

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**

“Diseño de un Puente Grúa Tipo Monorriel de 1 Tonelada de Capacidad”

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**  
Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Christian Andrés Mieles Miranda

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

## **AGRADECIMIENTO**

Primero agradecer a Dios por darme a entender que cada prueba que hay en mi vida siempre hay un respuesta y una solución.

A mis padres, a mi esposa Karen Moran López y mis hijas, por tener la paciencia y siempre darme el empujón que necesitaba para poder terminar este proyecto, que sin ellos no lo hubiese logrado.

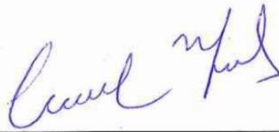
A mi Director de tesis M.Sc. Gonzalo Almeida Pazmiño por ser la ayuda en este proyecto de tesis y demás profesores.

## DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Christian Andrés Mieles Miranda  
M.Sc. Gonzalo Almeida P.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"



---

Christian Andrés Mieles Miranda



---

M.Sc. Gonzalo Almeida P.  
Director

## RESUMEN

Termoguayas Generation S.A. es una termo-eléctrica cuya meta actual es la reducción de costos de producción, por ello se identificó que obteniendo un sistema de elevación de carga individual en el generador eléctrico durante su mantenimiento mayor cumpliría con el objetivo primordial de la empresa.

Al presente se posee un puente grúa de 3 toneladas que cumple las tareas que conlleva a las elevaciones de cargas, pero no prioriza los trabajos, causando pérdidas en los tiempos de producción. Por ese motivo, se requirió de una solución simplificada, que sea adaptable al poco espacio cuya inversión sea atractiva al cliente para el levantamiento de las partes del generador de electricidad a ser llevadas a rectificar y que pueda ser utilizada en cualquier generador cuando su mantenimiento mayor sea requerido.

Dando la solución a este requerimiento se realizó un diseño con una estructura para 24 metros cuadrados de área de trabajo, compuesta por perfiles estructurales de acero a una altura de 4 metros, conectados entre ellos por medio de un mecanismo de transportación y sujetado a las estructuras existentes de la planta por medio de espárragos. El equipo de elevación y de transportación se seleccionó por medio de estudios realizados en este escrito, considerando las normas de ingeniería de la Asociación Americana de Constructores de Grúas (CMAA).

El diseño satisface el requerimiento del cliente en conceptos de:

1. Diseño simplificado con materiales de producción nacional
2. Reducción de tiempos de mantenimiento mayor
3. Reducción de costos de producción y capital humano
4. Adaptable a espacios reducidos
5. Permite aplicar a otros tipos de mantenimiento
6. Desmontable para utilizar en cualquier generador de la planta

El proyecto al cumplir con los objetivos propuestos al cliente, puede acoplarse no solo para la industria de generación eléctrica, sino también a industrias donde se necesite un sistema de elevación de bajo costo de inversión y poco espacio disponible.

## **ABSTRACT**

*Termoguayas Generation S.A. is a power plant whose current goal is to reduce production costs, thereby identified that obtaining an individual lifting system load on the generator during major maintenance would meet the primary objective of the company.*

*To the present there is possessed a bridge 3 tons crane that fulfills the tasks that it bears to the load elevations, but it does not prioritize the works, causing losses in the production times. For that reason, it was needed a simplified solution, that is adaptable to small space which investment is attractive to the client for the raising of the parts of the generator of electricity to be taken to rectify and that can be used in any generator when its major maintenance required.*

*Giving the solution to this requirement, a design was made with a structure for 24 square meters of working area, composed of structural steel profiles to a height of 4 meters, connected between them by a transportation mechanism and fastened to the existing structures of the plant by stud bolts. Lifting and transportation equipment was selected through studies carried out in this paper, whereas the rules of engineering for the Crane Manufacturers Association of America (CMAA).*

*The design satisfies the requirement of the customer in concepts of:*

- 1. Simplified design with materials of national production*
- 2. Reduction in times of major maintenance*
- 3. Reduction of production costs and human capital*
- 4. Adaptable to short spaces*
- 5. Allows you to apply to other types of maintenance*
- 6. Removable for use in any generator of the plant*

*The project to achieve the proposed objectives to the customer, can engage not only for the industry of power generation, but also to industries where you need a lift system with low investment cost and little space available.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	i
ABSTRACT.....	ii
INDICE GENERAL.....	iii
ABREVIATURAS.....	Vi
SIMBOLOGÍA.....	Vii
INDICE DE FIGURAS.....	viii
INDICE DE TABLAS.....	xi
INDICE DE PLANOS.....	xiii
CAPITULO 1	
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Descripción del Problema	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Fundamentos teóricos de grúas	3
1.3.1 Tipos de grúas	3
1.3.1.1. Grúas tipo aérea- Puente grúa	3
1.3.1.2. Grúas tipo pórtico	3
1.3.1.3. Grúas tipo brazo extendido	4
1.3.1.4. Grúas tipo torre	5
1.4. Selección de tipo de grúa y equipo de elevación	5
1.4.1 Matriz de decisión-grúas	7
1.4.2 Matriz de decisión-mecanismo de elevación	7
1.5. Introducción del mantenimiento mayor de una máquina CAT3616	9
CAPITULO 2	
2. DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO MONORRIEL	11
2.1. Metodología y consideraciones para el diseño del puente grúa	11
2.1.1. Consideraciones para el diseño del puente grúa tipo monorriel	12
2.1.1.1. Materiales	12
2.1.1.2. Selección de perfiles estructurales	13
2.1.1.3. Normas y especificaciones para diseño	13
2.1.1.4. Capacidad de carga a diseñar	14
2.1.1.5. Selección del teclé eléctrico	17
2.1.1.6. Consideraciones técnicas de los elementos a diseñar	18
2.1.1.6.1. Viga principal del puente grúa tipo monorriel	18
2.1.1.6.2. Viga transversal del puente grúa tipo monorriel	18
2.1.1.6.3. Viga soporte de la planta existente	19
2.1.1.6.4. Eje principal del trolley	19
2.1.1.6.5. Placas laterales del trolley principal	19
2.1.1.6.6. Eje secundario del trolley	20
2.1.2. Metodología de diseño	20

2.1.2.1.	Diseño de forma del puente grúa tipo monorriel	20
2.1.2.2.	Principios básicos para selección de perfiles estructurales	21
2.1.2.3.	Principios básicos para selección de ejes, placas y rodamientos	26
2.1.2.4.	Diseño de sujeción de las vigas	28
2.2.1.	Viga principal del puente grúa tipo monorriel	29
2.2.1.1.	Pre-diseño de la viga principal	29
2.2.1.2.	Diseño real de la viga principal	33
2.2.1.	Viga transversal del puente grúa tipo monorriel	44
2.2.2.1.	Pre-diseño de la viga transversal	44
2.2.2.2.	Diseño Real de la viga transversal	47
2.2.3.	Viga soporte de la planta	57
2.2.3.1.	Pre-diseño de la viga soporte con fuerza Tx	59
2.2.3.2.	Diseño Real de la viga soporte Tx	63
2.2.3.3.	Pre-diseño de las vigas soporte con Ty	73
2.2.3.4.	Diseño Real de la viga soporte Ty	77
2.2.4.	Diseño de las partes del trolley	86
2.2.4.1.	Diseño del Trolley en la viga Principal	87
2.2.4.2.	Diseño del Trolley en las vigas Transversales	96
2.2.5.	Placa de acero soldada a la viga principal con el Trolley secundario	106
2.2.6.	Diseño de la sujeción de las vigas transversales a los soportes	111
2.3.	Simulación de las partes del puente grúa tipo monorriel por asistencia de programa de elementos finitos AUTOCAD INVENTOR	118
2.3.1.	Simulación de la viga principal	118
2.3.2.	Simulación de la viga transversal	122
2.3.3.	Simulación de la placa soldada a viga principal IPE160	127
2.3.4.	Simulación del eje principal del trolley principal	131
<b>CAPITULO 3</b>		
3.	<b>ANÁLISIS DE RESULTADOS DE DISEÑO Y DE INVERSIÓN</b>	136
3.1.	Análisis de resultados de diseño	136
3.1.1.	Estructura del puente grúa	136
3.1.2.	Equipo de elevación	137
3.1.3.	Equipo de transportación	138
3.1.4.	Soportes de sujeción	138
3.1.5.	Accesorios del sujeción	139
3.2.	Análisis de costo de inversión y beneficio	140
3.2.1.	Análisis de costos	140
3.2.1.1.	Costos directos	140
3.2.1.1.1.	Costos de materiales	141
3.2.1.1.2.	Costos adicionales	141
3.2.1.1.3.	Costos de procesos	141
3.2.1.1.4.	Costos de montaje	142
3.2.1.1.5.	Costos directos totales	142
3.2.1.2.	Costos indirectos	142
3.2.1.2.1.	Costos por fabricación	143
3.2.1.2.2.	Costos de ingeniería	143

3.2.1.2.3.	Costos por imprevistos	143
3.2.1.2.4.	Costos indirectos totales	144
3.2.1.3	Costos totales del proyecto	144
3.2.2.	Análisis de beneficio por producción	144
3.2.3.	Cálculo de beneficio por HORA-HOMBRE	146

#### CAPITULO 4

4.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y FUTURAS ADECUACIONES	148
4.1.	Conclusiones	148
4.2.	Recomendaciones	149
4.2.1.	Mantenimiento	149
4.2.2.	Seguridad en operación	150
4.3.	Futuras adecuaciones al proyecto	150

#### BIBLIOGRAFIA

#### ANEXOS

#### PLANOS



## Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción
CAT3616	Caterpillar Modelo 3616
AutoCAD	Auto Diseño Asistido por Computadora
IPN	Perfil normalizado en forma de “I”
IPE	Perfil norma europea en forma de “I”
S.A	Sociedad Anónima
ANSI	Instituto Nacional de Normas Americanas
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
CMMA	Asociación Americana de Constructores de Grúas
OSHA	Administración de Salud y seguridad ocupacional
ASTM	Asociación Americana de Pruebas de Materiales
MIG	Soldadura con Arco Metálico y Gas Inerte
TIG	Soldadura Bajo Gas con Electrodo No Consumible de Tungsteno

## Simbología

°	Grados angulares
°C	Grados Centígrados
kg	Kilogramos
mm	Milímetros
mm <sup>2</sup>	Milímetros cuadrados
m	Metro
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
kW	Kilowatts
Hz	Hertz
m/min	Metros por minuto
N	Newton
Nm	Newton metro
Mpa	Mega pascales
cm <sup>3</sup>	Centímetros cúbicos
kg/m	Kilogramo por metro
kg/cm <sup>2</sup>	Kilogramo por centímetro cuadrado
cm <sup>4</sup>	Centímetro a la cuarta
Pa	Pascal
m/seg <sup>2</sup>	Metro por segundo al cuadrado

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Grúa tipo aérea (Greiner, 1967).....	3
Figura 1.2	Grúa tipo pórtico (Greiner, 1967).....	4
Figura 1.3	Grúa tipo brazo extendido (Greiner, 1967).....	4
Figura 1.4	Grúa tipo torre (Menéndez Gonzales, 2006).....	5
Figura 1.5	Tecele mecánico con cadena (CEMARESA, 2013).....	7
Figura 1.6	Tecele Eléctrico (KITO, KITO AMERICAS Inc., 2010).....	8
Figura 1.7	Tecele neumático (KITO, KITO AMERICAS Inc., 2010).....	8
Figura 1.8	Máquina CAT 3616.....	9
Figura 2.1	Metodología de diseño del puente grúa.....	11
Figura 2.2	Forma de la IPE.....	13
Figura 2.3	Pistones de máquina CAT3616.....	14
Figura 2.4	Brazos de biela de máquina CAT361.....	15
Figura 2.5	Camisas de máquina CAT361.....	15
Figura 2.6	Enfriadores de máquina CAT361.....	15
Figura 2.7	Cabezotes de máquina CAT361.....	16
Figura 2.8	Inyectores CAT3616.....	16
Figura 2.9	Diseño de forma puente grúa apoyada en estructura de barcaza.....	20
Figura 2.10	Diagrama de cuerpo libre en la viga con apoyos simples (Pytel & Singer, 1994).....	21
Figura 2.11	Vigas simplemente apoyadas (AHMSA, 2013).....	22
Figura 2.12	Tabla de deflexión máxima en puentes grúa tipo monorriel (AISC, 2010).....	23
Figura 2.13	Tabla de factor de superficie (Norton, 2011).....	25
Figura 2.14	Factor de temperatura (Norton, 2011).....	26
Figura 2.15	Factor de confiabilidad (Norton, 2011).....	26
Figura 2.16	Propiedades de secciones transversales (Norton, 2011).....	27
Figura 2.17	Diagrama de cuerpo libre en la viga principal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	29
Figura 2.18	Gráfico cortantes viga principal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	30

Figura 2.19	Gráfico Momentos viga principal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	31
Figura 2.20	Diagrama de cuerpo libre en la viga principal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	34
Figura 2.21	Gráfico cortantes viga principal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	35
Figura 2.22	Gráfico Momentos viga principal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	35
Figura 2.23	Diagrama de cuerpo libre en la viga transversal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	44
Figura 2.24	Gráfico cortantes viga transversal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	45
Figura 2.25	Gráfico Momentos viga transversal- Pre diseño (Software, 2013-2014).....	46
Figura 2.26	Diagrama de cuerpo libre en la viga transversal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	48
Figura 2.27	Gráfico cortantes viga transversal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	49
Figura 2.28	Gráfico Momentos viga principal- Diseño Real (Software, 2013-2014).....	50
Figura 2.29	Gráfico de fuerzas aplicadas en la Viga IPE360.....	58
Figura 2.30	Fuerzas aplicadas en la viga soporte- Pre diseño Tx (Software, 2013-2014).....	60
Figura 2.31	Gráfico cortantes viga soporte- Pre diseño Tx (Software, 2013-2014).....	61
Figura 2.32	Gráfico Momentos viga soporte- Pre diseño Tx (Software, 2013-2014).....	61
Figura 2.33	Diagrama de cuerpo libre en la viga soporte- Diseño Real Tx (Software, 2013-2014).....	64
Figura 2.34	Gráfico cortantes viga soporte- Diseño Real Tx (Software, 2013-2014).....	65
Figura 2.35	Gráfico Momentos viga soporte- Diseño Real Tx (Software, 2013-2014).....	65

Figura 2.36	Diagrama de cuerpo libre en la viga soporte- Pre diseño Ty (Software, 2013-2014).....	73
Figura 2.37	Gráfico cortantes viga soporte- Pre diseño Ty (Software, 2013-2014).....	74
Figura 2.38	Gráfico Momentos viga soporte- Pre diseño Ty (Software, 2013-2014).....	75
Figura 2.39	Diagrama de cuerpo libre en la viga soporte- Diseño Real Ty (Software, 2013-2014).....	77
Figura 2.40	Gráfico cortantes viga soporte- Diseño Real Ty (Software, 2013-2014).....	78
Figura 2.41	Gráfico Momentos viga soporte- Diseño Real Ty (Software, 2013-2014).....	79
Figura 2.42	Valores de factor de carga estática permisible (SKF, 2006)	95
Figura 2.43	Placa soldada a viga principal.....	106
Figura 2.44	Sujeción por espárragos de la Viga IPE120 a Viga soporte...	111
Figura 2.45	Viga principal sometido a fuerza en el centro.....	119
Figura 2.46	Viga principal –Resultados de la tensión de Von Mises....	121
Figura 2.47	Viga principal –Resultados de deformación máxima.....	121
Figura 2.48	Viga principal –Coeficiente de seguridad.....	122
Figura 2.49	Viga transversal sometida a fuerza en el centro.....	124
Figura 2.50	Viga transversal-Tensión de Von Mises.....	125
Figura 2.51	Viga transversal-Deformación Máxima.....	126
Figura 2.52	Viga transversal-Coeficiente de seguridad.....	126
Figura 2.53	Placa Soldada sometida a Fuerza radialmente.....	128
Figura 2.54	Placa Soldada-Tensión de Von Mises.....	129
Figura 2.55	Placa Soldada-Deformación Máxima.....	130
Figura 2.56	Placa Soldada-Coeficiente de seguridad.....	130
Figura 2.57	Eje del Trolley sometida a fuerzas en el centro.....	132
Figura 2.58	Eje del Trolley –Resultados de la Tensión de Von Mises...	134
Figura 2.59	Eje del Trolley –Resultados de deformación Máxima.....	134
Figura 2.60	Eje del Trolley-Coeficiente de seguridad.....	135
Figura 3.1	Teclé eléctrico- Diseño de forma.....	138

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Pérdidas de tiempo por equipo de levantamiento de cargas.....	1
Tabla 1.2	Comparativo entre valores requeridos y reales en mantenimiento.....	2
Tabla 1.3	Matriz de decisión: Sistemas de elevación.....	7
Tabla 1.4	Matriz de decisión: Equipos de elevación.....	9
Tabla 2.1	Especificaciones de material en estructuras de acero (ASTM, 2014).....	12
Tabla 2.2	Especificaciones de material en elementos de sujeción (ASTM, ASTM A307 standard specification for carbon steel bolts, 2014).....	12
Tabla 2.3	Pesos de partes en máquina CAT3616.....	17
Tabla 2.4	Polipasto / tecla eléctrica de cadena.....	18
Tabla 2.5	Parámetros de diseño para viga principal.....	18
Tabla 2.6	Parámetros de diseño para viga transversal.....	18
Tabla 2.7	Parámetros de diseño para viga soporte.....	19
Tabla 2.8	Parámetros de diseño para eje principal de trolley.....	19
Tabla 2.9	Parámetros de diseño para placas laterales del trolley.....	19
Tabla 2.10	Parámetros de diseño para eje secundario de trolley.....	20
Tabla 2.11	Tabla de esfuerzos admisibles en vigas para grúas monorraíl (CMAA, 2004).....	23
Tabla 2.12	Límite de resistencia para aceros.....	24
Tabla 2.13	Tabla de datos de la IPE120 (Mittal, 2010).....	33
Tabla 2.14	Tabla de datos de la IPE140 (Mittal, 2010).....	37
Tabla 2.15	Tabla de datos de la IPE160 (Mittal, 2010).....	39
Tabla 2.16	Tabla de datos de la IPE80 (Mittal, 2010).....	63
Tabla 2.17	Tabla de datos de la IPE360 (Mittal, 2010).....	86
Tabla 2.18	Tabla de datos del rodamiento SKF (SKF, 2006).....	96
Tabla 2.19	Especificaciones de trolley a seleccionar.....	96
Tabla 2.20	Tabla de datos del rodamiento secundario SKF (SKF, 2006).....	105
Tabla 2.21	Resultados de medida de la soldadura en placa soldada.....	110
Tabla 2.22	Especificaciones del esparrago para sujeción.....	114
Tabla 2.23	Resultados de medida de la soldadura en placa soldada a IPE120.....	118
Tabla 2.24	Especificaciones del material de la viga principal.....	119
Tabla 2.25	Carga viva- Viga principal.....	119
Tabla 2.26	Viga principal –Resultados generales.....	120

Tabla 2.27	Especificaciones del material de la viga transversal.....	123
Tabla 2.28	Carga Viva- Viga Transversal.....	123
Tabla 2.29	Viga transversal-Resultados generales.....	125
Tabla 2.30	Especificaciones del material de la placa soldada a la viga IPE160.....	127
Tabla 2.31	Cargas vivas-Placa soldada a viga IPE160.....	127
Tabla 2.32	Placa Soldada-Resultados generales.....	129
Tabla 2.33	Especificaciones del material del eje del trolley.....	131
Tabla 2.34	Carga Viva-Eje principal del trolley.....	132
Tabla 2.35	Eje del Trolley –Resultados generales.....	133
Tabla 3.1	Resultantes en la estructura del puente grúa.....	136
Tabla 3.2	Especificaciones del tecele seleccionado.....	137
Tabla 3.3	especificaciones de trolley seleccionado.....	138
Tabla 3.4	Especificaciones de placa soldada a IPE160.....	139
Tabla 3.5	Especificaciones de placa soldada a IPE120.....	139
Tabla 3.6	Especificaciones del espárrago de sujeción.....	140
Tabla 3.7	Costos de Materiales.....	141
Tabla 3.8	Costos de Materiales adicionales.....	141
Tabla 3.9	Costos de procesos.....	142
Tabla 3.10	Costo de Montaje.....	142
Tabla 3.11	Costos directos totales.....	142
Tabla 3.12	Materiales en fabricación.....	143
Tabla 3.13	Costos de Ingeniería.....	143
Tabla 3.14	Costo por Imprevistos.....	144
Tabla 3.15	Costos indirectos totales.....	144
Tabla 3.16	Costos totales.....	144
Tabla 3.17	Producción de máquina CAT3616 en tiempo de OH.....	145
Tabla 3.18	Calculo de pérdidas en el OH por el uso de la Grúa (Revisión en Campo).....	145
Tabla 3.19	Calculo reduciendo las horas de mantenimiento mayor con el puente grúa tipo Monorraiel.....	146
Tabla 3.20	Calculo de Beneficio en Hora-hombre.....	146
Tabla 4.1	Revisión de objetivos planteados para el puente grúa.....	148

## ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Ensamble de partes del puente grúa tipo monorriel
- PLANO 2 Despiece del puente grúa tipo monorriel
- PLANO 3 Viga principal IPE160
- PLANO 4 Viga principal IPE120
- PLANO 5 Placa de sujeción viga IPE160
- PLANO 6 Placa soldada a viga IPE120



# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Descripción del problema

Termoguayas Generation S.A. es una termo-eléctrica que entrega 120 MW/Hr de generación para el consumo interno del país y por ende requiere que todos sus generadores eléctricos estén funcionando correctamente. Pero dado a la necesidad de mantener un buen funcionamiento en el generador, se debe realizar un mantenimiento mayor cada 16000 horas, y para realizarlo se debe cumplir con los siguientes parámetros.

1. El tiempo de mantenimiento debe ser máximo 30 días laborables.
2. El capital humano no debe sobrepasar las 10 personas.
3. Se deberá mantener el presupuesto por mantenimiento y modificaciones de 500000 dólares.
4. Después del mantenimiento la capacidad de generación de la máquina tendrá que ser 3200 kW/Hr.

Los mantenimientos se ven afectados al no tener un sistema de elevación de carga en uso exclusivo en la maquinaria, ocasionando el incremento de tiempo, capital humano y presupuesto establecido.

En la tabla 1.1 se describe la pérdida de tiempo diaria producida al no tener el uso exclusivo del puente grúa principal que por consecuencia aumentará el tiempo de mantenimiento total.

**Tabla 1.1 Pérdidas de tiempo por equipo de levantamiento de cargas**

Descripción	Datos	Unidad
Pérdida diaria promedio por no uso de grúa	2	horas
Días de mantenimiento mayor establecido	30	días
<b>Pérdida en días en el mantenimiento mayor</b>	<b>7,5</b>	<b>horas</b>

Con esta información, se puede realizar un comparativo expuesto en la tabla 1.2 de lo que se requiere obtener al final del mantenimiento mayor y lo que sucede realmente cuando hay retrasos por el uso no exclusivo del puente grúa.

**Tabla 1.2 Comparativo entre valores requeridos y reales en mantenimiento**

Descripción	Requerido	Unidad	Real	Unidad
Días requeridos para mantenimiento mayor	30	días	37,5	días
Capital humano utilizado	10	personas	12	personas
Presupuesto de mantenimiento	500000	dólares	545138,48	dólares
Capacidad de generación	3200	kW	3200	kW
Valor kW/Hr promedio (CENACE)	0,06873	dólares	0,06873	dólares
Valor de pérdida por estar en mantenimiento	158353,92	dólares	197942,4	dólares

## 1.2. Objetivos

### 1.2.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de levantamiento de cargas para el mantenimiento mayor de una máquina generadora de electricidad, a bajo costo y que permita reducir 7.5 días en tiempos de mantenimiento reales y mantener el capital humano establecido desde el principio.

### 1.2.2. Objetivos específicos

- Diseñar una estructura metálica que soporten las cargas.
- Seleccionar un equipo de elevación.
- Diseñar y seleccionar un sistema de translación del equipo de elevación y vigas estructurales.
- Diseñar el sistema de sujeción de las vigas a los soportes de la planta que sean desmontables.
- Analizar las partes del puente grúa por medio de un programa de elementos finitos.
- Analizar los resultados del diseño.
- Analizar los costos e inversión del proyecto.
- Determinar los beneficios del equipo.

### 1.3. Fundamentos teóricos de grúas

Las grúas son máquinas utilizadas para el levantamiento y transportación de materiales de un lugar a otro, de utilización muy común dentro de plantas industriales, como de talleres.

#### 1.3.1. Tipos de grúas

En esta sección especificare los diferentes tipos de grúas que ayudan a resolver los diferentes problemas de levantar cargas.

##### 1.3.1.1 Grúas tipo aérea- Puente grúa

Son grúas que por su posición están en grandes alturas (aproximadamente de 4 a 5 metros) y que se diseñan para levantar cargas de más de 3 toneladas. Se las instala dentro de plantas industriales, talleres mecánicos y galpones de producción masiva. En la figura 1.1 se puede observar la grúa tipo aérea. (Greiner, 1967)

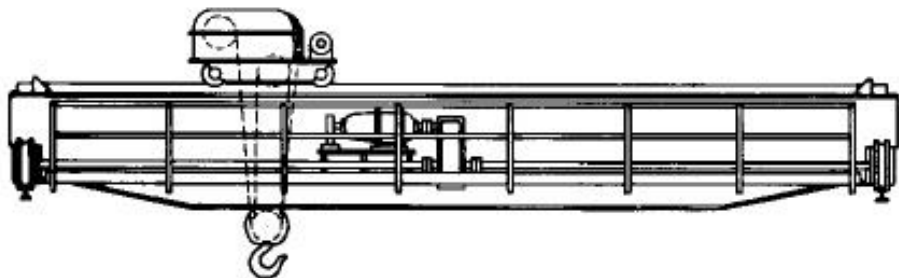


Figura 1.1 Grúa tipo aérea (Greiner, 1967)

Se fabrica con estructuras metálicas, mayormente perfiles de acero con mecanismos de elevación manuales o eléctricos.

##### 1.3.1.2 Grúas tipo pórtico

Son grúas especiales parecidas a las grúas aéreas, que tienden a ser instaladas en una estructura móvil normalmente al suelo para levantar y transportar cargas de un lugar a otro. Pueden ser instaladas en un marco metálico móvil, con una viga estructural y un pórtico o fijas dependiendo la necesidad. En la figura 1.2 se puede observar la grúa tipo pórtico. (Greiner, 1967)

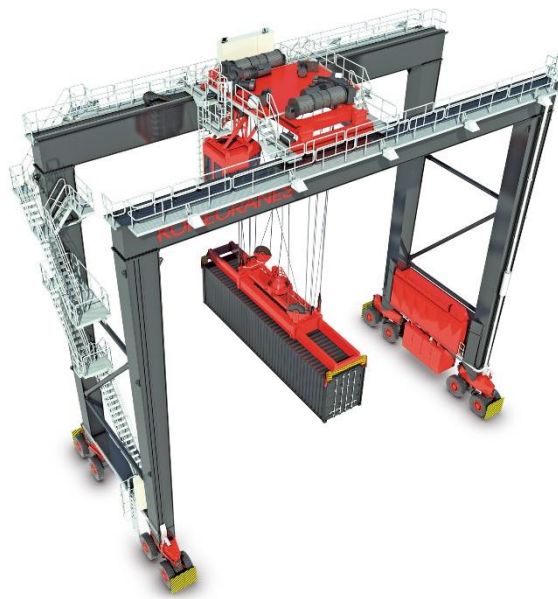


Figura 1.2 Grúa tipo pórtico (KONECRANES, 2016)

### 1.3.1.3 Grúas tipo brazo extendido

Son grúas estacionarias que permiten levantar cargas para mantenimiento en sitio. Algunas grúas de este tipo tienen la capacidad de girar en su eje 360°. Estas grúas utilizan mecanismos de elevación mecánicos pero se pueden modificar con sistemas eléctricos. En la figura 1.3 muestra una típica grúa tipo brazo extendido. (Greiner, 1967)

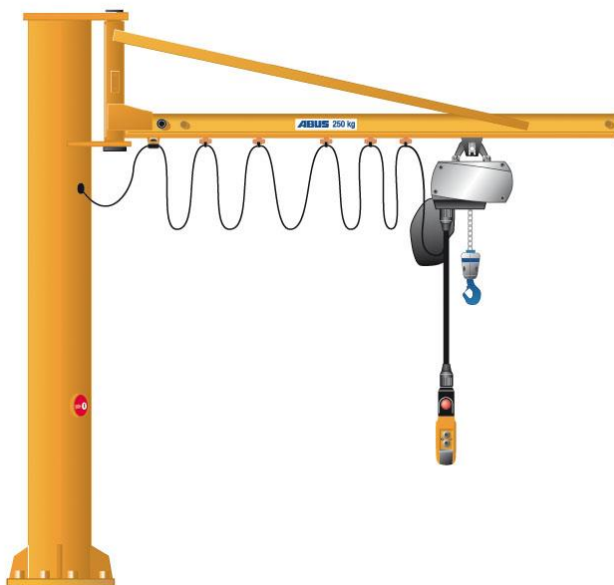


Figura 1.3 Grúa tipo brazo extendido (HANSECOL, 2016)

#### **1.3.1.4. Grúas tipo torre**

Son grúas de gran dimensión utilizadas para levantar grandes pesos y transportarlas en un área circular dependiendo de la longitud de su brazo estructural. Estas grúas pueden ser modificadas de diferente forma ya que su sistema de elevación puede moverse por su brazo y su base girar 360°. Se las utiliza mayormente en puertos marítimos y en grandes construcciones. En la figura 1.4 se puede observar la grúa tipo torre.



**Figura 1.4 Grúa tipo torre** (maquinariapro.com, 2013)

#### **1.4. Selección de tipo de grúa y equipo de elevación**

Ya se revisó las clases de grúas que se puede tomar en consideración para el proyecto de un sistema elevado de carga, pero se debe tener en cuentas ciertas premisas que ayudarán a seleccionar la grúa correcta para el proyecto. A estas premisas se les dará un valor porcentual el cual deben cumplir para ser seleccionadas.

Entre las premisas que deben cumplir se tienen:

1. **Capacidad de carga:** Los equipos de elevación deben estar preparados para levantar como mínimo la capacidad de diseño propuesta en este proyecto de tesis.
2. **Rigidez y estabilidad:** La estructura del sistema de elevación deberá ser estable y rígida a cualquier carga en movimiento.
3. **Movilidad en 3 ejes de coordenadas:** Se necesita que la grúa a proponer tenga movilidad en todos los sentidos de las coordenadas.
4. **Uso de mecanismos de elevación:** El sistema de grúas debe poder adaptar cualquier tipo de equipo de elevación como teclas mecánicas, eléctricos o neumáticos.
5. **Facilidad de instalación:** Uno de los objetivos requeridos es que pueda ser desarmable para la utilización en otra máquina.
6. **Adaptación del espacio:** Al ser el espacio entre máquinas corto, se debe estudiar el sistema de elevación.
7. **Costo:** El sistema de elevación debe tener costos bajos para ser atractivo al cliente en la inversión que debe realizar.

Para el equipo de elevación se tienen las siguientes premisas para seleccionar.

1. **Peso del equipo:** El peso tendrá que ser de fácil transportación.
2. **Mantenimiento:** El mantenimiento del equipo tendrá que ser con repuestos fáciles de encontrar en el mercado y sin dificultades en su armado.
3. **Bajo costo:** El tecla propuesto deberá ser atractivo al cliente para poder realizar la inversión.
4. **Adaptación a sujeción por trolley:** Su facilidad a adaptar a un trolley dará posibilidades de transportación de un lugar a otro.
5. **Seguridad de levantamiento:** La seguridad en el levantamiento debe ser precisa y no producir estancamientos que puedan generar riesgos en la manipulación.
6. **Ahorro de tiempo:** Se necesita que ayude a reducir tiempo al levantar cargas.

Con las referidas premisas se pueden realizar las matrices de decisión que se detallarán a continuación:

### 1.4.1. Matriz de decisión-grúas

Al tener todos los datos de cada sistema de grúa propuestos para el proyecto de tesis se tiene lo siguiente.

Tabla 1.3. Matriz de decisión: sistemas de elevación

Parámetros de selección	Valor	Tipos de grúas			
		Puente grúa	Torre	Brazo Ext.	Pórtico
Capacidad de Carga	15%	15%	15%	5%	15%
Rigidez y estabilidad	10%	8%	5%	5%	10%
Movilidad en 3 Ejes	20%	20%	5%	2%	10%
Uso de mecanismos de elevación	10%	10%	10%	8%	10%
Facilidad de instalación	10%	10%	2%	10%	5%
Adaptación al espacio	15%	10%	0%	8%	0%
Costo	20%	10%	5%	10%	8%
<b>TOTAL</b>	<b>100%</b>	<b>83%</b>	<b>42%</b>	<b>48%</b>	<b>58%</b>

En la tabla 2.3 se puede observar que el puente grúa cumple con todos los objetivos propuestos como capacidad, movilidad, espacio, instalación y costos por lo que se selecciona éste tipo de sistema de elevación de cargas para el proyecto.

