es en dirección paralela a las vigas principales del puente grúa y el movimiento longitudinal, que lo realiza la estructura del puente grúa perpendicular al movimiento del carro o trolley. (Jurado J, 2015)

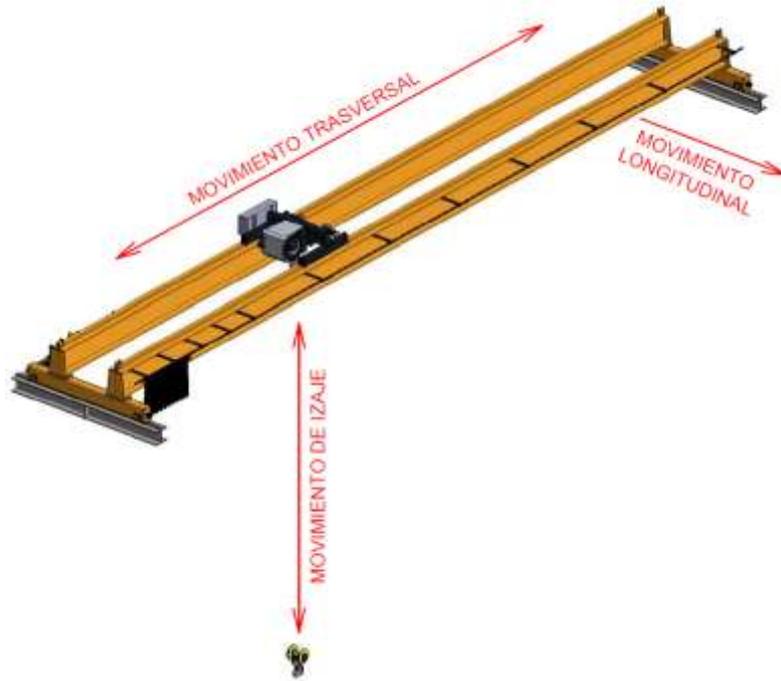


Figura 4.1: Movimientos de un puente grúa
Fuente: *Catálogo de Puentes Grúa SWF, Modificado por el autor.*

4.2. Clasificación de puentes Grúa.

Se clasificarán los puentes grúa bajo dos criterios, según su diseño y según las condiciones de servicio establecidas por la Norma CMMA (*Crane Manufacturers Association of America*) Especificación 70.

4.2.1. Clasificación según el diseño.

Existen gran variedad de puentes grúas que difieren según su instalación y movilidad, clasificándose en: monorriel, birriel, de pórtico y de semipórtico.

Puente grúa monorriel. – Este tipo de puente grúa es ideal para lugares donde existe restricción de espacio, se aplican en líneas de procesos de producción que cuenten con una ruta fija, como líneas de ensamblaje o pintura. (Villón B. and Naranjo N, 2016). En la figura 4.2 se indica un puente grúa de tipo monorriel.



Figura 4.2: Puente grúa monorriel **Fuente:** (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Puente grúa birriel. – El puente grúa birriel como se indica en la figura 4.3, se utiliza para servicios continuos y elevación de cargas muy pesadas. Este cuenta con dos vigas principales (vigas puente) de color amarillo en la figura 4.3, donde se apoya y desplaza un carro que contiene un polipasto ubicado en la parte superior del puente. La ventaja de este tipo de puente grúa en comparación al monorriel es que el gancho puede alcanzar mayor altura de elevación. Es ideal para galpones e industrias que realicen montaje de equipos y maquinaria pesada. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)



Figura 4.3. Puente grúa birriel. **Fuente:**(Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Puente grúa pórtico. – Este tipo de puente grúa como se observa en la figura 4.4, por su diseño puede trabajar en exteriores, es ideal para montajes de estructuras de alto nivel. Estos constan con columnas auto soportadas sobre ruedas que se desplazan longitudinalmente en rieles a nivel del piso.(Villón B. and Naranjo N, 2016.)



Figura 4.4. Puente grúa Pórtico. **Fuente:** (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Puente grúa semipórtico. – El puente grúa semiportico como se observa en la figura 4.5, no consta de dos columnas como el puente grúa de pórtico, solamente un extremo se encuentra apoyado en una estructura fija. Sus aplicaciones se asemejan a las de un puente grúa pórtico, pero restringidas a la resistencia mecánica de la estructura fija. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)



Figura 4.5. Puente grúa Semipórtico. **Fuente:**(Villón B. and Naranjo N, 2016.)

4.2.2. Clasificación según la norma CMAA 70.

La Norma CMAA 70, (CMAA, 2010) clasifica los puentes grúa en grupos de carga de acuerdo con las condiciones de servicio, las cuales son:

Clase A (Uso poco frecuente). – Esta clase cubre a puentes grúas instalados en sitios como: plantas eléctricas, servicios públicos, salas de turbinas, sala de motores y estaciones de transformadores; donde se requiere manejo preciso de equipos a bajas velocidades con largos periodos de inactividad. Este tipo de puentes grúa se usan para la instalación inicial de equipos y para mantenimiento poco frecuente.

Clase B (Servicio liviano). – En esta clase cubre a los puentes grúas instalados en: talleres de reparación, fábricas de ensamblaje, bodegas de almacenamiento liviano, entre otros; donde las cargas a levantar son livianas y a velocidades lentas. Las cargas pueden variar de 2 a 5 elevaciones por hora, con un promedio de 10 pies de altura de elevación.

Clase C (Servicio moderado). – Esta clase cubre a los puentes grúa instalados en talleres mecánicos, fábricas de papel. Donde las cargas promedio son menores al 50% de la capacidad nominal, con una tasa de trabajo de entre 5 y 10 elevaciones por hora, con un promedio de 15 pies de altura de elevación, sin sobrepasar el 50% de la capacidad nominal de levantamiento.

Clase D (Servicio pesado). – Esta clase cubre a los puentes grúa utilizados en talleres de maquinaria pesada, talleres de fundiciones, depósitos de aceros, depósitos de contenedores, bodegas de madera. En esta clase de servicio las cargas se aproximan al 50% de la capacidad nominal, se manejan a altas velocidades, y realizan entre 10 y 20 levantamientos por hora, con promedio de traslados de 15 pies de altura de elevación, no sobrepasan el 65% de la capacidad nominal.

Clase E (Servicio Severo). – Esta clase requiere puentes grúas con capacidad de manejar cargas que se acerquen a la nominal durante toda su vida útil. Las aplicaciones cubren grúas de cuchara magnética para manejo de chatarra, fabricas cementeras, manejo de contenedores; contempla 20 o más levantamientos por hora a la capacidad nominal o cerca de ella.

Clase F (Servicio Severo Continuo). – Esta clase de puentes grúa son capaces de manejar cargas que se aproximen o sean iguales a la capacidad nominal, en condiciones de servicio severas a lo largo de su vida útil. Las aplicaciones incluyen grúas específicamente diseñadas para realizar tareas críticas que sean parte fundamental de un proceso de producción. Estas grúas deben brindar la más alta confiabilidad y requieren facilidad de mantenimiento.

4.3. Partes del puente grúa.

Se enumeran las partes que conforman un puente grúa de tipo birriel, y se indican en la figura 4.6. Entre ellos están los diferentes elementos estructurales y vigas que distribuyen las cargas a las que encuentra sometido el puente grúa, además los distintos mecanismos que dan movilidad a las estructuras.

1. Polipasto
2. Trolley o carro principal
3. Viga principal o viga puente
4. Vigas testeras
5. Vigas Carrileras.
6. Motoreductor de traslación del puente.
7. Mando de control cableado o radio control.
8. Equipamiento eléctrico del carro principal.
9. Equipamiento eléctrico del puente grúa.
10. Gancho
11. Cable del Polipasto.
12. Rieles
13. Rueda Motriz del Puente
14. Rueda del Puente
15. Topes o Bumpers.
16. Tope o Fin carrera del carro.

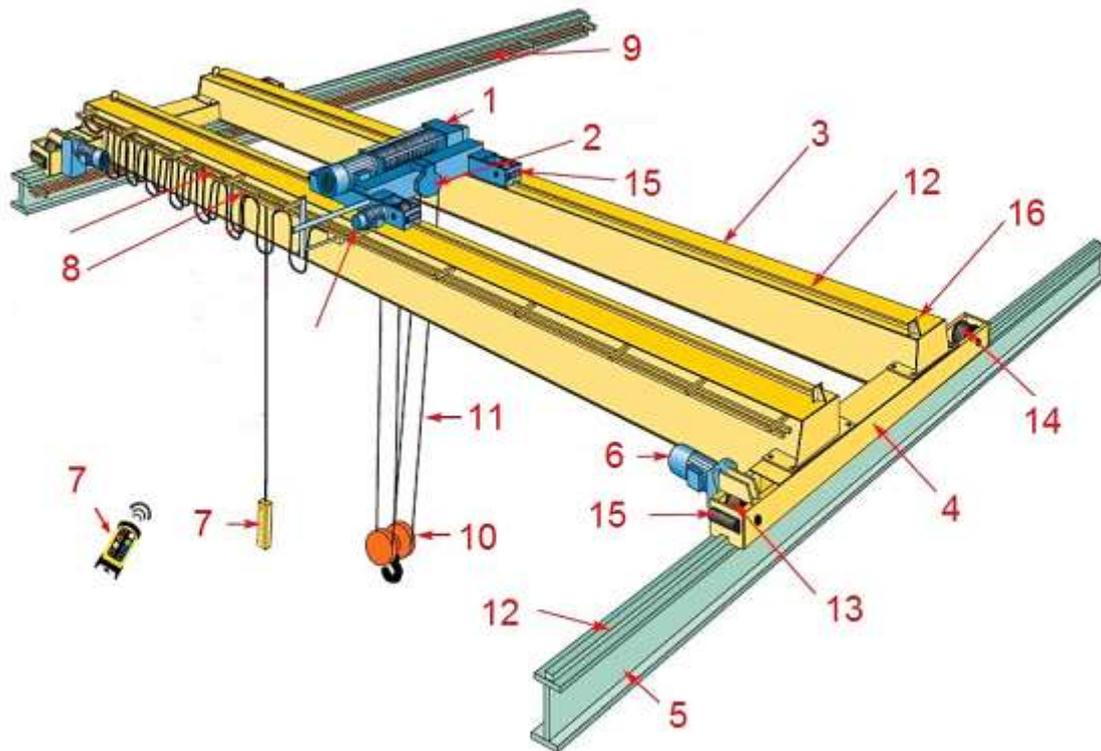


Figura 4.6 Partes del puente grúa birriel.
Fuente:(Ellsen, pagina web, Modificado por el autor.)

Polipasto. – Es un mecanismo formado por dos conjuntos de poleas, una fija y otra con movilidad sujeta por una cable, cuerda o cadena, con ello es posible levantar cargas muy pesadas con una fuerza menor al peso del objeto. La fuerza que ejerce el polipasto es igual al peso de la carga a levantar sobre dos por el número de poleas móviles, es decir un polipasto común con una polea fija y móvil puede levantar un objeto con una fuerza a la mitad del peso de ese objeto. (Jurado J, 2015)

Trolley o carro principal. – Es un sistema compuesto por una estructura que consta de un mecanismo de elevación, desplazamiento y transporte de carga. Esta unidad consta del marco estructural que sirve como estructura de apoyo, para soportar los mecanismos de elevación y desplazamiento del Trolley. (Jurado J, 2015)

Viga Principal o Viga Puente. – Es el elemento de mayor jerarquía de un puente grúa, debido a que de éste depende los elementos de elevación de carga, estas vigas principalmente se encuentran sometidas a fuerzas de flexión. Están manufacturadas generalmente de perfiles I o de secciones huecas, de acuerdo a los requerimientos dados en el diseño. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Viga testera. – Son vigas dispuestas de manera perpendicular a la viga principal. Por lo general son diseñados de perfiles estructurales en secciones huecas soldadas. En

estas vigas se encuentran las ruedas, que deberán estar perfectamente alineadas y montadas sobre las vigas carrileras. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

Viga Carrilera. – Estas soporta las cargas dinámicas producidas por el movimiento longitudinal del sistema, con la cual se tiene que garantizar la seguridad estructural de los puentes grúas. A esta viga se la acopla con un riel en su ala superior que permita el desplazamiento de las ruedas. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

4.4. Procedimiento para selección de un polipasto.

El funcionamiento seguro y efectivo de un polipasto dependerá de la correcta determinación de su grupo de funcionamiento. Este se lo realiza según el estándar 9.511 de la FEM “*European Federation of Materials Handling*” (*Federación Europea de Gestión de Materiales*) que son normas para el diseño de equipos de elevación y clasificación de mecanismos, el grupo de funcionamiento de un polipasto se determina en función de su: espectro de carga y tiempo de funcionamiento medio diario. (Eurobloc VT, 2010.)

Espectro de carga. – Es un diagrama que indica la exigencia a la que estará sometido el polipasto durante un tiempo de operación, con la ayuda de la figura 4.7 se puede identificar el espectro de carga tipo Ligero, Medio, Pesado y Muy pesado, para un polipasto en función de un porcentaje de la carga y el tiempo de operación.

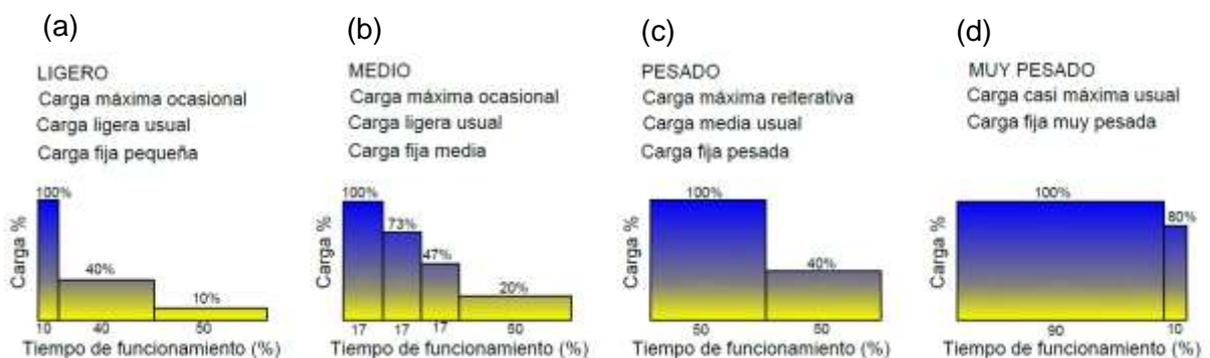


Figura 4.7. Selección del espectro de carga en función del porcentaje de carga y tiempo de funcionamiento para los tipos: a) Ligero, b) Medio, c) Pesado, d) Muy Pesado. **Fuente:** (Eurobloc VT, 2010.)

Como se indicó en la figura 4.7a, se considera un espectro de carga de tipo ligero cuando la carga máxima (100% de la capacidad de levantamiento del polipasto) es ocasional y la mayor parte del tiempo de operación son cargas ligeras como el 40% y la carga fija es pequeña como un 10%. Un espectro de carga de tipo medio como se observa en la figura 4.7b corresponde cuando la carga máxima es levantada frecuentemente, y regularmente cargas ligeras, el resto del tiempo una carga fija media. El tipo de espectro de carga pesado, figura 4.7c, corresponde al levantamiento

de la carga máxima de forma reiterativa la mitad del tiempo, la otra mitad cargas usuales medias y la carga fija se considera pesada. Por último, el espectro de carga muy pesado como se ve en la figura 4.7d, corresponde al levantamiento de la máxima la mayor parte del tiempo, el resto del tiempo la carga fija que se considera muy pesada.

Tiempo de funcionamiento medio diario. – Para determinar el tiempo medio de funcionamiento se usa la fórmula 4.1 a continuación, para ello se consideran las variables de altura de elevación, número de ciclos por hora, tiempo de trabajo en horas y velocidad de elevación del polipasto. (*Eurobloc VT, 2010.*)

$$t = \frac{2 \cdot H \cdot N \cdot T}{V \cdot 60} \quad [h/dia] \quad [4.1]$$

Siendo:

H = Altura de elevación media [m]

N = Número de ciclos de trabajo por hora [ciclos/h]

T = Tiempo de funcionamiento diario [h]

V = Velocidad de elevación [m/min]

Determinación del grupo de funcionamiento. – Una vez se han identificado las dos variables para la selección del polipasto, el espectro de carga y el periodo de funcionamiento medio diario, con la tabla 4.1 se determina el grupo de funcionamiento mínimo que requiere el polipasto, para que este opere de forma permanente y segura. El grupo de funcionamiento esta normado por la ISO y FEM. (*Eurobloc VT, 2010.*)

Tabla 4.1. Grupo de funcionamiento de polipasto.

Espectro de carga	Tiempo de funcionamiento medio diario (horas diarias) ISO/FEM					
	≤ 0.5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16
Ligero			M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m
Medio		M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m
Pesado	M3 1Bm	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m	
Muy pesado	M4 1Am	M5 2m	M6 3m	M7 4m		

Fuente: (*Eurobloc VT, 2010.*)

Si se elige un grupo de funcionamiento mayor al requerido, la vida útil del polipasto será el doble. Sucede lo contrario cuando se elige un grupo de funcionamiento inferior

al requerido, la vida útil de polipasto será la mitad de lo requerido.

4.5. Resistencia de Materiales.

En esta sección se indicarán los conceptos básicos concernientes a resistencia de materiales.

4.5.1. Factor de seguridad.

El cociente entre la resistencia del material y el esfuerzo de diseño se llama factor de seguridad.(Pineda Silva, 2015.)

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma} \quad [4.2]$$

Donde:

n = Factor de Seguridad.

σ_y = Esfuerzo último de resistencia del material

σ = Esfuerzo de diseño.

El factor de seguridad debe siempre ser mayor a 1, para evitar cualquier tipo de fallo. Según el diseño y aplicación, se usan factores de seguridad con valores comprendidos entre 1 y 10.(Pineda Silva, 2015.)

4.5.2. Esfuerzo cortante axial.

La tensión tangencial actúa en forma de cizalla sobre la sección transversal de un elemento mecánico como se observa en la *figura 4.8*, el esfuerzo cortante axial se expresa en la ecuación 4.3.(Pineda Silva, 2015.)

$$\tau = \frac{V}{A} \quad [4.3]$$

Donde:

V = Fuerza cortante [N]

A = área de corte [m^2]

τ = Esfuerzo cortante [Pa]

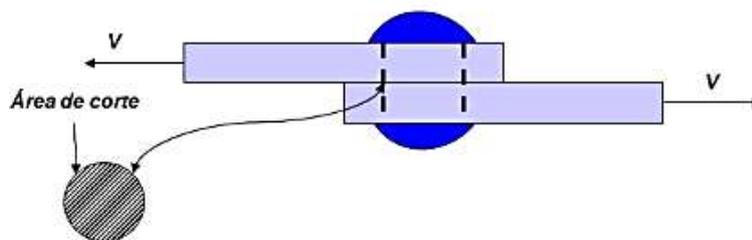


Figura 4.8. Sección transversal **Fuente:** (Pineda Silva, 2015.)

4.5.3. Flexión de Vigas.

Una viga es un miembro estructural que soporta cargas transversales, es decir perpendiculares a su eje centroidal como se indica en la figura 4.9 esta debe estar apoyada de manera estable para que se mantenga en equilibrio. Todas las cargas y momentos extremos deben ser resistidos por uno o más apoyos. Los diferentes tipos de apoyos ofrecen diferentes tipos de reacciones. (Mott R, 2009, pag. 246,251)

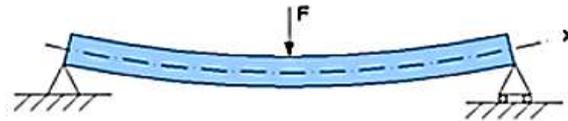


Figura 4.9. Flexión de viga. **Fuente:** (Pineda Silva, 2015.)

Esfuerzo por Flexión.

Cuando una viga está sometida a flexión como se indicó en la figura 4.9, el material superior al eje centroidal está sometido a esfuerzos de compresión, mientras que el material inferior se encuentra sometido a esfuerzos de tensión como se observa en la figura 4.10. El esfuerzo por flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro y , y esta expresada por la ecuación 4.4 (Shigley, 2008, pág. 86)

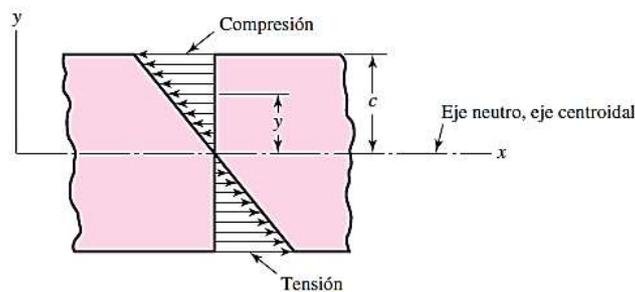


Figura 4.10. Fragmento de material de una viga a flexión. **Fuente:** (Shigley, 2008, pág... 86)

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad [4.4]$$

Siendo:

M = Momento Flector [Nm]

c = distancia al eje centroidal [mm]

I = Momento de inercia [mm⁴]

σ_{max} = Esfuerzo máximo en flexión [Pa]

Fuerza Cortante y Momento Flexionante.

Si una viga sometida a flexión se corta en alguna sección localizada y se quita la parte izquierda, deben actuar una fuerza cortante interna V y un momento flexionante M sobre la superficie cortada para asegurar el equilibrio como observa en la figura 4.11b. La fuerza cortante se obtiene sumando las fuerzas a la izquierda de la sección cortada. El momento flexionante es la suma de los momentos de las fuerzas de la izquierda de la sección tomada respecto de un eje. En la figura 4.12, se indica las

direcciones de signo para el momento flexionante figura 4.12a y carga cortante figura 4.12b (Shigley, 2008, pág. 71)

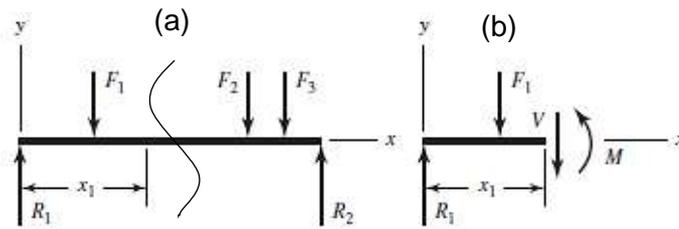


Figura 4.11 Viga simplemente apoyada donde se indica la carga cortante V y el momento flexionante M **Fuente:** (Shigley, 2008)

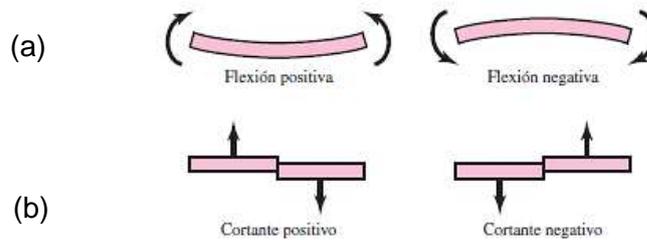


Figura 4.12 Direcciones de signos (a) momento flexionante (b) fuerza cortante. **Fuente:** (Shigley, 2008)

Las fuerzas cortantes son fuerzas internas generadas en el material de una viga para equilibrar las fuerzas externas, son aplicadas, con el fin de generar equilibrio de todas sus partes. Los momentos flexionante son momentos internos que se generan en el material de la viga, para equilibrar la tendencia de las fuerzas externas, que tienda a girar cualquier parte de ella. (Mott R, 2009, pp 258)

Diagrama fuerza cortante y momento flector

Los diagramas permiten observar como varían los esfuerzos cortantes y los momentos flectores a lo largo de la viga figura 4.13. Es importante ubicar los valores máximos y mínimos de cada uno, ya que permiten obtener un gráfico más detallado. El momento flexionante máximo se identifica con el valor máximo del diagrama de momento flexionante que se indica en la figura 4.13 c. (Santamaría E. and Tamay C, 2015.).

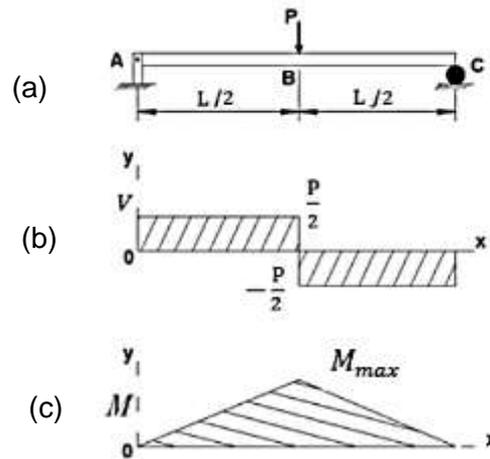


Figura 4.13. a) Viga simplemente apoyada, b) Diagramas de fuerza cortante c) Diagrama de momento flexionante. **Fuente:**(Santamaría E. and Tamay C, 2015.)

Momento de Inercia en Flexión.

El momento de inercia es una medida de la resistencia que un cuerpo presenta a adquirir movimiento, en otras palabras, es la oposición que presenta un cuerpo al giro, se representa con la letra I , y depende de la distribución de la masa en el cuerpo respecto a su centroide. Cuando más lejos este la masa del centroide del cuerpo, mayor será el momento de inercia.

En flexión de vigas el esfuerzo flexionante como también la deformación, dependen del momento de inercia de la sección transversal de la viga con respecto al eje centroidal o baricentro. En la figura 4.14 se analiza una viga simplemente apoyada en sus extremos de sección rectangular constante estudiada en dos posiciones diferentes, se determina el momento de inercia respecto a los ejes baricentricos mediante la ecuación 4.5. Se deduce que la viga de la figura 4.14b al aplicar una P , soportará una menor deformación en comparación a la de la figura 4.14a dado que tiene mayor inercia debido a su posición a pesar de tener igual sección transversal.

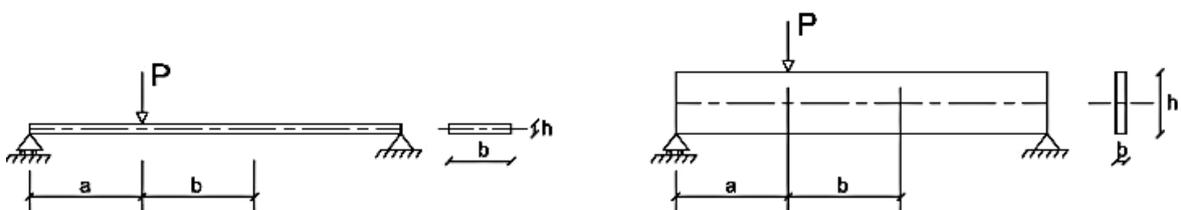
$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad [4.5]$$

Donde:

I_x = Momento de inercia respecto a eje x . [m^4]

b = base del perfil. [m]

h = altura del perfil. [m]



(a)

(b)

Figura 4.14. Inercia respecto a los ejes baricentricos, (a) sección transversal con menor inercia. (b) sección transversal con mayor inercia. **Fuente:** (Lefevre and Villar, 2014.)

En el anexo C2 se adjunta una tabla que permite determinar el momento de inercia para diferentes secciones simples.

Cuando la sección transversal es más compleja y de sección compuesta, es decir de dos o más secciones simples, el momento de inercia se determina con la sumatoria de los momentos de inercia de las secciones simples, que se encuentra compuesta respecto al eje de giro, de manera que se presenta la necesidad de analizar el momento de inercia respecto a distintos ejes paralelos. (Lefevre and Villar, 2014.)

En el caso de que un cuerpo gire en torno a un eje diferente a su centroide como se indica en la figura 4.15, es necesario recurrir al teorema de ejes paralelos o teorema de Steiner, que establece que el momento de inercia de un cuerpo que rota sobre un eje paralelo y separado una distancia d de su centroide, está dado por la ecuación 4.6 (Collazos C, 2009)

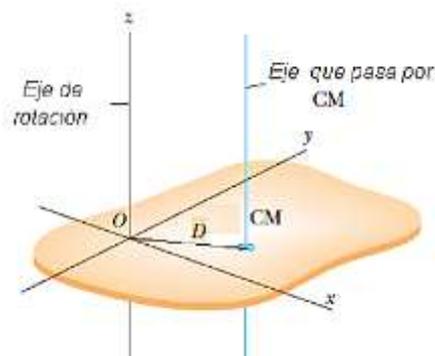


Figura 4.15. Teorema de ejes paralelos. **Fuente:** (Collazos C, 2009)

$$I = I_{CM} + Ad^2 \quad [4.6]$$

Donde:

I = Momento de inercia relativo al eje paralelo. [m^4]

I_{CM} = momento de inercia relativo a su centroide. [m^4]

A = área de la sección. [m^2]

d = distancia entre el eje de rotación y el eje que pasa por el centroide. [m]

Análisis de flexión de vigas por método de superposición.

Según el método de superposición la viga sometida a flexión se separa en casos de carga simple, es decir, casos de carga cuya solución es conocida. Se determinan de

manera individual los efectos de cada carga para después sumarlos en el resultado final. Los resultados para los casos de carga simple en condiciones de contorno típicas están disponibles en las tablas que se adjunta en el anexo C1. (Ortiz Bernardin, 2011)

Una viga simplemente apoyada con una carga distribuida y una carga puntual, como se observa en la figura 4.16, al aplicar el método de superposición esta se separa en la suma de dos casos de carga simple, de manera que se puede calcular las reacciones en los apoyos, momento flector y la deflexión usando las fórmulas de este método. (Ver anexo C1)

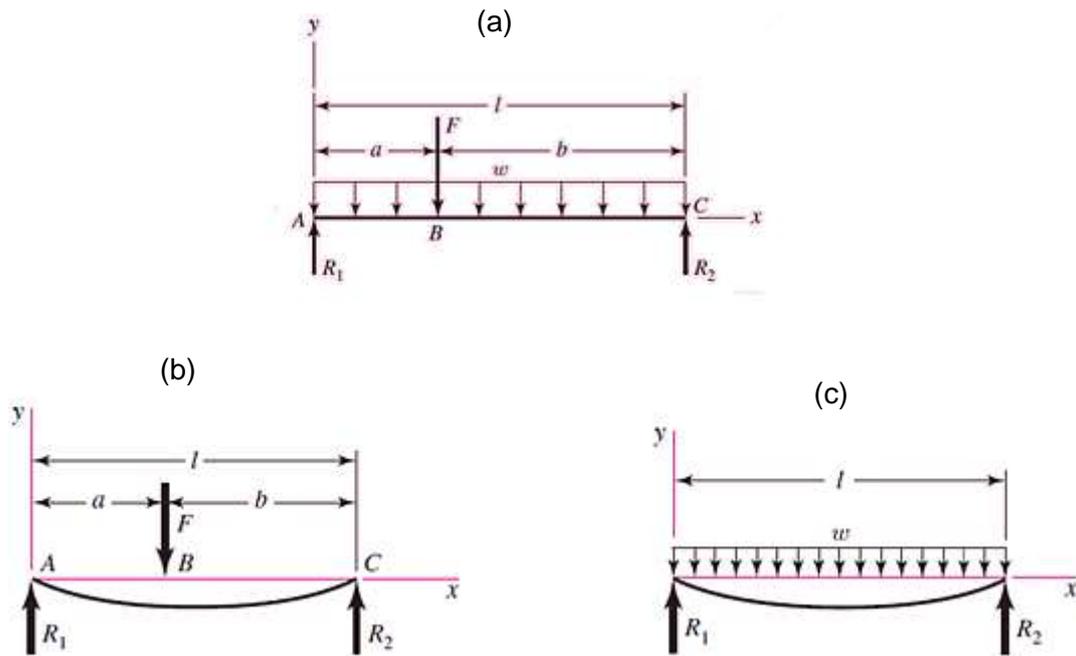


Figura 4.16. Método de Superposición (a) viga simplemente apoyada (b) caso de carga simple con consideración de carga puntual, (c) caso de carga simple con consideración de carga distribuida. **Fuente:** (Ortiz Bernardin, 2011.)

Flexión en vigas continuas o hiperestáticas.

Se considera viga hiperestática o estáticamente indeterminada cuando el número de ecuaciones de equilibrio es menor al número de incógnitas en las reacciones, estas suelen presentarse en vigas continuas o con más de dos apoyos como se muestra en la figura 4.17

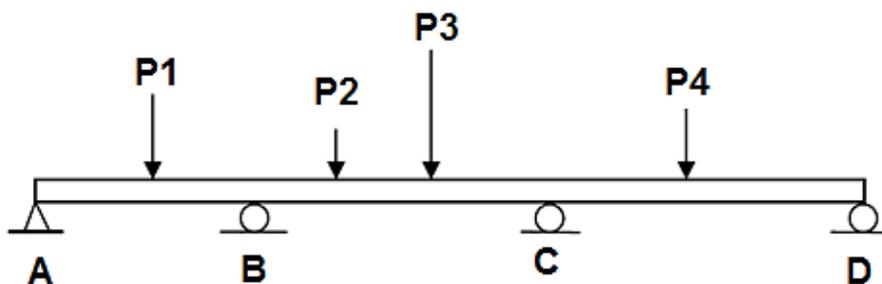


Figura 4.17. *Viga Continua o Hiperestática. Fuente: (Domingo Santillana, 2008.)*

Las vigas continuas se usan normalmente cuando, se tiene que cubrir grandes distancias, no obstante, para cubrir esas distancias se podría optar por colocar varias vigas de un solo tramo a continuación una de otra. La ventaja de una viga continua (figura 18a) frente a la de varias vigas de un solo tramo (ver figura 18b), es que se representan momentos flectores y flechas de menor magnitud. Por lo cual al usar una viga continua se puede obtener una menor sección transversal, más económica. (Domingo Santillana, 2008.)

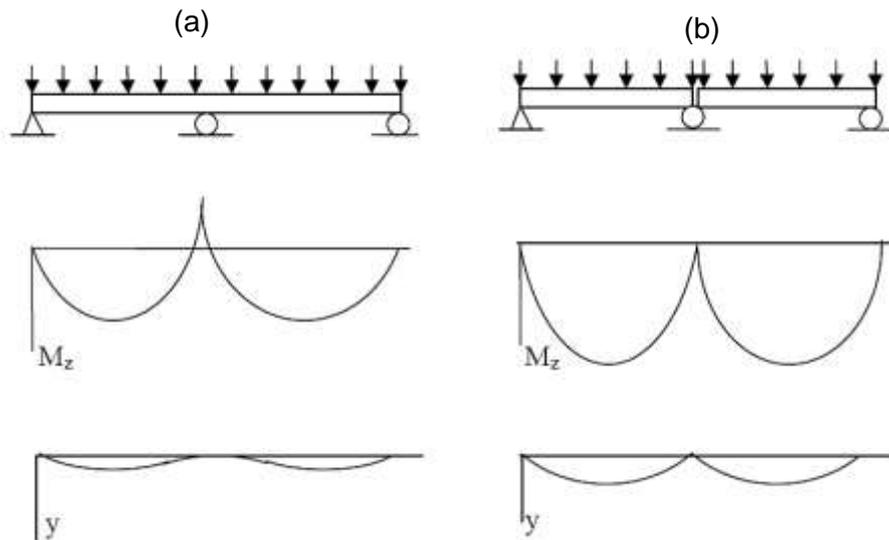


Figura. 4.18. *Comparación de momento flector y deflexión entre (a) viga continua (b) varias vigas de un solo tramo. Fuente: (Domingo Santillana, 2008.)*

Para resolver una viga hiperestática, se utiliza comúnmente el método de superposición por tramos independientes, y se descomponen en casos de carga simple con una solución conocida.

4.6. Simulación en Ansys Workbench.

ANSYS es una herramienta de simulación con base al método de elementos finitos, que permite predecir con precisión el comportamiento de diferentes elementos o productos; muchos profesionales confían en este software para garantizar la integridad de sus trabajos. Ansys permite desarrollar proyectos que involucran casos de estudio en donde interviene: análisis estructural, mecánica de flúidos, termodinámica, electromagnetismo, entre otros; desde el diseño, la simulación y el análisis de resultados. (ANSYS Workbench User's Guide , 2010.)

4.6.1. Elementos finitos.

El método de elementos finitos es una herramienta que se puede aplicar en el análisis estructural, donde un elemento se encuentra sometido a cargas mecánicas estacionarias como transitorias. Este método tiene como fundamento la representación de un sólido discretizado en subdivisiones equivalentes denominadas elementos, estos se interconectan a través de puntos denominados nodos. Mediante este método se puede obtener una solución total del análisis a realizar, mediante la combinación de soluciones obtenidas por cada unidad, determinando los desplazamientos de cada punto, y a partir de estos las tensiones del sistema. A los elementos analizados se consideran sus propiedades mecánicas, cargas y restricciones, de manera que se obtiene un conjunto de ecuaciones que se aproximan al elemento continuo. (Villón B. and Naranjo N, 2016.)

4.6.2. Entorno de Ansys.

El entorno de trabajo de ANSYS Workbench está organizado en dos áreas principales: *Toolbox* y *Project Schematic*, adicionalmente posee una barra de menú y una barra de herramientas con funciones de uso frecuente. *Toolbox* se encuentra en la parte izquierda de la pantalla como se observa la figura 4.19 y contiene las plantillas que se usan para crear un proyecto; dependiendo el tipo de análisis, se puede agregar un contenido a un proyecto, arrastrando un elemento del *Toolbox* hacia la derecha sobre la ventana *Project Schematic* (se indica en la figura 4.19). En *Project Schematic* se construye e interactúa un proyecto que se representa como sistemas conectados a través de un diagrama de flujo que permite realizar asociaciones y relacionar datos. (ANSYS Workbench User's Guide , 2010.)

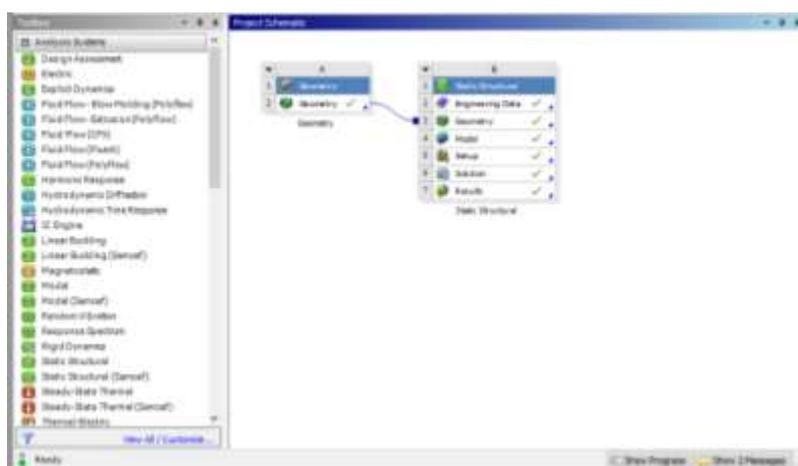


Figura 4.19 Entorno de trabajo en ANSYS Workbench.
Fuente: ANSYS Workbench (Impresión de pantalla por el Autor)

Cada elemento agregado a un proyecto desde *Toolbox* hacia el *Project Schematic*, se representa como un sistema, que a su vez contiene varios componentes individuales

llamados celdas, cada celda representa una tarea que se debe completar en el proceso de análisis. Las celdas típicas en un sistema de análisis *Static Structural* son: *Engineering Data* (datos de ingeniería), *Geometry* (geometría), *Model* (modelo), *Mesh* (malla), *Setup* (configuración), *Solution* (solución) y *Results* (resultados), (ver figura 4.20).

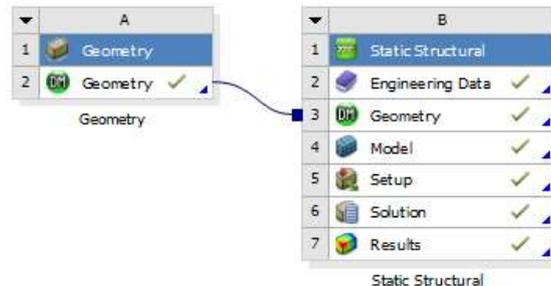


Figura 4.20 Sistema de análisis *Static Structural* y sus celdas típicas.
Fuente: ANSYS Workbench (Impresión de pantalla por el Autor)

4.6.3. Sistema de análisis *Static Structural*

El sistema de análisis *Static Structural* del software Ansys, permite determinar principalmente desplazamientos, fuerzas, tensiones y esfuerzos en las estructuras o componentes, a causa de cargas mecánicas estacionarias como transitorias. Para este análisis se asumen que las condiciones de carga y respuesta son estables; es decir, se supone que las cargas y la respuesta de la estructura varían lentamente con respecto al tiempo. (ANSYS Workbench User's Guide , 2010.)

4.6.4. Procedimiento de simulación en *Static Structural*

Después de arrastrar un sistema de análisis *Static Structural* desde el *Toolbox* hacia el *Project Schematic*, se puede interactuar con las celdas y cumplir las tareas requeridas como se indica a continuación:

Engineering Data (Selección de material). - Con esta opción se puede definir el material del elemento a analizar, ya que permite acceder a una biblioteca donde reposa varios materiales con sus respectivas propiedades, en la figura 4.212 se puede observar la biblioteca de materiales disponible en la ventana *Engineering Data*.

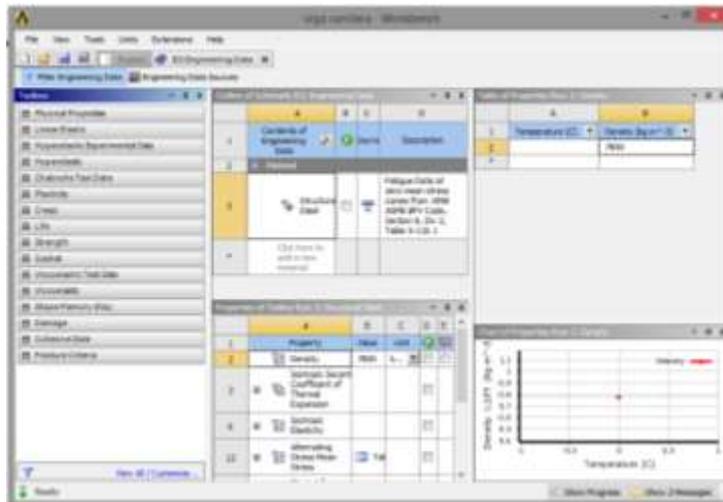


Figura 4.21 Ventana Engineering Data

Fuente: ANSYS Workbench (Impresión de pantalla por el Autor)

Geometry (Geometría). – La segunda etapa en el proceso de simulación en Ansys es generar la geometría, para ello, se puede optar por dos opciones. La primera, a partir de un boceto (*Sketching*) empleando las herramientas CAD disponibles en Ansys, como se observa en la figura 4.22. A partir de este boceto, utilizando las herramientas de modelado 3D, se obtiene un sólido en el espacio.

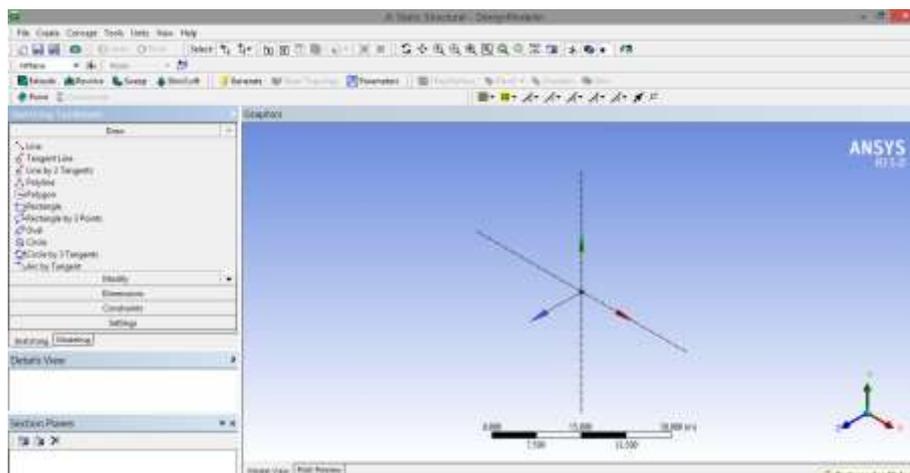


Figura 4.22 Ventana Geometry

Fuente: ANSYS Workbench (Impresión de pantalla por el Autor)

La segunda opción, es importar la geometría previamente realizada en un software de modelado CAD, bajo el formato *.igs, el cual es compatible con el software, esta opción se recomienda para geometrías más complejas.

Model / (Modelo). – En esta celda se realiza un mallado global del modelo, a continuación, se puede mejorar la calidad de la malla aumentando su densidad, consiguiendo resultados más precisos.

Para ello se emplean herramientas como el *Sizing*, que permite mejorar la calidad del mallado variando opciones tales como: el centro de relevancia (*Relevance*

center), Suavizado (*Smoothing*), Transición (*transition*), entre otras opciones. La herramienta *Patch Conforming Method* permite modificar el tipo de patrón de la malla. Por último, se verifica la calidad de la malla usando el comando *Element Quality*, se recomienda que la mayor cantidad de elementos que conforman la malla, se encuentren en un rango de calidad cercano a 1; con la finalidad de obtener una simulación que corresponda al fenómeno real, ya que el jacobiano cercano a 1 garantiza que dos puntos al mismo tiempo no se encuentran en dos lugares diferentes. (*ANSYS Workbench User's Guide* , 2010.)

Setup (Condiciones de contorno). - En esta celda se define las condiciones de contorno, como: restricciones, apoyos y las cargas con su respectiva dirección y magnitud. En este estudio se identifican las siguientes restricciones: *Displacemet*, este comando permite establecer apoyos, restringiendo movimientos en tres direcciones (x,y,z). *Fixed Support*, permite establecer empotramientos. *Force*, es una fuerza puntual que se puede aplicar sobre un sólido en el lugar de interés. *Line Pressure*, es una carga distribuida como el peso una viga. (*ANSYS Workbench User's Guide* , 2010.)

Results (Simulación y Resultados). – Con la celda *Solve* el software ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deflexión total y esfuerzos, que pueden ser visualizados con ayuda de una escala de colores.

Con el comando *Construction Geometry* se puede determinar la deformación que presenta una línea (*Path*) localizada en la superficie superior como inferior de una viga, como resultado se obtiene una gráfica y una tabla con los valores de deflexión a través del Path. (*ANSYS Workbench User's Guide* , 2010.)

5. Marco Metodológico.

Para el desarrollo de este proyecto “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”, se eligió el método descriptivo y método analítico. El método descriptivo se basa en “especificar las propiedades importantes de fenómenos que estén sometidos a análisis, miden o evalúan diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno”. (Hernández S, Lucio C, and Collado R, 2004, pág. 66). El método analítico “Es un camino para llegar a un resultado mediante la descomposición de un fenómeno en sus elementos consecutivos” (Ramírez C, Zuluaga M, Ortiz J, and Lopera J, 2010.)

A continuación, en la figura 5.1 se describe las principales etapas que se proceden a realizar en el desarrollo de este proyecto con su respectivo análisis.

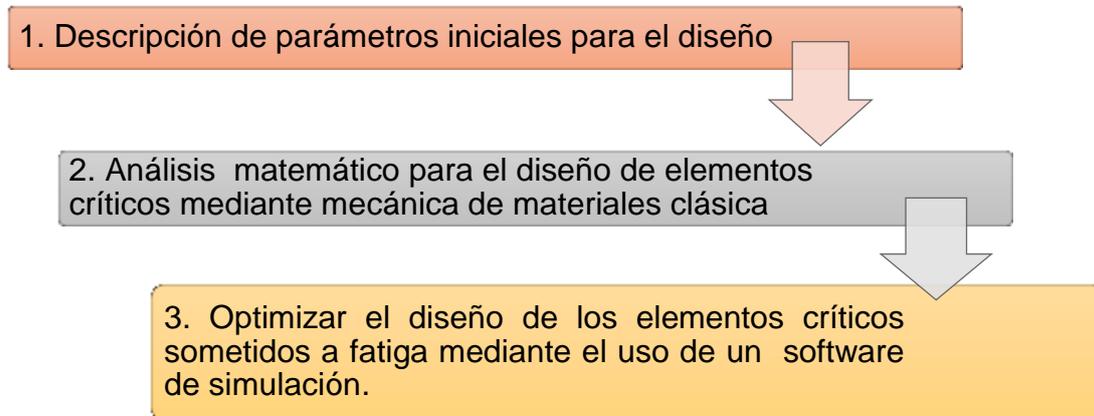


Figura 5.1. Etapas principales para el desarrollo del proyecto. **Fuente:** Autor

5.1. Parámetros iniciales para el diseño

Se procede a describir los diferentes parámetros que se consideran importantes para iniciar con el diseño de un puente grúa y Stand Reel para mejorar el transporte y almacenamiento de bobinas de papel en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel SAI. Para ello, se inicia con un reconocimiento del sitio e identificación de las máquinas y equipos involucrados en el proceso, disponibilidad del espacio, descripción del proceso, análisis de tiempos implicados y un levantamiento de información y datos técnicos de fuente primaria. Gráficamente se sintetiza lo anteriormente mencionado en la figura 5.2.

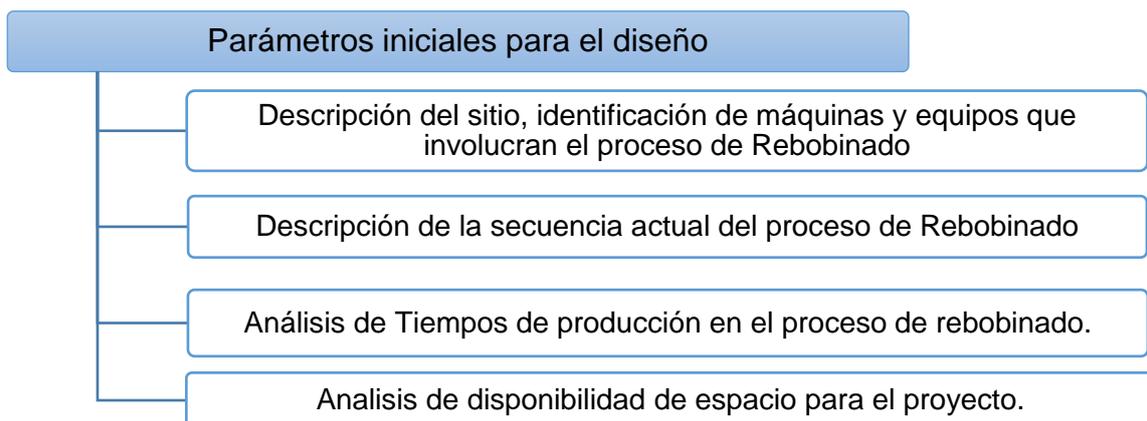


Figura 5.2. Parámetros iniciales para el diseño. **Fuente:** Autor

5.1.1. Descripción del sitio, identificación de máquinas y equipos que involucran el proceso de Rebobinado.

El proceso de rebobinado en la empresa Cartopel es la etapa final en la línea de producción de bobinas de papel, este consta de un enrollador Pope, 5 Rodillos Reel, a 10 metros del Enrollador Pope y perpendicular al eje de este se encuentra el Desenrollador y la Rebobinadora, un puente grúa se encarga de trasladar y rotar la bobina desde el Enrollador Pope hacia el Desenrollador. (Ver figura 5.3)

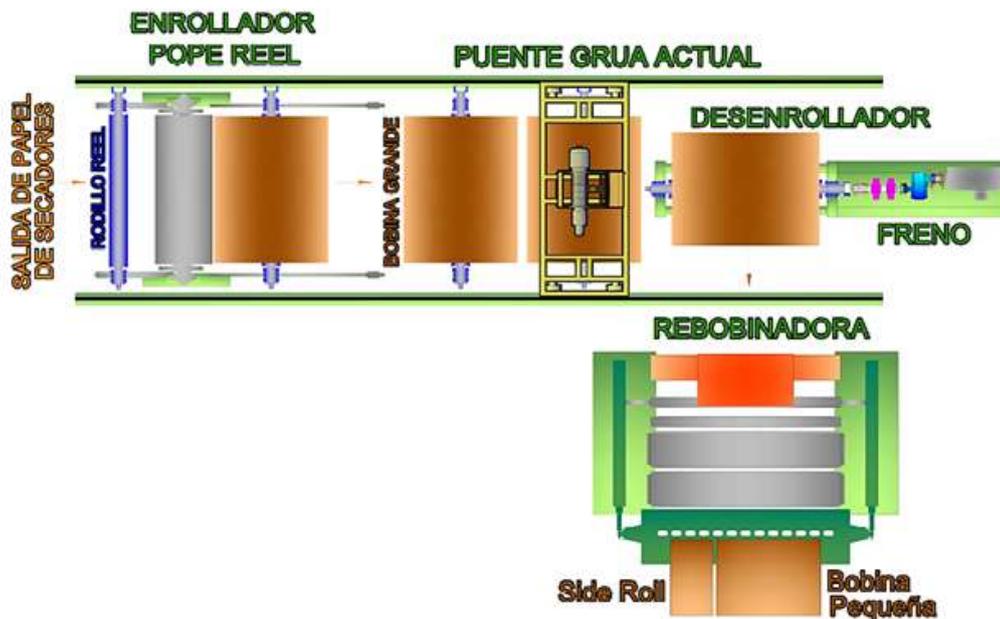


Figura 5.3. Distribución actual de maquinaria en el proceso de rebobinado Cartopel **Fuente:** Autor.

Enrollador Pope. – Es una máquina que se encuentra al final del molino paplero después de los Secadores (figura 5.4) cuenta con un cilindro que transmite el movimiento de rotación hacia un *Rodillo Reel* en el cual se enrolla la hoja de papel.



Figurara 5.4. Bobina de papel en el Enrollador Pope. **Fuente** CARTOPEL SAI

Rodillo Reel. – Es un cilindro metálico usado como carrete, el cual envuelve la hoja de papel en el Enrollador Pope.

Rebobinadora. – Es una máquina especializada en desenrollar el papel envuelto en un *Rodillo Reel* y bobinarlo en un core de cartón, también en esta máquina se realiza el corte según las especificaciones del cliente.

Desenrollador. – Parte de la Rebobinadora donde se monta una bobina de papel, en la cual se desenrolla la hoja para pasar a la rebobinadora, consta con un sistema de acople entre el Rodillo Reel y un freno mecánico – eléctrico, que brindan la tensión necesaria a la hoja para el rebobinado.

Bobina de papel grande. – Se forma al enrollar la hoja de papel que sale del proceso de secado en un Rodillo Reel en el Enrollador Pope, esta pesa aproximadamente 7 toneladas y tiene un diámetro de 2.2m por 2.9m de ancho.

Bobina de papel pequeña. – Es el producto final del molino papeler, una vez enrollado el papel en el Enrollador Pope, se procede al rebobinado y corte de acuerdo a las necesidades del cliente, esta bobina de papel puede tener un corte máximo útil de 2.80m; y un peso aproximado de 3 toneladas. De una bobina de papel grande que sale del Enrollador Pope Reel al Rebobinarse se obtienen dos bobinas pequeñas.

Puente grúa actual. – Este es el equipo encargado del transporte, giro y montaje de las bobinas de papel grandes salientes del Enrollador Pope, sobre el Desenrollador de la Rebobinadora; también del traslado de los Rodillos Reel vacíos desde el Desenrollador de regreso al Enrollador Pope. Cuando no hay espacio en el Desenrollador y el Enrollador Pope se traslada las bobinas o los Rodillos Reel hacia el piso de manera provisional. El puente grúa actual como se puede observar en la figura 5.5 cuenta con un polipasto anclado directamente a la estructura del puente, con una capacidad de carga de 7 toneladas, las vigas carrileras se encuentran separadas a 5.2m de distancia, tiene una altura de elevación de 6m, se desplaza en dos ejes de traslación. El puente grúa actual será retirado y remplazado al culminar este proyecto, por el nuevo puente grúa de mayor capacidad de carga y cobertura.



Figurara 5.5. Puente grúa actual. **Fuente** CARTOPEL SAI

5.1.2. Descripción de la secuencia actual del proceso de Rebobinado

La secuencia inicia cuando una bobina de papel grande sale del Enrollador Pope cada 26 o 28 minutos, se traslada mediante un puente grúa hacia el Desenrollador de la Rebobinadora cuando este se encuentra libre; este proceso tarda un aproximado de 3 minutos (ver figura 5.6). Cuando no está libre el Desenrollador, porque en este se encuentra montado una bobina que esta rebobinándose, se coloca la bobina saliente del Enrollador Pope Reel provisionalmente en el piso, después que se ha rebobinado por completo la bobina se desmonta el rodillo Reel vacío y se traslada con el puente grúa de regreso al Enrollador Pope; con el mismo puente grúa se traslada la bobina del piso hacia el Desenrollador para ser rebobinada, este traslado tarda un tiempo aproximado de 5 minutos y 30 segundos.

Una vez colocada la bobina en el Desenrollador se acopla a este un freno mecánico – eléctrico; que se encarga de tensionar apropiadamente la hoja de papel para el proceso de rebobinado. Se acondiciona la hoja en la rebobinadora haciéndola pasar por los diferentes rodillo hacia un core de cartón donde se bobina la hoja de papel, se calibra las cuchilla de corte según lo establecido por los clientes, este proceso tarda un tiempo aproximado de 3 minutos.

En la rebobinadora se desenrolla una bobina grande de 7 toneladas y se la envuelve en un core de cartón, al final se obtiene dos bobinas pequeñas de 3 toneladas que es el producto final del proceso de producción, al extremo de esta se encuentra un *Side Roll* de 0.5 toneladas que es un residuo a causa del corte el cual será usado en otros procesos. El Rebobinado de cada bobina tarda un aproximado de 7 minutos.

En algunas ocasiones suceden roturas en el proceso de formación de la hoja de papel, las cuales deben ser empalmadas en el Rebobinado, un operador con una cinta doble faz pega los extremos rotos de la hoja, corta los excesos con un estilete y vuelve a

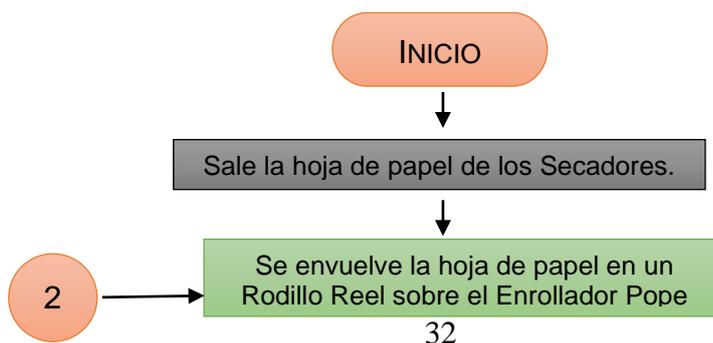
trasladar y acondicionar la hoja de papel en la Rebobinadora. El proceso de pegado puede tardar aproximadamente 3 minutos. Por lo común, hay días con muy pocas roturas en el proceso de formación que no afecta significativamente el proceso de Rebobinado cuando se realiza un empalmado de la hoja, pero en algunas ocasiones suele haber tantas roturas de hoja que se produce un retraso en el proceso de rebobinado y problemas de acumulación de bobinas en el piso.