### 1.4.2. Matriz de decisión-mecanismo de elevación

Entre los mecanismo de elevación que se puede encontrar en el mercado, muchos dependen de ciertos parámetros que se necesiten para su función única que es levantar cargas. Entre los mecanismos más utilizados se tienen:

1. **Tecles mecánicos con cadena:** su mecanismo es accionado manualmente para levantar las cargas. Se puede observar en la figura 1.5.



Figura 1.5. Tacle mecánico con cadena (CEMARESA, 2013)

2. **Tecles eléctricos:** su mecanismo es accionado eléctricamente para levantar cargas. Se puede observar en la figura 1.6.



**Figura 1.6. Tecla Eléctrico** (KITO, KITO AMERICAS Inc., 2010)

3. **Tecles neumáticos:** su mecanismo es accionado con presión de aire para levantar cargas. Se puede observar en la figura 1.7.



**Figura 1.7. Tecla neumático** (KITO, KITO AMERICAS Inc., 2010)

Cada uno de estos mecanismos de elevación, tiene idénticas funciones pero difieren en el tipo de accionamiento que utilizan para levantar las cargas.

Al tener todos los datos de cada equipo de elevación propuestos para el proyecto se tiene lo siguiente.



**Tabla 1.4. Matriz de decisión: equipos de elevación**

Parámetros de selección	Valor	Tipos de grúas		
		Mecánico	Eléctrico	Neumático
Peso del equipo	10%	10%	6%	8%
Mantenimiento	10%	5%	8%	10%
Bajo Costo	30%	30%	15%	20%
Adaptación a sujeción de trolley	20%	20%	20%	20%
Seguridad en levantamiento	10%	2%	10%	2%
Ahorro de tiempo	20%	10%	20%	15%
<b>TOTAL</b>	<b>100%</b>	<b>77%</b>	<b>79%</b>	<b>75%</b>

En la tabla 2.4 se puede observar que por las premisas seleccionadas, el tecele eléctrico cumple con todos los objetivos propuestos como capacidad, movilidad, espacio, peso y aunque el costo es demasiado alto en comparación con los otros tecles, su facilidad de movimiento y reducción de esfuerzo físico al mecánico ayuda a mejorar el trabajo en horas-hombre.

Con estos valores ya se obtiene que el puente grúa como el tecele eléctrico es la mejor decisión para el proyecto.

### **1.5. Introducción del mantenimiento mayor de una máquina CAT3616**

Al cumplir la máquina sus 16000 horas de trabajo continuo, entra en un mantenimiento mayor la cual se inspecciona y se rectifica sus partes para que pueda generar con las mejores condiciones.

Por ende, se necesita realizar un desmontaje de todas sus partes externas e internas, para poder ser llevadas a los talleres. El personal de talleres realiza una limpieza, inspección, rectificación y pintura de cada parte de la máquina para que estén aptas para el funcionamiento. Al estar listas las partes se proceden a transportar a la planta para su instalación y realizar las respectivas pruebas de encendido.

En la figura 1.8 se puede observar la máquina CAT3616 a la cual se le realiza su mantenimiento preventivo mayor.



**Figura 1.8 Máquina CAT 3616**

# CAPÍTULO 2

## 2. DISEÑO DE PUENTE GRÚA TIPO MONORRIEL

### 2.1. Metodología y consideraciones para el diseño del puente grúa

En el diagrama de flujo de la figura 2.1 se explica el paso a paso la metodología y las consideraciones que se tomará para el diseño del puente grúa.

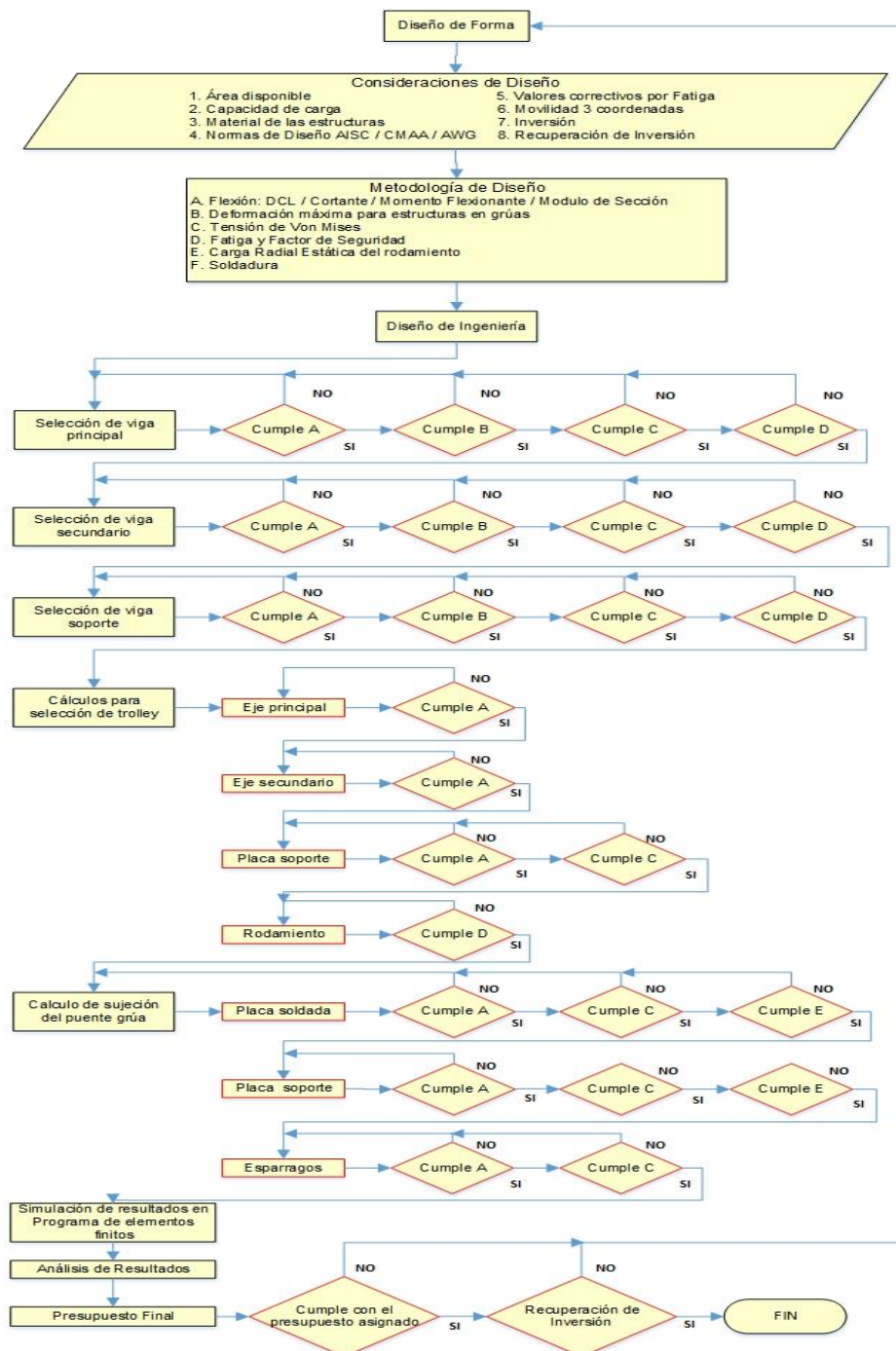


Figura 2.1 Metodología de diseño del puente grúa

El diagrama de flujo que se describe en la figura 2.1, se muestra los pasos a seguir desde el diseño de forma, las consideraciones de diseño, la metodología a seguir, el diseño de ingeniería y un estudio de resultados e inversión que lleva a conocer si el proyecto es factible a los objetivos del inversionista.

## 2.1.1 Consideraciones para el diseño del puente grúa tipo monorriel

### 2.1.1.1. Materiales

Dado a que las estructuras serán de facilidad de colocación de equipos de transportación y sujeción como trolley, la norma del AISC en su sección A3, especifica que para estructuras en puentes grúas tipo monorriel, se deberá utilizar el material ASTM A36/A36M con especificación normalizada por la Sociedad Americana de Prueba de Materiales (ASTM, en sus siglas en inglés). En la tabla 2.1 se puede observar los datos necesarios que se utilizarán en los cálculos de la estructuras. (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014)

**Tabla 2.1 Especificaciones de material en estructuras de acero** (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014)

Símbolo	Descripción	Valor	Unidad
Fy	Esfuerzo permisible del acero ASTM A36	250	Mpa
Sut	Esfuerzo último del acero ASTM A36	400	Mpa
E	Módulo de Elasticidad del acero	2040000	Kg/cm2

Para los sistemas de sujeción como pernos o espárragos, se utilizará el material ASTM A307 la cual en la tabla 2.2 se especificará los datos más relevantes utilizados para el diseño. (ASTM, ASTM A307 standard specification for carbon steel bolts, 2014)

**Tabla 2.2 Especificaciones de material en elementos de sujeción** (ASTM, ASTM A307 standard specification for carbon steel bolts, 2014)

Símbolo	Descripción	Valor	Unidad
Fy	Esfuerzo permisible del acero ASTM A307	248	Mpa
Sut	Esfuerzo último del acero ASTM A307	414	Mpa

### 2.1.1.2. Selección de perfiles estructurales

Para el diseño del puente grúa tipo monorriel, las vigas más adecuadas para la construcción de la estructura que soportará la capacidad de carga son los perfiles de acero que son los más comerciales en el país y por su forma facilita el utilizar para la colocación de trolley. Para el diseño se seleccionará la forma I de norma europea (IPE, en sus siglas en inglés) que se muestra en la figura 2.2

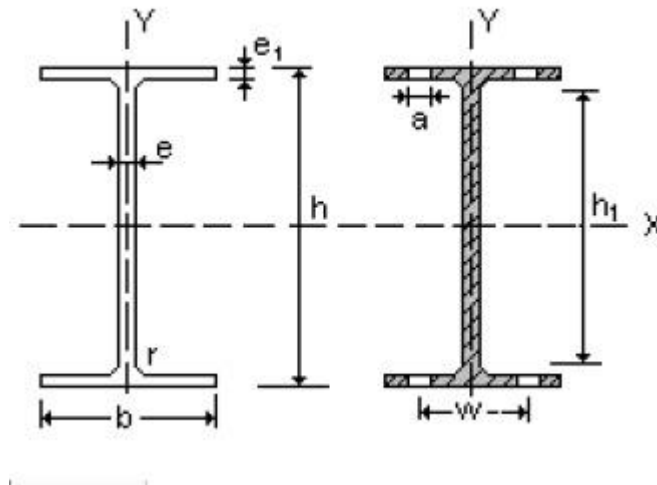


Figura 2.2 Forma de la IPE

Para mayor información de sus especificaciones se pueden observar en el anexo A. (Mittal, 2010)

### 2.1.1.3. Normas y especificaciones para diseño

El proyecto de diseñar un puente grúa individual, se tiene que seguir normas y especificaciones que pueda ayudar a que se logre los objetivos generales propuestos.

- Para el diseño mecánico de las estructuras de la grúa se utilizará las normas AISC.
- Para el cumplimiento de normas específicas en cuanto al diseño de grúas se utilizará la normativa de la CMAA que son dirigidas a grúas tipo monorriel sobre cabeza.
- En cuanto a soldadura se seguirá las normas de la Sociedad Americana de soldadura (AWS, en sus siglas en inglés)

#### **2.1.1.4. Capacidad de carga a diseñar**

La máquina CAT3616 se compone de muchas partes que deben ser inspeccionadas, analizadas y rectificadas cuando se realiza un mantenimiento mayor por cumplir con sus horas de trabajo, pero de ellas, hay ciertas partes que por su peso necesitan de un mecanismo de elevación que ayude a desmontar del cuerpo estático de la máquina.

Por esta razón, el puente grúa principal es el auxiliar más utilizado en el mantenimiento mayor, y dando la razón a este proyecto en la realización de un puente grúa individual para que sea usado exclusivamente para este objetivo.

De las partes más importantes que se debe utilizar el puente grúa individual se encuentra las siguientes:



**Figura 2.3. Pistones de máquina CAT3616**



**Figura 2.4. Brazos de biela de máquina CAT361**



**Figura 2.5. Camisas de máquina CAT361**



**Figura 2.6. Enfriadores de máquina CAT361**



**Figura 2.7.Cabezotes de máquina CAT3616**



**Figura 2.8.Inyectores CAT3616**

En la tabla 2.3 se puede observar los pesos de los elementos más importantes de la máquina CAT3616.



**Tabla 2.3 Pesos de partes en máquina CAT3616**

<b>Parte</b>	<b>CAT 3616 (kg)</b>
Bloque de la Máquina	8630
Cigüeñal	2602
Chapas de Cigüeñal	65
Volante completo	492
Dámper	486
Cabezote	235
Camisas	100
Pistón Completo	36
Pin del Pistón	19
Brazo de Biela Completo	55
Turbo-cargador	401
Enfriador	104
Inyector	12
Carcaza frontal	258
Carcaza trasera	456

Fuente: Manual de CATERPILLAR, especificaciones CAT3616

Con la tabla 2.3 se puede obtener la máxima capacidad requerida para el diseño del puente grúa individual sin contar con el bloque y el cigüeñal de la máquina, que no son considerados cuando se realiza el mantenimiento mayor.

Con los datos observados en la tabla 2.3, se seleccionará 1 tonelada de capacidad para el diseño del puente grúa tipo monorriel.

#### **2.1.1.5. Selección del tecele eléctrico**

Por medio de la matriz de decisión se elegirá un tecele con accionamiento eléctrico, el cual ayudará a reducir el tiempo hora-hombre para levantar las cargas necesarias en el mantenimiento mayor de la máquina CAT3616.

Las especificaciones y detalles del tecele eléctrico se podrán observar en el anexo B y sus datos más relevantes son la siguiente tabla 2.4:

**Tabla 2.4 Polipasto / tecle eléctrico de cadena**

Descripción	Datos	Unidad
Capacidad de carga	1	TON
Elevación estándar total	5	m
Velocidad de elevación	4,3	m/min
Peso neto del tecle	54	kg
Motor eléctrico-Corriente	0,9	kW
Motor eléctrico-Frecuencia	60	Hz
Longitud total del tecle	430	mm

Con este tecle eléctrico se tomarán sus especificaciones para los cálculos del diseño estructural del puente grúa tipo monorraíl.

#### **2.1.1.6. Consideraciones técnicas de los elementos a diseñar**

Se considera los siguientes parámetros que se utilizan en todo el diseño mecánico del puente grúa tipo monorraíl.

##### **2.1.1.6.1. Viga principal del puente grúa tipo monorraíl**

En la tabla 2.5 se observa los parámetros de diseño para seleccionar el perfil estructural principal del puente grúa.

**Tabla 2.5 Parámetros de diseño para viga principal**

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
L	Longitud de viga principal	4000,00	mm
Cv	Cargas vivas	1000,00	kg
Cm	Cargas muertas	54,00	kg
C	Cargas totales	1054,00	kg
g	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

##### **2.1.1.6.2. Viga transversal del puente grúa tipo monorraíl**

En la tabla 2.6 se muestra los parámetros de diseño para seleccionar el perfil estructural transversal del puente grúa.

**Tabla 2.6 Parámetros de diseño para viga transversal**

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
L	Longitud de viga transversal	6000,00	mm
Cv	Cargas vivas	500,00	kg
Cm	Cargas muertas	27,00	kg
C	Cargas totales	527,00	kg
G	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

### 2.1.1.6.3. Viga soporte de la planta existente

En la tabla 2.7 se muestra los parámetros de diseño para comprobar si el perfil estructural soporte cumple para soportar el puente grúa.

**Tabla 2.7 Parámetros de diseño para viga soporte**

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
L	Longitud de viga soporte	4500,00	mm
Cv	Cargas vivas	500,00	kg
Cm	Cargas muertas	27,00	kg
C	Cargas totales	527,00	kg
g	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

### 2.1.1.6.4. Eje principal del trolley

En la tabla 2.8 se muestran los parámetros de diseño del eje el cual será base para la elección del trolley en el mercado nacional.

**Tabla 2.8 Parámetros de diseño para eje principal de trolley**

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
L	Longitud de viga soporte	82,00	mm
Cv	Cargas vivas	1000,00	kg
Cm	Cargas muertas	54,00	kg
C	Cargas totales	1054,00	kg
g	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

### 2.1.1.6.5. Placas laterales del trolley principal

En la tabla 2.9 se muestran los parámetros de diseño de las placas laterales el cual será base para la elección del trolley en el mercado nacional.

**Tabla 2.9 Parámetros de diseño para placas laterales del trolley**

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
Cv	Cargas vivas	500,00	kg
Cm	Cargas muertas	27,00	kg
C	Cargas totales	527,00	kg
g	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

### 2.1.1.6.6. Eje secundario del trolley

En la tabla 2.10 se muestran los parámetros de diseño del eje secundario el cual será base para la elección de las ruedas del trolley en el mercado nacional.

Tabla 2.10 Parámetros de diseño para eje secundario de trolley

Simbología	Descripción	Valor	Unidad
L	Longitud de viga soporte	42,00	mm
Cv	Cargas vivas	500,00	kg
Cm	Cargas muertas	27,00	kg
C	Cargas totales	527,00	kg
G	Aceleración de la gravedad	9,80	m/seg <sup>2</sup>

### 2.1.2. Metodología de diseño

#### 2.1.2.1. Diseño de forma del puente grúa tipo monorriel

En la siguiente figura 2.9, se puede observar la forma de diseño que se va a implementar la cual va a ser soportada en las mismas estructuras que tiene la barcaza para darle estabilidad. Tendrá 3 trolley los cuales permitirán el movimiento de la viga transversal y del teclé eléctrico.

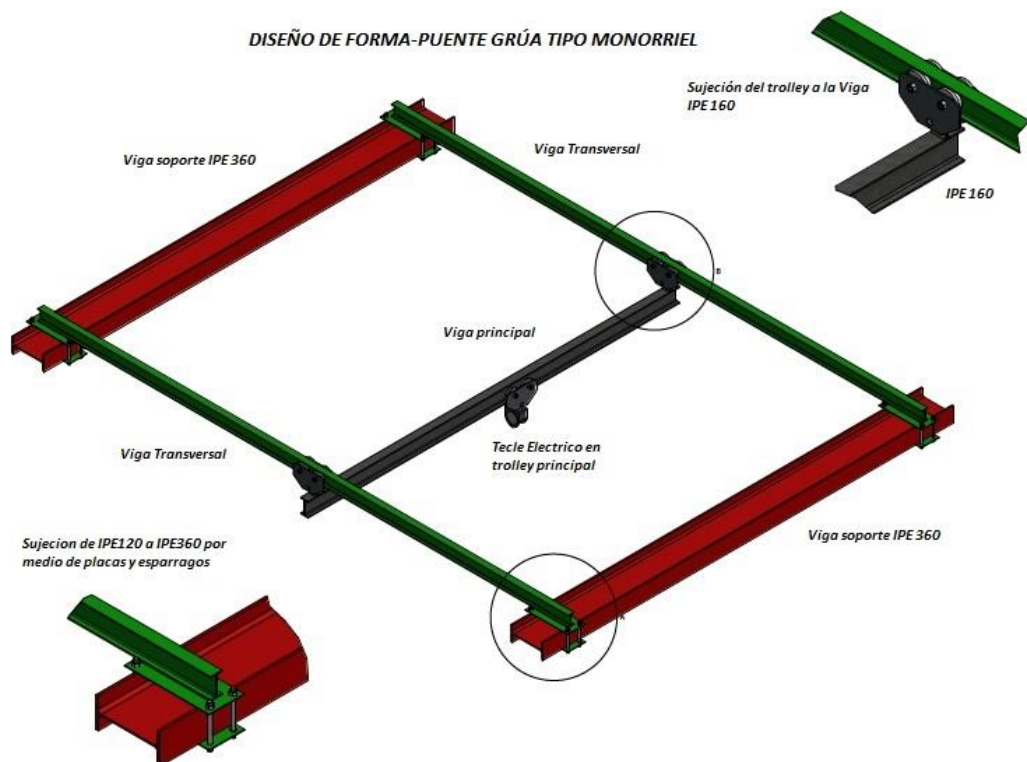


Figura 2.9. Diseño de forma puente grúa apoyada en estructura de barcaza

Se diseñará las vigas transversales y horizontales, trolley, elementos de sujeción como también el sistema de sujeción a los soportes de la barcaza para que el sistema pueda levantar una tonelada sin ningún problema.

### 2.1.2.2. Principios básicos para selección de perfiles estructurales

Para encontrar al perfil adecuado, se debe realizar un diagrama de cuerpo libre (DCL) donde se observa las fuerzas que están aplicadas en el perfil considerando que está con apoyos simples. (Pytel & Singer, 1994)

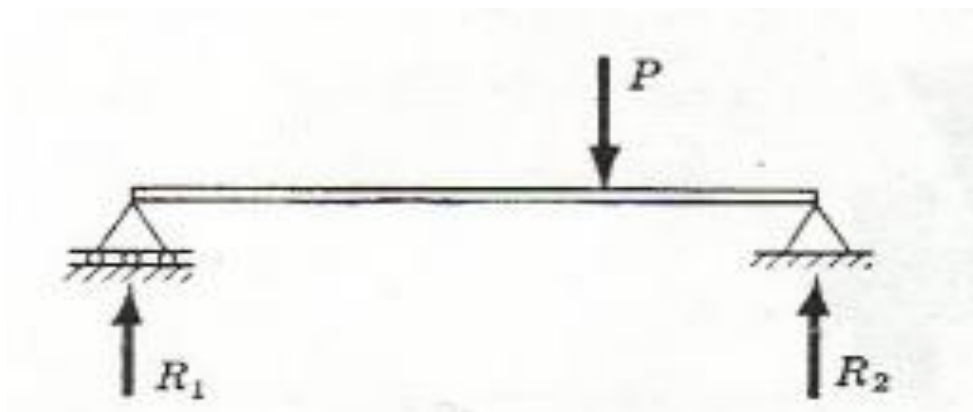


Figura 2.10 DCL en la viga con apoyos simples (Pytel & Singer, 1994)

En la figura 2.10 se puede observar las fuerzas aplicadas en vigas con apoyo simple, considerando por los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionante se puede encontrar sus valores máximos que ayudara a hallar la sección requerida para el proyecto. (Pytel & Singer, 1994)

Para casos de vigas simplemente apoyadas, los esfuerzos cortantes máximo, los momentos flexionantes máximo y la deflexión máxima se puede observar en la figura 2.11 (AHMSA, 2013)

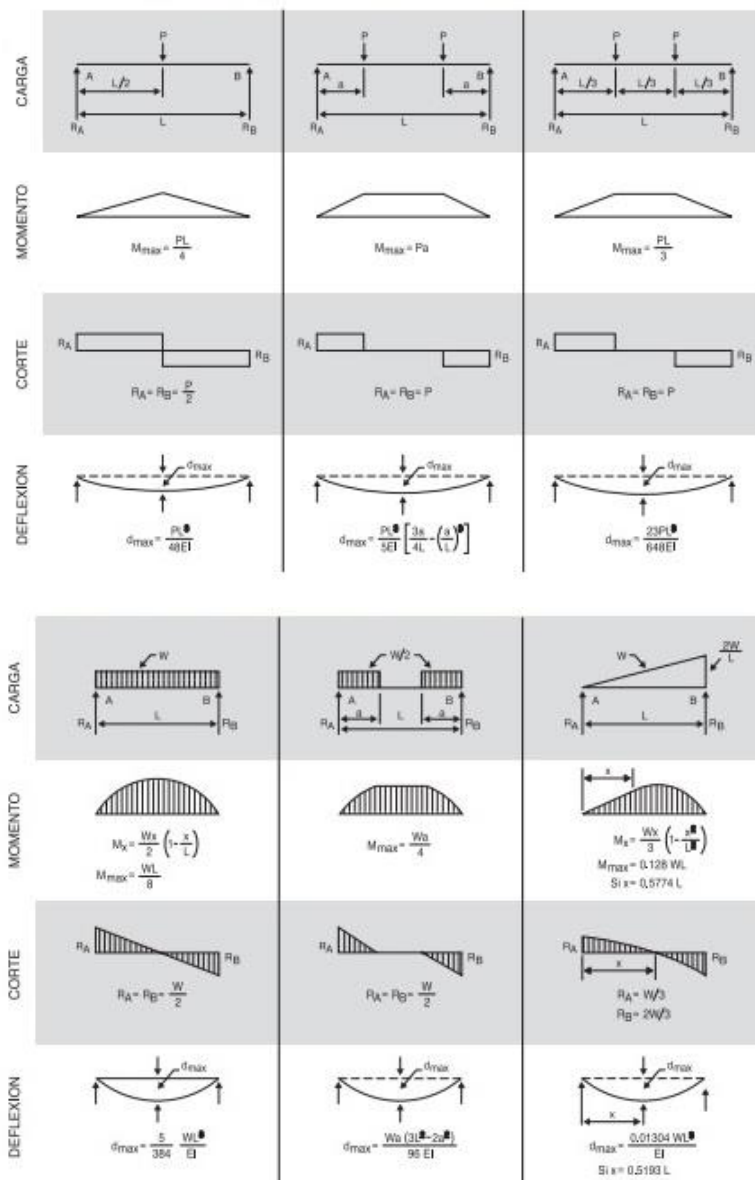


Figura 2.11 Vigas simplemente apoyadas (AHMSA, 2013)

### Esfuerzos por flexión y cortante

Con la obtención de los valores máximos del momento máximo y del esfuerzo admisible del acero ASTM 36, se puede encontrar el módulo de sección (S) que por medio de la tabla de perfiles IPE en el Anexo A se puede seleccionar el perfil de viga adecuada para el diseño. Para mantener una seguridad de diseño, la normativa de la CMAA 74 en la tabla 2.11 donde especifica valores de seguridad a las cuales se debe mantener cuando hay esfuerzos admisibles en flexión como en cortante. En la tabla 2.11 se puede observar los valores que se deben corregir

para mantener la seguridad deseada en las estructuras de las vigas. (CMAA, 2004)

**Tabla 2.11 Tabla de esfuerzos admisibles en vigas para grúas monorriel (CMAA, 2004)**

Combinación de Cargas	Tolerancia en Compresión	Tolerancia en Tensión	Tolerancia en Cortante	Tolerancia en flexión
<b>Caso 1</b>	0.60 Fy	0.60 Fy	0.36 Fy	0.80 Fy
<b>Caso 2</b>	0.66 Fy	0.66 Fy	0.40 Fy	0.90 Fy
<b>Caso 3</b>	0.75 Fy	0.75 Fy	0.48 Fy	1.00 Fy

Se realizará un cálculo de pre-diseño como uno real para ver la diferencia entre vigas afectadas solo con las cargas vivas (Cv) y con el aumento de cargas muertas (Cm).

### Deflexión máxima permisible

Al obtener la viga o perfil estructural seleccionado, se debe comprobar que la deflexión obtenida no sobrepase la deflexión máxima dada en la normativa AISC en su capítulo L tabla 8.3.1 para grúas tipo monorriel. Se debe utilizar como deflexión máxima la longitud de la viga dividida para 450 como se denota en la figura 2.12. (AISC, 2010)

<i>Caso</i>	<i>Máxima Deflexión permisible (<math>d_{max}</math>)</i>
<i>Vigas</i>	
• <i>Vigas portantes de piso y equipos (para la carga total)</i>	$L / 240; L = luz$
• <i>Vigas portantes de cielo raso enlucido (para cargas vivas)</i>	$L / 360; L = luz$
• <i>Vigas de techo y correas</i>	$L / 180; L = luz$
<i>Puentes grúa, Monorraíles, y grúas de brazo <sup>(1)</sup></i>	
• <i>Vigas carrileras</i>	$L / 750; L = luz$
• <i>Monorraíles</i>	$L / 450; L = luz$
• <i>Brazos de grúa</i>	$L / 225; L = luz$
• <i>Deflexión horizontal para puentes grúa</i>	$L / 400; L = luz$

Nota: (1) a menos que exista otra especificación del fabricante de la grúa.

**Figura 2.12 Tabla de deflexión máxima en puentes grúa tipo monorriel (AISC, 2010)**

## Fatiga y Factores de seguridad

En los estudios de ingeniería, la fatiga de materiales es producida por la rotura causada por las cargas dinámicas cíclicas aplicadas a un cuerpo. (Norton, 2011)

En el caso de las vigas que están sometidas a las cargas por razón del peso de las partes de la máquina, debe comprobarse si su factor de seguridad permite el trabajo continuo. Para ello se encuentra el esfuerzo efectivo máximo con la ecuación de Von Mises, que al comparar con el esfuerzo admisible del material, se obtendrá el valor del factor de seguridad que se espera sea mayor a 2 por consideraciones de diseño.

## Límites de resistencia y factores de seguridad corregidos

Para tener el valor de resistencia más acorde al diseño que se implementará, se debe tomar el valor del esfuerzo efectivo y realizar una corrección causada por factores provocados por diferentes razones ambientales, de temperatura o de superficie entre otros. Para eso también se debe calcular el límite de resistencia para el material a usar mostrado en la tabla 2.12.

**Tabla 2.12 Límite de resistencia para aceros** (Norton, 2011)

Material	Consideración	Observación
Aceros	$Se' = 0.5 S_{ut}$	para $S_{ut} < 200$ kpsi (1400 Mpa)
	$Se' = 100$ kpsi (700 Mpa)	para $S_{ut} \geq 200$ kpsi (1400 Mpa)

Con este valor y los factores de corrección, se puede encontrar el límite de resistencia corregida para el diseño.

Los valores de corrección son:

- 1. Efecto de Carga (C<sub>carga</sub>):** Factor correctivo por las diferencias generadas por las pruebas axiales y de flexión que producen una reducción de la resistencia del material. Según el capítulo 4 de Diseño de Máquinas, dice que para cargas en flexión se utiliza como factor correctivo el valor de 1.



2. **Efecto de tamaño ( $C_{tamaño}$ ):** Factor correctivo causado por las pruebas generadas en el área de la viga o estructura. Este factor generalmente se calcula en cuerpos de áreas redondas por lo cual al tener vigas estructurales IPE se debe obtener el valor del diámetro equivalente. Para el caso de vigas IPE, el diámetro equivalente cumple que es mayor de 250 mm por lo que el capítulo 4 de Diseño de máquinas se asumirá un valor de 0,6.
3. **Efecto de la superficie ( $C_{sup}$ ):** Factor correctivo por el acabado que se genera al pulir las vigas o cuerpos para evitar los incrementos de esfuerzos. Se considerará que el valor es de 0,74 ser un material de pulido comercial. En la figura 2.13 se puede observar el gráfico donde se eligió el valor de factor de superficie. (Norton, 2011)

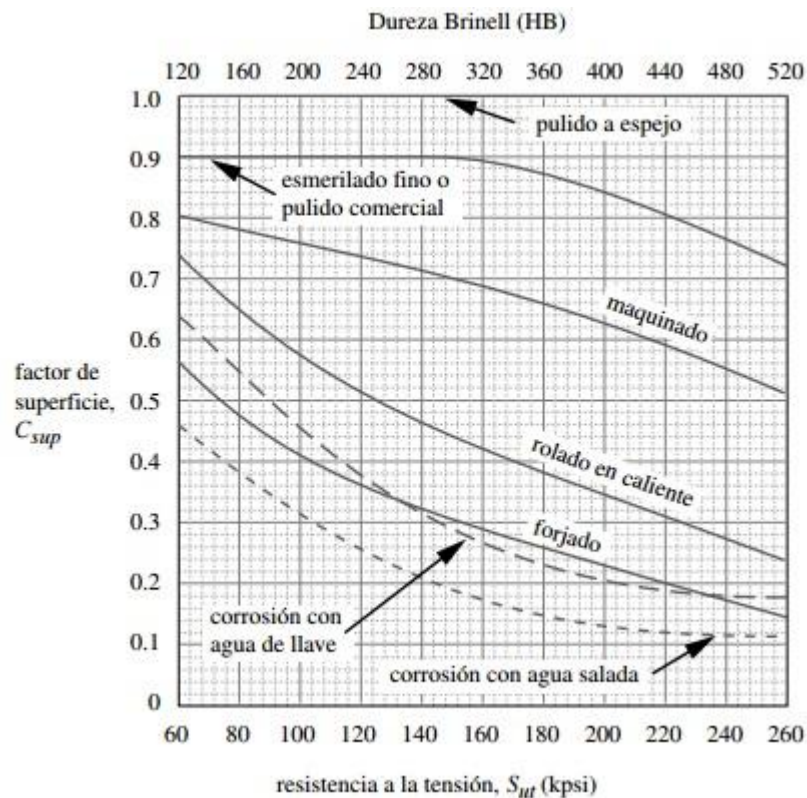


Figura 2.13 Tabla de factor de superficie (Norton, 2011)

4. **Efecto de temperatura ( $C_{temp}$ ):** las pruebas de fatiga generalmente se realiza al ambiente, pero la dureza a la fatiga se genera también a bajas como en altas temperaturas. El capítulo 4 de Diseño de máquinas (Norton, 2011) especifica que valores menores de 450°C, el valor de corrección será 1. La especificación se puede observar en la figura 2.14.

para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ (840 $^\circ\text{F}$ ):	$C_{temp} = 1$
para $450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$ :	$C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
para $840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}$ :	$C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Figura 2.14 Factor de temperatura (Norton, 2011)

5. **Factor de confiabilidad (Cconf):** Este factor se debe a las diferentes tipos de pruebas que se realizan en un mismo material, por el cual se asume un valor de confiabilidad dependiente de la prueba que se realiza. Por razones de diseño, se toma el valor de 90% para este diseño por lo que la tabla en la figura 2.15 da el valor de 0.897.

% de confiabilidad	$C_{conf}$
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Figura 2.15 Factor de confiabilidad (Norton, 2011)

Ya con estos valores, se puede calcular el límite de resistencia último que puede ayudar a dar los valores de los factores de seguridad en los diferentes casos de flexión, cortante y combinados.

### 2.1.2.3. Principios básicos para selección de ejes, placas y rodamientos

Se procederá a calcular los ejes, placas y rodamientos del trolley y se comparará los resultados con las dimensiones de los encontrados en el mercado nacional para que cumpla con todos los requerimientos de diseño.

## Cálculo del Eje de trolley

Así mismo como se calculó los perfiles estructurales, se grafica los esfuerzos cortantes y el momento flexionante para poder encontrar los máximos valores en cada uno. Con eso se aplica la ecuación de los esfuerzos admisibles ( $\sigma$ ) el cual también necesitan la ubicación del centroide del área transversal (c) y la inercia ( $I_x$ ) del mismo.

Con todos los datos completos, se despeja el diámetro de la formulación y se obtiene el valor del diámetro mínimo que se necesita para el diseño. En la figura 2.16 se puede observar la inercia de algunas formas transversales. (Norton, 2011)

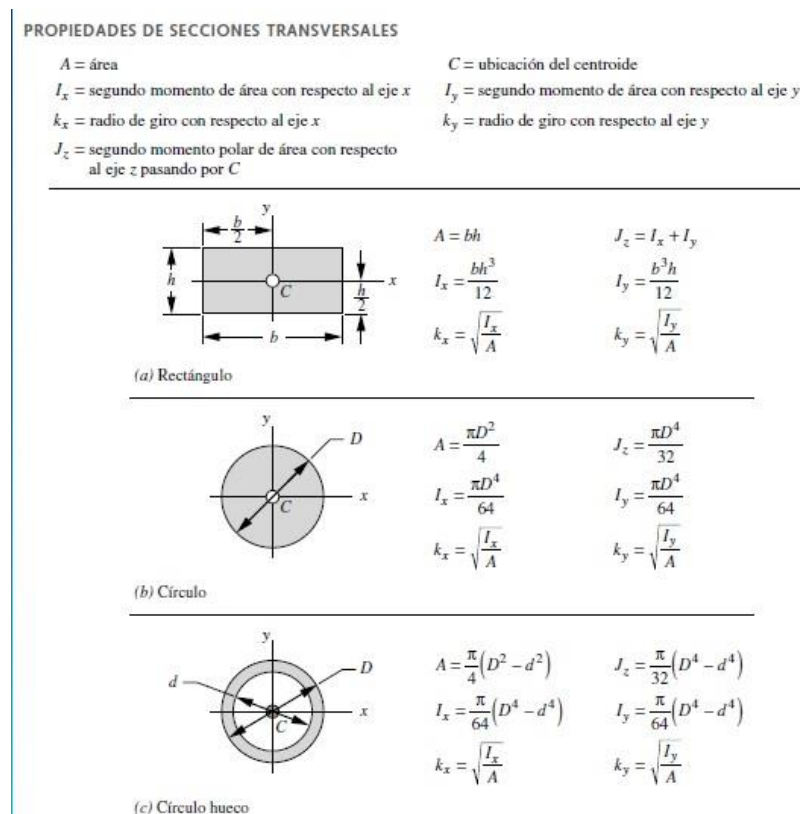


Figura 2.16 Propiedades de secciones transversales (Norton, 2011)

Al tener el valor, se busca en el mercado nacional un trolley que cumpla con la medida mínima y la carga a soportar.

## Diseño de placas

Para seleccionar una placa que resista las cargas a las cuales será sometida, se debe ver el espesor mínimo que resistirá las fuerzas cortantes que actúan en

ella. Para ello se tiene que calcular el esfuerzo cortante ( $\tau$ ) donde se necesita de la fuerza aplicada que produce el cortante y el área más débil donde se corta la placa. (Pytel & Singer, 1994)

Se tiene que el esfuerzo cortante es 0,36 del esfuerzo admisible del material tomado de la tabla 8.3.1 del capítulo L de la normativa CMAA observada en la figura 2.5 (CMAA, 2004) . Para el área más débil se debe reemplazar el área de un rectángulo menos la dimensión del agujero y despejar el espesor para buscar el mínimo necesario de diseño.

Como la placa tiene ya seleccionado el espesor mínimo, se tiene que revisar en el trolley seleccionado si es que cumple con el mínimo requerido.

### **Diseño y selección de rodamientos**

Para el diseño de los rodamientos necesarios, se toma los criterios del catálogo de rodamientos SKF. Éste cálculo depende mucho por las velocidades de giro y el tiempo de funcionamiento que se requiere, pero el proyecto a diseñar tiene muy bajas velocidades que solo se tomará las fuerzas radiales en el diseño. (SKF, 2006)

#### **2.1.2.4. Diseño de sujeción de las vigas**

Para la sujeción de los perfiles estructurales se utilizará placas soldadas a las IPE donde se las sujetará con espárragos a los soportes de la planta y al eje del trolley. Las placas serán diseñadas de la misma forma que las placas del trolley, pero los espárragos sufren de fuerzas cortantes y de tensión las cuales se encontrarán y calcularán para definir el diámetro mínimo que se necesita para soportar las cargas. (Pytel & Singer, 1994)

## **2.2. Cálculo para diseño del puente grúa tipo monorriel de capacidad de 1 tonelada**

Se procede al cálculo de cada una de las partes del puente grúa tipo monorriel siguiendo las normas y especificaciones de diseño contemplando las consideraciones y parámetros.

## 2.2.1. Viga principal del puente grúa tipo monorriel

### 2.2.1.1. Pre-diseño de la viga principal

Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación 1 siguiente:

$$F = (C_v + C_m) \times g \quad (1)$$

Donde,

F: Fuerza aplicada en la viga (N)

C<sub>v</sub>: Carga vivas en la viga (kg)

C<sub>m</sub>: Carga muerta en la viga (kg)

g: Aceleración de la gravedad, 9,81 m/seg<sup>2</sup>

Se toma los valores de la tabla 2.5 de las variables mencionadas, se reemplaza en la ecuación 1 y se obtiene,

$$F = 10329.2 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza aplicada en la viga, se procede a realizar un DCL como se ve en la figura 2.17. (Software, 2013-2014)

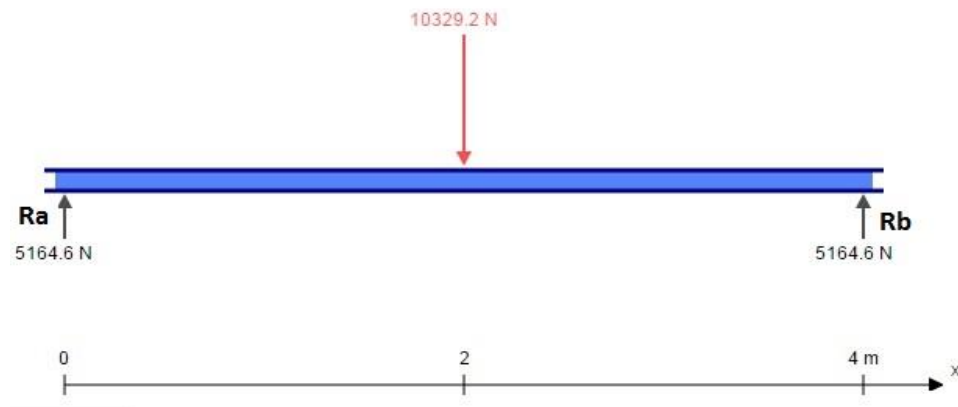


Figura 2.17 DCL en la viga principal- pre diseño (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = F \quad (2)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = \frac{F}{2} \quad (3)$$

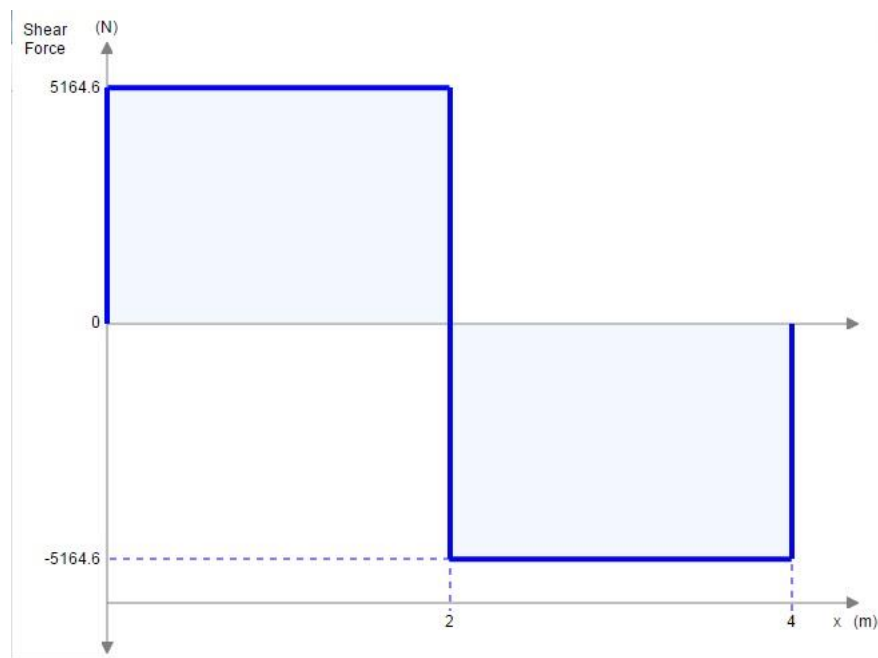
Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene  $R_B$ .

$$R_B = 5164,6 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 el resultado para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

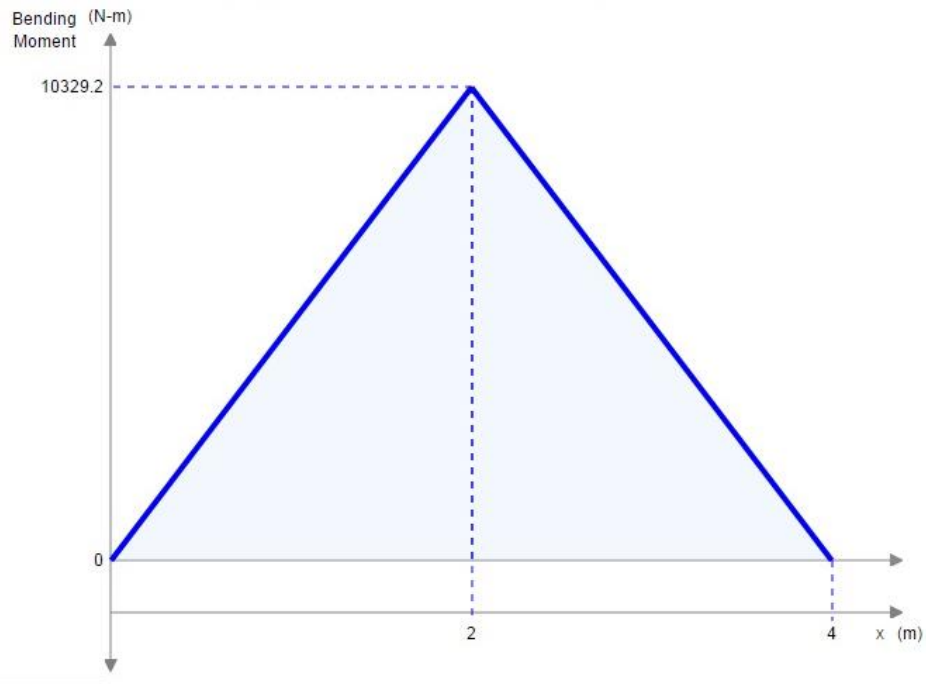
$$R_A = 5164,6 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.18. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.18 Gráfico cortantes viga principal- pre diseño** (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.19. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.19 Gráfico momentos viga principal- pre diseño** (Software, 2013-2014)

En el figura 2.19 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 4 la cual se puede observar en la figura 2.11 (AHMSA, 2013) y la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

$$M_{\max} = \frac{FL}{4} \quad (4)$$

Donde,

$M_{\max}$ : Momento máximo en la viga

L: Longitud de la viga principal

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.5 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 10329,2 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5,

$$F_b = \eta \times F_y \quad (5)$$

Donde,

$F_b$ : Esfuerzo permisible

$\eta$ : Factor de seguridad

$F_y$ : Esfuerzo admisible del material ASTM A36

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo y el esfuerzo admisible en la ecuación 6 y se obtiene,

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} \quad 6)$$

$$S_x = 51,6 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y se elige la IPE120 que da los siguientes datos en la tabla 2.13. (Mittal, 2010)

**Tabla 2.13 Tabla de datos de la IPE120 (Mittal, 2010)**

Perfil	Descripción	IPE120	Unidad
<b>h</b>	Alma	120	mm
<b>b</b>	Ala	64	mm
<b>e</b>	Espesor del alma	4,4	mm
<b>e1</b>	Espesor del ala	6,3	mm
<b>A</b>	Área	13,2	cm <sup>2</sup>
<b>I<sub>x</sub></b>	Inercia eje x	318	cm <sup>4</sup>
<b>S<sub>x</sub></b>	Módulo de sección	53	cm <sup>3</sup>
<b>c</b>	Medida al centro	60	mm
<b>P</b>	Peso de la viga	10,4	Kg/m



Ya con esta viga se procede al cálculo real de diseño para seleccionar la viga correcta.

### 2.2.1.2. Diseño real de la viga principal

Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación 1. Se toma los valores de la tabla 2.5 de las variables mencionadas considerando que ahora tenemos el peso de la viga como carga viva (Cv), se reemplaza y se obtiene,

$$F = 10736,88 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza aplicada en la viga, se procede a realizar un DCL como se ve en la figura 2.20. (Software, 2013-2014)

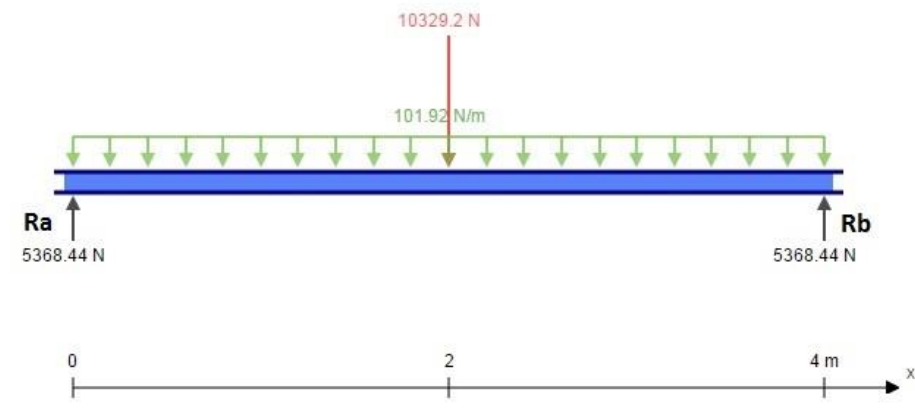


Figura 2.20 DCL en la viga principal- Diseño Real (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de F de la ecuación 7, el valor del peso de la viga P de la tabla 2.13 en la ecuación 8 y se obtiene la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 5451,64 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza el resultado en la ecuación 7 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 5451,64 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.21 (Software, 2013-2014)

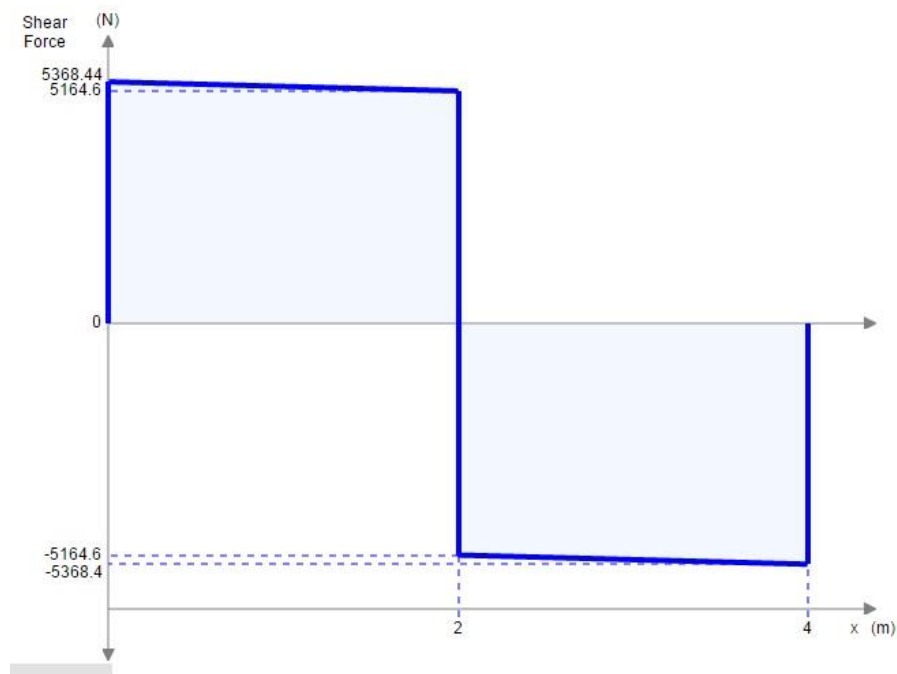


Figura 2.21 Gráfico cortantes viga principal- diseño real (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.22. (Software, 2013-2014)

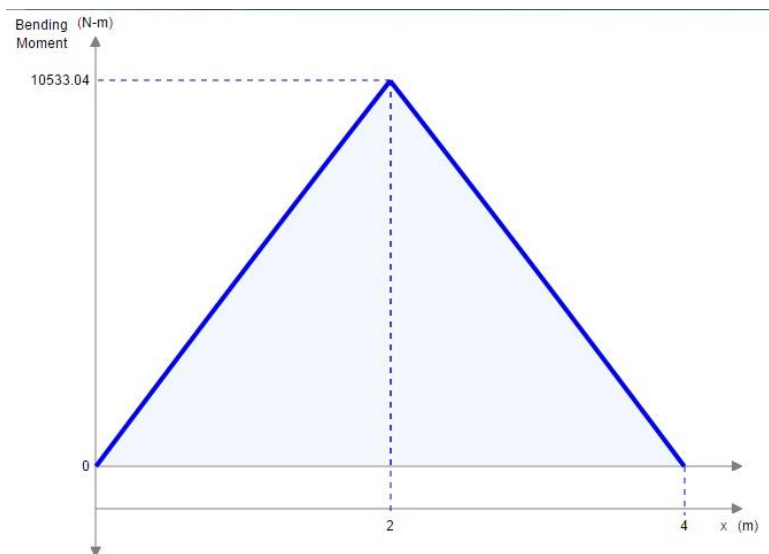


Figura 2.22 Gráfico momentos viga principal- diseño real (Software, 2013-2014)

En el figura 2.22 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 9 en la figura 2.11 (AHMSA, 2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

$$M_{\max} = \frac{FL}{4} + \frac{P * L^2}{8} \quad (9)$$

Donde,

$M_{\max}$ : Momento máximo en la viga

P: Peso de la viga principal en kg/m

L: Longitud de la viga principal

Se reemplaza en la ecuación 9 los valores que se encuentran en la tabla 2.5 de F, L, y de la tabla 2.13 el valor del peso de la viga (P) y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 10820,8 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo y el esfuerzo admisible en la ecuación 6 y se obtiene,

$$S_x = 54,1 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y se elige la IPE140 que da sus correspondientes datos en la tabla 2.14. (Mittal, 2010)

**Tabla 2.14 Tabla de datos de la IPE140 (Mittal, 2010)**

Perfil	Descripción	IPE140	Unidad
<b>h</b>	Alma	140	mm
<b>b</b>	Ala	73	mm
<b>e</b>	Espesor del alma	4,7	mm
<b>e1</b>	Espesor del ala	6,9	mm
<b>A</b>	Área	16,4	cm <sup>2</sup>
<b>I<sub>x</sub></b>	Inercia eje x	541	cm <sup>4</sup>
<b>S<sub>x</sub></b>	Módulo de sección	77,3	cm <sup>3</sup>
<b>c</b>	Medida al centro	70	mm
<b>P</b>	Peso de la viga	12,9	kg/m

Ya con esta viga se procede al cálculo de la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas.

Para encontrar la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas donde la fuerza aplicada está en el centro incluyendo el peso de la viga, se utiliza la ecuación 10 que combinada de los dos casos de una fuerza aplicadas al centro de la viga que se observa en la figura 2.4. (AHMSA, 2013)

$$\delta_{\max} = \frac{F * L^3}{48 E I_x} + \frac{5 P * L^4}{384 E I_x} \quad (10)$$

Donde,

$\delta_{\max}$ : Deflexión máxima de la viga

F: Fuerza aplicada en la viga

P: Peso de la Viga

E: Módulo de Elasticidad del acero

$I_x$ : Inercia de la Viga

Al reemplazar los valores que se encuentran en la tabla 2.1 y tabla 2.13 en la ecuación 10 se obtiene,

$$\delta_{\max} = 13,12 \text{ mm}$$

Con este resultado se verifica de acuerdo con la norma AISC capítulo L tabla 8.3.1 donde especifica según la figura 2.6 que la deflexión máxima permisible en grúas tipo monorriel debe ser menor o igual a L/450. (AISC, 2010)

$$\delta_{adm} = \frac{L}{450} \quad (11)$$

Se reemplaza el valor de la longitud de la viga principal (L) de la tabla 2.5 en la ecuación 11 y se obtiene,

$$\delta_{adm} = 8,89 \text{ mm}$$

Si se compara los valores admisibles con el obtenido por cálculo, la viga no cumple con la norma ya que la deflexión de la viga es mayor a la deflexión máxima permitida. Entonces lo que se puede realizar es buscar una viga que tenga la inercia necesaria para soportar esa deflexión.

Para eso se realiza una resolución de proporcionalidad entre lo real con lo permisible para poder encontrar la inercia requerida de la viga para el diseño.

$$I_{RX} = \frac{\delta_{max}}{\delta_{adm}} * I_X \quad (12)$$

Se reemplaza los valores resultantes de la ecuación 10, 11 y de la tabla 2.14 en la ecuación 12 y se obtiene,

$$I_{RX} = 798,71 \text{ cm}^4$$

Con esta nueva inercia se puede seleccionar un perfil para proceder nuevamente con el diseño en las tablas de perfiles comerciales IPE (AHMSA, 2013) y se encuentra que el perfil comercial IPE seleccionado es la IPE160 con sus especificaciones en la tabla 2.15.

**Tabla 2.15** Tabla de datos de la IPE160 (Mittal, 2010)

Perfil	Descripción	IPE160	Unidad
H	Alma	160	mm
B	Ala	82	mm
E	Espesor del alma	5	mm
e1	Espesor del ala	7,4	mm
A	Área	20,1	cm <sup>2</sup>
I <sub>x</sub>	Inercia eje x	869	cm <sup>4</sup>
S <sub>x</sub>	Módulo de sección	109	cm <sup>3</sup>
C	Medida al centro	80	mm
P	Peso de la viga	15,8	kg/m

Por razones de fatiga del material, se comprueba si la viga cumple con los factores de seguridad necesarios para el diseño. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga con la ecuación 13 mostrada a continuación. (Pytel & Singer, 1994)

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} * c}{I_x} \quad (13)$$

Donde,

$\sigma_x$ : Esfuerzo máximo en la viga

c: Distancia hasta el centro de la viga

$I_x$ : Inercia en el eje x de la viga

A: Área de la viga

Se reemplaza en la ecuación 14 los valores que se encuentran en la tabla 2.15 y el resultado de la ecuación 10 y se obtiene,

$$\sigma_x = 99,61 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante máximo en la viga con la ecuación 14 que se muestra a continuación,

$$T_x = \frac{V_{\max}}{A} \quad (14)$$

Donde,

$T_x$ : Esfuerzo cortante en el eje x

$V_{\max}$ : Fuerza cortante máxima

A: Área de la viga

Se reemplaza en la ecuación 14 los valores que se encuentran en la tabla 2.15 y el resultado de la ecuación 8 y se obtiene,

$$T_x = 2,712 \text{ Mpa}$$

Con los resultados del esfuerzo máximo y el esfuerzo cortante se procede a encontrar el esfuerzo permisible con la utilización de la ecuación del esfuerzo bidimensional efectivo de Von Mises que se muestra en la ecuación 15, (Norton, 2011)

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x\sigma_y - 3T_x^2} \quad (15)$$

Donde,

$\sigma_x$ : Esfuerzo efectivo máximo en la viga en el eje x

$\sigma_y$ : Esfuerzo máximo en la viga en el eje y (Se considera 0 para este caso)

$T_x$ : Esfuerzo cortante en la viga

Se reemplaza los resultados de las ecuaciones 13 y 14 en la ecuación 15 y se obtiene,

$$\sigma' = 99,72 \text{ MPa}$$

Ahora se compara el esfuerzo efectivo de Von Mises con el esfuerzo permisible del material para obtener el factor de seguridad bajo carga estática de la viga estructural. Se utiliza la ecuación 16 para conocer el factor de seguridad  $\eta$ .

$$\eta = \frac{F_y}{\sigma'} \quad (16)$$

Se reemplaza los valores resultantes de la ecuación 15 y de la tabla 2.1 en la ecuación 16 y se obtiene el factor de seguridad de diseño.

$$\eta = 2,51$$

Se encuentra que el perfil estructural IPE160 cumple con las condiciones de carga sometidas.

Para el estado de fatiga producido por las fuerzas aplicadas en forma alterna en la viga, se procede a revisar si cumplen con las condiciones de seguridad. Lo primero que se debe encontrar es el esfuerzo máximo y mínimo para encontrar los esfuerzos alternantes y medios del diseño (Norton, 2011).

$$\sigma_{max} = \sigma'$$

$$\sigma_{max} = 99,7 \text{ MPa}$$

Y el mínimo será,

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

Entonces se encuentra el esfuerzo alternante ( $\sigma_a$ ) y esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ),

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (17)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (18)$$

Entonces se reemplaza los valores en las ecuaciones 17 & 18, y se obtiene,

$$\sigma_a = 49,85 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = 49,85 \text{ Mpa}$$

Ahora se busca el límite de Resistencia ( $S'_e$ ) del material obtenido por la ecuación mostrada en la tabla 2.12 para aceros con el esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) menores a 1400 MPa. (Norton, 2011)

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad (19)$$

Donde,

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del acero

Se reemplaza el valor del  $S_{ut}$  en la ecuación 19 y se obtiene,

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$



El valor obtenido del límite de resistencia  $S'_e$  se obtiene por pruebas estáticas de fatiga que deben ser afectadas por las condiciones reales del diseño. Por eso se debe multiplicar por factores de reducción de la resistencia que ayuda a tener un valor más real. (Norton, 2011)

$$S_f = (\text{Factores de Corrección}) \times S'_e \quad (20)$$

Donde los factores de corrección según las consideraciones se muestran en la tabla 2.16,

**Tabla 2.16 Valores de los factores de corrección** (Norton, 2011)

Factores de corrección	Valores
Ccarga	1
Ctemp	1
Csup	0,74
Ctamaño	0,6
Cconf	0,897

Se multiplican todos los factores de corrección de la tabla 2.16 con el límite de resistencia  $S'_e$  de la ecuación 20 y se obtiene,

$$S_f = 79,6536 \text{ MPa}$$

Con esos valores se pueden calcular los límites de seguridad en fatiga para los casos 1 y 2 (Norton, 2011), que representan lo siguiente:

1. Caso 1: Cuando el esfuerzo alternante permanece constante y el esfuerzo medio llega a incrementarse dependiendo el servicio.
2. Caso 2: Cuando el esfuerzo medio permanece constante y el esfuerzo alternante llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Entonces se puede encontrar los factores de seguridad tomando los valores de las ecuaciones anteriores. (Norton, 2011)

Para el caso 1 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 21.

$$\eta = \frac{S_f \left(1 - \left(\frac{\sigma_a}{S_f}\right)\right)}{\sigma_m} \quad (21)$$

Donde,

$\eta$ : Factor de seguridad en caso estático 1

$S_f$ : Límite de Resistencia corregido

$\sigma_a$ : Esfuerzo alternante

$\sigma_m$ : Esfuerzo medio

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentran en las ecuaciones 17, 18 & 20 y se obtiene,

$$\eta = 4,015$$

Con esto la viga estructural IPE160 cumple con las condiciones del caso 1 estático.

Para el caso 2 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 22 que da,

$$\eta = \frac{S_e' \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)\right)}{\sigma_a} \quad (22)$$

Donde,

$\eta$ : Factor de seguridad en caso estático 2

$S_e'$ : Límite de Resistencia teórico

$\sigma_a$ : Esfuerzo alternante

$\sigma_m$ : Esfuerzo medio

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentran en las ecuaciones 17, 18 & 19 y el dato del esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) en la tabla 2.1, se obtiene,

$$\eta = 3,512$$

Con esto la viga estructural IPE160 cumple con las condiciones del caso 2 estático.