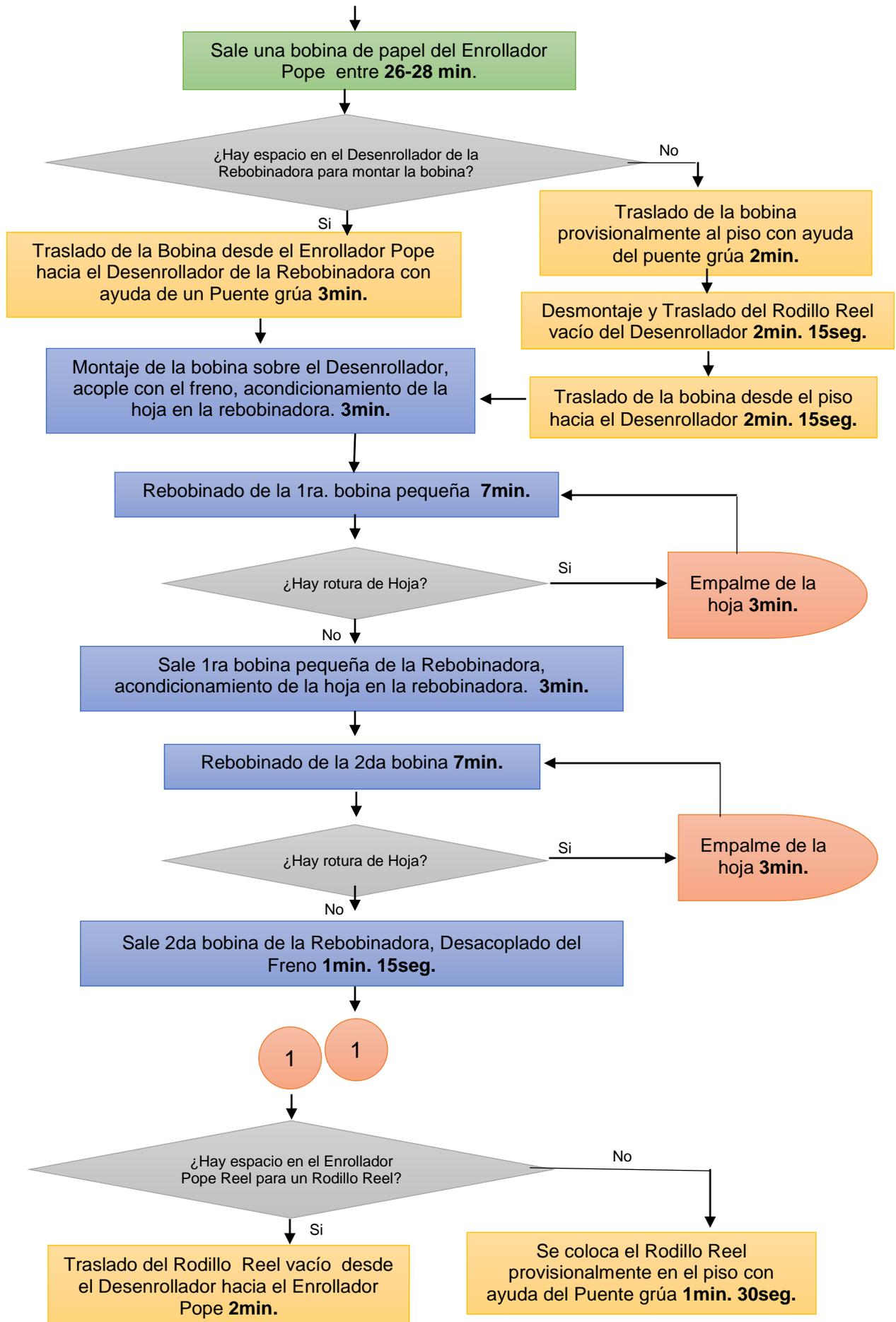
Al finalizar el rebobinado de la bobina de papel grande, queda el rodillo Reel sin papel en el Desenrollador de la Rebobinadora, se procede a desacoplar el freno, desmontar el rodillo Reel y trasladarlo de regreso al Enrollador Pope con ayuda del puente grúa. Esto tarda un aproximado de 2 minutos cuando hay espacio en el Enrollador Pope para colocarlo, caso contrario, se coloca provisionalmente en el piso; se espera hasta que un rodillo Reel sea ocupado y se traslada del piso hacia el Enrollador Pope, el tiempo de traslado tarda aproximadamente 3 minutos y 15 segundos.



Figura 5.6. Operador de Rebobinado, monta una bobina grande en el Desenrollador con ayuda de un puente grúa. **Fuente** CARTOPEL SAI

Diagrama de Flujo Proceso de Rebobinado. – En la figura 5.7 se presenta un diagrama de flujo del proceso de rebobinado con sus diferentes etapas y tiempos promedios de duración, conforme a lo indicado en el párrafo anterior.





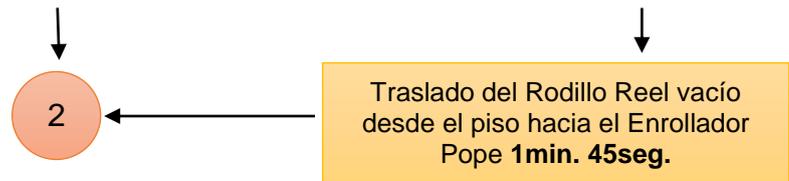


Figura 5.7. Diagrama de flujo del proceso de Rebobinado **Fuente:** (Autor)

5.1.3. Análisis de tiempos de producción en el proceso de rebobinado.

A continuación, en las tablas 5.1 y 5.2 se presentan un resumen los tiempos de operación del proceso de rebobinado indicados anteriormente en el diagrama de flujo (figura 5.7), considerando que el tiempo 1 corresponde a condiciones normales de operación y el tiempo 2 abarca problemas de retraso en el proceso.

Tabla 5.1. Resumen de tiempo de operación en condiciones normales y con retraso.

Fuente: (Autor)

Etapa	Tiempo 1	Tiempo 2
Traslado de la Bobina desde el Enrollador Pope hacia el Desenrollador.	0:03:00	
Traslado de la bobina provisionalmente al piso.		0:02:00
Desmontaje y Traslado del Rodillo Reel vacío del Desenrollador.		0:02:15
Traslado de la bobina desde el piso hacia el Desenrollador.		0:02:15
Montaje de la bobina sobre el Desenrollador, acople y acondicionamiento de la hoja en la rebobinadora	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 1ra bobina pequeña.	0:07:00	0:07:00
Sale 1ra bobina de la Rebobinadora, acondicionamiento de la hoja	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 2da bobina.	0:07:00	0:07:00
Sale 2da bobina de la Rebobinadora, desacoplado del freno.	0:01:15	0:01:15
Traslado del rodillo Reel vacío desde el Desenrollador hacia el Enrollador Pope.	0:02:00	
Se coloca el rodillo Reel provisionalmente en el piso.		0:01:30
Traslado del rodillo Reel vacío desde el piso hacia el Enrollador Pope.		0:01:45
TOTAL DE TIEMPO	0:26:15	0:31:00

Como se observa en la tabla 5.1 el tiempo total del proceso de rebobinado puede tardar entre 26 minutos y 15 segundos, hasta 31 minutos dependiendo a las condiciones de trabajo. En la tabla 5.2, se podrá observar los tiempos de operación, incluyendo una situación de rotura de hoja y una operación de pegado que tarda aproximadamente 3 minutos.

Tabla 5.2. Resumen de tiempos de operación del proceso de Rebobinado con problemas de rotura de hoja. **Fuente:** (Autor)

Etapa	Tiempo 1	Tiempo 2
Traslado de la Bobina desde el Enrollador Pope Reel hacia el Desenrollador	0:03:00	
Traslado de la bobina provisionalmente al piso		0:02:00
Desmontaje y Traslado del Rodillo Reel vacío del Desenrollador		0:02:15
Traslado de la bobina desde el piso hacia el Desenrollador		0:02:15

Montaje de la bobina sobre el Desenrollador, acople y acondicionamiento de la hoja en la rebobinadora	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 1era bobina	0:07:00	0:07:00
Rotura y Empalme de la hoja	0:03:00	0:03:00
Sale 1era bobina de la Rebobinadora, acondicionamiento de la hoja	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 2da bobina	0:07:00	0:07:00
Sale 2da bobina de la Rebobinadora, Desacoplado del Freno	0:01:15	0:01:15
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el Desenrollador hacia el Pope Reel	0:02:00	
Se coloca el Rodillo Reel provisionalmente en el piso.		0:01:30
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el piso hacia el Enrollador Pope Reel		0:01:45
TOTAL DE TIEMPO	0:29:15	0:34:00

Como se observa en la tabla 5.2, el tiempo total del proceso de rebobinado con una rotura puede tardar entre 29 minutos y 15 segundos, hasta 34 minutos. Ya que desde el Enrollador Pope sale una bobina entre 26 a 28 minutos, se produce inevitablemente un problema de atraso en el proceso y por ende acumulación de bobinas.

5.1.4. Análisis de disponibilidad de espacio para el proyecto.

Para el diseño del nuevo puente grúa que traslada las bobinas de papel salientes del Enrollador Pope hacia las nuevas guías Stand Reel, se dispone de un espacio aproximado de 33m² proyectados para la ampliación, en dirección hacia las columnas del edificio como se podrá observar en la figura 5.8, la cobertura del nuevo puente grúa tendrá un área de 112.5m² mayor en comparación al puente grúa actual que tiene una área de 79.5m².

La zona proyectada para el sistema de guías Stand Reel se encuentra en la parte posterior del Desenrollador de la Rebobinadora, con un espacio de 21.6262m² como se indica en la figura 5.8; de manera que almacenará las bobinas de papel antes del proceso de rebobinado.

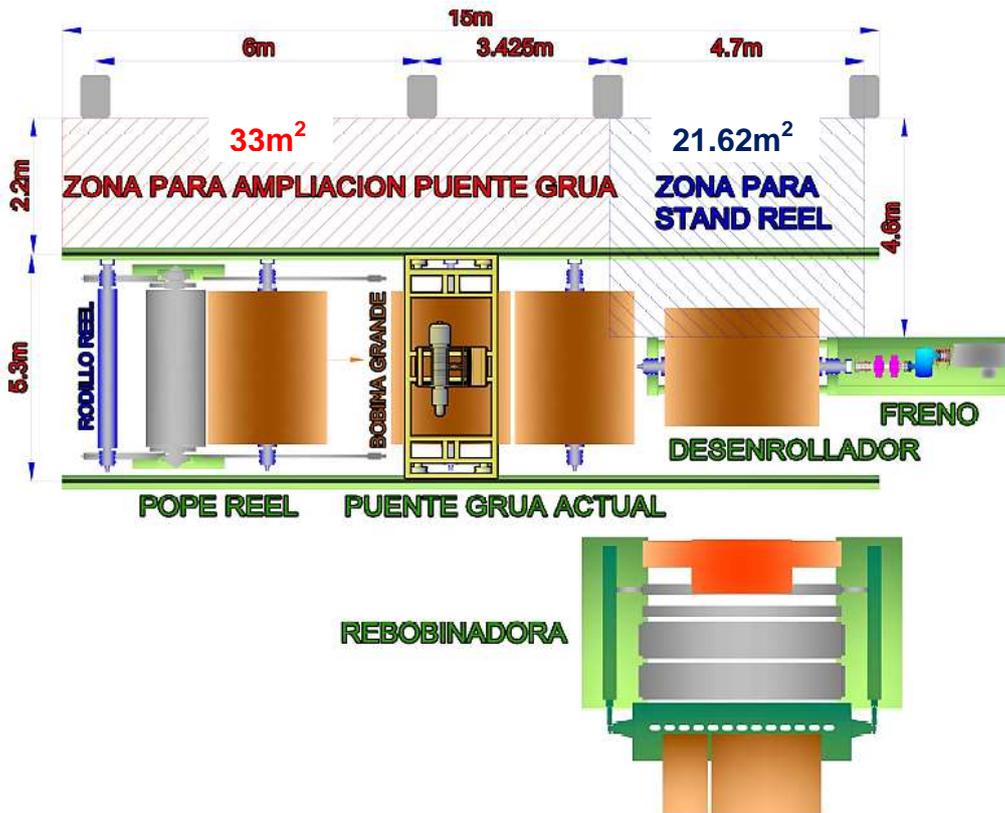


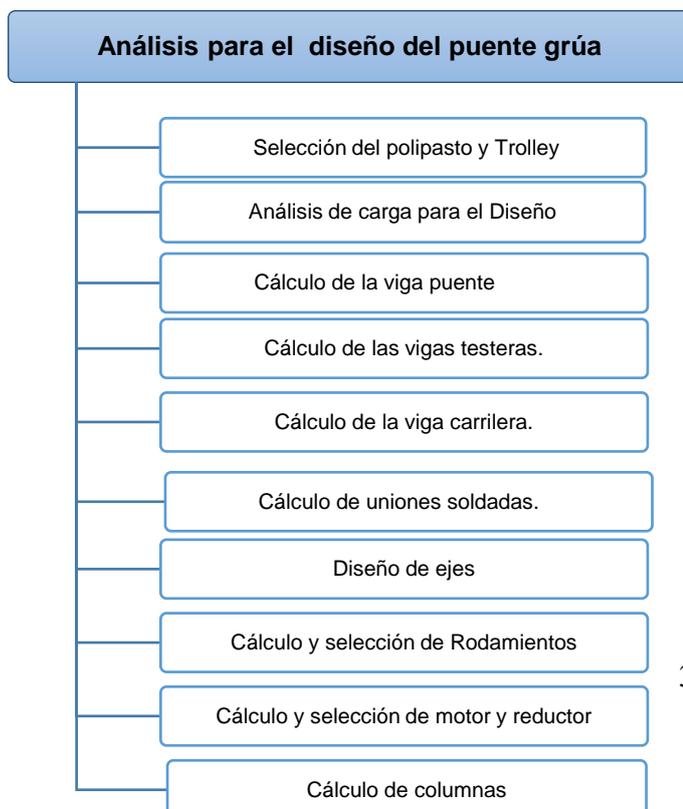
Figura 5.8. Disponibilidad de espacio para el proyecto **Fuente:** Autor

5.2. Análisis matemático para el diseño de elementos críticos mediante mecánica de materiales clásica.

Para realizar el análisis matemático en el diseño de elementos críticos del presente proyecto, se usará formulación de mecánica de materiales clásica indicada anteriormente en la sección 4.5.

Para ello se dividió este análisis en dos etapas: el análisis matemático para el diseño

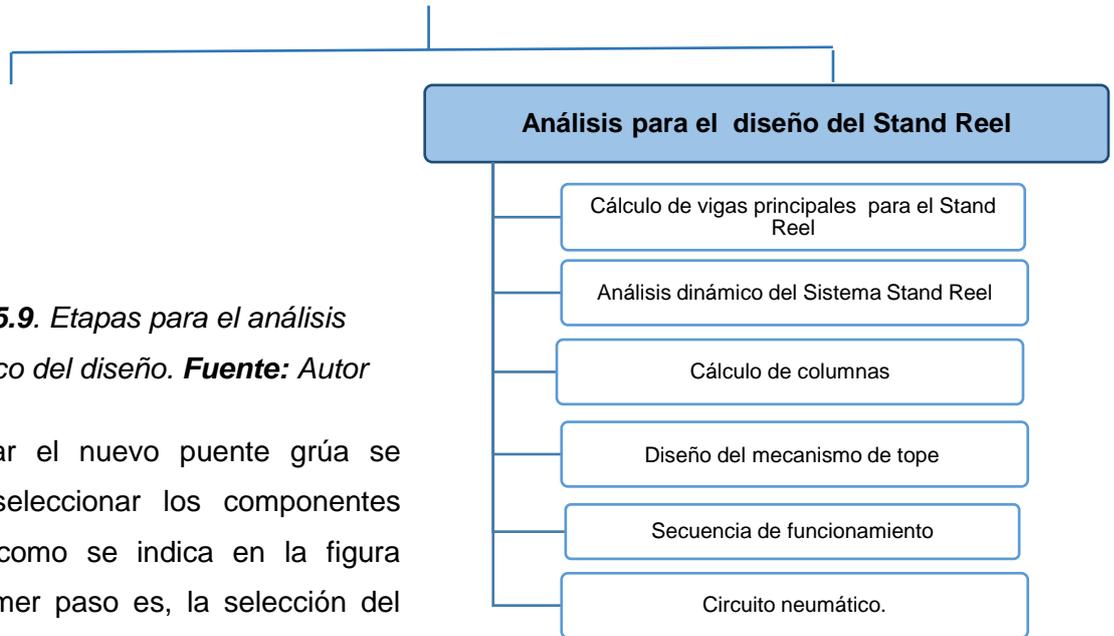
de los diferentes elementos estructurales y componentes que se consideren críticos en el diseño del nuevo puente grúa y segundo, el análisis matemático para el diseño de los componentes estructurales y accesorios de nuevo sistema de guías Stand Reel. Gráficamente se sintetiza estas dos etapas con sus diferentes pasos a continuación en la figura 5.9.



Análisis matemático para el diseño de

Figura 5.9. Etapas para el análisis matemático del diseño. **Fuente:** Autor

Para diseñar el nuevo puente grúa se inicia por seleccionar los componentes requeridos como se indica en la figura 5.11. El primer paso es, la selección del polipasto, ya que de este dependerá el diseño y dimensionamiento de los demás componentes, este se apoyará y desplazará sobre las dos vigas principales o vigas puente. El segundo paso es, diseñar las vigas puente que se apoyan sobre las dos vigas testeras. El tercer paso es, diseñar las vigas testeras, las cuales se apoyan sobre dos ruedas que dan tracción al puente grúa y lo desplazan sobre las vigas carrileras. El cuarto paso será, el diseño de las vigas carrileras, en este punto se debe mencionar que una viga carrilera del diseño original se mantendrá, y se diseñara la nueva viga carrilera, la cual está apoyada sobre cuatro ménsulas que a su vez se sujetarán sobre las columnas de la infraestructura de la planta. El quinto paso será, el diseño de la rueda, ejes con sus respectivos rodamientos. El sexto paso será, la selección del motoreductor y drivers encargados de dar tracción al puente grúa. En séptimo lugar, se realizará la comprobación de la resistencia de las columnas existentes en el diseño original para las nuevas cargas de diseño. Por último, se realizara un análisis de las uniones emperradas y soldadas de la estructura que conforma el puente grúa.



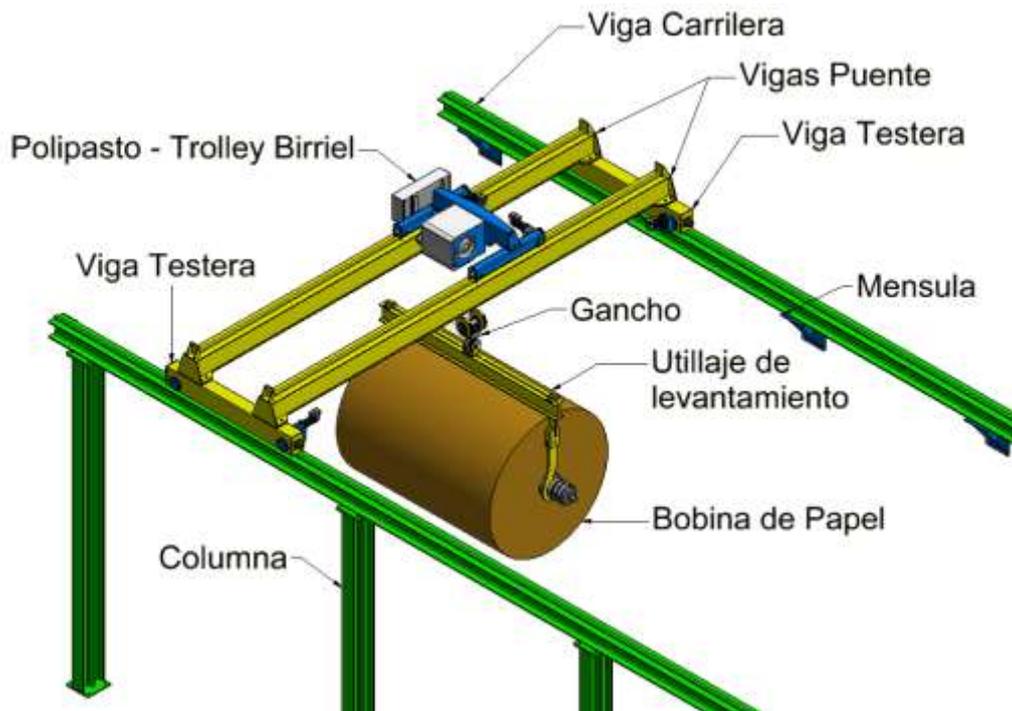


Figura 5.10. Esquema general del puente grúa diseñado.
Fuente: Autor, realizado en Autodesk Inventor®.

5.2.1. Selección de polipasto y trolley birriel.

La primera etapa para el diseño de un puente grúa birriel es identificar y seleccionar el polipasto con su respectivo trolley birriel. Como se indicó en la sección 4.4, el procedimiento para seleccionar el polipasto, es determinar el grado de funcionamiento de este según las normas ISO o FEM, para ello es necesario determinar el espectro de carga y calcular el tiempo de funcionamiento medio diario.

Determinación del espectro de carga. – El espectro de carga a cuál va a funcionar el polipasto se determinará observando la figura 5.5 (Diagrama de Flujo del proceso de Rebobinado) y la tabla 5.1 (Resumen de tiempos de operación del proceso de Rebobinado), con ello se elabora un resumen del tiempo empleado en transporte y elevación de las cargas por el puente grúa actual, el cual es presentada en la tabla 5.3, relativamente las funciones de levantamiento y transporte que cumplirá el nuevo puente grúa (proyectado) serán similares a las del actual puente grúa. A continuación, se identifica el porcentaje de la carga levantada, el 100% corresponde a la carga máxima, es decir, cuando se traslada una bobina de papel grande con su respectivo utillaje de levantamiento, y a su vez se asume un 25% de carga equivalente al traslado de un Rodillo Reel vacío y el utillaje de levantamiento.

Tabla 5.3. Porcentaje de tiempo y carga en el uso del puente grúa. **Fuente:** (Autor.)

Etapa de Uso Puentes Grúa	Tiempo 1	Tipo de Carga	% de Uso	Tiempo 2	Tipo de Carga	% de Uso
Traslado de la Bobina desde el Pope Reel hacia el Desenrollador	0:03:00	Carga Máxima 100%	60,00%			
Traslado de la bobina provisionalmente al piso				0:02:00	Carga Máxima 100%	20,51%
Desmontaje y Traslado del Rodillo Reel vacío del Desenrollador				0:02:15	Carga Máxima 100%	23,08%
Traslado de la bobina desde el piso hacia el Desenrollador				0:02:15	Carga Máxima 100%	23,08%
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el Desenrollador hacia el Pope Reel	0:02:00	Carga Ligera 25%	40,00%			
Se coloca el Rodillo Reel provisionalmente en el piso.				0:01:30	Carga Ligera 25%	15,38%
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el piso hacia el Pope Reel				0:01:45	Carga Ligera 25%	17,95%
TOTAL DE TIEMPO USO PUENTE GRUA	0:05:00			0:09:45		
		Tiempo 1			Tiempo 2	
		Carga Máxima 100%	60,00%		Carga Máxima 100%	66,67%
		Carga Ligera 25%	40,00%		Carga Ligera 25%	33,33%

En la tabla 5.4 se obtiene un promedio entre los porcentajes del tiempo 1 y 2 para la carga máxima y para la carga ligera, cargas que estarán presentes en el proyecto.

Tabla 5.4. Promedio de solicitud de cargas en condiciones normales y retraso.

Fuente: (Autor)

Promedio Tiempo 1 y 2	
Carga Máxima 100%	63,33%
Carga Ligera 25%	36,67%

Se dibuja del espectro de carga como se indica en la figura 5.9, que está en función del tiempo de funcionamiento y el porcentaje de carga elevada a partir de la tabla 5.4.

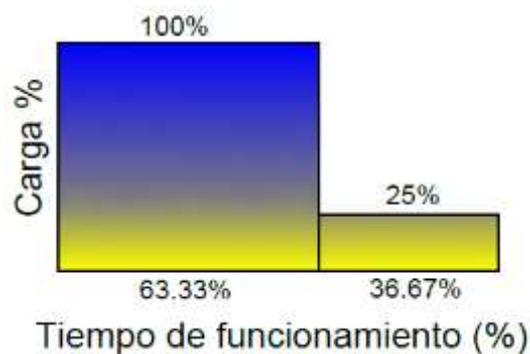


Figura 5.11. Espectro de carga para polipasto **Fuente:** Autor

Comparando el espectro de carga obtenido con los espectros que se presenta en la figura 4.7. (Selección del espectro de carga) de la sección 4.4, se identifica que este polipasto trabajará bajo un régimen PESADO, ya que la carga máxima se levantará de forma reiterativa el 63.33% del tiempo de funcionamiento, y el 36,67% restante del tiempo se levantara carga ligera.

Cálculo del tiempo de funcionamiento medio diario. – El segundo paso para seleccionar el polipasto corresponde al cálculo del tiempo de funcionamiento medio

diario, para ello se usa la ecuación 5.1 indicada anteriormente en la sección 4.4, la cual está en función de; la altura de elevación del puente grúa H , que es 6m conforme a lo medido. El número de ciclos de trabajo por hora N , se establece un valor de 4 debido a que en ese lapso de tiempo el polipasto realizara 4 ciclos de ascenso y descenso para levantar y descargar 2 bobinas. El tiempo de funcionamiento diario T , se determinó un total de 8,12 horas correspondiente al tiempo empleado por el puente grúa para transportar un total de 50 bobinas promedio al día, considerando 9 minutos y 45segundos por bobina. La velocidad de elevación V es 6m/min conforme recomienda la norma CMAA 70 (Anexo D1) para el levantamiento de cargas. Por tanto, la ecuación 5.1 se establece de la siguiente manera:

$$t = \frac{2 \cdot H \cdot N \cdot T}{V \cdot 60}$$

$$t = \frac{2 \cdot 6m \cdot 4ciclos/h \cdot 8.12h}{6m/min \cdot 60} = 1.08 h/dia$$

Selección del grupo de Funcionamiento. – Una vez se han identificado el espectro de carga y el periodo de funcionamiento medio diario, se puede determinar el grupo de funcionamiento del polipasto con ayuda de la tabla 4.1 de la sección 4.4, con un espectro de carga con régimen pesado y un tiempo medio diario ≤ 2 horas diarias, se obtiene que el polipasto para este puente grúa debe ser del grupo **2m FEM/ M5 ISO**.

Selección del Polipasto disponible en el mercado. – Se selecciona el polipasto marca SWF KRANTECHNIK de tipo birriel, con una capacidad de carga de 10 toneladas, el cual se encuentra en el grupo de funcionamiento 2m FEM/ M5 ISO, y se muestra en la figura 5.12. Las características y datos técnicos del equipo se adjuntan en los anexos B1 y B2.



Figura 5.12. Polipasto SWF KRANTECHNIK **Fuente:** (Catalogo Polipastos SWF)

5.2.2. Velocidades de desplazamientos para el puente grúa.

La velocidad ideal para los desplazamientos que requieren los diferentes componentes del puente grúa, como se indicaron en la sección 4.1 figura 4.1 son: movimiento de

ascenso y descenso de carga o izaje que realiza el polipasto, el desplazamiento transversal que lo realiza el trolley y el desplazamiento longitudinal del puente grúa. Se seleccionan las velocidades considerando las recomendaciones de la norma CMAA 70 según la tabla del anexo D1, esta tabla presenta parámetros para la selección de velocidades más eficientes para el movimiento del puente y sus componentes para tres diferentes régimen de desplazamientos: Lento, Medio y Rápido.

La capacidad de carga es de 10 Toneladas requeridas para el diseño del puente grúa para Cartopel SAI. Con la parte interesada, se seleccionó las siguientes velocidades que se indican en la tabla 5.5; considerando las recomendaciones de la CMAA 70 y la ficha técnica del polipasto seleccionado en los anexos B1 y B2.

Tabla 5.5. Velocidades seleccionadas Fuente: (Autor.)

Movimiento	Régimen	Norma CMAA70		Velocidades del Polipasto SWF m/min
		Velocidad FPM (ft/min)	Velocidad m/min	
Elevación (Hoist)	Medio	21	6	1 - 6
Trasversal (Trolley)	Medio	80	24	5 - 20
Longitudinal (Bridge)	Medio	115	35	-----

5.2.3. Análisis de Cargas.

Las estructuras que conforman un puente grúas están sometidas a cargas variables y repetitivas que varían con el tiempo, por lo cual, identificar correctamente las cargas que actúan sobre este es fundamental para lograr un buen diseño y posteriormente su correcto funcionamiento. La norma CMAA 70 clasifica las siguientes cargas a considerar para el diseño de un puente grúa. (CMAA, 2010.)

Carga muerta DL (Dead Load). – Esta carga corresponde al peso de todas las partes efectivas de la estructura del puente grúa las cuales son: las vigas puente, testeras, carrilleras y el equipo soportado a este como: motoreductores, rieles, ruedas, entre otros.

Nota: El valor de la carga muerta será considerado luego de la selección de las vigas y los componentes estructurales.

Carga del Trolley o carro TL (Trolley Load). – Consiste en el peso del polipasto, el carro (trolley) y el equipo unido a este. Según el catálogo del polipasto seleccionado, este tiene un peso de: 690Kg. (ver Anexo B1, datos técnicos polipasto)

$$TL = 690Kg \approx 6798,9N$$

Carga levantada o nominal LL (Lifted Load). – La carga levantada o nominal consiste en 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, cucharón, imán, gancho y otros dispositivos complementarios.

En este caso los valores de las cargas a levantar fueron proporcionados por la empresa Cartopel SAI como se indica en la tabla 5.6, donde el peso de una bobina de papel grande que contiene el peso del papel enrollado, considerando la posibilidad que a largo plazo se incrementará la producción de papel un 30%.

Nota: la producción actual de papel por bobina es de 6000Kg. Se incluye el peso de un rodillo Reel que es aproximadamente 1000Kg. Adicionalmente, se toma en cuenta el utillaje usado para el levantamiento y descarga de las bobinas el cual tiene un peso de 430Kg.

Tabla 5.6. Cargas a levantar Fuente: (Autor & Cartopel SAI)

Carga a levantar	[Kg]
Peso del papel (6000Kg+30%)	7800
Peso del Rodillo Reel	1000
Peso del utillaje de levantamiento	430
TOTAL	9230

$$LL = 9230Kg \approx 90.54kN$$

Fuerzas de inercia verticales VIF (Vertical Inertia Forces). – Las fuerzas de inercia verticales son aquellas producidas por el movimiento del puente grúa con sus componentes y aquellas debidas a la elevación o descenso de la carga mediante el polipasto. Estas cargas adicionales pueden incluirse de manera simplificada al aplicar por separado un factor para la carga muerta *DLF (Dead Load Factor)* y para la carga de alzamiento *HLF (Hoist Load Factor)* mediante las cuales las cargas de acción vertical deben multiplicarse. Los dos factores indicados en este párrafo serán descritos y analizados en los siguientes párrafos.

Factor de carga muerta DLF (Dead Load Factor). – Este primer factor, cubre la carga muerta y la carga del polipasto en función de la velocidad de desplazamiento en pies por minuto, se calcula empleando la ecuación 5.2.

$$DLF = 1.1 \leq 1.05 + \frac{Velocidad\ Desplazamiento(FPM)}{2000} \leq 1.2 \quad [5.2]$$

En la tabla 5.7 se determina los valores para el factor de carga muerta para el trolley (*DLFT*) y el factor de carga muerta para el puente grúa (*DLFB*), con los valores de velocidad trasversal y longitudinal del polipasto, indicados en la tabla 5.5. Utilizando la

ecuación 5.2, y respetando los límites de los factores DLFT y DLFB se presentan los factores obtenidos en la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Factores de carga muerta Fuente: (Autor.)

	Velocidad FPM	Factor de Carga Muerta
DLFT (Para el Trolley)	80	1.1
DLFB (Para el Puente Grúa)	115	1.1

Factor de carga del alzamiento HLF (Hoist Load Factor). – Este segundo factor se aplica al movimiento de la carga nominal en la dirección vertical, y cubre las fuerzas de inercia, las fuerzas debidas al levantamiento repentino de la carga por el polipasto y las incertidumbres por otras influencias. Este factor de carga es 0.5 % de la velocidad de elevación (en pies por minuto) del polipasto, pero no debe ser menor al 15% o mayor al del 50%. Se puede calcular el HLF mediante la ecuación 5.3.

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 \times \text{Velocidad de Elevación}(FPM) \leq 0.5 \quad [5.3]$$

La velocidad de elevación del polipasto que se determinó anteriormente en la tabla 5.5, es ingresada en la ecuación 5.3, respetando los límites de dicha ecuación según lo establece la norma CMAA 70, Se presenta el valor de HLF en la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Factores de carga del alzamiento Fuente: (Autor.)

	Velocidad FPM	Factor de Carga Alzamiento
HLF	21	0.15

Cargas de inercia debido al manejo IFD (Inertia Forces from Drives). – Estas fuerzas de inercia se producen durante la aceleración o desaceleración en los desplazamientos del puente grúa. Según el inciso 3.3.2.1.1.5 de la norma CMAA 70, estas fuerzas de inercia a causa de la aceleración serán un porcentaje de las cargas verticales (carga nominal y muerta). Este porcentaje está definido por un factor IFD el cual será 7,8 veces la tasa de aceleración o deceleración (en pies/s²) y no deberá ser menor 2,5% como se indica en la ecuación 5.4.

$$\text{Factor IFD} = 7.8 \times \text{aceleración}[ft/sec^2] \geq 2.5\% \quad [5.4]$$

La aceleración se encuentra en función de la velocidad del mecanismo, la cual se estipula según el anexo D2, en la tabla 5.2.9.1.2.1-A (Rango típico de tasas de aceleración) de la norma CMAA 70. Para la elevación de cargas, la tasa de aceleración según la velocidad requerida es de 0.25 pies/s², por tanto, el factor IFD se obtiene.

$$\text{Factor IFD} = 7.8 \times 0.25 = 1.95$$

Como se mencionó anteriormente, el Factor de *IFD*, no puede ser menor a 2.5% por tanto:

$$\text{Factor } IFD = 2.5\%$$

Así se tiene que la carga de inercia debido al manejo *IDF* para el movimiento de elevación será:

$$IFD = F_{vertical} \times \text{Factor } IFD \quad [5.5]$$

$$IFD = 9230Kg \times 0.025 = 230.75Kg \approx 2.263kN$$

Combinación de Cargas. – La norma CMAA 70, inciso 3.3.2.4, estipula que la combinación de cargas para un puente grúa en uso normal bajo cargas normales anteriormente analizadas. (*Case1: Crane in regular use under principal loading Stress Level 1*), la carga principal de diseño *P* obtiene a partir de la ecuación 5.6.

$$P = DL(DLF_B) + TL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD \quad [5.6]$$

Dado que los valores de cargas muertas *DL*, es decir el peso de la estructura, no están aún determinados. Para la obtención de la carga principal de diseño *P*, no se considerará esta carga, sin embargo luego de la selección de los elementos estructurales, se incorporará tal solución de carga al análisis.

Por tanto, la carga principal de diseño *P*, se establece según la ecuación 5.6 y su resultado se indica en la ecuación 5.7. Analizando la figura 5.8, la carga principal de diseño *P* es soportada por el polipasto que reposa sobre sus 4 ruedas del trolley birriel, y a su vez se apoyan por dos vigas puente, por tanto, la carga *P* es dividida para un factor de 4 como se indica en la ecuación 5.7.

$$P = \frac{LL(DLF_T) + LL(1 + HLF) + IFD}{4} \quad [5.7]$$

$$P = \frac{690Kg(1.1) + 9230Kg(1 + 0.15) + 230.75Kg}{4}$$

$$P = 2901Kgf \approx 28,459kN$$

5.2.4. Cálculo de las vigas puente.

Como se indicó en la figura 5.10, las dos vigas puente del puente grúa birriel se consideran las más críticas e importantes del diseño, ya que estas tendrán que soportar la carga de trabajo transmitida por el polipasto.

La distancia entre los apoyos de los extremos de la viga puente o también denominada luz entre los apoyos se establece de 7.25m, considerando el espacio físico y

requerimientos de diseño. Se analiza la viga puente la cual esta simplemente apoyada en sus extremos, con dos cargas puntuales equidistante a 1.08m, correspondiente a la distancia de las ruedas del polipasto (ver anexo B1), como se indica en la figura 5.13. Las cargas puntuales se encuentran centradas y equidistantes a los extremos, ya que en esta ubicación se presentará la mayor deflexión de la viga puente.

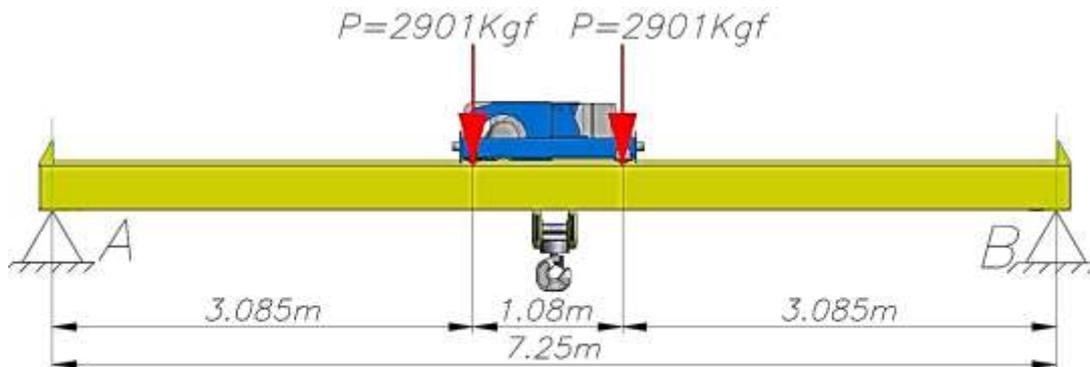


Figura 5.13. Esquema viga puente **Fuente:** (Autor)

En los siguientes párrafos se indican detalladamente los pasos realizados para el análisis estático y diseño estructural de las vigas puente.

Paso 1: Cálculo de la deflexión máxima permisible.

La Norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 establece que, la máxima deflexión vertical permisible para la viga de un puente grúa, no debe exceder el valor de $l/888$, como se indica en la ecuación 5.8. Donde l es la distancia de la luz entre los apoyos de la viga puente.

$$y_{max} < \frac{l}{888} = \frac{7250mm.}{888} = 8.15mm \approx 0.815cm \quad [5.8]$$

Paso 2: Cálculo del momento de inercia referencial.

Previo a obtener la sección transversal de la viga puente, se determinará un valor de momento de inercia de referencia con la deflexión máxima permisible anteriormente calculada, se plantea el DCL (Diagrama de cuerpo libre) de la viga puente como se indica en la figura 5.14. Siendo este de una viga simplemente apoyada en sus extremos, con dos cargas puntuales equidistantes.

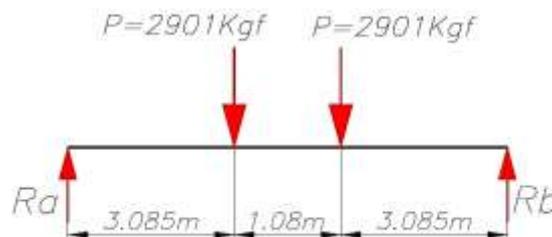


Figura 5.14. DCL viga puente **Fuente:** (Autor)

Se aplica el método de superposición, para el caso de una viga simplemente apoyada con dos cargas puntuales equidistantes, expresado en la ecuación 5.9, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley, adjunto en el Anexo C1 de este documento.

$$y_{max} = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} (3l^2 - 4a^2) \quad [5.9]$$

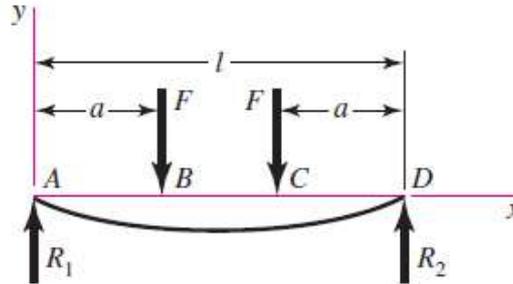


Figura 5.15. Viga simplemente apoyada con dos cargas idénticas equidistantes.
Fuente: (Shigley, 2008)

Donde:

y_{max} = Deflexión máxima

F = Cargas Idénticas.

l = Distancia entre los apoyos.

a = Distancia entre el apoyo y la carga puntual (ver figura 5.15)

E = Modulo de elasticidad.

I = Momento de Inercia.

Se determina el momento de inercia de referencia a partir de la ecuación 5.9, se obtiene la ecuación 5.10, para ello se considera el módulo de elasticidad de un perfil laminado de acero estructural A-36 $E=200Gpa$, valor obtenido de la tabla de propiedades del acero estructural A-36 adjunto en el Anexo C4.

$$I = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot y_{max}} (3l^2 - 4a^2) \quad [5.10]$$

[5.10]

$$I = \frac{(2901Kgf \cdot 9.81m/s^2) \cdot 3.085m}{24 \cdot (200 \times 10^9Pa) \cdot (8.15 \times 10^{-3}m)} [3(7.25m)^2 - 4(3.085m)^2]$$

$$I = 2,6845 \times 10^{-4} m^4 \approx 26845cm^4$$

Paso 3: Selección de la sección transversal.

Se procede a comparar diferentes perfiles con relación al valor de inercia de referencia calculado en la ecuación 5.10, considerando peso y dimensión. En primera instancia, se analiza un perfil tipo HEB 300 de la *tabla Propiedades Geométricas y Mecánicas perfiles HEB Laminados*, adjunta en el anexo C4. De la cual, se identifica

un valor de inercia de 25168 cm^4 , el cual es demasiado bajo y no cumple lo requerido. El siguiente perfil tipo HEB 320 de la misma tabla, presenta un valor de inercia de 30.826 cm^4 , el cual es aceptable para el valor de inercia requerido; sin embargo, se presentó la dificultad de disponibilidad en el mercado local. Conforme a lo expresado, se procede a construir una sección transversal mediante la combinación de perfiles laminados existentes en el mercado. Se escoge dos perfiles tipo UPN 300 reforzados con dos planchas de acero estructural A-36 de espesor $1/2''$ (12.7mm) x 240mm, como se observa en la figura 5.16. Según la tabla de Propiedades geométricas y mecánicas de perfiles UPN laminados disponible en el anexo C4, el perfil UPN 300 tiene un valor de inercia de 8030 cm^4 con un peso de 46 kg/m . Se procede a calcular la inercia respecto al eje x de la sección escogida, considerando que esta es simétrica, y aplicando el teorema de ejes paralelos (ecuación 4.6), se plantea la ecuación 5.11.

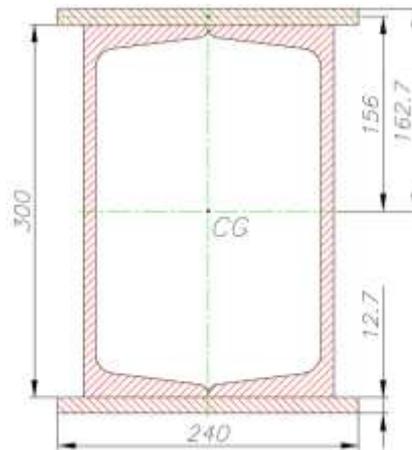


Figura 5.16. Sección transversal viga puente manufacturado. **Fuente:** (Autor)

$$I_{xx} = 2(I_{x\text{Perfil}}) + 2(I_{x\text{Planchas}} + A \cdot dy^2) \quad [5.11]$$

$$I_{xx} = 2(I_{x\text{Perfil}}) + 2 \left[\left(\frac{b \cdot h^3}{12} \right) + (b \cdot h) \cdot dy^2 \right]$$

$$I_{xx} = 2(8030 \text{ cm}^4) + 2 \left[\left(\frac{24 \text{ cm} \cdot (1,27 \text{ cm})^3}{12} \right) + (24 \text{ cm} \cdot 1,27 \text{ cm}) \cdot (15,635 \text{ cm})^2 \right]$$

$$I_{xx} = 30970 \text{ cm}^4$$

Se determina la masa por metro lineal de la sección seleccionada, la masa de la plancha de $1/2''$ (12.7mm) x 240mm se determina conforme a la ecuación 5.12, considerando que la densidad del acero es 7850 kg/m^3 , según la tabla de propiedades del acero estructural A-36 adjunto en el Anexo C5. [5.12]

$$m_{\text{plancha}} = A \cdot \rho_{\text{acero}}$$

$$m_{\text{plancha}} = \left(\frac{24 \text{ cm} \cdot 1,27 \text{ cm}}{100^2} \right) 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{plancha} = 22.6kg/m$$

Se calcula la masa de la sección transversal seleccionada por metro lineal como se indica en la ecuación 5.13, considerando que los perfiles UPN 300 poseen una masa de 46kg/m.

$$m_{seccion} = 2m_{plancha} + 2m_{perfil} \quad [5.13]$$

$$m_{seccion} = 2(22,6Kg/m) + 2(46Kg/m)$$

$$m_{seccion} = 137Kg/m \approx 1343.97N/m$$

La masa total de la viga puente se determina multiplicando la masa por metro lineal obtenida en la ecuación 5.13, por la longitud de la viga, conforme se indica en la ecuación 5.14.

$$m_{viga} = (137Kg/m) \cdot 7,25m = 993,25Kg \quad [5.14]$$

Paso 4: Análisis estático de la viga puente.

Se procede al cálculo estático de la viga puente, mediante sumatoria de momentos y sumatoria de fuerzas, se plantea el diagrama de cuerpo libre considerando el peso de la sección transversal seleccionada, como se indica en figura 5.17.

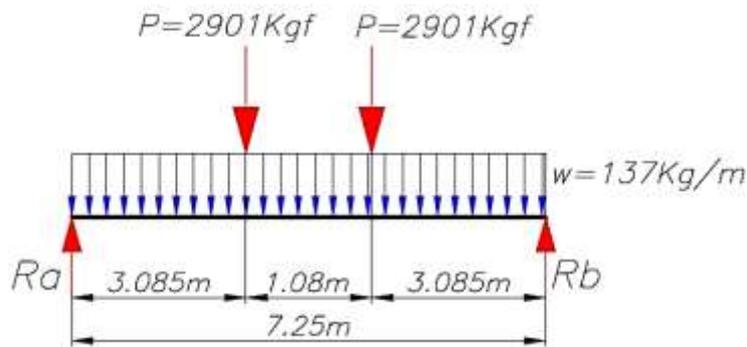


Figura 5.17. Diagrama de cuerpo libre de viga puente manufacturada. **Fuente:** (Autor)

$$\sum M_A = 0 \quad [5.15]$$

$$-Rb(7,25m) + P(3,085m) + P(4,165m) + W(3,625m) = 0$$

$$-Rb(7,25m) + 2901Kgf(3,085m) + 2901Kgf(4,165m) + 993,25Kgf(3,625m) = 0$$

$$Rb = 3397.62 Kgf \approx 33.32KN$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-Ra - Rb + 2P + W = 0$$

$$-Ra - (3206Kgf) + 2(2901Kgf) + (993,25Kgf) = 0$$

$$Ra = 3397.62 Kgf \approx 33.32KN$$

Paso 5: Cálculo de diagramas de carga cortante y momento flexionante.

Con el valor de las reacciones obtenidas en las ecuaciones 5.15 y 5.16 se procede a graficar el diagrama de fuerzas cortantes como se indica en la figura 5.18.

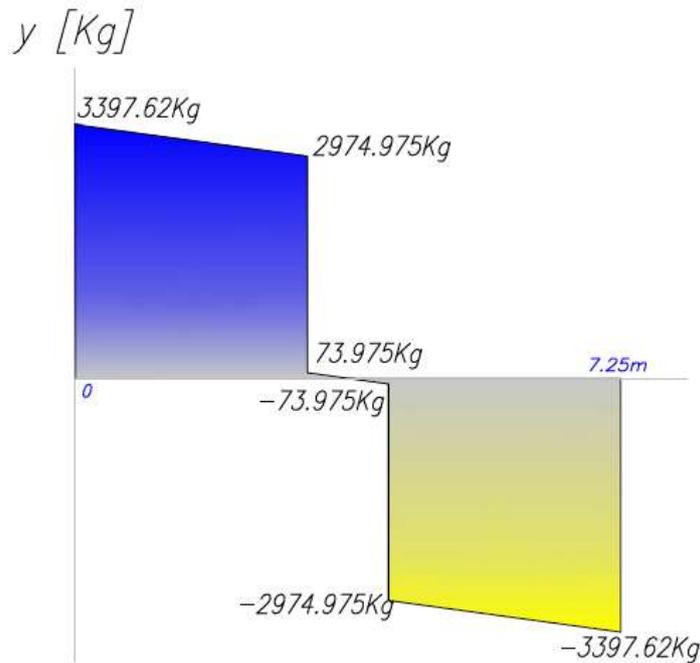


Figura 5.18. Diagrama de carga cortante de la viga puente **Fuente:** (Autor)

El momento flexionante máximo que soporta la viga puente por acción de las dos cargas puntuales idénticas y la carga distribuida a causa del peso de la misma, se determina mediante las fórmulas del método de superposición, la ecuación 5.17 corresponde al momento para una viga simplemente apoyada con dos cargas puntuales idéntica y equidistantes, y la ecuación 5.18 corresponde al momento para una carga distribuida; formulación obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunta en el anexo C1.

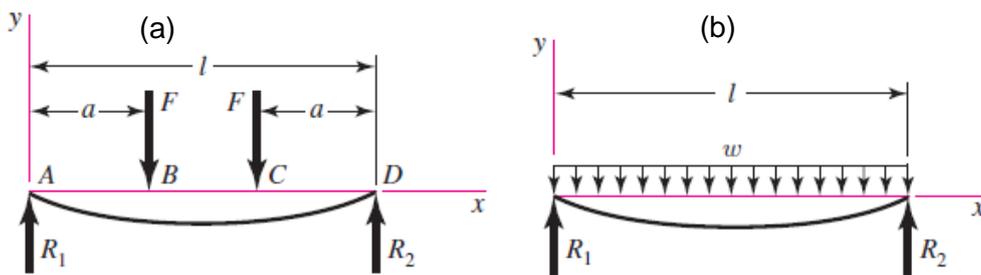


Figura 5.19. Viga simplemente apoyada (a) con dos cargas idénticas equidistantes (b) con carga distribuida **Fuente:** (Shigley, 2008)

$$M_F = F \cdot a \quad [5.17]$$

$$M_W = \frac{w \cdot l^2}{8} \quad [5.18]$$

Donde:

M_F = Momento flexionante a causa de las cargas idénticas equidistantes.

M_w = Momento flexionante por la carga distribuida.

F = Carga

w = carga distribuida (peso de la viga por metro lineal)

l = Distancia entre los apoyos.

a = Distancia entre el apoyo y la carga puntual (ver figura 5.19a)

Para obtener el momento flexionante máximo, se debe sumar el resultado de los momentos de las ecuaciones 5.17 y 5.18, la sumatoria se indica en la ecuación 5.19.

$$M_{max} = M_F + M_w \quad [5.19]$$

$$M_{max} = F \cdot a + \frac{w \cdot l^2}{8}$$

$$M_{max} = 2091Kg \cdot 3.085m + \frac{137Kg/m \cdot (7,25m)^2}{8}$$

$$M_{max} = 9849.71 Kg m \approx 96.625 KNm$$

El diagrama de momento flexionante de la viga se presenta en la figura 5.20.

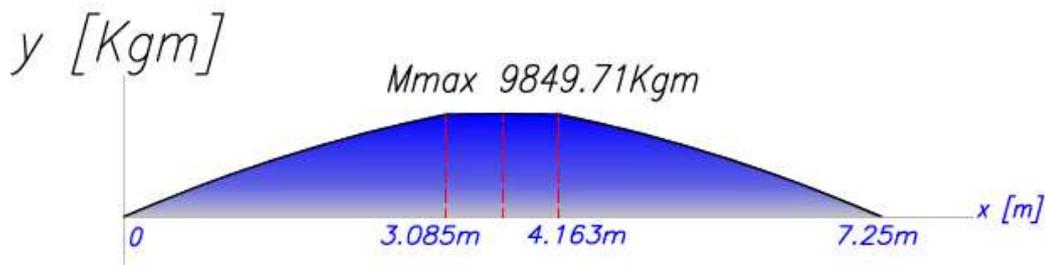


Figura 5.20. Diagrama de momento Flector viga puente **Fuente:** (Autor)

Pasó 6: Cálculo de la deflexión de la viga puente.

La deflexión para una viga simplemente apoyada con dos cargas idénticas equidistantes y_F se indica en la ecuación 5.20, conforme al método de superposición (ver anexo C1) la deflexión de la viga puente por efecto de las cargas será:

$$y_F = \frac{Fa}{24EI} (3l^2 - 4a^2) \quad [5.20]$$

$$y_F = \frac{(2901Kg \cdot 9.81m/s^2) (3.085m)}{24(200 \times 10^9 Pa) \left(\frac{30970}{100^4} m^4\right)} [3(7.25m)^2 - 4(3.085m)^2]$$

$$y_F = 0.0071m \approx 7.1mm$$

La deflexión para una viga simplemente apoyada con carga distribuida y_w se obtiene mediante la ecuación 5.21 del método de superposición (ver anexo C1), por tanto, la deflexión de la viga puente por efecto de su propio peso será:

$$y_w = \frac{5}{384} \frac{wl^4}{EI}$$

$$y_w = \left(\frac{5}{384} \right) \frac{(1343.97N/m)(7.25m)^4}{(200 \times 10^9 Pa) \left(\frac{30970}{100^4} m^4 \right)}$$

$$y_w = 7.8 \times 10^{-4} m \approx 0.78mm$$

La deflexión total que estará sometida la viga puente es la suma de la deflexión por la carga central más la deflexión de la carga distribuida. Además, debe cumplir la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1 que se indicó anteriormente en la ecuación 5.8. La que establece que la deformación máxima permisible que debe soportar la viga puente es $l/888$, donde l es la distancia entre los apoyos. Como analizamos anteriormente la deflexión de la viga puente no deberá exceder un valor de $y_{max} < 8.15mm$.

$$y_{max} = y_F + y_w \quad [5.22]$$

$$y_{max} = 7.88mm \text{ CUMPLE}$$

Paso 7: Esfuerzo a flexión y cálculo del factor de seguridad.

Como se indicó en la ecuación 4.4, el esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dada por la expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x} \quad [5.23]$$

Donde c es distancia desde el eje neutro al extremo del perfil $c=16.27cm$ como se puede observar en la figura 5.14, por tanto:

$$\sigma_{max} = \frac{(96625Nm)0.1627m}{\left(\frac{30970}{100^4} m^4 \right)}$$

$$\sigma_{max} = 50.76 MPa$$

Dado que el esfuerzo limite a la fluencia para el acero estructural A-36 es $\sigma_y = 250$ MPa (ver anexo C5), el esfuerzo máximo que debe experimentar la viga según lo establece la norma CMAA 70 inciso 3.4.1, no debe superar el $0.75\sigma_y$, por tanto:

$$\sigma_{max} < 0.75\sigma_y \quad [5.24]$$

$$50.76MPa < 0.75(250MPa)$$

$$50.76MPa < 187.5 \text{ } 250MPa \text{ CUMPLE}$$

El factor de seguridad según la normativa, el cual fue indicado en el párrafo anterior, n , es igual a 1.33. Como se puede observar en la ecuación 5.25, la viga puente cumple con dicho parámetro.

$$[5.25]$$

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}; n \geq 1.33$$

$$n = \frac{187.5 \text{ Mpa}}{50.76 \text{ MPa}}$$

$$n = 3.75 \text{ CUMPLE}$$

Finalmente, se concluye que el que el porcentaje de utilización del material es:

$$\% \text{ uso del material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100 \quad [5.26]$$

$$\% \text{ uso del material} = \frac{50.76 \text{ MPa}}{187.5 \text{ Mpa}} 100 = 26.7\%$$

5.2.5. Cálculo de las vigas testeras.

Como se observó en la figura 5.10, (Esquema general del puente grúa diseñado), las vigas testeras son las encargadas de apoyar las vigas puente en sus extremos y a su vez estas se encuentran soportadas sobre dos ruedas. Para el diseño de las vigas testeras se debe tener en cuenta algunos factores que influyen en las dimensiones de la misma.

La norma CMAA 70 inciso 3.6.1, establece que el puente grúa deberá transportarse mediante las vigas testeras diseñadas para transportar la carga máxima, cuando esta se levante en un extremo del puente grúa. La distancia entre las ruedas de la viga testera no deberá ser menor a 1/7 de la luz (distancia entre los apoyos de la viga puente). Para determinar el alto y ancho de la sección transversal de la viga testera se debe considerar las dimensiones de los componentes que llevará en su interior (ruedas, rodamientos y ejes) como también en su exterior (placas de unión entre las vigas testera y puente) además de los motoredutores encargados de dar el movimiento al puente grúa.

Paso 1. Análisis de cargas.

Previo al diseño de la viga testera, se realiza un análisis de las cargas que va a soportar, para esto, se consideran las reacciones obtenidas en los apoyos de la viga puente, cuando la carga máxima sea levantada en un extremo del puente grúa, como se indica la figura 5.21, según lo establece la norma CMAA 70 inciso 3.6.1. Conforme a las dimensiones del polipasto seleccionado, la distancia máxima a la que puede llegar las ruedas del trolley hacia un extremo del puente grúa es 0.148m y 1.08m (ver anexo B2)

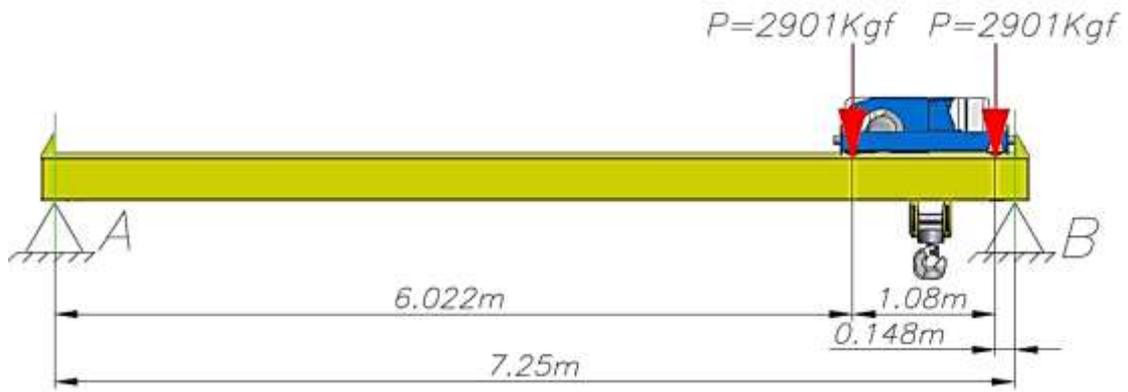


Figura 5.21. Esquema de viga puente con cargas equidistantes en su extremo máximo

Fuente: (Autor)

Considerando el peso de la viga puente obtenido en la ecuación 5.14. y las dos cargas iguales de 2901 Kgf, separadas a las distancias que se indica en la figura 5.21, se plantea el DCL de la viga puente cuando las cargas se encuentran en el máximo extremo de la viga como se indica en la figura 5.22.

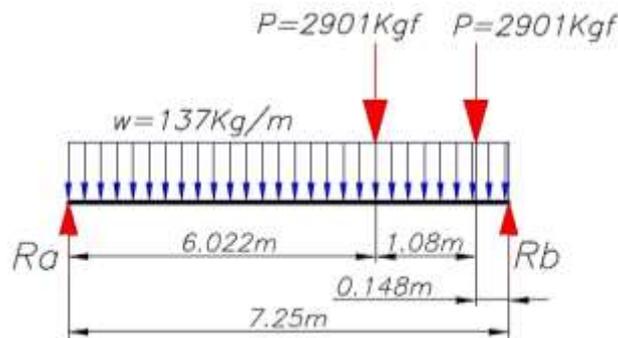


Figura 5.22. DCL viga puente con cargas en su extremo máximo **Fuente:** (Autor)

Se determinan las reacciones en los apoyos de la viga puente mediante ecuaciones de equilibrio, y se presentan sus resultados en las ecuaciones 5.27 y 5.28.

$$\sum M_A = 0 \quad [5.27]$$

$$-R_b(7,25m) + P(6.022m) + P(7.102m) + W(3,625m) = 0$$

$$-R_b(7,25m) + 2901Kg(6.022m) + 2901(7.102m) + 993,25Kg(3,625m) = 0$$

$$R_b = 5791,7Kgf \approx 56.81KN \quad [5.28]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_a - R_b + 2P + W = 0$$

$$-R_a - (5791,7Kg) + 2(2901Kg) + (993,25Kg) = 0$$

$$R_a = 1002,3Kgf \approx 9.83KN$$

Paso 2. Selección de la sección transversal de la viga testera.

Se propone una sección transversal de cajón compuesta por dos perfiles UPN de 300 de acero laminado A-36 como se indica en la figura 5.23, ya que estos permiten almacenar internamente los componentes como: ruedas, ejes y rodamientos. Elementos que se analizarán más adelante. Según la tabla de propiedades geométricas y mecánicas de perfiles UPN laminados, el perfil UPN 300 tiene un valor de inercia de 8030cm^4 con un peso de 46kg/m (ver anexo C4), se procederá a comprobar en los siguientes pasos si la sección cumple los requerimientos de diseño y soporta las cargas aplicadas.

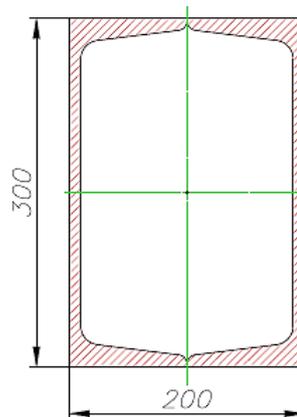


Figura 5.23. Sección transversal viga testera **Fuente:** (Autor)

Paso 3. Análisis estático de la viga testera.

Se presenta el esquema de la viga testera en la figura 5.24, considerando que esta soportará dos cargas máximas de 5791.7Kgf , correspondientes a las reacciones de la viga puente analizadas en la ecuación 5.27, cuando las cargas se encuentran en su máximo extremo. Estas cargas están separadas a una distancia de 1.4m correspondiente a la distancia de separación entre las dos vigas puente y la distancia entre las ruedas del polipasto (ver anexo B2).

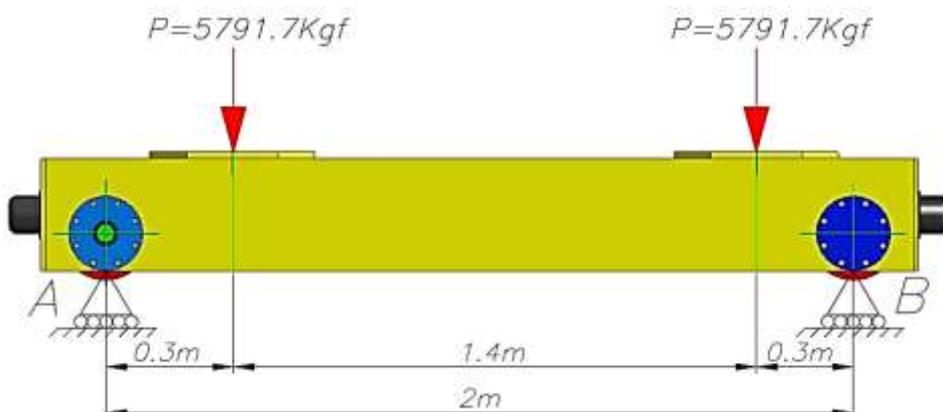


Figura 5.24. Esquema de cargas en la viga Testera **Fuente:** (Autor)

Por tanto el DCL de la viga testera se presenta en la figura 5.25, considerando el peso 92Kg/m de dos perfiles laminados UPN de 300.

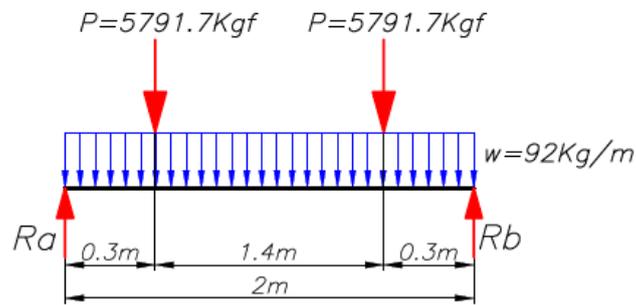


Figura 5.25. DCL viga testera **Fuente:** (Autor)

La masa de la viga testera se define como se indica en la ecuación 5.29.

$$m_{viga\ testera} = 2(46Kg/m)2m = 184Kg \quad [5.29]$$

Observando la figura 5.25, se plantea las ecuaciones de equilibrio, y se obtiene las reacciones en los apoyos, expresadas en las ecuaciones 5.30 y 5.31.

$$\sum M_A = 0 \quad [5.30]$$

$$-R_b(2m) + 5791.7Kg(0,3m) + 5791.7Kg(1,7m) + 184Kg(1m) = 0$$

$$R_b = 5883.7Kgf \approx 57,719KN$$

$$\sum F_y = 0 \quad [5.31]$$

$$-R_a - R_b + 2P + W = 0$$

$$-R_a - (5883.7Kg) + 2(5791.7Kg) + (184Kg) = 0$$

$$R_a = 5883.7Kgf \approx 57,719KN$$

Paso 4. Diagramas de cargas cortantes y momento flexionante.

Se grafica el diagrama de cargas cortantes a partir de las reacciones calculadas, como se indica en la figura 5.26.

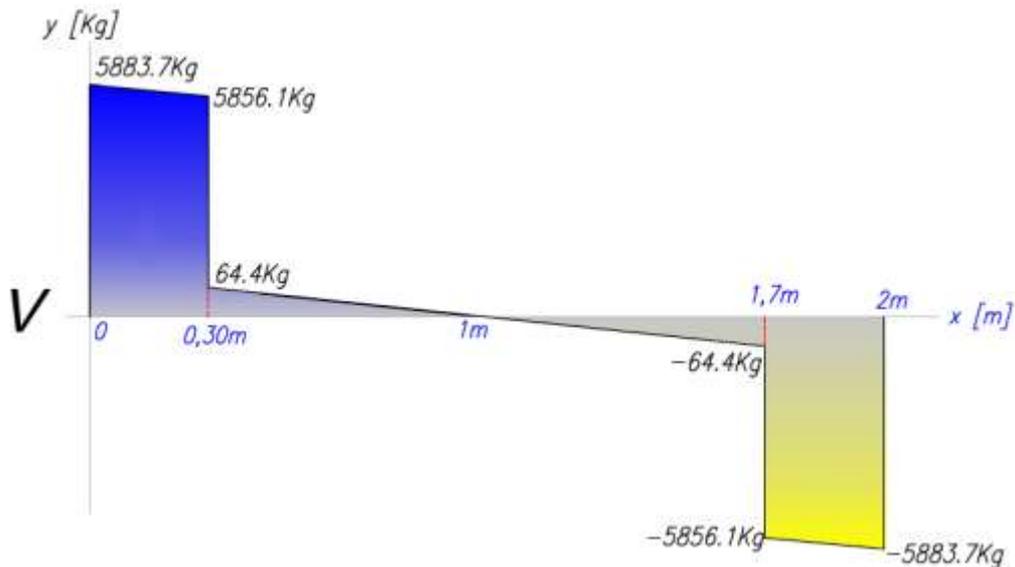


Figura 5.26. Diagrama de carga cortante viga testera **Fuente:** (Autor)

Empleando la formulación del método de superposición, para determinar el momento máximo de una viga simplemente apoyada con dos cargas iguales equidistantes como se indicó en la ecuación 5.17, y la formula para una viga simplemente apoyada con una carga distribuida en la ecuación 5.18. Obtenemos el momento máximo que soportará la viga testera, mediante la sumatoria del momento a causa de las cargas puntuales M_F y el momento a causa de la carga distribuida M_W , como se indica en la ecuación 5.19.

[5.19]

$$M_{max} = M_F + M_W$$

$$M_{max} = F \cdot a + \frac{w \cdot l^2}{8}$$

$$M_{max} = 5791.7Kg \cdot 0,30m + \frac{92Kg/m \cdot (2m)^2}{8}$$

$$M_{max} = 1737.51Kg m + 46Kg m$$

$$M_{max} = 1783.51Kg m \approx 17496Nm$$

El diagrama de momento flexionante para la viga testera se presenta en la figura 5.27.

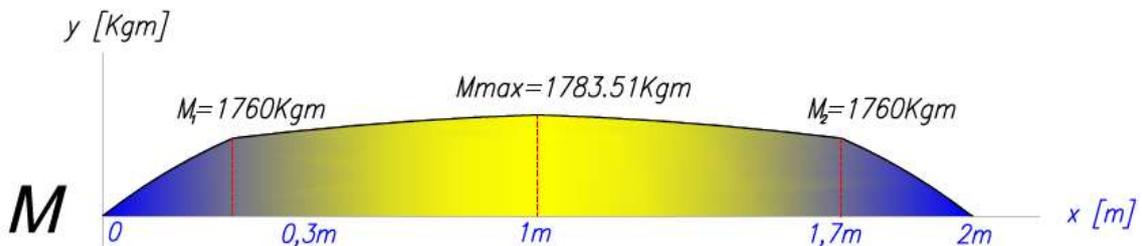


Figura 5.27. Diagrama momento flector para la viga testera **Fuente:** (Autor)

Paso 5. Cálculo de la deflexión de la viga testera.

La deflexión de la viga testera para dos cargas puntuales equidistantes se obtuvo mediante la fórmula 5.20, obtenidas de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunto en el Anexo C1.

$$y_F = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} (3l^2 - 4a^2) \quad [5.20]$$
$$y_F = \frac{(5791.7Kgf \cdot 9.81m/s^2) \cdot 0.3m}{24 \cdot (200 \times 10^9 Pa) \cdot \left(\frac{16060}{100^4} m^4\right)} [3(2m)^2 - 4(0.3m)^2]$$
$$y_F = 2.617 \times 10^{-4} m \approx 0.2617 mm$$

La segunda deflexión de la viga testera para la carga distribuida se obtiene mediante la ecuación 5.21, obtenida de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunto en el Anexo C1.

$$y_w = \frac{5}{384} \cdot \frac{w \cdot l^4}{E \cdot I} \quad [5.21]$$
$$y_w = \frac{5}{384} \cdot \frac{(92Kg/m \cdot 9.81m/s^2) \cdot (2m)^4}{(200 \times 10^9 Pa) \cdot \left(\frac{16060}{100^4} m^4\right)}$$
$$y_w = 5.853 \times 10^{-6} m \approx 5.853 \times 10^{-3} mm$$

La deflexión total es la suma de la flecha por la carga puntual más la flecha de la carga distribuida, como se indicó en la ecuación 5.22. Además, debe cumplir la norma CMAA 70, inciso 3.5.5.1, la que establece que la deformación máxima permisible que debe soportar la viga es $l/888$, donde l es la distancia entre los apoyos. Por tanto $y_{max} < 2000mm/888 < 2.25mm$

$$y_{max} = y_F + y_w \quad [5.22]$$
$$y_{max} = 0.2617mm + 5.853 \times 10^{-3} mm = 0.2675mm \text{ CUMPLE}$$

Paso 6. Cálculo del esfuerzo de flexión y factor de seguridad.

El esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dado por la ecuación 5.23, donde c es distancia desde el eje neutro al extremo del perfil, en este caso $c=150mm$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x} \quad [5.23]$$
$$\sigma_{max} = \frac{(17496Nm) \cdot 0.15m}{\left(\frac{16060}{100^4} m^4\right)}$$
$$\sigma_{max} = 16.34 MPa$$

El esfuerzo a la fluencia para el acero A-36 es $\sigma_y = 250 MPa$ (ver anexo D5 propiedades del acero A-36), según la norma CMAA 70 inciso 3.4.1, el esfuerzo

máximo que soporta la viga testera no deberá superar el $0.75 \sigma_y$, como se indicó en la ecuación 5.24.

$$\sigma_{max} < 0.75\sigma_y$$

$$16.34 \text{ MPa} < 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$16.34 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa} \text{ CUMPLE}$$

El factor de seguridad según la normativa, deberá ser mayor a 1.33, como se indica en la ecuación 5.25. La viga testera cumple con dicho parámetro.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}} \geq 1.33 \quad [5.25]$$

$$n = \frac{187.25 \text{ Mpa}}{16.34 \text{ MPa}}$$

$$n = 11.47 \text{ CUMPLE}$$

Finalmente, se concluye que el que el porcentaje de utilización del material para la viga testera será:

$$\% \text{ uso del material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100 \quad [5.26]$$

$$\% \text{ uso del material} = \frac{16.34 \text{ MPa}}{187.5 \text{ Mpa}} 100 = 8.7\%$$

Se observa un factor de seguridad muy elevado y por consiguiente un factor de utilización del material muy bajo, debido a que el dimensionamiento de la viga carrilera se realizó con materiales de construcción sobrantes (perfil UPN 300) de la manufactura de la viga puente. Este hecho corresponde a un enfoque únicamente económico, que se determinó hegemónicamente por el departamento de proyectos de la empresa Cartopel SAI. Sin embargo, con este diseño se logró disponer de suficiente espacio interior para el montaje de elementos mecánicos como las ruedas, ejes, rodamientos posteriormente analizados.

5.2.6. Cálculo de las vigas carrileras.

El puente grúa se desplaza sobre dos vigas carrileras, las cuales deben soportar el peso estructural del puente grúa y la carga de levantamiento, esta cuenta con una platina guía, sobre la que se desplazan las ruedas de la viga testera. Para el nuevo puente grúa de la empresa Cartopel SAI, se mantendrá el diseño original de una viga carrilera, y se diseñará una nueva viga carrilera de ampliación, la cual está apoyada sobre cuatro ménsulas que a su vez se sujetaran en las columnas de la planta. El diseño original de la viga carrilera cuenta con una sección transversal conformada por

un perfil HEB 260, de acero laminado A-36, como se indica en la figura 5.28. Se procederá a verificar si este diseño cumple las nuevas exigencias de carga, y la rigidez estructural, considerando las condiciones que establece la norma CMAA 70.

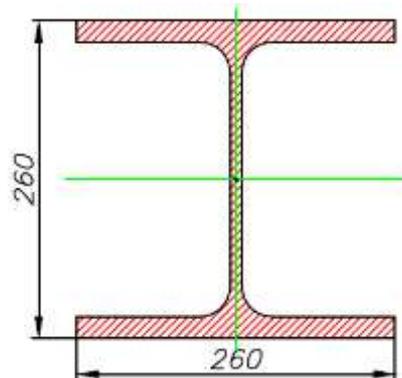


Figura 5.28. Sección transversal viga Carrilera **Fuente:** (Autor)

Estas vigas son de tipo continua e hiperestática según lo indicado en la sección 4.5, se encuentran sujetas de manera empernada, con cuatro pernos sobre las ménsulas para la nueva viga carrilera, y sobre columnas en la viga carrilera existente. Las ménsulas y columnas están separadas a 6m, 3.425m y 4.73m como se indica en la figura 5.29.

Se analizará la resistencia de la viga carrilera cuando las dos cargas de 5883.7Kgf $\approx 57719\text{N}$ separadas 2m correspondientes a las reacciones obtenidas en el cálculo de la viga testera, cuando se encuentren centradas en el tramo más largo de 6m; en este punto se obtendrá el mayor momento flector y por ende la mayor deflexión.

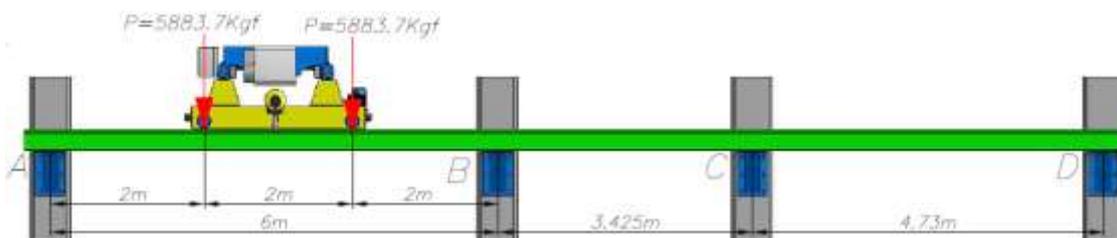


Figura 5.29. Esquema viga carrilera con cargas en el primer tramo **Fuente:** (Autor)

Paso 1. Diagrama de cuerpo libre.

Como ya se mencionó en las sujeciones de las vigas carrileras se emplea cuatro pernos en cada ménsula y cada columna, por tanto, se define esta sujeción de tipo empotrada, con esta consideración se establece que la viga carrilera se encuentra empotrada en cuatro puntos.

Se divide la viga carrilera en tramos, los cuales son: tramo I entre los empotramientos A y B, tramo II entre los empotramientos B y C y tramo III entre los empotramientos C y D. Se plantea el DCL para la viga carrilera como se indica en la figura 5.30 cuando las cargas se encuentran en el primer tramo I, se identifican las reacciones R_a , R_b , R_c

y R_d y sobre estas se establece un momento flector MA , MB , MC y MD , debido a que cada empotramiento posee una reacción vertical y un momento interno.

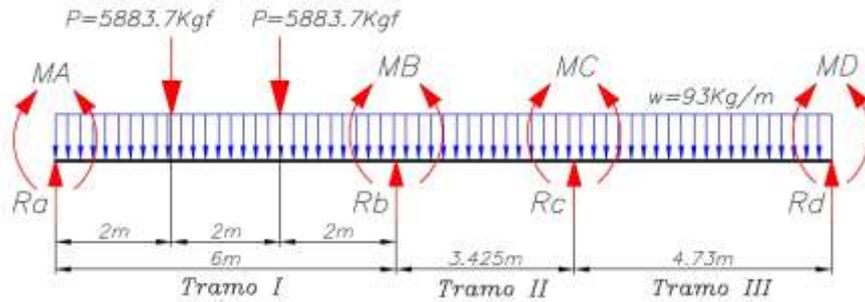


Figura 5.30. DCL viga Carrilera con cargas en el primer tramo. **Fuente:** (Autor)

Paso 2. Cálculo de reacciones y momentos en tramos.

Para el estudio analítico mediante el uso de mecánica de materiales clásica para vigas continuas hiperestáticas con múltiples empotramientos, se empleará el método de superposición por tramos. Debido a que la viga carrilera es el conjunto de tramos empotrados y cada tramo es estáticamente indeterminado. Porque, al aplicar las ecuaciones de equilibrio se obtiene un mayor número de incógnitas en comparación al número de ecuaciones. Se emplearon las fórmulas del método de súper posición de la tabla A-9 del libro de Shirley adjunto en el anexo C1 para vigas empotradas con carga intermedia y con carga distribuida, como se indica en la figura 5.31.

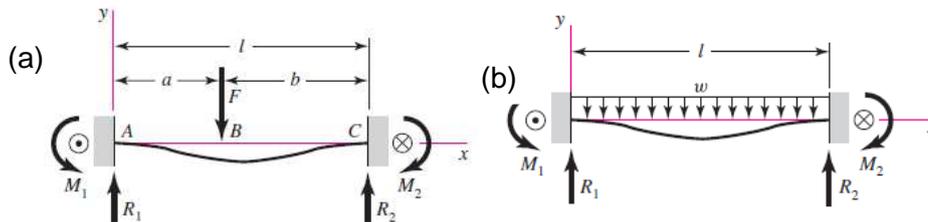


Figura 5.31. Viga empotrada (a) con carga puntual (b) con carga distribuida **Fuente:** (Shigley, 2008)

Las fórmulas correspondientes al método de superposición, empleada para el cálculo de reacciones para una viga empotrada con una carga puntual intermedia son las siguientes:

$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad [5.32]$$

$$R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a) \quad [5.33]$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad [5.34]$$

$$M_2 = \frac{Fa^2 b}{l^2} \quad [5.35]$$

Para calcular los momentos y reacciones en una viga empotrada con una carga distribuida se emplea las siguientes ecuaciones:

$$R_1 = R_2 = \frac{wl_2}{2} \quad [5.36]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12} \quad [5.37]$$

En este sentido, las ecuaciones 5.32 – 5.37, se describen como:

R_1 = Reacción en el empotramiento izquierdo.

R_2 = Reacción en el empotramiento derecho.

M_1 = Momento flexionante en el empotramiento izquierdo.

M_2 = Momento flexionante en el empotramiento derecho.

F = Carga

l = Distancia entre los empotramientos

a = Distancia entre el empotramiento izquierdo y la carga puntual (ver figura 5.15a)

b = Distancia entre el empotramiento derecho y la carga puntual (ver figura 5.15a)

w = carga distribuida (peso de la viga por metro lineal)

Para poder emplear el método de superposición, descomponemos la viga continua en sus tres tramos independientes, como se indica en la figura 5.32.

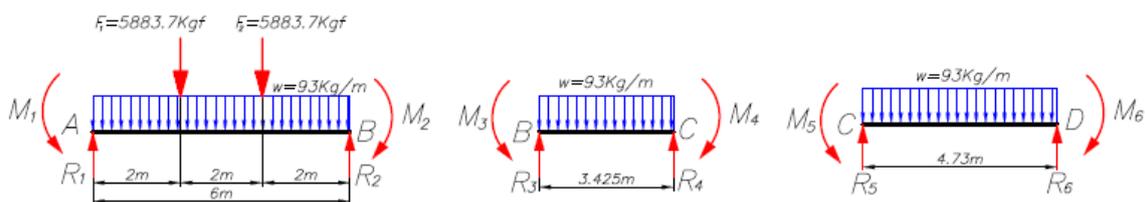


Figura 5.32. Descomposición de la viga carrilera en tres tramos independientes.

Fuente: (Autor)

Cálculo de momentos y reacciones en el tramo 1

En el análisis individual del tramo 1, donde se identifica dos cargas puntuales y una carga distribuida en una viga empotrada en sus extremos, previo al uso del método de superposición, se descompone el tramo en casos de carga simple, como se indica en la figura 5.33, para después sumarlos en un resultado final.

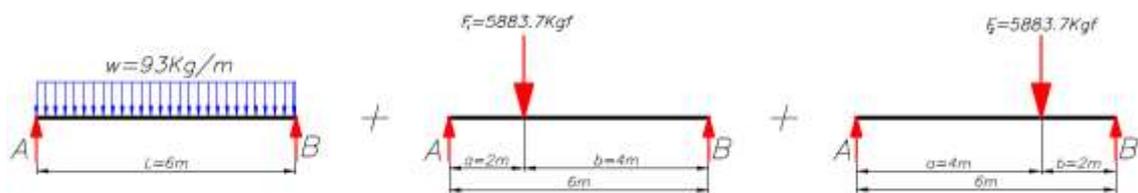


Figura 5.33. Descomposición del tramo 1, en casos de carga simple. **Fuente:** (Autor)

Para determinar las reacciones en los empotramientos, se realizará la sumatoria de las reacciones individuales a causa de cada una de las cargas simples, es decir, la reacción a causa de la primera carga puntual, más la reacción a causa de la segunda carga puntual y por último se sumará la reacción a causa de la carga distribuida, de manera que se obtiene las ecuaciones 5.38 y 5.39.

$$R_1 = \frac{F_1 b_1^2}{l^3} (3a_1 + b_1) + \frac{F_2 b_2^2}{l^3} (3a_2 + b_2) + \frac{wl}{2} \quad [5.38]$$

$$R_1 = \frac{5883.7(4)^2}{6^3} (3 \cdot 2 + 4) + \frac{5883.7(2)^2}{6^3} (3 \cdot 4 + 2) + \frac{93 \cdot 6}{2}$$

$$R_1 = 6162.69Kgf \approx 60456N$$

$$R_2 = \frac{F_1 a_1^2}{l^3} (3b_1 + a_1) + \frac{F_2 a_2^2}{l^3} (3b_2 + a_2) + \frac{wl}{2} \quad [5.39]$$

$$R_2 = \frac{5883.7(2)^2}{6^3} (3 \cdot 4 + 2) + \frac{5883.7(4)^2}{6^3} (3 \cdot 2 + 4) + \frac{93 \cdot 6}{2}$$

$$R_2 = 6162.69Kgf \approx 60456N$$

Para determinar los momentos flexionante en los empotramientos, se realizará la sumatoria de todos los momentos a causa de cada una de las cargas, como se indica en la siguiente expresión:

$$M_1 = \frac{F_1 a_1 b_1^2}{l^2} + \frac{F_2 a_2 b_2^2}{l^2} + \frac{wl^2}{12} \quad [5.40]$$

$$M_1 = \frac{5883.7 \cdot 2 \cdot (4)^2}{6^2} + \frac{5883.7 \cdot 4 \cdot (2)^2}{6^2} + \frac{93(6)^2}{12}$$

$$M_1 = 8123,95Kgf \cdot m \approx 79695,65Nm$$

$$M_2 = \frac{F_1 a_1^2 b_1}{l^2} + \frac{F_2 a_2^2 b_2}{l^2} + \frac{wl^2}{12} \quad [5.41]$$

$$M_2 = \frac{5883.7 \cdot 4 \cdot (2)^2}{6^2} + \frac{5883.7 \cdot 2 \cdot (4)^2}{6^2} + \frac{93(6)^2}{12}$$

$$M_2 = 8123,95Kgf \cdot m \approx 79695,65Nm$$

Cálculo de momentos y reacciones en el tramo 2

Se analiza el tramo 2, conforme al procedimiento descrito en el tramo1, en este caso se analiza la interpretación de carga indicada en la figura 5.34, que se trata de una viga empotrada en sus extremos con una carga distribuida. Las reacciones y los momentos para el cálculo de este tramo se indican en las ecuaciones 5.42 y 5.43.

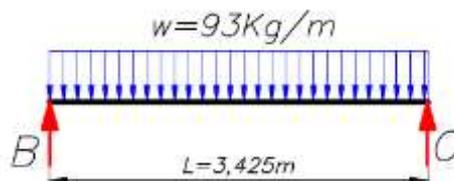


Figura 5.34. Solicitación de carga tramo 2. **Fuente:** (Autor)

$$R_3 = R_4 = \frac{wl_2}{2} \quad [5.42]$$

$$R_3 = R_4 = \frac{93 \cdot 3.425}{2}$$

$$R_3 = R_4 = 159.26Kgf \approx 1562.36N$$

$$M_3 = M_4 = \frac{wl_2^2}{12} \quad [5.43]$$

$$M_3 = M_4 = \frac{93(3.425)^2}{12}$$

$$M_3 = M_4 = 90.91 \text{Kgf} \cdot \text{m} \approx 891.85 \text{Nm}$$

Cálculo de momentos y reacciones en el tramo 3

Se analiza el tramo 3, conforme al procedimiento descrito en el tramo 2, en este caso se identifica la interpretación de carga indicada en la figura 5.35, que se trata de una viga empotrada en sus extremos con una carga distribuida. Las reacciones y los momentos para el cálculo de este tramo se indican en las ecuaciones 5.44 y 5.45.

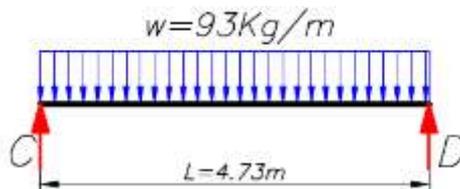


Figura 5.35. Solicitación de carga tramo 3 **Fuente:** (Autor)

$$R_5 = R_6 = \frac{wl_3}{2} \quad [5.44]$$

$$R_5 = R_6 = \frac{93 \cdot 4.73}{2}$$

$$R_5 = R_6 = 219.94 \text{Kgf} \approx 2157.66 \text{N}$$

$$M_5 = M_6 = \frac{wl_3^2}{12} \quad [5.45]$$

$$M_5 = M_6 = \frac{93(4.73)^2}{12}$$

$$M_5 = M_6 = 173.38 \text{Kgf} \cdot \text{m} \approx 1700.95 \text{Nm}$$

Paso 3. Cálculo de momentos y reacciones en los empotramientos.

Para el cálculo de reacciones y momentos totales en los empotramientos, se suman las reacciones y momentos de cada tramo independiente anteriormente calculado, según la dirección como se indica en la figura 5.36.

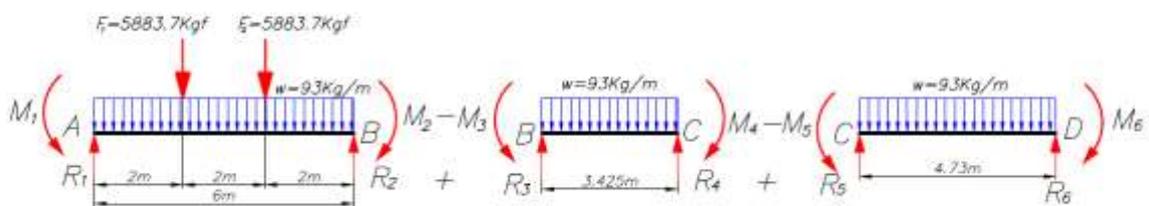


Figura 5.36. Cálculo de Reacciones y momentos totales de la viga carrilera.

Fuente: (Autor)

Tabla 5.9. Compendio de reacciones y momentos totales en la viga carrilera.

Fuente: (Autor.)

$RA = R_1$ $RA = 6162.69Kgf$ $\approx 60456N$	$RB = R_2 + R_3$ $RB = 6321.95Kgf$ $\approx 62018.32N$	$RC = R_4 + R_5$ $RC = 379.2Kgf$ $\approx 3719.95N$	$RD = R_6$ $RD = 219.94Kgf$ $\approx 2157.66N$
$MA = M_1$ $MA = 8123,95Kgfm$ $\approx 79695,65Nm$	$MB = M_2 - M_3$ $MB = 8033Kgfm$ $\approx 78804.12Nm$	$MC = M_4 - M_5$ $MC = 82.05Kgfm$ $\approx 804.91Nm$	$MD = M_6$ $MD = 173.38Kgfm$ $\approx 1700.95Nm$

Paso 4. Diagrama de carga cortante y momento flector.

Con los datos de las reacciones en los empotramientos, se procede a graficar el diagrama de carga cortante como se indica figura 5.37. El diagrama de momento flector se obtiene calculando el área en cada sección del diagrama de carga cortante, esta aumenta si el área es positiva y disminuye si el área es negativa, y su resultado se indica en la figura 5.38.

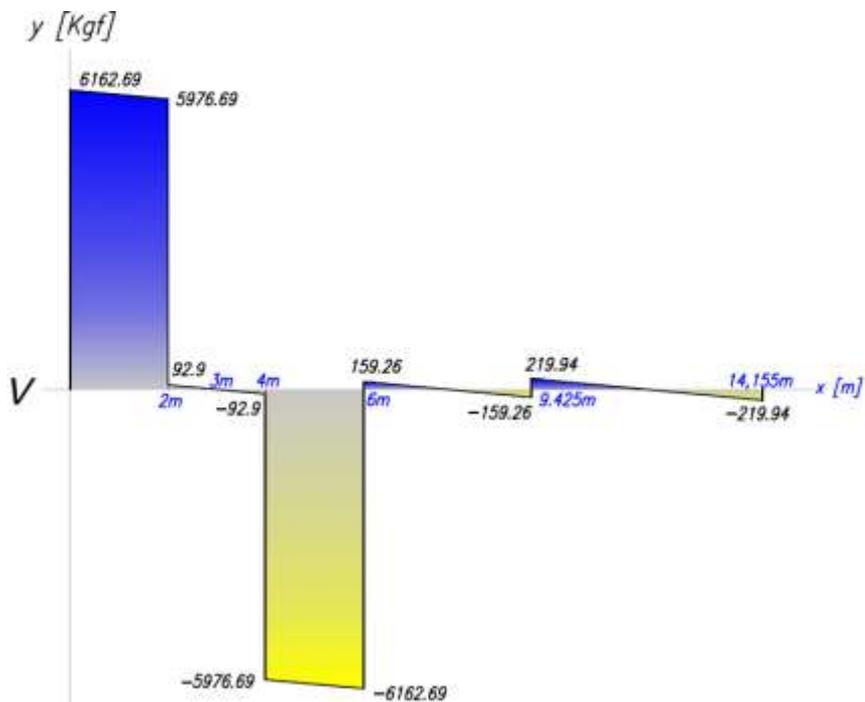


Figura 5.37. Diagrama de carga cortante para la viga carrilera con las cargas en el primer tramo. **Fuente:** (Autor)

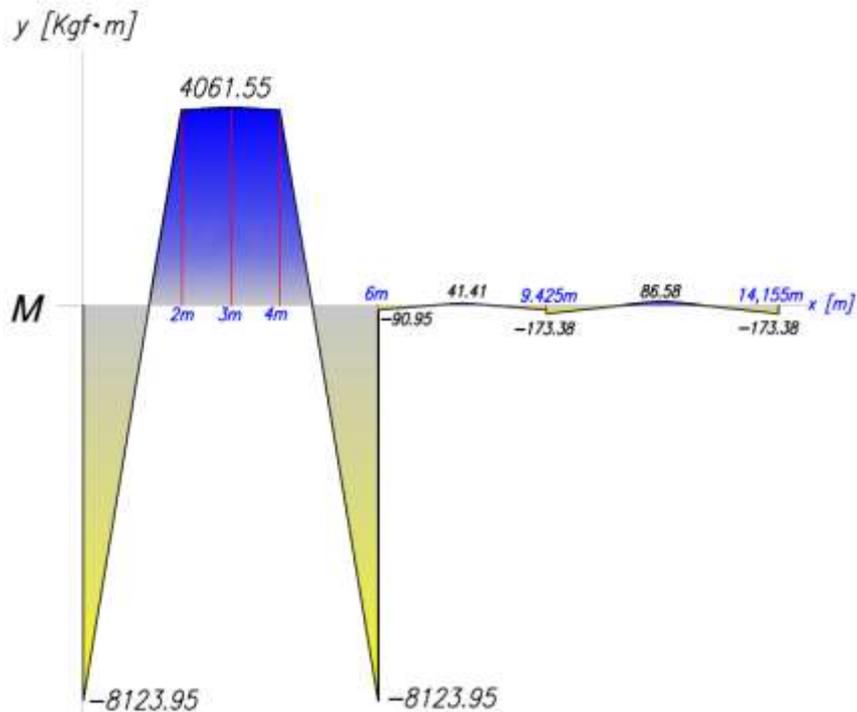


Figura 5.38. Diagrama de momento flexionante para la viga carrilera con las cargas en el primer tramo. **Fuente:** (Autor)

Paso 5. Cálculo de esfuerzo flexionante y factor de seguridad.

El esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dado por la ecuación 5.23 donde c es la distancia desde el eje neutro al extremo del perfil ($c = 130 \text{ mm}$), se introduce a la ecuación el momento flexionante máximo reportado de la figura 5.38 ($M_{max} = 8123.95 \text{ Kgm} \approx 79695.94 \text{ N}$).

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x} \tag{5.23}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(79695.94 \text{ Nm}) \cdot 0.13 \text{ m}}{\left(\frac{14921}{100^4} \text{ m}^4\right)}$$

$$\sigma_{max} = 69.43 \text{ MPa}$$

El esfuerzo a la fluencia para el acero estructural A-36 es $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ (ver anexo C5 propiedades del acero A-36), según la norma CMAA 70 inciso 3.4.1, el esfuerzo máximo que soporta una viga no deberá superar el $0.75 \sigma_y$, como se indicó en la ecuación 5.24.

$$\sigma_{max} < 0.75 \sigma_y \tag{5.24}$$

$$69.43 \text{ MPa} < 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$69.43 \text{ MPa} < 187.5 \text{ MPa} \text{ CUMPLE}$$

El factor de seguridad según la normativa, deberá ser mayor a 1.33, como se indica en la ecuación 5.25. Por tanto, la viga carrilera cumple con dicho parámetro.

$$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}} \geq 1.33 \quad [5.25]$$

$$n = \frac{187.25 \text{ Mpa}}{69.43 \text{ MPa}}$$

$$n = 2.69 \text{ CUMPLE}$$

Finalmente, se concluye que el porcentaje de utilización del material para la viga carrilera será:

$$\% \text{ uso del material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100 \quad [5.26]$$

$$\% \text{ uso del material} = \frac{69.43 \text{ MPa}}{187.5 \text{ Mpa}} 100 = 37\%$$

Paso 6. Deflexión máxima en la viga carrilera.

Se analizará el tramo más crítico, es decir, el tramo de 6m, que es la mayor dimensión y tendrá la mayor deflexión. Para ello se usarán las fórmulas de deflexión empleando el método de súper posición de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunto en el Anexo C1.

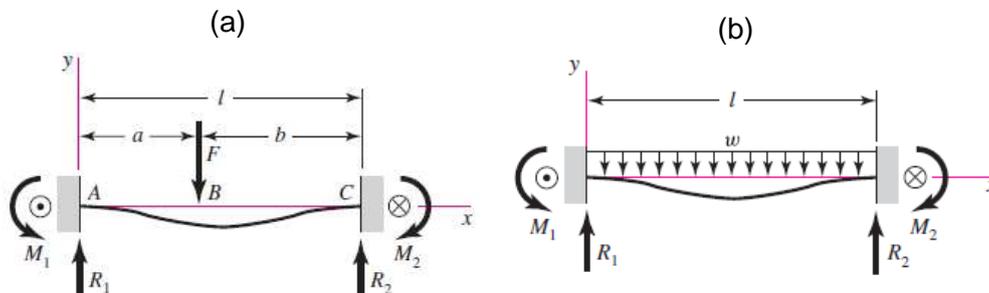


Figura 5.39. Viga empotrada (a) con carga puntual (b) con carga distribuida
Fuente: (Shigley, 2008)

Las ecuaciones para determinar la deflexión en una viga empotrada con carga puntual se indican en 5.46 y 5.47. Nota: observar a la figura 5.39a para identificar la ecuación a usar según la posición de la carga puntual.

$$y_{AB} = \frac{Fb^2 x^2}{6EI^3} [x(3a + b) - 3al] \quad [5.46]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2 (l - x)^2}{6EI^3} [(l - x)(3b + a) - 3bl] \quad [5.47]$$

La ecuación para determinar deflexión en una viga empotrada con carga distribuida se indica en 5.48.

$$y_{max} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad [5.48]$$

Para usar el método de superposición para determinar la deflexión en el tramo 1, de igual manera se descompone en casos de carga simple como se indica en la figura 5.40. El tramo 1 se encuentra sometido a las dos cargas puntuales y la carga distribuida equivale al peso de la viga.

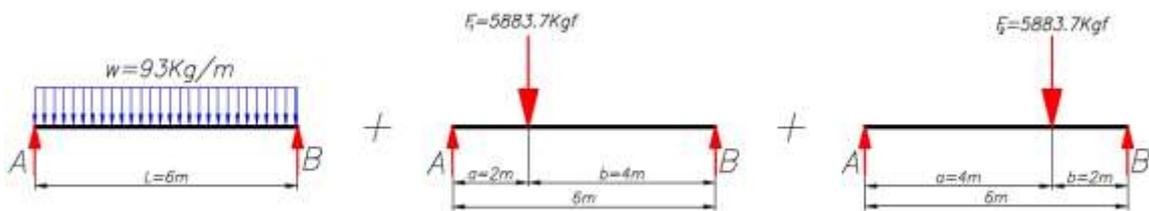


Figura 5.40. Descomposición del tramo 1 en caso de carga simple. **Fuente:** (Autor)

La deflexión total es la suma de la flecha por las cargas puntuales más la flecha de la carga distribuida, como se indica en la ecuación 5.49.

$$y_{max} = y_W + y_{F1} + y_{F2} \quad [5.49]$$

La deflexión para la viga carrilera a causa de las cargas puntuales se obtiene a través de la fórmula 5.50 y 5.51.

$$y_{F1} = \frac{Fa_1^2(l-x)^2}{6EI^3} [(l-x)(3b_1+a_1) - 3b_1l] \quad [5.50]$$

$$y_{F1} = \frac{57719N \cdot 2^2(6-3)^2}{6(200 \times 10^9 Pa) \left(\frac{14921}{100^4} m^4\right) 6^3} [(6-3)(3 \cdot 4 + 2) - 3 \cdot 4 \cdot 6]$$

$$y_{F1} = -1.71 \times 10^{-3} m \approx -1.611 mm$$

$$y_{F2} = \frac{Fb_2^2x^2}{6EI^3} [x(3a_2+b_2) - 3a_2l] \quad [5.51]$$

$$y_{F2} = \frac{57719N \cdot 2^2 \cdot 3^2}{6(200 \times 10^9 Pa) \left(\frac{14921}{100^4} m^4\right) 6^3} [3(3 \cdot 4 + 2) - 3 \cdot 4 \cdot 6]$$

$$y_{F2} = -1.611 \times 10^{-3} m \approx -1.611 mm$$

La deflexión para la carga distribuida de 93kg/m = 912.33N/m se obtiene mediante:

$$y_w = -\frac{wl^4}{384EI}$$

$$y_w = -\frac{912.33 \cdot 6^4}{384(200 \times 10^9 Pa) \left(\frac{14921}{100^4} m^4\right)}$$

$$y_w = -1.031 \times 10^{-4} m \approx -0.103 mm$$

Por tanto, reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 5.50, 5.51 y 5.52, en la ecuación 5.49, se obtiene que la deflexión total en la viga carrilera es:

$$y_{max} = -1.611 - 1.611 - 0.103 = -3.325 mm$$

Según la norma CMAA 70 inciso 3.5.5.1 la deflexión vertical máxima para las vigas carrileras será la fracción de $l/888$ de la longitud del tramo.

$$y_{max} < \frac{l}{888} = \frac{6000 mm}{888} = 6.75 mm \quad [5.53]$$

$$y_{max} = 0.325 m < 6.75 cm \quad CUMPLE$$

5.2.7. Dimensionamiento de ruedas

El conjunto estructural que comprende la parte móvil del puente grúa, que está conformado por las vigas puente, vigas testeras, el trolley birriel y el polipasto, adicionalmente la carga de levantamiento, serán apoyadas sobre cuatro ruedas que tendrán la función de transmitir las cargas hacia las vigas carrileras, como también proveer al puente grúa de su movimiento longitudinal.

Las cuatro ruedas, se encuentran alojadas en el interior de las vigas testeras según el diseño y están separadas a 2 metros, dos ruedas dan tracción al puente grúa y las otras dos serán de apoyo. Se dimensionarán para las guías o rieles de sección rectangular de 45mm de espesor existentes en el diseño actual de la viga carrilera, como se indica en la figura 5.41. La carga a soportar de la rueda será la reacción máxima calculada anteriormente en los apoyos de la viga testera.

$$R_{ay} = R_{by} = 5883.7 Kgf \approx 57.719 kN \approx 12971.32 lb$$

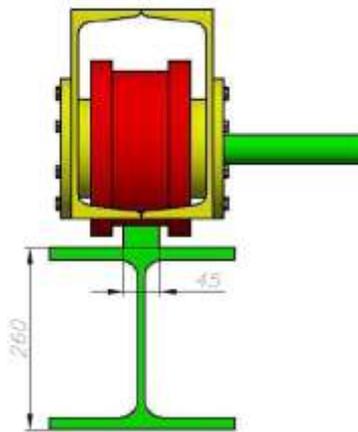


Figura 5.41. Rueda de tracción apoyada sobre la viga carrilera. **Fuente:** (Autor)

El criterio de dimensionamiento de las ruedas se lo realizará según la tabla 4.13.3-4 (*Guide for basic bridge and trolley wheel loadings*) de la norma CMAA 70 adjunto en el anexo D3. Según la tabla, para una rueda de acero de transmisión SAE 1045 con dureza BDH 200 y una ancho de riel de 1.75 pulgadas (44.45mm), recomienda seleccionar una rueda de 9 pulgadas de diámetro, la cual puede llegar a soportar una carga de 15750lb, la cual es mayor a la carga requerida de 12971.32lb.

A continuación, se comprobará que el diámetro seleccionado cumpla con el proceso de dimensionamiento según la norma CMAA 70, para ello, según el inciso 4.13.3.4, se determina un coeficiente de servicio de carga para la rueda Kwl , que se calcula mediante la ecuación 5.54 el cual no será menor a Kwl_{min} establecido por la tabla 4.13.3-3 de la norma, adjunto en el anexo D6.

$$Kwl = Kbw \times Cs \times Sm \quad [5.54]$$

Donde:

Kbw = Factor de carga para las ruedas del puente.

Cs = Factor de velocidad.

Sm = Factor de servicio de la rueda

El valor de Kbw se obtiene a partir de la tabla 4.13.3-1 de la norma, adjunto en el anexo D4, el cual está en función de la capacidad de carga y la luz del puente grúa. Para una capacidad de carga alrededor de 10Ton y para una luz de 7.25m \approx 23.78ft, se obtiene el valor del factor de carga $Kbw = 0.7478$. mediante interpolación de los valores aproximados de la tabla.

Cs , se obtiene a partir de la tabla 4.13.3-2 de la norma, adjunto en el anexo D5, la cual está en función de la velocidad de desplazamiento del puente grúa (35m/min \approx 115fpm) como se indicó en la sección 5.2.1.2 tabla 5.7 y el diámetro de la rueda

seleccionado (9 pulgadas), interpolando los valores aproximados de la tabla se obtiene $C_s = 1.052$.

Los valores de S_m y $K_{wl \min}$ se obtienen de la tabla 4.13.3-3 de la norma adjunto en el anexo D6, los cuales se determinan según el tipo de servicio del puente grúa, como se indicó en la sección 4.1.1.2 (Clasificación de puentes grúa según la norma CMAA70). En este caso para una grúa tipo C, se obtiene $S_m = 1$ y $K_{wl \min} = 0.8$.

Los valores obtenidos se remplazan en la ecuación 5.54 y se obtiene:

$$K_{wl} = 0.747 \times 1.052 \times 1 = 0.786$$

El valor de K_{wl} no debe ser menor al $K_{wl \min} = 0.8$, por tanto, $K_{wl} = 0.8$

A continuación, según el inciso 4.13.3.5 de la norma, se determina la carga equivalente de la rueda P_e , mediante la ecuación 5.55, la cual no debe exceder la carga P_e permisible para la rueda seleccionada de la tabla 4.13.3-4, del anexo D3.

$$P_e = \text{Carga de la Rueda} \times K_{wl} \quad [5.55]$$

$$P_e = 12971.32lb \cdot 0.8 = 10377.05lb$$

Por tanto,

$$P_{e_{permisible}} > P_e$$

$$15750lb > 10377.05lb \text{ CUMPLE}$$

Por lo que se comprueba que la rueda no fallará por la carga aplicada.

Una vez establecido el diámetro ideal de las ruedas 9" (228.6mm), se puede calcular el número de revoluciones a la que girarán. a velocidad de desplazamiento longitudinal del puente grúa es de 35m/min (115fpm) como se indicó en la sección 5.2.2. 1 [5.56] mediante la ecuación 5.56.

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D} \quad [5.56]$$

$$n = \frac{35m/min}{\pi \cdot 0.2286m} = 48.73rpm$$

5.2.8. Diseño de ejes y árboles.

Previo al diseño de los ejes encargados de soportar la carga de las ruedas y distribuirlas a los elementos rodantes, como también a los arboles encargados en transmitir la potencia y movimiento hacia las ruedas del puente grúa, es necesario identificar las cargas que estos van a soportar y el torque que van a transmitir.

Paso 1. Análisis de cargas y torque de diseño.

Para identificar la fuerza necesaria para desplazar el puente grúa, se realiza un análisis dinámico de la viga testera. En la sección 5.2.5 se realizó el análisis estático de la viga testera, donde se determinó las reacciones en los apoyos de la viga R_{ay} y $R_{by} = 5883.7Kgf$. A continuación, se realiza el análisis dinámico de la viga testera incluyendo la fuerza necesaria para el desplazamiento, como se indica en la figura 5.42. La velocidad de desplazamiento del puente grúa es de $35m/min \approx 115fpm$. La aceleración es $0.8ft/s^2 \approx 0.2438m/s^2$, se determinó a partir de la tabla 5.2.9.1.2.1-A de rango típico de tasas de aceleración recomendados por la norma CMAA 70, adjunta en el anexo D2.

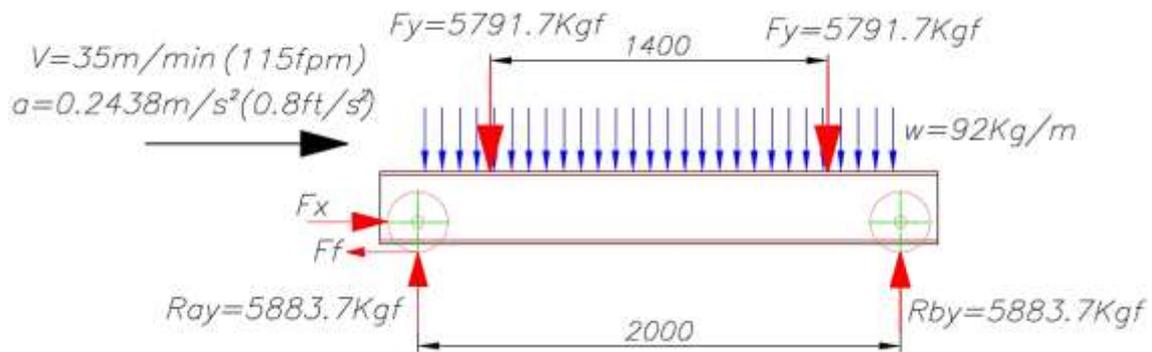


Figura 5.42. Análisis dinámico viga testera. Fuente: (Autor)

Se analiza independientemente el diagrama de cuerpo libre de la rueda, figura 5.43. Se utilizan las ecuaciones de movimiento cinemático 5.58 y 5.59.

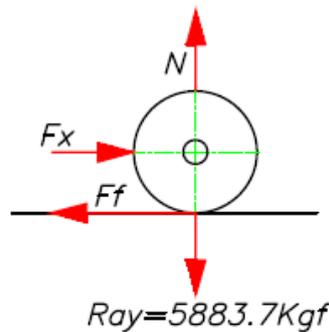


Figura 5.43. DCL Rueda. Fuente: (Autor)

$$\sum F_y = 0 \quad [5.57]$$

$$N - R_a = 0$$

$$N = R_a = 5883.7Kgf \approx 57719N$$

[5.58]

$$\sum Fx = m \cdot ac$$

$$Fx - Ff = m \cdot ac$$

$$Fx = N \cdot fr + m \cdot ac$$

El valor de masa a desplazar será la suma del peso de todas partes estructurales (Cargas muertas) que conforman el puente grúa y la carga levantada que se determinaron anteriormente, se indica en la tabla 5.10.

Tabla 5.10. Masa total a desplazar. Fuente: (Autor)

Peso Estructura del Puente Grúa (Cargas Muertas)			
Parte	Peso [Kg]	Cantidad	Total [Kg]
Viga Puente	993,25	2	1986,5
Viga Testera	184	2	368
Polipasto – trolley birriel	690	1	690
TOTAL PESO PUENTE GRÚA			3044,5
Carga Levantada o Nominal [Kg]			
Carga levantada	9230	1	9230
MASA TOTAL A DESPLAZAR [Kg]			12274,5

Se determina la fuerza necesaria para el desplazamiento, donde el factor de fricción por rodadura en rieles con ruedas metálicas $fr = 0.006$ obtenido de la tabla 5.2.9.1.2.1-D de la norma CMAA 70, adjunto en el anexo D7.

$$Fx = (12274.5kg \cdot 0.2438m/s^2) + (57719N \cdot 0.006)$$

$$Fx = 3358.7N$$

El torque requerido para mover el puente grúa y la carga está en función de la fuerza necesaria para desplazar el puente grúa y el diámetro de la rueda 9pulg. = 228.6mm.

$$T = F \frac{d_{rueda}}{2} \quad [5.59]$$

$$T = 3358.7N \frac{0.2286m}{2}$$

$$T = 381.61 Nm$$

Paso 2. Análisis del diagrama de cuerpo libre del eje

Mediante el diagrama de cuerpo libre del eje a diseñar (figura 5.44), se obtiene las fuerzas de reacción por los apoyos en donde se alojarán los rodamientos. Además, se identifican las fuerzas radiales, Fy la cual es la carga radial principal localizada en el centro entre los apoyos y corresponde al valor calculado anteriormente de las

reacciones en los apoyos de la viga testera. La carga radial F_x se ubica entre el centro de los apoyos y corresponde la fuerza necesaria para el desplazamiento.

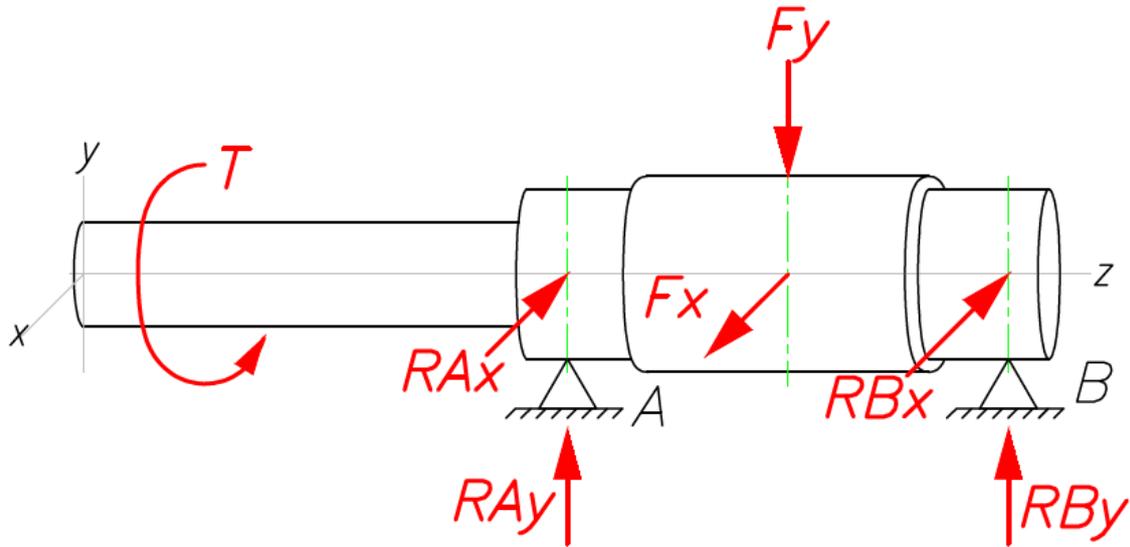


Figura 5.44. DCL eje proyectado. **Fuente:** (Autor)

$$F_y = 5883.7 \text{Kgf} \approx 57719 \text{N}$$

$$F_x = 3358.7 \text{N}$$

A partir de las ecuaciones de equilibrio estáticas $\sum F_y = 0$, $\sum F_x = 0$ determinamos las reacciones en los apoyos A y B.

Así se obtiene:

$$R_{Ay} = 28859.85 \text{N}$$

$$R_{Ax} = 1669.35 \text{N}$$

$$R_{By} = 28859.85 \text{N}$$

$$R_{Bx} = 1669.35 \text{N}$$

Paso 3. Diagramas de torque, corte y momento

Se generan los diagramas de torque, cortante y momento para los planos y-z y los planos x-z, además el momento total, el compendio de diagramas se indica en la figura 5.45. Para obtener el diagrama de momento total se combinan los planos ortogonales de los momentos máximos obtenidos en los planos y-z y x-z como vectores, como se indica en la ecuación 5.60.

$$M_{TOT} = \sqrt{M_{max_{y-z}}^2 + M_{max_{x-z}}^2} \quad [5.60]$$

$$M_{TOT} = \sqrt{2438.58^2 + 141^2} = 2442.65 \text{Nm}$$

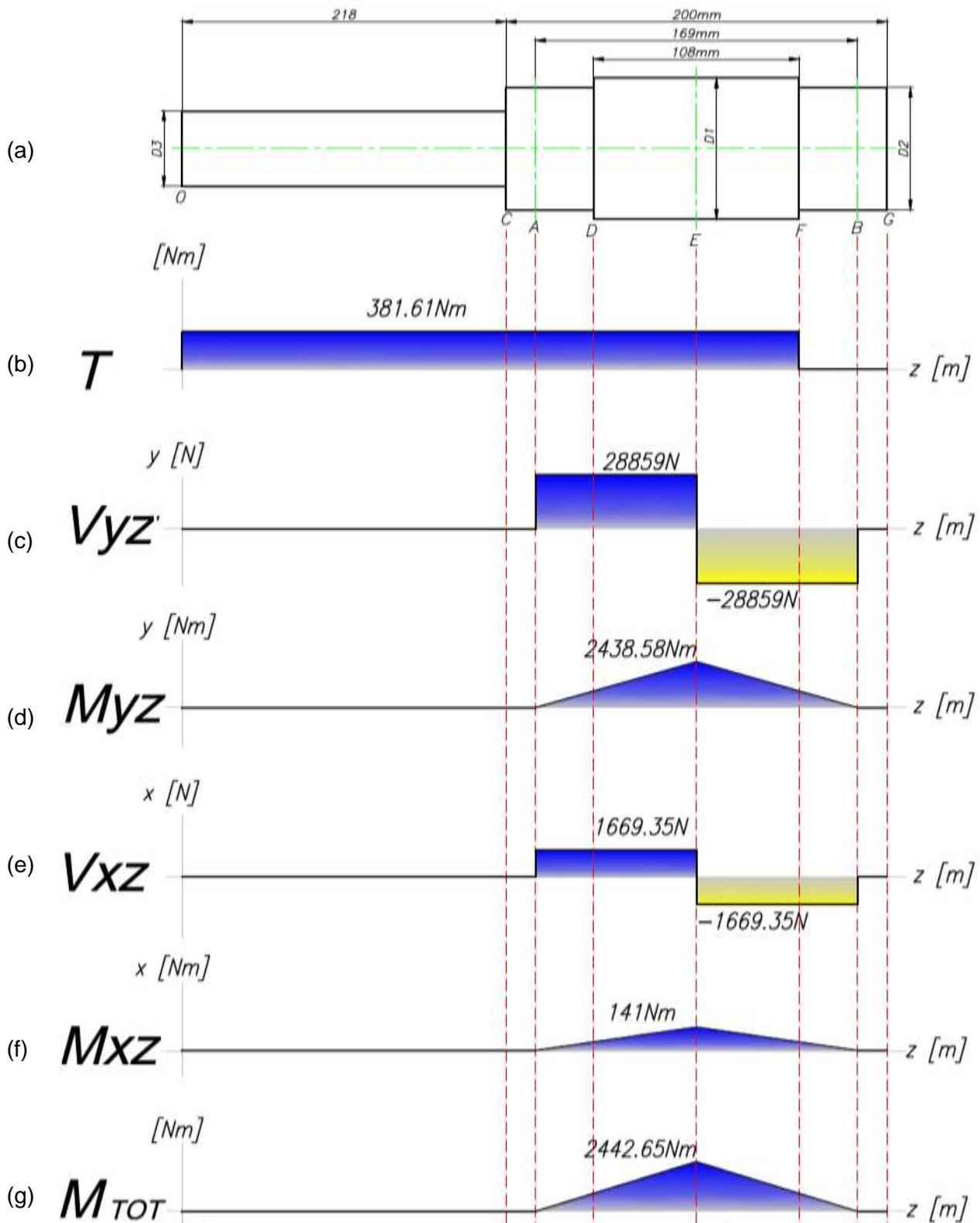


Figura 5.45. (a) Esquema del eje, (b) Diagrama de Torque, (c) Diagrama carga cortante planos y-z, (d) Diagrama momento flexionante planos y-z, (e) Diagrama carga cortante planos x-z, (f) Diagrama momento flexionante planos x-z, (g) Diagrama de momento flexionante total. **Fuente:** (Autor)

Se inicia el análisis para determinar el diámetro en los puntos D-E donde el momento flexionante es mayor, existe concentración de esfuerzos en el hombro D y hay un par de torsión.