## 2.2.2. Viga transversal del puente grúa tipo monorriel

### 2.2.2.1. Pre-diseño de la viga transversal

Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación 1. Se toma los valores de la tabla 2.6 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5429.2 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza aplicada en la viga, se procede a realizar un DCL como se ve en la figura 2.23. (Software, 2013-2014)

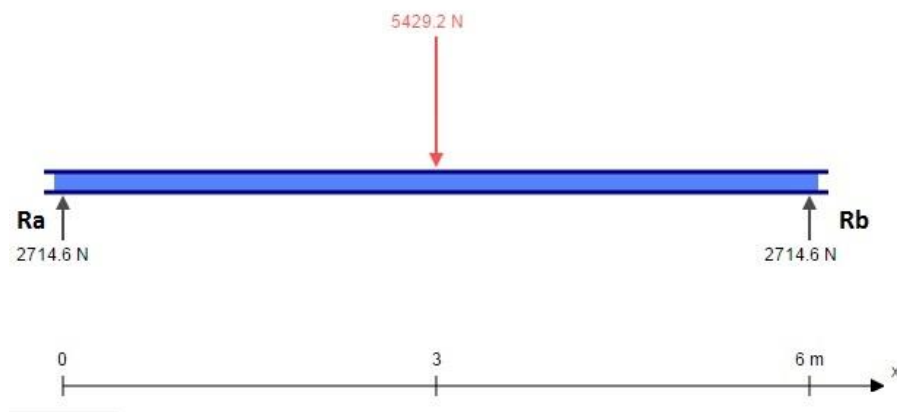


Figura 2.23 DCL en la viga transversal- pre diseño (Software, 2013-2014)

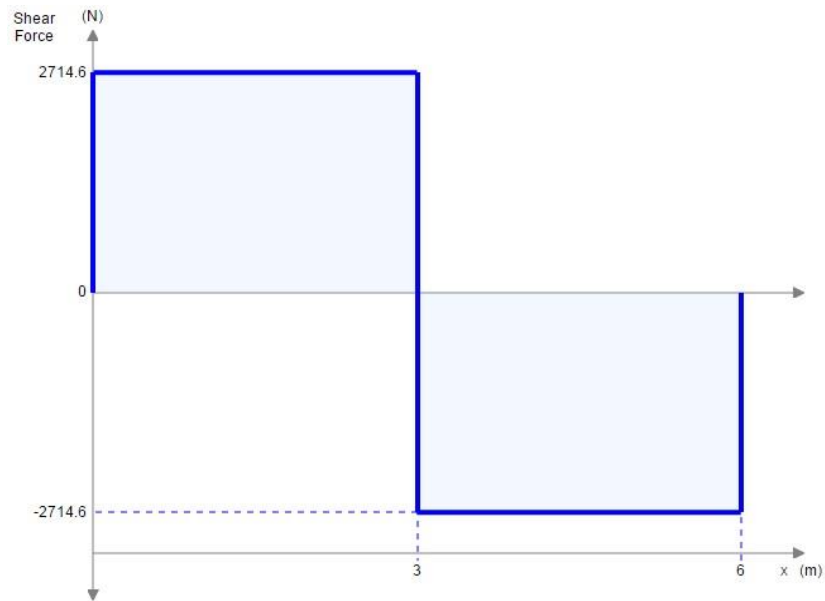
Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga. Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 2714,6 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 el resultado para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

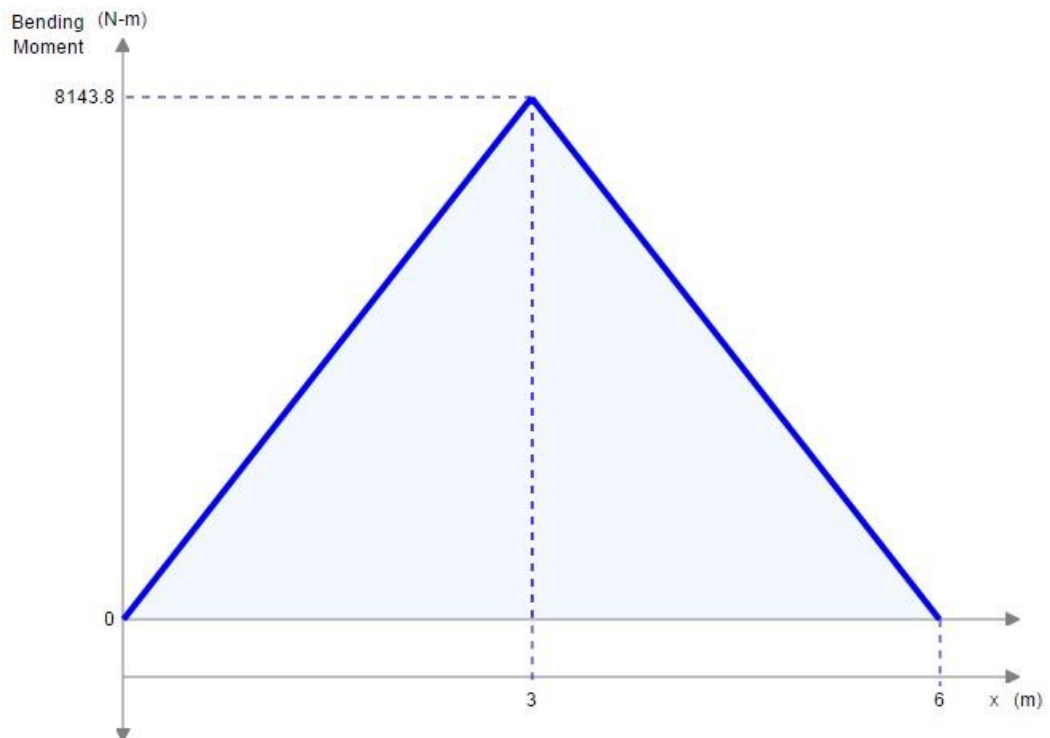
$$R_A = 2714,6 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 24. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.24 Gráfico cortantes viga transversal- pre diseño** (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 25. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.25 Gráfico momentos viga transversal- pre diseño** (Software, 2013-2014)

En el gráfico se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 4 en la figura 2.4 (AHMSA, 2013) la cual expresa

el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.6 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 10329,2 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo de la ecuación 4 y el esfuerzo admisible en la ecuación 6, y se obtiene,

$$S_x = 40.72 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y elijo la IPE120 que da los datos vistos en la tabla 2.13 (Mittal, 2010). Ya con esta viga se procede al cálculo real de diseño para seleccionar la viga correcta.

#### **2.2.2.2. Diseño real de la viga transversal**

Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación 1. Se toma los valores de la tabla 2.6 de las variables mencionadas considerando que ahora tenemos el peso de la viga como carga viva (Cv), se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5429.2 \text{ N}$$

Con el valor de la fuerza aplicada en la viga, se procede a realizar un DCL como se ve en la figura 2.26. (Software, 2013-2014)

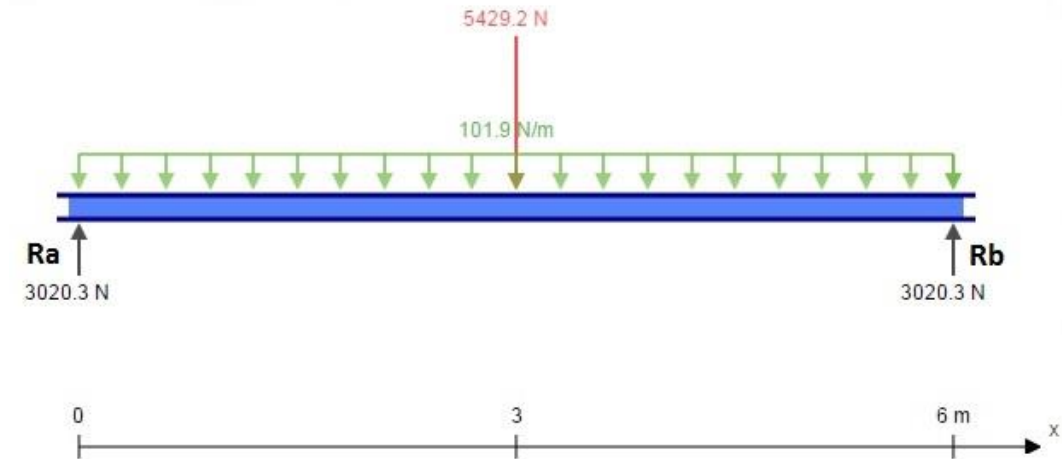


Figura 2.26 DCL en la viga transversal- diseño real (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1, el valor del peso de la viga ( $P$ ) de la Tabla 2.13 en la ecuación 7 y se obtiene la reacción  $R_B$

$$R_B = 5451,64 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 8 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 5451,64 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.27 (Software, 2013-2014)



Figura 2.27 Gráfico cortantes viga transversal- diseño real (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 2.28. (Software, 2013-2014)

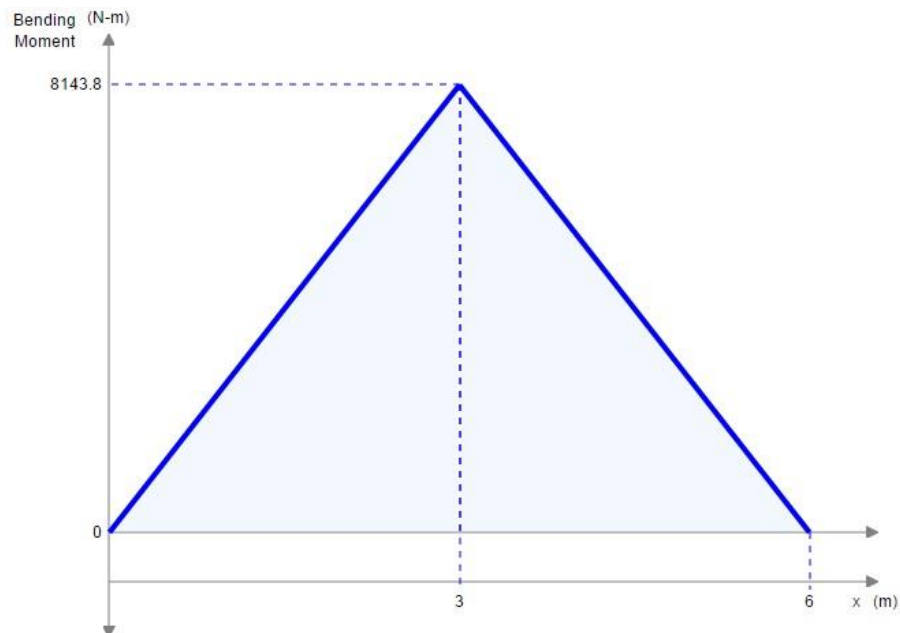


Figura 2.28 Gráfico momentos viga principal- diseño real (Software, 2013-2014)

En el figura 2.28 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 9 mostrada en la figura 2.11 (AHMSA,

2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro y una distribuida por toda la viga.

Se reemplaza en la ecuación 9 los valores encontrados en la tabla 2.6 de F, L, y de la tabla 2.13 el valor del peso de la viga (P) y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 9341,88 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor del esfuerzo admisible del material  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo y el esfuerzo admisible en la ecuación 6 y se obtiene,

$$S_x = 46,709 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y se elige la IPE120 que da los datos en la tabla 2.13. (Mittal, 2010)

Ya con esta viga se procede al cálculo de la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas.



Para encontrar la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas donde la fuerza aplicada está en el centro incluyendo el peso de la viga, se utiliza la ecuación 10 que combina los dos casos de deflexión y que se observa en la figura 2.4.

Al reemplazar los valores que se encuentran en la tabla 2.1 y tabla 2.13 en la ecuación 11 se obtiene,

$$\delta_{\max} = 11,92 \text{ mm}$$

Con este resultado se verifica de acuerdo con la norma AISC capítulo L Tabla 8.3.1 donde especifica según la figura 2.6 que la deflexión máxima permisible en grúas tipo monorriel debe ser menor o igual a  $L/450$ .

Se reemplaza el valor de la longitud de la viga transversal ( $L$ ) de la tabla 2.6 en la ecuación 11 y se obtiene,

$$\delta_{\text{adm}} = 14,44 \text{ mm}$$

Si se compara los valores admisibles con el obtenido por cálculo, la viga si cumple con la norma ya que la deflexión de la viga es menor a la deflexión máxima permitida y se encuentra que el perfil comercial IPE seleccionado es la IPE120 con sus especificaciones en la tabla 2.13. (Mittal, 2010)

Por razones de fatiga del material, se comprueba si la viga cumple con los factores de seguridad necesarios para el diseño. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga con la ecuación 13. (Pytel & Singer, 1994)

Se reemplaza en la ecuación 13 los valores que se encuentran en la tabla 2.13 y el resultado de la ecuación 9 y se obtiene,

$$\sigma_x = 17,6 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante máximo en la viga con la ecuación 14. Se reemplaza en la ecuación 14 los valores que se encuentran en la tabla 2.13 y el resultado de la ecuación 8 y se obtiene,

$$T_x = 2,42 \text{ MPa}$$

Con los resultados del esfuerzo máximo y el esfuerzo cortante se procede a encontrar el esfuerzo permisible para utilizar la ecuación del esfuerzo bidimensional efectivo de Von Mises que se observa en la ecuación 15. (Norton, 2011)

Se reemplaza los resultados de las ecuaciones 13 y 14 en la ecuación 15 y se obtiene,

$$\sigma' = 18,13 \text{ MPa}$$

Ahora se compara el esfuerzo efectivo de Von Mises con el esfuerzo admisible del material para obtener el factor de seguridad bajo carga extática de la viga estructural. Se utiliza la ecuación 17 para conocer el factor de seguridad  $\eta$ .

Se reemplaza los valores resultantes de la ecuación 16, de la Tabla 2.1 y se obtiene el factor de seguridad de diseño.

$$\eta = 13,79$$

Se encuentra que el perfil estructural IPE120 cumple con las condiciones de carga sometidas.

Para el estado de fatiga producido por las fuerzas aplicadas en forma alterna en la viga, se procede a revisar si cumplen con las condiciones de seguridad. Lo primero que se debe encontrar es el esfuerzo máximo y mínimo para encontrar los esfuerzos alternantes y medios del diseño (Norton, 2011).

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma' \\ \sigma_{\max} &= 18,13 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Y el mínimo será,

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

Entonces se encuentra el esfuerzo alternante ( $\sigma_a$ ) y esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ), con el reemplazo de los valores en las ecuaciones 17 & 18, y se obtiene,

$$\sigma_a = 9,06 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = 9,06 \text{ Mpa}$$

Ahora se busca el límite de Resistencia ( $S'_e$ ) del material obtenido por la ecuación 19 y utilizando la tabla 2.12 para aceros con el esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) menores a 1400 MPa (Norton, 2011) se obtiene,

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$

El valor obtenido del límite de resistencia  $S'_e$  se obtiene por pruebas estáticas de fatiga que deben ser afectadas por las condiciones reales del diseño. Por eso se debe multiplicar por factores de reducción de la resistencia que ayuda a tener un valor más real donde los factores de corrección según las consideraciones que se muestran en la tabla 2.16.

Se multiplican todos los factores de corrección de la tabla 2.16 con el límite de resistencia ( $S'_e$ ) de la ecuación 20 y se obtiene,

$$S_f = 79,6536 \text{ MPa}$$

Con esos valores se pueden calcular los límites de seguridad en fatiga en los casos 1 y 2 (Norton, 2011), que representan lo siguiente:

3. Caso 1: Cuando el esfuerzo alternante permanece constante y el esfuerzo medio llega a incrementarse dependiendo el servicio.
4. Caso 2: Cuando el esfuerzo medio permanece constante y el esfuerzo alternante llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Entonces se puede encontrar los factores de seguridad tomando los valores de las ecuaciones anteriores. (Norton, 2011)

Para el caso 1 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 21.

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentra en las ecuaciones 17, 18 & 20 y se reemplaza en la ecuación 21 para obtener,

$$\eta = 26,6$$

Con esto la viga estructural IPE120 cumple con las condiciones del caso 1 estático.

Para el caso 2 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 22.

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentran en las ecuaciones 17, 18 & 19 y el dato del esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) en la tabla 2.1 en la ecuación 22 para obtener,

$$\eta = 21,6$$

Con esto la viga estructural IPE120 cumple con las condiciones del caso 2 estático.

### **2.2.3. Viga soporte de la planta**

Se toma en cuenta que la viga soporte IPE360 existente en la barcaza soporta el puente grúa tipo monorraíl con sus cargas totales cuando se realice el levantamiento de las partes. Para eso se comprueba que la viga existente resiste las fuerzas axiales y verticales generadas por tener apoyada las vigas transversales en ella.

Por medio de la figura 2.19 donde se denota el diagrama de cuerpo libre de la viga transversal, se puede encontrar las fuerzas que afectan a la viga soporte de la planta las cuales se pueden observar en la figura 2.29.

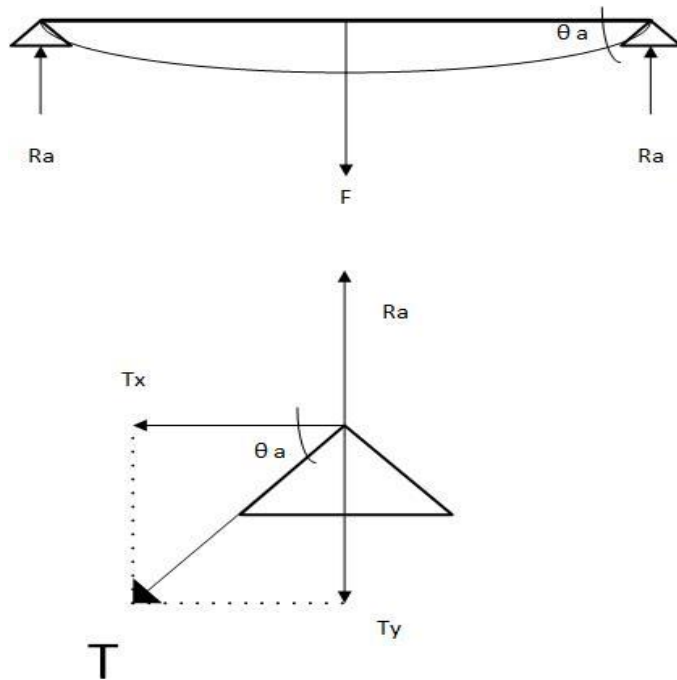


Figura 2.29 Gráfico de fuerzas aplicadas en la viga IPE360

Esa fuerza central produce que genere un ángulo de deflexión que afecta a la viga soporte. Para encontrar ese ángulo y con ello encontrar las fuerzas que afectan a la viga, se utiliza la fórmula de ángulo de deflexión que se encuentra en la figura 2.11 la cual especifica que es,

$$\theta_a = \frac{Fl^2}{16 EI_x} \quad (23)$$

Donde,

$\theta_a$ : Ángulo de deflexión en la viga soporte

F: Fuerza aplicada en la viga transversal

L: Longitud de la viga transversal

E: Módulo de elasticidad del acero

$I_x$ : Inercia de la viga en el eje x

Entonces se reemplaza los valores que se encuentran en las tabla 2.1, tabla 2.6 & tabla 2.13 en la ecuación 23 y se obtiene,

$$\theta_a = 0,0214 \text{ rad}$$

$$\theta_a = 1,23^\circ$$

Con este resultado se encuentra las fuerzas aplicadas en la viga soporte aplicando un diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 2.29 y se encuentra.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ T_y = R_a &= \frac{F}{4} \end{aligned} \quad (24)$$

Donde,

$T_y$ : Fuerza de aplicada en el apoyo (eje y)

$R_a$ : Reacción a la fuerza aplicada en el apoyo

$F$ : Fuerza aplicada al centro de la viga transversal

Se reemplaza los valores en la ecuación 24 con los de la tabla 2.6 y se obtiene,

$$T_y = 1510,18 \text{ N}$$

Se utiliza trigonometría con la ecuación 25 para encontrar la fuerza aplicada al apoyo (eje x)  $T_x$ ,

$$\text{tang } \theta_a = \frac{T_x}{T_y} \quad (25)$$

Se despeja fuerza aplicada al apoyo (eje x)  $T_x$  de la ecuación 25 y se obtiene,

$$T_x = 544,21 \text{ N}$$

Al obtener las dos fuerzas aplicadas que afectan a la viga soporte se comienza a revisar si la existente en la planta es la adecuada para soportar la estructura del puente grúa tipo monorriel.

### 2.2.3.1. Pre-diseño de la viga soporte con fuerza $T_x$

Se procede a encontrar la carga total la cual se tomará del resultado de la ecuación 26.

$$T_x = F = 544,21 \text{ N}$$

Al tener dos vigas transversales asentadas en la viga soporte, en la figura 2.30 se encuentra el DCL al cual se basará para los cálculos de la viga adecuada.



Figura 2.30 DCL en la viga soporte- pre diseño Tx (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 2F \quad (26)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = F \quad (27)$$

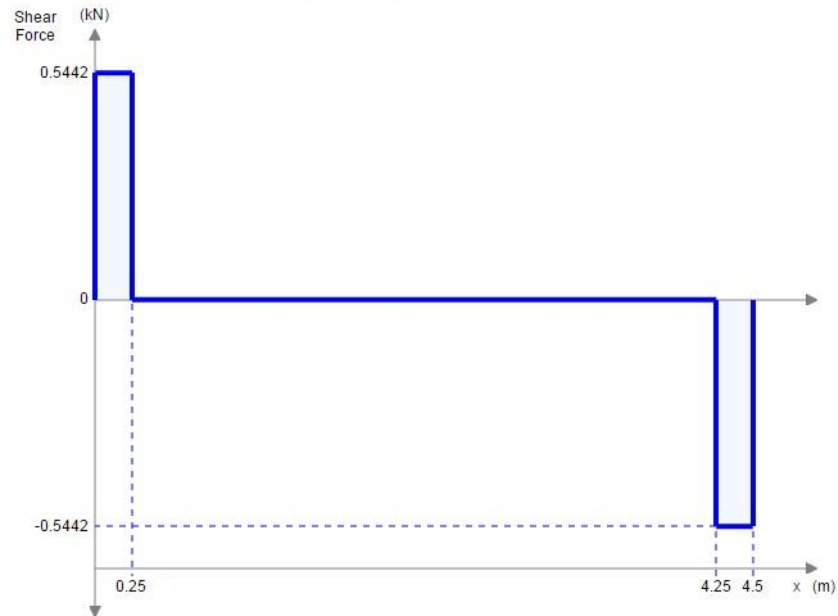
Se reemplaza el resultado de F de la ecuación en la ecuación 26 y se obtiene la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 544,21 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 27 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

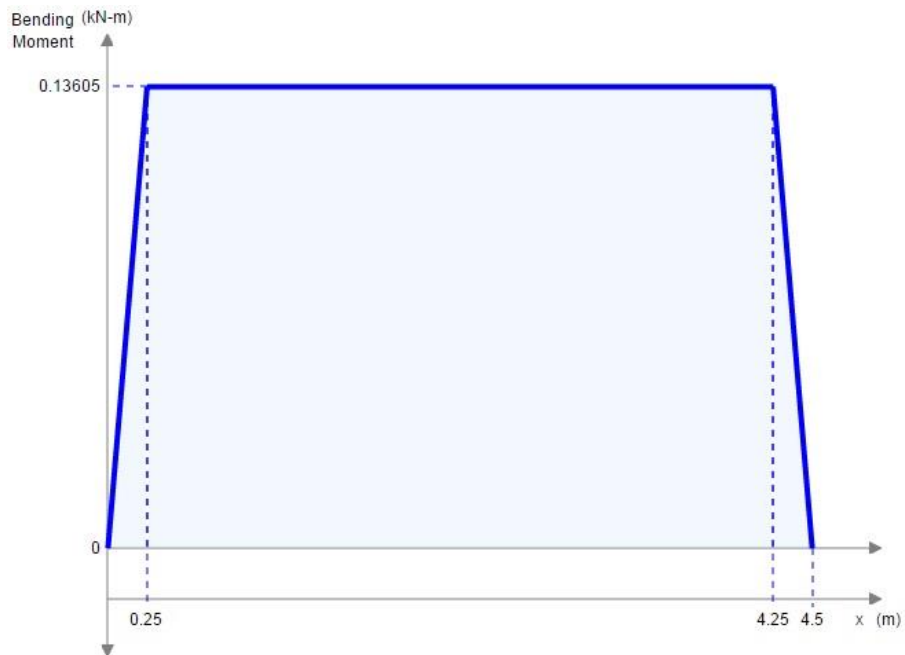
$$R_A = 544,21 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 30. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.31 Gráfico cortantes viga soporte- pre diseño Tx** (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 32. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.32 Gráfico momentos viga soporte- pre diseño Tx** (Software, 2013-2014)



En el figura 2.32 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la fórmula en la figura 2.11 (AHMSA, 2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

$$M_{\max} = F \times a \quad (28)$$

Donde,

$M_{\max}$ : Momento máximo en la viga

$a$ : Distancia desde el extremo hasta la fuerza

Se reemplaza en la ecuación 28 los valores que se encuentran en la tabla 2.7 de L y la fuerza F, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 136,05 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5. Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo permisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo de la ecuación 4 y el esfuerzo admisible en la ecuación 6, y se obtiene,

$$S_x = 0,68 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y elijo la IPE80 que da los datos vistos en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

**Tabla 2.17** Tabla de datos de la IPE80 (Mittal, 2010)

Perfil	Descripción	IPE80	Unidad
h	Alma	80	mm
b	Ala	46	mm
e	Espesor del alma	3,8	mm
e1	Espesor del ala	5,2	mm
A	Área	7,64	cm <sup>2</sup>
I <sub>x</sub>	Inercia eje x	80,1	cm <sup>4</sup>
S <sub>x</sub>	Módulo de sección	20	cm <sup>3</sup>
c	Medida al centro	40	mm
P	Peso de la viga	6	kg/m

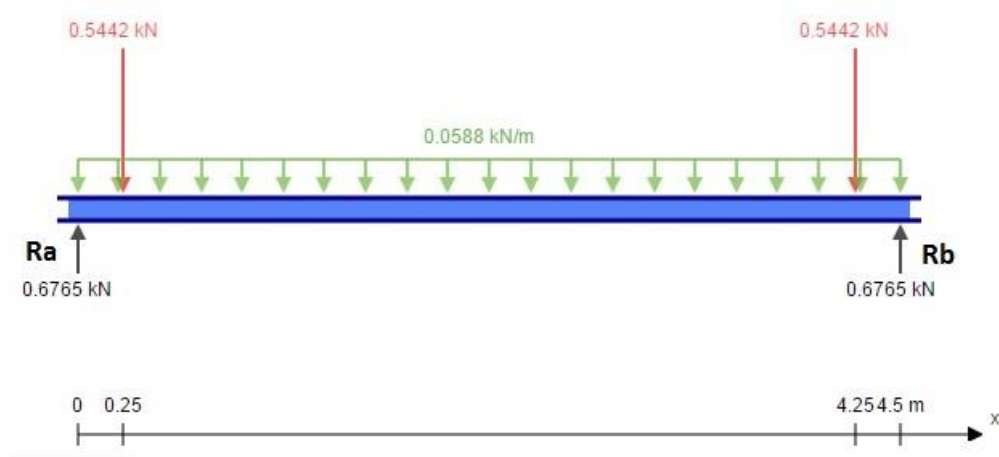
Ya con esta viga se procede al cálculo real de diseño para seleccionar la viga correcta.

### 2.2.3.2. Diseño real de la viga soporte Tx

Se procede a encontrar la carga total la cual se tomará del resultado de la ecuación 26.

$$T_x = F = 544,21 \text{ N}$$

Al tener dos vigas transversales asentadas en la viga soporte más el peso de la viga, en la figura 2.33 se encuentra el DCL al cual se basará para los cálculos de la viga adecuada. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.33** DCL en la viga soporte- diseño real Tx (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 2F + P * L \quad (29)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = F + \frac{P * L}{2} \quad (30)$$

Se reemplaza el resultado de F, el valor del peso de la viga (P) de la tabla 2.16 en la ecuación 30 y se obtiene la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 676,5 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 29 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 676,5 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 34 (Software, 2013-2014)

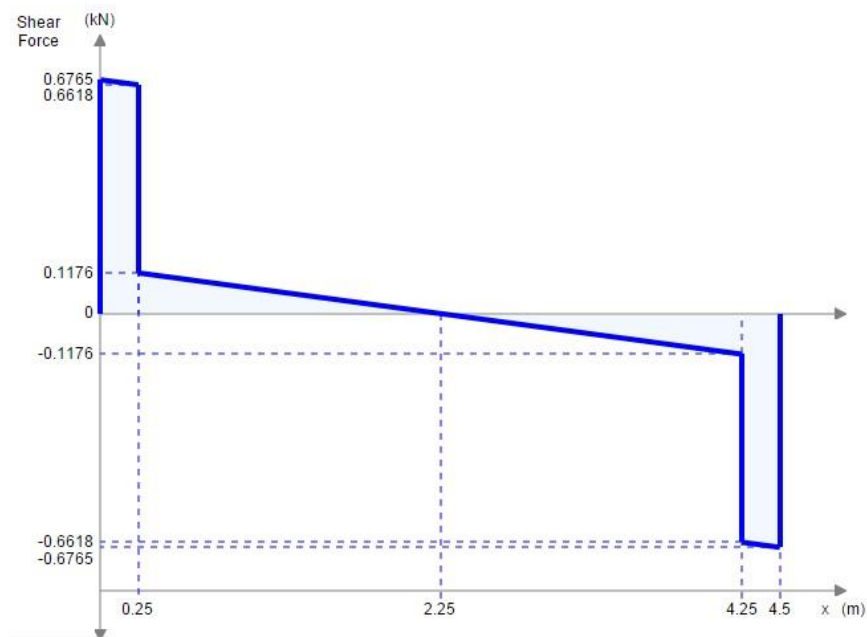


Figura 2.34 Gráfico cortantes viga soporte- diseño real Tx (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 35. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.35 Gráfico Momentos viga soporte- diseño real Tx** (Software, 2013-2014)

En la figura 2.35 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 31 a en la figura 2.11 (AHMSA, 2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro y un peso distribuido en la viga.

$$M_{\max} = F * a + \frac{P * L^2}{8} \quad (31)$$

Donde,

$M_{\max}$ : Momento máximo en la viga

a: Distancia del extremo a la primera fuerza

P: Peso por metro de la viga

L: Longitud de la viga soporte

Se reemplaza los valores encontrados de F, L, y de la tabla 2.17 el valor del peso de la viga (P) en la ecuación 31 y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 284,89 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo permisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo y el esfuerzo admisible en la ecuación 6 y se obtiene,

$$S_x = 1,42 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y se sigue la IPE80 que da los datos en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

Ya con esta viga se procede al cálculo de la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas.

Para encontrar la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas donde la fuerza aplicada está en el centro incluyendo el peso de la viga, se utiliza la ecuación 32 que combina los dos casos que se observa en la figura 2.4. (AHMSA, 2013)

$$\delta_{\max} = \frac{F * a (3l^2 - 4a^2)}{24 EI} + \frac{5 P * L^4}{384 EI} \quad (32)$$

Donde,

$\delta_{\max}$ : Deflexión máxima de la viga

**F**: Fuerza aplicada en la viga

**P**: Peso de la Viga

**E:** Módulo de Elasticidad del acero

$I_x$ : Inercia de la Viga

$a$ : Distancia del extremo hasta la fuerza

Al reemplazar los valores que se encuentran en la tabla 2.1 y tabla 2.16 en la ecuación 32 se obtiene,

$$\delta_{\max} = 4,11 \text{ mm}$$

Con este resultado se verifica de acuerdo con la norma AISC capitulo L tabla 8.3.1 donde especifica según la figura 2.6 que la deflexión máxima permisible en grúas tipo monorraíl debe ser menor o igual a  $L/450$ . (AISC, 2010)

Se reemplaza el valor de la longitud de la viga soporte ( $L$ ) de la Tabla 2.7 en la ecuación 11 y se obtiene,

$$\delta_{\text{adm}} = 10 \text{ mm}$$

Si se compara los valores admisibles con el obtenido por cálculo, la viga si cumple con la norma ya que la deflexión de la viga es menor a la deflexión máxima permitida y se encuentra que el perfil comercial IPE seleccionado es la IPE80 con sus especificaciones en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

Por razones de fatiga del material, se comprueba si la viga cumple con los factores de seguridad necesarios para el diseño. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga con la ecuación.

Se reemplaza en la ecuación 13 los valores que se encuentran en la tabla 2.17 y el resultado de la ecuación 31 y se obtiene,

$$\sigma_x = 0,57 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante máximo en la viga con la ecuación 14 y se reemplaza los valores que se encuentran en la tabla 2.17 y el resultado de la ecuación 30 y se obtiene,

$$T_x = 0,885 \text{ MPa}$$

Con los resultados del esfuerzo máximo y el esfuerzo cortante se procede a encontrar el esfuerzo permisible para utilizar la ecuación del esfuerzo bidimensional efectivo de Von Mises que se muestra en la ecuación 15. (Norton, 2011)

Se reemplaza los resultados de las ecuaciones 13 y 14 en la ecuación 15 y se obtiene,

$$\sigma' = 1,635 \text{ MPa}$$

Ahora se compara el esfuerzo efectivo de Von Mises con el esfuerzo admisible del material para obtener el factor de seguridad bajo carga extática de la viga estructural. Se utiliza la ecuación 16 para conocer el factor de seguridad  $\eta$ .

Se reemplaza los valores resultantes de la ecuación 16, de la tabla 2.1 y se obtiene el factor de seguridad de diseño.

$$\eta = 152,9$$

Se encuentra que el perfil estructural IPE80 cumple con las condiciones de carga sometidas.

Para el estado de fatiga producido por las fuerzas aplicadas en forma alterna en la viga, se procede a revisar si cumplen con las condiciones de seguridad. Lo primero que se debe encontrar es el esfuerzo máximo y mínimo, para encontrar los esfuerzos alternantes y medios del diseño (Norton, 2011).

$$\sigma_{\max} = \sigma'$$

$$\sigma_{\max} = 1,635 \text{ MPa}$$

Y el mínimo será,

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

Entonces se encuentra el esfuerzo alternante ( $\sigma_a$ ) y esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ), se reemplaza los valores en las ecuaciones 17 & 18, y se obtiene,

$$\sigma_a = 0,82 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = 0,82 \text{ Mpa}$$

Ahora se busca el límite de Resistencia ( $S'_e$ ) del material obtenido por la ecuación 19 y se utiliza la tabla 2.12 para aceros con el esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) menores a 1400 MPa. (Norton, 2011) y se obtiene,

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$

El valor obtenido del límite de resistencia  $S'_e$  se obtiene por pruebas estáticas de fatiga que deben ser afectadas por las condiciones reales del diseño. Por eso se debe multiplicar por factores de reducción de la resistencia que ayuda a tener un valor más real donde los factores de corrección según las consideraciones que se muestran en la tabla 2.16

Se multiplican todos los factores de corrección con el límite de resistencia ( $S'_e$ ) en la ecuación 20 y se obtiene,

$$S_f = 79,6536 \text{ MPa}$$

Con esos valores se pueden calcular los límites de seguridad en fatiga en los casos 1 y 2 (Norton, 2011), que representan lo siguiente:

Caso 1: Cuando el esfuerzo alternante permanece constante y el esfuerzo medio llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Caso 2: Cuando el esfuerzo medio permanece constante y el esfuerzo alternante llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Entonces se puede encontrar los factores de seguridad tomando los valores encontrados en las ecuaciones anteriores. (Norton, 2011)



Para el caso 1 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 21.