Paso 4. Primera estimación de diámetros.

Según la norma CMAA 70, inciso 4.11.4.2. recomienda que, para condiciones normales de operación, todo árbol o eje sometido a esfuerzos fluctuantes, tales como flexión o torsión en transmisiones con inversión, debe analizarse considerando fatiga. Se debe realizarse en puntos de discontinuidad geométrica donde existe concentración de esfuerzos como radios en los hombros y muescas. Esto se logra aplicando un apropiado factor de estrés por fatiga.

Se realiza la primera iteración para determinar los diámetros del eje, para ello se usará el criterio de falla de ED-Goodman para diseño de ejes giratorios, redondos y sólidos, sin considerar cargas axiales, que es recomendado para un diseño inicial puesto que es simple y conservador, según el libro de Shigley pág. 356, que se indica en la ecuación 5.61. Este criterio parte de la combinación de la teoría falla de distorsión (ED) mejor conocido como criterio de Von Mises $\sigma_{COM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$, y el criterio de falla por fatiga de Goodman modificada, para mayor información dirigirse a la referencia. (Shigley, 2008)

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad [5.61]$$

Donde:

- n = Factor de diseño o de seguridad a fatiga.
- M_a = Momento Flexionante alternante.
- T_m = Torque medio.
- K_f = Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión.
- K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión.
- S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.
- S_{ut} = Límite de resistencia última del material a tracción.

Paso 4.1. Momento flexionante alternante y torque medio.

En los Puntos D-E el momento flexionante alternante M_a y el Torque medio T_m son:

$$M_a = 2442.65Nm \qquad T_m = 381.61Nm$$

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constante, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante (Shigley, 2008, pág. 357) por tanto, el momento flexionante medio M_a y el Torque alternante T_a son igual a cero.

Paso 4.2. Factores de concentración de esfuerzos.

A partir de la tabla 7.1 del libro de Shigley que se adjunta en el anexo E1, se estima un valor de $K_t=1.7$ y $K_{ts}=1.5$ para una primera iteración considerando que se dará un radio del filete pronunciado.

Paso 4.3. Factores de concentración de esfuerzos por Fatiga.

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión K_f , y el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión K_{fs} , para la primera iteración según el libro de Shigley pág. 364 se asume que:

$$\begin{aligned}K_f &= K_t = 1.7 \\K_{fs} &= K_{ts} = 1.5\end{aligned}$$

Paso 4.4. Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica.

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica del eje a diseñar se usa la ecuación de Marín, donde se identifican varios factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura entre otros. (Shigley, 2008, pág. 279)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad [5.62]$$

Donde:

k_a = Factor de modificación de la condición superficial.

k_b = Factor de modificación de tamaño.

k_c = Factor de modificación de la carga.

k_d = Factor de modificación de la temperatura.

k_e = Factor de confiabilidad.

k_f = Factor de modificación de efectos varios.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Paso 4.5. Cálculo de factores de modificación.

El factor de superficie k_a depende de la calidad del acabado superficial de la parte y de la resistencia a la tensión, y se determina mediante la siguiente expresión:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad [5.63]$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y tiene un valor de 745MPa correspondiente al acero SAE 4340 y los valores de a y b se encuentran en la tabla 6.2 del libro de Shigley, pág. 280 adjunto en el anexo E1, donde los valores de $a=4.51MPa$ y $b= -0.265$ para un acabado superficial maquinado.

Por tanto:

$$k_a = 4.51(745)^{-0.265} = 0.781$$

Para el factor de tamaño K_b , que está en función del diámetro del eje d que aún no está determinado, el texto de Shigley recomienda un valor de 0.9 para la primera interacción, cuando se conozca el valor de este factor debe ser verificado. Los factores k_c , k_d , k_e y k_f se recomienda un valor de 1.

Paso 4.6. Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S'_e

S'_e se determina a partir de:

$$S'_e = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi(1400Mpa) \\ 100kpsi & S_{ut} > 200kpsi \\ 700Mpa & S_{ut} > 1400Mpa \end{array} \right\} \quad [5.64]$$

Como el valor de S_{ut} para el acero SAE4340 es 745MPa y este es menor a 1400MPa se tiene que:

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5(745Mpa) = 372.5Mpa$$

Reemplazando los valores antes obtenidos en la ecuación 5.62 se obtiene:

$$S_e = (0.781)(0.9)(1)(372.5) = 261.83MPa$$

Finalmente, se puede obtener una primera estimación del diámetro del eje reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 5.61 y considerando un factor de seguridad de fatiga $n=2$, de esta manera se tiene:

$$d_1 = \left\{ \frac{16 \cdot 2}{\pi} \left(\frac{2(1.7 \cdot 2442.65Nm)}{(261.83 \times 10^6Pa)} + \frac{[3(1.5 \cdot 381.61Nm)^2]^{1/2}}{(745 \times 10^6Pa)} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 0.0696m \approx 69.60mm$$

Para determinar una primera estimación del diámetro menor en el hombro del eje, se usa una relación $D/d=1.15$ donde D es el diámetro mayor y d el diámetro menor, por lo que se obtiene:

$$d_2 = \frac{69.6mm}{1.15} = 60.52mm$$

Paso 5. Segunda iteración para determinar diámetros.

Con la primera estimación de los diámetros en el hombro del eje se puede proseguir el cálculo, para determinar un segundo valor de los diámetros de los ejes considerando concentración de esfuerzos.

Para evitar una falla del eje por concentración de esfuerzos en el hombro del eje, es necesario la implementación de un filete, se establece un valor de filete $r = 2mm$

Paso 5.1. Concentración de esfuerzos.

En esta segunda iteración se tiene que recalculer los factores de concentración de esfuerzos por fatiga K_f y K_{fs} , estos están en función de los factores de concentración de esfuerzos K_t y K_{ts} . Y la sensibilidad de la muesca q . Fueron tomadas del libro de Shigley pág. 287 las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [5.65]$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad [5.66]$$

En el trabajo de análisis o diseño, primero se debe encontrar los factores K_t y K_{ts} a partir de la geometría del eje con las relaciones $D/d = 1.10$ y $r/d = 2\text{mm} / 63.27\text{mm} = 0.032$. y a partir de las figuras 5.46 y 5.47 obtenidas de libro de Shigley gráfica A-15-8/9 pág. 1008.

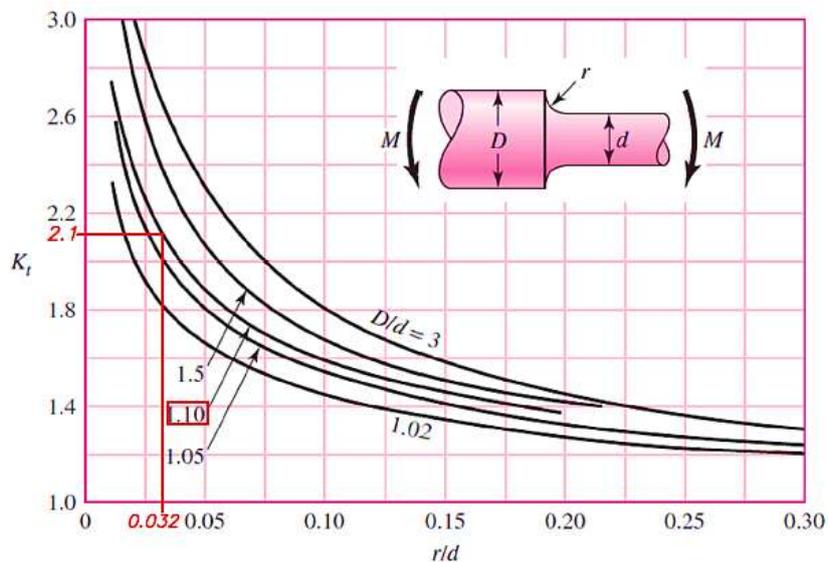


Figura 5.46. Gráfica de factor de concentración de esfuerzos para flexión K_t .
Fuente: (Shigley, 2008, pag.1008)

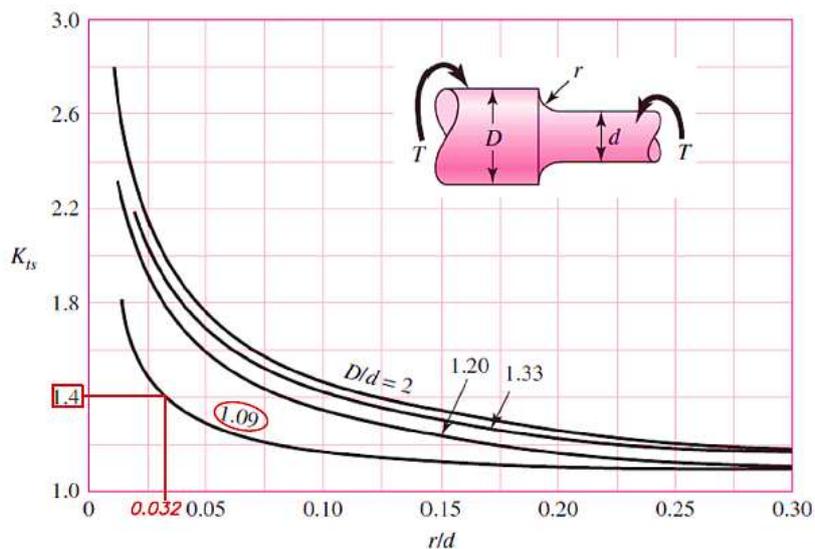


Figura 5.47 Gráfica de factor de concentración de esfuerzos en torsión K_{ts} .

Fuente: (Shigley, 2008, pag.1008)

Según las gráficas indicadas en las figuras 5.46 y 5.47 se obtiene los factores $K_t = 2.1$ y $K_{ts} = 1.4$.

El valor q y $q_{cortante}$ se obtienen a partir de las figuras 5.48 y 5.49 obtenidas del libro de Shigley gráfica 6-20/21 pág. 287-288.

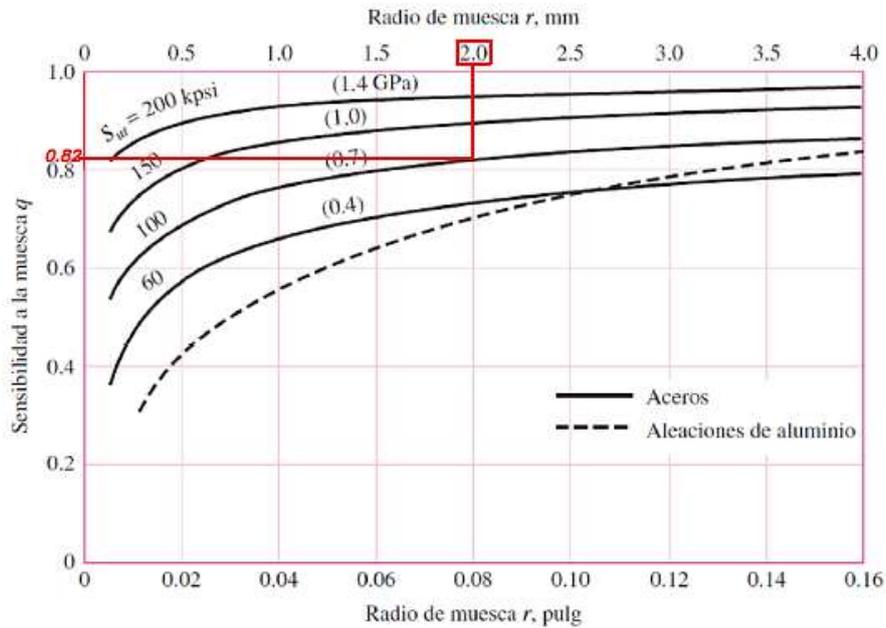


Figura 5.48 Gráfica de sensibilidad de la muesca en flexión q .

Fuente: (Shigley, 2008, pag.287)

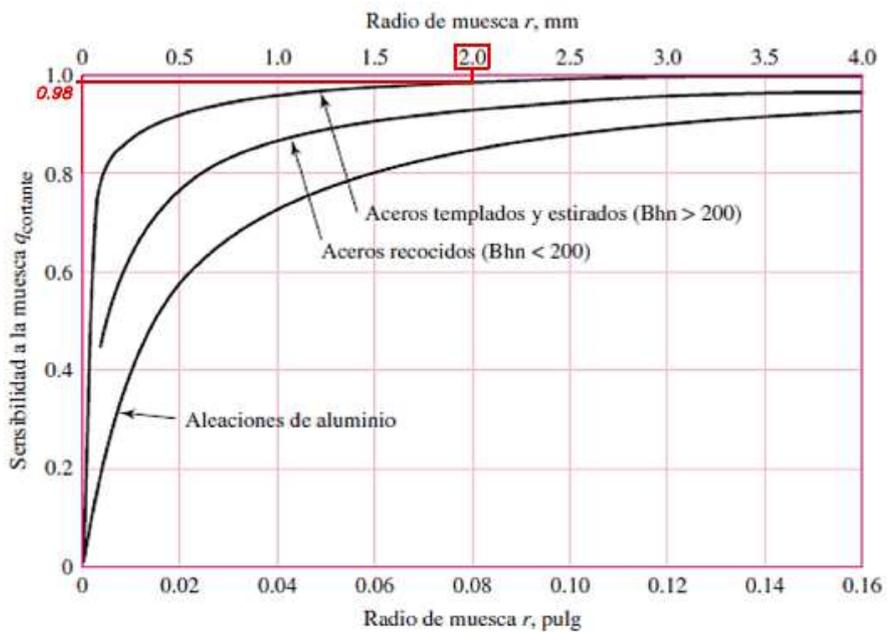


Figura 5.49 Gráfica de sensibilidad de la muesca en torsión $q_{cortante}$.

Fuente: (Shigley, 2008, pag.287)

Según las gráficas se obtiene los factores $q = 0.82$ y $q_{cortante} = 0.98$

Reemplazando los valores obtenidos en las ecuaciones 5.65 y 5.66 se obtiene:

$$K_f = 1 + 0.82(2.1 - 1) = 1.902$$

$$K_{fs} = 1 + 0.98(1.4 - 1) = 1.392$$

Paso 5.2. Recalculo del límite de resistencia a la fatiga y factores de modificación.

El factor de superficie k_a calculado anteriormente se mantiene igual sin modificaciones, $k_a = 0.781$

Para determinar el factor de tamaño K_b se usa la siguiente expresión que depende del diámetro

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2\text{pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10\text{pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad [5.67]$$

Por lo tanto:

$$k_b = 1.51d^{-0.157} = 1.51(63.27\text{mm})^{-0.157} = 0.792$$

Los factores k_c , k_d , k_e se mantienen en un valor de 1.

Usando la ecuación 5.62, se recalcula el valor del límite de resistencia a la fatiga S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.781)(0.787)(1)(1)(1)(372.5) = 228.98\text{MPa}$$

Se recalcula el diámetro del eje con la ecuación de criterio de falla de ED-Goodman ecuación 5.61.

$$d_1 = \left\{ \frac{16 \cdot 2}{\pi} \left(\frac{2(1.902 \cdot 2442.51\text{Nm})}{(228.98 \times 10^6\text{Pa})} + \frac{[3(1.392 \cdot 375\text{Nm})^2]^{1/2}}{(745 \times 10^6\text{Pa})} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 0.0751\text{m} \approx 75\text{mm}$$

De igual manera se recalcula el diámetro menor en hombro de del eje usando la relación $D/d = 1.15$ por lo que tenemos.

$$d_2 = \frac{75\text{mm}}{1.15} = 65.2\text{mm} \approx 65\text{mm}$$

Paso 6. Verificación de la resistencia del eje según la normativa CMAA 70.

En la norma CMAA 70, el inciso 4.11.4, establece que todo eje debe estar diseñado para soportar los esfuerzos presentes en condiciones de operación normal, incluyendo el análisis de esfuerzos fluctuantes tales como flexión de ejes y torsión en la transmisión

de giro, por lo cual, se debe efectuar una verificación de estrés por fatiga para condiciones normales de operación. Para ello, se identifica y se calcula los esfuerzos presentes en el eje, como es esfuerzo a flexión del eje σ_B , en esfuerzo a torsión τ_T , el esfuerzo a causa de cargas cortantes transversales τ_V , los esfuerzos para cargas axiales no se consideran.

Esfuerzo a flexión σ_B	Esfuerzo a torsión τ_T	Esfuerzo a cortante τ_V
$\sigma_B = \frac{Mr}{I} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5}$ [5.68]	$\tau_T = \frac{Tr}{J} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}}$ [5.69]	$\tau_V = 1.33 \frac{V}{A} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}}$ [5.70]
M = Momento flexionante r = Radio de eje I = Momento de inercia	T = Torque r = radio de eje J = momento polar de inercia	V = Carga cortante A = Área de la sección

El eje dimensionado tiene un diámetro mayor de 75mm, como se indicó en la figura 5.45, en esta sección se encuentra localizado la mayor cantidad de esfuerzos, ya que se presenta un torque $T = 381.61 Nm$, un momento flexionante máximo $M_{max} = 2442.65 Nm$, y una carga cortante $V = 28859.85 N$, Se analizan los valores de momento de inercia I , momento polar de inercia J y el área A del eje en esta sección transversal.

$I = \frac{\pi D^4}{64}$ [5.71]	$J = \frac{\pi D^4}{32}$ [5.72]	$A = \frac{\pi D^2}{4}$ [5.73]
$I = \frac{\pi(0.075)^4}{64}$ $I = 1.55 \times 10^{-6} m^4$	$J = \frac{\pi(0.075)^4}{32}$ $J = 3.10 \times 10^{-6} m^4$	$A = \frac{\pi(0.075)^2}{4}$ $A = 4.41 \times 10^{-3} m^2$

Remplazando los valores obtenidos en las ecuaciones 5.68 - 5.70 se obtiene.

$$\sigma_B = \frac{2442.65 Nm(0.0375m)}{1.55 \times 10^{-6} m^4} \leq \frac{745 MPa}{5}$$

$$\sigma_B = 58.97 MPa \leq 149 \quad CUMPLE$$

$$\tau_T = \frac{381.61 Nm(0.0375m)}{3.10 \times 10^{-6} m^4} \leq \frac{745 MPa}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_T = 4.6 MPa \leq 86.02 MPa \quad CUMPLE$$

$$\tau_V = 1.33 \frac{28859.85 N}{4.41 \times 10^{-3} m^2} \leq \frac{745 MPa}{5\sqrt{3}}$$

$$\tau_V = 65.32 MPa \leq 86.02 MPa \quad CUMPLE$$

Para la verificación de estrés por fatiga en el eje, la norma CMAA 70 utiliza el de criterio de Von Mises que se expresa en la ecuación 5.74.

$$\sigma_{COM} = \sqrt{(\sigma_B)^2 + 3(\tau_{TV})^2} \leq \frac{\sigma_e}{K_c} \quad [5.74]$$

Donde:

σ_e = Esfuerzo de endurecimiento del material del eje: $\sigma_e = 0.36\sigma_{ut}K_{sc}$
 [5.75] K_c = Factor de clase de grúa, se obtiene de la tabla 4.11.1-2 (adjunto anexo D10)

K_{sc} = Factor de condición superficial, se obtiene de la tabla 4.11.1-1 (adjunto anexo D10)

El factor K_c , para una grúa clase C es 1.03, y el factor K_{sc} para un eje maquinado es 0.75, por tanto la ecuación 5.75 se plantea de la siguiente manera:

$$\sigma_e = 0.36(745Mpa)0.75 = 201.15Mpa$$

La ecuación 5.74 se establece de la siguiente manera:

$$\sigma_{COM} = \sqrt{(58.97MPa)^2 + 3(4.6Mpa + 65.32Mpa)^2} \leq \frac{201.15Mpa}{1.03}$$

$$\sigma_{COM} = 133.85Mpa \leq 195.29MPa \quad CUMPLE$$

Se demuestra que el eje cumple con todos los requerimientos para esfuerzos según la norma CMAA 70.

5.2.9. Selección y cálculo de rodamientos

Previo a la selección del tipo de rodamientos que se alojarán en el eje anteriormente analizado, se establecen ciertas condiciones y requerimientos que estos deben cumplir.

1. El rodamiento a seleccionar soportará cargas combinadas; una carga puramente radial, correspondiente a las fuerzas de reacción en los apoyos del eje a causa de la carga principal en el centro del eje, y las cargas de desplazamiento. También soportará una ligera carga axial producto de las fuerzas por el desplazamiento transversal del trolley conjunto con el polipasto.
2. Debido a que los alojamientos para los rodamientos estarán sujetos en la estructura de la viga testera, y esta al ser de perfil laminado, sus tolerancias geométricas y superficiales son inferiores, adicionalmente al ser estructura armada y soldada estas pueden presentar un grado de variación dimensional a lo planificado; por tanto el rodamiento a seleccionar debe tener un amplio grado

de compensación de desalineación, tanto en funcionamiento como en el montaje.

3. Los rodamientos trabajarán con lubricación a grasa, para ello los alojamientos dispondrán de graseros. Periódicamente se colocará grasa a la cantidad necesaria según el plan de mantenimiento establecido.
4. El rodamiento no soportará elevadas velocidades de rotación, debido a que la velocidad de desplazamiento longitudinal de puente grúa es relativamente baja, de 35m/min y girará a 48.73rpm.

Para la selección y cálculo del rodamiento se usará el procedimiento según la SKF (*Catalogo rodamientos SKF, 2015*), donde se emplea la tabla de selección de tipo de rodamiento SKF adjunto en el anexo E2, esta tabla permite realizar una clasificación superficial según las condiciones establecidas. Según la tabla el rodamiento ideal y que cumple las exigencias establecidas en un rodamiento de rodillos a rodadura como se indica en la figura 5.50.

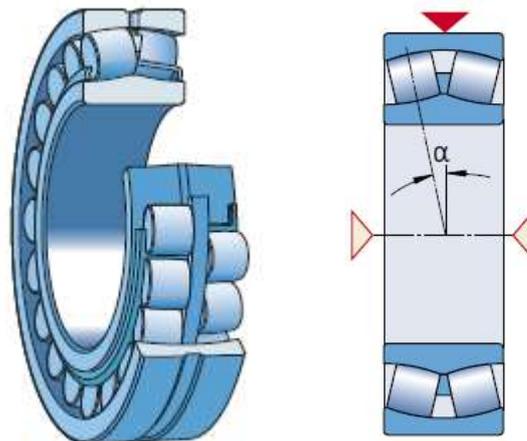


Figura 5.50. Rodamiento de rodillos a rodadura.
Fuente: (*Catalogo rodamientos SKF, 2015*)

Otros criterios importantes que se deben tener en cuenta al seleccionar rodamientos son: la capacidad de carga, la vida útil, fricción, velocidades permitidas, precarga, lubricación y obturadores. Cuando un rodamiento está sometido a cargas radiales y axiales simultáneamente, la carga dinámica equivalente P se puede determinar con la siguiente ecuación general.

$$P = X F_r + Y F_a \quad [5.74]$$

Donde:

F_r = carga radial real del rodamiento [kN]

F_a = carga axial real del rodamiento [kN]

X = factor de carga radial del rodamiento

Y = factor de carga axial del rodamiento.

Para este caso las cargas radiales netas serán la suma vectorial de las reacciones RA_y y RB_y de los apoyos en el eje analizado anteriormente en la sección 5.2.8, y las reacciones del mismo RA_x y RB_x a causa de la fuerza de desplazamiento del puente grúa como se pudo observar en la figura 5.43.

$$F_r = \sqrt{(28859.85N)^2 + (1669.35N)^2} = 28908N \approx 28.9KN \quad [5.75]$$

Las fuerzas axiales que soportarán los rodamientos serán relativamente ligeras, y serán a causa de la inercia por el desplazamiento transversal del trolley, cuando el polipasto levante la carga máxima de 9230Kg. Para ello se realizó un análisis dinámico del desplazamiento transversal del trolley, considerando la velocidad de desplazamiento de 20m/min como se indicó en la tabla 5.5, y una aceleración de $0.25ft/s^2$ ($0.0762m/s^2$) conforme lo recomienda la norma CMMA en la tabla 5.2.9.1.2.1-A, adjunto en el anexo D2. Adicionalmente se considera un coeficiente de fricción para rieles de 0.006 y el peso del trolley – polipasto de 690Kg.

$$F_a = 621.23N \approx 0.621KN$$

Los factores X y Y se determinan según el tipo de rodamiento seleccionado, en este caso para un rodamiento de rodillos a rótula la carga dinámica equivalente se establece:

$$P = F_r + Y_1 F_a \text{ cuando } F_a/F_r \leq e \quad [5.77]$$

$$P = 0.64F_r + Y_2 F_a \text{ cuando } F_a/F_r > e$$

Los valores apropiados de los factores de cálculo Y_1 , Y_2 y e se pueden encontrar en las tablas de rodamientos para cada tipo en particular. (*Catalogo rodamientos SKF, 2015, pág. 894*). El rodamiento de rodillos a rodadura con un diámetro interior de 65mm, que corresponde al diámetro del eje calculado anteriormente, tiene una designación 22213 E, la información técnica se indica en la figura 5.51.

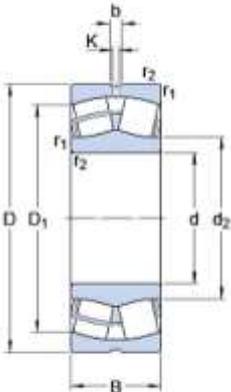
22213 E		Dimensiones		Datos del cálculo			
	d	65	mm	Capacidad de carga dinámica básica	C	198	kN
	D	120	mm	Capacidad de carga estática básica	C_0	216	kN
	B	31	mm	Carga límite de fatiga	P_u	24	kN
	d_2	80.1	mm	Velocidad de referencia		5000	r/min
	D_1	106	mm	Velocidad límite		7000	r/min
	b	6	mm	Factor de cálculo	e	0.24	
	K	3	mm	Factor de cálculo	Y_1	2.8	
	$r_{1,2}$	min. 1.5	mm	Factor de cálculo	Y_2	4.2	
				Factor de cálculo	Y_0	2.8	

Figura 5.51. Ficha técnica para el rodamiento de rodillos a rodadura 22213 E.

Fuente: (Catalogo rodamientos SKF, 2015)

Se determina la relación F_a/F_r y se compara con el factor de cálculo $e = 0.24$ del rodamiento.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.621KN}{28.9KN} = 0.021 < e \quad [5.78]$$

Como el factor e es menor, se usa la ecuación 5.76, Por tanto:

$$\begin{aligned} P &= F_r + Y_1 F_a \\ P &= 28.9KN + 2.8(0.621KN) \\ P &= 30.638KN \end{aligned}$$

La formulación presentada los catálogos de rodamientos SKF para determinar la vida útil del rodamiento, están según la normativa ISO 218 es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [5.79]$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad [5.80]$$

Donde:

L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [Millones de revoluciones]

L_{10h} = vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) [Horas de funcionamiento]

C = capacidad de carga dinámica básica [kN]

P = carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]

n = velocidad de giro [rpm]

p = exponente de la ecuación de la vida útil: para los rodamientos de bolas $p = 3$; para los rodamientos de rodillos, $p = 10/3$

$$L_{10} = \left(\frac{198kN}{30.638kN}\right)^{10/3}$$

$$L_{10} = 502.74 \text{ [millones de revoluciones]}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 (48.75rpm)} 502.74$$

$$L_{10h} = 1719294.38 \text{ [horas de funcionamiento]}$$

5.2.10. Cálculo y selección de motor y reductor para el puente grúa.

Los drivers encargados de proporcionar el torque necesario a las ruedas, y por consiguiente el desplazamiento longitudinal del puente grúa, se determinará según establece la norma CMAA 70 inciso 5.2.9.1.2.1, que indica que la potencia requerida para el motor de desplazamiento en HP (horsepower), no será inferior al valor obtenido mediante la siguiente formula.

[5.81]

$$HP = K_a \cdot W \cdot V \cdot K_s$$

Donde:

K_a = factor de aceleración para el tipo motor seleccionado.

K_s = factor de servicio para motores.

W = Peso total a mover, incluyendo las cargas muertas y cargas vivas (toneladas)

V = velocidad de desplazamiento (fpm)

Factor de aceleración K_a se determina mediante la ecuación 5.82.

$$K_a = \frac{f + \frac{2000a \cdot C_r}{g \cdot E} \cdot \frac{N_r}{N_f}}{33000 \cdot K_t} \quad [5.82]$$

Donde:

f = factor de fricción por rodadura, se obtiene a partir de la tabla 5.2.9.1.2.1-D de la norma CMAA70 adjunto en el anexo D7; para el diámetro de la rueda seleccionado de 9 pulgadas, e interpolando los valores de la tabla, se obtiene que: $f = 15.5lb/Ton$

a = tasa de aceleración para desplazamientos recomendada por la CMAA 70, se obtiene a partir de la Tabla 5.2.9.1.2.1-A adjunto en el anexo D2. Anteriormente este valor ya fue determinado en la sección 5.2.8. $a = 0.8ft/s^2$

C_r = factor de inercia rotacional, se determina a partir de la ecuación 5.83:

$$C_r = 1.05 + \left(\frac{a}{7.5}\right) \quad [5.83]$$

$$C_r = 1.05 + \left(\frac{0.8}{7.5}\right) = 1.156$$

g = aceleración de la gravedad $32.2ft/s^2$

E = eficiencia mecánica de la maquinaria, se sugiere usar 0.9 si la eficiencia es desconocida según la CMAA 70.

N_r = velocidad nominal del motor con carga en rpm.

N_f = rpm de funcionamiento libre del motor cuando se conduce a velocidad V

La relación de velocidad del motor con carga y libre N_r/N_f se recomienda un valor de 0.96.

K_t = factor de par de aceleración, se obtiene a partir de la Tabla 5.2.9.1.2.1-C adjunto al anexo D8, y está en función del tipo de control del motor. Para ello, se selecciona un motor de inducción A/C controlado por un variador de frecuencia (*Inverter*), por tanto, el factor de par de aceleración será: $K_t = 1.5$

Al remplazar los valores obtenidos en la ecuación 5.82, Se obtiene que K_a será:

$$K_a = \frac{15.5 + \left(\frac{2000 \cdot 0.8 \cdot 1.156}{32.2 \cdot 0.9} \right)}{33000 \cdot 1.5} \cdot 0.96$$

$$K_a = 1.554 \times 10^{-3}$$

Factor de servicio K_s , se determina partir de la Tabla 5.2.9.1.2.1-E de la norma CMAA 70, adjunto en el anexo D9, donde se considera el tipo de motor y la clase de servicio del puente grúa. En este caso para un puente grúa tipo C y un motor AC Inverter el factor $K_s = 1.2$

Reemplazando los valores de los factores obtenidos en la ecuación 5.81, y considerando que el peso total a mover W es $12274.5kg \approx 12.274 Ton$ como se indicó en la tabla 5.10 sección 5.2.8; y la velocidad de desplazamiento longitudinal del puente grúa es de 35m/min (115fpm) como se indicó en la tabla 5.5, sección 5.2.2, se obtiene:

$$HP = 1.554 \times 10^{-3} \cdot 12.274 \cdot 115 \cdot 1.2$$

$$HP = 2.63 \approx 3HP$$

Se selecciona un motor trifásico a inducción marca ABB de 3HP, a 60Hz el cuál girará a 1735 rpm, la ficha técnica de dicho motor se presenta en el anexo B3.

Para determinar el reductor y la relación de trasmisión, se realiza mediante la ecuación 5.74, que depende de la velocidad de entrada 48.75rpm y la velocidad de salida del motor 1735rpm.

$$i = \frac{n_{entrada}}{n_{salida}} \quad [5.84]$$

$$i = \frac{1735 \text{ rpm}}{48.75 \text{ rpm}}$$

$$i = 35.89$$

Se selecciona un motoreductor de tipo sinfín - corona marca Rossi, modelo MRV742, con una potencia nominal de salida 2.09Kw, con un torque de salida de 435 Nm, el cual es mayor a lo requerido, la información técnica del reductor se presenta en el anexo B4.

5.2.11. Cálculo de uniones soldadas.

Todos los diseños y procedimientos de soldadura se realizan según la norma AWS D14.1, "Especificación para la soldadura de grúas industriales".

La unión soldada que se considera más crítica se encuentra en la unión entre los perfiles que conforma la viga puente, la longitud total entre los extremos de esta viga es de 7.45m, y los perfiles disponibles en el mercado tiene una longitud de 6m, por lo

que es indispensable una unión soldada entre perfiles, la manera constructiva que permite garantizar una buena unión entre las vigas es realizar un traslapado entre las vigas como se observa en la figura 5.52. Adicional se indica las soldaduras presentes en la viga puente, que será mediante soldadura de filete de 7mm de espesor.

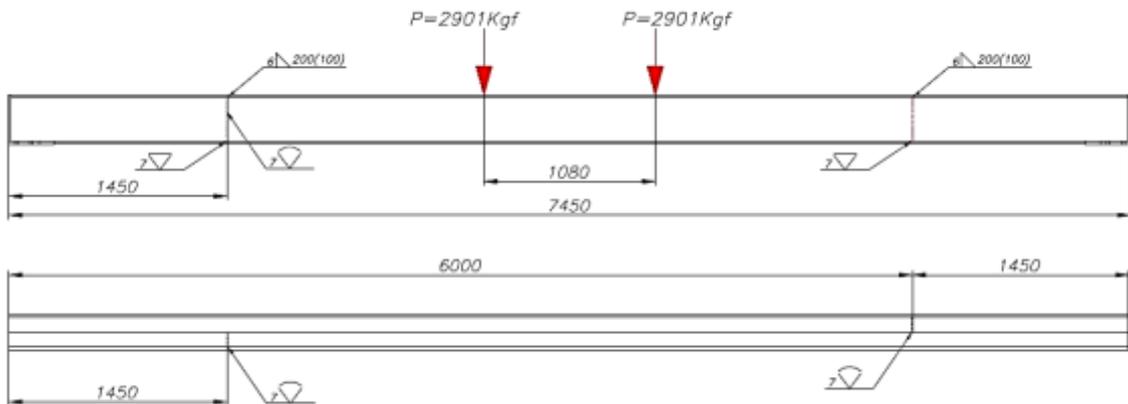


Figura 5.52. Soldadura en viga puente. **Fuente:** (Autor)

Según la Tabla 9-3 del libro de Shigley que se adjunta en el Anexo C3. Los valores de resistencia a la fluencia y resistencia a la tensión para un electrodo 7018 que se usará para la soldadura son de: $S_y=393MPa$ y $S_{ut}=482MPa$. Según la tabla 9-2, patrón 8 que es similar al caso de soldadura empleado como se observa en la figura 5.53, se obtiene los valores del área de la garganta de la soldadura a partir de la ecuación 5.85 y el momento de inercia unitario en la ecuación 5.86.

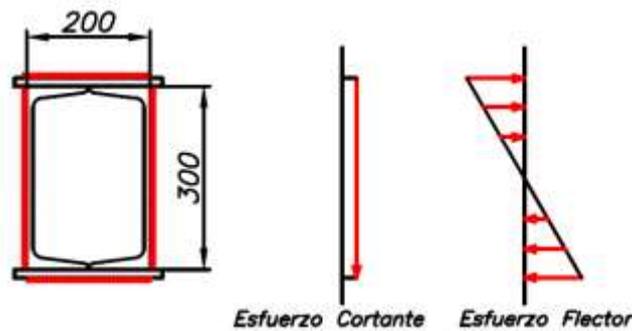


Figura 5.53. Esfuerzo cortante y flector en soldadura. **Fuente:** (Autor)

$$A = 1,414h(b + d) \quad [5.85]$$

$$A = 1,414(0,007)(0,20 + 0,3)$$

$$A = 5.34 \times 10^{-3}m^2$$

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad [5.86]$$

$$I_u = \frac{(0,3)^2}{6} (3 \cdot 0,20 + 0,3)$$

$$I_u = 0,015m^4$$

El segundo momento de área I con base en el área de la garganta de la soldadura es:

$$I = 0,707hI_u = 0,707(0,007)(0,015) = 7,423 \times 10^{-5}m^4 \quad [5.87]$$

Análisis a cortante primario: mediante la ecuación 5.59 se determina el esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [5.88]$$

$$\tau' = \frac{33330N}{5,34 \times 10^{-3}m^2}$$

$$\tau' = 6241695Pa \approx 6.24MPa$$

Análisis de cortante secundario: para este análisis interviene el momento flector, en este cálculo asumiremos el momento máximo que está sometida la viga puente.

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad [5.89]$$

$$\tau'' = \frac{(96625Nm)(0,15m)}{7,423 \times 10^{-5}m^4}$$

$$\tau'' = 195.25MPa$$

La magnitud cortante τ es la resolución de Pitágoras:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad [5.90]$$

$$\tau = \sqrt{(6.24)^2 + (195.25)^2}$$

$$\tau = 195.34MPa$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\tau} = \frac{393MPa}{195.34MPa} = 2.011 \quad [5.91]$$

Se demuestra que la soldadura puede resistir hasta el máximo momento flector en la viga puente.

5.2.12. Cálculo de columnas.

Se procede a comprobar la resistencia de las cuatro columnas existentes para los nuevos requerimientos de diseño del puente grúa, las columnas actuales, las cuales se mantienen en el nuevo diseño, tienen una longitud de 5.4m, según lo medido como se indica en la figura 5.54. Están conformadas por perfiles de acero laminado A36 HEB 200 como se indica en la figura 5.55, según la tabla de propiedades geométricas

y mecánicas de perfiles HEB laminados adjunto en el anexo C4, tiene un valor de inercia de $I_x = 5697\text{cm}^4$ $I_y = 2003\text{cm}^4$, el área de la sección transversal es $A = 78.1\text{ cm}^2$.

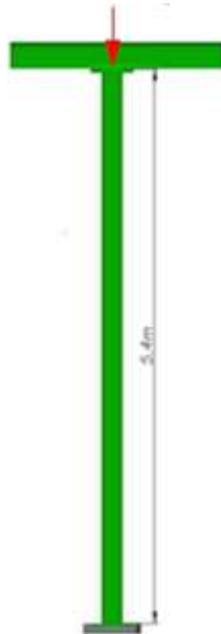


Figura 5.54. Esquema general de la columna. **Fuente:** (Autor)

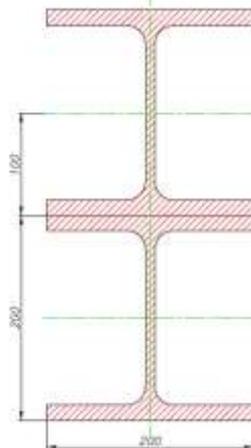


Figura 5.55. Sección transversal de la columna. **Fuente:** (Autor)

Se usará el método de análisis de columnas según el libro de Resistencia de Materiales de Robert L. Mott mediante el siguiente procedimiento:

Paso 1. Factor de Fijación.

Para una columna en sus extremos fijos, según se dispone en el diseño actual del puente grúa, se establece un factor de fijación $K=0.65$ como se indica en la figura 11-3 pág. 606 del libro de Mott.

Paso 2. Longitud efectiva.

El valor de la longitud efectiva L_e se determina según la ecuación 5.63, donde L es la longitud de la columna.

$$L_e = KL$$

$$L_e = 0.65 \cdot 5.4m = 3.51m$$

Paso 3. Radio de Giro.

La medida de esbeltez de una columna es su radio de giro y se determina según la ecuación 5.93.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [5.93]$$

Donde:

I = Momento de inercia de la sección transversal.

A = Área de la sección transversal.

Se determina la inercia con respecto a los ejes x y y de la sección transversal de la columna indicada en la figura 5.54, usando el teorema de ejes paralelos según se indicó en la ecuación 4.6.

$$I_{xx} = 2(I_x \text{Perfil} + A \cdot dy^2)$$

$$I_{yy} = 2(I_y \text{Perfil} + A \cdot dx^2)$$

$$I_{xx} = 2(5697cm^4 + 78.1cm^2 \cdot 10^2)$$

$$I_{yy} = 2(2003cm^4 + 78.1cm^2 \cdot 0^2)$$

$$I_{xx} = 27014cm^4$$

$$I_{yy} = 4006cm^4$$

Por tanto, el radio de giro se plantea como sigue:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$r_x = \sqrt{\frac{27014cm^4}{2(78.1cm^2)}}$$

$$r_x = 13.15cm$$

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{4006cm^4}{2(78.1cm^2)}}$$

$$r_y = 5.06cm$$

Paso 4. Relación de Esbeltez SR.

La relación de esbeltez es el cociente entre la longitud equivalente y el radio de giro mínimo, como se expresa en la ecuación 5.65.

$$SR = \frac{L_e}{r_{min}} \quad [5.94]$$

$$SR = \frac{351cm}{5.06cm}$$

$$SR = 69.36$$

Paso 5. Constante de la columna.

Este requerimiento de análisis está en función del material de la columna y se expresa la ecuación 5.95, en este caso las columnas están conformadas por acero estructural A-36, con valores de: $E=200\text{GPa}$ y $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ de acuerdo con la [5.95] , propiedades de acero estructural A-36 adjunto en el Anexo C3

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200 \times 10^9 Pa)}{250 \times 10^6 Pa}}$$

$$C_c = 125.6$$

Paso 6. Comparación entre SR y Cc.

Se compara SR y Cc y se decide si se trata de una columna larga o corta. Como SR es menor a Cc, se utiliza la fórmula de Johnson para cálculo de carga de pandeo crítica para columnas cortas, expresada en la ecuación 5.67.

$$P_c = A\sigma_y \left[1 - \frac{\sigma_y(SR)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad [5.96]$$

$$P_c = 2(0.00781m^2)(250 \times 10^6 Pa) \left[1 - \frac{(250 \times 10^6 Pa)(69.36)^2}{4\pi^2(200 \times 10^9 Pa)} \right]$$

$$P_c = 3310174N$$

Paso 7. Verificación de la resistencia de la columna según la normativa.

La norma CMAA 70 inciso 3.4.1, el esfuerzo máximo que soportará toda estructura sometida a compresión no deberá superar el $0.60 \sigma_y$. Para determinar el esfuerzo que soporta un miembro en compresión el inciso 3.4.6.1 de la norma establece la ecuación 5.68 para columnas cortas. Adicionalmente la norma establece un factor de diseño $N=1.1$ para el caso 1 de esfuerzos.

$$\sigma_A = \frac{\sigma_y \left[1 - \frac{(SR)^2}{2(C_c)^2} \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3(SR)}{8C_c} - \frac{(SR)^3}{(8C_c)^3} \right] N} \quad [5.97]$$

$$\sigma_A = \frac{(250 \times 10^6 Pa) \left[1 - \frac{(69.36)^2}{2(125.6)^2} \right]}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3(69.36)}{8(125.6)} - \frac{(69.36)^3}{(8 \cdot 125.6)^3} \right] 1.1}$$

$$\sigma_A = 103816301 Pa \approx 102.81 MPa$$

$$\sigma_A \leq 0.60\sigma_y$$

$$102.81MPa \leq 150Mpa \quad CUMPLE$$

Paso 8. Carga permisible.

$$P_a = \frac{P_c}{N} \quad [5.98]$$

$$P_a = \frac{3310174N}{1.1} = 3009249N$$

Paso 9. Comparación carga permisible y carga máxima que soporta.

Las cargas que soportaran las columnas corresponden a las reacciones en los empotramientos de la viga carrilera, la máxima carga determinada se identificó en el empotramiento B, donde, $R_b = 62018.32N$ y este debe ser menor a la carga permisible, de esta manera se garantiza la resistencia de la columna.

$$P < P_a \quad [5.99]$$

$$62KN < 3009KN \quad CUMPLE$$

5.2.13. Análisis de las vigas principales para el Stand Reel

El sistema de guías Stand Reel, permitirá almacenar las bobinas de papel provenientes del Enrollador Pope, que con anterioridad fueron, trasladadas con el nuevo puente grúa, sobre estas guías las bobinas de papel reposaran previo al proceso de rebobinado.

Este sistema está conformado por dos perfiles principales, sobre los cuales se apoyarán y desplazarán las bobinas de papel, como se indica en la figura 5.56, se denomina guía Stand Reel de lado de servicio, la que se encuentra en dirección al operador de rebobinado, y donde se ubicaran la botonera de control; la segunda guía se denomina con guía Stand Reel de lado de trasmisión, debido a que en esta dirección se encuentran los motores y drivers de la Rebobinadora. Ademas, el sistema Stand Reel cuenta con cuatro mecanismos tope de accionamiento neumático, que permitirán el desplazamiento de la bobina hacia el Desenrollador de la Rebobinadora, estos movimientos serán automatizados y controlados por el operador. Por último, se implementará un sistema de mordazas con accionamiento neumático, que sujetan la bobina de papel en el Desenrollador, brindando seguridad al proceso de rebobinado.

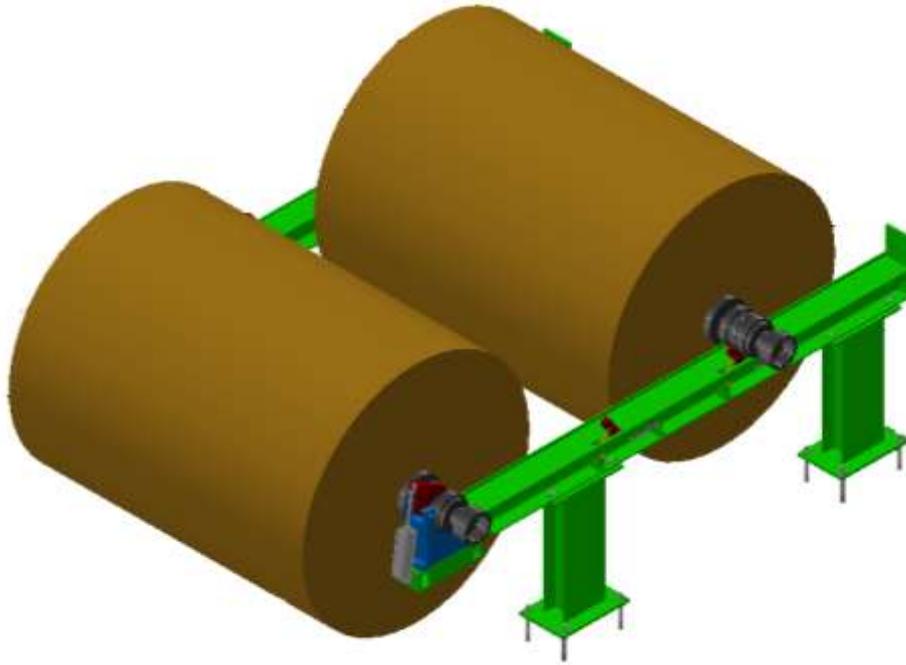


Figura 5.56. Esquema general del sistema de guías Stand Reel. **Fuente:** (Autor)

Las vigas del Stand Reel se manufacturaron con perfil HEB 240 como se indica en la figura 5.57, por razones de dimensiones, con este perfil se cubre en totalidad el ancho de los apoyos del rodillo Reel. Según la tabla de Propiedades Geométricas y Mecánicas de perfiles HEB Laminados que se adjunta en el anexo C4, el perfil HEB 240 tiene un valor de inercia de 11260cm^4 con un peso de 83.2kg/m , A continuación, se analizara si este resiste los requerimientos de diseño.

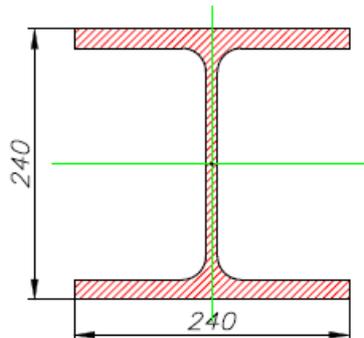


Figura 5.57. Sección transversal viga Stand Reel. **Fuente:** (Autor)

Las vigas tienen una longitud de $3,75\text{m}$ y están sujetas con pernos sobre dos columnas separadas a $2,7\text{m}$. Estas deben soportar la carga de dos bobinas de papel que actualmente pesan 7000Kg , debido a la posibilidad que a largo plazo, se incremente la producción y el peso de las bobinas en un 30% , se sobre dimensionará el diseño, de manera que resistan una carga de 8800Kg por bobina de papel.

Se procede a analizar las vigas para la situación más crítica a la que van a estar sometidas, es decir, cuando se encuentre una bobina sobre el Stand Reel y al mismo

tiempo se desplaza una segunda bobina en el extremo con voladizo, como se indica en la figura 5.58. En este instante se obtendrá la mayor deflexión y esfuerzo en la viga. La carga de diseño será de 4400Kg corresponde a peso de la bobina dividido para dos, ya que esta se apoyará en dos vigas guía.

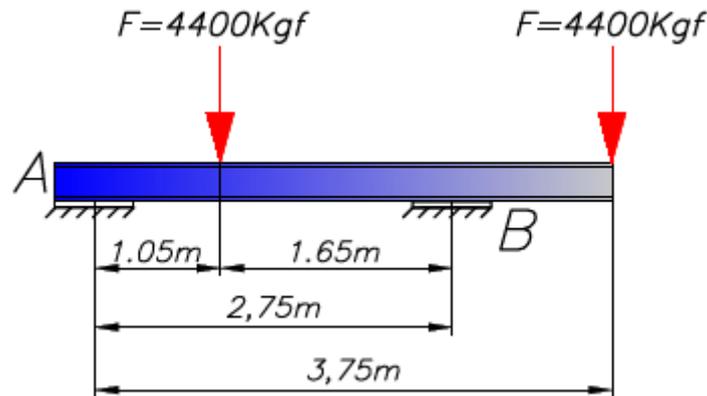


Figura 5.58. Caso de análisis de perfil Stand Reel **Fuente:** (Autor)

Paso 1. Diagrama de cuerpo libre.

Las sujeciones de las vigas del stand Reel, son de manera empernada sobre cuatro columnas, se define esta sujeción de tipo empotrada, por lo que se define el diagrama de cuerpo libre para el perfil empotrado en sus extremos en el tramo 1, y empotrado en un extremo y en voladizo para el tramo 2. Esta viga es de tipo hiperestática, debido que al aplicar las ecuaciones de equilibrio se obtiene un mayor número de incógnitas en comparación al número de ecuaciones.

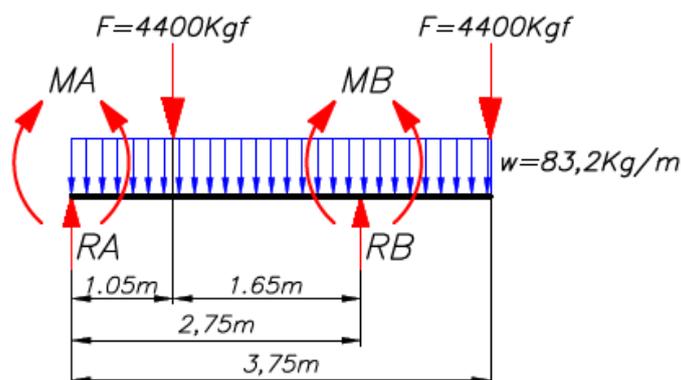


Figura 5.59. Diagrama de cuerpo libre para la viga Stand Reel **Fuente:** (Autor)

Paso 2. Cálculo de reacciones y momentos en tramos.

Para el estudio analítico mediante el uso de mecánica de materiales clásica, se empleará el método de superposición por tramos, este método descompone la viga en tramos independientes, y a su vez en casos de carga simple.

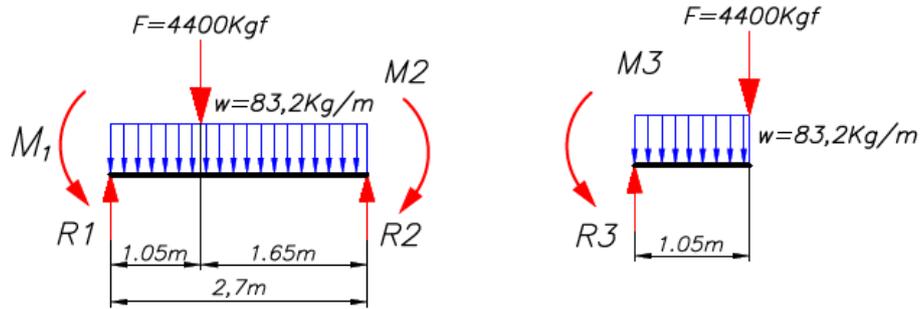


Figura 5.60. Descomposición de la viga carrilera en tramos independientes.

Fuente: (Autor)

Paso 2.1. Cálculo de momentos y reacciones en el tramo 1

Las fórmulas del método de súper posición se obtienen de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunto en el anexo C1 para vigas empotradas con carga intermedia y con carga distribuida, como se indica en la figura 5.61.

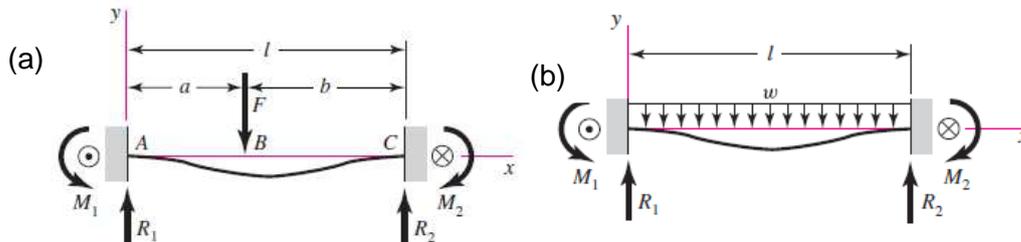


Figura 5.61. Viga empotrada (a) con carga puntual (b) con carga distribuida

Fuente: (Shigley, 2008)

Para el cálculo de reacciones y momentos en una viga empotrada con una carga puntual se emplea las ecuaciones 5.32 - 5.35, que se describieron anteriormente en el análisis de la viga carrilera.

$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad [5.32]$$

$$R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a) \quad [5.33]$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad [5.34]$$

$$M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2} \quad [5.35]$$

Para calcular los momentos y reacciones en una viga empotrada con una carga distribuida se emplea las siguientes ecuaciones 5.36 – 5.37.

$$R_1 = R_2 = \frac{wl_2}{2} \quad [5.36]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12} \quad [5.37]$$

En el análisis individual del tramo 1, se identifica una carga puntual y una carga distribuida en una viga empotrada en sus extremos, previo a usar el método de superposición, se descompone el tramo en casos de carga simple, como se indica en la figura 5.62, para después sumarlos en un resultado final.

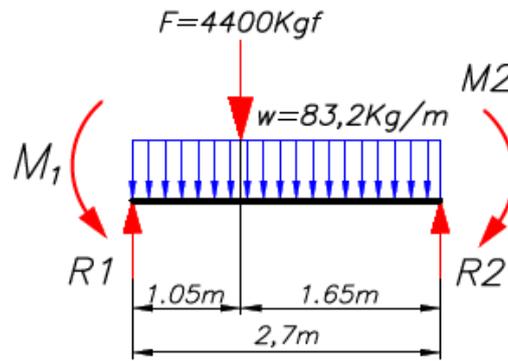


Figura 5.62. Análisis tramo 1 de la viga Stand Reel **Fuente:** (Autor)

$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) + \frac{wl}{2} \qquad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a) + \frac{wl}{2}$$

$$R_1 = \frac{4400(1.65)^2}{2.7^3}(3 \cdot 1.05 + 1.65) + \frac{83.2 \cdot 2.7}{2} \qquad R_2 = \frac{4400(1.05)^2}{2.7^3}(3 \cdot 1.65 + 1.05) + \frac{83.2 \cdot 2.7}{2}$$

$$R_1 = 3033.58Kgf \approx 29759.41N \qquad R_2 = 1591.58Kgf \approx 15613.39N$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} + \frac{wl^2}{12} \qquad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2} + \frac{wl^2}{12}$$

$$M_1 = \frac{4400 \cdot 1.05 \cdot (1.65)^2}{2.7^2} + \frac{83.2(2.7)^2}{12} \qquad M_2 = \frac{4400 \cdot 1.65 \cdot (1.05)^2}{2.7^2} + \frac{83.2(2.7)^2}{12}$$

$$M_1 = 1775.91Kgf \cdot m \approx 17421.71Nm \qquad M_2 = 1148.5Kgf \cdot m \approx 11266.81Nm$$

Paso 2.2. Cálculo de momentos y reacciones en el tramo 2.

La formulación necesaria para el análisis del tramo 2, se obtiene de la tabla A-9, del libro de Shigley adjunto en el anexo C1.