Se reemplaza los valores de los resultados ya encontrados en las ecuaciones 17, 18 & 19 y se obtiene,

$$\eta = 304,8$$

Con esto nuestra viga estructural IPE80 cumple con las condiciones del caso 1 estático.

Para el caso 1 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 22.

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentran en las ecuaciones 17, 18 & 20 y el dato del esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) en la tabla 2.1, se obtiene,

$$\eta = 244,13$$

Con esto nuestra viga estructural IPE80 cumple con las condiciones del caso 2 estático.

### **2.2.3.3. Pre-diseño de las vigas soporte con Ty**

Se procede a encontrar la carga total (F) la cual se tomará del resultado de la ecuación 25.

$$T_y = F = 1510,18 \text{ N}$$

Al tener dos vigas transversales asentadas en la viga soporte, en la figura 2.36 se encuentra el DCL al cual se basará para los cálculos de la viga adecuada.



**Figura 2.36 DCL en la viga soporte- pre diseño Ty** (Software, 2013-2014)

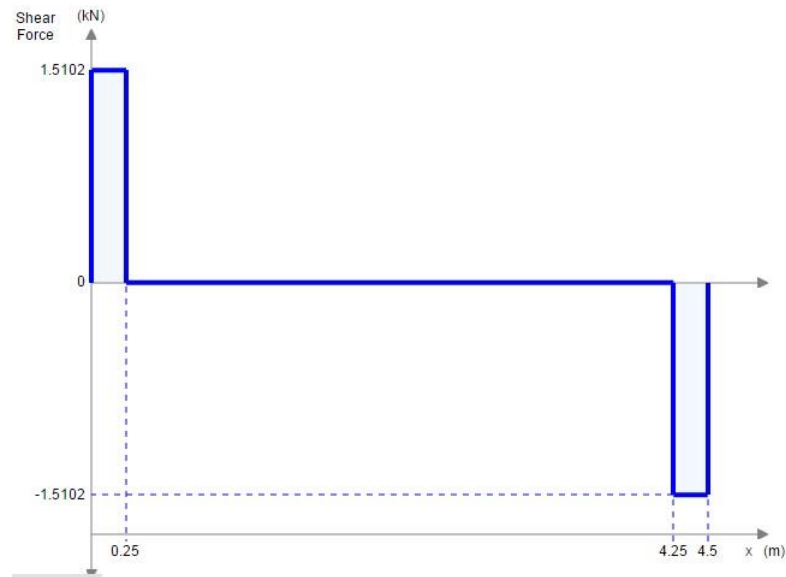
Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de  $F$  en la ecuación 27 y se obtiene  $R_B$ .

$$R_B = 1510,18 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 26 para obtener el valor de  $R_A$ .

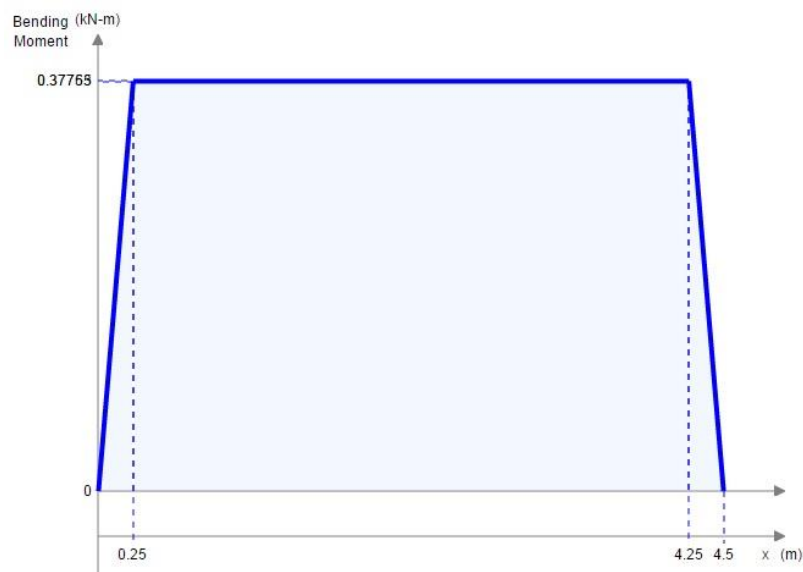
$$R_A = 1510,18 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 37. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.37 Gráfico cortantes viga soporte- pre diseño Ty** (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 38. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.38 Gráfico momentos viga soporte- pre diseño Ty** (Software, 2013-2014)

En el figura 2.38 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 28 en la figura 2.4 (AHMSA, 2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

Se reemplaza en la ecuación 28 los valores que se encuentran en la tabla 2.7 de L y la fuerza F, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 377,545 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo de la ecuación 4 y el esfuerzo admisible en la ecuación 6, y se obtiene,

$$S_x = 1,88 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y elijo la IPE80 que da los datos vistos en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

**Tabla 2.17 Tabla de datos de la IPE80 (Mittal, 2010)**

Perfil	Descripción	IPE80	Unidad
h	Alma	80	mm
b	Ala	46	mm
e	Espesor del alma	3,8	mm
e1	Espesor del ala	5,2	mm
A	Área	7,64	cm <sup>2</sup>
Ix	Inercia eje x	80,1	cm <sup>4</sup>
Sx	Módulo de sección	20	cm <sup>3</sup>
c	Medida al centro	40	mm
P	Peso de la viga	6	kg/m

Ya con esta viga se procede al cálculo real de diseño para seleccionar la viga correcta.

#### 2.2.3.4. Diseño real de la viga soporte Ty

Se procede a encontrar la carga total la cual se tomará del resultado de la ecuación 25.

$$T_x = F = 1510,18 \text{ N}$$

Al tener dos vigas transversales asentadas en la viga soporte más el peso de la viga, en la figura 2.39 se encuentra el DCL al cual se basará para los cálculos de la viga adecuada. (Software, 2013-2014)

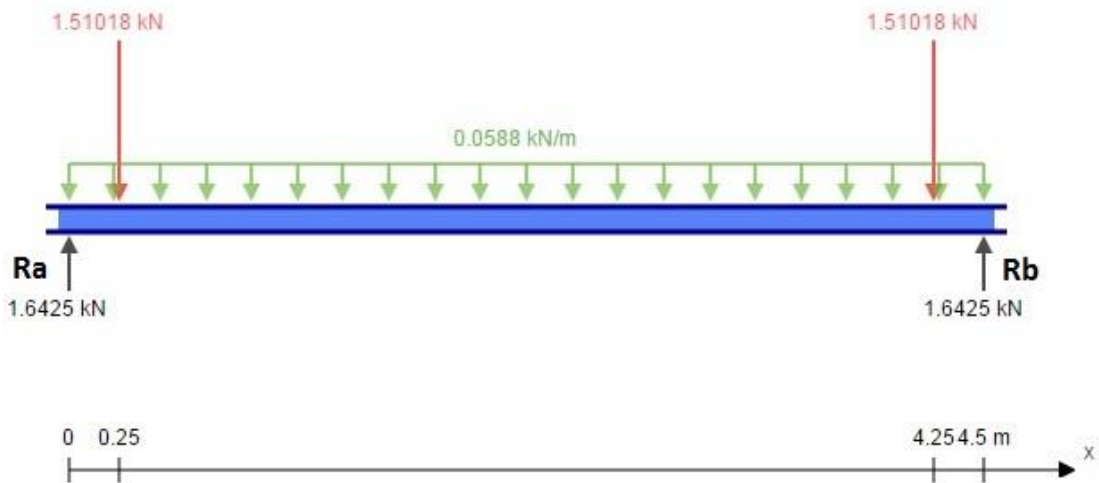


Figura 2.39 DCL en la viga soporte- diseño real Ty (Software, 2013-2014)

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza.

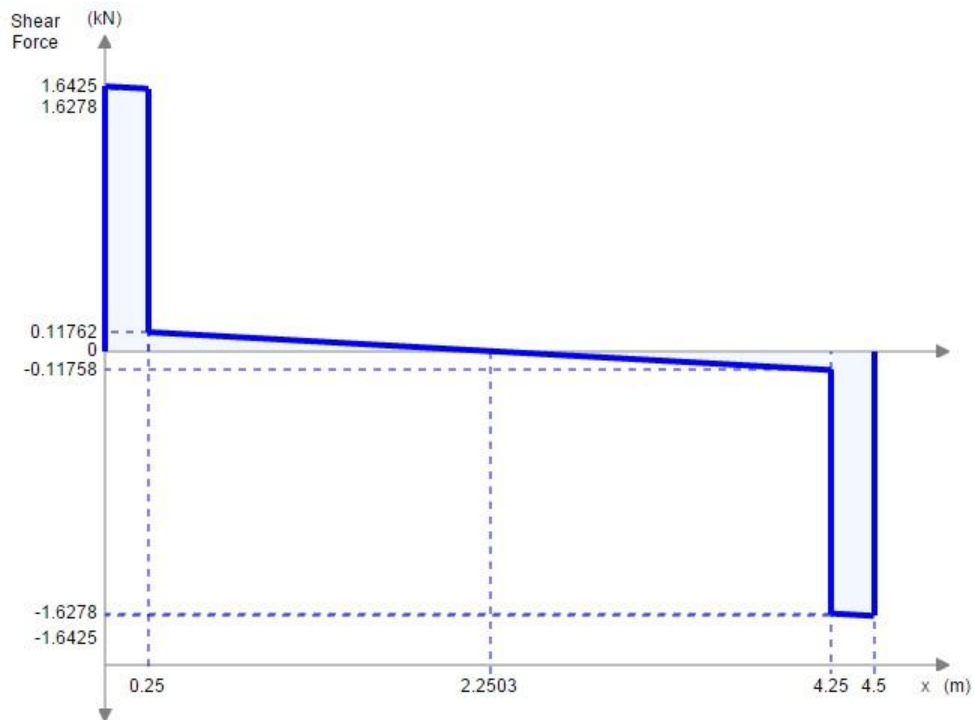
Se reemplaza el resultado de F, el valor del peso de la viga (P) de la tabla 2.16 en la ecuación 29 y se obtiene la reacción  $R_B$

$$R_B = 1642,5 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 29 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

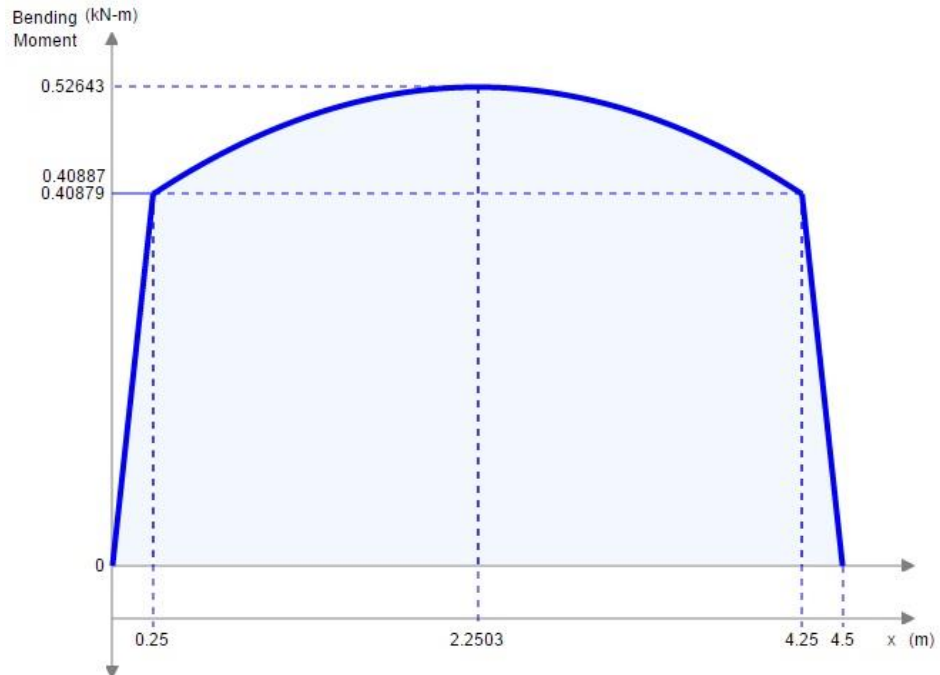
$$R_A = 1642,5 N$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 40 (Software, 2013-2014)



**Figura 2.40 Gráfico cortantes viga soporte- diseño real Ty** (Software, 2013-2014)

De la misma forma se procede a graficar las momentos flexionantes en la viga y se obtiene lo siguiente utilizando la calculadora de gráficos de vigas simplemente apoyadas mostrada en la figura 41. (Software, 2013-2014)



**Figura 2.41 Gráfico momentos viga soporte- diseño real Ty** (Software, 2013-2014)

En el figura 2.41 se muestra el momento flexionante generado por la fuerza aplicada por lo que se utiliza la ecuación 31 en la figura 2.11 (AHMSA, 2013) la cual expresa el momento máximo en una viga simplemente apoyada con su fuerza aplicada en el centro.

Se reemplaza los valores encontrados de F, L, y de la tabla 2.17 el valor del peso de la viga (P) en la ecuación 31 y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 526,43 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el esfuerzo permisible del material seleccionado de la viga que se obtiene por la ecuación 5.

Para el valor del factor de seguridad en flexión  $\eta$  se encuentra en la tabla 2.11 que para el caso 1,  $\eta$  es 0.8 (CMAA, 2004). El valor de  $F_y$  se lo encuentra en la tabla 2.1 el cual especifica el esfuerzo admisible del material ASTM A36 (ASTM, ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel , 2014).

Se reemplaza en la ecuación 5 el factor de seguridad  $\eta$  y el esfuerzo admisible  $F_y$  y se obtiene,

$$F_b = 200 \text{ MPa}$$

Con esos datos se puede obtener el valor del módulo de sección  $S_x$  al reemplazar el momento máximo de la ecuación 31 y el esfuerzo admisible de la ecuación 5 en la ecuación 6 y se obtiene,

$$S_x = 2,632 \text{ cm}^3$$

Con este dato se busca en las tablas de perfiles estructurales IPE y se sigue la IPE80 que da los datos en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

Ya con esta viga se procede al cálculo de la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas.

Para encontrar la deflexión máxima en vigas simplemente apoyadas donde la fuerza aplicada está en el centro incluyendo el peso de la viga, se utiliza la ecuación 32 combinada de los dos casos que se observa en la figura 2.4. (AHMSA, 2013)

Al reemplazar los valores que se encuentran en la tabla 2.1 y tabla 2.17 en la ecuación 32 se obtiene,

$$\delta_{\max} = 7,918 \text{ mm}$$

Con este resultado se verifica de acuerdo con la norma AISC capítulo L tabla 8.3.1 donde especifica según la figura 2.6 que la deflexión máxima permisible en grúas tipo monorriel debe ser menor o igual a  $L/450$ . (AISC, 2010)

Se reemplaza el valor de la longitud de la viga soporte ( $L$ ) de la tabla 2.7 en la ecuación 11 y se obtiene,

$$\delta_{\text{adm}} = 10 \text{ mm}$$



Si se compara los valores admisibles con el obtenido por cálculo, la viga si cumple con la norma ya que la deflexión de la viga es menor a la deflexión máxima permitida y se encuentra que el perfil comercial IPE seleccionado es la IPE80 con sus especificaciones en la tabla 2.17. (Mittal, 2010)

Por razones de fatiga del material, se comprueba si la viga cumple con los factores de seguridad necesarios para el diseño. Se calcula el esfuerzo máximo de la viga con la ecuación. (Pytel & Singer, 1994)

Se reemplaza en la ecuación 13, los valores que se encuentran en la tabla 2.17 y el resultado de la ecuación 31 y se obtiene,

$$\sigma_x = 0,57 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula el esfuerzo cortante máximo en la viga con la ecuación 14 y se reemplaza en la ecuación 14 los valores que se encuentran en la tabla 2.17 y el resultado de la ecuación 30 y se obtiene,

$$T_x = 2,15 \text{ MPa}$$

Con los resultados del esfuerzo máximo y el esfuerzo cortante se procede a encontrar el esfuerzo permisible para utilizar la ecuación del esfuerzo bidimensional efectivo de Von Mises que se muestra en la ecuación 15. (Norton, 2011)

Se reemplaza los resultados de las ecuaciones 13 y 14 en la ecuación 15 y se obtiene,

$$\sigma' = 3,724 \text{ MPa}$$

Ahora se compara el esfuerzo efectivo de Von Mises con el esfuerzo admisible del material para obtener el factor de seguridad bajo carga extática de la viga estructural. Se utiliza la ecuación 16 para conocer el factor de seguridad  $\eta$ .

Se reemplaza los valores resultantes de la ecuación 16, de la tabla 2.1 y se obtiene el factor de seguridad de diseño.

$$\eta = 67,132$$

Se encuentra que el perfil estructural IPE80 cumple con las condiciones de carga sometidas.

Para el estado de fatiga producido por las fuerzas aplicadas en forma alterna en la viga, se procede a revisar si cumplen con las condiciones de seguridad. Lo primero que se debe encontrar es el esfuerzo máximo y mínimo, para encontrar los esfuerzos alternantes y medios del diseño (Norton, 2011).

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma' \\ \sigma_{\max} &= 3,724 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Y el mínimo será,

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

Entonces se encuentra el esfuerzo alternante ( $\sigma_a$ ) y esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ), se reemplaza los valores en las ecuaciones 17 & 18, y se obtiene,

$$\begin{aligned}\sigma_a &= 1,862 \text{ Mpa} \\ \sigma_m &= 1,862 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Ahora se busca el límite de Resistencia ( $S'_e$ ) del material obtenido por la ecuación 19 mostrada en la tabla 2.12 para aceros con el esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) menores a 1400 MPa (Norton, 2011) y se obtiene,

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$

El valor obtenido del límite de resistencia  $S'_e$  se obtiene por pruebas estáticas de fatiga que deben ser afectadas por las condiciones reales del diseño. Por eso se

debe multiplicar por factores de reducción de la resistencia que ayuda a tener un valor más real donde los factores de corrección según las consideraciones que se muestran en la tabla 2.16.

Se multiplican todos los factores de corrección de la tabla 2.16 con el límite de resistencia ( $S'_e$ ) en la ecuación 20 y se obtiene,

$$S_f = 79,6536 \text{ MPa}$$

Con esos valores se pueden calcular los límites de seguridad en fatiga en los casos 1 y 2 (Norton, 2011), que representan lo siguiente:

Caso 1: Cuando el esfuerzo alternante permanece constante y el esfuerzo medio llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Caso 2: Cuando el esfuerzo medio permanece constante y el esfuerzo alternante llega a incrementarse dependiendo el servicio.

Entonces se puede encontrar los factores de seguridad tomando los valores encontrados en las ecuaciones anteriores. (Norton, 2011)

Para el caso 1 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 21.

Se reemplaza los valores de los resultados ya encontrados en las ecuaciones 17, 18 & 20 y se obtiene,

$$\eta = 133,265$$

Con esto nuestra viga estructural IPE80 cumple con las condiciones del caso 1 estático.

Para el caso 2 el factor de seguridad se obtiene por la ecuación 22.

Se reemplaza los valores de los resultados que se encuentran en las ecuaciones 17, 18 & 19 y el dato del esfuerzo último ( $S_{ut}$ ) en la tabla 2.1, se obtiene,

$$\eta = 106,92$$

Con esto nuestra viga estructural IPE80 cumple con las condiciones del caso 2 estático. Ya con los resultados, la viga IPE360 existente es por mayor la adecuada para soportar el puente grúa tipo monorriel como viga soporte. En la tabla 2.18 se observa los datos específicos de la viga soporte.

**Tabla 2.18 Tabla de datos de la IPE360 (Mittal, 2010)**

Perfil	Descripción	IPE360	Unidad
h	Alma	360	mm
b	Ala	170	mm
e	Espesor del alma	8	mm
e1	Espesor del ala	12,7	mm
A	Área	72,7	cm <sup>2</sup>
I <sub>x</sub>	Inercia eje x	16270	cm <sup>4</sup>
S <sub>x</sub>	Módulo de sección	904	cm <sup>3</sup>
c	Medida al centro	70	mm
P	Peso de la viga	57,1	kg/m

#### 2.2.4. Diseño de las partes del trolley

El Trolley principal como secundario se compone de los siguientes componentes:

1. Eje principal de sujeción
2. Eje conector placa y rodamiento
3. Placa laterales del trolley
4. Rodamientos para ruedas del trolley

Se diseñará las partes del trolley para verificar que el seleccionado en el mercado nacional cumpla con los requerimientos del diseño.

##### 2.2.4.1. Diseño del trolley en la viga Principal

###### Diseño del eje principal

El eje principal del trolley será el que soportara las cargas vivas y muertas del trolley por lo cual se debe verificar que cumpla con los requerimientos. Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación.

Se toma los valores de la tabla 2.8 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 10329,2 \text{ N}$$

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de F de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene de la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 5164,6 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 5164,6 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes del eje y el momento flexionante como en el caso de los perfiles estructurales con vigas con apoyos simples en sus extremos con una fuerza aplicada al centro de la misma, por lo cual se utiliza la ecuación 4 para saber el momento máximo en el eje. (Pytel & Singer, 1994) (AHMSA, 2013)

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.8 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 211,74 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el diámetro del eje principal mínimo de diseño despejando de la ecuación 13 de esfuerzos máximo (Pytel & Singer, 1994)

Según la figura 2.16, se utiliza la ecuación 33 de inercia en el eje x para cuerpos cilíndricos.

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} \tag{33}$$

Donde,

$d$ : Diámetro del eje principal del trolley

Se reemplaza la inercia  $I_x$  de la ecuación 34 en la ecuación 13 y se despeja  $d$  para obtener,

$$d = 22,09 \text{ mm}$$

Por razones comerciales se elige un trolley que su eje principal sea mayor a 23 mm.

### **Diseño del eje secundario (Rodamiento-Placa)**

Se procede a calcular la carga total ( $F$ ) la cual se expresa en la ecuación 1.

Se toma los valores de la tabla 2.10 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5164,6 \text{ N}$$

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene de la reacción  $R_B$ .

$$R_B = 2582,3 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 2582,3 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes del eje y el momento flexionante como en el caso de los perfiles estructurales con vigas con apoyos simples en sus extremos con una fuerza aplicada al centro de la misma, por lo cual se utiliza la ecuación 4 para saber el momento máximo en el eje. (Pytel & Singer, 1994) (AHMSA, 2013)

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.10 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 105,87 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el diámetro del eje secundario mínimo de diseño despejando de la ecuación 14 de esfuerzos máximo. (Pytel & Singer, 1994)

Según la figura 2.16, se utiliza la ecuación 33 de inercia en el eje x para cuerpos cilíndricos.

Se reemplaza la inercia  $I_x$  de la ecuación 33 en la ecuación 13 y se despeja  $d$  para obtener,

$$d = 17,53 \text{ mm}$$

Por razones comerciales se elige un trolley que su eje secundario sea mayor a 18 mm.

### **Diseño de las placas del trolley**

Se procede a calcular la carga total (F) la cual se expresa en la ecuación 1.

Se toma los valores de la tabla 2.9 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5164,6 \text{ N}$$

Ahora se busca la reacción causada por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje y así encontrar el máximo cortante.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_A &= F \end{aligned} \tag{34}$$

Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 34 y se obtiene  $R_A$

$$R_A = 5164,6 N$$

La fuerza aplicada en la placa produce una fuerza de tensión que puede causar fallo al material. Por tal razón, se tiene que buscar el mínimo espesor ( $t$ ) requerido para que la placa no sufra fallo por tensión.

Para esto por la ecuación 35 del esfuerzo cortante máximo del material a utilizar, se puede encontrar el espesor de la placa con el despeje del diámetro en la ecuación del área.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} \quad (35)$$

Donde,

$\tau_{xy}$  : Esfuerzo cortante máximo del material ASTM A36

$A$  : Área de la placa en el corte

$F$ : Fuerza aplicada a la placa

El esfuerzo cortante máximo se lo encuentra en la tabla 2.1 y se multiplicara por un factor de seguridad para esfuerzos cortantes de 0.36 dado por la normativa CMAA 74 en la tabla 2.11. (CMAA, 2004)

$$\tau_{xy} = \eta \times F_y \quad (36)$$

$$\tau_{xy} = 90 \text{ Mpa}$$

El área de corte en la placa será exactamente donde los ejes del trolley pasarán, por lo cual se tomará que el ancho de la placa será como mínimo 3 veces mayor que el diámetro del eje principal.

$$A = b * t \quad (37)$$

Donde,

$b$  : Ancho de la placa

$t$  : Espesor de la placa



Se reemplaza los resultantes de la ecuación 36 y ecuación 37 en la ecuación 35, se despeja el espesor  $t$  y se obtiene.

$$t = 7,84 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad de la placa con la reducción del área que es del diámetro del eje por donde va a ser alojado.

$$\eta = \frac{F_y}{\tau_{xy}} \quad (38)$$

Donde,

$\eta$ : Factor de seguridad de la placa en cortante

$F_y$ : Esfuerzo admisible del material

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo cortante en la nueva área

Para encontrar el esfuerzo cortante se debe buscar la nueva área que se obtiene en la ecuación 39.

$$A = (b - d) * t \quad (39)$$

Donde,

$d$  : Diámetro del eje principal (23 mm)

$b$  : Ancho de la placa ASTM A36 (75 mm)

$t$  : Espesor encontrado de la placa

Se usa la ecuación 39 y se obtiene la nueva área del cortante.

$$A = 407,68 \text{ mm}^2$$

Con el área se encuentra con la ecuación 35 el nuevo esfuerzo cortante máximo en la placa.

$$\tau_{xy} = 13,5 \text{ Mpa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 38 y se obtiene el factor de seguridad de la placa.

$$\eta = 18,52$$

Entonces la placa de 7,84 mm de espesor mínimo cumple con las condiciones de diseño del Trolley. Por razones comerciales se selecciona una plancha de 8 mm de espesor.

### **Diseño de rodamientos para el trolley principal**

Los rodamientos en el Trolley dependerán de las siguientes observaciones que se encuentran en el diseño del puente grúa:

1. Las velocidades del Trolley son tan bajas que no requieren estudios dinámicos para su selección.
2. Se diseñará con carga radial pero se buscara en las opciones las que incluyan cargas axiales.

Las ruedas del trolley estarán sometidas por fuerzas radiales por causa del eje secundario que se aloja en los rodamientos mientras que la fuerza axial será 0. Por tal causa se debe revisar las fuerzas que aplican que sería la mitad de la carga total que soporta el trolley.

Por lo tanto, se utiliza la fuerza aplicada directamente que se obtiene por la ecuación 1 con los datos de la tabla 2.10 y se obtiene,

$$Fr = 5291,02 N$$

Donde,

*Fr*: Fuerza radial aplicada al rodamiento

Y la fuerza axial ya especificada en los puntos anteriores,

$$Fa = 0 N$$

Donde,

*Fa*: Fuerza axial aplicada al rodamiento

Con estos valores se puede encontrar la carga equivalente estática (*P<sub>0</sub>*) especificada en la ecuación 40 (SKF, 2006),

$$P_o = 0,6 Fr + 0,5 Fa \quad (40)$$

Donde,

$P_o$ : Carga equivalente estática del rodamiento

Se reemplaza los valores de las fuerzas radiales y axiales en la ecuación 40 y se obtiene,

$$P_o = 3174,612 N$$

Para poder seleccionar el rodamiento adecuado para el diseño, se debe encontrar el valor del índice de carga estática básica  $C_o$  que se especifica en las tablas del rodamiento a seleccionar (SKF, 2006). Por la ecuación 41 donde se busca el factor de carga estática admisible  $f_s$ , se puede hallar la carga estática básica  $C_o$ ,

$$f_s = C_o / P_o \quad (41)$$

Según los manuales de rodamientos SKF (SKF, 2006), se recuerda que el factor de carga estática admisible  $f_s$  para rodamientos de bolas es 1 y para rodamientos de Rodillo es 1.5 observados en la tabla 2.42 del catálogo de SKF (SKF, 2006).

**Valores del factor  $f_s$  de carga estática permisible**

Condiciones de funcionamiento	Valor mínimo de $f_s$	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Aplicaciones con bajo nivel de ruido	2.0	3.0
Rodamientos sujetos a vibraciones y cargas de impacto	1.5	2.0
Condiciones de funcionamiento normales	1.0	1.5

**Figura 2.42 Valores de factor de carga estática permisible (SKF, 2006)**

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 41 y el dado en la figura 2.42 para obtener,

$$C_{or} = 3174,62 N$$

Por su bajo costo y por utilidad se utilizará rodamientos de bolas de ranura profunda y de una sola hilera ya que permiten soportar cargas radiales como en el caso del diseño, pero también cargas axiales en todas las direcciones. Su aplicación está dirigida a diseños de altas velocidades y bajas pérdidas de potencia. (SKF, 2006)

Por tal razón se selecciona el siguiente rodamiento de una hilera de bola mostrado sus datos en la tabla 2.19 por la información en el catálogo de SKF (SKF, 2006) y se comparará con el rodamiento de la rueda en el trolley seleccionado comercialmente.

**Tabla 2.19 Tabla de datos del rodamiento SKF (SKF, 2006)**

d (mm)	D (mm)	B (mm)	Co (N)	Numero de rodamiento
25	42	9	4550	6905 ZZ
25	52	15	7840	6205 ZZ
25	62	17	11200	6305 ZZ

Se elige el 6305 ZZ por ser un rodamiento de uso frecuente en la planta y de bajo costo. Se puede observar todas las especificaciones en el Anexo C.

### **Selección del Trolley para la viga principal**

Ya con los cálculos y los datos necesarios para el Trolley de la viga principal se puede seleccionar en el mercado nacional uno con capacidad de una tonelada que cumpla con los requerimientos de cálculos mínimos.

Por costos y especificaciones se elige el siguiente Trolley con sus especificaciones en la tabla 2.20.

**Tabla 2.20 Especificaciones de trolley a seleccionar**

Capacidad (Ton)	Vigas a Usar (mm)	Peso (Kg)	Eje P. (mm)
1	125-610	11,8	35,05

Las demás especificaciones y medidas se pueden observar en el Anexo D.

## 2.2.4.2. Diseño del trolley en las vigas transversales

### Diseño del eje principal

El eje principal del trolley secundario será el que soportará las cargas vivas y muertas por lo cual se debe verificar que cumpla con los requerimientos. Se procede a calcular la carga total (F) la cual se expresa en la ecuación 1.

Se toma los valores de la tabla 2.8 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5164,6 \text{ N}$$

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de F de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene la reacción  $R_B$

$$R_B = 2582,3 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 2582,3 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes del eje y el momento flexionante como en el caso de los perfiles estructurales una fuerza aplicada al centro de la misma, por lo cual se utiliza la ecuación 4 para saber el momento máximo en el eje. (Pytel & Singer, 1994) (AHMSA, 2013)

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.8 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 82,634 \text{ Nm}$$

Ya encontrado el valor del momento máximo, se procede a buscar el diámetro del eje principal mínimo de diseño despejando de la ecuación 13 de esfuerzos máximo. (Pytel & Singer, 1994)

Según la figura 2.16, se utiliza la ecuación 33 de inercia en el eje x para cuerpos cilíndricos. Se reemplaza la inercia  $I_x$  de la ecuación 33 en la ecuación 13 y se despeja  $d$  para obtener,

$$d = 16,15 \text{ mm}$$

Por razones comerciales se elige un trolley que su eje principal sea mayor a 17 mm.

### **Diseño del eje secundario (Rodamiento-Placa)**

Se procede a calcular la carga total la cual se expresa en la ecuación 1.

Se toma los valores de la tabla 2.10 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 2582,3 \text{ N}$$

Ahora se busca las reacciones causadas por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas y de momento flexionante en un punto extremo de la viga donde está la fuerza. Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 3 y se obtiene la reacción  $R_B$

$$R_B = 1291,15 \text{ N}$$

Ahora se reemplaza en la ecuación 2 para obtener el valor de la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 1291,15 \text{ N}$$

Se procede a graficar las fuerzas cortantes del eje y el momento flexionante como en el caso de los perfiles estructurales con vigas con apoyos simples en sus extremos con una fuerza aplicada al centro de la misma, por lo cual se utiliza

la ecuación 4 para saber el momento máximo en el eje. (Pytel & Singer, 1994) (AHMSA, 2013)

Se reemplaza en la ecuación 4 los valores que se encuentran en la tabla 2.10 de F y L, y se obtiene el momento máximo en la viga.

$$M_{\max} = 20,66 \text{ Nm}$$

Con el valor del momento máximo, se procede a buscar el diámetro del eje secundario mínimo de diseño se despeja de la ecuación 13 de esfuerzos máximo. (Pytel & Singer, 1994)

Según la figura 2.11, se utiliza la ecuación 33 de inercia en el eje x para cuerpos cilíndricos. Se reemplaza la inercia  $I_x$  de la ecuación 33 en la ecuación 13 y se despeja  $d$  para obtener,

$$d = 10,17 \text{ mm}$$

Por razones comerciales se elige un trolley que su eje secundario sea mayor a 11 mm.