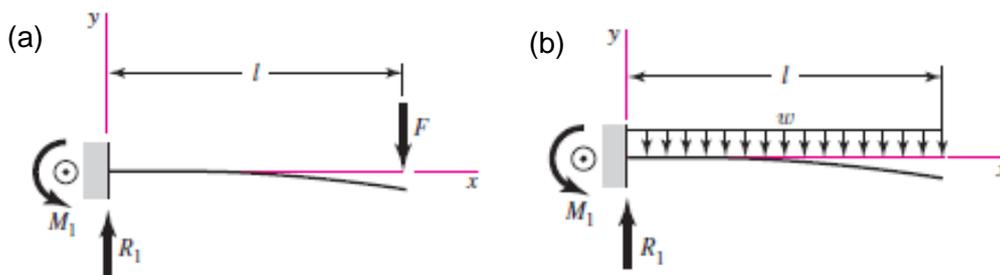


Figura 5.63. Viga empotrada y en voladizo (a) con carga puntual (b) con carga distribuida **Fuente:** (Shigley, 2008)

Las fórmulas correspondientes al método de superposición, empleada para el cálculo de la reacción y el momento para una viga empotrada en voladizo con una carga puntual en su extremo son:

$$R_1 = F \quad [5.101] \quad M_1 = Fl \quad [5.102]$$

Las fórmulas del método de superposición, empleada para el cálculo de la reacción y el momento para una viga empotrada en voladizo con una carga distribuida son:

$$R_1 = wl \quad [5.103] \quad M_1 = \frac{wl^2}{2} \quad [5.104]$$

En el análisis individual del tramo 2 se identifica una viga en voladizo con un extremo empotrado, como se indica en la figura 5.64

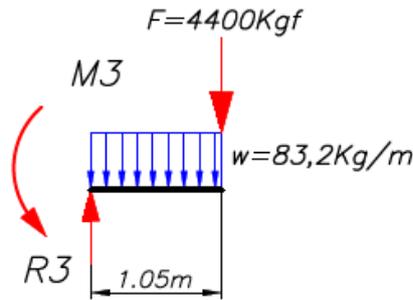


Figura 5.64. Análisis tramo 2 de la viga Stand Reel **Fuente:** (Autor)

Por tanto, la reacción y el momento en estos tramos se determinan como se indica a continuación.

$$R_3 = F + wl \quad M_3 = Fl + \frac{wl^2}{2}$$

$$R_3 = 4400 + 83.2 \cdot 1.05 \quad M_3 = 4400 \cdot 1.05 + \frac{83.2 \cdot 1.05^2}{2}$$

$$R_3 = 4487.3Kg \approx 44021N \quad M_3 = 4441.6Kg \cdot m \approx 43572Nm$$

Paso 3. Cálculo de momentos y reacciones en los empotramientos.

Para el cálculo de reacciones y momentos totales en los empotramientos, se suman las reacciones y momentos de cada tramo independiente anteriormente calculado, según la dirección como se indica en la figura 5.65

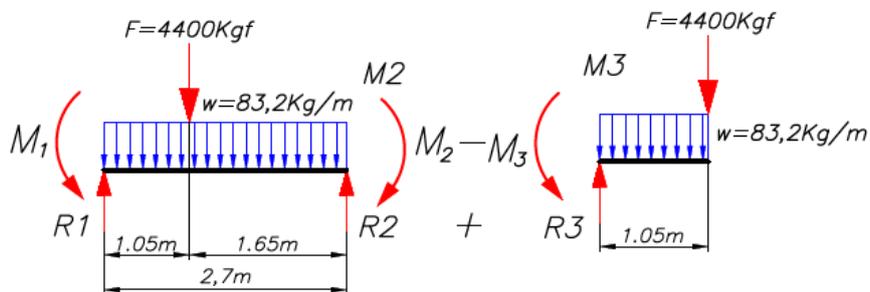


Figura 5.65. Cálculo de Reacciones y momentos totales de la viga carrilera. **Fuente:** (Autor)

Tabla 5.11. Compendio de reacciones y momentos totales en la viga Stand Reel
Fuente: (Autor.)

$RA = R_1$ $RA = 3033.58Kgf$ $\approx 29759.41N$	$RB = R_2 + R_3$ $RB = 6074.78Kgf$ $\approx 59593.59N$
$MA = M_1$ $MA = 1775.91Kgf \cdot m$ $\approx 17421.71Nm$	$MB = M_2 - M_3$ $MB = 3293.1Kgf \cdot m$ $\approx 32305.3Nm$

Paso 4. Diagrama de carga cortante y momento flector.

Con los datos de las reacciones en los empotramientos, se procede graficar el diagrama de carga cortante como se indica figura 5.66. El diagrama de momento flector se obtiene calculando el área en cada sección del diagrama de carga cortante, esta aumenta si el área es positiva y disminuye si el área es negativa, se indica en la figura 5.67.

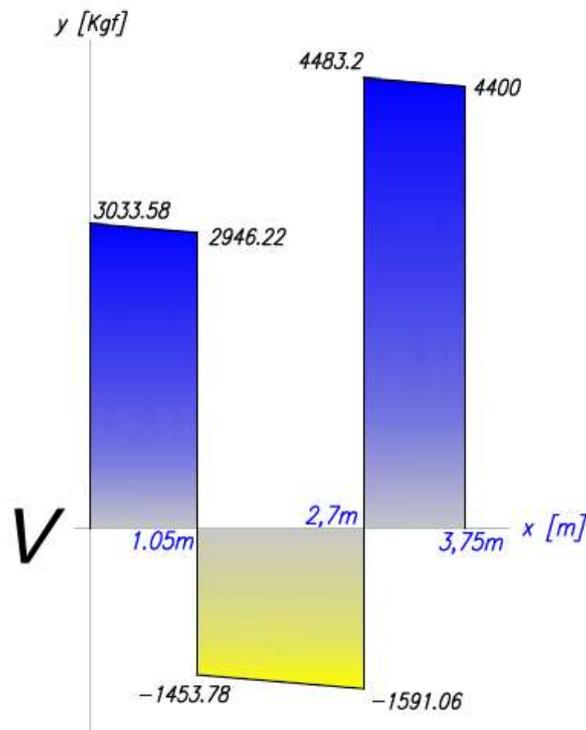


Figura 5.66. Diagrama de carga cortante para la viga Stand Reel **Fuente:** (Autor)

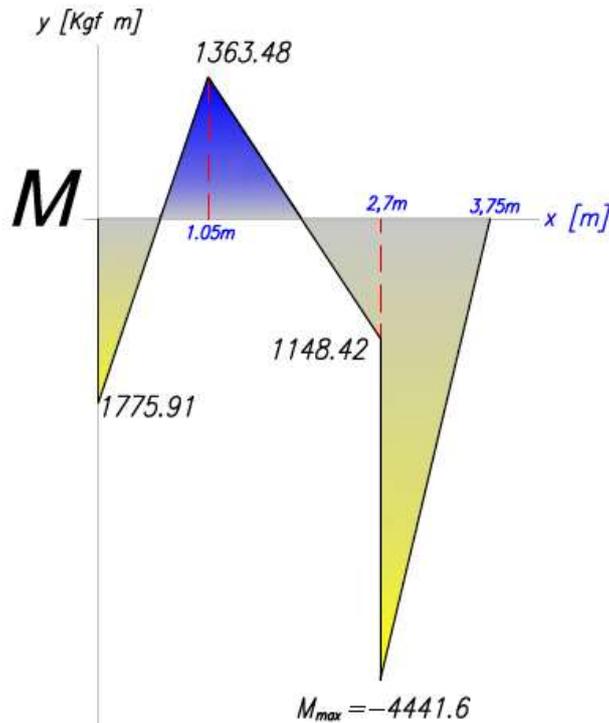


Figura 5.67. Diagrama de momento flexionante para la viga Stand Reel
Fuente: (Autor)

Paso 5. Deflexión de la viga Stand Reel

Se usa la fórmula del método de súper posición para una viga simplemente apoyada con carga en voladizo que se indica en la ecuación 5.66, de la tabla A-9 del libro de Shigley adjunto en el Anexo C1.

$$y_F = \frac{Fl^3}{3EI} \quad [5.105]$$

$$y_F = \frac{43164N \cdot (1.05m)^3}{3(200 \times 10^9Pa) \left(\frac{11260}{100^4} m^4\right)}$$

$$y_F = 7.39 \times 10^{-4}m \approx 0.739mm$$

$$y_w = \frac{wl^4}{8EI} \quad [5.106]$$

$$y_w = \frac{816.19N/m \cdot (1.05m)^4}{8(200 \times 10^9Pa) \left(\frac{11260}{100^4} m^4\right)}$$

$$y_w = 5.5 \times 10^{-6}m \approx 0.005mm$$

$$y_{TOTAL} = y_F + y_w \quad [5.107]$$

$$y_{TOTAL} = 0.739 + 0.005$$

$$y_{TOTAL} = 0.744mm$$

Paso 6. Esfuerzo a la flexión y factor de seguridad.

El esfuerzo máximo de una viga sometida a flexión está dado por la ecuación 5.74 donde c es distancia desde el eje neutro al extremo del perfil $c = 12 \text{ cm}$, el momento flexionante máximo como se observa en la figura 5.65 es $M_{\max} = 4441.6 \text{ Kg} \cdot \text{m} \approx 43572 \text{ Nm}$ [5.108]

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I_x}$$
$$\sigma_{\max} = \frac{(43572 \text{ Nm}) \cdot 0.12 \text{ m}}{\left(\frac{11260}{100^4} \text{ m}^4\right)}$$
$$\sigma_{\max} = 46.46 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo a la fluencia para el acero A-36 es $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ (ver anexo D5 propiedades del acero A-36) el esfuerzo máximo que sufre la viga es menor al esfuerzo permisible, por tanto cumple los requerimientos de diseño.

$$46.46 \text{ Mpa} < 250 \text{ Mpa} \quad \text{CUMPLE}$$

Factor de Seguridad

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \quad [5.109]$$
$$n = \frac{250 \text{ Mpa}}{46.46 \text{ Mpa}}$$
$$n = 5,38$$

5.2.14. Cálculo de Columnas Stand Reel

Se procede a comprobar la resistencia de las columnas que soporta a las guías Stand Reel, las cuales son como se indican en la figura 5.68, estas tienen una longitud de 1.13m según lo diseñado. Están conformadas por dos perfiles HEB 200 de acero laminado A-36 como se indica en la figura 5.69, según la tabla de propiedades geométricas y mecánicas de perfiles HEB laminados adjunto en el anexo C4, tiene un valor de inercia de $I_x = 5697 \text{ cm}^4$ $I_y = 2003 \text{ cm}^4$, el área de la sección transversal es $A = 78.1 \text{ cm}^2$. De igual manera, como se realizó anteriormente el cálculo de columnas para el puente grúa, se usará el método de análisis de columnas según el libro de Resistencia de Materiales de Robert L. Mott que sigue el siguiente procedimiento:

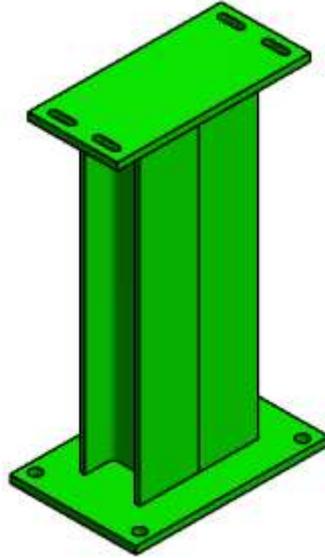


Figura 5.68. Esquema general de la columna. **Fuente:** (Autor)

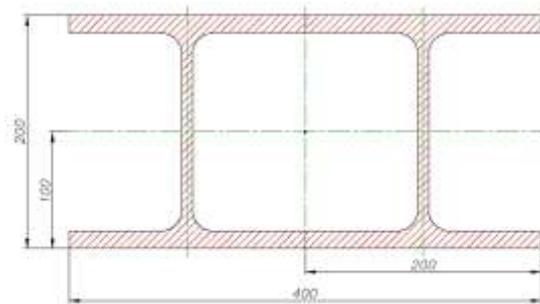


Figura 5.69. Sección transversal de la columna. **Fuente:** (Autor)

Paso 1. Factor de Fijación.

Para una columna con sus extremos fijos según lo diseñado, se establece un factor de fijación $K=0.65$ como se indica en la figura 11-3 pág. 606 del libro de Mott.

Paso 2. Longitud efectiva.

El valor de la longitud efectiva L_e se determina según la ecuación 5.92, donde L es la longitud de la columna.

$$L_e = KL \quad [5.92]$$

$$L_e = 0.65 \cdot 1.13m = 0.734m$$

Paso 3. Radio de Giro.

La medida de esbeltez de una columna es su radio de giro y se determina según la ecuación 5.93.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [5.93]$$

Se determina la inercia con respecto a los ejes x y y de la sección transversal de la columna indicado en la figura 5.54, usando el teorema de ejes paralelos según se indicó en la ecuación 4.6.

$$I_{xx} = 2(I_{x,Perfil} + A \cdot dy^2)$$

$$I_{yy} = 2(I_{y,Perfil} + A \cdot dx^2)$$

$$I_{xx} = 2(5697\text{cm}^4 + 78.1\text{cm}^2 \cdot 0^2)$$

$$I_{yy} = 2(2003\text{cm}^4 + 78.1\text{cm}^2 \cdot 10^2)$$

$$I_{xx} = 11394\text{cm}^4$$

$$I_{yy} = 19626\text{cm}^4$$

Por tanto, el radio de giro se plantea como sigue:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

$$r_x = \sqrt{\frac{11394\text{cm}^4}{2(78.1\text{cm}^2)}}$$

$$r_y = \sqrt{\frac{19626\text{cm}^4}{2(78.1\text{cm}^2)}}$$

$$r_x = 8.54\text{cm}$$

$$r_y = 11.20\text{cm}$$

Paso 4. Relación de Esbeltez SR.

La relación de esbeltez es el cociente entre la longitud equivalente y el radio de giro mínimo, como se expresa en la ecuación 5.65.

$$SR = \frac{L_e}{r_{min}} \quad [5.94]$$

$$SR = \frac{113\text{cm}}{8.54\text{cm}}$$

$$SR = 13.23$$

Paso 5. Constante de la columna.

Este requerimiento de análisis está en función del material de la columna y se expresa la ecuación 5.66, en este caso las columnas están conformadas por acero estructural A-36, con valores de: $E=200\text{Gpa}$ y $\sigma_y = 250\text{MPa}$ de acuerdo con la tabla de propiedades de acero estructural A-36 adjunto en el Anexo C3

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad [5.95]$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200 \times 10^9\text{Pa})}{250 \times 10^6\text{Pa}}}$$

$$C_c = 125.6$$

Paso 6. Comparación entre SR y Cc.

Se compara SR y Cc y se decide que se trata de una columna larga o corta. Como SR es menor a Cc, se utilizará fórmula de Johnson para el cálculo de carga de pandeo crítica para columnas cortas, expresada en la ecuación 5.67.

$$P_c = A\sigma_y \left[1 - \frac{\sigma_y(SR)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad [5.96]$$

$$P_c = 2(0.00781m^2)(250 \times 10^6 Pa) \left[1 - \frac{(250 \times 10^6 Pa)(13.23)^2}{4\pi^2(200 \times 10^9 Pa)} \right]$$

$$P_c = 3883358N$$

Paso 7. Comparación carga permisible y carga máxima que soporta.

Las cargas que soportaran las columnas corresponden a las reacciones en los empotramientos de la viga Stand Reel, la máxima carga determinada se identificó en el empotramiento B, donde, $R_B = 6074.78Kgm \approx 59593.59N$ y este debe ser menor a la carga permisible, de esta manera se garantiza la resistencia de la columna.

$$P < P_a$$

$$59.59KN < 3883KN \quad CUMPLE$$

[5.99]

5.2.15. Secuencia de Funcionamiento Stand Reel.

El sistema Stand Reel cuenta con una secuencia de funcionamiento, la cual es automatizada y también controlada por el operador.

1. El ciclo de funcionamiento del Stand Reel inicia cuando se coloca la bobina de papel sobre las guías con ayuda del nuevo puente grúa, esta se mantiene en esta posición gracias a los primeros topes, como se indica en la figura 5.70.

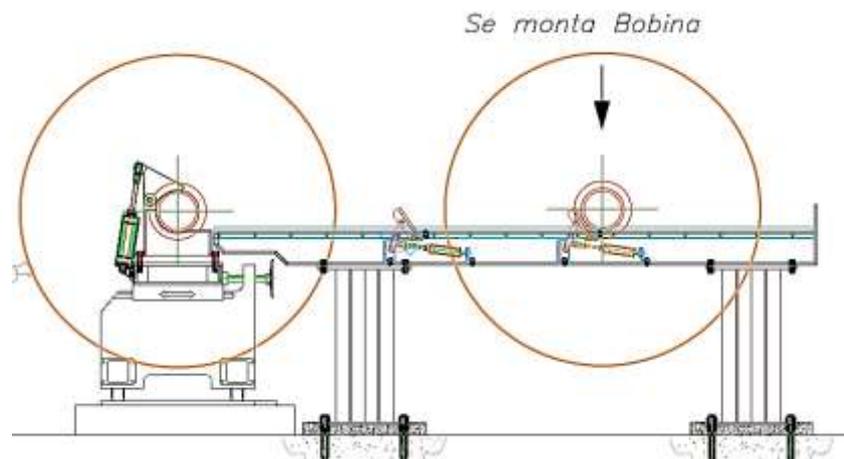


Figura 5.70. Bobina de papel colocada sobre el Stand Reel (fase 1)
Fuente: (Autor)

2. Cuando la bobina que se encuentra en el Desenrollador en proceso de rebobinado, llega a un diámetro menor a 1.2m, una señal del PLC de la rebobinadora da la orden de habilitar un pulsante S1, que al accionarlo baja los pistones neumáticos del primer tope, de esta manera se desliza la bobina hacia el segundo tope como se ve en la figura 5.71.

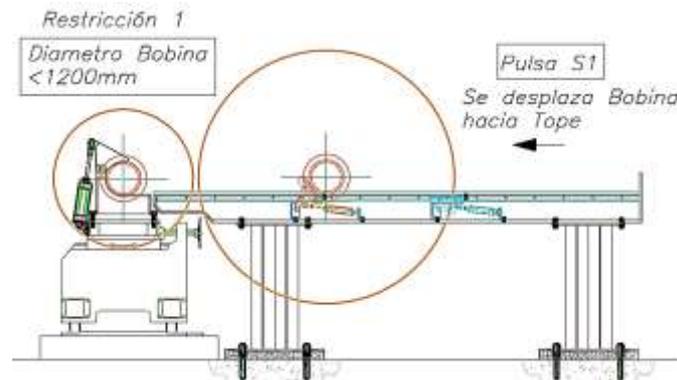


Figura 5.71. Bobina de papel se desliza al segundo tope (fase 2) **Fuente:** (Autor)

3. Ahora hay espacio en las guías Stand Reel para colocar una segunda bobina de papel con ayuda del nuevo puente grúa como se indica en la figura 5.72.

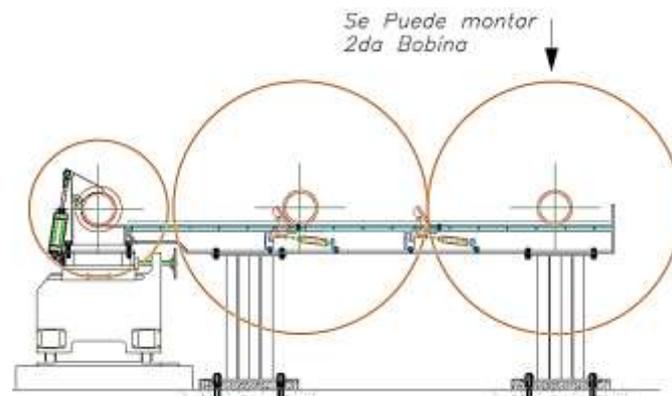


Figura 5.72. Segunda bobina de papel colocada sobre el Stand Reel (fase 3) **Fuente:** (Autor)

4. Cuando se ha completado en proceso de rebobinado de una bobina de papel, un pulsante permite abrir las mordazas y retirar el rodillo Reel vacío del Desenrollador.

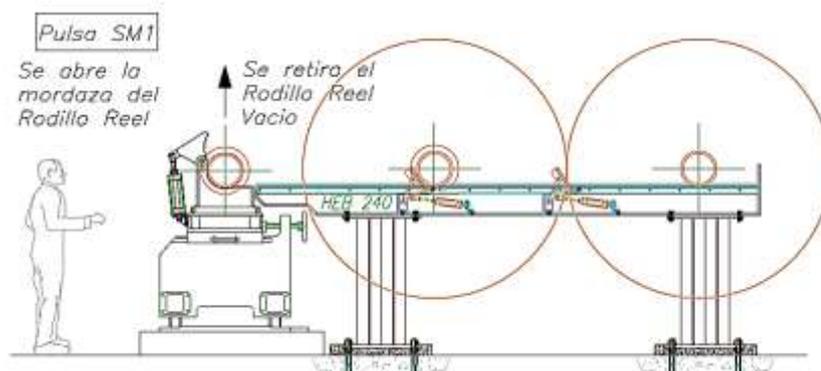


Figura 5.73. Abre la mordaza y retira el rodillo Reel vacío (fase 4) **Fuente:** (Autor)

5. Un sensor de tipo inductivo que se encuentra localizado en los soportes de las chumaceras del Desenrollador, da una señal, indicando que no se encuentra un rodillo Reel o una bobina montado en Desenrollador y previene así una colisión. Un segundo sensor de alineación entre las guías Stand Reel y el soporte de la chumacera del Desenrollador se encarga de alinear las guías con el soporte y así evitar un descarrilamiento de la bobina cuando esta se desplaza hacia el Desenrollador.

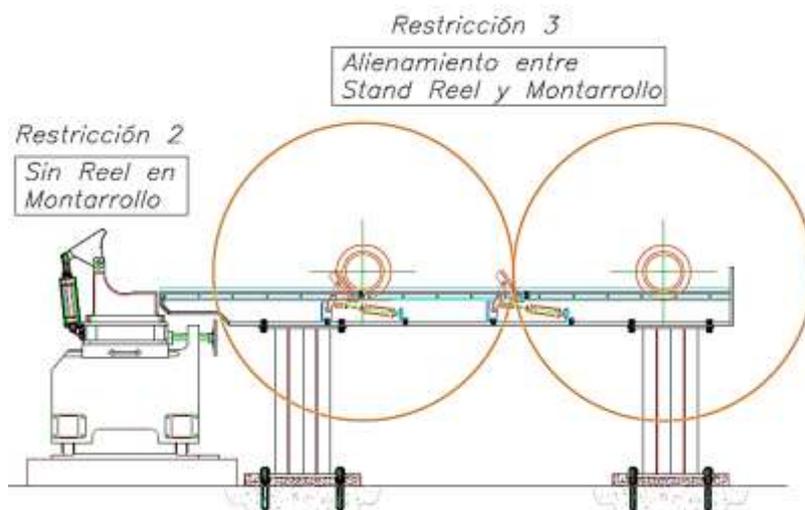


Figura 5.74. Sensor de Reel y sensor de alineamiento restringen activación (fase 5) **Fuente:** (Autor)

6. Cuando los dos sensores lo permitan, se habilita un segundo pulsante S2 que al accionarlo baja el pistón neumático del segundo tope, de esta manera se desplaza la bobina hacia el Desenrollador como se observa en la figura 5.75.

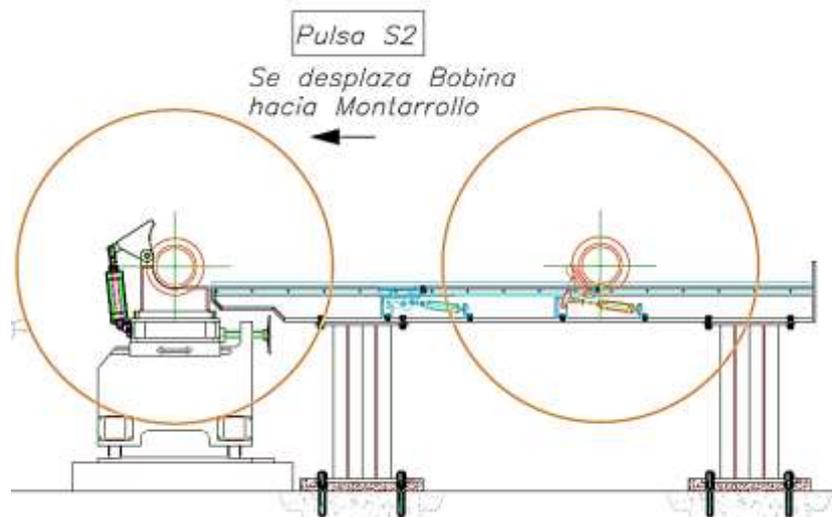


Figura 5.75 Bobina de papel se desplaza hacia el Desenrollador (fase 6)

Fuente: (Autor)

7. Un pulsante permite cerrar la mordaza e iniciar un nuevo proceso de rebobinado de una bobina de papel.

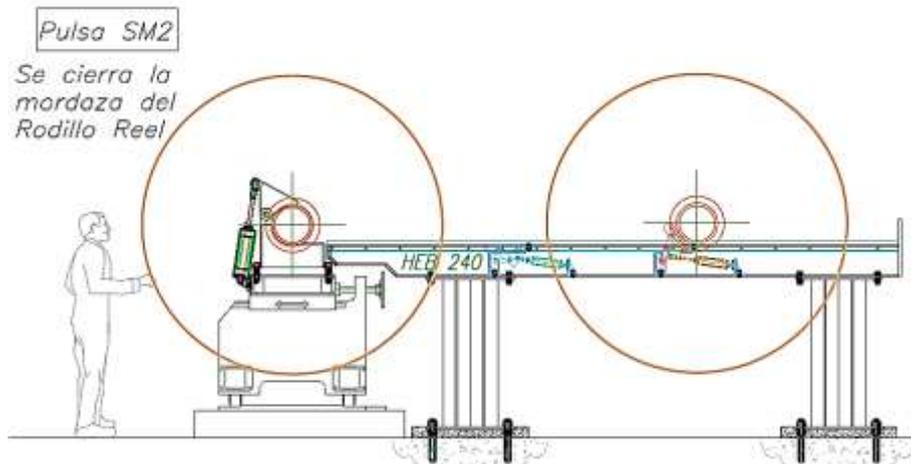


Figura 5.76. Cierra mordaza e inicia el rebobinado (fase 7)
Fuente: (Autor)

5.2.16. Análisis dinámico del sistema Stand Reel

Las bobinas de papel se desplazan sobre las guías Stand Reel que cuenta con una inclinación de 1° , que se puede calibrar en el montaje con ayuda de los espárragos de calibración en la parte inferior. La distancia que recorrerá la bobina hasta el tope es de 1.1m, como se puede ver en la figura 5.77.

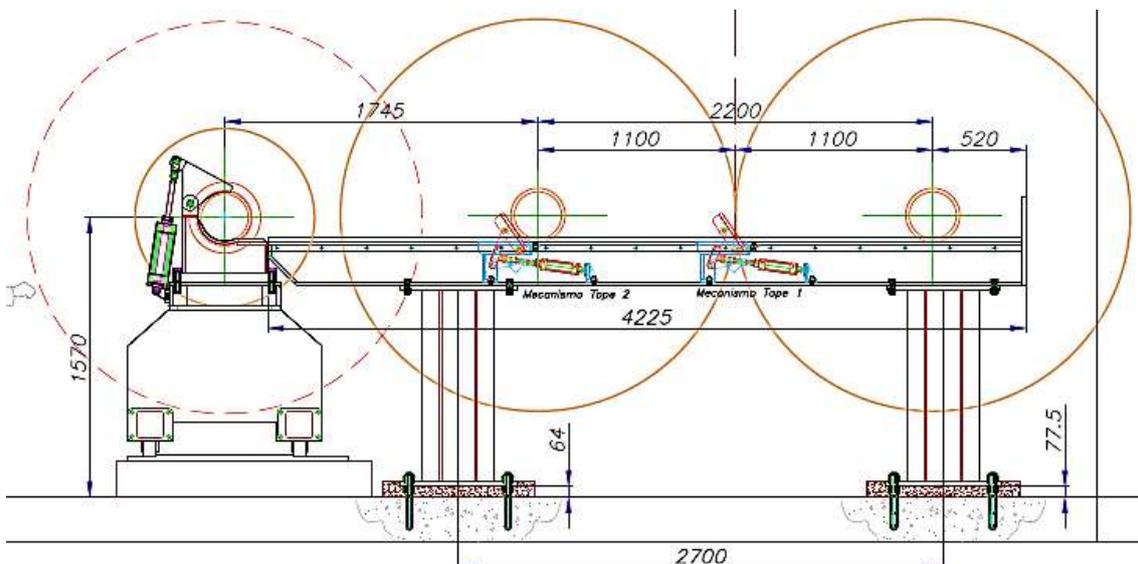


Figura 5.77. Bobinas sobre Stand Reel **Fuente:** (Autor)

Se realiza el análisis dinámico del desplazamiento de la bobina sobre las guías Stand Reel mediante el principio de la conservación de la energía. La energía potencial en el punto 1 se transforma en energía cinética en el punto 2.

$$E1 = E2$$

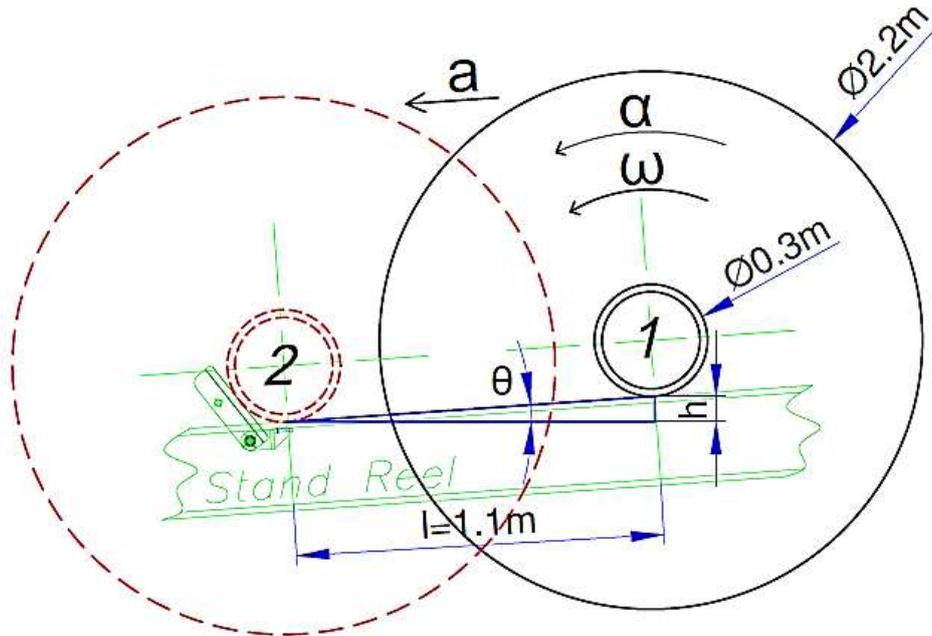


Figura 5.78. Esquema dinámico de desplazamiento de bobinas **Fuente:** (Autor)

La energía potencial en el punto 1 está en función de la masa, la gravedad y la altura, como se plantea en la ecuación 5.112, la altura se deja en función a la distancia que recorre la bobina y el ángulo de inclinación, se obtiene la ecuación 5.113

$$E1 = Ep \quad [5.111]$$

$$E1 = m \cdot g \cdot h \quad [5.112]$$

$$E1 = m \cdot g \cdot l \cdot \sin \theta \quad [5.113]$$

La energía cinética en el punto 2 es igual a la variación energía cinética de traslación más la variación de energía cinética de rotación como se plantea en la ecuación 5.114.

$$E2 = \Delta Ec_T + \Delta Ec_R \quad [5.114]$$

La energía cinética de traslación está en función de la masa y la velocidad al cuadrado, mientras que la energía cinética de rotación está en función de la Inercia y la velocidad angular al cuadrado.

$$Ec_T = \frac{1}{2}mv^2 \quad [5.115]$$

$$Ec_R = \frac{1}{2}I\omega^2 \quad [5.116]$$

La variación de la energía cinética por traslación de 1 a 2 se plantea de la siguiente forma a partir la ecuación 5.115

$$\Delta Ec_T = \frac{1}{2}mv_2^2 - \frac{1}{2}mv_1^2 \quad [5.117]$$

$$\Delta E_{c_T} = \frac{1}{2}m(v_2 - v_1)^2$$

De la ecuación de dinámica se obtiene:

$$v_2^2 = v_1^2 + 2al \quad [5.118]$$

$$v_2^2 - v_1^2 = 2al$$

Reemplazando la expresión 5.118 en la ecuación 5.117. Obtenemos la ecuación 5.119.

$$\Delta E_{c_T} = \frac{1}{2}m \cdot 2al$$

$$\Delta E_{c_T} = m \cdot a \cdot l \quad [5.119]$$

La variación de la energía cinética por rotación desde 1 a 2 se plantea de la siguiente forma a partir de la ecuación 5.116.

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2}I\omega_2^2 - \frac{1}{2}I\omega_1^2$$

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2}I(\omega_2 - \omega_1)^2 \quad [5.120]$$

La condición de rodamiento, es decir rueda sin deslizar viene dada por la expresión $v = \omega r$ reemplazamos en la ecuación 5.120 se obtiene:

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2}I \left(\frac{v_2}{r} - \frac{v_1}{r} \right)^2 \quad [5.121]$$

La inercia de un cilindro es igual $I = \frac{1}{2}mR^2$ donde R es el diámetro de la bobina grande. Nota: se debe considerar la inercia de la bobina cuyo diámetro es de 2.2m

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2}mR^2 \right) \left(\frac{v_2}{r} - \frac{v_1}{r} \right)^2$$

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2}mR^2 \right) \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{r^2} \right) \quad [5.122]$$

Reemplazando $v_2^2 - v_1^2$ por la ecuación 5.118 tenemos:

$$\Delta E_{c_R} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2}mR^2 \right) \left(\frac{2al}{r^2} \right)$$

$$\Delta E_{c_R} = \frac{mR^2al}{2r^2} \quad [5.123]$$

Por tanto, la ecuación 5.114 se expresa de la siguiente forma al reemplazar las ecuaciones 5.119 y 5.123 tenemos:

$$E_2 = m \cdot a \cdot l + \frac{mR^2al}{2r^2} \quad [5.124]$$

Por último, en la ecuación 5.110 de la conservación de la energía se reemplaza por las ecuaciones 5.113 y 5.124 se obtiene:

$$m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha = m \cdot a \cdot l + \frac{mR^2 a l}{2r^2}$$

$$m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha = m \cdot a \cdot l \left(1 + \frac{R^2}{2r^2} \right)$$

$$g \cdot \sin \alpha = a \left(1 + \frac{R^2}{2r^2} \right)$$

$$\frac{g \cdot \sin \alpha}{\left(1 + \frac{R^2}{2r^2} \right)} = a \quad [5.125]$$

[5.86]

La ecuación 5.125 es la expresión final donde se puede determinar la aceleración a la cual se desplaza la bobina sobre las guías Stand Reel, las cuales tienen una inclinación de 1°, el diámetro de la bobina es de 2.2m y el diámetro del rodillo Reel con la rueda sobre guías Stand Reel es de 300mm, al reemplazar estos valores en la ecuación 5.125 se obtiene:

$$a = \frac{9.81 \cdot \sin(1^\circ)}{\left(1 + \frac{(1.1)^2}{2(0.15)^2} \right)} = 6.13 \times 10^{-3} m/s^2$$

Con el valor de la aceleración que se traslada la bobina sobre las Guías del Stand Reel se puede calcular la velocidad en el punto 2 y el tiempo de traslado de la distancia de 1.1m; con la condición de que la bobina parte del reposo.

$$v_2^2 = v_0^2 + 2al \quad [5.126]$$

$$v_2^2 = 0 + 2(6.13 \times 10^{-3} m/s^2)(1.1m)$$

$$v_2 = 0.12 m/s$$

$$v_2 = v_0 + at \quad [5.127]$$

$$\frac{v_2 - v_0}{a} = t$$

$$\frac{0.12 m/s - 0}{(6.13 \times 10^{-3} m/s^2)} = t$$

$$t = 19.78 s$$

5.2.17. Diseño del mecanismo de Tope

El mecanismo tope es el encargado de detener el paso de las bobinas de papel en el sistema de guías Stand Reel, debido a que la velocidad de desplazamiento es muy baja para evitar fuertes impactos según lo calculado es $v = 0.12 m/s$, por tanto, la

fuerza que soportara será relativamente baja. Su diseño implica un sistema de eslabones, soportes y un pistón neumático, con un sistema de enclavamiento en entre los eslabones, para evitar que la carga se dirija directamente al pistón, en cambio, se dirigirá hacia los pasadores y eslabones del mecanismo, como se puede ver en la figura 5.79.

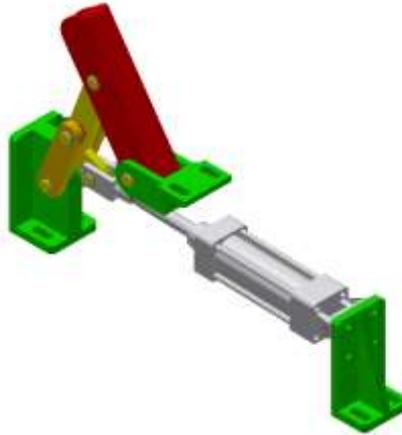


Figura 5.79. Esquema general del mecanismo tope. **Fuente:** (Autor)

La fuerza de impacto máxima que soportara el mecanismo tope está en función de la velocidad de desplazamiento de la bobina sobre las guías Stand Reel, y la distancia recorrida de 1.1m y se determina según la ecuación 5.128.

$$F_{imp} d = \frac{1}{2}mv^2 \quad [5.128]$$

$$F_{imp} = \frac{\frac{1}{2}(8800Kg)(0.12m/s)^2}{1.1m}$$

$$F_{imp} = 57.6N$$

La fuerza de impacto es muy baja, la razón es que la velocidad y el desplazamiento de las bobinas de papel en el stand Reel es lenta, como se determinó el desplazamiento tarda 19 segundos.

A continuación se procederá a determinar si los pasadores de diámetro 19mm diseñados resisten la carga aplicada, esta se distribuye, sobre la reacción producto del eslabón como se puede observar en la figura 5.80 en un Angulo de 69°. Por tanto la reacción se determina de la siguiente manera:

$$R = \frac{F}{\cos 69^\circ} = \frac{57.6N}{\cos 69^\circ} = 160.72N \quad [5.129]$$

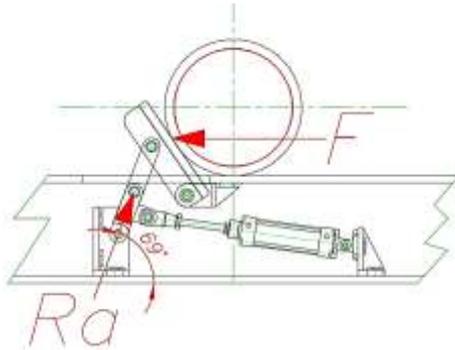


Figura 5.80. Fuerza aplicada sobre el mecanismo tope. **Fuente:** (Autor)

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0.019m)^2}{4} = 2.83 \times 10^{-4}m^2 \quad [5.130]$$

$$\tau_v = \frac{V}{A} = 564316Pa \approx 0.56Mpa$$

El esfuerzo máximo al corte en el acero de transmisión es $\tau_{max}77Mpa$ (anexo C4.) se comprueba que los eslabones soportarán muy bien la carga cortante producto del impacto.

5.2.18. Análisis neumático del sistema Stand Reel.

A continuación, se realiza una simulación en software Festo Fluid Sim®, del circuito neumático que se va emplazaren el Sistema de guías Stand Reel. El circuito inicia con la red de aire comprimido disponible en Cartopel, de 6 bares, segundo una unidad de mantenimiento FRL. El aire comprimido suministrará a 4 pistones de doble efecto de diámetro 50mm y 100mm de carrera que conforman el mecanismo tope, y 2 pistones neumáticos de doble efecto de 100mm de diámetro y 200mm de carrera para el sistema de mordazas. Los pistones correspondiste al primer mecanismo tope, se accionan simultáneamente y se controlara mediante una electroválvula neumática 5/2, los siguientes pistones correspondientes al segundo mecanismo tope, de igual manera se accionaran simultáneamente y serán controlados por una electroválvula 5/2. Por último, otros pistones correspondiente al sistema de mordazas también requieren que se accionen simultáneamente y serán accionados por una electroválvula 5/2.

La descripción de la parte neumática mencionada en los párrafos anteriores se puede observar en la figura 5.81.

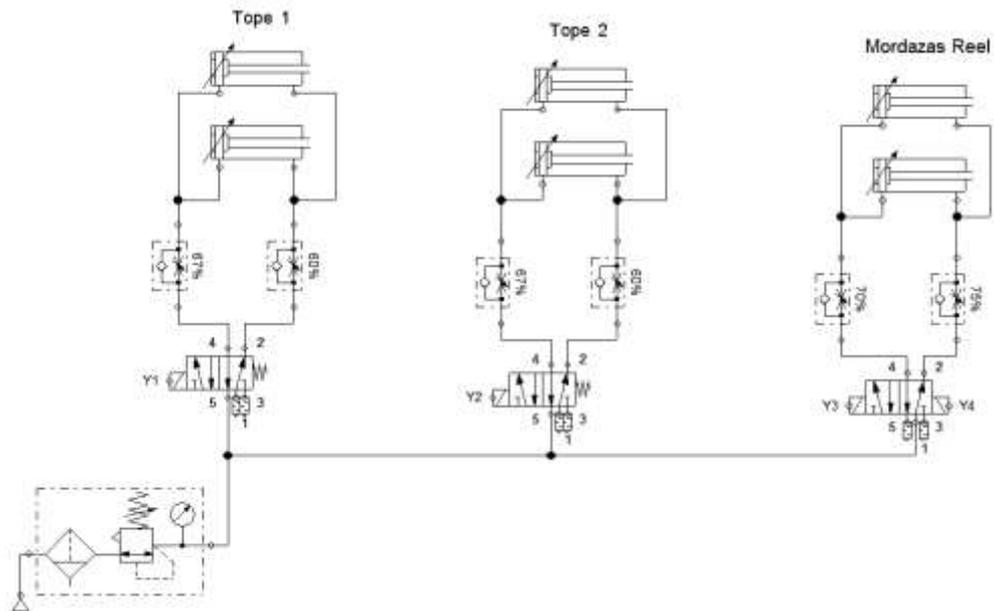


Figura 5.81. Circuito neumático del proyecto.

Fuente: (Autor, Realizado en FESTO FluidSIM®)

El circuito electro neumático se presenta en la figura 5.82, conforme a la secuencia de funcionamiento del sistema Stand Reel. Una señal proveniente del PLC de la Rebobinadora da la orden de habilitar un pulsante S1 cuando la bobina que se encuentra rebobinado posee un diámetro de 1.2m. Se pulsa S1, se activa la electroválvula que suministra los pistones de los mecanismos tope 1. Un temporizador T1 se activa 10 segundos después y ordena el retorno de los pistones. Un sensor de tipo inductivo da una señal, indicando que no se encuentra un rodillo Reel en el Desenrollador y un segundo sensor óptico, se encarga de alinear las guías con los soportes de los rodillos del Desenrollador, Cuando los dos sensores lo permitan, se habilita un segundo pulsante S2, al accionarlo activa la segunda electroválvula que suministra los pistones de los mecanismos tope 2, el mismo temporizador T1 ordena 10 segundos después del retorno de los pistones del mecanismo tope 2. Los pulsantes S3 y S4 activan la electroválvula que suministra a los pistones de las mordazas.

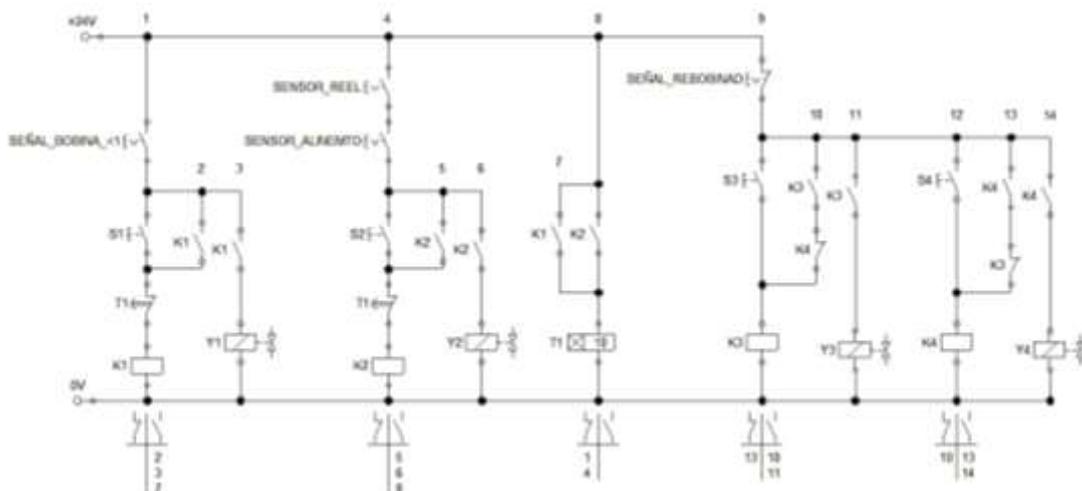


Figura 5.82. Circuito electro-neumático del proyecto.
Fuente: (Autor, Realizado en FESTO FluidSIM®)

El diagrama de estados de los pistones se indica en la figura 8.83 y se observa la secuencia que realizan los actuadores durante en el proceso.

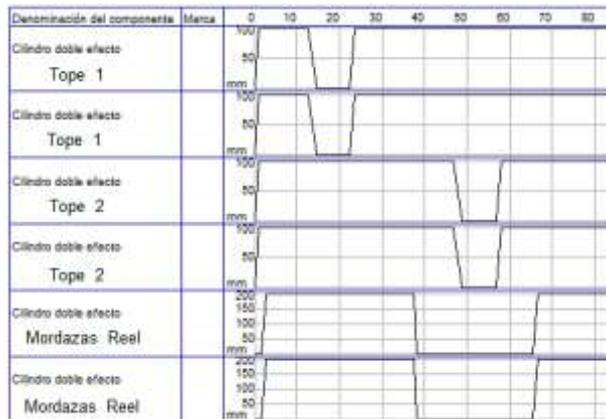


Figura 5.83. Diagrama de estados.
Fuente: (Autor, Realizado en FESTO FluidSIM®)

5.3. Simulación

Para validar los resultados obtenidos analíticamente en el diseño de los elementos estructurales que conforman el puente grúa y el Stand Reel, obtenidos mediante el uso de mecánica de materiales clásica. Se puede realizar un análisis utilizando un software comercial de elementos finitos Ansys.

5.3.1. Simulación de la viga puente.

Paso 1. Geometría: la primera etapa para simular la viga puente es generar su geometría, para ello, se partió de un boceto (*Sketching*) con herramientas CAD del Ansys. Se desarrolló el boceto en los planos x-y conforme la sección transversal de la viga puente, como se indica en la figura 5.84.

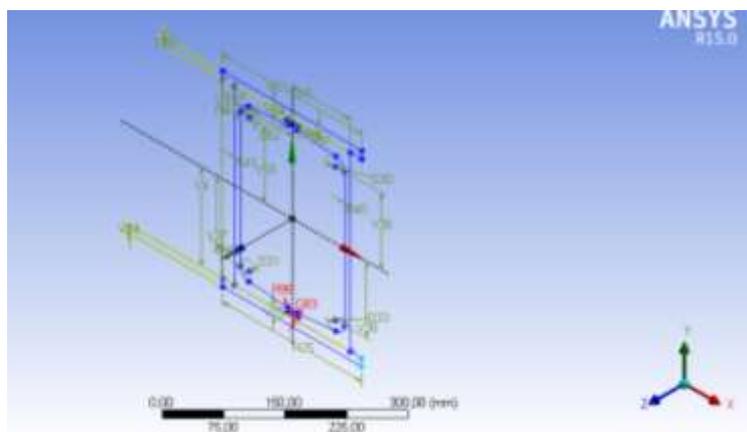


Figura 5.84. Boceto de la sección transversal de la viga puente.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

A continuación, con la herramienta *Extrude* se obtiene un sólido en 3D.

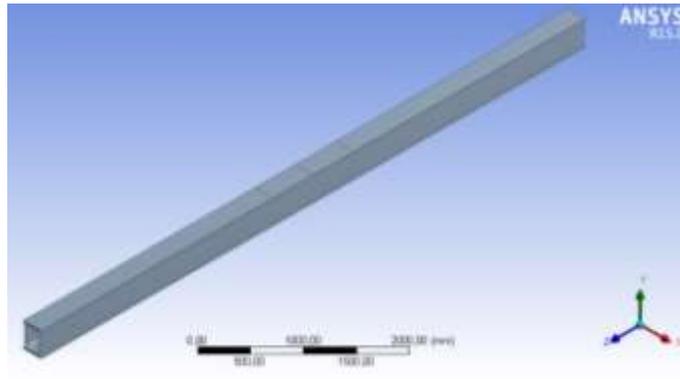


Figura 5.85. Geometría de la viga puente.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 2. Selección del Material: con la opción *Engineering Data* como se indicó anteriormente en la sección 4.6, se asigna el material del sólido, para este caso se selecciona acero estructural A-36.

Paso 3. Mallado: se realiza un mallado del modelo, y se mejora la calidad conforme se indicó en la sección 4.6. Con la herramienta *Patch Conforming Method* se selecciona un patrón de la malla de tipo tetraedros, el resultado del mallado se puede observar en la figura 5.86.

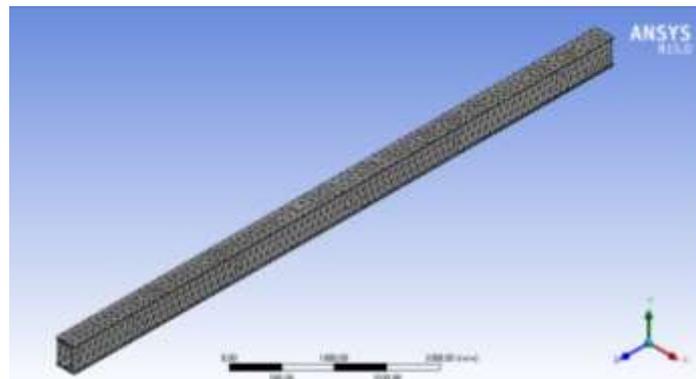


Figura 5.86. Mallado para la simulación de la viga puente.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Se verifica, que la calidad del mallado sea aproximada a 1, mediante el comando *Element Quality*. Se identifican un total de 916213 nodos y 592971 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.82, el Jacobiano promedio es 1.0012. En la figura 5.87 se indica la calidad del mallado para la simulación de la viga puente.

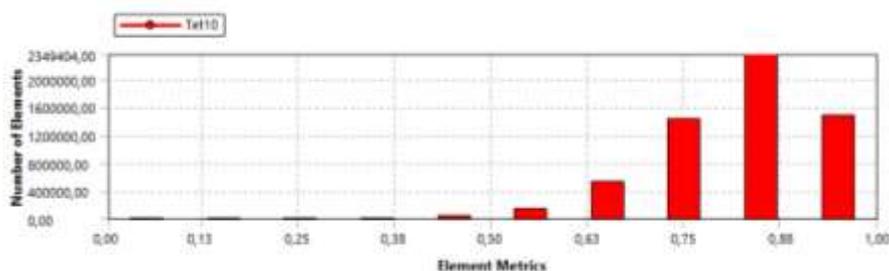


Figura 5.87. Calidad de la Malla para la simulación de la viga puente.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

El compendio de resultados de calidad para el mallado en esta simulación se presenta en la tabla 5.12, se observa que 88.5% de los elementos se encuentran en el rango de calidad mayor a 0.7, por tanto se obtendrá resultados muy confiables.

Tabla 5.12. Calidad de la malla en la simulación de la viga puente. **Fuente:** (Autor)

Calidad	N. Elementos	Porcentaje
0,552	13000	2,19%
0,651	52500	8,85%
0,750	142000	23,95%
0,851	235000	39,63%
0,95	148000	24,96%

Paso 4. Condiciones de contorno: para simular las vigas puente, se procedió a colocar los apoyos con el comando *Displacement* sobre las aristas de los extremos, con restricciones en las coordenadas x , y , (z libre), de esta manera se simula una viga simplemente apoyada. Con el comando *Force* se colocan en dirección del eje y los valores de la carga de diseño P , para la viga puente corresponden $-28459N$. Seguido se asigna el valor de la carga distribuida equivalente al peso de la viga de $1.3 N/mm$, como se indica en la figura 5.88.

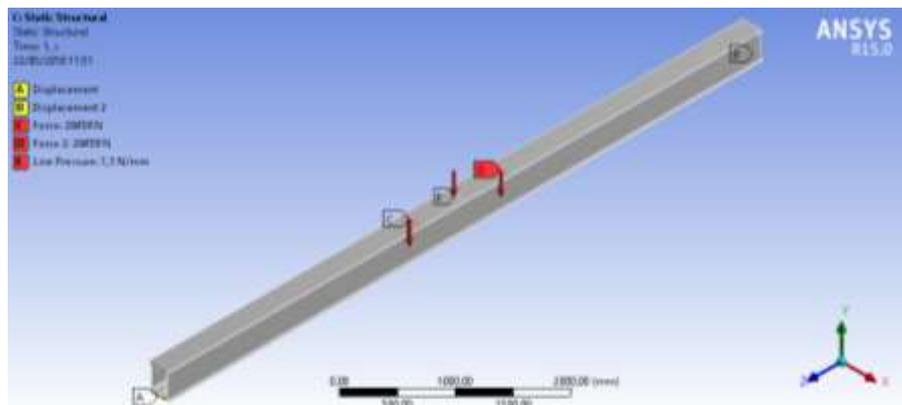


Figura 5.88. Condiciones de contorno para la simulación de la viga puente.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: con el comando *Solve* el software ejecuta la simulación y se presentan los resultados. La deformación máxima que experimenta la viga puente es $8.0339mm$, la deformación a lo largo del sólido se muestra en la figura 5.89.

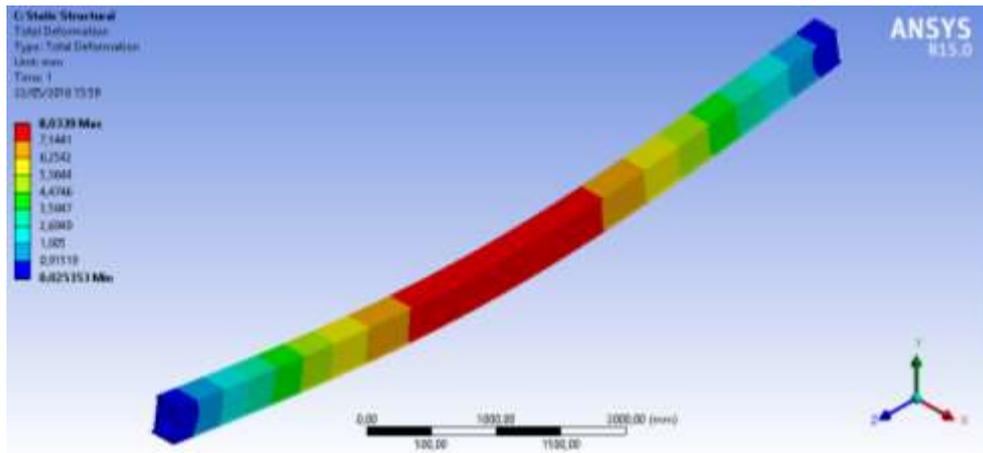


Figura 5.89. Deformación total obtenida mediante la simulación de la viga puente.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta la viga puente indican un valor de 53.825 MPa en la mitad de la longitud conforme se indica en la figura 5.90

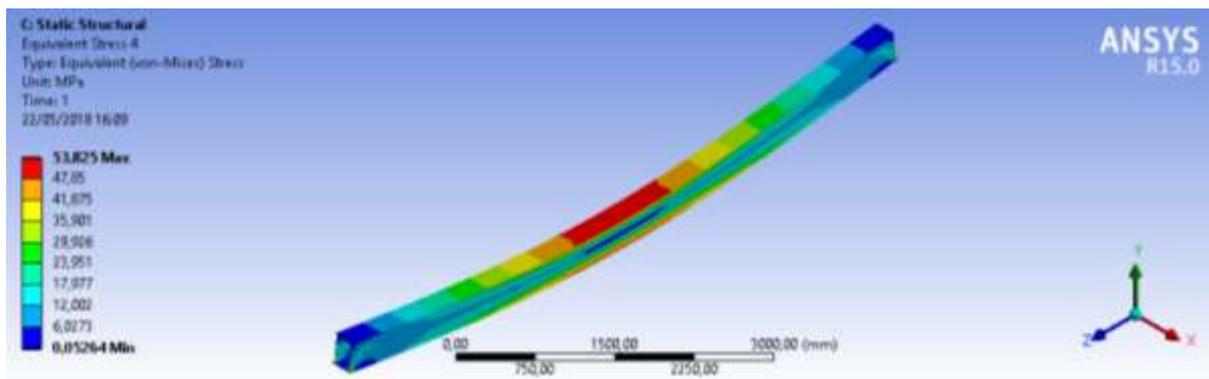


Figura 5.90. Esfuerzo total obtenida en la simulación de la viga puente.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.2. Simulación de la viga testera

Paso 1. Geometría: se realiza la simulación de la viga testera del puente grúa, siguiendo el mismo procedimiento para la simulación del a viga puente, a partir de un boceto (*Sketching*) realizado con herramientas CAD del Ansys, y el comando *Extrude* se genera la geometría de la viga testera como se indica en la figura 5.91

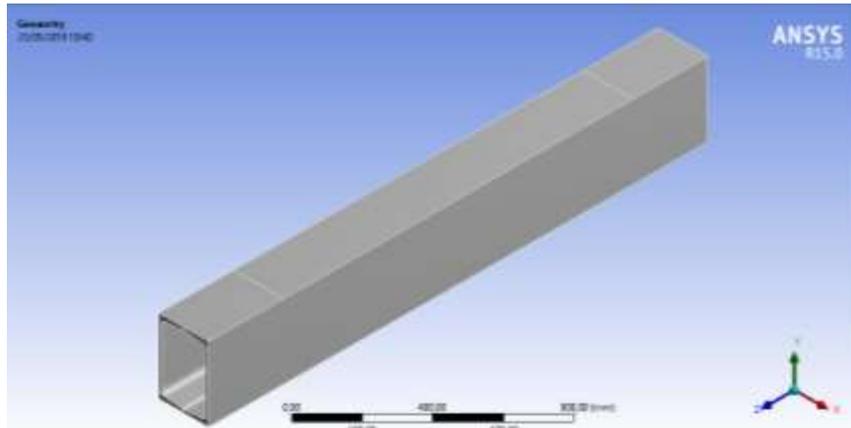


Figura 5.91. Geometría de la viga testera.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 2. Selección del Material: a continuación, en *Engineering Data*, se asigna el material del sólido, de igual manera se selecciona acero estructural A-36.

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejora la calidad con *Sizing* y *Patch Conforming Method*, seleccionando el patrón de mallado de tipo tetraedros como se puede observar en la en la figura 5.92.