### **Diseño de las placas del trolley**

Se procede a calcular la carga total (F) la cual se expresa en la ecuación 1.

Se toma los valores de la tabla 2.9 de las variables mencionadas, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 2708,72 \text{ N}$$

Ahora se busca la reacción causada por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje y así encontrar el máximo cortante.

Se reemplaza el resultado de F de la ecuación 1 en la ecuación 34 y se obtiene  $R_A$ .

$$R_A = 2708,72 \text{ N}$$

La fuerza aplicada en la placa produce una fuerza de tensión que puede causar fallo al material. Por tal razón, se tiene que buscar el mínimo espesor ( $t$ ) requerido para que la placa no sufra fallo por tensión.

Para esto por la ecuación 36 del esfuerzo cortante máximo del material a utilizar, se puede encontrar el espesor de la placa con el despeje del diámetro en la ecuación del área.

El esfuerzo cortante máximo se lo encuentra en la tabla 2.1 y se multiplicara por un factor de seguridad para esfuerzos cortantes de 0.36 dado por la normativa CMAA 74 en la tabla 2.11.

$$\tau_{xy} = 90 \text{ Mpa}$$

El área de corte en la placa será exactamente donde los ejes del trolley pasarán, por lo cual se tomará que el ancho de la placa será como mínimo 3 veces mayor que el diámetro del eje principal.

Se reemplaza los resultantes de la ecuación 36 y ecuación 37 en la ecuación 35, se despeja el espesor  $t$  y se obtiene.

$$t = 5,02 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad de la placa con la reducción del área que es del diámetro del eje por donde va a ser alojado. Para encontrar el esfuerzo cortante se debe buscar la nueva área que se obtiene en la ecuación 39.

Se obtiene la nueva área del cortante reemplazando los valores ya encontrados

$$A = 200,65 \text{ mm}^2$$

Con el área se encuentra con la ecuación 36 el nuevo esfuerzo cortante máximo en la placa.

$$\tau_{xy} = 13,5 \text{ Mpa}$$



Se reemplaza los valores en la ecuación 38 y se obtiene el factor de seguridad de la placa.

$$\eta = 18,52$$

Entonces la placa de 5,02 mm de espesor mínimo cumple con las condiciones de diseño del Trolley. Por razones comerciales se selecciona una plancha de 6 mm de espesor.

### **Diseño de rodamientos para el trolley transversal**

Los rodamientos en el Trolley dependerán de las siguientes observaciones que se encuentran en el diseño del puente grúa:

1. Las velocidades del Trolley son tan bajas que no requieren estudios dinámicos para su selección.
2. Se diseñará con carga radial pero se buscara en las opciones las que incluyan cargas axiales.

Las ruedas del trolley estarán sometidas por fuerzas radiales por causa del eje secundario que se aloja en los rodamientos mientras que la fuerza axial será 0. Por tal causa se debe revisar las fuerzas que aplican que sería la mitad de la carga total que soporta el trolley.

Por lo tanto, se utiliza la fuerza aplicada directamente que se obtiene por la ecuación 1 con los datos de la tabla 2.10 y se obtiene,

$$Fr = 2708,72 N$$

Donde,

*Fr*: Fuerza radial aplicada al rodamiento

Y la fuerza axial ya especificada en los puntos anteriores,

$$Fa = 0 N$$

Donde,

$F_a$ : Fuerza axial aplicada al rodamiento

Con estos valores se puede encontrar la carga equivalente estática ( $P_o$ ) especificada en la ecuación 40 (SKF, 2006). Se reemplaza los valores de las fuerzas radiales y axiales en la ecuación 40 y se obtiene,

$$P_o = 1625,232 N$$

Para poder seleccionar el rodamiento adecuado para el diseño, se debe encontrar el valor del índice de carga estática básica  $C_o$  que se especifica en las tablas del rodamiento a seleccionar (SKF, 2006). Por la ecuación 41 donde se busca el factor de carga estática admisible  $f_s$ , se puede hallar la carga estática básica  $C_o$ .

Según los manuales de rodamientos SKF (SKF, 2006), se recuerda que el factor de carga estática admisible  $f_s$  para rodamientos de bolas es 1 y para rodamientos de Rodillo es 1.5 observados en la figura 2.42 obtenida del catálogo de SKF (SKF, 2006).

Se reemplaza los valores obtenidos en la ecuación 41 y el dado en la figura 2.42 para obtener,

$$C_{or} = 1625,232 N$$

Por su bajo costo y por utilidad se utilizará rodamientos de bolas de ranura profunda y de una sola hilera ya que permiten soportar cargas radiales como en el caso del diseño, pero también cargas axiales en todas las direcciones. Su aplicación está dirigida a diseños de altas velocidades y bajas pérdidas de potencia. (SKF, 2006)

Por tal razón se selecciona el siguiente rodamiento de una hilera de bola mostrado sus datos en la tabla 2.21 por la información en el catálogo de SKF (SKF, 2006) y se comparara con el rodamiento de la rueda en el trolley seleccionado comercialmente.

**Tabla 2.21 Tabla de datos del rodamiento secundario SKF (SKF, 2006)**

d (mm)	D (mm)	B (mm)	Co (N)	Numero de rodamiento
17	35	10	3250	6003 ZZ
17	40	12	3700	6203 ZZ
17	47	14	6650	6303 ZZ

Se elige el 6303 ZZ por ser un rodamiento de uso frecuente en la planta y de bajo costo. Se puede observar todas las especificaciones en el Anexo E.

### **Selección del Trolley para la viga transversal**

Ya con los cálculos y los datos necesarios para el Trolley de la viga transversal se puede seleccionar un Trolley comercial para una tonelada que cumpla con los requerimientos de cálculos mínimos.

Por costos y especificaciones se elige el mismo Trolley seleccionado de 1 tonelada con sus especificaciones en la tabla 2.20.

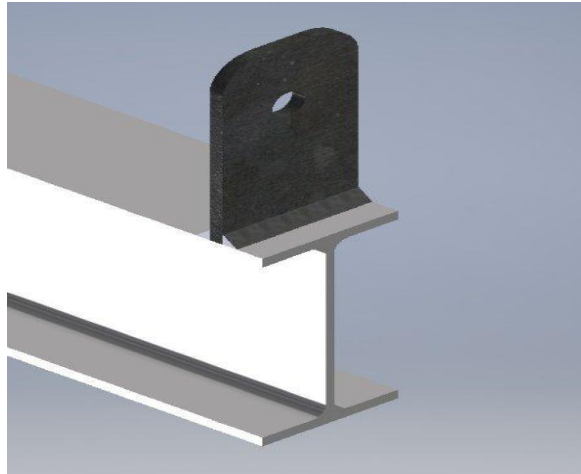
**Tabla 2.20 Especificaciones de trolley a seleccionar**

Capacidad (Ton)	Vigas a Usar (mm)	Peso (Kg)	Eje P. (mm)
1	125-610	11,8	35,05

Las demás especificaciones y medidas se pueden observar en el Anexo D.

### **2.2.5. Placa de acero soldada a la viga principal con el Trolley secundario**

Se diseña una placa que soldada a la viga principal pueda soportar las cargas que se someterán en ella y que se sujete al Trolley conectado a la viga transversal por medio de su eje principal. En la figura 2.43 se observa la placa soldada:



**Figura 2.43 Placa soldada a viga principal**

Se procede a calcular la carga total ( $F$ ) que esta aplicada en la placa la cual se expresa en la ecuación.

Se toma los valores de la tabla 2.6 de las variables mencionadas ya que las fuerzas que se aplican son similares, se reemplaza y se obtiene,

$$F = 5291,02 \text{ N}$$

Ahora se busca la reacción causada por la fuerza aplicada el cual se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje y así encontrar el máximo cortante. Se reemplaza el resultado de  $F$  de la ecuación 1 en la ecuación 34 y se obtiene la reacción  $R_A$ .

$$R_A = 5291,02 \text{ N}$$

La fuerza aplicada en la placa produce una fuerza de tensión que puede causar fallo al material. Por tal razón, se tiene que buscar el mínimo espesor ( $t$ ) requerido para que la placa no sufra fallo por tensión.

Para esto por la ecuación 35 del esfuerzo cortante máximo del material a utilizar, se puede encontrar el espesor de la placa con el despeje en la ecuación del área.

El esfuerzo cortante máximo se lo encuentra en la tabla 2.1 y se multiplicará por un factor de seguridad para esfuerzos cortantes de 0.36 dado por la normativa CMAA 74 en la tabla 2.11. (CMAA, 2004)

$$\tau_{xy} = 90 \text{ Mpa}$$

El área de corte en la placa será exactamente donde los ejes del trolley pasarán, por lo cual se tomará que el ancho de la placa será como mínimo 3 veces mayor que el diámetro del eje principal. Se reemplaza los resultantes de la ecuación 36 y ecuación 37 en la ecuación 35, se despeja el espesor  $t$  y se obtiene.

$$t = 5,88 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el factor de seguridad de la placa con la reducción del área que es del diámetro del eje por donde va a ser alojado.

Para encontrar el esfuerzo cortante se debe buscar la nueva área que se obtiene en la ecuación 39.

Se reemplaza los valores y se obtiene la nueva área del cortante.

$$A = 252,8 \text{ mm}^2$$

Con el área se encuentra con la ecuación 39 el nuevo esfuerzo cortante máximo en la placa.

$$\tau_{xy} = 20,9 \text{ Mpa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 38 y se obtiene el factor de seguridad de la placa.

$$\eta = 11,9$$

Entonces la placa de 5,88 mm de espesor mínimo cumple con las condiciones de diseño del Trolley. Por razones comerciales se selecciona una plancha de 6 mm de espesor.

Ahora se calcula la soldadura necesaria para soportar el peso de la IPE160 con la placa. Se necesita encontrar el valor de la garganta efectiva de la soldadura que

necesitará para soportar las fuerzas aplicadas en la unión entre la placa y la viga IPE160.

La placa al estar sujetando la viga y el eje principal del trolley secundario, tendrá las mismas fuerzas que afectan a la viga transversal. Por tal razón la fuerza que se aplica en la placa será la que se observa en la tabla 2.6, por lo tanto se tiene que,

$$F = 5291,02 \text{ N}$$

Se considera que la longitud de la soldadura a colocar lateralmente va a ser la distancia del ala de la viga IPE160 que según la tabla 2.14, la distancia será,

$$L = 82 \text{ mm}$$

El caso que la placa soldada es de unión típica sometidas a tracción, se utiliza la ecuación 43 que se utiliza para encontrar la resistencia para este tipo de uniones soldadas. (AWS, 2011)

$$S_{ut} \times 0.85 = \frac{F}{2 \times a \times L} \quad (42)$$

Donde,

$S_{ut}$  : El esfuerzo último del material de la placa

$F$ : Fuerza de tracción aplicada a la placa

$a$ : Garganta efectiva del cordón de soldadura

$L$ : Longitud total lateral del cordón de soldadura

Se reemplaza los valores encontrados en esta sección y por la tabla 2.1, y se despeja la garganta efectiva ( $a$ ) en la ecuación 42, se obtiene que la longitud de la garganta efectiva es,

$$a = 0,93 \text{ mm}$$

Con esa distancia se puede saber el ancho de soldadura ( $h$ ) que debe tener para soportar las cargas de la viga, (AWS, 2011)

$$h = 0,707 \times a \quad (43)$$

Donde,

$h$ : Ancho de la soldadura

Entonces se reemplaza en la ecuación 43 y se obtiene,

$$h = 0,657 \text{ mm}$$

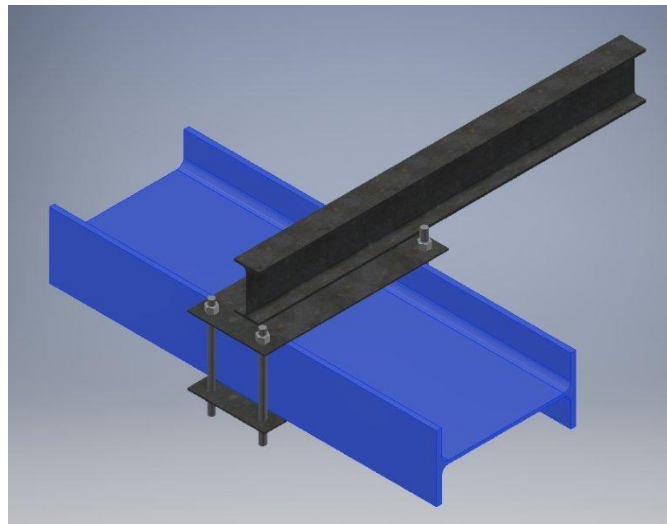
Al tener medidas muy bajas de soldadura para resistir las cargas, sólo para aumentar la seguridad del diseño se procede a considerar las siguientes medidas que se muestran en la tabla 2.22.

**Tabla 2.22 Resultados de medida de la soldadura en placa soldada**

Soldadura	Medidas (mm)
Longitud	164
Ancho	8,91
Lateral	6,3

Por seguridad se soldara en ambos lados de la placa de sujeción a la IPE160.

### 2.2.6. Diseño de la sujeción de las vigas transversales a los soportes



**Figura 2.44 Sujeción por espárragos de la viga IPE120 a viga soporte**

Como se ve en la figura 2.44, cada viga transversal estará apoyada simplemente en las vigas soporte de la barcaza el cual tendrán soldadas placas con 4 huecos donde serán agarradas con espárragos el cual se va a calcular.

### **Cálculo de los espárragos**

Según lo calculado en la viga soporte, las fuerzas que estarán involucradas son las mismas fuerzas que se aplicaban en la viga soporte con sus resultados en las ecuaciones 25 y 26. Estas fuerzas actuarán en el perno creando fuerzas de tensión y de corte las cuales darán el mínimo diámetro que deben tener los espárragos.

Entonces se toma los resultantes de las ecuaciones 24 y 25 y tenemos,

$$T_y = 1510,18 \text{ N}$$

$$T_x = 544,21 \text{ N}$$

Donde,

$T_x$ : Fuerza de cortante al espárrago en el eje x

$T_y$ : Fuerza tensión al espárrago en el eje y

Según la normativa del material ASTM A307 vistos en la tabla 2.2, tiene como esfuerzo último el valor de,

$$S_{ut} = 410 \text{ Mpa}$$

Con esos datos se calcula la resistencia del material a la tensión en la ecuación 44 (Pytel & Singer, 1994),

$$\sigma_x = \frac{T_y}{A} \tag{44}$$

Donde,

$\sigma_x$ : Esfuerzo máximo de tensión del espárrago

A: Área circular del espárrago

Para encontrar el esfuerzo máximo de tensión, se refiere a la tabla 2.11 que indica que el esfuerzo tendrá una corrección de diseño para el caso 1 de 0.6 (CMAA, 2004). El esfuerzo máximo será,

$$\sigma_x = 246 \text{ Mpa}$$

Se utiliza la ecuación 45 para encontrar el área del espárrago,



$$A = \frac{\pi x d^2}{4} \quad (45)$$

Se reemplaza la ecuación 46 en la ecuación 45, se despeja el diámetro del espárrago (d), se considera que se colocaran 4 espárragos y se obtiene,

$$d = 1,39 \text{ mm}$$

Ahora se verifica la resistencia del material a la cortante con la ecuación 46 pero con el esfuerzo cortante en ella,

$$\tau_{xy} = \frac{T_x}{A} \quad (46)$$

Donde,

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo cortante del espárrago

Para encontrar el esfuerzo máximo de tensión, se refiere a la tabla 2.11 que indica que el esfuerzo tendrá una corrección de diseño para el caso 1 de 0.36 (CMAA, 2004). Por tal razón el esfuerzo máximo será,

$$\tau_{xy} = 147,6 \text{ Mpa}$$

Se reemplaza la ecuación 45 en la ecuación 46, se despeja el diámetro del espárrago (d), se considera que se colocaran 4 espárragos en la placa y se obtiene,

$$d = 0,29 \text{ mm}$$

Ya obtenido el valor del diámetro mínimo a utilizarse para los espárragos el cual sucede en tensión, se calcula el factor de seguridad. Se utiliza la ecuación 44 y se obtiene,

$$\sigma_x = \frac{T_y}{A} \quad (44)$$

Para calcular el área se considera que el diámetro es muy pequeño, por lo que se decide escoger espárragos de 12 mm que se encuentran comercialmente.

Entonces al reemplazar los valores de la fuerza en tensión y del área en la ecuación 44 se obtiene,

$$\tau_{xy} = 3,34 \text{ Mpa}$$

Ahora se encuentra el factor de seguridad de los espárragos con lo que verifica el diseño propuesto,

$$\eta = \frac{S_{ut}}{\sigma_x} \quad (47)$$

Donde,

$\eta$  : Factor de seguridad del espárrago

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material del espárrago

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo en tensión del espárrago

Se reemplaza los resultantes en la ecuación 47 y se obtiene,

$$\eta = 122,81$$

Se cumple con las condiciones de diseño por lo cual se especifica en la tabla 2.23 el requerimiento del espárrago.

**Tabla 2.23 Especificaciones del espárrago para sujeción**

Espárrago	Medida	Unidad
Material	ASTM A307	-----
Diámetro	12	mm
longitud	250	mm

El perno incluirá 2 tuercas de 12mm, anillos de presión y arandela.

### **Cálculo placa soporte soldada a las Vigas transversales IPE120**

Se coloca en cada extremo de las IPE120 placas de acero ASTM A36 para poder sujetarse las vigas a la IPE360 por medio de espárragos y mantener su posición cuando ellas sean sometidas a las cargas que sean aplicadas en el puente grúa. Esas placas serán calculadas con las fuerzas axiales ( $T_x$ ) al cual son sometidas.

$$T_x = 544,20 \text{ N}$$

Al conocer cuál es la fuerza que produce el posible corte de la placa se puede calcular el espesor mínimo requerido para que no sea afectado,

Para esto por la ecuación 35 del esfuerzo cortante máximo del material a utilizar, se puede encontrar el espesor de la placa con el despeje en la ecuación del área.

El esfuerzo cortante máximo se lo encuentra en la tabla 2.1 y se multiplicara por un factor de corrección para esfuerzos cortantes de 0.36 dado por la normativa CMAA 74 en la tabla 2.11. (CMAA, 2004)

$$\tau_{xy} = 90 \text{ Mpa}$$

El área de corte en la placa será exactamente donde los espárragos pasarán, por lo cual se tomará que el ancho de la placa con la medida considerada de 200 mm por la suma de valores como el ala de la IPE120 y las distancias de agujeros para los espárragos.

Se reemplaza los resultantes de la ecuación 36 y ecuación 39 en la ecuación 35, se despeja el espesor  $t$  y se obtiene.

$$t = 0,0000364 \text{ mm}$$

Al tener un valor muy pequeño de la placa, se decide considerar el espesor con un valor de 1 mm para cálculos de diseño.

Ahora se calcula el factor de seguridad de la placa con la reducción del área que es del diámetro del eje por donde va a ser alojado en la ecuación 38.

Para encontrar el esfuerzo cortante se debe buscar la nueva área que se obtiene en la ecuación 48.

$$A = (b - 2d) * t \tag{48}$$

$$A = (b - 2d) * t \text{ (Ec. 50)}$$

Donde,

d : Diámetro del eje principal (13 mm)

b : Ancho de la placa ASTM A36 (200 mm)

t : Espesor encontrado de la placa (1 mm)

Se reemplaza los valores y se obtiene la nueva área del cortante.

$$A = 174 \text{ mm}^2$$

Con el área encontrada se utiliza la ecuación 35 el nuevo esfuerzo cortante máximo en la placa.

$$\tau_{xy} = 3.12 \text{ Mpa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 38 y obtenemos el factor de seguridad de la placa.

$$\eta = 799,33$$

Entonces la placa de 1 mm de espesor mínimo cumple con las condiciones de diseño del Trolley. Por razones comerciales se selecciona una plancha de 4 mm de espesor.

Ahora se calcula la soldadura necesaria para soportar el peso de la IPE120 con la placa. Se necesita encontrar el valor de la garganta efectiva de la soldadura que necesitará para soportar las fuerzas aplicadas en la unión entre la placa y la viga IPE120.

La placa al estar sujetando la viga y el eje principal del trolley secundario, tendrá las mismas fuerzas que afectan a la viga transversal. Por tal razón la fuerza que se aplica en la placa será la que se aplica en la viga soporte axialmente, por lo tanto se tiene que,

$$F = Tx = 544,20 \text{ N}$$

Se considera que la longitud de la soldadura a colocar lateralmente va a ser la distancia del alma de la viga IPE360 por la posición en la planta, que según la tabla 2.16, la distancia será,

$$L = 360 \text{ mm}$$

El caso que la placa soldada es de unión típica sometidas a tracción, se utiliza la ecuación 43 que utiliza para encontrar la resistencia para este tipo de uniones soldadas. (AWS, 2011)

$$S_{ut} \times 0.75 = \frac{F}{2 \times a \times L} \quad (49)$$

Donde,

$S_{ut}$  : El esfuerzo último del material de la placa

$F$ : Fuerza de tracción aplicada a la placa

$a$ : Garganta efectiva del cordón de soldadura

$L$ : Longitud total lateral del cordón de soldadura

Se reemplaza los valores encontrados en esta sección y por la tabla 2.1, y se despeja la garganta efectiva ( $a$ ) en la ecuación 49, se obtiene que la longitud de la garganta efectiva es,

$$a = 0,02 \text{ mm}$$

Con esa distancia se puede saber el ancho de soldadura ( $h$ ) que debe tener para soportar las cargas de la viga con la ecuación 43, (AWS, 2011) y se obtiene,

$$h = 0,017 \text{ mm}$$

Al tener medidas muy bajas de soldadura para resistir las cargas, solo para aumentar la seguridad del diseño se procede a considerar las siguientes medidas que se muestran en la tabla 2.24.

**Tabla 2.24 Resultados de medida de la soldadura en placa soldada a IPE120**

Soldadura	Medidas (mm)
Longitud	720
Ancho	8,91
Lateral	6,3

Por seguridad se soldará en ambos lados de la placa de sujeción a la IPE120.

### 2.3. Simulación de las partes del puente grúa tipo monorriel por asistencia de programa de elementos finitos AUTOCAD INVENTOR

Con los datos obtenidos en los cálculos procedo a revisar cada parte para observar si cumplen en soportar las cargas a las cuales se diseño. Las partes que vamos a estudiar por ser las que más cargas recibirán serán:

- Viga Principal con placa de 8 mm soldada
- Viga Transversal
- Placa soldada a Viga Principal
- Eje del trolley principal

#### 2.3.1. Simulación de la viga principal

Para poder obtener los resultados de la viga principal IPE160, se tuvo que soldar directamente las placas de 6 mm la cual generó los siguientes resultados.

Se insertan los datos de material como se especificó en la tabla 2.1 de la viga principal el cual da los siguientes valores que se pueden observar en la tabla 2.25.

**Tabla 2.25 Especificaciones del material de la viga principal**

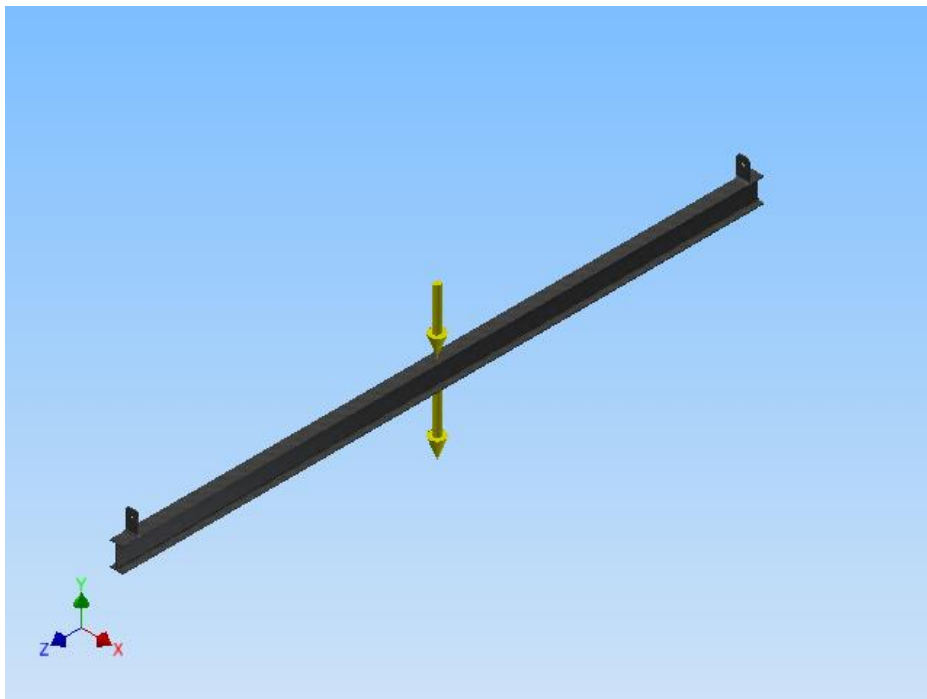
Nombre	Acero ASTM A36	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	248,225 MPa
	Resistencia máxima a tracción	399,9 MPa
Tensión	Módulo de Young	199,959 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	76,9073 GPa
Nombre(s) de pieza	DIN 1025 - IPE 160-4200 Placa soldar Placa soldar	

Se selecciona una fuerza central fija de 1 tonelada en la mitad de la viga que es la de diseño y se puede observar en la tabla 2.26.

**Tabla 2.26 Carga viva- viga principal**

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	9800.000 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	-9800.000 N
Vector Z	0.000 N

Se incluye la fuerza de gravedad la cual afectará el conjunto aumentando la carga muerta de la viga y tenemos lo siguiente visto en la figura 2.45.



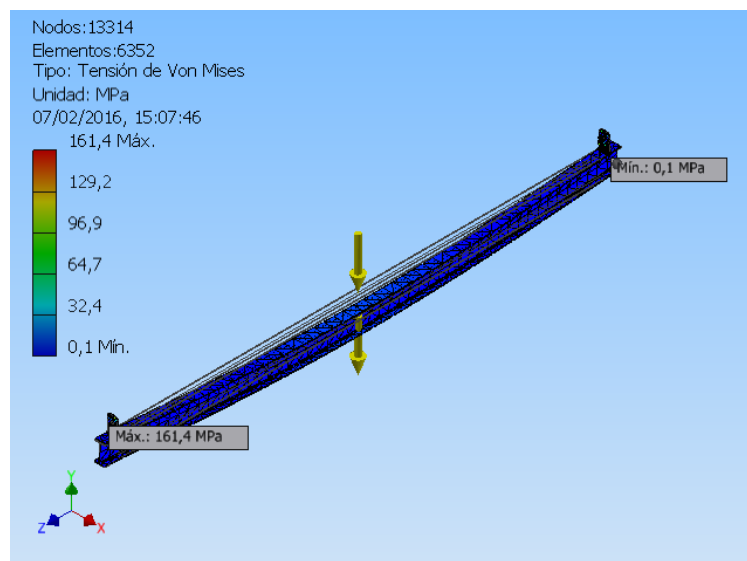
**Figura 2.45 Viga principal sometido a fuerza en el centro**

Al ingresar todos los datos en el programa de elementos finitos, se observa los resultados que se muestran en la tabla 2.27.

**Tabla 2.27 Viga principal –resultados generales**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	8635700 mm <sup>3</sup>	
Masa	67,7902 kg	
Tensión de Von Mises	0,148458 MPa	161,433 MPa
Desplazamiento	0 mm	4,43637 mm
Coefficiente de seguridad	1,53763 su	15 su
Tensión XX	-79,8386 MPa	86,8136 MPa
Tensión XY	-39,4447 MPa	37,5996 MPa
Tensión XZ	-23,3042 MPa	22,2362 MPa
Tensión YY	-186,29 MPa	202,565 MPa
Tensión YZ	-27,1575 MPa	26,7901 MPa
Tensión ZZ	-79,8388 MPa	86,8136 MPa
Desplazamiento X	-0,00832927 mm	0,00575757 mm
Desplazamiento Y	-4,43636 mm	0,343822 mm
Desplazamiento Z	-0,333044 mm	0,334749 mm
Deformación XX	-0,000207862 su	0,000176161 su
Deformación XY	-0,000256443 su	0,000244448 su
Deformación XZ	-0,000151508 su	0,000144565 su
Deformación YY	-0,000714149 su	0,000831197 su
Deformación YZ	-0,00017656 su	0,000174172 su
Deformación ZZ	-0,00033275 su	0,000299647 su

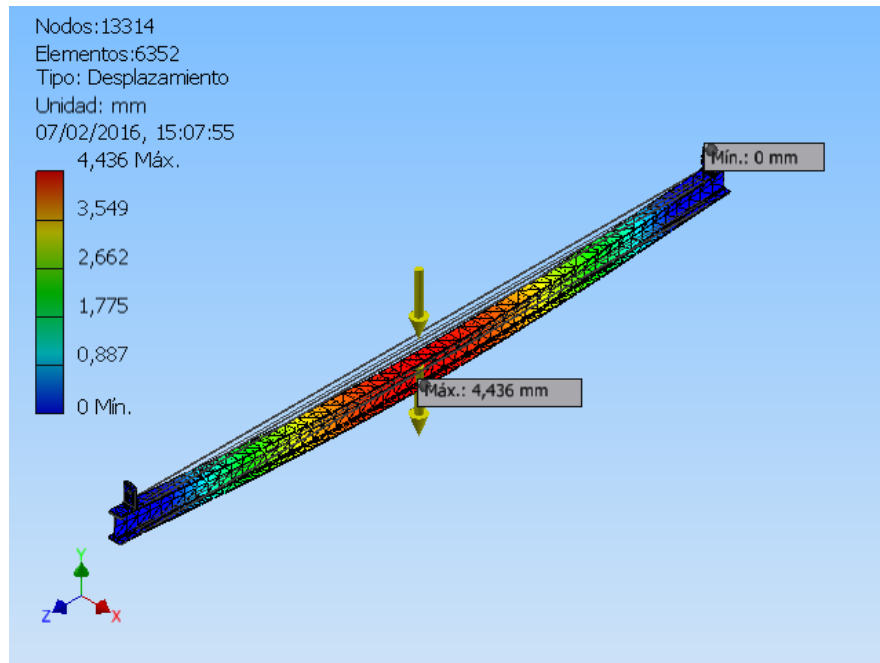
Antes de dar un comentario individual de los resultados, se puede observar que ningún valor supera el límite máximo de esfuerzo del material ASTM A36, por lo cual, la viga principal IPE160 es la adecuada para el diseño.



**Figura 2.46 Viga principal –resultados de la tensión de Von Mises**

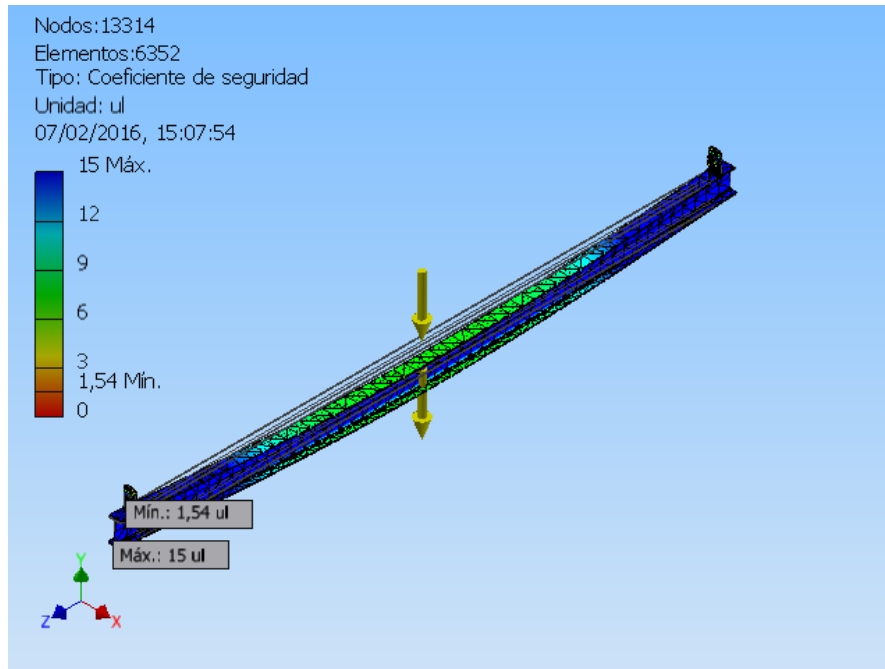


En la figura 2.46, se puede observar que los valores de los esfuerzos máximo efectivo son mayores a lo que se calculó teóricamente, pero no supera al valor máximo de resistencia del material que se utilizó en el diseño observado en la Tabla 2.1 con los datos del ASTM A36.



**Figura 2.47 Viga principal –resultados de deformación máxima**

Si se compara los resultados de teóricos con los del programa de elementos finitos en la figura 2.47, se ve que la viga principal no llega a pasar los 8,88 mm que la normativa AISC (AISC, 2010) establece, por lo cual los resultados son satisfactorios para el diseño.



**Figura 2.48 Viga principal –coeficiente de seguridad**

Al ingresar los datos para obtener el coeficiente de seguridad que se observa en la figura 2.48, el resultante difiere mucho con el teórico. Según lo observado, en el gráfico se denota que el valor mínimo de la viga, está en la placa soldada a ella, por haber tomado los elementos como un cuerpo único. Se acepta el valor ya que la carga máxima de diseño en la viga principal es de una tonelada, las cargas reales a levantar no pasan de la mitad a lo diseñado.

Con esto la viga principal IPE160 esta aceptada para el diseño del puente grúa tipo monorriel.

### **2.3.2. Simulación de la viga transversal**

Para poder obtener los resultados de la viga transversal IPE120, donde está apoyada simplemente en las vigas soporte de la barcaza IPE360, se suelda placas de ASTM A36 en los extremos de la viga IPE120 para poder considerar la viga en apoyo simple.

Se insertan los datos de material como se especificó en la tabla 2.1 de la viga transversal el cual da los siguientes valores que se pueden observar en la tabla 2.28.

**Tabla 2.28 Especificaciones del material de la viga transversal**

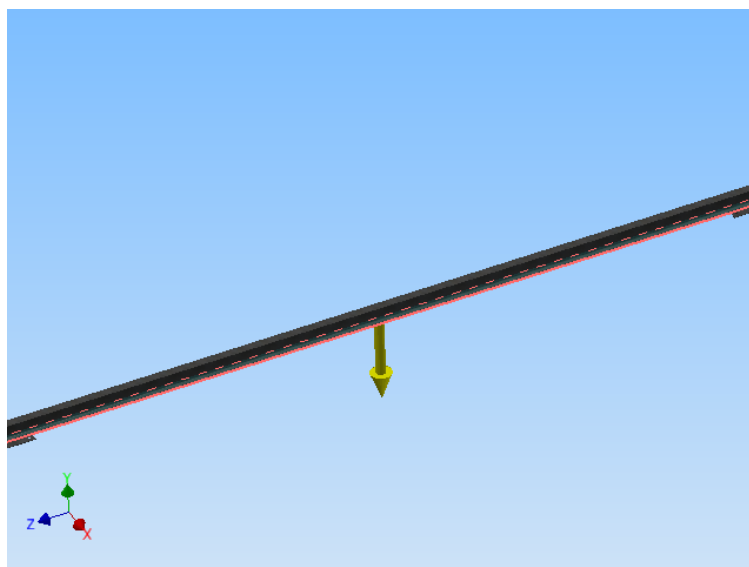
<b>Nombre</b>	<b>Acero ASTM A36</b>	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	248,225 MPa
	Resistencia máxima a tracción	399,9 MPa
Tensión	Módulo de Young	199,959 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	76,9073 GPa
Nombre(s) de pieza	DIN 1025 - IPE 160-4200 Placa soldar Placa soldar	

Se selecciona una fuerza central fija de 1/2 tonelada en la mitad de la viga que es la de diseño y se puede observar en la tabla 2.29.

**Tabla 2.29 Carga viva- viga transversal**

<b>Tipo de carga</b>	<b>Fuerza</b>
Magnitud	5429.200 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-5429.200 N
Vector Z	0.000 N

Se incluye la fuerza de gravedad la cual afectará el conjunto aumentando la carga muerta de la viga y tenemos lo siguiente visto en la figura 2.49.



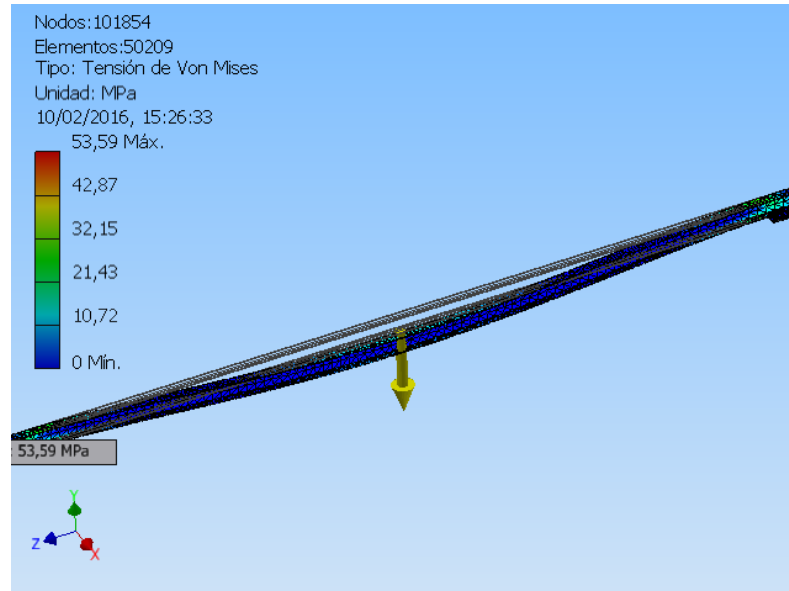
**Figura 2.49 Viga transversal sometida a fuerza en el centro**

Al ingresar todos los datos en el programa de elementos finitos, se observa los resultados que se muestran en la tabla 2.30.

**Tabla 2.30 Viga transversal-resultados generales**

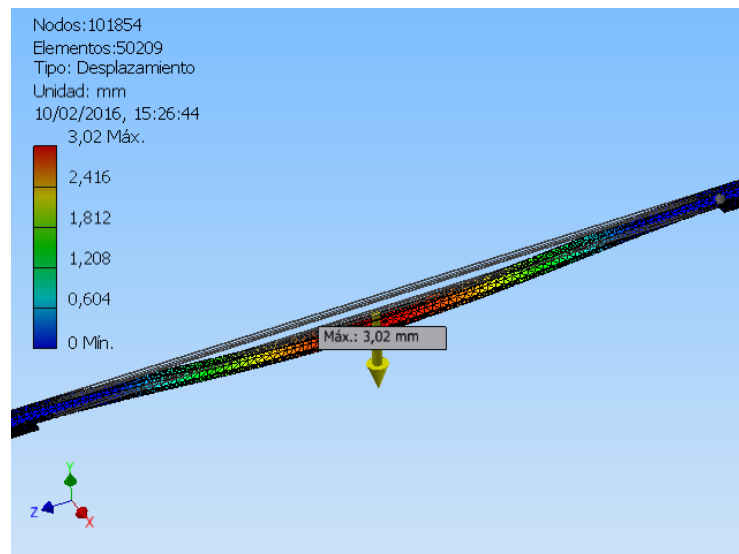
<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	8697080 mm <sup>3</sup>	
Masa	68,272 kg	
Tensión de Von Mises	0,000012358 MPa	53,5867 MPa
Desplazamiento	0 mm	3,02015 mm
Coefficiente de seguridad	4,63221 su	15 su
Tensión XX	-31,9951 MPa	7,85825 MPa
Tensión XY	-11,1663 MPa	10,563 MPa
Tensión XZ	-11,5364 MPa	9,64157 MPa
Tensión YY	-59,4623 MPa	19,1643 MPa
Tensión YZ	-22,3429 MPa	24,5789 MPa
Tensión ZZ	-47,5112 MPa	34,2942 MPa
Desplazamiento X	-0,00266868 mm	0,0252203 mm
Desplazamiento Y	-3,02015 mm	0,00350408 mm
Desplazamiento Z	-0,111078 mm	0,111194 mm
Deformación XX	-0,000165202 su	0,0000747823 su
Deformación XY	-0,0000725958 su	0,0000686734 su
Deformación XZ	-0,000075002 su	0,000062683 su
Deformación YY	-0,000230399 su	0,0000970329 su
Deformación YZ	-0,000145258 su	0,000159795 su
Deformación ZZ	-0,000223637 su	0,000171002 su

Como en la viga principal, antes de dar un comentario individual de los resultados, se puede observar que ningún valor supera el límite máximo de esfuerzo del material ASTM A36, por lo cual, la viga principal IPE120 es la adecuada para el diseño.



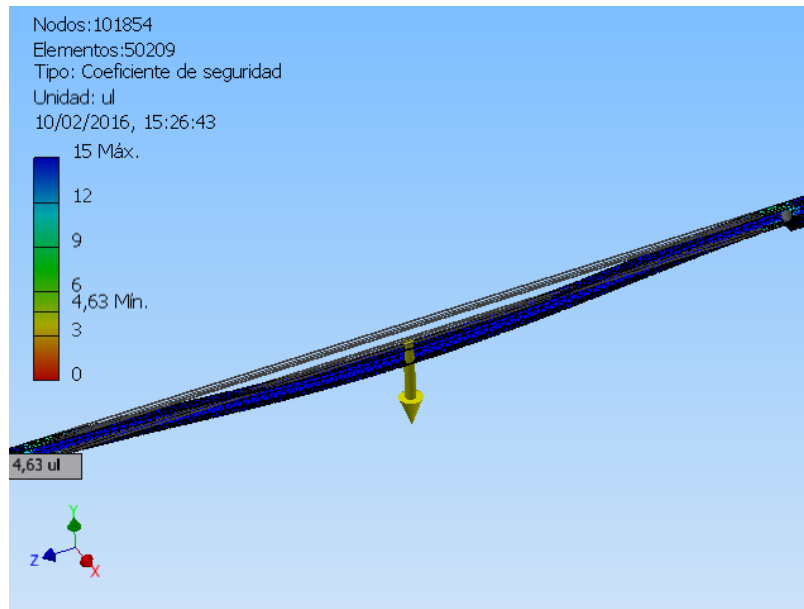
**Figura 2.50 Viga transversal-tensión de Von Mises**

En la figura 2.50, se puede observar que los valores de los esfuerzos máximo efectivo son aceptables a lo que se calculó teóricamente, y no supera al valor máximo de resistencia del material que se utilizó en el diseño observado en la tabla 2.1 con los datos del ASTM A36.



**Figura 2.51 Viga transversal-deformación máxima**

Si se compara los resultados de teóricos con los del programa de elementos finitos en la figura 2.51, se ve que la viga transversal no llega a pasar los 14,44 mm que la normativa AISC (AISC, 2010) establece, por lo cual los resultados son satisfactorios para el diseño.



**Figura 2.52 Viga transversal-coeficiente de seguridad**

Los datos obtenidos por el programa de elementos finitos van acorde con el diseño teórico por lo cual la viga principal IPE120 está aceptada para el diseño del puente grúa tipo monorriel. Su valor mínimo de 4,63 en la figura 2.52 verifica los cálculos teóricos de utilizar este tipo de perfil estructural.

### **2.3.3. Simulación de la placa soldada a viga principal IPE160**

Para poder obtener los resultados de la placa que está soldada en la viga principal del puente grúa se insertan los datos de material como se especificó en la tabla 2.1 de la placa el cual da los siguientes valores que se pueden observar en la tabla 2.31.

**Tabla 2.31 Especificaciones del material de la placa soldada a la viga IPE160**

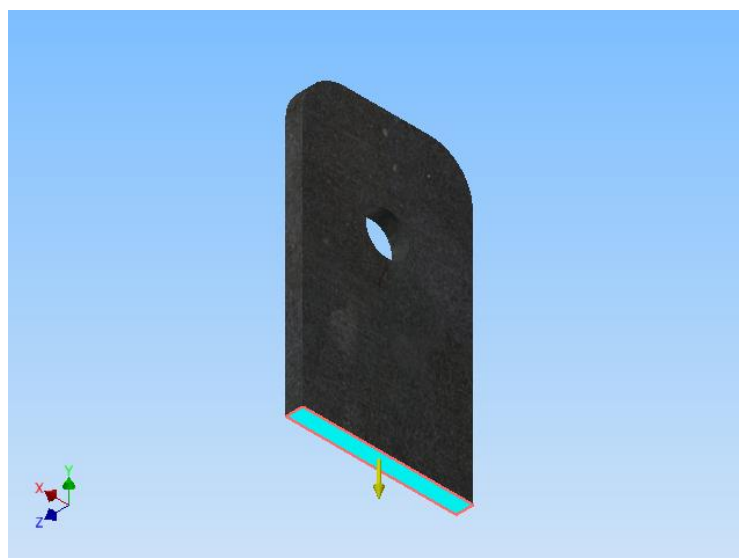
Nombre	Acero ASTM A36	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	248,225 MPa
	Resistencia máxima a tracción	399,9 MPa
Tensión	Módulo de Young	199,959 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	76,9073 GPa
Nombre(s) de pieza	Placa soldar	

Se selecciona una fuerza central fija de 1/2 tonelada en la placa soldada en el eje y de su forma y se puede observar en la tabla 2.32.

**Tabla 2.32 Cargas vivas-placa soldada a viga IPE160**

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	5291,020 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-5291,020 N
Vector Z	0,000 N

Se incluye la fuerza de gravedad la cual afectará el conjunto aumentando la carga muerta de la placa y tenemos lo siguiente visto en la figura 2.53.



**Figura 2.53 Placa soldada sometida a fuerza radial**

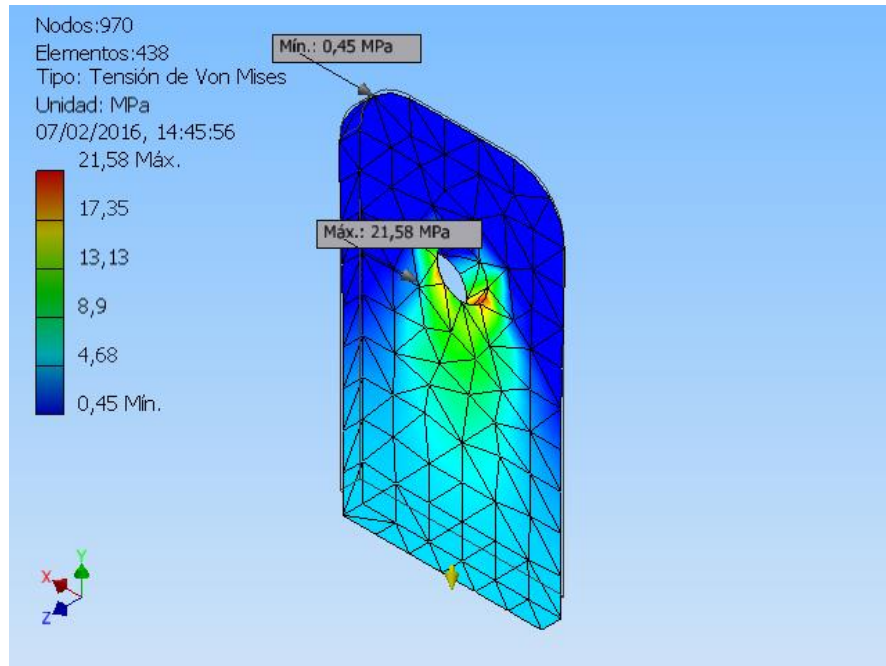
Al ingresar todos los datos en el programa de elementos finitos, se observa los resultados que se muestran en la tabla 2.33.

**Tabla 2.33 Placa soldada-resultados generales**

<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	85713,3 mm <sup>3</sup>	
Masa	0,672849 kg	
Tensión de Von Mises	0,453734 MPa	21,5773 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00423922 mm
Coefficiente de seguridad	11,504 su	15 su
Tensión XX	-3,12364 MPa	8,22708 MPa
Tensión XY	-9,77549 MPa	9,5956 MPa
Tensión XZ	-1,37036 MPa	1,3604 MPa
Tensión YY	-9,47286 MPa	21,2716 MPa
Tensión YZ	-3,88061 MPa	3,46488 MPa
Tensión ZZ	-2,39746 MPa	8,77083 MPa
Desplazamiento X	-0,000607068 mm	0,000605909 mm
Desplazamiento Y	-0,00420951 mm	0 mm
Desplazamiento Z	-0,0000945593 mm	0,0000916991 mm
Deformación equivalente	0,00000200842 su	0,0000961871 su
Deformación XX	-0,0000475699 su	0,0000270445 su
Deformación XY	-0,0000635537 su	0,0000623842 su
Deformación XZ	-0,00000890916 su	0,00000884444 su
Deformación YY	-0,0000467826 su	0,0000902301 su
Deformación YZ	-0,0000252291 su	0,0000225263 su
Deformación ZZ	-0,0000242292 su	0,00000702772 su

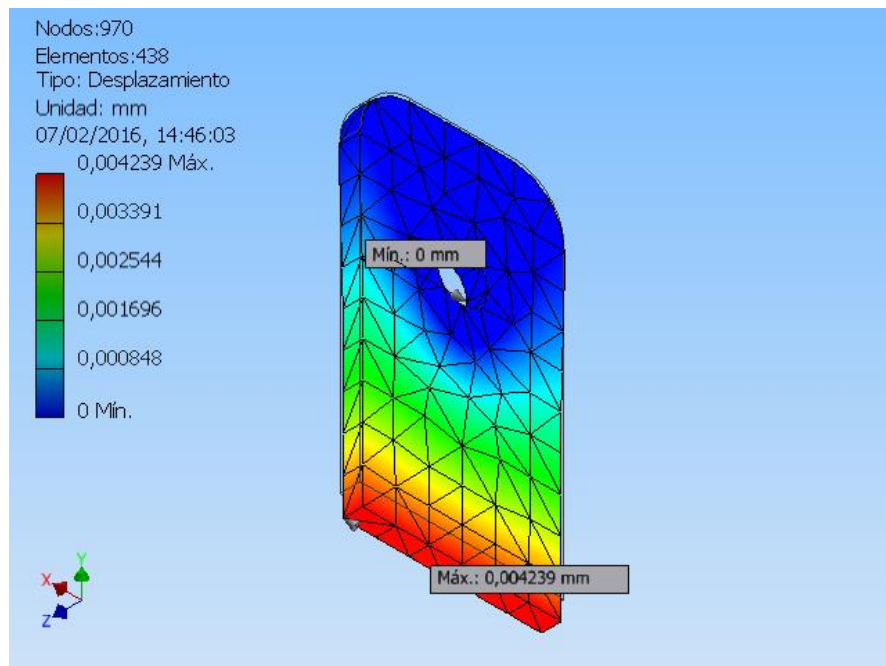
Antes de dar un comentario individual de los resultados, se puede observar que ningún valor supera el límite máximo de esfuerzo del material ASTM A36, por lo cual, la placa soldada a la IPE160 es la adecuada para soportar las cargas del puente grúa tipo monorraíl.





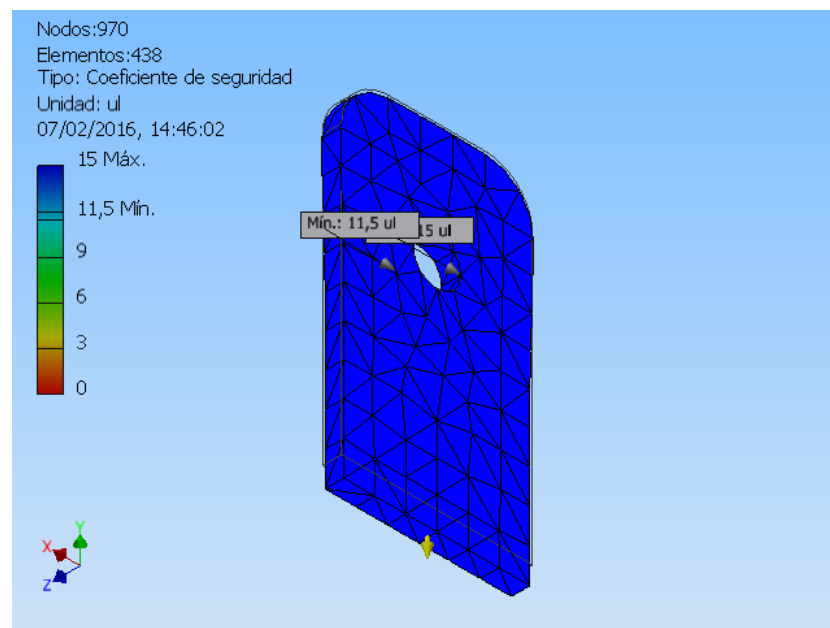
**Figura 2.54 Placa Soldada-Tensión de Von Mises**

En la figura 2.54, se puede observar que los valores de los esfuerzos efectivos máximo están en los concentradores de esfuerzos por el agujero donde el eje principal del trolley pasa, pero no supera ni cercanamente al valor máximo de resistencia del material que se utilizó en el diseño observado en la tabla 2.1 con los datos del ASTM A36.



**Figura 2.55 Placa Soldada-Deformación Máxima**

Los valores de deformación por causa de la tensión ejercida por la fuerza aplicada radialmente demuestran que su deflexión es casi nula ya que no llega a 1 mm. Esto asegura que por deflexión no hay dudas del material y espesor de la placa soldada. En los cálculos de la viga principal, al haber calculado como cuerpos unidos, se demuestra también que la soldadura es aceptada en los cálculos por los datos antes obtenidos.



**Figura 2.56 Placa Soldada-Coeficiente de seguridad**

Al ingresar los datos para obtener el coeficiente de seguridad que se muestra en la figura 2.56, el resultante certifica que el cálculo teórico como el cálculo por el programa de elementos finitos da valores aceptables mayores de 11, considerando que el espesor de la placa y sus medidas son las correctas para el diseño.

Con esto la placa soldada en la IPE160 esta aceptada para el diseño del puente grúa tipo monorriel.

### **2.3.4. Simulación del eje principal del trolley principal**

Para poder obtener los resultados del eje principal del trolley, la cual genero los siguientes resultados que se pueden observar en la tabla 2.34. Se insertan los datos de material ASTM A36 para el eje principal.

**Tabla 2.34 Especificaciones del material del eje del trolley**

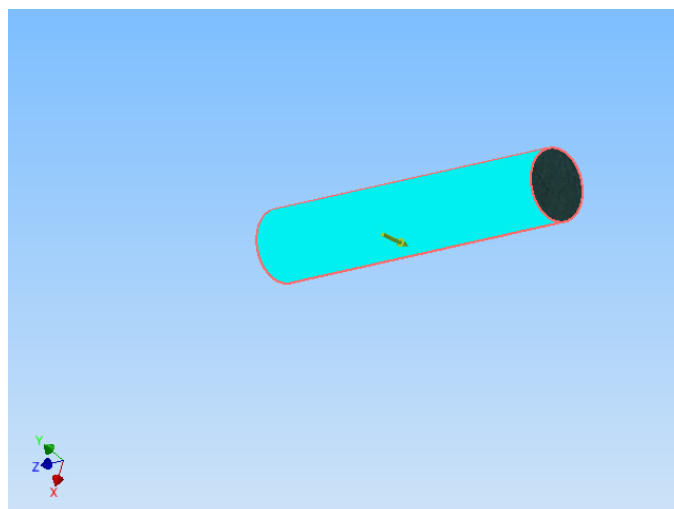
<b>Material</b>	<b>Acero</b>
Densidad	7,85 g/cm <sup>3</sup>
Masa	0,48167 kg
Área	10799,2 mm <sup>2</sup>
Volumen	61359,2 mm <sup>3</sup>
Centro de gravedad	x=0,0000000026142 mm y=0 mm z=62,5 mm

Selecciono una fuerza central fija de una tonelada que es la de diseño y podemos observar en la tabla 35.

**Tabla 2.35 Carga Viva-Eje principal del trolley**

<b>Tipo de carga</b>	<b>Fuerza</b>
Magnitud	4900,000 N
Vector X	-1127,051 N
Vector Y	-4768,622 N
Vector Z	0,000 N

Se incluye la fuerza de gravedad la cual afectará el conjunto aumentando la carga muerta del eje y tenemos lo siguiente visto en la figura 2.57.



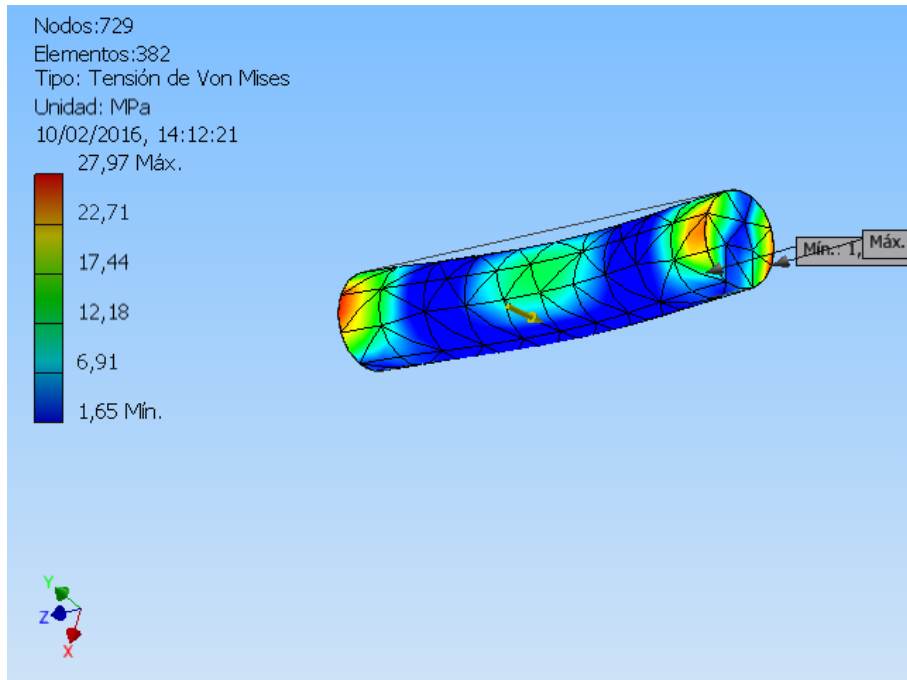
**Figura 2.57 Eje del Trolley sometida a fuerzas en el centro**

Al ingresar todos los datos en el programa de elementos finitos, se observa los resultados que se muestran en la tabla 2.36.

**Tabla 2.36 Eje del Trolley –Resultados generales**

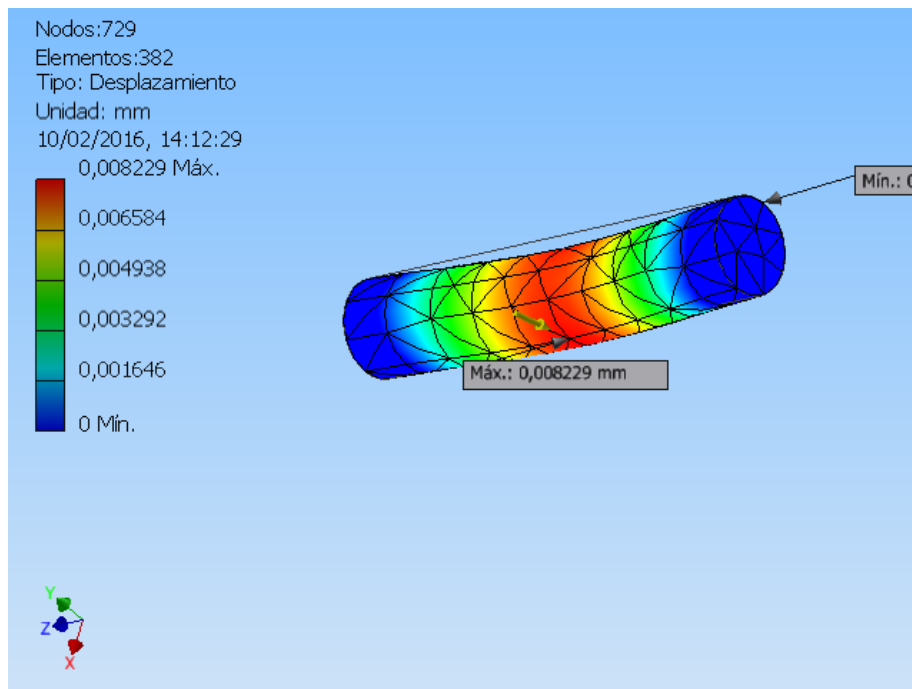
<b>Nombre</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Volumen	61359,2 mm <sup>3</sup>	
Masa	0,48167 kg	
Tensión de Von Mises	1,64626 MPa	27,9739 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00822944 mm
Coefficiente de seguridad	7,39975 su	15 su
Tensión XX	-15,9764 MPa	16,7953 MPa
Tensión XY	-2,01854 MPa	1,55023 MPa
Tensión XZ	-4,96998 MPa	3,89087 MPa
Tensión YY	-15,7466 MPa	17,0751 MPa
Tensión YZ	-8,415 MPa	8,85084 MPa
Tensión ZZ	-39,0337 MPa	39,251 MPa
Desplazamiento X	-0,00203228 mm	0,00000976746 mm
Desplazamiento Y	-0,00802347 mm	0 mm
Desplazamiento Z	-0,00187786 mm	0,00188411 mm
Deformación equivalente	0,00000694546 su	0,000131245 su
Deformación XX	-0,00002512 su	0,0000252902 su
Deformación XY	-0,0000124957 su	0,00000959667 su
Deformación XZ	-0,0000307666 su	0,0000240864 su
Deformación YY	-0,0000406252 su	0,0000402302 su
Deformación YZ	-0,0000520928 su	0,0000547909 su
Deformación ZZ	-0,000142318 su	0,000139715 su

Por los resultados que se encuentra, se observar que ningún valor supera el límite máximo de esfuerzo del material ASTM A36, por lo cual, el eje principal que sujeta el teclé mecánico como las cargas a soportar es la adecuada para el diseño.



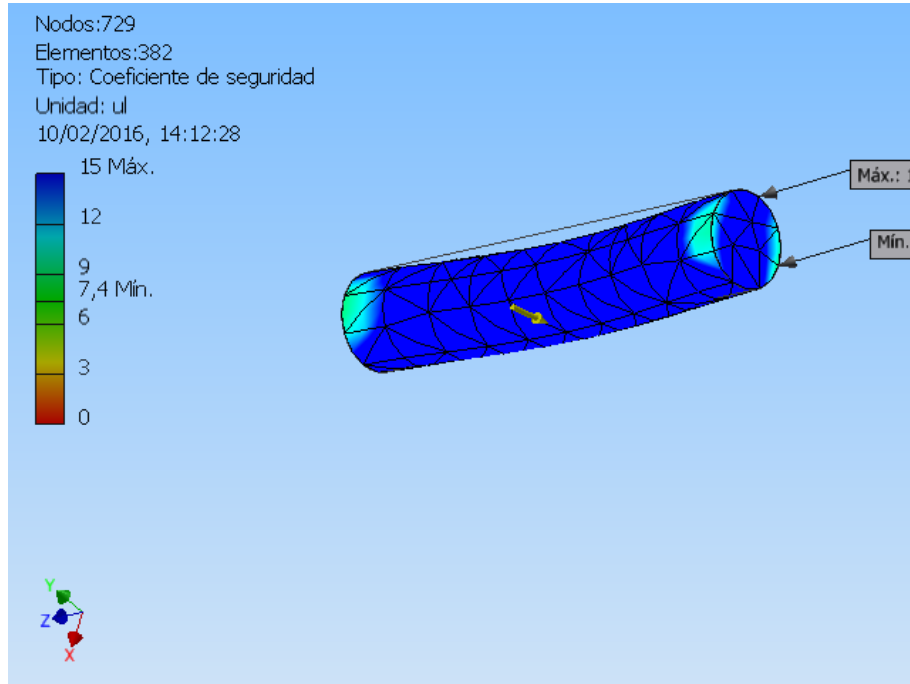
**Figura 2.58 Eje del Trolley –Resultados de la Tensión de Von Mises**

En la figura 2.58, se puede observar que los valores de los esfuerzos máximo efectivo son menores a lo que se calculó teóricamente, y no supera al valor máximo de resistencia del material que se utilizó en el diseño observado en la tabla 2.1 con los datos del ASTM A36.



**Figura 2.59 Eje del Trolley –Resultados de deformación Máxima**

Los resultados teóricos y los del programa de elementos finitos en la figura 2.59, cumplen con los diseños propuestos ya que la deflexión no pasa ni el milímetro, por lo cual los resultados son satisfactorios para el trolley.



**Figura 2.60 Eje del Trolley-Coeficiente de seguridad**

Al ingresar los datos para obtener el coeficiente de seguridad en la figura 2.60, el resultante certifica que el cálculo teórico como el cálculo por el programa de elementos finitos da valores aceptables mayores de 7,4, considerando que el diámetro del eje y sus medidas son las correctas para el diseño.

Eje principal del trolley cumple para ser seleccionado con medidas mayores en los trolley de fabricación nacional.

# CAPÍTULO 3

## 3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 3.1. Análisis de resultados de diseño

Ya con la obtención de todos los cálculos de las partes de la estructura del puente grúa como de los equipos de elevación y transportación, se procede a dar un compilado completo de la información resultante.