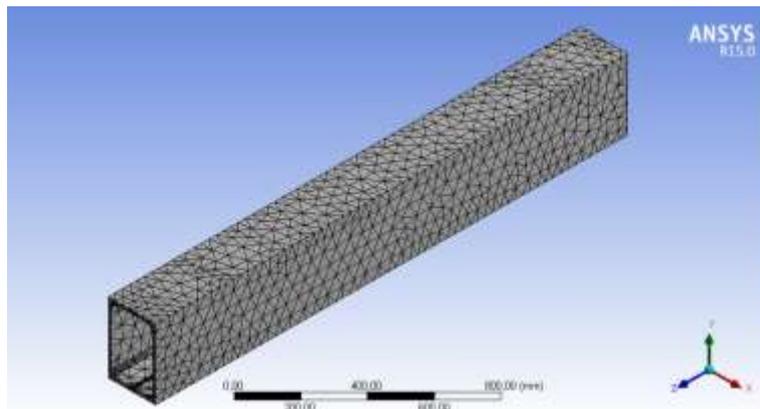


Figura 5.92. Mallado para la simulación de la viga testera.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando *Element Quality*, se verifica la calidad del mallado como se indica en la figura 5.93, se identifican un total de 112460 nodos y 66844 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.55, el Jacobiano promedio es 1.8

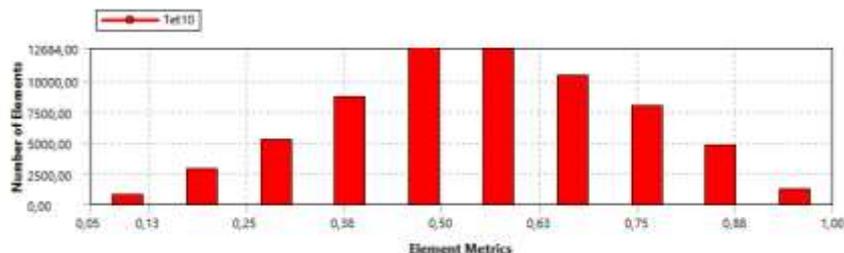


Figura 5.93. Calidad de la malla para la simulación de la viga testera.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

El compendio de resultados de calidad para el mallado en esta simulación se presenta en la tabla 5.13, se observa que 36.25% de elementos posee un valor de calidad adecuado superior al 0.66.

Tabla 5.13. Calidad de la malla en la simulación de la viga testera. Fuente: (Autor)

Calidad	N. Elementos	Porcentaje
0,38	8620	12,90%
0,47	12700	19,00%
0,57	12600	18,85%
0,66	10400	15,56%
0,76	7950	11,89%
0,85	4720	7,06%
0,95	1160	1,74%

Se concluye que el mallado realizado es de menor calidad en relación al realizado anteriormente en la simulación de la viga puente, debido al tiempo y complejidad que requiere el software al procesar una malla más densa, sin embargo, sus condiciones son aceptables ya que el 36.25% de elementos se encuentran en el rango de calidad.

Paso 4. Condiciones de contorno: se establecen las restricciones, apoyos y las cargas, de igual manera como se realizó en la simulación de la viga puente. Se procede a colocar los apoyos con el comando *Displacement* sobre las aristas de los extremos de la viga, con restricciones en las coordenadas x, y, z (libre). De esta manera, se simula una viga simplemente apoyada en sus extremos como se indica en la figura 5.94, con el comando *Force* se colocan en dirección del eje y los valores de la carga correspondiente a la mayor reacción de la viga puente calculados anteriormente en la sección 5.2.5, con un valor de 5791,7Kg \approx 56817N, seguido se colocó con el comando *Line Pressure* el valor de la carga distribuida equivalente al peso de la viga de 92Kg/m \approx 0,9N/mm.

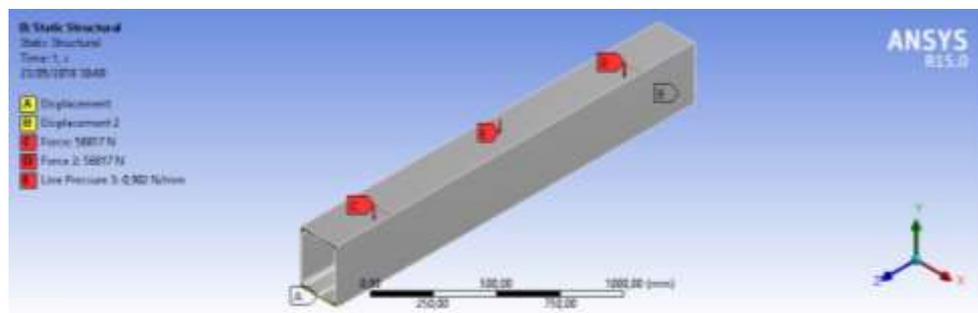


Figura 5.94. Condiciones de contorno para la simulación de la viga testera. Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación, mediante el comando *Construction Geometry*, se puede determinar la deformación que presenta una

línea (*Path*) localizada en la cara inferior de la viga, como resultado se obtiene una gráfica y una tabla con los valores de deflexión a través del *Path* como se indica en la figura 5.95. En donde se puede visualizar una deformación máxima de la viga, con valor de 0.287mm.

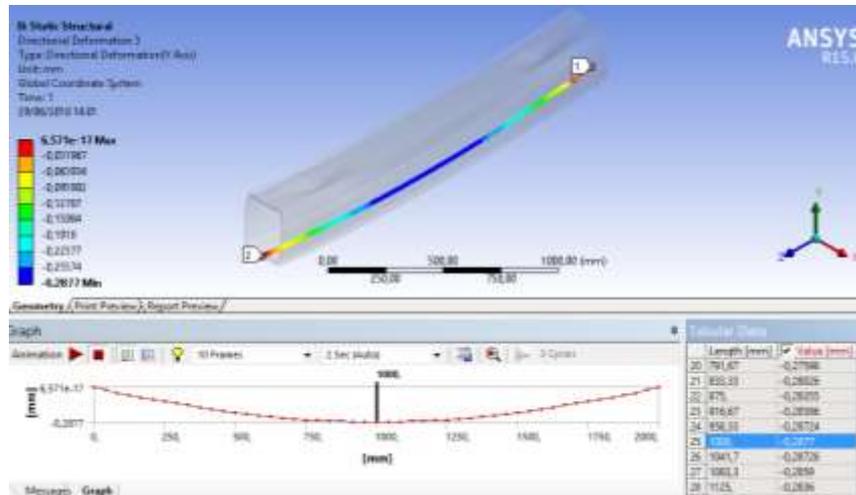


Figura 5.95. Deformación a través del path localizado en la cara inferior de la viga testera. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Se determina los esfuerzos equivalentes (von Mises) sobre la línea (*Path*) localizada en la cara inferior de la viga, como resultado se obtiene una gráfica y una tabla con los valores de esfuerzos a través del *Path*, como se indica en la figura 5.96. el cual denota un esfuerzo máximo en el centro del perfil, con un valor de 16.88MPa.

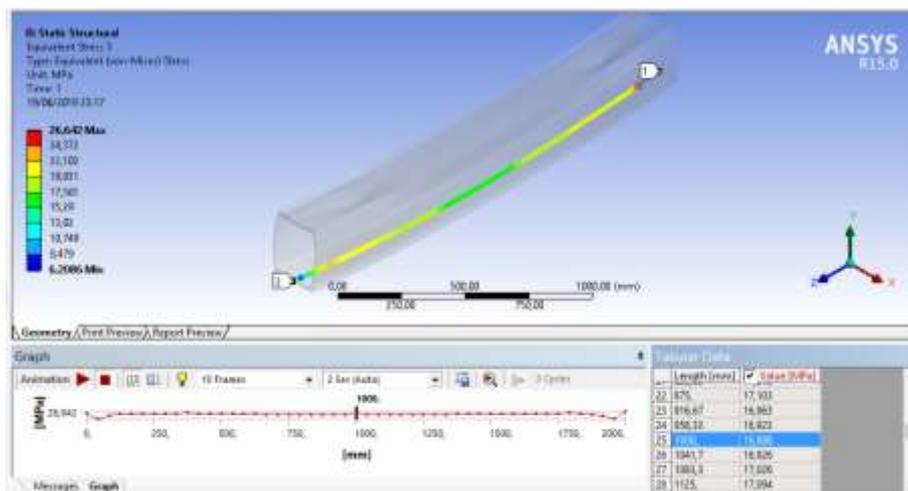


Figura 5.96. Esfuerzos a través del path localizado en la cara inferior de la viga testera. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.3. Simulación de la viga carrilera.

Para verificar de manera precisa los resultados y comprobar la validez del procedimiento analítico realizado, se realiza la simulación de la viga carrilera

empleando dos elementos de simulación disponible en Ansys, el primero como viga de Timoshenko (Beam 180), el segundo como elemento sólido.

Simulación como viga de Timoshenko (Beam 180).

Este tipo de simulación es muy sencilla, permite modelar una viga a partir de un *line body* con su respectiva sección transversal que se puede generar a partir de las secciones por defecto del Ansys u otras definidas por el usuario.

Paso 1. Geometría: a partir de un boceto (*Sketch*) realizado con herramientas CAD del Ansys, se traza y dimensiona una línea que representará la viga carrilera, y en un segundo *sketch* se define la sección transversal de la viga (ver figura 97a). A continuación, con el comando *line body* y seleccionando los *sketch* realizados se obtiene una visualización de la viga (ver figura 5.97b)

Paso 2. Selección del Material: seguido en *Engineering Data*, se asigna el material del sólido, de igual manera se selecciona acero estructural A-36.

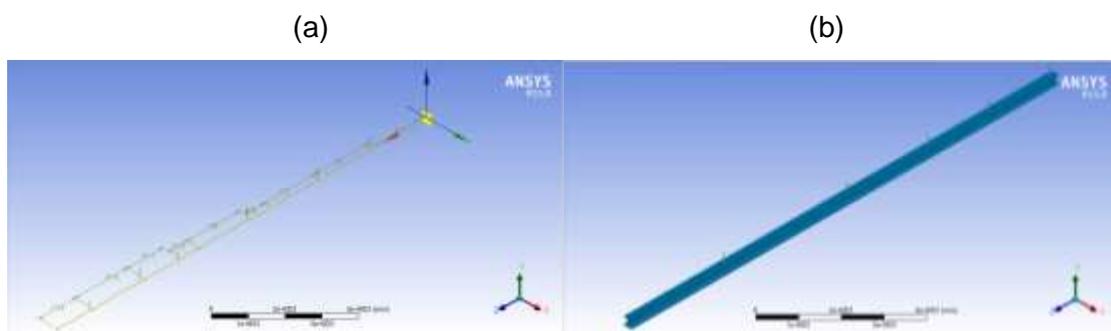


Figura 5.97. Geometría de la viga carrilera (a) se indica la sección transversal y *line body* (b) se indica visualización de la viga. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo, a diferencia de un sólido se observa una malla a lo largo de la línea, por tanto, no se puede evaluar el refinamiento de la malla, sin embargo se identificaron 305 nodos y 152 elementos. (Ver figura 5.98)

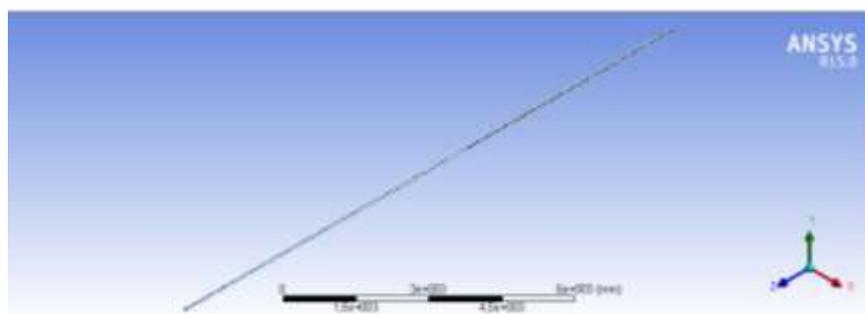


Figura 5.98. Mallado en la simulación de la viga carrilera como viga de Timoshenko.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan los empotramientos con el comando *Fixed Support* sobre los vértices A, B, C y D separadas a 6m, 3.425m y 4.73m correspondiente a los tramos viga carrilera. Con el comando *Force*, se colocan en los valores de las cargas de 5883.7Kg \approx 57719N. Seguido se colocó con el comando *Line Pressure* el valor de la carga distribuida equivalente al peso de la viga de 93Kg/m \approx 0,912N/mm. Las condiciones de contorno se presentan en la figura 5.99

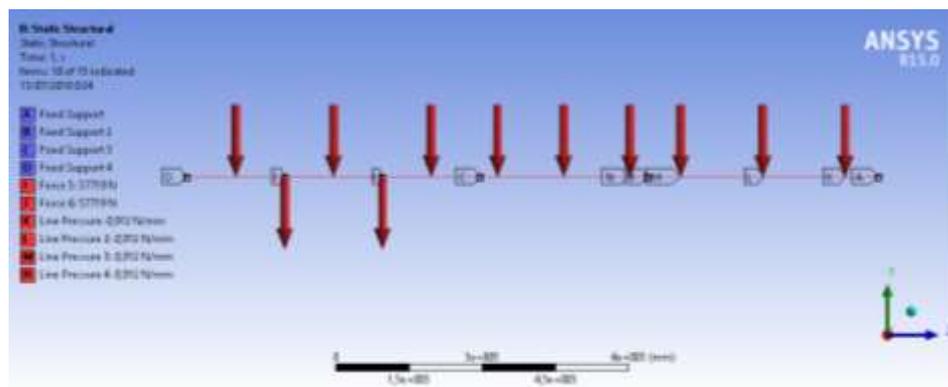


Figura 5.99. Condiciones de contorno en la simulación de la viga carrilera.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación, mediante el comando *Total Shear – Moment Diagram*, se pueden obtener los diagramas de carga contrate, momento flexionante y deformación.

En la figura 5.100, se presenta el diagrama de cargas cortantes obtenido en la simulación, se observa que la mayor carga cortante se encuentra en los empotramientos Ay B con un valor de 60425N.

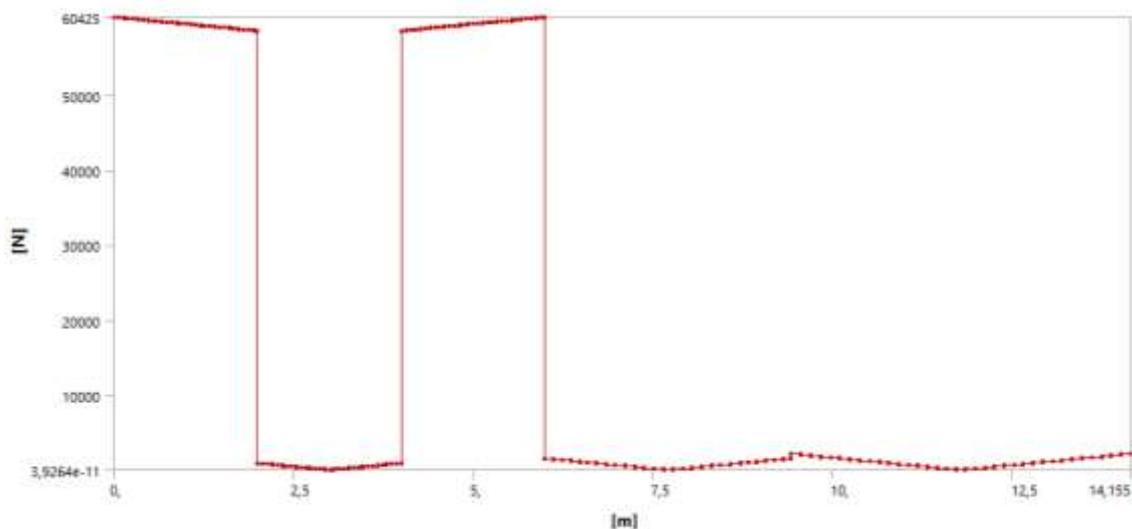


Figura 5.100. Diagrama de carga cortante obtenido en la simulación de la viga carrilera.

Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Así mismo, se obtiene el diagrama de momentos flexionante, que se presenta en la figura 5.101. Conforme al diagrama los mayores momentos se encuentran en los empotramientos A y B con un valor de 79694 Nm

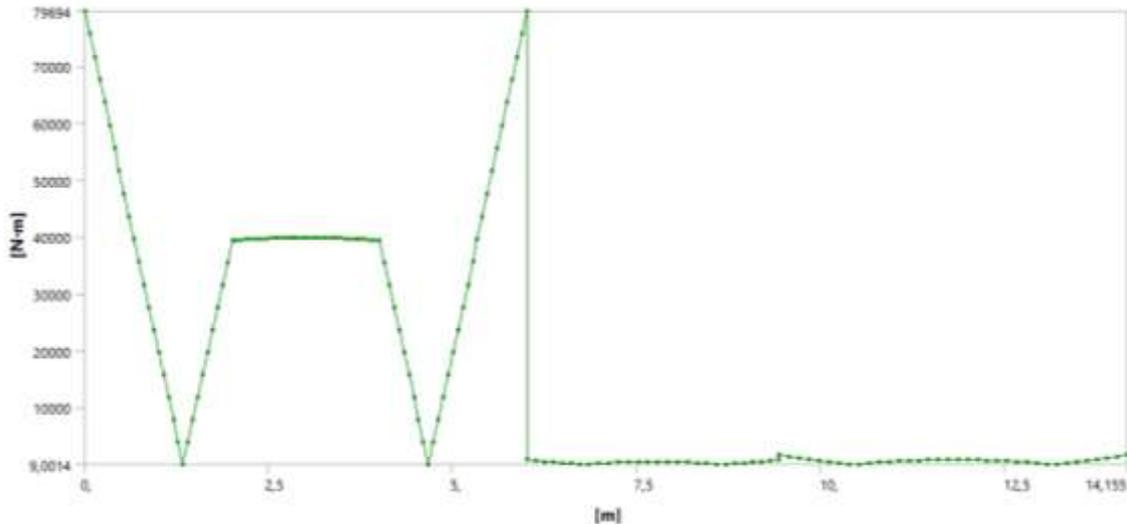


Figura 5.101. Diagrama de momento flexionante obtenido en la simulación de la viga carrilera. **Fuente:** (Autor, realizado en Ansys®.)

Por último, se obtiene el diagrama de deflexión que sufre la viga carrilera, se presenta en la figura 8.102 y se obtuvo una deflexión máxima en el centro del tramo 1, con un valor de 3.447mm

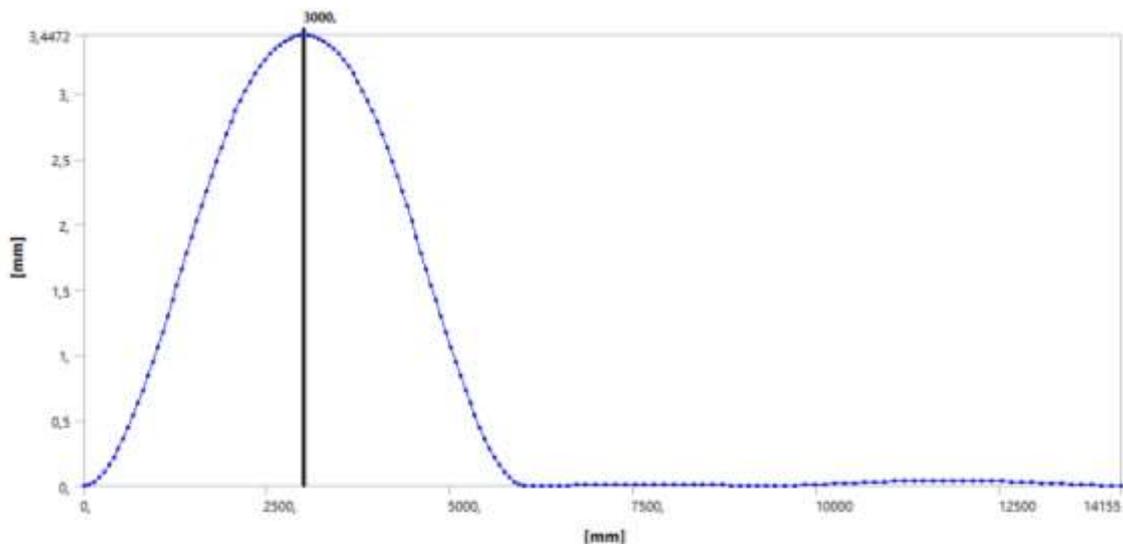


Figura 5.102. Diagrama de deflexión obtenido en la simulación de la viga carrilera. **Fuente:** (Autor, realizado en Ansys®.)

Simulación de la viga carrilera mediante elemento sólido.

Paso 1. Geometría: a partir de un boceto (*Sketching*) realizado con herramientas CAD del Ansys, y el comando Extrude se genera la geometría de la viga carrilera.

Paso 2. Selección del Material: seguido en *Engineering Data*, se asigna el material del sólido, de igual manera se selecciona acero estructural A-36.

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejora la calidad con *Sizing* y *Patch Conforming Method*, se selecciona el patrón de la malla de tipo tetraedros como se puede observar en la en la figura 5.103.

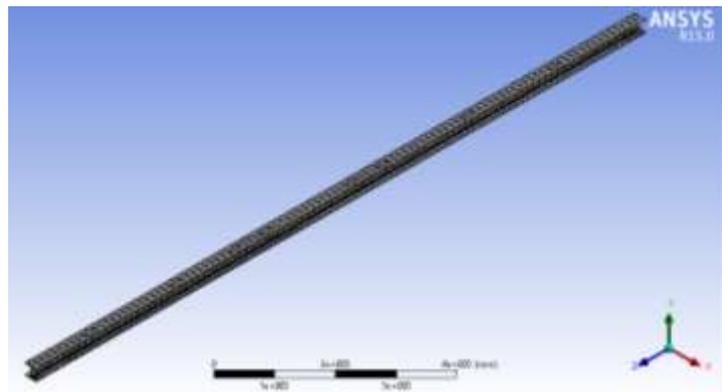


Figura 5.103. Mallado para la simulación de la viga carrilera.

Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando Element Quality se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.104, y en la tabla 5.14, se identifican un total de 671099 nodos y 416157 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.55, el Jacobiano promedio es 1.044.

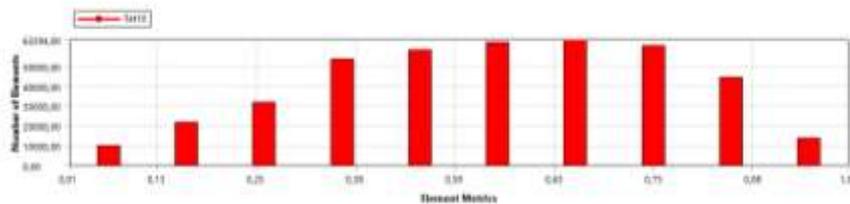


Figura 5.104. Calidad de la malla para la simulación de la viga carrilera.

Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

El compendio de resultados de calidad para el mallado de la simulación de la viga carrilera se presenta en la tabla 5.14, se observa que 43.81% de elementos posee un valor de calidad adecuado superior al 0.66.

Tabla 5.14. Calidad de la malla en la simulación de la viga carrilera. **Fuente:** (Autor)

Calidad	Elementos	Porcentaje
0,16	21200	5,09%
0,259	31500	7,57%
0,357	53300	12,81%

0,456	58000	13,94%
0,55	61700	14,83%
0,66	63300	15,21%
0,75	61500	14,78%
0,849	44000	10,57%
0,947	13500	3,24%

Se concluye que las condiciones de calidad para el mallado son aceptables ya que el 43.81% de elementos se encuentran en el rango de calidad, por tanto se obtendrán resultados precisos, similares a la situación real.

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan los empotramientos con el comando *Fixed Support* sobre las superficies A, B, C y D separadas a 6m, 3.425m y 4.73m correspondiente la distancia de cada tramo de la viga carrilera, con el comando *Force* se colocan en dirección del eje y los valores de las carga correspondiente a reacción de la viga testera calculados anteriormente en la sección 5.2.5, con un valor de 5883.7Kg \approx 57719N, seguido se colocó con el comando *Line Pressure* el valor de la carga distribuida equivalente al peso de la viga de 93Kg/m \approx 0,912N/mm.

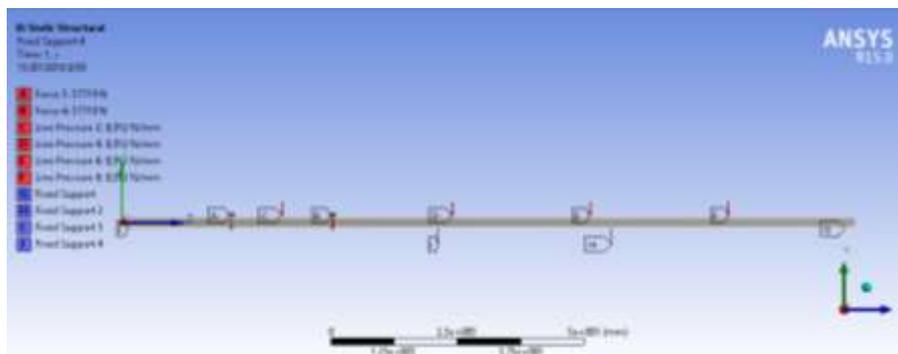


Figura 5.105. Condiciones de contorno para la simulación de la viga carrilera como elemento sólido. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deformación total en la figura 5.106. En donde se puede visualizar una deformación máxima de la viga, con valor de 3.512mm.

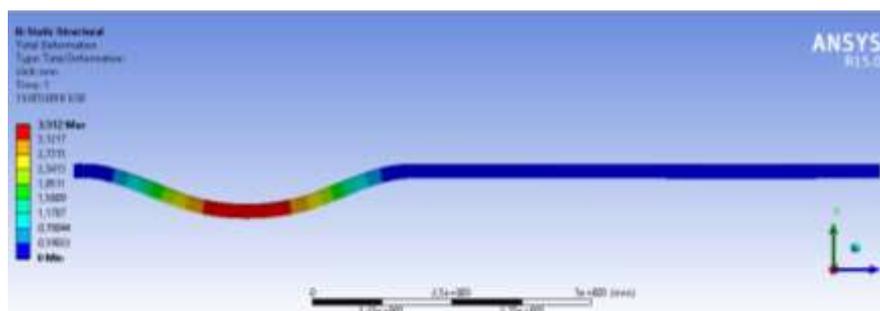


Figura 5.106. Deformación total obtenida en la simulación de la viga carrilera.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Con el comando *Construction Geometry* se puede determinar el esfuerzo que presenta la viga carrilera a través de una línea (*Path*), el resultado se presenta en la figura 5.107, el cual denota un esfuerzo máximo en los empotramientos del perfil, con un valor máximo de 78.32MPa.

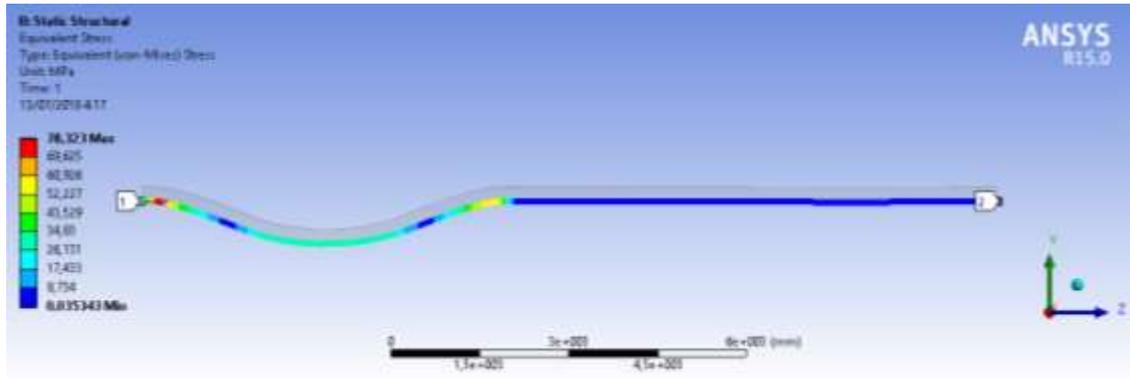


Figura 5.107. Esfuerzo máximo obtenido en la simulación de la viga carrilera.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.4. Simulación Stand Reel

Paso 1. Geometría: debido a la complejidad de la geometría del Stand Reel, se procede a importar el sólido previamente modelado en Autodesk Inventor, bajo el formato *.igs.

Paso 2. Selección del Material: seguido en Engineering *Data*, se asigna el material del sólido, de igual manera se selecciona acero estructural A-36.

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejorara la calidad con Sizing y Patch Conforming Method, se selecciona el patrón de la malla de tipo tetraedros como se puede observar en la en la figura 5.108.

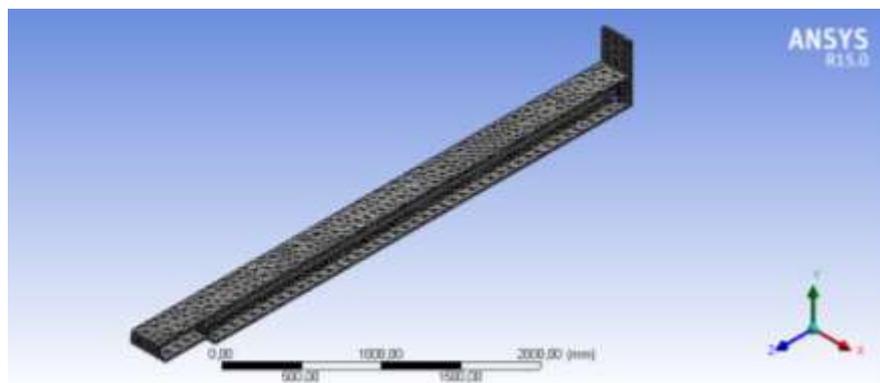


Figura 5.108. Mallado para la simulación de la viga Stand Reel.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando Element Quality se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.109, y en la tabla 5.15, se identifican un total de 34168 nodos y 17833 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.51, el Jacobiano promedio es 0.92.

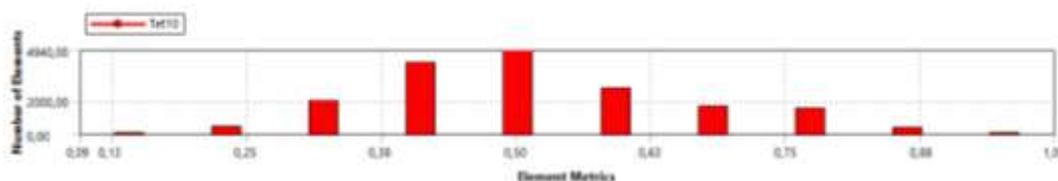


Figura 5.109. Calidad de la malla para la simulación de la viga Stand Reel. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

El compendio de resultados de calidad para el mallado de la simulación de la viga carrilera se presenta en la tabla 5.15, se observa que 35.25% de elementos posee un valor de calidad adecuado superior al 0.6.

Tabla 5.15. Calidad de la malla en la simulación de la viga Stand Reel. **Fuente:** (Autor)

Calidad	Elementos	Porcentaje
0,31	1960	10,99%
0,411	4220	23,66%
0,5	4940	27,70%
0,6	2690	15,08%
0,683	1620	9,08%
0,773	1480	8,30%
0,863	376	2,11%
0,951	120	0,67%

Se concluye que las condiciones de calidad para el mallado son aceptables ya que el 35.25% de elementos se encuentran en el rango de calidad, por tanto, se obtendrán resultados confiables.

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan los empotramientos con el comando *Fixed Support* sobre las superficies A y B, separadas a 2.7m, con el comando *Force* se colocan en dirección del eje y los valores de las cargas de 4400Kg \approx 43164N, seguido se colocó con el comando *Line Pressure* el valor de la carga distribuida equivalente al peso de la viga de 83.2Kg/m \approx 0,816N/mm.

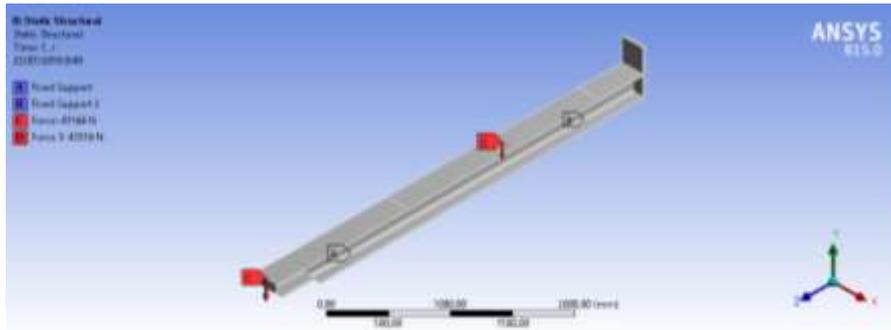


Figura 5.110. Condiciones de contorno para la simulación de la viga Stand Reel.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deformación total en la figura 5.111. En donde se puede visualizar una deformación máxima de la viga se encuentra en el tramo con voladizo con valor de 0.785mm.

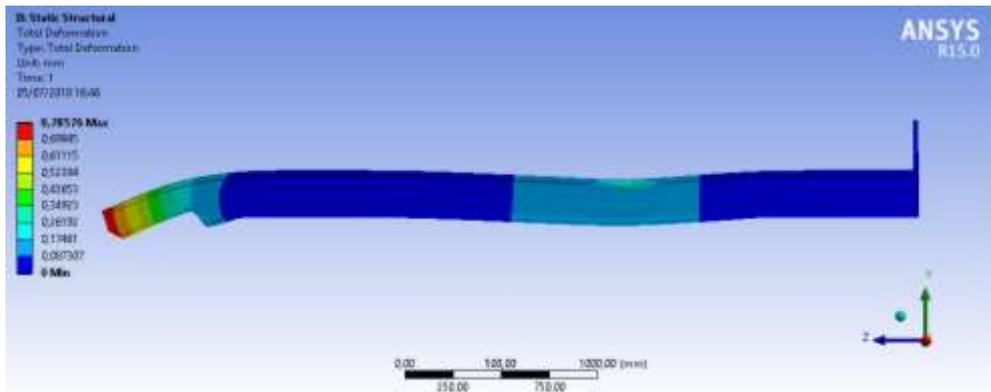


Figura 5.111. Deformación total obtenida en la simulación de la viga carrilera.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta la viga Stand Reel indican un valor de 39.76 MPa conforme se indica en la figura 5.112

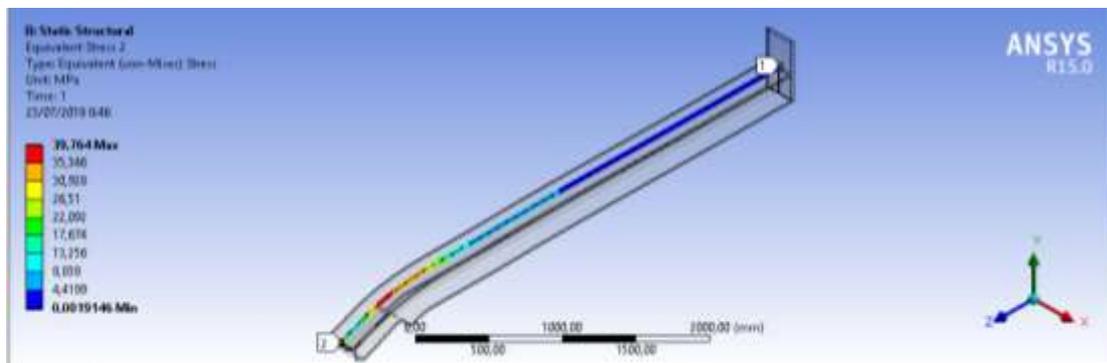


Figura 5.112. Esfuerzo total obtenida en la simulación de la viga Stand Reel.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.5. Simulación del eje de transmisión.

Paso 1. Geometría: se procedió a importar la geometría del sólido previamente modelado en Autodesk Inventor, bajo el formato *.igs.

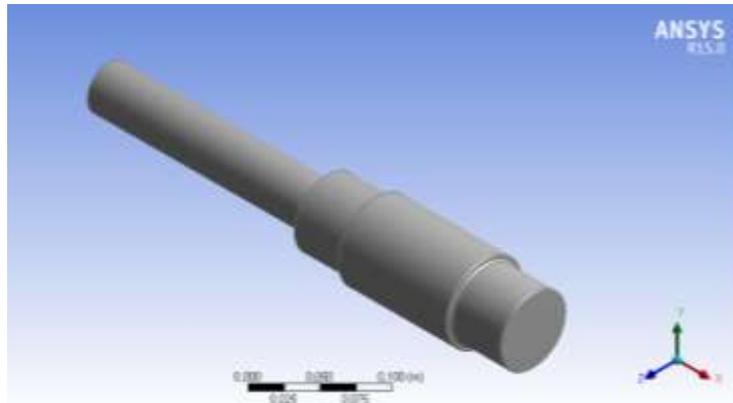


Figura 5.113. Geometría del eje de transmisión.

Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 2. Selección del Material: seguido en *Engineering Data*, se asigna el material del sólido, acero SAE 4340 que tiene un valor de $S_{ut} = 745\text{MPa}$

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejora la calidad con Sizing y Patch Conforming Method, se selecciona el patrón de la malla de tipo tetraedros como se puede observar en la en la figura 5.114.

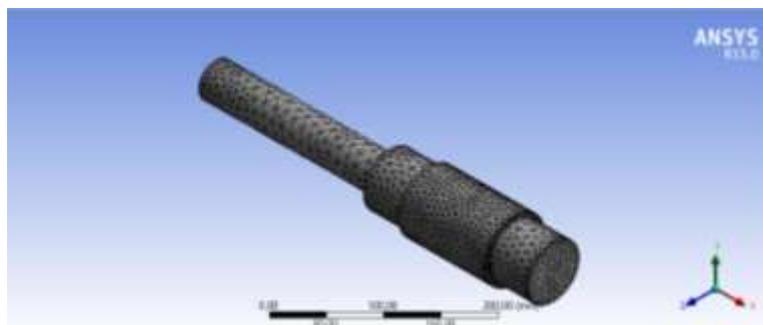


Figura 5.114. Mallado para la simulación del eje de transmisión.

Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando *Element Quality* se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.115, se identifican un total de 22448 nodos y 13039 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.703, el Jacobiano promedio es 1.003.

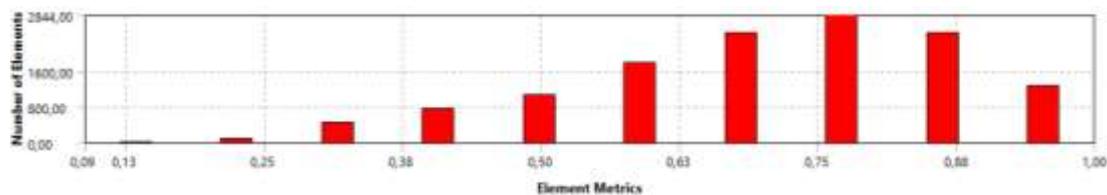


Figura 5.115. Calidad de la malla para la simulación del eje de transmisión.

Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

El compendio de resultados de calidad para el mallado de la simulación del eje de transmisión se presenta en la tabla 5.16, se observa que 68.87% de elementos posee un valor de calidad adecuado superior al 0.681.

Tabla 5.16. Calidad de la malla en la simulación del eje de transmisión. **Fuente:** (Autor)

Calidad	Elementos	Porcentaje
0,225	88	0,67%
0,316	423	3,24%
0,407	733	5,62%
0,498	1040	7,98%
0,6	1770	13,57%
0,681	2450	18,79%
0,772	2840	21,78%
0,863	2440	18,71%
0,945	1250	9,59%

Se concluye que las condiciones de calidad para el mallado son muy buenas ya que el 68.87% de elementos se encuentran en el rango de calidad, por tanto, se obtendrán resultados confiables.

Paso 4. Condiciones de contorno: Se procede a colocar los apoyos A y B con el comando *Displacemet* sobre las superficies del eje donde se alojaron los rodamientos, con restricciones en las coordenadas z, y. Con el comando *Force* se colocan las cargas radiales en dirección del eje y la carga de 57719N, y en dirección del eje z la carga de 3358.7N. Con el comando *Moment*, se coloca el torque que transmitirá el eje de 381.6Nm, y al final con el comando *Rotational Velocity* se establece el valor de 5.1rad/s equivalente a la velocidad de rotación del eje de 48.73rpm.

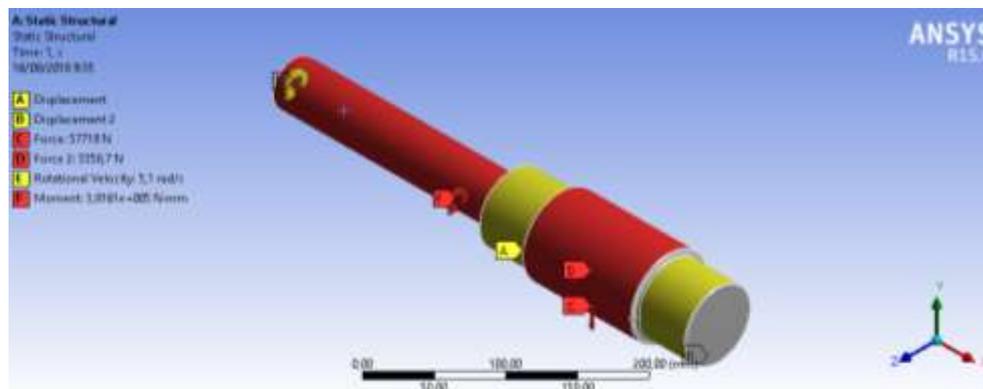


Figura 5.116. Condiciones de contorno para la simulación del eje de transmisión.

Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de micro deformación ten la figura 5.117. En donde se puede visualizar una deformación por torsión máxima del eje es 0.04mm.

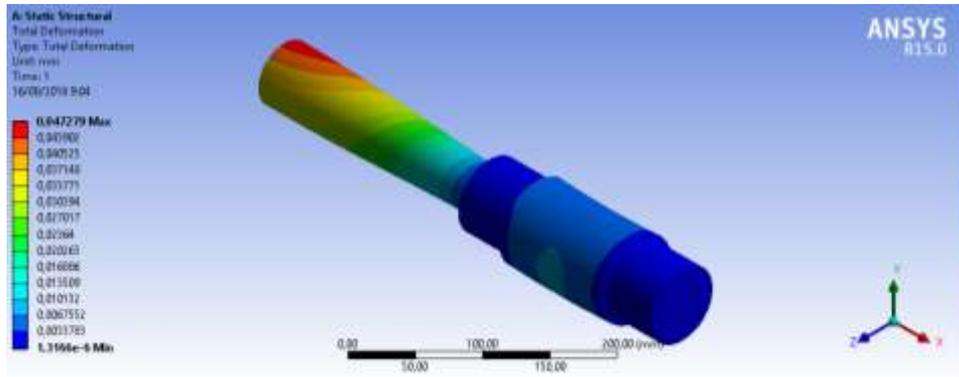


Figura 5.117. Deformación total obtenida en la simulación del eje de trasmisión. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta el eje de trasmisión indican un valor de 131.91 MPa conforme se indica en la figura 5.116

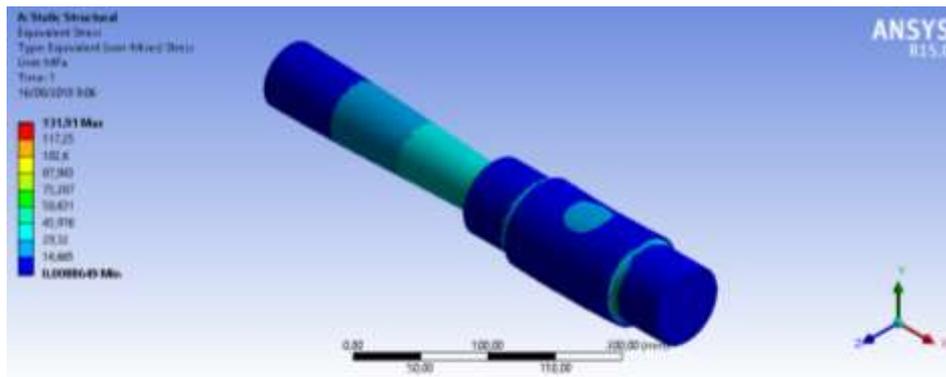


Figura 5.118. Esfuerzo total obtenido en la simulación del eje de trasmisión. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Se realiza además en la simulación un análisis de fatiga, para ello de igual manera como el estudio analítico, se selecciona la teoría de falla a fatiga de Goodman, como se indica en la figura 5.119.

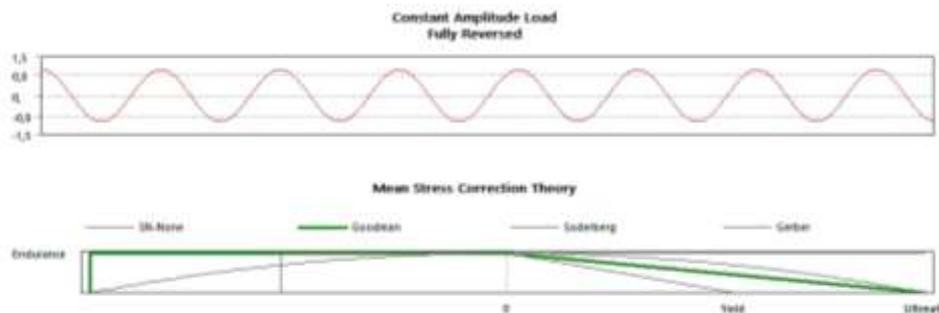


Figura 5.119. Condiciones para el análisis de fatiga en la simulación del eje de trasmisión. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

De la cual se obtiene un factor de seguridad a fatiga promedio de 7, obtenido entre varios puntos del eje simulado, como se encuentra en la figura 5.120.

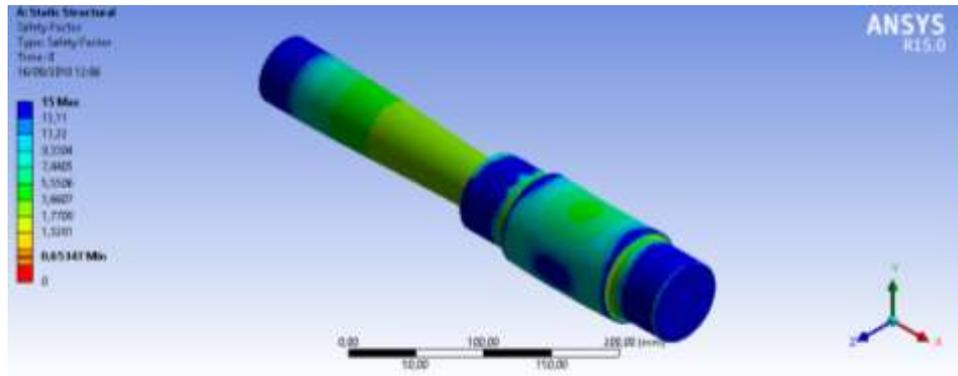


Figura 5.120. Factor de seguridad a fatiga del eje de transmisión.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

El diseño del eje fue optimizado, implementando adecuados radios en puntos de discontinuidad geométrica, donde se produce mayor concentración de esfuerzos. Se demuestra que no fallara a causa de fatiga producto de concentración esfuerzos fluctuantes, y cumple las soluciones de esfuerzos la norma CMAA 70.

5.3.6. Simulación de columnas.

5.3.6.1. Columna puente grúa.

Paso 1. Geometría: se procedió a importar la geometría de las columnas existentes en el diseño del puente grúa, previamente modelado en Autodesk Inventor, bajo el formato *.igs, como se indica en la figura 5.121.

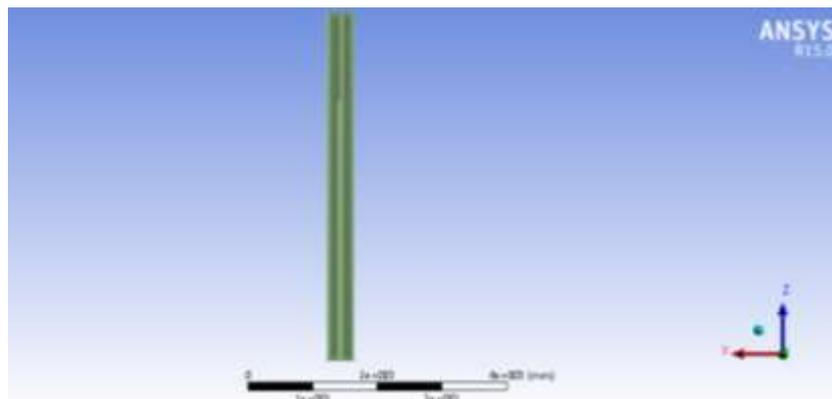


Figura 5.121. Geometría de una columna que conforma el puente grúa.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 2. Selección del Material: seguido en Engineering Data, se asigna el material del sólido, de igual manera se selecciona acero estructural A-36

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejorara la calidad con Sizing y Patch Conforming Method, se selecciona el patrón de la malla de tipo tetraedros como se puede observar en la en la figura 5.122.

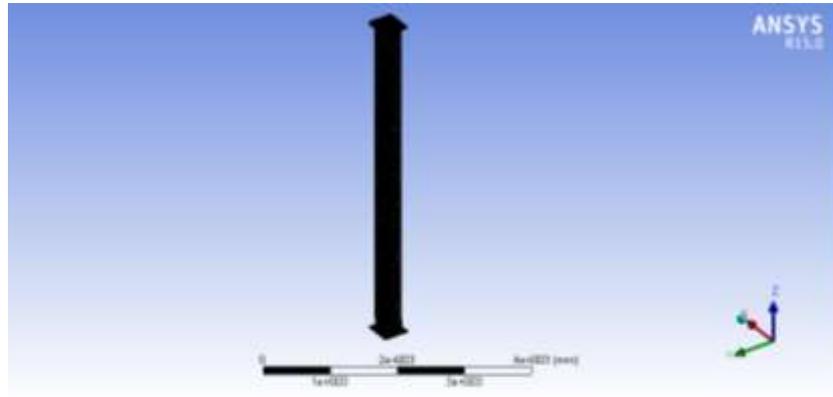


Figura 5.122. Mallado para la simulación de la columna del puente grúa.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando Element Quality se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.123, se identifican un total de 152559 nodos y 81508 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.55, el Jacobiano promedio es 1.24. Se observa que la mayor cantidad de elementos posee un valor de calidad adecuado.

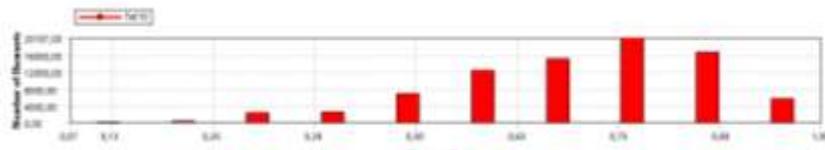


Figura 5.123. Calidad de la malla para la simulación de la columna del puente grúa.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan el empotramiento en la base de la columna con el comando *Fixed Support*, Con el comando *Remote Force* se colocan en dirección del eje y los valores de las cargas de 28459N, correspondientes a las cargas transmitidas por el trolley del polipasto cuando la carga máxima sea levantada en un extremo del puente grúa.

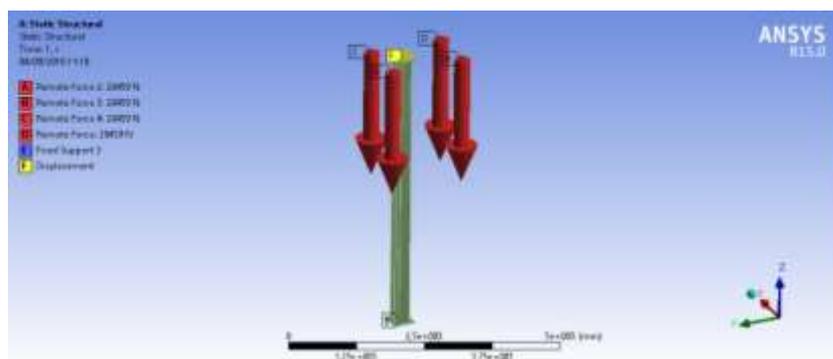


Figura 5.124. Condiciones de contorno para la simulación de la columna del puente grúa. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deformación total en la figura 5.125. En donde se puede visualizar una deformación por torsión máxima obtenida es de 1.54mm

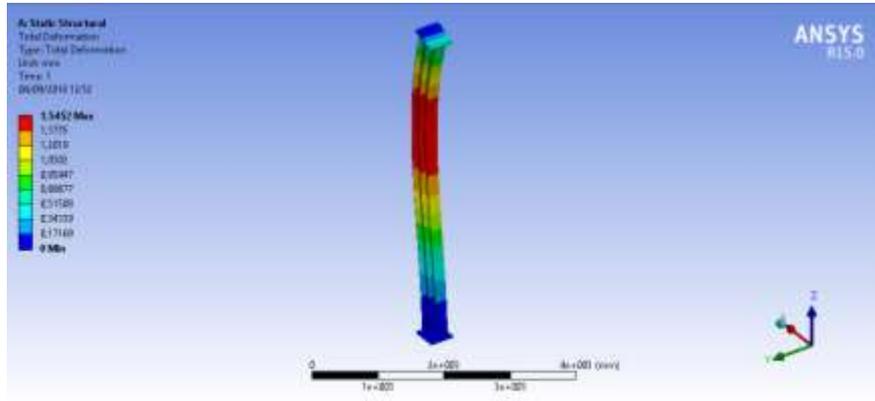


Figura 5.125. Deformación total obtenida en la simulación de la columna del puente grúa. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta la columna indican un valor de 74.05 MPa conforme se indica en la figura 5.116

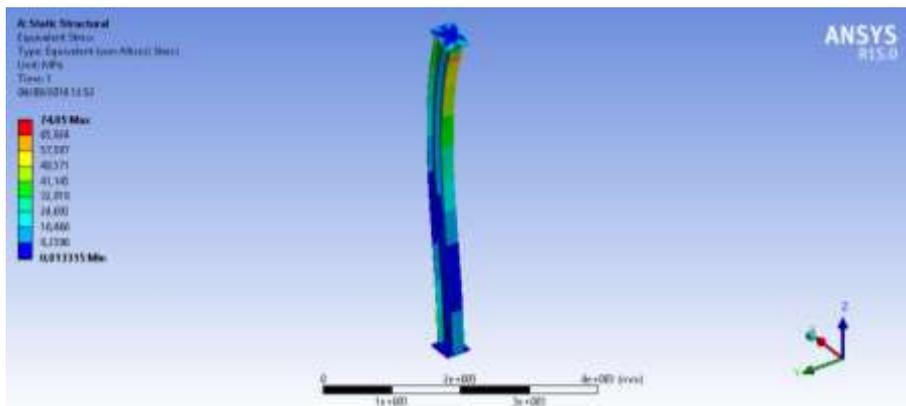


Figura 5.126. Esfuerzo total obtenido en la simulación del eje de transmisión. **Fuente:**(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.6.2. Columna Stand Reel.

Paso 1. Geometría: debido a la complejidad de la geometría de las columnas del Stand Reel, se procede a importar el sólido previamente modelado en Autodesk Inventor, bajo el formato *.igs.

Paso 2. Selección del Material: seguido en Engineering Data, se asigna el material del sólido, acero estructural A-36.

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejorara la calidad con Sizing se puede observar en la en la figura 5.127.

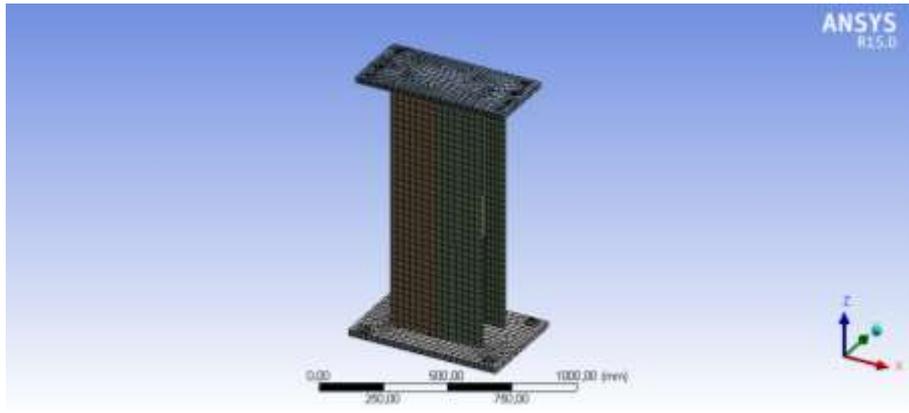


Figura 5.127. Mallado para la simulación de la columna Stand Reel.
Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando Element Quality se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.128, se identifican un total de 20649 nodos y 6241 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.66, el Jacobiano promedio es 1.08. Se observa que la mayor cantidad de elementos posee un valor de calidad adecuado.

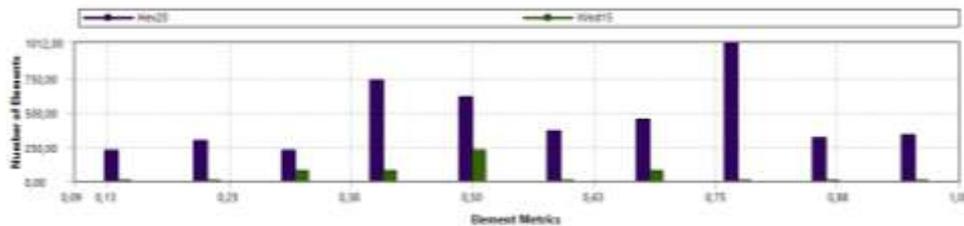


Figura 5.128. Calidad de la malla para la simulación de la columna Stand Reel.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan el empotramiento en la base de la columna con el comando *Fixed Support*, con el comando *Force* se coloca en dirección del eje y la carga de 4400Kg \approx 43164N, como se indica en la figura 5.129.

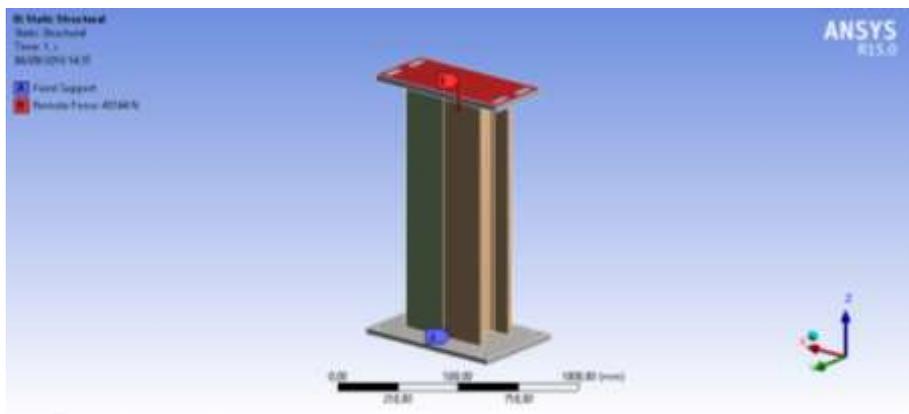


Figura 5.129. Condiciones de contorno para la simulación de la columna Stand Reel.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deformación total en la figura 5.130. En donde se puede visualizar una deformación máxima en columna 0.009mm.

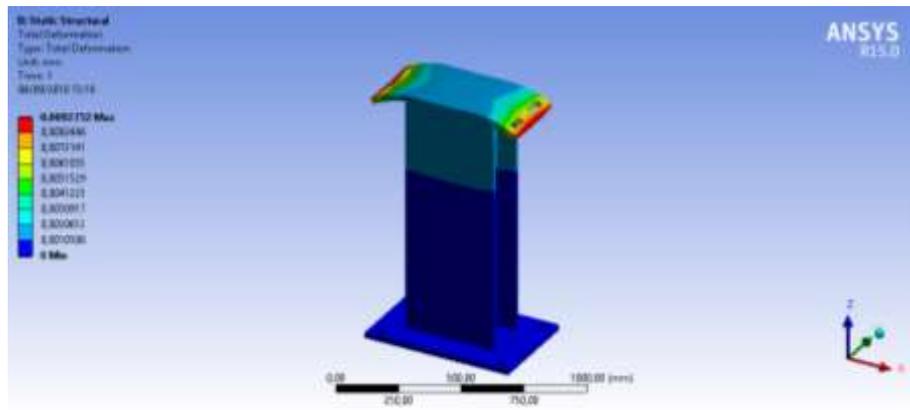


Figura 5.130. Deformación total obtenida en la simulación de la columna carrilera.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta la viga Stand Reel indican un valor de 51.89 MPa conforme se indica en la figura 5.131

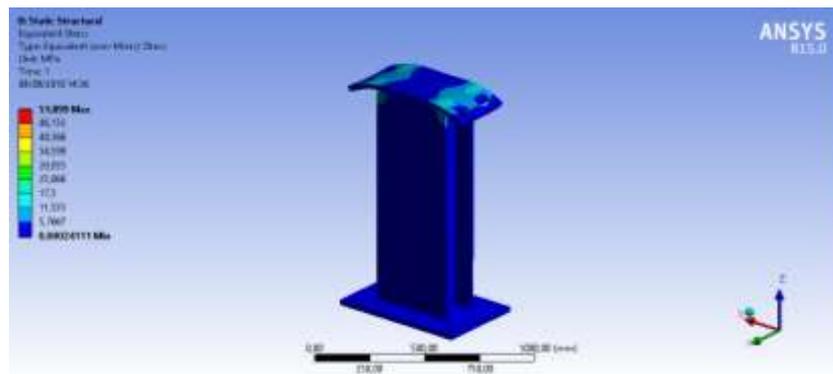


Figura 5.131. Esfuerzo total obtenida en la simulación de la viga Stand Reel.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

5.3.7. Simulación de Ménsulas y Soldadura.

Paso 1. Geometría: debido a la complejidad de la geometría la ménsula, se procede a importar el sólido previamente modelado en Autodesk Inventor, bajo el formato *.igs.

Paso 2. Selección del Material: seguido en Engineering Data, se asigna el material del sólido acero estructural A-36, en el caso de la soldadura se asigna los valores de resistencia a la fluencia y resistencia a la tensión de $S_y=393MPa$ y $S_{ut}=482MPa$, para un electrodo 7018.

Paso 3. Mallado: se realiza el mallado del modelo y se mejorara la calidad con Sizing como se puede observar en la en la figura 5.132.

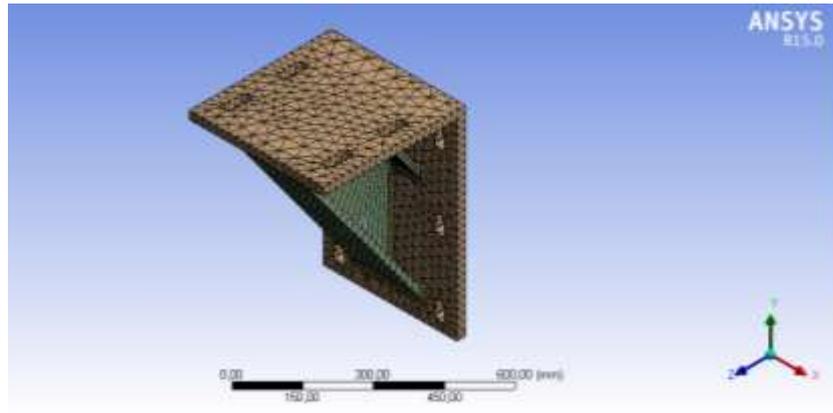


Figura 5.132. Mallado para la simulación de la ménsula.

Fuente: (Autor, realizado en Ansys®.)

Usando el comando Element Quality se verifica la calidad de la mallado, como se indica en la figura 5.133, se identifican un total de 31023 nodos y 4971 elementos, la calidad promedio de la malla es 0.57, el Jacobiano promedio es 1.6. Se observa que la mayor cantidad de elementos posee un valor de calidad adecuado, por tanto, se obtendrán resultados confiables.

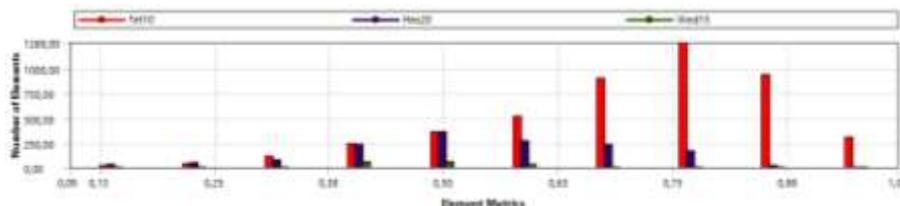


Figura 5.133. Calidad de la malla para la simulación de la ménsula.

Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 4. Condiciones de contorno: se colocan el empotramiento en la base de la columna con el comando *Fixed Support*, el comando *Remote Force* se colocan en dirección del eje y los valores de las cargas de 28459N, correspondientes a las cargas transmitidas por el trolley del polipasto cuando la carga máxima sea levantada en un extremo del puente grúa, como se indica en la figura 5.134.

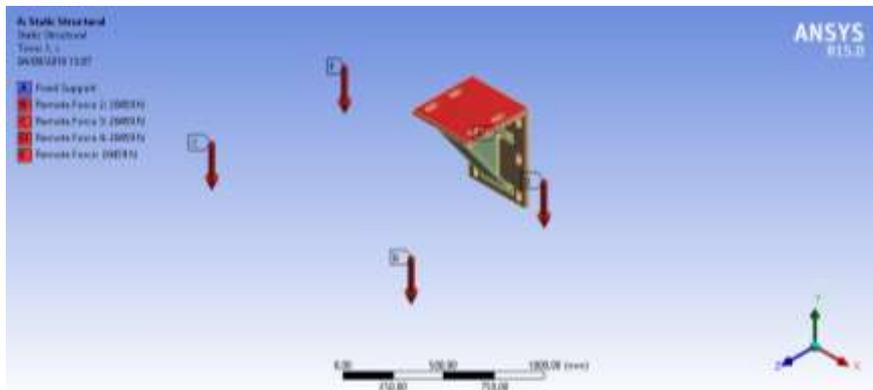


Figura 5.134. Condiciones de contorno para la simulación de la ménsula.

Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Paso 5. Simulación y Resultados: se ejecuta la simulación y se presentan los resultados obtenidos de deformación total en la figura 5.135. En donde se puede visualizar una deformación máxima de la ménsula con valor de 0.9mm.

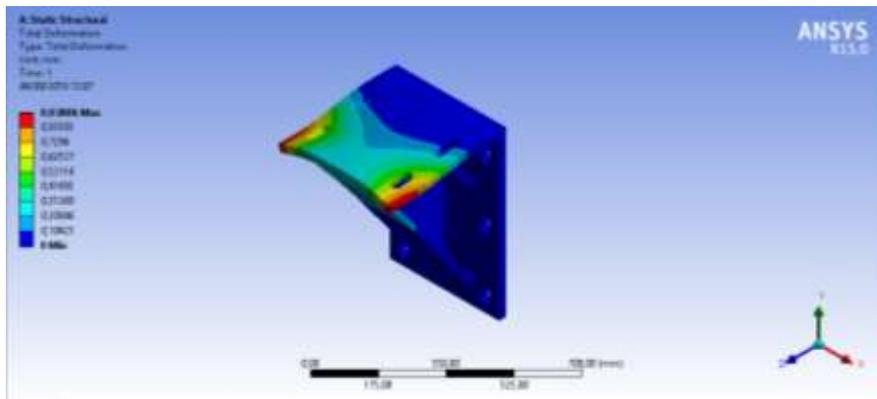


Figura 5.135. Deformación total obtenida en la simulación ménsula.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Los resultados de esfuerzos equivalentes (von Mises), que soporta la ménsula indican un valor promedio en varios puntos localizados de 145MPa conforme se indica en la figura 5.136.

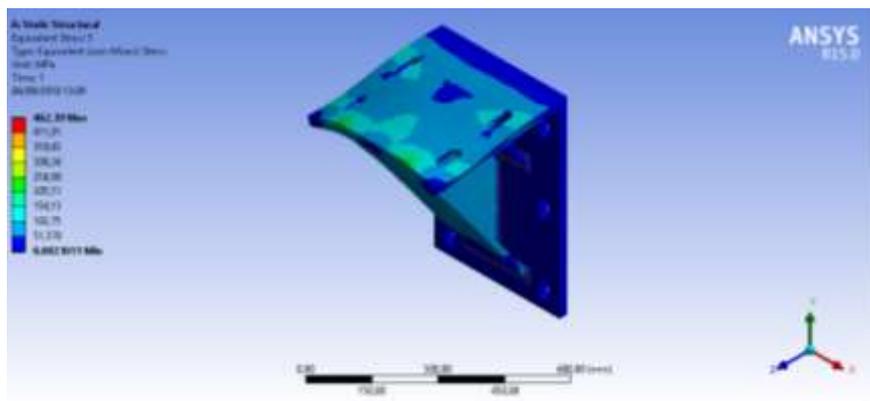


Figura 5.136. Esfuerzo total obtenida en la simulación de la ménsula.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

Se concluye que la ménsula no fallara ya que el esfuerzo a la fluencia para el acero A-36 es $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$.

Adicionalmente, se verifica que la soldadura más crítica en la manufactura de la ménsula no fallara ya que el esfuerzo máximo determinado en el cordón de soldadura es 76.55MPa, como se indica en la figura 5.137, el esfuerzo a la fluencia para un cordón manufacturado con electrodo 7018 es $S_y=393\text{MPa}$, se determina un factor de seguridad para soldadura $n= 5.13$.

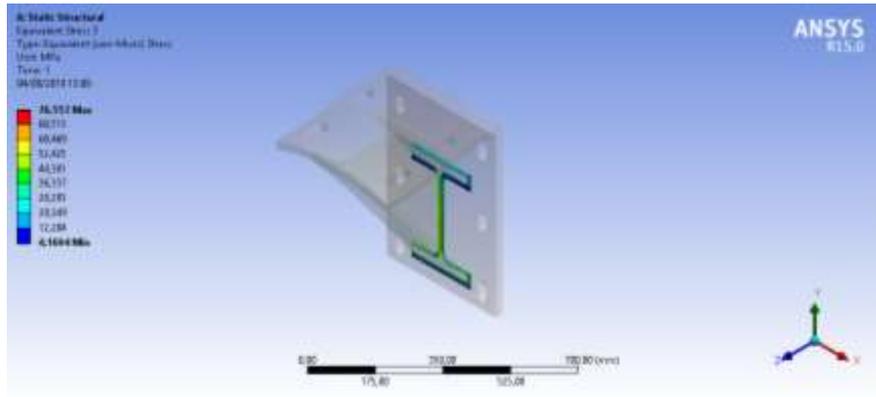


Figura 5.137. Esfuerzo total en la soldadura obtenida en la simulación de la ménsula.
Fuente:(Autor, realizado en Ansys®.)

6. Resultados.

6.1. Resultados del diseño mecánico

El objetivo principal del presente proyecto, es realizar el diseño mecánico de un nuevo puente grúa y de un sistema de Stand Reel, que optimice el transporte y almacenamiento de bobinas de papel en el proceso de rebobinado, conforme se indica en la figura 6.1, adicionalmente el proyecto permitirá mitigar ciertos problemas ya mencionados que en este proceso acontecen.

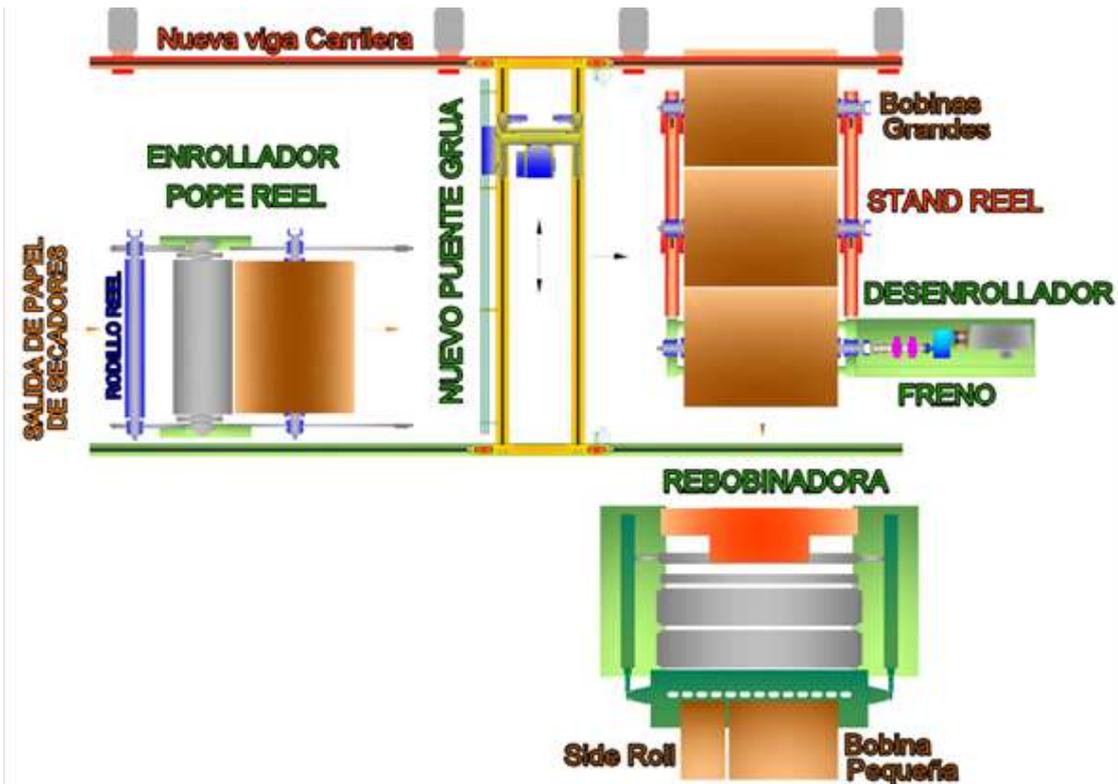
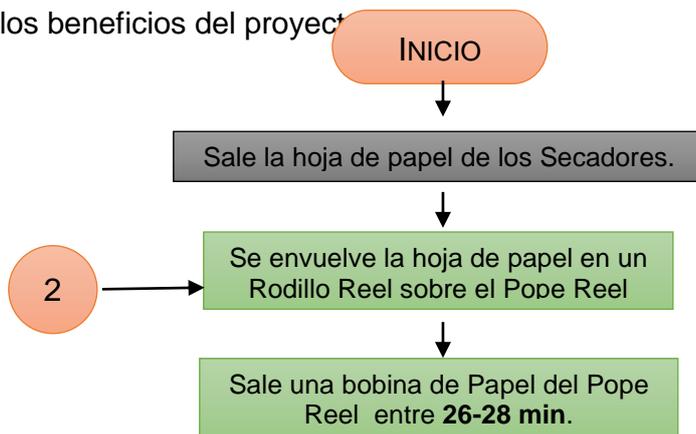
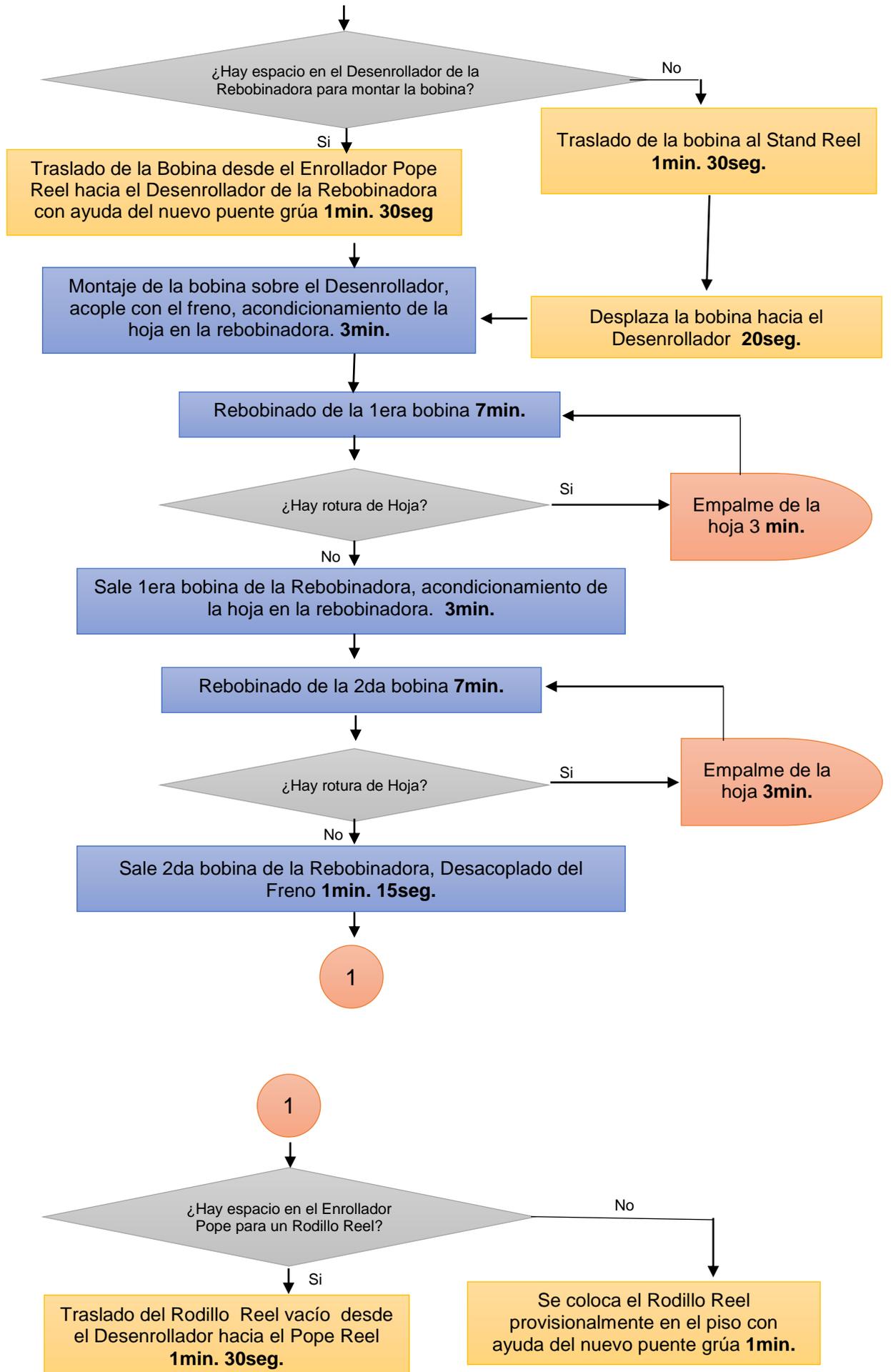


Figura 6.1. Distribución proyectada de maquinaria en el proceso de rebobinado de la empresa Cartopel SAI. **Fuente:** Autor

La intención del proyecto es eliminar los cuellos de botella producto de la acumulación de bobinas en el proceso de Rebobinado, con la implementación del nuevo puente grúa, que permitirá trasladar la bobinas de papel desde el Enrollador Pope hacia el nuevo sistema Stand Reel, se mejorarán los tiempos de producción en cuanto transporte de bobinas se refiere, ya que no se tendrá la necesidad del traslado de las bobina de papel provisionalmente al piso, y adicionalmente, al tener almacenadas las bobinas sobre el sistema de guías Stand Reel, se podrán trasladar de manera más rápida hacia el Desenrollador de la Rebobinadora. Si se compara el diagrama de flujo del proceso de rebobinado actual (figura 5.5) y un nuevo diagrama de flujo del proceso de rebobinado con la implementación de las mejoras que se presenta en la figura 6.2. Se podrán observar los beneficios del proyecto.





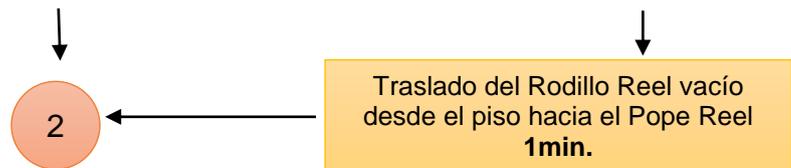


Figura 6.2. Diagrama de flujo del proceso de rebobinado proyectado. **Fuente:** (Autor)

Se presentan un resumen de los tiempos de operación en el proceso de rebobinado indicados anteriormente en el diagrama de flujo proyectado (figura 6.1), considerando los tiempos de operación con la implementación de las mejoras (Tabla 6.1).

Tabla 6.1. Resumen de tiempo operación con la implementación de las mejoras.

Fuente: (Autor)

Etapa	Tiempo 1	Tiempo 2
Traslado de la Bobina desde el Enrollador Pope hacia el Desenrollador	0:01:30	
Traslado de la bobina hacia el sistema Stand Reel		0:01:30
Traslado de la bobina desde el Stand Reel hacia el Desenrollador		0:00:20
Montaje de la bobina sobre el Desenrollador, acople y acondicionamiento de la hoja en la rebobinadora	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 1era bobina	0:07:00	0:07:00
Sale 1era bobina de la Rebobinadora, acondicionamiento de la hoja	0:03:00	0:03:00
Rebobinado de la 2da bobina	0:07:00	0:07:00
Sale 2da bobina de la Rebobinadora, Desacoplado del Freno	0:01:15	0:01:15
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el Desenrollador hacia el Pope Reel	0:01:30	
Se coloca el Rodillo Reel provisionalmente en el piso.		0:01:00
Traslado del Rodillo Reel vacío desde el piso hacia el Pope Reel		0:01:00
TOTAL DE TIEMPO	0:24:15	0:25:05

A continuación, se indica en las tablas 6.2 y 6.3 una comparación de los tiempos de operación y traslado actual, frente a los tiempos proyectados. Nota: los tiempos proyectados son un pronóstico que se esperan obtener al incrementar la velocidad del puente grúa más las diferentes mejoras. Se podrá observar el porcentaje de tiempo que se podrá mejorar después de la implantación del proyecto.

Tabla 6.2. Comparación de tiempo de operación actual y con la implementación de las mejoras. **Fuente:** (Autor)

	Tiempo 1	Tiempo 2
Tiempo de operación actual	0:26:15	0:31:00
Tiempo de operación proyectado	0:24:15	0:25:05
Tiempo de mejorado.	0:02:00	0:05:55
Porcentaje de mejoramiento	7,62%	19,09%

Tabla 6.3. Comparación de tiempo en traslado actual y con la implementación de las mejoras. **Fuente:** (Autor)

	Tiempo 1	Tiempo 2
Tiempo empleado en traslado actualmente	0:05:00	0:09:45
Tiempo empleado en traslado proyectado	0:03:00	0:03:50
Tiempo mejorado en traslado	0:02:00	0:05:55
Porcentaje de mejoramiento	40,00%	60,68%

Adicionalmente, se presenta el compendio de planos del diseño del nuevo puente grúa y sistema Stand Reel en el anexo H del presente documento, estos se realizaron con ayuda de los softwares CAD (AutoCAD e Inventor), en la figura 6.3 se presenta un esquema general del proyecto diseñado.

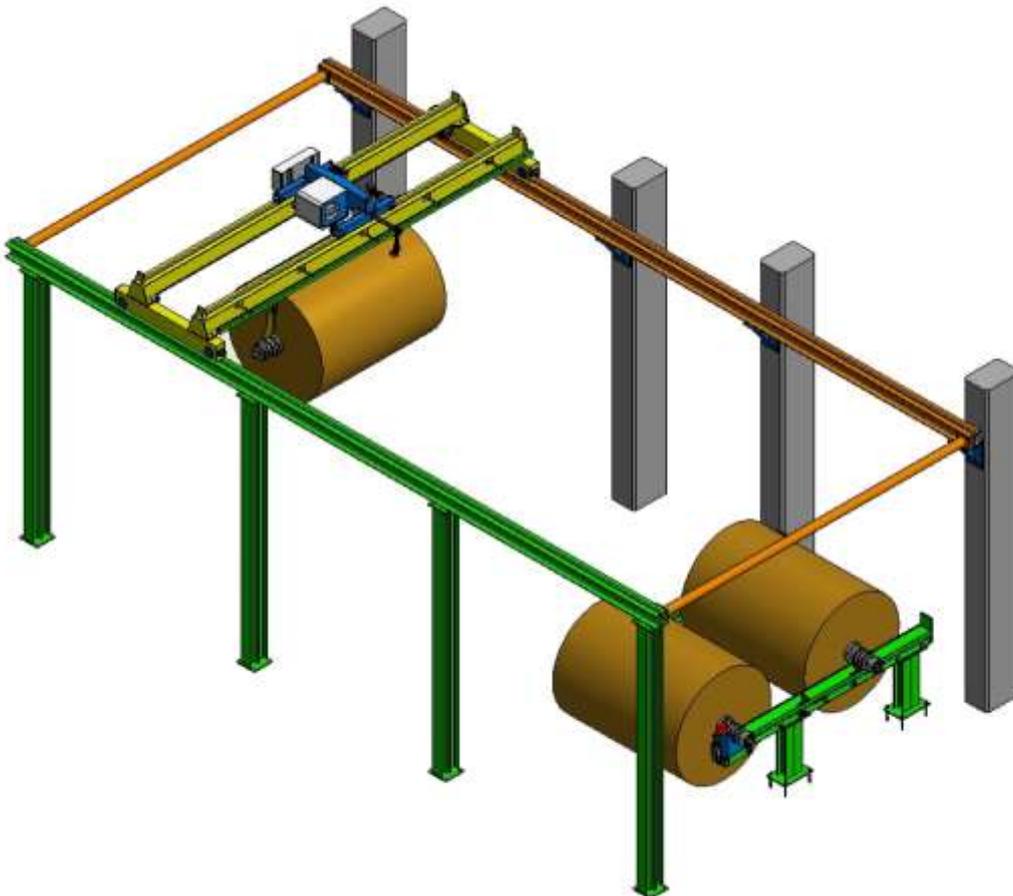


Figura 6.3. Esquema general del proyecto diseñado.
Fuente: Autor, realizado en Autodesk Inventor®.

6.2. Resultados obtenidos en el análisis matemático para el diseño de los elementos críticos.

El compendio de resultados obtenidos en el análisis matemático para el diseño de los elementos críticos que conforman el nuevo puente grúa y el sistema Stand Reel mediante mecánica de materiales clásica, se presentan a continuación.

Resultados obtenidos en diseño de la viga puente.

Tabla 6.4. Compendio de resultados obtenidos en el análisis de la viga puente.

Fuente: (Autor)

Paso	Descripción	Ecuación.	Resultado
1	Cálculo de la deflexión máxima permisible.	$y_{max} < \frac{l}{888}$ [5.8]	$y_{max} = 8.15mm$
2	Cálculo del momento de inercia referencial.	$I = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot y_{max}} (4a^2 - 3l^2)$ [5.10]	$I = 2,684 \times 10^{-4} m^4$ $\approx 26845cm^4$
3	Selección de la sección transversal.	N/A $I_{xx} = 2(I_x Perfil) + 2 \left[\left(\frac{b \cdot h^3}{12} \right) + (b \cdot h) \cdot dy^2 \right]$ [5.11] $m_{sec} = 2m_{plancha} + 2m_{perfil}$ [5.13]	Figura. 5.13. $I_{xx} = 30970cm^4$ $m_{sec} = 137Kg/m$
4	Análisis estático de la viga puente.	$\sum M_A = 0$ $-Rb(7,25m) + P(3,625m) + W(3,625m) = 0$ [5.15] $\sum Fy = 0$ $-Ra - Rb + P + W = 0$ [5.16]	$Rb = 3397.62 Kgf$ $\approx 33.32KN$ $Ra = 3397.62 Kgf$ $\approx 33.32KN$
5	Cálculo de diagramas de carga cortante y momento flexionante.	N/A $M_{max} = F \cdot a + \frac{w \cdot l^2}{8}$ [5.19] N/A	Figura 4.14. $M = 9849.71 Kgm$ $\approx 96.625 KNm$ Figura 4.16.
6	Cálculo de la deflexión de la viga Puente.	$y_F = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} (3l^2 - 4a^2)$ [5.20] $y_w = \frac{5}{384} \cdot \frac{w \cdot l^4}{E \cdot I}$ [5.21] $y_{max} = y_F + y_w$ [5.22]	$y_F = 0.0071m$ $\approx 7.1mm$ $y_w = 7.8 \times 10^{-4}m$ $\approx 0.78mm$ $y_{max} = 7.88mm$
7	Esfuerzo a flexión y cálculo del factor de seguridad.	$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x}$ [5.23] $n = \frac{0.75 \sigma_y}{\sigma_{max}}$ [5.25]	$\sigma_{max} = 50.76 MPa$ $n = 3.75$

Resultados obtenidos en el diseño de la viga testera.

Tabla 6.5. Compendio de resultados obtenidos en el análisis de la viga testera.

Fuente: (Autor)

Paso	Descripción	Ecuación.	Resultado
1	Análisis de Cargas.	$\sum M_A = 0$ $Rb(7,25m) + P(6.022m) + P(7.102m) + W(3,625m) = 0$ [5.27]	$Rb = 5791,7Kgf$ $\approx 56.81KN$

		$\sum Fy = 0$ $-Ra - Rb + 2P + W = 0$	[5.28]	$Ra = 1002,3Kgf$ $\approx 9.83KN$
2	Selección de la sección transversal de la viga testera	N/A		Figura 5.21.
3	Análisis estático de la viga testera.	$\sum M_A = 0$ $-Rb(2m) + 5791.7Kg(0,3m) + 5791.7Kg(1,7m) + 184Kg(1m) = 0$	[5.30]	$Rb = 5883.7Kgf$ $\approx 57,719KN$
		$\sum Fy = 0$ $-Ra - (5883.7Kg) + 2(5791.7Kg) + (184Kg) = 0$	[5.31]	$Ra = 5883.7Kgf$ $\approx 57,719KN$
4	Diagramas de carga cortante y momento flexionante.	N/A		Figura 5.24.
		$M_{max} = F \cdot a + \frac{w \cdot l^2}{8}$	[5.19]	$M_{max} = 1783.51Kgm$ $\approx 17496Nm$
		N/A		Figura 5.25.
5	Cálculo de la deflexión de la viga testera	$y_F = \frac{F \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} (3l^2 - 4a^2)$	[5.20]	$y_F = 2.617 \times 10^{-4}m$ $\approx 0.2617mm$
		$y_w = \frac{5}{384} \cdot \frac{w \cdot l^4}{E \cdot I}$	[5.21]	$y_w = 5.853 \times 10^{-6}m$ $\approx 5.853 \times 10^{-3}mm$
		$y_{max} = y_F + y_w$	[5.22]	$y_{max} = 0.2675mm$
6	Esfuerzo a flexión y cálculo del factor de seguridad.	$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x}$	[5.23]	$\sigma_{max} = 16.34 MPa$
		$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}$	[5.25]	$n = 11.47$
		$\% \text{ uso del material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} 100$	[5.26]	$\% \text{ uso del material} = 8.7\%$

Resultados obtenidos en el diseño de la viga carrilera.

Tabla 6.6. Compendio de resultados obtenidos en el análisis de la viga carrilera.

Fuente: (Autor)

Paso	Descripción	Ecuación.	Resultado
1	Diagrama de Cuerpo libre	N/A	Figura 5.28.

2	Cálculo de Reacciones y Momentos	$R_1 = \frac{F_1 b_1^2}{l^3} (3a_1 + b_1) + \frac{F_2 b_2^2}{l^3} (3a_2 + b_2) + \frac{wl}{2}$ [5.38]	$R_1 = 6162.69Kgf$ $\approx 60456N$
		$R_2 = \frac{F_1 a_1^2}{l^3} (3b_1 + a_1) + \frac{F_2 a_2^2}{l^3} (3b_2 + a_2) + \frac{wl}{2}$ [5.39]	$R_2 = 6162.69Kgf$ $\approx 60456N$
		$M_1 = \frac{F_1 a_1 b_1^2}{l^2} + \frac{F_2 a_2 b_2^2}{l^2} + \frac{wl^2}{12}$ [5.40]	$M_1 = 8123.95Kgf \cdot m$ $\approx 79695.65Nm$
		$M_2 = \frac{F_1 a_1^2 b_1}{l^2} + \frac{F_2 a_2^2 b_2}{l^2} + \frac{wl^2}{12}$ [5.41]	$M_2 = 8123.95Kgf \cdot m$ $\approx 79695.65Nm$
		$R_3 = R_4 = \frac{wl_2}{2}$ [5.42]	$R_3 = R_4 = 159.26Kgf$ $\approx 1562.36N$
		$M_3 = M_4 = \frac{wl^2}{12}$ [5.43]	$M_3 = M_4$ $= 90.91Kgf \cdot m$ $\approx 891.85Nm$
3	Cálculo de momentos y reacciones en los empotramientos	$RA = R_1$ T 5.9	$RA = 6162.69Kgf$ $\approx 60456N$
		$RB = R_2 + R_3$ T 5.9	$RB = 6321.95Kgf$ $\approx 62018.32N$
		$RC = R_4 + R_5$ T 5.9	$RC = 379.2Kgf$ $\approx 3719.95N$
		$RD = R_6$ T 5.9	$RD = 219.94Kgf$ $\approx 2157.66N$
		$MA = M_1$ T 5.9	$MA = 8123.95Kgf \cdot m$ $\approx 79695.65Nm$
		$MB = M_2 - M_3$ T 5.9	$MB = 8033Kgf \cdot m$ $\approx 78804.12Nm$
		$MC = M_4 - M_5$ T 5.9	$MC = 82.05Kgf \cdot m$ $\approx 804.91Nm$
		$MD = M_6$ T 5.9	$MD = 173.38Kgf \cdot m$ $\approx 1700.95Nm$
4	Diagramas de carga cortante y momento flexionante	N/A	Figura 5.35.
		N/A	Figura 5.36.
5	Esfuerzo a flexión y factor de seguridad	$\sigma_{max} = \frac{M_{max-c}}{I_x}$ [5.23]	$\sigma_{max} = 69.43MPa$
		$n = \frac{0.75\sigma_y}{\sigma_{max}}$ [5.25]	$n = 2.69$
		$\% \text{ uso del material} = \frac{\sigma_{max}}{0.75\sigma_y} \cdot 100$ [5.26]	$\% \text{ uso del material} = 37\%$
6	Cálculo de la deflexión de la viga testera	$y_{F1} = \frac{F a_1^2 (l-x)^2}{6EI l^3} [(l-x)(3b_1 + a_1) - 3b_1 l]$ [5.50]	$y_{F1} = 1.611mm$
		$y_{F2} = \frac{F b_2^2 x^2}{6EI l^3} [x(3a_2 + b_2) - 3a_2 l]$ [5.51]	$y_{F2} = -1.611mm$
		$y_w = -\frac{wl^4}{384EI}$ [5.52]	$y_w = -0.103mm$
		$y_{max} = y_w + y_{F1} + y_{F2}$ [5.49]	$y_{max} = -3.325mm$

Resultados obtenidos en el diseño del eje

Tabla 6.7. Compendio de resultados obtenidos en análisis del eje. Fuente: (Autor)

Paso	Descripción	Ecuación.	Resultado
1	Análisis de cargas y	Análisis estático de la viga testera R_{ay} y $R_{by} = 5883.7Kgf$.	$F_y = 5883.7Kgf$ $\approx 57719N$
		$\sum F_x = m \cdot ac$ [5.58]	$F_x = 3358.7N$

	torque de diseño.	$Fx = N \cdot fr + m \cdot ac$	
		$T = F \frac{d_{rueda}}{2}$ [5.59]	$T = 381.61 Nm$
2	Análisis del diagrama de cuerpo libre	N/A	Figura 5.44
		$\sum Fy = 0$ $\sum Fx = 0$	$RAy = 28859.85N$ $RBy = 28859.85N$ $RAx = 1669.35N$ $RBx = 1669.35N$
3	Diagramas de torque, corte y momento	N/A	Figura 5.45
4	Primera estimación de diámetros.	$k_a = aS_{ut}^b$ [5.63]	$k_a = 0.781$
		$S_e = 0.5S_{ut}$ [5.64]	$S_e = 372.5Mpa$
		$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e$ [5.62]	$S_e = 261.83Mpa$
		$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$ [5.61]	$d_1 = 0.0696m$ $\approx 69.60mm$
		D/d = 1.15	$d_2 = 60.52mm$
5	Segunda iteración para determinar diámetros.	figura 5.46	$K_t = 2.1$
		figura 5.47	$K_{ts} = 1.4$
		figura 5.48	$q = 0.82$
		figura 5.49	$q_{cortante} = 0.98$
		$K_f = 1 + q(K_t - 1)$ [5.65]	$K_f = 1.902$
		$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$ [5.66]	$K_{fs} = 1.392$
		$k_b = 1.51d^{-0.157}$ [5.67]	$k_b = 0.792$
		$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e$ [5.62]	$S_e = 228.98Mpa$
		$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3}$ [5.61]	$d_1 = 0.0751m$ $\approx 75mm$
		D/d = 1.15	$d_2 = 65.2mm$ $\approx 65mm$
6	Verificación de la resistencia del eje según la normativa CMAA 70.	$I = \frac{\pi D^4}{64}$ [5.71]	$I = 1.55 \times 10^{-6} m^4$
		$J = \frac{\pi D^4}{32}$ [5.72]	$J = 3.10 \times 10^{-6} m^4$
		$A = \frac{\pi D^2}{4}$ [5.73]	$A = 4.41 \times 10^{-3} m^2$
		$\sigma_B = \frac{Mr}{I} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5}$ [5.68]	$\sigma_B = 58.97Mpa \leq 149$
		$\tau_T = \frac{Tr}{J} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}}$ [5.69]	$\tau_T = 4.6Mpa$ $\leq 86.02Mpa$
		$\tau_V = 1.33 \frac{V}{A} \leq \frac{\sigma_{ut}}{5\sqrt{3}}$ [5.70]	$\tau_V = 65.32Mpa$ $\leq 86.02Mpa$
		$\sigma_{COM} = \sqrt{(\sigma_B)^2 + 3(\tau_{TV})^2} \leq \frac{\sigma_e}{K_c}$ [5.74]	$\sigma_{COM} = 133.85Mpa$ $\leq 195.29Mpa$

Resultados obtenidos en el diseño de Ruedas

Tabla 6.8. Compendio de resultados obtenidos en el análisis de las Ruedas

Fuente: (Autor)

Descripción	Ecuación.	Resultado
-------------	-----------	-----------

Carga de la rueda.	Reacción máxima en los apoyos de la viga testera.	[5.30] [5.31]	$R_{ay} = R_{by}$ $= 5883.7Kgf$ $\approx 57.719kN$ $\approx 12971.32lb$
Coeficiente de servicio de carga para la rueda	$K_{wl} = K_{bw} \times C_s \times S_m$	[5.54]	$K_{wl} = 0.786$
Factor de carga para las ruedas del puente.	K_{bw} se obtiene de la tabla 4.13.3-1 de la CMAA 70	Anexo D4	$K_{bw} = 0.7478$
Factor de velocidad.	C_s se obtiene de la tabla 4.13.3-2 CMAA 70	Anexo D5	$C_s = 1.052$
Factor de servicio de la rueda	S_m se obtienen de la tabla 4.13.3-3 CMAA 70	Anexo D6	$S_m = 1$
Coefficiente de servicio de carga para la rueda mínimo.	$K_{wl\ min}$ se obtienen de la tabla 4.13.3-3 CMAA 70	Anexo D6	$K_{wl\ min} = 0.8$
Carga equivalente de la rueda	$P_e = Carga\ de\ la\ Rueda \times K_{wl}$	[5.54]	$P_e = 10377.05lb$
Carga permisible para la rueda	$P_{e\ permisible}$ se obtiene de la tabla 4.13.3-4 CMAA70	Anexo D3	$P_{e\ permisible} = 15750lb$

Resultados obtenidos en el diseño de la viga Stand Reel.

Tabla 6.9. Compendio de resultados obtenidos en el análisis de la viga Stand Reel.

Fuente: (Autor)

Paso	Descripción	Ecuación.	Resultado
------	-------------	-----------	-----------

1	Diagrama de Cuerpo libre	N/A	Figura 5.57.
2	Cálculo de Reacciones y Momentos	$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) + \frac{wl}{2}$	$R_1 = 3033.58Kgf$ $\approx 29759.41N$
		$R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a) + \frac{wl}{2}$	$R_2 = 1591.58Kgf$ $\approx 15613.39N$
		$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} + \frac{wl^2}{12}$	$M_1 = 1775.91Kgf\cdot m$ $\approx 17421.71Nm$
		$M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2} + \frac{wl^2}{12}$	$M_2 = 1148.5Kgf\cdot m$ $\approx 11266.81Nm$
		$R_3 = F + wl$	$R_3 = 4487.3Kg$ $\approx 44021N$
		$M_3 = Fl + \frac{wl^2}{2}$	$M_3 = 4441.6Kgf\cdot m$ $\approx 43572Nm$
3	Cálculo de momentos y reacciones en los empotramientos	$RA = R_1$	$RA = 3033.58Kgf$ $\approx 29759.41N$
		$RB = R_2 + R_3$	$RB = 6074.78Kgf$ $\approx 59593.59N$
		$MA = M_1$	$MA = 1775.91Kgf\cdot m$ $\approx 17421.71Nm$
		$MB = M_2 - M_3$	$MB = 3293.1Kgf\cdot m$ $\approx 32305.3Nm$
4	Diagramas de carga cortante y momento flexionante	N/A	Figura 5.64.
		N/A	Figura 5.65.
6	Cálculo de la deflexión de la viga testera	$y_F = \frac{Fl^3}{3EI}$ [5.105]	$y_F = 7.39 \times 10^{-4}m$ $\approx 0.739mm$
		$y_w = \frac{wl^4}{8EI}$ [5.106]	$y_w = 5.5 \times 10^{-6}m$ $\approx 0.005mm$
		$y_{TOTAL} = y_F + y_w$ [5.107]	$y_{TOTAL} = 0.744mm$
5	Esfuerzo a flexión y factor de seguridad	$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_x}$ [5.108]	$\sigma_{max} = 46.46Mpa$
		$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}$ [5.109]	$n = 5,38$

6.3. Resultados obtenidos en las simulaciones de los elementos críticos.

Tabla 6.10. Resultados de simulación viga puente. Fuente: (Autor)

	Simulación	Analítico	Error
Deformación total [mm]	8,03	7,88	1,90%
Esfuerzo total [MPa]	53,83	50,76	5,69%
Factor de Seguridad	3,48	3,69	-6,04%

Tabla 6.11. Resultados obtenidos en la simulación de la viga testera. Fuente: (Autor)

	Simulación	Analítico	Error
--	------------	-----------	-------

Deformación total [mm]	0,287	0,261	9,06%
Esfuerzo total [MPa]	16,88	16,34	3,20%
Factor de Seguridad	11,11	11,47	-3,30%

Tabla 6.12. Resultados obtenidos en la simulación de la viga carrilera **Fuente:** (Autor)

		Analítico	Simulación		Error
			Viga Timoshenko	Solido	
Carga cortante [N]	A	60456,00	60425,00	-----	0,05%
	B	62018,32	61932,70	-----	0,14%
	C	3719,95	3602,30	-----	3,16%
	D	2157,66	2094,60	-----	2,92%
Momento Flexionante [Nm]	A	79695,65	79694,00	-----	0,002%
	B	78804,12	78803,71	-----	0,001%
	C	804,91	808,71	-----	-0,47%
	D	1700,95	1699,00	-----	0,11%
Deflexión máxima [mm]		3,325	3,447	3,512	-3,67%
Esfuerzo máximo [MPa]		69,43	-----	78,30	-12,78%
Factor de seguridad		2,70	-----	2,39	11,33%

Tabla 6.13. Resultados obtenidos en la simulación de la viga Stand Reel. **Fuente:** (Autor)

	Simulación	Analítico	Error
Deformación total [mm]	0,785	0,744	5,22%
Esfuerzo total [MPa]	39,76	46,46	16,85%
Factor de Seguridad	6,29	5,38	14,42%

Tabla 6.14. Resultados obtenidos en la simulación del eje de transmisión. **Fuente:** (Autor)

	Simulación	Analítico	Error
Esfuerzo total [MPa]	131,910	133,850	-1,47%
Factor de Seguridad Fatiga	7,00	4,17	40,37%

7. Conclusiones.

Al concluir el presente proyecto, se logró realizar el diseño mecánico del equipo denominado nuevo puente grúa y sistema de guías Stand Reel para la empresa Cartopel SAI, con la finalidad de mejorar el almacenamiento y transporte de bobinas de papel en el proceso de Rebobinado. Con la implementación de estos equipos, se pronostica lograr una optimización del proceso de rebobinado, con un mejoramiento en el tiempo de operación del proceso en un 19.09%, adicionalmente, se logrará mejorar el tiempo en transporte de bobinas de papel hasta en un 60.68%. Esto conlleva, importantes beneficios para la empresa, tanto económicas como para el proceso de producción, ya que al mejorar el tiempo de operación, se reduce significativamente las probabilidades de cuellos de botella y retrasos en el proceso.

Previo al diseño, fue necesario identificar parámetros importantes como caracterización del sitio en donde será emplazado el proyecto, identificación de máquinas y equipos pre existentes, la situación actual del proceso de rebobinado, la secuencia de operación y tiempos de operación.

El compendio de análisis matemáticos, realizados en el diseño de ciertos elementos considerados críticos por su importancia estructural para este proyecto, se realizó empleando formulaciones de mecánica de materiales clásica, tanto para cálculos estructurales, selección de equipos y materiales de construcción. Para ello, se consideró los estatutos que establece la norma CMAA especificación 70. De manera que se pueda garantizar la resistencia, funcionabilidad y confiabilidad del diseño de los principales componentes estructurales presentes en este proyecto.

Con la simulación realizada en el software comercial de elementos finitos ANSYS Workbench®, de los elementos considerados críticos en el diseño de este proyecto, no solo se logró optimizar el diseño estructural elementos sometidos a fatiga como es el caso del eje de transmisión del puente grúa, si no adicionalmente, se logró validar los análisis matemáticos realizados, logrando resultados de simulación similares a los resultados analíticos, Se obtuvieron valores de error muy bajos y con ello, se demuestra la confiabilidad de los cálculos realizados. Para lograr resultados confiables y que correspondan al fenómeno real, en cada una de las simulaciones, se logró que la mayor cantidad de elementos que conforman la malla, se encuentre dentro del rango de calidad, adicionalmente se obtuvieron valores del jacobiano promedio cercanos a 1, y así se garantiza los resultados confiables.

8. Recomendaciones.

Para resolver todo tipo de vigas sea estas estáticamente determinadas e hiperestáticas, se recomienda utilizar el método de superposición, para ello se descomponen en casos de carga simple con una solución conocida, la formulación de la tabla A-9 del libro de Shigley adjuntada en el Anexo C1, permite determinar Reacciones, momentos flexionante y deflexiones para diferentes casos de carga simple.

En los procesos de simulación se recomienda aumentar la densidad del mallado, donde se puedan lograr que la mayor cantidad de elementos que conforman la malla estén dentro del rango de calidad cercano a 1, así también, se mejora el jacobiano promedio que debe ser cercano a 1, de esta manera se puede obtener una simulación que corresponda al fenómeno real. Sin embargo, una malla demasiado densa no es recomendada, ya que el software requiere demasiado tiempo para resolver.

9. Referencias

ANSYS Workbench User's Guide (2010.) ANSYS, Inc. Release Southpointe November 2009 <http://www.ansys.com> [Accedido el 04 de Junio del 2018]

Catalogo Polipasto SWF and AIS Ayala Industrial Solitions.

Catálogo de Motores ABB LV (2008) *Motors Motores Eléctricos Trifásicos - 50 y 60 Hz* [Disponibile en: <http://>]
[Accedido el 19 de Julio del 2018]

Catálogo de Reductores Rossi

CARTOPEL (2017) *Proceso de fabricación de papel en molino Cartopel* [Disponibile en: <http://www.cartopel.com/i/files/fabricacionpapel.pdf>]
[Accedido el 01 de Julio del 2017]

Carreño X. and Chitacapa J, (2015) *Diseño de una maquina skiving line #3 para la empresa Cartopel SAI. Ubicado en la zona de conversión.* Carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad politécnica Salesiana Cuenca.

CMMA 70 (2010) *Crane Manufacturers Association of America.* Specification #70. Specifications for top running bridge and gantry type multiple girder electric overhead traveling cranes.

CMMA 74 (2010) *Crane Manufacturers Association of America.* Specification #74. Specifications for top running and under running single girder electric traveling cranes utilizing under running trolley hoist.

Collazos C. (2009) *Prototipo para la Enseñanza de la Dinámica Rotacional (Momento de Inercia y Teorema de Ejes Paralelos)* Universidad Manuela Beltrán

Eiisen, Puente Grúa. *Que es un Puente Grúa.*
[Disponibile en: <http://eisenpuentegrúa.es/grúa-puente/>] [Accedido el 08 de Enero del 2018]

Eurobloc VT. (2010). *Manual del usuario Polipasto.*
[Disponibile en: <https://www.verlinde.com>] [Accedido el 1 de julio del 2017]

Hernández, S., Lucio, C. B., and Collado, R. F. (2004). *Metodología de la investigación.* México: McGraw - Hill Interamericana.

Ivan Bohman CA. (2010) *Materiales de Ingeniería.* Catálogo de productos de acero.

Jurado J (2015) *“Diseño de una grúa tipo pórtico de 20 toneladas”* Escuela Superior Politécnica del Litoral

Lefevre, and Villar, (2014). *Resistencia de materiales - Teoría.* Universidad Nacional de Rosario.

Mccormac, J. (2016). *Análisis de estructuras - métodos clásico y matricial* (cuarta). Alfaomega Grupo Editor.

- Mott Robert L, (2009) *Resistencia de Materiales*, Quinta edición.
- Ortiz Bernardin (2011) *Diseño de Elementos Mecánicos ME-5600 Capítulo 4 Deflexión y Rigidez*. Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de Chile
- Pineda Silva, (2015). *Análisis estructural de los planos de vuelo del dirigible 27t del centro de investigación y desarrollo de la fuerza aérea ecuatoriana para mejorar su comportamiento mecánico*.
- Ramírez Carlos, Zuluaga Marda, Ortiz Jennifer, and Lopera Juan. (2010). *El método analítico como método natural*. [Disponible en: <http://www.redalyc.org>] [Accedido el 13 de julio del 2017]
- Santo Domingo J. Santillana (2008) *Flexión: Hiperestaticidad* E.P.S. Zamora- U.SAL.
- Santamaría Escobar, and Tamay Clavón, (2015). *Rediseño y automatización del equipo para realizar ensayos de deflexión en vigas para el laboratorio de la UPS*.
- Shigley (2008) *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edición.
- UPN (2016) *¿Qué es un cuello de botella en el proceso de producción?*
[Disponible en: <http://blogs.upn.edu.pe/ingenieria/2016/11/14/que-es-un-cuello-de-botella-en-el-proceso-de-producción/>] [Accedido el 31 de Octubre del 2017].
- Villón Barrona, and Naranjo Ortíz, (2016). *Diseño de un puente grúa curvo para optimización de espacio en lugares abovedados*.

10. Anexos

Anexo A. Fotografías.

Anexo A1. Descripción del proceso de rebobinado normal



Fotografía 1. Traslado de bobina mediante puente grúa **Fuente** CARTOPEL SAI



Fotografía 2. Montaje de bobina sobre Desenrollador **Fuente** CARTOPEL SAI



Fotografía 3. Desacople de Rodillo Reel vacío y traslado mediante puente grúa.
Fuente CARTOPEL SAI

Anexo A2. Descripción del proceso de rebobinado con problemas



Fotografía 4-5. Problema de acumulación de Bobinas **Fuente.** CARTOPEL SAI

Anexo A3. Manufactura del proyecto



Fotografía 6-7. Manufactura viga puente



Fotografía 8. Viga testera



Fotografía 9. Viga carrilera



Fotografía 10. Ménsula



Fotografía 11. Eje de trasmisión



Fotografía 12-13. Manufactura Stand Reel



Fotografía 14-15-16-17. Manufactura mecanismo tope



Fotografía 18. Manufactura mordaza reel

Anexo B. Fichas técnicas de elementos que conforman el puente grúa.

POLIPASTO 10 TON	
Marca	SWF KRANTECHNIK (ALEMANIA)
Modelo	ND04 X 5DFP5
Capacidad de carga	10 TON (20000Kg).
Tipo	Birriel a cable
Clasificación de servicio	10000 KG Fem 2M / ISO M5
Altura de izaje	Hasta 9 mts.
Velocidad de izaje	DOBLE 6 y 1 m/min
Potencia motor izaje	Potencia de motor 11/1,6Kw motor doble bobinado
Tipo de motor	Inducción jaula de ardilla, aislamiento clase F
Distancia entre ruedas carro	1400mm
Velocidad del trolley	5-20 m/min ajustable con variador de frecuencia ABB
Potencia motor trolley	0.42 kw.
Tipo de motor	Inducción jaula de ardilla, aislamiento clase F
Voltaje de servicio	460VAC, 3fases, 60Hz.
Límite de sobrecarga	10 Ton electromecánico
Ranura rueda del carro	65 mm / riel de rodadura rectangular 50 x 25mm material 1020
Tablero eléctrico	Integrado con componentes para módulo de izaje y trolley comando drive ABB, componentes telemecanique.
Protección	Nema 12 (IP 55)

Anexo B1 Características y datos técnicos de Polipasto.

Tabla B1 Fuente: (Catalogo Polipasto SWF and AIS Ayala Industrial Solitions.)

Anexo B2. Plano de Polipasto

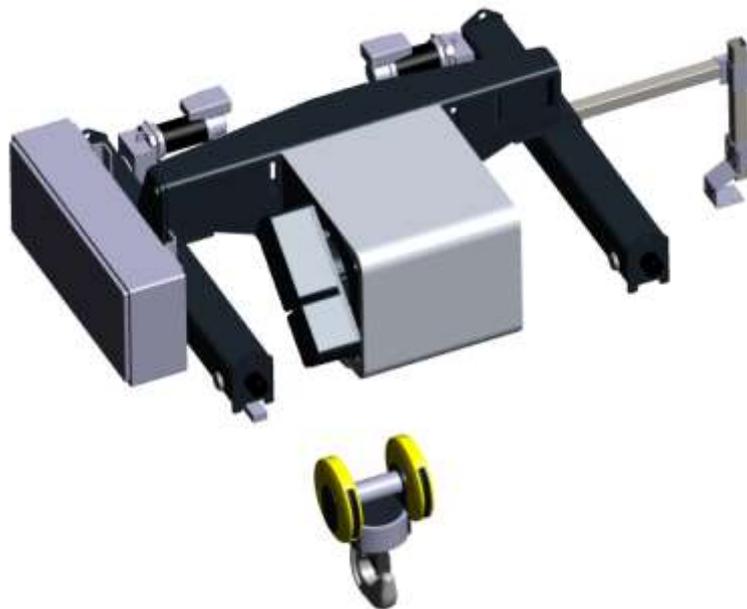
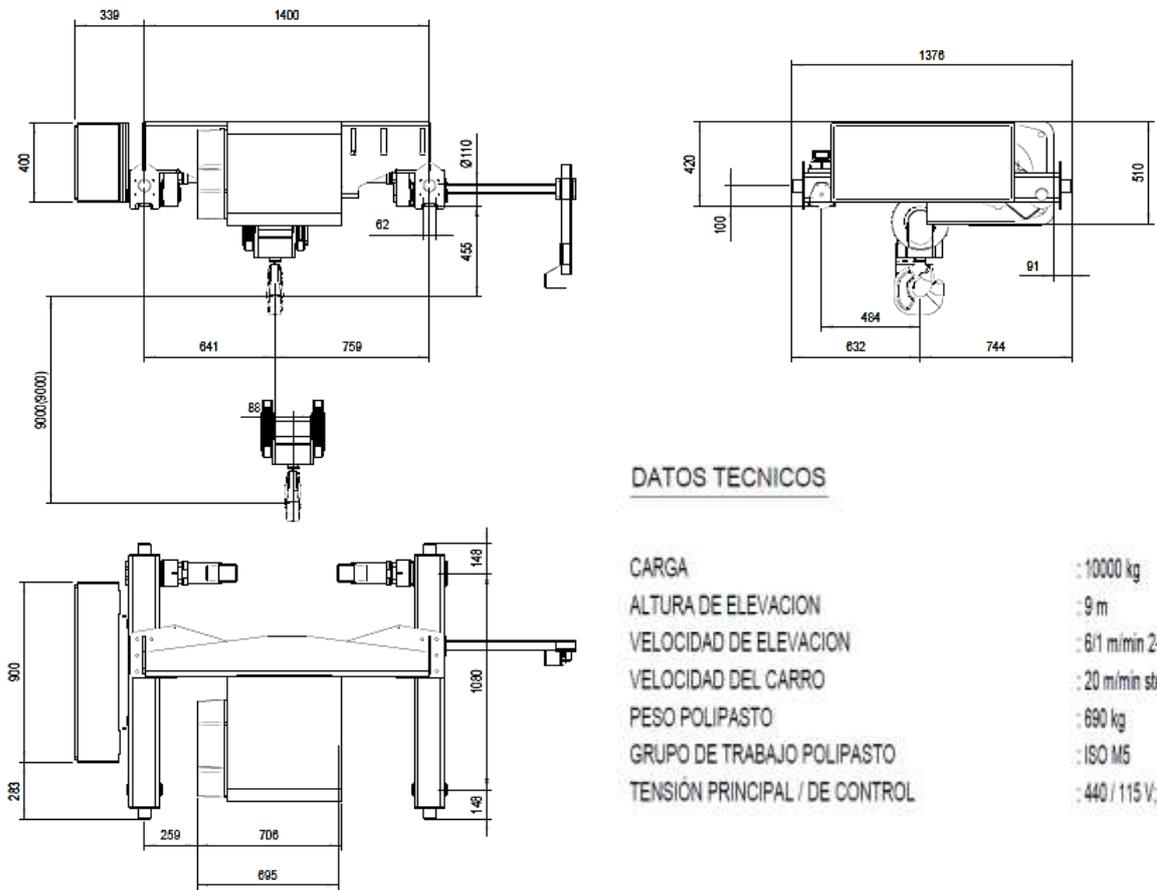


Figura B2 Plano Polipasto SWF **Fuente:** (Catalogo Polipasto SWF and AIS Ayala Industrial Solitions.)

Anexo B3. Ficha técnica motor. **Fuente** Catalogo de Motores ABB

Motores de aplicación general en hierro fundido - 60 Hz

Datos técnicos para motores trifásicos del tipo jaula de ardilla totalmente cerrados y autoventilados

IP55 - IC 411 - AISLAMIENTO CLASE F / ΔT B - 220-230/380/440-460 V

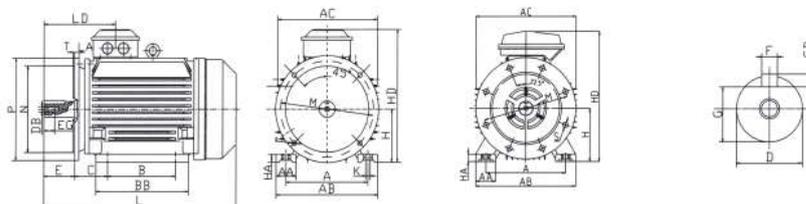
Potencia		Tipo	n/min	Eficiencia [%]			Factor de potencia			Corriente			Torque			Momento de inercia J=1/4GD2 [kgm2]	Peso [kg]	Ruido [dB(A)]		
[kW]	[HP]			% de la potencia nominal			50	75	100	50	75	100	FS	I _n [A]	I _a [A]				I _{vacio} [A]	T _n [Nm]
4 polos = 1800 r/min		440 V 60 Hz																		
0,25	0,33	M2QA	71 M4A	1679	80,1	86,3	86,9	0,48	0,63	0,72	1,15	0,69	3,2	0,6	1,4	2,2	2,7	0,00063	11	46
0,37	0,5	M2QA	71 M4A	1614	85,2	86,4	87,7	0,62	0,75	0,82	1,15	0,66	4,9	0,6	2,2	1,4	1,7	0,00063	11	46
0,55	0,75	M2QA	71 M4B	1609	89,4	89,2	86,3	0,66	0,78	0,85	1,15	1,3	4,9	0,6	3,3	1,4	1,7	0,00066	11	48
0,75	1	M2QA	80 M4B	1687	89,2	74,8	75,4	0,53	0,67	0,77	1,15	1,7	5,6	1,3	4,2	2,5	2,5	0,00174	17	50
1,1	1,5	M2QA	80 M4B*	1625	74,7	74,7	70,9	0,67	0,80	0,85	1	2,4	5,6	1,3	6,6	1,6	1,6	0,00174	17	50
1,5	2	M2QA	90 S4A	1644	76,8	77,8	75,0	0,66	0,77	0,83	1,15	3,1	5,5	1,4	8,7	1,7	1,7	0,00254	21	58
2,2	3	M2QA	100 L4A	1724	80,0	82,7	82,1	0,63	0,74	0,80	1,15	4,4	6,5	2,6	12,2	2,3	2,6	0,00679	32	57
3	4	M2QA	100 L4B	1706	81,1	83,6	83,1	0,72	0,81	0,87	1,15	5,5	6,0	2,8	16,8	2,3	2,6	0,00662	36	57
3,7	5	M2QA	112 M4A	1730	82,6	85,4	85,4	0,61	0,73	0,80	1,15	7,2	6,0	4,4	20,4	2,6	3,0	0,01306	45	60
4,5	6	M2QA	112 M4A	1715	84,3	85,5	84,6	0,67	0,77	0,84	1,15	8,3	4,8	4,4	25,1	2,1	2,4	0,01306	45	60
5,5	7,5	M2QA	112 L4A*	1720	83,5	84,5	83,5	0,71	0,80	0,84	1	10,5	7,0	5,6	35	2,2	2,2	0,01484	40	67
7,5	10	M2QA	132 M4A	1734	86,2	87,9	88,1	0,70	0,79	0,85	1,15	13,2	5,8	5,4	41	2,4	2,6	0,03432	73	62
9,2	12,5	M2QA	132 M4B*	1720	86,0	89,0	88,0	0,73	0,82	0,86	1	18,1	7,0	7,4	59	2,2	2,2	0,03470	75	74
11	15	M2QA	132 M4C*	1720	83,5	84,5	83,5	0,74	0,83	0,87	1	20,2	6,5	8,8	71	2,2	2,2	0,04227	80	76
15	20	M2QA	160 L4A	1755	89,7	91,5	91,6	0,79	0,86	0,89	1,15	23,9	5,0	8,6	81	2,4	2,6	0,09349	137	99
18,5	25	M2QA	160 L4A*	1743	91,0	91,6	91,6	0,83	0,89	0,90	1	29,7	5,0	8,6	102	1,9	2,0	0,09349	137	99
22	30	M2QA	180 L4A	1785	91,4	93,0	93,1	0,81	0,87	0,90	1,15	35,0	5,4	15,1	121	2,4	3,2	0,18046	166	99
30	40	M2QA	180 L4B	1750	89,0	90,0	90,0	0,79	0,85	0,87	1	50,1	6,5	13,7	116	2,2	2,4	0,10695	147	89
37	50	M2QA	200 L4B	1760	90,5	91,5	91,5	0,80	0,86	0,88	1,15	60,8	6,5	20,4	187	2,3	2,7	0,20783	200	73
45	60	M2QA	225 M4B	1760	91,8	92,6	92,6	0,81	0,87	0,89	1,15	71,3	6,5	26	231	2,2	2,6	0,29715	277	75
55	75	M2QA	225 M4B	1780	92,0	93,0	93,0	0,80	0,86	0,88	1,15	89,8	7,0	35	338	2,1	2,4	0,62440	351	76
75	100	M2QA	250 M4B	1780	93,0	94,0	94,0	0,81	0,87	0,89	1,15	118	7,0	45	461	2,3	2,4	0,91250	485	80
90	125	M2QA	280 M4A	1776	92,6	94,1	94,2	0,79	0,86	0,88	1,15	148	6,4	38	500	2,3	2,8	1,35000	592	81
110	150	M2QA	280 M4B*	1780	97,0	98,0	98,0	0,81	0,87	0,89	1	168	7,2	70	671	2,3	2,8	1,60000	679	82
132	175	M2QA	315 S4A	1781	94,2	95,0	95,0	0,82	0,88	0,90	1,15	201	6,3	47	702	1,8	2,4	2,85060	890	83
150	200	M2QA	315 M4A	1782	94,0	95,1	95,1	0,82	0,88	0,90	1,15	220	5,3	53	709	1,9	2,4	3,18480	1030	83
190	250	M2QA	315 L4A*	1780	94,4	95,3	95,3	0,83	0,89	0,91	1	383	6,3	56	1003	1,9	2,3	3,67650	1060	89

Motores de aplicación general en hierro fundido

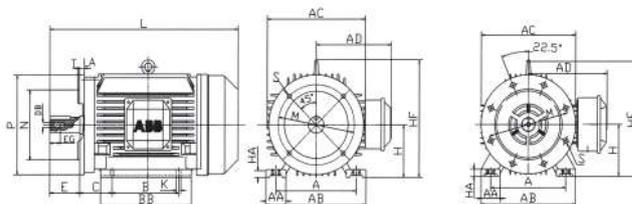
Dimensionales - Carcasas 71-132

Motor con patas y bridas; M B35 (IM 2001), IM V15 (IM 2011), IM V 36 (IM 2031)

Motor trifásico, con patas y bridas, caja de bornes arriba



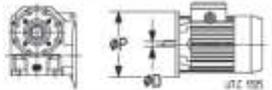
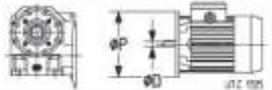
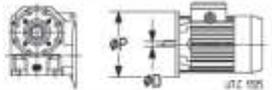
Motor trifásico, con patas y bridas, caja de bornes a la derecha



Tamaño de carcasa	Polos	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	C	D	DB	E	EG	F
71M	2-6	112	30	145	145	120	90	110	45	14	M5	30	12.5	5
80M	2-8	125	35	160	165	145	100	135	50	19	M6	40	16	6
90S	2-8	140	35	175	180	150	100	140	56	24	M8	50	19	8
90L	2-8	140	35	175	180	150	125	165	56	24	M8	50	19	8
100L	2-8	160	40	200	205	175	140	180	63	28	M10	60	22	8
112M	2-8	190	50	235	225	185	140	190	70	28	M10	60	22	8
132S	2-8	216	55	270	265	205	140	205	89	38	M12	80	28	10
132M	2-8	216	55	270	265	205	178	240	89	38	M12	80	28	10

Tamaño de carcasa	Polos	G	GD	H	HA	HD	HF	K	L	LA	LD	M	N	P	S	T
71M	2-6	11	5	71	10	200	-	7	255	9	100	130	110	160	10	3.5
80M	2-8	15.5	6	80	12	225	170	10	285	9	116	165	130	200	12	3.5
90S	2-8	20	7	90	12	240	185	10	310	10	128	165	130	200	12	3.5
90L	2-8	20	7	90	12	240	185	10	335	10	128	165	130	200	12	3.5
100L	2-8	24	7	100	14	275	245	12	380	11	138	215	180	250	15	4
112M	2-8	24	7	112	15	290	265	12	395	11	144	215	180	250	15	4
132S	2-8	33	8	132	18	335	300	12	465	12	169	265	230	300	15	4
132M	4-8	33	8	132	18	335	300	12	505	12	169	265	230	300	15	4

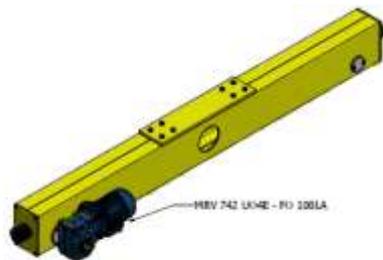
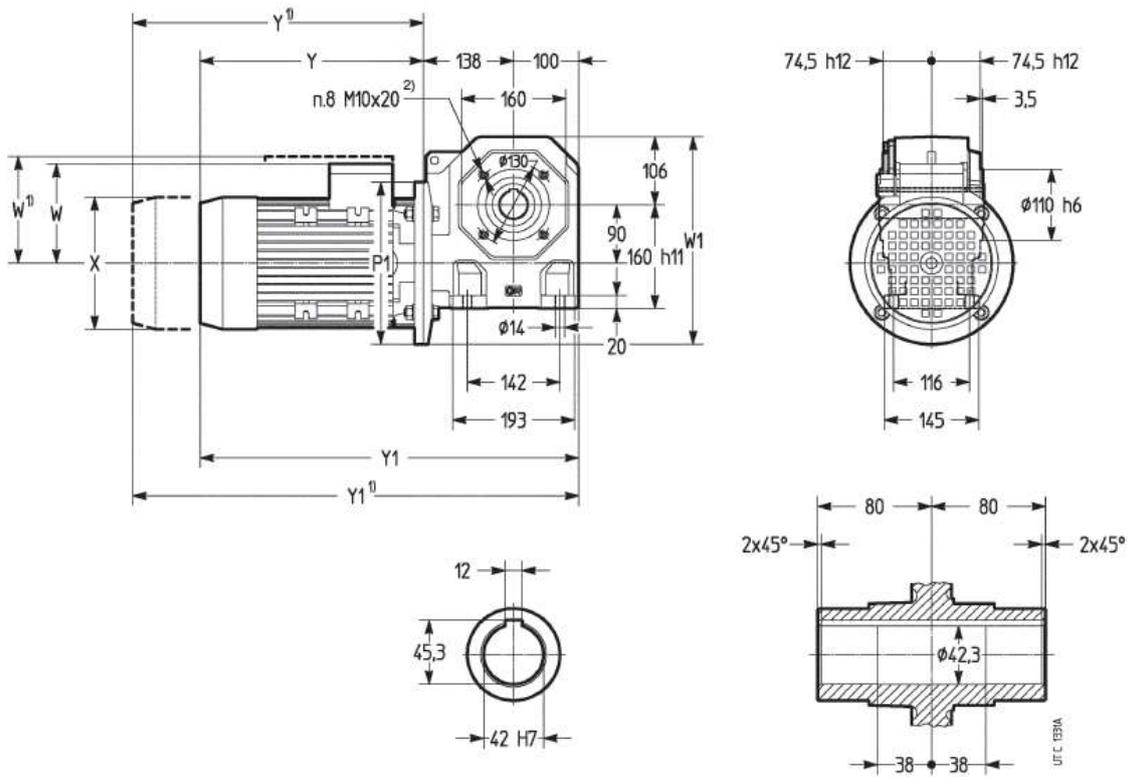
Anexo B4. Ficha técnica Reductor. *Fuente* Catalogo de Reductores Ross

P_1	n_2	P_2	M_2	M_{2max}	F_{d2}	i	f_s		Masa Masse						
									HF	F0					
kW	min ⁻¹	kW	Nm	Nm	N				kg	kg					
1,85	30,1	1,4	445	545	5 600	47	0,75		-	90 LB	4	B5*	24 x 200	36	41
	36,2	1,44	359	628	6 000	37	1								
	47,2	1,48	299	612	5 600	30	1,18								
	60,2	1,56	248	531	5 300	23,5	1,32								
	74,5	1,58	203	594	4 250	19	1,6								
	91,3	1,6	168	576	4 000	15,5	2								
	121	1,64	129	580	3 350	11,7	2,5								
	172	1,67	93	496	3 000	8,25	3,15								
	47,2	1,45	293	334	3 000	30	0,71								
	59	1,48	240	326	3 150	24	0,85								
	74,5	1,56	200	306	3 000	19	0,95								
	91,3	1,59	166	314	2 800	15,5	1,12								
	118	1,61	130	281	2 500	12	1,25								
	170	1,65	93	258	2 120	8,93	1,6								
2,2	16,5	1,59	920	1078	7 500	58	0,71		-	112 M	6	B5	28 x 250	61	69
	20,3	1,65	775	1123	7 500	47	0,9								
	25,8	1,69	625	1326	7 500	37	1,25								
	31,8	1,74	522	1252	7 500	30	1,5								
	19,5	1,58	775	792	6 700	73	0,71								
	24,5	1,65	643	973	7 500	58	0,95								
	30,2	1,7	539	981	7 500	47	1,12								
	38,4	1,75	435	1164	7 500	37	1,5								
	47,3	1,79	361	1103	7 100	30	1,9								
	19,5	1,58	772	792	6 700	73	0,71								
	24,6	1,65	641	973	7 500	58	0,95								
	30,3	1,7	537	981	7 500	47	1,12								
	38,5	1,75	433	1164	7 500	37	1,5								
	47,5	1,79	360	1103	7 100	30	1,9								
60,6	1,88	296	949	6 700	23,5	2									
75	1,91	243	1109	6 000	19	2,5									
91,9	1,93	200	1029	5 600	15,5	3									



742

Tam. Grand. 742



DETAIL 11

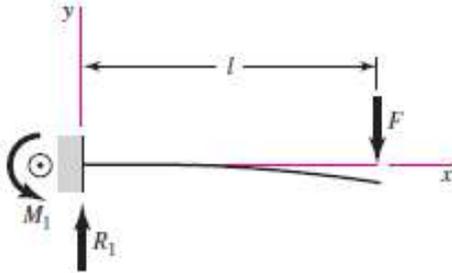
SCALE 1 / 3

<p>AIS</p>	<p> CARRO ESTERNO CAP. 1000 PIANO CONFORTE-GRUPPE </p>
-------------------	---

Anexo C Tablas y formulación para el cálculo por mecánica de materias clásica.

Anexo. C1 Método de Súper posición. Fuente Tabla A-9 del libro de Shirley

1 En voladizo: carga en extremo

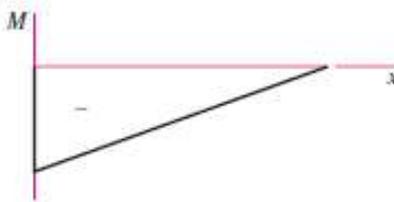


$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

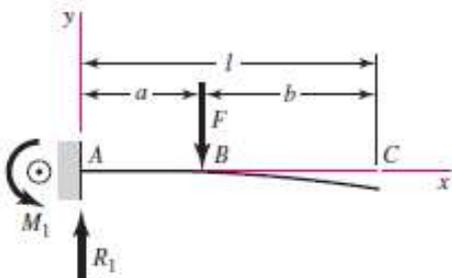
$$M = F(x - l)$$

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

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



2 En voladizo: carga intermedia



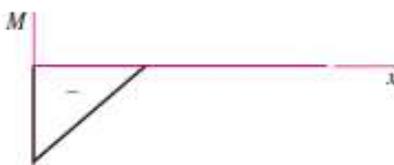
$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$$

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

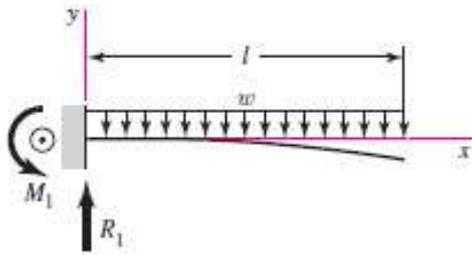
$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

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

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



3 En voladizo: carga uniforme

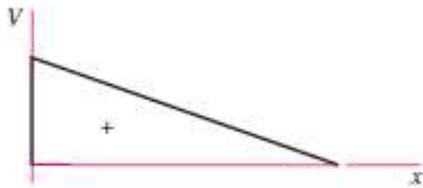


$$R_1 = wl \quad M_1 = \frac{wl^2}{2}$$

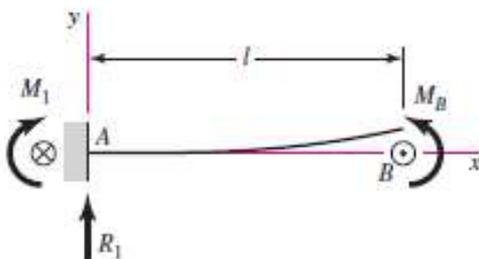
$$V = w(l-x) \quad M = -\frac{w}{2}(l-x)^2$$

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

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



4 En voladizo: carga de momento

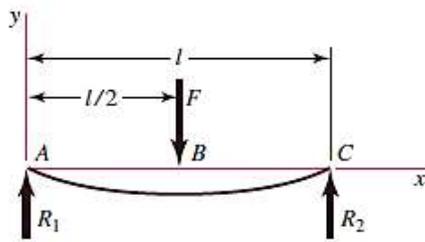


$$R_1 = V = 0 \quad M_1 = M = M_B$$

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



5 Apoyos simples: carga central



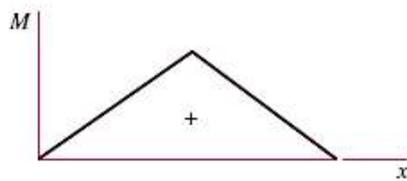
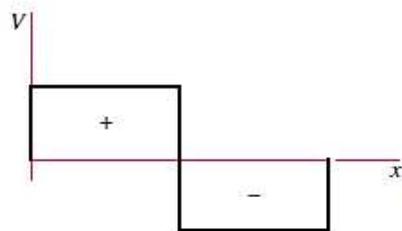
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

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

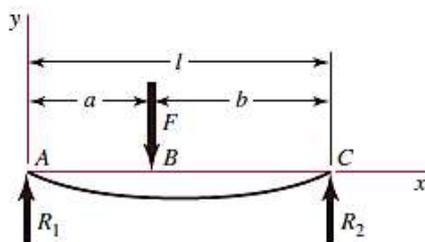
$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

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

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



6 Apoyos simples: carga intermedia



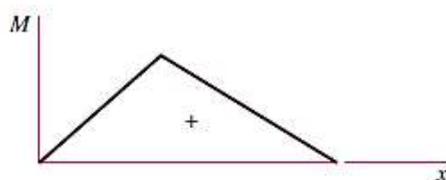
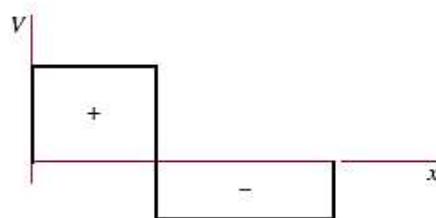
$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

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

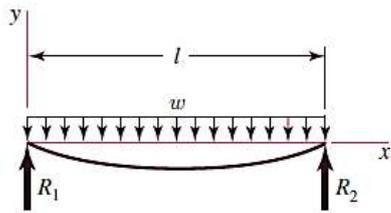
$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

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

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



7 Apoyos simples: carga uniforme

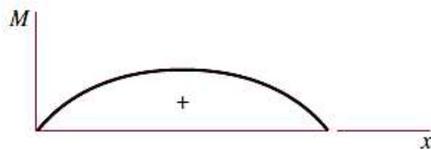
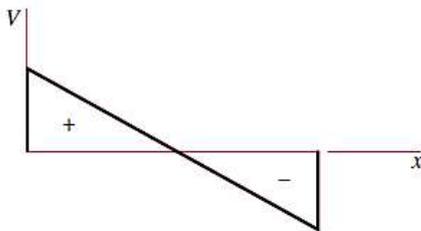


$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

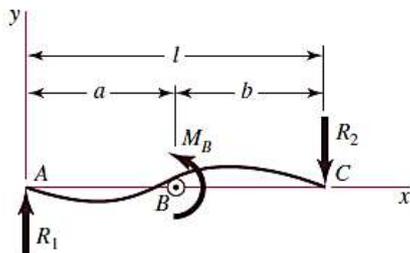
$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

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

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



8 Apoyos simples: carga de momento

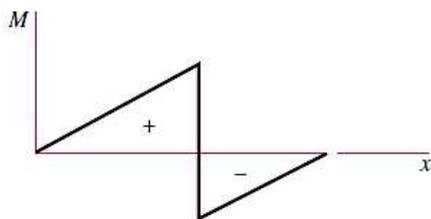
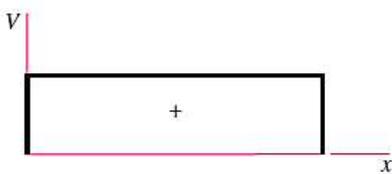


$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

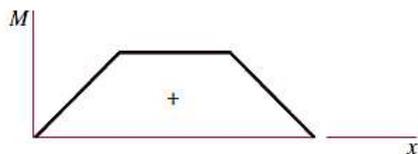
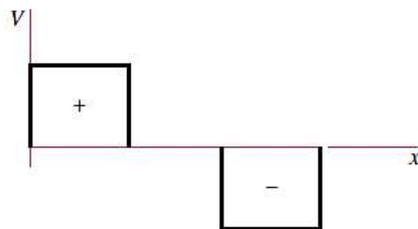
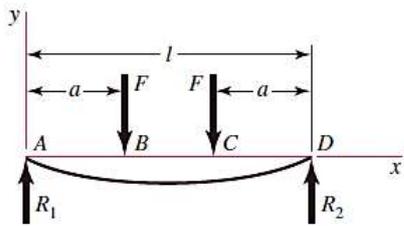
$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x - l)$$

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

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



9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

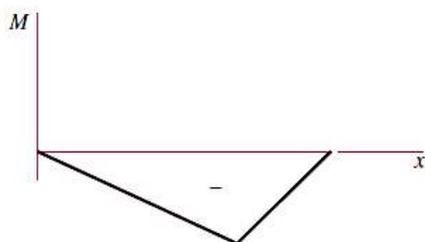
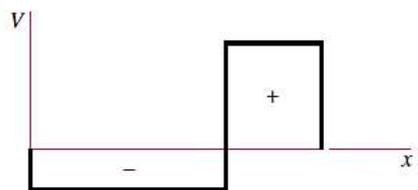
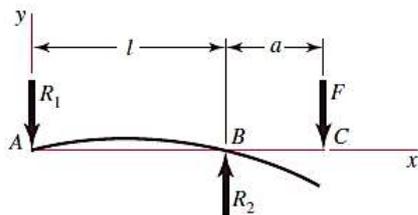
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

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

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

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

10 Apoyos simples: carga en voladizo



$$R_1 = \frac{Fa}{l} \quad R_2 = \frac{F}{l}(l+a)$$

$$V_{AB} = -\frac{Fa}{l} \quad V_{BC} = F$$

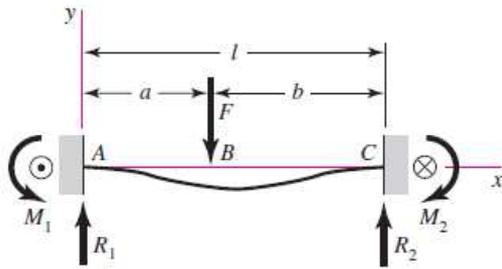
$$M_{AB} = -\frac{Fax}{l} \quad M_{BC} = F(x-l-a)$$

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

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

$$y_c = -\frac{Fa^2}{3EI}(l+a)$$

15 Apoyos fijos: carga intermedia



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

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

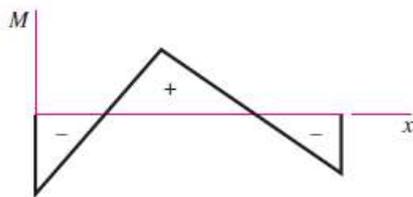
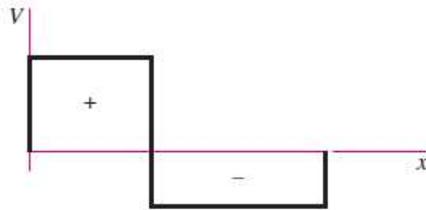
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

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

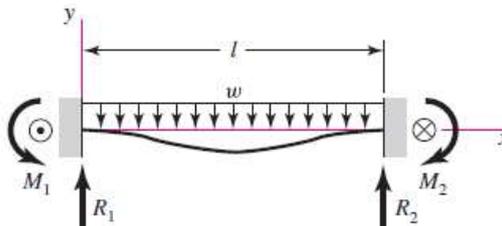
$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

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

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



16 Apoyos fijos: carga uniforme



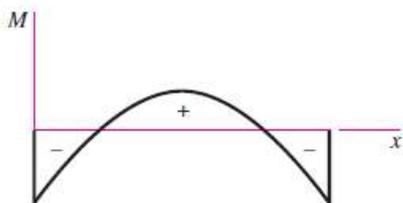
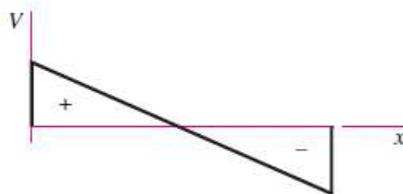
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

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

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

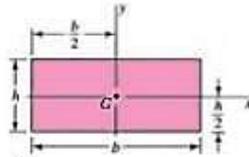
$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$



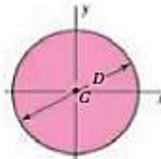
Anexo C2. Momentos de Inercia. Fuente: (Shigley, 2008)

Rectángulo



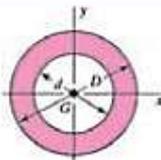
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



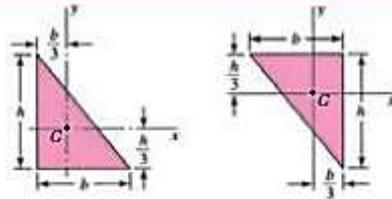
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0$$

Corona circular



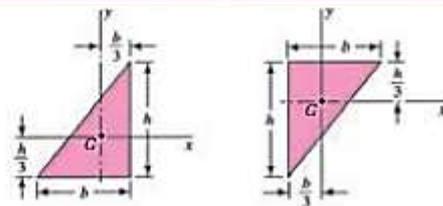
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0$$

Triángulos rectángulos



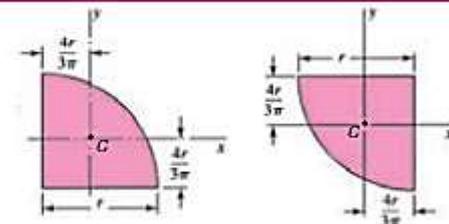
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$

Triángulos rectángulos



$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

Cuadrantes de círculo

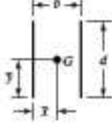
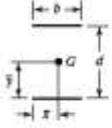
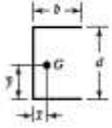
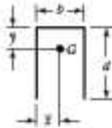
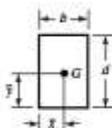
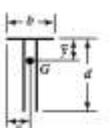
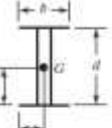


$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

Anexo C3 Tablas para cálculo de Soldadura. **Fuente:** (Shigley, 2008)

Tabla 9-2

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_y = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_x = \pi r^3$

* I_x , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centro del grupo de soldaduras, siendo h el tamaño de la soldadura; el plano del par flexionante es normal al plano de la página y paralelo al eje y; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

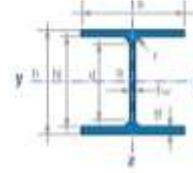
Tabla 9-3

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Anexo C4. Propiedades Geométricas y Mecánicas de perfiles Laminados.

Perfil HEB



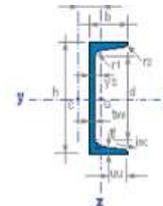
Designación	M kg/m	P kN/m	h mm	b mm	tw mm	tf mm	r mm	d mm	hi mm	A cm ²	ly cm ⁴	Wy cm ³	iy cm	Wply cm ³
HEB 100	20.4	0.204	100	100	6.0	10.0	12	56.0	80.0	26.0	450	89.9	4.16	104.2
HEB 120	26.7	0.267	120	120	6.5	11.0	12	74.0	98.0	34.0	864	144.1	5.04	165.2
HEB 140	33.7	0.337	140	140	7.0	12.0	12	92.0	116.0	43.0	1509	215.6	5.93	245.4
HEB 160	42.6	0.426	160	160	8.0	13.0	15	104.0	134.0	54.3	2492	311.5	6.78	354.0
HEB 180	51.2	0.512	180	180	8.5	14.0	15	122.0	152.0	65.3	3831	425.7	7.66	481.5
HEB 200	61.3	0.613	200	200	9.0	15.0	18	134.0	170.0	78.1	5697	569.7	8.54	642.6
HEB 220	71.5	0.715	220	220	9.5	16.0	18	152.0	188.0	91.0	8091	735.6	9.43	827.1
HEB 240	83.2	0.832	240	240	10.0	17.0	21	164.0	206.0	106.0	11260	938.3	10.31	1053.2
HEB 260	93.0	0.930	260	260	10.0	17.5	24	177.0	225.0	118.5	14921	1147.7	11.22	1283.0
* HEB 280	103.1	1.031	280	280	10.5	18.0	24	196.0	244.0	131.4	19272	1376.5	12.11	1534.5
* HEB 300	117.0	1.170	300	300	11.0	19.0	27	208.0	262.0	149.1	25168	1677.8	12.99	1868.8
* HEB 320	126.7	1.267	320	300	11.5	20.5	27	225.0	279.0	161.4	30826	1926.6	13.82	2149.4
* HEB 340	134.2	1.342	340	300	12.0	21.5	27	243.0	297.0	170.9	36659	2156.4	14.65	2408.3
* HEB 360	141.8	1.418	360	300	12.5	22.5	27	261.0	315.0	180.6	43196	2399.8	15.46	2683.2
* HEB 400	155.3	1.553	400	300	13.5	24.0	27	298.0	352.0	197.8	57684	2884.2	17.08	3231.9
* HEB 450	171.1	1.711	450	300	14.0	26.0	27	344.0	398.0	218.0	79892	3550.8	19.14	3982.6
* HEB 500	187.3	1.873	500	300	14.5	28.0	27	390.0	444.0	238.6	107181	4287.3	21.19	4814.8
* HEB 550	199.4	1.994	550	300	15.0	29.0	27	438.0	492.0	254.1	136698	4970.8	23.20	5590.9
* HEB 600	211.9	2.119	600	300	15.5	30.0	27	486.0	540.0	270.0	171050	5701.7	25.17	6425.4

(*) - Suministro bajo demanda

Anexo C4. Propiedades Geométricas y Mecánicas perfiles HEB Laminados

Fuente: (Catálogo de Perfiles CELSA)

Perfil UPN



Designación	M kg/m	P kN/m	h mm	b mm	tw mm	tf mm	r1 mm	r2 mm	d mm	A cm ²	ly cm ⁴	Wy cm ³	iy cm	Wply cm ³
UPN 80	8.6	0.086	80	45	6.0	8.0	8.0	4.0	46.0	11.0	106.0	26.5	3.10	31.8
UPN 100	10.6	0.106	100	50	6.0	8.5	8.5	4.5	64.0	13.5	206.0	41.2	3.91	49.0
UPN 120	13.3	0.133	120	55	7.0	9.0	9.0	4.5	82.0	17.0	364.0	60.7	4.63	72.6
UPN 140	16.0	0.160	140	60	7.0	10.0	10.0	5.0	98.0	20.4	605.0	86.4	5.45	103.0
UPN 160	18.8	0.188	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	115.0	24.0	925.0	115.6	6.21	138.0
UPN 180	22.0	0.220	180	70	8.0	11.0	11.0	5.5	133.0	28.0	1350.0	150.0	6.94	179.0
UPN 200	25.3	0.253	200	75	8.5	11.5	11.5	6.0	151.0	32.2	1910.0	191.0	7.70	228.0
UPN 220	29.4	0.294	220	80	9.0	12.5	12.5	6.5	167.0	37.4	2690.0	244.5	8.48	292.0
UPN 240	33.2	0.332	240	85	9.5	13.0	13.0	6.5	184.0	42.3	3600.0	300.0	9.23	358.0
UPN 260	37.9	0.379	260	90	10.0	14.0	14.0	7.0	200.0	48.3	4820.0	370.8	9.99	442.0
UPN 280	41.8	0.418	280	95	10.0	15.0	15.0	7.5	216.0	53.3	6280.0	448.6	10.85	532.0
UPN 300	46.2	0.462	300	100	10.0	16.0	16.0	8.0	232.0	58.8	8030.0	535.3	11.69	632.0
UPN 320	59.5	0.595	320	100	14.0	17.5	17.5	8.8	246.0	75.8	10870.0	679.4	11.98	826.0
UPN 350	60.7	0.607	350	100	14.0	16.0	16.0	8.0	282.0	77.3	12840.0	733.7	12.89	918.0
UPN 380	63.1	0.631	380	102	13.5	16.0	16.0	8.0	313.0	80.4	15760.0	829.5	14.00	1014.0
UPN 400	71.8	0.718	400	110	14.0	18.0	18.0	9.0	324.0	91.5	20350.0	1017.5	14.91	1240.0

Anexo C4 Propiedades Geométricas y Mecánicas perfiles UPN Laminados

Fuente: (Catálogo de Perfiles CELSA)

Anexo C5. Propiedades mecánicas de los aceros **Fuente:** Ivan Bohman CA. (2010) *Materiales de Ingeniería.*

Propiedades del Acero Estructural A-36						
Composición	C	P	S	Si	Cu	Mn
		0,26	0,04	0,05	0,4	0,2
Densidad 20°C	7850 Kg/m ³		0,28 lb/in ³			
Esfuerzo mínimo a la fluencia	250MPa		36259 Psi			
Resistencia mínima a la Tracción	400MPa		58000Psi			
Módulo de Elasticidad	200GPa		29000Ksi			

Propiedades del Acero bonificado AISI 4340 (705)						
Composición	C	P	Si	Cr	Mn	Ni
		0.35-0.4	---	0,25	1,4	0,7
Densidad 20°C	7850 Kg/m ³		0,28 lb/in ³			
Esfuerzo mínimo a la fluencia	470MPa		68200Psi			
Resistencia mínima a la Tracción	745MPa		108000Psi			
Módulo de Elasticidad	200GPa		29000Ksi			
Dureza	270-330HB					

Propiedades del Acero al Carbono SAE 1045 (760)						
Composición	C	P	S	Si	Cr	Mn
		0,5	0,04	0,05	0,5	0,6
Densidad 20°C	7850 Kg/m ³		0,28 lb/in ³			
Resistencia mínima a la Tracción	637MPa		92451Psi			
Módulo de Elasticidad	200GPa		29000Ksi			
Dureza	200 -220 HB					

Anexo D. Tablas de Norma CMAA 70.

Anexo D1. Velocidades recomendadas por la norma CMAA 70

**Fig. 6.2
SUGGESTED OPERATING SPEEDS
FEET PER MINUTE
FLOOR CONTROLLED CRANES**

CAPACITY IN TONS	HOIST			TROLLEY			BRIDGE		
	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST	SLOW	MEDIUM	FAST
3	14	35	45	50	80	125	50	115	175
5	14	27	40	50	80	125	50	115	175
7.5	13	27	38	50	80	125	50	115	175
10	13	21	35	50	80	125	50	115	175
15	13	19	31	50	80	125	50	115	175
20	10	17	30	50	80	125	50	115	175
25	8	14	29	50	80	125	50	115	175
30	7	14	28	50	80	125	50	115	150
35	7	12	25	50	80	125	50	115	150
40	7	12	25	40	70	100	40	100	150
50	5	11	20	40	70	100	40	100	150
60	5	9	18	40	70	100	40	75	125
75	4	9	15	40	70	100	30	75	125
100	4	8	13	30	60	80	25	50	100
150	3	6	11	25	60	80	25	50	100

NOTE: Consideration must be given to length of runway for the bridge speed, span of bridge for the trolley speed, distance average travel, and spotting characteristics required.

Anexo D2. Tabla de aceleraciones recomendadas por la norma CMAA 70.

**TABLE 5.2.9.1.2.1-A
GUIDE FOR TRAVEL MOTION
TYPICAL ACCELERATION RATES RANGE¹**

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

Anexo D3 Carga Máxima permisible en ruedas.

TABLE 4.13.3-4

MAXIMUM PERMISSIBLE BRIDGE AND TROLLEY WHEEL LOADING (POUNDS)

Wheel Hardness	Wheel dia. (D) inches	ASCE 20#	ASCE 25#	ASCE 30#	ASCE 40#	ARA-A 90#	ASCE 60 & 70# ARA-B 100#	ASCE 80 & 85# ARA-A 100# BETH 104 USS 105#	ASCE 100#	BETH & USS 135#	BETH & USS 175#	BETH 171#
200 BHN	8	6750	8000	8500	10000							
	9	7600	9000	9550	11250	14900	15750					
	10	8450	10000	10650	12500	16550	17500					
	12		12000	12750	15000	19850	21000	22500	25500			
	15			15950	18750	24850	26250	28150	31850			
	18			19150	22500	29800	31500	33750	38250	40500		
	21				26250	34800	36750	39400	44600	47250	65600	73500
	24					39750	42000	45000	51000	54000	75000	84000
	27							50600	57400	60750	84400	94500
	30							56250	63750	67500	93750	105000
36								76500	81000	112500	126000	
260 BHN	8	8800	10400	11050	13000							
	9	9850	11700	12450	14600	19400	20450					
	10	10950	13000	13800	16250	21550	22750					
	12		15600	16600	19500	25850	27300	29250	33150			
	15			20750	24400	32300	34100	36550	41450			
	18			24850	29250	38750	40950	43850	49700	52560		
	21				34100	45200	47800	51200	58000	61400	85300	95550
	24					51650	54600	58500	66300	70200	97500	109200
	27							65800	74600	79000	109700	122850
	30							73100	82850	87750	121850	136500
36								99450	105300	146250	163800	
320 BHN	8	9400	11150	11850	13900							
	9	10550	12550	13300	15650	20750	21950					
	10	11750	13900	14800	17400	23050	24350					
	12		16700	17750	20900	27650	29250	31300	35500			
	15			22200	26100	34600	36550	39150	44400			
	18			26650	31300	41500	43850	47000	53250	56400		
	21				36550	48400	51150	54800	62150	65800	91350	102300
	24					55350	58450	62650	71000	75200	104400	116950
	27							70500	79900	84550	117450	131550
	30							78300	88750	93950	130500	146200
36								106500	112750	156600	175400	
58Rc (615 BHN)	8	11650	13800	14700	17250							
	9	13100	15550	16500	19450	25750	27200					
	10	14600	17250	18350	21600	28600	30200					
	12		20700	22050	25900	34300	36250	38850	44050			
	15			27550	32400	42900	45350	48550	55050			
	18			33050	38850	51500	54400	58300	66050	69950		
	21				45350	60050	63450	68000	77050	81600	113350	126950
	24					68650	72550	77700	88100	93250	129550	145050
	27							87450	99100	104900	145700	163200
	30							97150	110100	116600	161900	181350
36								132100	139900	194300	217600	
Effective Width of Rail Head (W) Inches (Top of head minus corner radii)		.844	1.000	1.063	1.250	1.656	1.750	1.875	2.125	2.250	3.125	3.500

Anexo D4. Factor de carga K_{bw}

TABLE 4.13.3-1

TYPICAL BRIDGE LOAD FACTORS K_{bw}

BRIDGE SPAN FT.	CAPACITY IN TONS						
	3	5	7½	10	15	20	25
20	.812	.782	.762	.747	.732	.722	.716
30	.817	.785	.767	.750	.736	.725	.718
40	.827	.794	.777	.760	.744	.732	.723
50	.842	.809	.791	.771	.758	.740	.738
60	.861	.830	.807	.790	.773	.754	.747
70	.877	.844	.825	.807	.789	.768	.760
80	.888	.857	.835	.818	.802	.779	.770
90	.898	.869	.850	.832	.815	.792	.782
100	.912	.883	.867	.848	.826	.806	.796
110	.926	.890	.882	.863	.844	.823	.812
120	.934	.909	.894	.879	.860	.834	.827

Anexo D5. Factor de velocidad C_c

TABLE 4.13.3-2

SPEED FACTOR C_c

WHEEL DIA. IN INCHES	SPEED IN FEET PER MINUTE											
	30	50	75	100	125	150	175	200	250	300	350	400
8	.907	.958	1.013	1.049	1.086	1.122	1.158	1.195	1.267	1.340	1.413	1.485
9	.898	.944	1.001	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163	1.227	1.292	1.356	1.421
10	.892	.932	.984	1.020	1.049	1.079	1.108	1.137	1.195	1.253	1.311	1.369
12	.882	.915	.958	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098	1.146	1.195	1.243	1.292
15	.872	.898	.932	.967	1.001	1.020	1.040	1.059	1.098	1.137	1.175	1.214
18	.865	.887	.915	.944	.973	1.001	1.017	1.033	1.066	1.098	1.130	1.163
21	.860	.879	.903	.927	.952	.977	1.001	1.015	1.043	1.070	1.098	1.126
24	.857	.873	.894	.915	.937	.958	.980	1.001	1.025	1.049	1.074	1.098
27	.854	.869	.887	.906	.925	.944	.963	.982	1.012	1.033	1.055	1.076
30	.852	.865	.882	.898	.915	.932	.949	.967	1.001	1.020	1.040	1.059
36	.849	.860	.873	.887	.901	.915	.929	.944	.973	1.001	1.017	1.033

Anexo D6 Factor de servicio S_m y factor de carga se servicio mínimo K_{wl} min

TABLE 4.13.3-3

WHEEL SERVICE FACTOR S_m AND MINIMUM LOAD SERVICE FACTOR K_{wl} MINIMUM

CLASS OF CRANE SERVICE	A	B	C	D	E	F
K _{wl} MIN	.75	.75	.8	.85	.9	.95
S _m	.8	.9	1.	1.12	1.25	1.45

Anexo D7. Factor de fricción por rodadura.

TABLE 5.2.9.1.2.1-D

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

Anexo D8. Valores recomendados de factor de aceleración K_t

TABLE 5.2.9.1.2.1-C

RECOMMENDED VALUES OF K_t (ACCELERATING TORQUE FACTOR)

Type of Motor	Type of Control	3K_t
AC Wound Rotor	Contactor-Resistor	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor	Static Stepless	1.3-1.5 ⁴
AC Wound Rotor, Mill	Contactor-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	Contactor-Resistor	2.0

³ K_t is a function of control and/or resistor design.

⁴Low end of range is recommended when permanent slip resistance is used.

Anexo D9. Factor de clase de servicio K_s

TABLE 5.2.9.1.2.1-E

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

Anexo D10 Factores KSC y KC para cálculo de esfuerzos en ejes.

**TABLE 4.11.1-1
SURFACE CONDITION FACTOR**

K_{sc}	SURFACE CONDITION
1.4	For Polished-Heat treated and inspected shafting
1.0	For Machined-Heat treated and inspected shafting
.75	For Machined-General usage shafting

TABLE 4.11.1-2

CRANE CLASS	CRANE CLASS FACTOR K_c
A	1.0
B	1.015
C	1.03
D	1.06
E	1.125
F	1.25

Anexo E. Tablas para cálculo de ejes y rodamientos

Anexo E1 Tablas para cálculo de ejes. **Fuente:** (Shigley, 2008)

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_f .
Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Anexo E2. Selección del tipo de rodamiento. **Fuente:** (Catalogo rodamientos SKF)

Tipos de rodamientos - diseño y características		Características Rodamientos adecuados para																				
		desarrollable	no desarrollable	autocalibrable	placas de protección u obturaciones	agujero cónico	carga puramente radial	carga puramente axial	carga combinada	carga de momento	alta velocidad	alta exactitud de giro	alto grado de rigidez	funcionamiento silencioso	baja fricción	compensación de desalineación durante el funcionamiento	compensación de errores de alineación (inicial)	dispositivos de rodamientos fijos	dispositivos de rodamientos libres	desplazamiento axial en el rodamiento		
<p>La matriz solo sirve de orientación aproximada, de modo que es necesario realizar una selección más cualificada en cada caso individual, según la información mostrada en las tablas. Se muestran varios diseños de un mismo rodamiento juntos, la información correspondiente se indica mediante la misma letra pequeña utilizada para identificar el diseño individual.</p> <p>Símbolos +++ excelente ++ bueno + aceptable - pobre -- inadecuado ← de simple efecto ↔ de doble efecto</p>	Tipo de rodamiento																					
	Rodamientos rígidos de bolas																					
	Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera																					
	de una hilera apareados, de dos hileras			a, b																		
	de cuatro puntos de contacto																					
	Rodamientos de bolas a rótula																					
	Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula																					
	completamente lleno de rodillos, de una hilera																					
	completamente lleno de rodillos, de dos hileras																					
	Rodamientos de agujas, con aros de acero																					
	conjuntos/casquillos de agujas																					
	rodamientos combinados																					
	Rodamientos de rodillos cónicos																					
	de una hilera apareados																					
	Rodamientos de rodillos a rótula																					
Rodamientos CARB, con jaula																						
completamente lleno de rodillos																						
Rodamientos axiales de bolas																						
con arandela de alojamiento esférica																						
Rodamientos axiales de agujas																						
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos																						
Rodamientos axiales de rodillos a rótula																						

Anexo F. Términos en el proceso de fabricación de papel.

Anexo F1 Tipos de papeles que produce molino Cartopel, **Fuente:** (Cartopel, 2017)

El molino Cartopel produce diferentes tipos de papeles para fabricación de cajas de cartón, de acuerdo a la necesidad del cliente, los papeles más comunes son los siguientes: corrugado medio, kraft liner y bottom pad.

Corrugado Medio: Este papel de alta resistencia a la compresión y a la absorción de agua, se produce en diferentes gramajes según la necesidad del cliente los cuales son: 150, 165, 175, 190 g/m².

Kraft liner: Este tipo de papel que forman las caras externa e interna de las cajas poseen una alta resistencia a la compresión y resistencia a la absorción de agua, al igual que el corrugado medio se produce en diferentes gramajes los cuales son: 150, 185, 205, 230, 240, 270 g/m²

Bottom pad: Este tipo de papel que se utiliza generalmente en láminas que van en la parte superior e inferior de las cajas de banano y que poseen una alta resistencia a la absorción de agua así como también resistencia al rasgado, se produce principalmente en los siguientes gramajes: 240, 260,270,300 g/m².

Anexo F2 Glosario Papelero.

Molino Papelero:	Es una fábrica especialmente diseñada para la producción de bobinas de papel corrugado a partir de papel o cajas de cartón reciclado.
Rodillo Reel.	Es un cilindro metálico usado como carrete el cual envuelve la hoja de papel que sale del proceso de secado.
Rodillos secadores.	Cilindros metálicos de 1 y 1.5m de diámetro, que oscilan una temperatura de entre 110°C a 130°C, mediante un calentamiento a vapor, giran y transportan la hoja de papel a medida que reducen la humedad de la misma.
Rodillo Helper.	Rodillo recubierto con una capa de polietileno de alta densidad en cual da tracción a la mesa de formación.
Rodillo Couch.	Es un cilindro perforado de 0.8m de diámetro, en su interior cuenta con un sistema de succión al vacío que a medida que gira elimina la humedad de la hoja de papel.
Head Box.	Es una caja presurizada con un sistema de inyectores el cual aplica y esparce la pasta de papel sobre la mesa de formación, convirtiendo la pasta de papel de su forma acuosa a la forma plana, cuenta con un sistema de control de perfil de papel.
Mesa de Formación.	Elemento del molino papelero donde se da origen a la hoja de papel, se lo hace depositando la pasta de papel con ayuda de un head box sobre una tela relativamente fina, esta transporta la fibra sobre unas cajas que por acción de la

gravedad y de succión a vacío se elimina la humedad de la misma.

- Rebobinadora.** Es una máquina especializada en desenrollar el papel envuelto en un *Rodillo Reel* y bobinarla en un *core de cartón*, también en esta máquina se realiza el corte o *trim* según las especificaciones del cliente.
- Desenrollador.** Parte de la Rebobinadora donde se monta una bobina de Papel, en la cual se desenrolla la hoja para pasar a la rebobinadora, consta con un sistema de acople entre el Rodillo Reel y un freno mecánico y eléctrico con un motor de 300HP que dan la tensión necesaria a la hoja para el rebobinado.
- Hidropulper:** Consiste en un tanque que tiene en el fondo un rotor, su función es reducir el material seco (pacas de cartón) a forma de pasta, agregando la cantidad suficiente de agua para adaptarlo al proceso de preparación de pasta.
- Pasta de Papel.** Fluido pastoso de color café compuesto de fibras de papel y agua con una determinada consistencia.
- Consistencia.** Es una variable muy importante en la fabricación de papel, y se entiende como la cantidad de fibra que hay en una determinada cantidad de agua. En otras palabras es el porcentaje en peso de fibra seca en una combinación de fibra y agua. La consistencia menos al 1% se considera usualmente bajas, aquellas mayores del 6% se considera alta.
- Corrugadora.** Es la máquina especializada en la fabricación de cajas de cartón corrugado a partir de bobinas de papel. Se moldea el papel en ondas al hacerla pasar entre dos masas dentadas. Se forma placas de cartón al pegar a ambos lados de estas ondas con papel liso, obteniendo una estructura con elevada resistencia y rigidez en relación a su peso.

Anexo G. Presupuesto

COSTOS EN MATERIALES Y EQUIPOS PARA EL PUENTE GRÚA Y EL SISTEMA STAND REEL				
Artículo	Cantidad	Unidades	Costo Uni	Monto
POLIPASTO 10 TON MARCA SWF KRANTECHNIK	1,00	Unidad	17900	17.900,00
SISTEMA ELECTRICO ALIMENTACION DE LA GRUA 10 TON	16,00	Mts.	60,00	960,00
SISTEMA ELECTRICO ALIMENTACION DE DEL POLIPASTO	7,50	Mts.	60,00	450,00
CONTROL REMOTO 8 MANDOS DOBLE VELOCIDAD	1,00	Unidad	2.500,00	2.500,00
FINAL DE CARRERA TIPO HELICÓPTERO 4 POSICIONES	2,00	Unidad	450,00	900,00
MOTOREDUCTORES TORNILLO SIN FIN CORONA, POTENCIA 3 HP	2,00	Unidad	1.600,00	3.200,00
RIEL DE RODADURA MACIZA 45 X 25 MM MATERIAL 1020	45,00	Mts.	33,00	1.485,00
ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA GANCHO MOTRIZ, RIELER DE CABLE AUTO RETRÁCTIL 25AMP	1,00	Unidad	2.200,00	2.200,00
GANCHO MOTRIZ 10 TON	1,00	Unidad	4.500,00	4.500,00
PERFIL HEB 200MM	6,00	Mts.	69,38	416,25
PERFIL HEB 240MM	12,00	Mts.	133,26	1.599,08
PLANCHA A/C 1" 1.22 X 2.44MT	2,00	Unidad	399,00	798,00
PLANCHA A/C 3/4" (20MM)	1,00	Unidad	507,93	507,93
PLANCHA A/C 1/2" (12MM)	3,00	Unidad	184,69	554,06
PERFIL HEB 260MM	18,00	Mts.	150,10	2.701,80
PERFIL UPN 300MM	30,00	Mts.	69,99	2.099,60
ELECTRODO 6011 3/32"	5,00	Kg.	4,27	21,34
ELECTRODO 7018 1/8"	5,00	Kg.	4,46	22,31
PLATINA A/C 2 1/2" X 1/2"	12,00	Mts.	11,97	143,60
PLATINA A/C 1 1/2" X 1/2"	24,00	Mts.	6,33	151,84
PLATINA A/C 3" X 1/2"	12,00	Mts.	13,66	163,94
PERNO A/C M12 X 35	70,00	Unidad	0,48	33,60
HORQUILLA SG M16 X 1.5	4,00	Unidad	25,07	100,28
PISTON NEUMATICO DIAM.50 CARRERA 100MM TOPE BAJADOR DE BOBINAS	4,00	Unidad	198,31	793,25
BRIDA BASCULANTE SNCL-50	4,00	Unidad	39,73	158,92
FIJACION OSCILANTE SNCB-50 CORRUGADORA	4,00	Unidad	39,73	158,92
ELECTROVALVULA MAC 5/2 MONOESTABLE 1/4" 24VAC	3,00	Unidad	208,09	624,27
BOBINA 24VDC	3,00	Unidad	17,31	51,93
SILENCIADOR BRONCE SINTERIZADO 1/4"	6,00	Unidad	5,56	33,35
UNIDAD DE MANTENIMIENTO NEUM 0,5-8,5BAR 1/4"NPT	1,00	Unidad	135,67	135,67
VALVULA NEUMATICA 1/4" REGULADORA DE CAUDAL UNIDIRECCIONAL	8,00	Unidad	25,40	203,22
ZOCALO MSSD-C	2,00	Unidad	3,65	7,30
ANILLO SEEGER E 20	10,00	Unidad	0,36	3,57
RODAMIENTO 22213 CC/C3	8,00	Unidad	125,05	1.000,40
RETEN 50-72-8/9	2,00	Unidad	5,31	10,62
RETEN 85-120-12	8,00	Unidad	8,82	70,53
CABALLETE SOPORTE LN-100	2,00	Unidad	79,58	159,15
FIJACION OSCILANTE SNCB-100	2,00	Unidad	89,48	178,96
HORQUILLA SG M20 X 1,5	2,00	Unidad	65,91	131,82
PISTON NEUMATICO DOBLE EFECTO DNC 100 X 200	2,00	Unidad	433,55	867,10

ARANDELA PLANA A/C 16MM	16,00	Unidad	0,25	4,00
ARANDELA DE PRESION A/C 16MM	16,00	Unidad	0,16	2,51
ARANDELA DE PRESION A/C 22MM	8,00	Unidad	0,25	2,00
ARANDELA PLANA A/C 14MM	8,00	Unidad	0,19	1,52
ARANDELA PLANA A/C 20MM	24,00	Unidad	0,27	6,48
PERNO A/C M20 X 70	12,00	Unidad	2,15	25,80
PERNO A/C M14 X 80	4,00	Unidad	1,06	4,24
PERNO ALLEN A/C M12 X 30	20,00	Unidad	0,35	7,00
PERNO ALLEN A/C M12 X 50	8,00	Unidad	0,52	4,16
PERNO ALLEN A/C M16 X 40	16,00	Unidad	0,70	11,20
TUERCA A/C M14	4,00	Unidad	0,18	0,71
TUERCA A/C M20	12,00	Unidad	0,53	6,33
ARANDELA PLANA A/C 10MM	65,00	Unidad	0,10	6,51
ARANDELA PLANA A/C 20MM	16,00	Unidad	0,27	4,32
PERNO A/C M10 X 30	65,00	Unidad	0,52	33,80
PERNO A/C M10 X 35	25,00	Unidad	0,16	4,00
PERNO A/C M20 X 40	16,00	Unidad	1,32	21,17
TUERCA A/C M10	25,00	Unidad	0,09	2,20
PINTURA SINTETICA AUTOMOTRIZ VERDE MAQUINA	2,00	Gl.	19,80	39,60
PINTURA ANTICORROSIVA ROJO OXIDO	2,00	Gl.	21,06	42,12
PINTURA ANTICORROSIVA NEGRO	2,00	Gl.	21,98	43,96
PINTURA SINTETICA AUTOMOTRIZ AMARILLO TRANSITO	2,00	Gl.	18,85	37,70
BUMPER DE CAUCHO	4,00	Unidad	16,00	64,00
RUEDAS 9" (228MM) EN ACERO SAE 1045	4,00	Unidad	235,00	940,00
PORTA RODAMIENTO EN ACERO ST- 37	6,00	Unidad	125,00	750,00
PORTA RODAMIENTO LADO TRASMISIÓN EN ACERO ST- 37	2,00	Unidad	150,00	300,00
EJE EN ACERO SAE 4340	2,00	Unidad	175,00	350,00
EJE DE TRASMISIÓN EN ACERO SAE 4340	2,00	Unidad	225,00	450,00
CHAVETA 12X8X120	2,00	Unidad	12,00	24,00
CHAVETA 22X14X85	4,00	Unidad	30,00	120,00
MORDAZA DEL REEL EN PLANCHA A/C 2" 375 X 236	1,00	Unidad	325,00	325,00
PLACA RECTANGULAR EN PLANCHA A/C 2" 570 X 205	2,00	Unidad	139,50	279,00
PLACA PARA SOPORTE DE CHUMACERA DEL REEL EN PLANCHA A/C 2"	4,00	Unidad	273,90	1.095,60
PASADOR DIAM 19H6 X 69MM EN ACERO ST-37	4,00	Unidad	14,50	58,00
PASADOR DIAM 19H6 X 40MM EN ACERO ST-37	4,00	Unidad	12,00	48,00
PASADOR DIAM 19H6 X 65MM EN ACERO ST-37	8,00	Unidad	14,50	116,00
PASADOR DIAM 16H6 X 40MM EN ACERO ST-37	4,00	Unidad	8,00	32,00
BUJE DIAM. EXT. 30MM DIAM INTE 19G7MM X 41MM	4,00	Unidad	7,00	28,00
BUJE DIAM. EXT. 25.4MM DIAM INTE 19MM X 7MM	8,00	Unidad	2,50	20,00
			TOTAL	53.308,54

Nota: Los costos en mano de obra no se consideran, ya que la manufactura y montaje será realizado por el personal del departamento de proyectos de la empresa Cartopel SAI, con excepción de elementos maquinados que fueron realizados por contratistas y el costo ya incluye mano de obra.

Anexo H. Planos.