El diseño del puente grúa tipo monorriel se compone de los siguientes elementos:

1. Estructura del puente grúa
2. Equipos de elevación
3. Equipo de transportación
4. Soportes de sujeción
5. Accesorios de sujeción

#### 3.1.1. Resultandos en la estructura del puente grúa

Al comparar los resultados entre lo teórico y lo analizado por el programa de elementos finitos se obtiene lo mostrado en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1 Comparativo de resultados-estructura puente grúa**

Viga principal			
Estructuras	Von Mises	Deformación	Factor Seguridad
Teórico	99,72	8,89 mm	2,51
Elementos finitos	161,4 Mpa	4,43 mm	1,54
Viga transversal			
Estructuras	Von Mises	Deformación	Factor Seguridad
Teórico	18,13	14,44	13,79
Elementos finitos	53,59 Mpa	3,02 mm	4,63

Si se observa en la tabla 3.1, la viga principal tiene resultados aceptables en lo teórico pero en el programa de elementos finitos los valores del coeficiente de seguridad tiene un valor bajo a lo diseñado teóricamente, pero bajo las condiciones de levantamiento de carga máximo no causa problemas en la elección de la viga. Por parte de la viga transversal, sus valores tanto teórico como por elementos finitos cumple con las especificaciones de diseño.

Ya con la aceptación de los resultados, la estructura del puente grúa tipo monorriel se compone de perfiles estructurales de fabricación nacional con la norma ASTM A36/ ASTM A572 grado 50 que especifica que son aceros de alta resistencia por cada kilogramo de peso.

En la tabla 3.1 se puede observar los resultados obtenidos teóricamente y por programa de elementos finitos AUTOCAD INVENTOR.

**Tabla 3.2 Resultantes en la estructura del puente grúa**

Descripción	Perfil Estructural	Dimensiones (mm)	Material	Peso bruto (kg)
Viga principal	IPE 160	4000	ASTM A36	63,2
Viga transversal 1	IPE 120	6000	ASTM A36	62,4
Viga transversal 2	IPE 120	6000	ASTM A36	62,4
Viga soporte	IPE 360	Existente	ASTM A36	513,9

El peso total de la parte estructural del puente grúa tipo monorriel es de 701,9 kg la cual fácilmente puede ser transportada de un lugar a otro por el puente grúa principal de la planta cuando se lo requiera. Para más especificaciones de los perfiles estructurales elegidos se pueden observar en el Anexo A.

### 3.1.2. Equipo de elevación

El equipo de elevación del puente grúa fue seleccionado por medio de una matriz de decisión que dio como resultado un tecele de elevación eléctrico. Uno de los puntos por cual se eligió un tecele eléctrico es la facilidad del operador o mecánico de levantar las cargas de diseño sin causar esfuerzo físico y que le ayude a levantar con más rapidez.

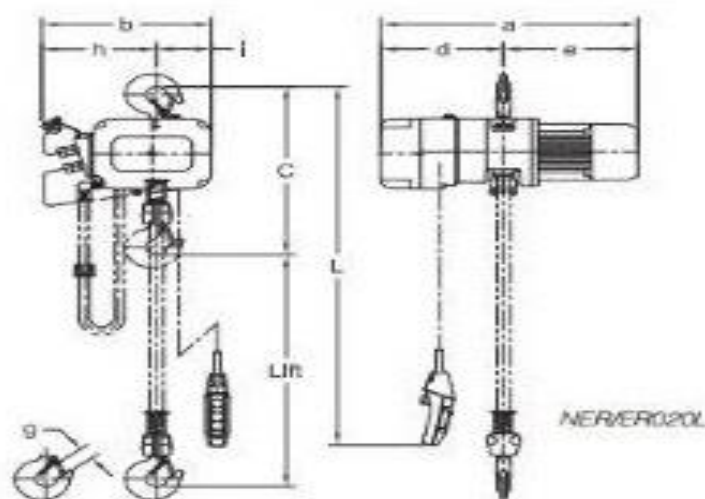
Revisando en el mercado nacional un tecele eléctrico para la capacidad de diseño, bajo costo y de un peso relativo para poder transportarlo de un lugar a otro, se encuentra el siguiente tecele especificado en la tabla 3.3.



**Tabla 3.3 Especificaciones de tecele eléctrico seleccionado**

Descripción	Valor
Marca	KITO
Modelo	NER/ER
Tipo	10L
Capacidad	1 TON
Elevación	5 m
Cable Botonera	2,5 m
Velocidad elevación	4,3 m/min
Rendimiento	0.9 KW
Peso	54 kg
Longitud total	332 mm

Se selecciona este equipo por facilidad en encontrar repuestos nacionales y tener personal técnico capacitado dentro de la planta ya que se usa del mismo tipo en otras tareas. En la figura 3.1 se observa la forma del tecele eléctrica a colocar en el puente grúa.



**Figura 3.1 Tecele eléctrico- Diseño de forma**

### **3.1.3. Equipo de transportación**

Al elegir perfiles estructurales para la construcción de la estructura del puente grúa, da la facilidad de la colocación de sistemas de transportación que permiten la colocación de cualquier tipo de tecele o ser conectadas a estructuras por su forma de diseño. Este sistema de transportación o comercialmente llamado trolley se seleccionó localmente y sus especificaciones se observan en la tabla 3.4.

**Tabla 3.4 Especificaciones de trolley seleccionado**

Descripción	Valor
Marca	Columbus McKinnon
Modelo	CBT
Tipo	Manual Trolley
Capacidad	1 TON
Perfiles a utilizar	120-360 mm
Peso	11,79 kg

Así como el tecele eléctrico, el trolley es de uso común en la planta y su mecanismo es fácil de dar mantenimiento y de reparación.

#### **3.1.4. Soportes de sujeción**

Al comparar los resultados entre lo teórico y lo analizado por el programa de elementos finitos se obtiene lo mostrado en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5 Comparativo de resultados-placa soldada IPE160**

Placa soldada a IPE160			
Estructuras	Von Mises	Deformación	Factor Seguridad
Teórico	20,9	0	11,9
Elementos finitos	21,58 Mpa	0,004 mm	11,5

Al observar la tabla comparativa 3.5, se observa que la placa soldada a la IPE160 cumple con las condiciones de diseño tanto en lo teórico como en el programa de elementos finitos.

En el puente grúa tipo monorriel, uno de los objetivos es que el sistema de elevación estructural sea desmontable para que se pueda utilizar en otra máquina que este en mantenimiento mayor. Al considerar esa premisa, se diseñó una forma de poder sujetar la parte estructural a los soportes de la planta por medio de una placa diseñada para soportar las cargas vivas soldada al perfil estructural IPE 160 y una placa soldada a la IPE120 sujeta por espárragos en la IPE360. Ese resultado permitió cumplir con la premisa de ser desmontable y sus especificaciones se pueden observar en las tablas 3.6 y 3.7.

**Tabla 3.6 Especificaciones de placa soldada a IPE160**

Descripción	Valor
Nombre	Placa rectangular en IPE160
Material	ASTM A36
Dimensiones (mm)	140 x 80
Espesor (mm)	8

En el diseño, la placa tiene un agujero de 20 mm para el paso del eje principal del trolley secundario y dar la propiedad de movimiento a la viga principal del puente grúa tipo monorraiel.

**Tabla 3.7 Especificaciones de placa soldada a IPE120**

Descripción	Valor
Nombre	Placa rectangular en IPE120
Material	ASTM A36
Dimensiones (mm)	476 x 200
Espesor (mm)	4

En el diseño, la placa tiene un 4 agujero de 17 mm distribuidos para el paso de espárragos de 16 mm y ser la sujeción de la estructura del puente grúa tipo monorraiel en las vigas soporte de la planta.

Las placas antes mencionadas fueron soldadas siguiendo los procesos dados por la normativa AWS (AWS, 2011) utilizando electrodo 6011 y electrodo 7018 para el acabado.

### **3.1.5. Accesorios del sujeción**

Como se estableció en el capítulo de diseño del puente grúa tipo monorraiel, la forma de sujeción que se implementa será de dos placas conectadas por medio de espárragos de acero ASTM A307 con propiedades del material en la tabla 2.2 y con las especificaciones en la tabla 3.8 que se observa a continuación.

**Tabla 3.8 Especificaciones del espárrago de sujeción**

Descripción	Valor
Nombre	Espárragos
Material	ASTM A307
Dimensiones (mm)	M16 x 250
Tuerca	M16 x 2

Los espárragos incluyen 2 anillos planos y 2 anillos de presión para mantener estable la estructura.

### **3.2. Análisis de costo de inversión y beneficio**

Para cumplir con uno de los objetivos de este proyecto, se debe realizar los cálculos de costos para compararlos con el beneficio de reducir los tiempos de mantenimiento mayor de una máquina CAT3616 y lograr saber si el proyecto es rentable o no para el cliente.

Se calcula los costos directos como indirectos, se realizará una comparación de la pérdida de tener una máquina en mantenimiento mayor durante 35 días y el ahorro que tendrá en días con la implementación del puente grúa de una tonelada en la actividad diaria del mantenimiento.

#### **3.2.1. Análisis de costos**

Son los gastos que se generan para poder implementar un proyecto se dividen en:

- a. Costos Directos
- b. Costos Indirectos

##### **3.2.1.1. Costos directos**

Son aquellos que se pueden identificar plenamente o asociar a los productos y servicios procesados o ejecutados, así como también puede decirse de aquellos sobre los que un área determinada tiene responsabilidad en su empleo o utilización; generalmente pueden considerarse como tales, los gastos originados por el pago de la fuerza de trabajo que ejecuta las acciones, los consumos de materiales empleados y también aquellos servicios recibidos y otras obligaciones que puedan asociarse de manera específica a la actividad que se ejecuta.

### 3.2.1.1.1. Costos de materiales

Como se explicó en el párrafo anterior, estos son los materiales principales que se utilizan para la construcción del puente grúa. Se puede observar en la tabla 3.9 donde se especifica los costos totales en materiales.

**Tabla 3.9 Costos de materiales**

Material	Cantidad	Valor unitario	Valor total
PERFIL IPE 160	1	\$ 109,45	\$ 109,45
PERFIL IPE 120	2	\$ 98,15	\$ 196,30
PLANCHA 4 mm ASTM A36 /2,44 x 1.22 m	1	\$ 61,32	\$ 61,32
TOTAL			\$ 367,07

### 3.2.1.1.2. Costos adicionales

Estos son los costos de materiales adicionales que se necesitan para poder complementar el proyecto como pernos, soldadura y equipos eléctricos necesarios. En la tabla 3.10 se observan los costos por materiales adicionales.

**Tabla 3.10 Costos de materiales adicionales**

Material	Cantidad	Valor unidad	Valor total
ESPARRAGOS 5/8" x 250 mm Completos	16	6,15	98,4
ARANDELAS (Incluidos en espárragos)	32	0	0
TUERCAS (Incluidos en espárragos)	32	0	0
Anillo de Presión (Incluidos en espárragos)	32	0	0
Electrodos E-6011 (Kg)	10	3,33	33,3
Electrodos E-7018 (Kg)	10	3,7	37
PINTURA ANTICORROSIVA	2	29	58
TROLLEY	3	170,05	510,15
TECLE ELECTRICO 1 TON (Cadena/Botonera)	1	3767,4	3767,4
TOTAL			4504,25

Fuente: Departamento Compras TGSA

### 3.2.1.1.3. Costos de procesos

Son los costos por la utilización de equipo que dará acabado a las piezas del puente grúa para su instalación. En la tabla 3.11 se observan los costos de procesos.

**Tabla 3.11 Costos de procesos**

Equipos para procesos	Tiempo	Costo/hr	Total
Taladros de pedestal	13	5	65
Soldaduras eléctricas-MIG/TIG	13	10,5	136,5
Amoladoras	10	8	80
Cortadoras plasma	10	10,5	105
TOTAL			4890,75

#### **3.2.1.1.4. Costos de montaje**

Para este trabajo se utilizará personal de la misma planta Termoguayas por lo cual se tomará sus propios sueldos como referencia dependiendo las horas necesarias que se los utilice. En la tabla 3.12 se observan los costos de montaje.

**Tabla 3.12 Costo de montaje**

Costo Hora/Hombre	Cantidad	Costo/Hr	Tiempo Requerido	Total
Supervisor	1	5,417	12	65
Soldador	2	2,292	12	55
Mecánico	3	1,875	12	67,5
TOTAL				187,5

#### **3.2.1.1.5. Costos directos totales**

Se obtiene los valores de todos los costos directos se procede a realizar una totalización como se observa en la figura 3.13.

**Tabla 3.13 Costos directos totales**

COSTOS DIRECTOS TOTALES	TOTAL
Materia Prima	367,07
Material Adicional	4504,25
Procesos y Maquinarias	4890,75
Montaje	187,5
<b>TOTAL</b>	<b>9949,57</b>

#### **3.2.1.2. Costos indirectos**

Está constituido por los gastos que no son identificables con una producción o servicio dado, relacionándose con éstos en forma indirecta. Son aquellos que por regla general, se originan en otras áreas organizativas de apoyo a las

acciones fundamentales de la entidad. Algunos ejemplos de costos indirectos los administrativos de toda índole, los de reparación y mantenimiento, los cuales se ejecutan con la finalidad de apoyar las acciones que realiza la misma.

### 3.2.1.2.1. Costos por fabricación

Son los materiales que no están en la fabricación del puente grúa pero serán utilizados en equipos que ayudan a preparar los elementos. En la tabla 3.14 se observan los costos de fabricación.

**Tabla 3.14 Materiales en fabricación**

Materiales	Cantidad	Valor unitario	Valor total
DISCO PULIR 4 1/2 X 3/16 X 7/8	15	1,25	18,75
DISCO DE CORTE 4 1/2 X 1/8 X 7/8	10	1,15	11,5
Guantes de Napa	12	3,5	42
PROTECTORES FACIALES	6	7,2	43,2
GAFAS DE PROTECCION	2	1,7	3,4
TOTAL			118,85

Fuente: Departamento Compras TGSA

### 3.2.1.2.2. Costos de ingeniería

Son los costos que generan los estudios, cálculos de ingeniería entre otros que ayudan a construir correctamente el puente grúa. Se toma en cuenta a un Ingeniero recién graduado o en proceso para la realización de este proyecto. En la tabla 3.15 se observan los costos de ingeniería.

**Tabla 3.15 Costos de Ingeniería**

Costos de ingeniería	Cantidad	Costo/Hr	Tiempo	Total
Ingeniería (Egresado)	1	3,333333333	40	133,333333
TOTAL				133,333333

Fuente: RRHH Termo-guayas Generation S.A.

### 3.2.1.2.3. Costos por imprevistos

Se va a calcular un valor referencial por los imprevistos que se pueden presentar en lo administrativo como en el lugar de instalación. En la tabla 3.16 se observan los costos por imprevistos.

**Tabla 3.16 Costo por imprevistos**

Imprevistos	Cantidad	Costo/Hr	Tiempo	Total
Imprevistos	1	12	10	120
TOTAL				120

#### **3.2.1.2.4. Costos indirectos totales**

Al obtener los valores de todos los costos indirectos se procede a realizar una totalización como se observa en la figura 3.17.

**Tabla 3.17 Costos indirectos totales**

COSTOS DIRECTOS TOTALES	TOTAL
Materiales de fabricación	118,85
Costos de Ingeniería	133,33
Imprevistos	120
<b>TOTAL</b>	<b>372,18</b>

#### **3.2.1.3. Costos totales del proyecto**

Al obtener los costos directos e indirectos se puede ya conocer el costo total del proyecto puente grúa y poder comparar con el beneficio de producción que se generará con el ahorro de tiempo.

En la tabla 3.18 se puede observar que el costo total del proyecto será de \$10.321,75.

**Tabla 3.18. Costos totales**

Costos Directos	\$ 9.949,57
Costos Indirectos	\$ 372,18
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 10.321,75</b>

#### **3.2.2. Análisis de beneficio por producción**

Al tener una máquina en mantenimiento mayor, la planta tiende por necesidad a perder producción por el trabajo de que la máquina pueda operar otras 16000 horas sin parar. Por lo cual en la tabla 3.19 se denota cuanto de dinero se perdería si esa máquina entra a mantenimiento.



**Tabla 3.19 Producción de máquina CAT3616 en tiempo de OH**

Días de OH (Incluyendo Sábados/Domingos)	35	días
Tiempo de Mantenimiento Mayor CAT 3616	840	Horas
Carga máxima promedio CAT3616	3200	KW
Costo Promedio KW/hora (Datos de CENACE)	0,068743	dólares

TOTAL de PRODUCCION CAT3616	1 unidad	184781,184	Dólares
-----------------------------	----------	------------	---------

Lo que se puede observar que la ganancia de una máquina prendida las 24 horas durante 35 días seguidos es de \$184.781,18 siendo el valor referencial promedio del kW/hora de 0,068743 dólares.

Teniendo el valor de producción que tiene la máquina al no generar durante 35 días de mantenimiento, lo cual uno de los objetivos es mejorar los tiempos para que podamos recuperar algo que por obligación se va a disminuir de la producción anual de la planta.

Para esto, se ha investigado cuanto tiempo se pierde diariamente por el uso del puente grúa principal en la barcaza cuando se utiliza para correctivos, preventivos y otras tareas logrando perder hasta 2 horas y media diarias. En la tabla 3.20 vemos las pérdidas generadas por uso del puente grúa principal por otras razones que no sea mantenimiento mayor.

**Tabla 3.20 Cálculo de pérdidas en el OH por el uso de la Grúa (Revisión en Campo)**

Estimación de pérdidas diarias por el uso de la grúa principal 2,5 Horas

Total de horas perdidas durante el OH	87,5 Horas
	10,94 días

Ese promedio de 10,94 días de pérdidas por el uso de la grúa causa una pérdida de producción que al tener un puente grúa exclusivo para esa máquina generarían reducir el tiempo de mantenimiento mayor de 35 días a 23 días dando los siguientes resultados en la tabla 3.21.

**Tabla 3.21 Cálculo reduciendo las horas de mantenimiento mayor con el puente grúa tipo Monorriel**

Tiempo de Mantenimiento Mayor CAT 3616	752,5	Horas
Carga máxima promedio CAT3616	3200	KW
Costo Promedio KW/Hr	0,068743	dólares

TOTAL de PRODUCCION CAT3616 PERDIDA EN MM	1 unidad	165533,144	Dólares
--	----------	------------	---------

**AHORRO PRODUCTIVO MENSUAL**

Ahorro mensual de producción	1 unidad	<b>19248,04</b>	<b>Dólares</b>
------------------------------	----------	-----------------	----------------

**AHORRO ANUAL**

Ahorro Anual de producción	12 unidades	<b>230976,48</b>	<b>Dólares</b>
----------------------------	-------------	------------------	----------------

Al implementar el puente grúa individual, se puede recuperar de la pérdida normal de generación un valor de \$19248,04 reduciendo los tiempos de mantenimiento mayor en las máquinas CAT3616. Si se realiza 12 mantenimientos mayores al año como promedio, las ganancias en la reducción de tiempos serán \$230.976,48, sin tener que invertir de nuevo ya que el puente grúa va a ser movable de una máquina en mantenimiento a otra.

Teniendo este concepto claro podemos decir que el proyecto recuperará la inversión en menos de un mes con una ganancia de \$9046,3 el cual llegará a ser de \$19248,04 los siguientes meses por ser un puente grúa desarmarle.

**3.2.3. Cálculo de beneficio por HORA-HOMBRE**

El cliente también puede generar su recuperación de la inversión por el ahorro de hora-hombre que consigue por los días reducidos en el mantenimiento mayor de la máquina. Si pensamos que un equipo de mantenimiento mayor se conforma por 10 personas, tendríamos una reducción observada en la tabla 3.20.

**Tabla 3.22 Cálculo de Beneficio en Hora-hombre**

Costo Hora/Hombre	Cantidad	Costo/Hr	Tiempo	Total
Supervisor	2	5,417	80	\$ 866,67
Soldador	3	2,292	80	\$ 550
Mecánico	5	1,875	80	\$ 750
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 2166,67</b>

Con estos valores a reducir, se podría recuperar la inversión en 5 meses.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y FUTURAS ADECUACIONES

Ya con todos los resultados realizados en los capítulos anteriores se puede llegar a lo siguiente.

### 4.1. Conclusiones

Después de la revisión de los cálculos teóricos, de elementos finitos y de la inversión necesaria para el proyecto se debe conocer si se ha cumplido con los objetivos propuestos en el primer capítulo el cual se observara en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Revisión de objetivos planteados para el puente grúa

Objetivos generales y específicos	Valores requeridos	Resultados	Aprueba
Suplantar el uso del puente grúa principal	80%	90%	Si
Capacidad de carga	1 TON	1 TON	Si
Movimiento en los ejes	3 ejes de movimiento	3 ejes (x,y,z)	Si
Área de instalación	< 27,3 m <sup>2</sup>	24 m <sup>2</sup>	Si
Desmontable	Si	Si	Si
Inversión	\$ 20000	\$ 10201,75	Si
Tiempo de retorno de Inversión	12 meses	4,3 meses	Si
Reducción de Horas-Hombre	50 horas	87,5 horas	Si
Reducir tiempo perdidos por mantenimiento	5 días	10,94 días	Si

Como se observa en la figura 4.1 se encuentra que los objetivos planteados en el primer capítulo cumplen con todas las premisas para el diseño del puente grúa tipo monorriel en cuanto a lo técnico como en los económicos.

A continuación se explica con más detalle los objetivos que se cumplen para el diseño:

- Los cálculos como el diseño del puente grúa tipo monorriel cumple con las normativas de diseño propuestas en este proyecto en todas sus partes tanto en las vigas, Trolley, placas soportes y sujeción con espárragos.
- Todos los cálculos se realizaron con las herramientas de diseño necesarias para que el proyecto sea con la menor inversión y mayor beneficio.

- Todos los materiales utilizados para la fabricación del puente grúa tipo monorraíl se encuentran o se fabrican en el mercado nacional.
- El diseño del puente grúa se realizó para que sea con sujeción emperrada ya que cuando termine el mantenimiento de una máquina pueda ser desarmado y colocado en la siguiente máquina a dar el mantenimiento.
- Los elementos del puente grúa tipo monorraíl se analizan con el programa AutoCAD INVENTOR el cual dio resultados positivos con factores de seguridad aceptables.
- El programa AutoCAD INVENTOR utiliza métodos de diseño por elementos finitos que ayudan a la demostración del proyecto con mayor certeza.
- La inversión que genera la construcción del puente grúa tipo monorraíl se recupera en menos de un mes con las ganancias mensuales consideradas por la puesta en marcha. Si se considera por reducción de Horas-Hombre la recuperación de la inversión será en menos de 5 meses.
- Al elegir el tecla eléctrico, el operario reducirá el tiempo y esfuerzo producido por levantar cargas con el tecla mecánico.

## **4.2. Recomendaciones**

A continuación se dará ciertas recomendaciones para el uso correcto del puente grúa.

### **4.2.1. Mantenimiento**

Al ser un proyecto de diseño sencillo se debe tomar en cuenta que se debe revisar sus partes móviles como eléctrica cada cierto tiempo, por lo cual se recomienda tener un plan preventivo dependiendo de las especificaciones del fabricante, y si no se tuviera que recomendar realizarlo después de terminado el mantenimiento de una máquina para que comience en otra con buen estado.

En puentes grúas tipo monorraíl se necesita una inspección cada 30 y 90 días, que se realiza para asegurar que los componentes estén lubricados en todo momento. Aparte una revisión del departamento eléctrico cada 30 días por tener el tecla eléctrico en la mejor condición.

Al ser una planta industrial con barcazas en el río, el clima húmedo puede causar corrosión a la estructura del puente grúa, por lo que se recomienda que se pinte con una protección anticorrosiva.

#### **4.2.2. Seguridad en operación**

El diseño del puente grúa tipo monorraíl debe tener especificado en su estructura la capacidad del mismo para que no se exceda su carga por parte del operador de la misma. Mucho de los accidentes que ocurren en los puentes grúas son el mal uso al levantar cargas fuera del rango operacional.

Para esos casos, es bueno seguir las recomendaciones dada por la normativa ASME B30.16 (International, 2012) que explica los métodos de operación de las grúas sobre cabeza para mantener la seguridad.

Siempre controlar que el personal que utilice el puente grúa tipo monorraíl sea el capacitado para evitar accidentes. Implementar un análisis de riesgo como un plan de seguridad para el funcionamiento del puente grúa y así evitar cualquier accidente.

#### **4.3. Futuras adecuaciones al proyecto**

Al ser un proyecto lo más simple posible, para poder cumplir los objetivos propuestos al principio del plan, se debe pensar en la mejora del sistema desde automatización de ciertos movimientos de la grúa como un sistema de frenos que permita evitar el golpe al final de las vigas por el transporte de altas cargas.

Entre las mejoras que se puede implementar se encuentra:

- Control automático en los movimientos por las vigas transversales de los Trolley para evitar esfuerzo humano al mover cargas. El control lo tendría en el teclé eléctrico de la viga principal.
- El movimiento del puente grúa tipo monorraíl puede ser diseñado para que recorra de una máquina a otra por las vigas con rieles o guías para que las

IPE120 pueda recorrer de una máquina a otra sin necesidad de desarmar los cuerpos del monorriel.

- Se puede implementar un sistema de frenos controlados con pistones hidráulicos que puedan evitar los golpes al final de la carrera de los Trolley por el peso que llevan. El sistema sería controlado por pedal desde la posición del controlador de la grúa.

## BIBLIOGRAFIA

- AHMSA, A. H. (2013 de 2013). Manual de diseño para la construcción de acero. En AHMSA, *Manual de diseño para la construcción de acero* (pág. 420). Mexico. Obtenido de [http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual\\_Construccion\\_2013/MANUAL\\_AHMSA\\_2013.pdf](http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/MANUAL_AHMSA_2013.pdf)
- AISC. (2010). *Especificacion ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero* (Español ed.). Santiago.
- Arquitectura, U. d.-F. (Octubre de 2014). *TiaUNO*. Obtenido de Universidad de Moron: <http://tiaestructurasunom.blogspot.com/>
- ASTM. (2014). *ASTM A307 standard specification for carbon steel bolts*. West Conshohocken: ASTM.
- ASTM. (2014). *ASTM A36/ A36M standar specification for carbon structural steel* . West Conshohocken: ASTM.
- AWS, A. W. (2011). *Simbolos Estandar para la Soldadura, la soldadura fuerte y ensayos no destructivos* (Novena ed.). (C. L. Jenney, Ed.) Miami, Florida, US.
- CEMARESA. (2013). *CEMARESA* . Obtenido de Tecle Manual Cadena: <http://www.emaresa.cl/distribucion/index.php/canal-ferreteria/equipos-de-levante/tecles-cadena/tecle-manual-cadena-hsz-5>
- CMAA. (2004). *Specification for Top Running & Under Running Single Girder 74*.
- Cortés Díaz, J. (2007). *Técnicas de prevención de riesgos laborales: seguridad e higiene del trabajo*. Editorial Tebar.
- Greiner, H. G. (1967). *CRANE HANDBOOK* (Tercera ed.). Harvey, Illinois.
- HANSECOL. (2016). *HANSECOL*. Obtenido de Gruas de Plumas Giratorias: <http://www.hansecol.com.co/gruas-plumas-giratorias/>
- International, A. (2012). *Overhead Hoists (Underhug) ASME B30.16*. New York.
- KITO. (2010). *KITO AMERICAS Inc*. Obtenido de Polipasto con cadena accionada con aire: [http://www.kitoamericas.com/products/product\\_detail.lasso?prodID=60&priID=3](http://www.kitoamericas.com/products/product_detail.lasso?prodID=60&priID=3)
- KITO. (2010). *KITO AMERICAS Inc*. Obtenido de Polipasto Trifasico (N)ER: [http://www.kitoamericas.com/products/product\\_detail.lasso?prodID=4&priID=2](http://www.kitoamericas.com/products/product_detail.lasso?prodID=4&priID=2)
- KONECRANES. (2016). *KONECRANES*. Obtenido de Grúas Tipo Pórtico sobre neumáticos: <http://www.konecranes.mx/equipo/equipo-de-manipulacion-de-contenedores/gruas-portico-sobre-neumaticos>
- maquinariapro.com. (2013). *Maquinariapro*. Obtenido de Grúa torre de trabajo: <http://www.maquinariapro.com/maquinas/gruas-torre.html>
- Menéndez Gonzales, M. (2006). *Manual para la formación de operadores de grúa torre* (Octava ed.). Lex Nova.

Mittal, A. (2010). *Catalogo ARCELOR* . Obtenido de Perfiles comerciales:  
[http://www.aq.upm.es/Departamentos/Estructuras/e96-380/alfonso\\_del\\_rio/practicas/catalogo\\_arcelor.pdf](http://www.aq.upm.es/Departamentos/Estructuras/e96-380/alfonso_del_rio/practicas/catalogo_arcelor.pdf)

Norton, R. (2011). *Diseño de maquinas: Un enfoque integrado* (Cuarta ed.). Pearson.

Perez, J. (2013). *Vigas simplemente apoyadas-Informe de Laboratorio*. Quito: ESPE.

Pytel, A., & Singer, F. L. (1994). *Resistencia de materiales*. Oxford New York: Alfaomega.

SKF. (Mayo de 2006). *Catalogo general SKF*. Obtenido de  
<https://app.box.com/s/e741ee52a755d5f37fad/1/255644030/2114832189/1>

Software, S. O. (2013-2014). *The Free Bending Moment and Shear Force*. Obtenido de Beam Calculator:  
<http://bendingmomentdiagram.com/free-calculator/>

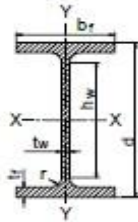


# APÉNDICES

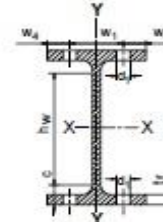
# APÉNDICE A

## Perfiles estructurales de acero ASTM A36

**IPe según  
IRAM-IAS  
U 500-215-5**



$A_g$  - Área bruta de la sección transversal.  
 $I$  - Momento de Inercia de la sección, respecto de los ejes principales.  
 $r = \sqrt{I/A}$  Radio de giro  
 $S$  - Módulo resistente elástico de la sección.  
 $Q$  - Momento estático de media sección.  
 $Z$  - Módulo plástico de la sección.

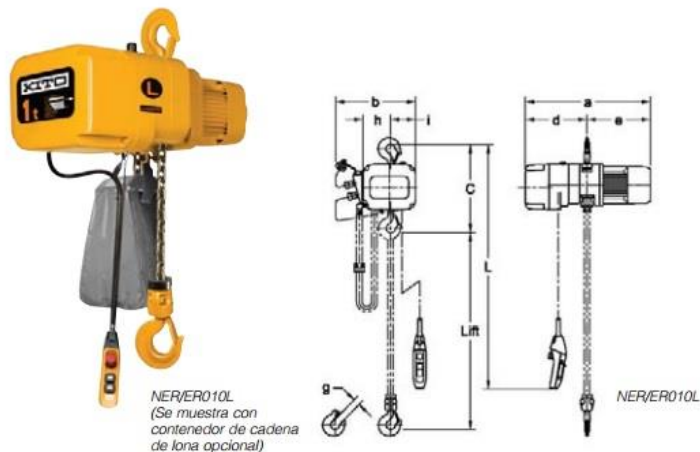


$J$  - Módulo de torsión.  
 $C_w$  - Módulo de alabeo.  
 $X_1, X_2$  - Factores de pandeo.  
 $L_p$  - Longitud lateralmente no arriostrada límite para desarrollar la capacidad de plastificación total por flexión.  
 $L_r$  - Longitud lateralmente no arriostrada límite para pandeo lateral torsional inelástico.

Designación	Dimensiones						Relaciones		Ag	Peco	X - X					Y - Y					Agujeros en el ala			Distancia agujero al borde	J	Cw	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub> (10) <sup>-3</sup>	Acero F-24			
	d	bf	tf	hw	tw	r	bf/2tf	hw/tw			I <sub>x</sub>	S <sub>x</sub>	Z <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	S <sub>y</sub>	Z <sub>y</sub>	w <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	w <sub>4</sub>	Carga Alma	Carga Ala Sup											
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	mm	mm	mm	om	L <sub>p</sub>	L <sub>r</sub>	om						om			
80	80	46	5,2	59	3,8	5	4,42	15,5	7,64	6	80,1	20,0	3,24	11,6	23	8,49	3,69	1,05	2,9	5,5	6	25	6,4	10,5	0,559	118	28474	1,20	54	265	49	231
100	100	55	5,7	74	4,1	7	4,82	18,0	10,3	8,1	171	34,2	4,07	19,7	39	15,9	5,78	1,24	4,5	8,7	9	30	8,4	12,5	0,883	351	24335	2,22	64	274	57	233
120	120	64	6,3	93	4,4	7	5,08	21,1	13,2	10,4	318	53,0	4,91	30,4	61	27,7	8,66	1,45	6,7	13,0	13	35	8,4	14,5	1,37	890	22163	3,22	74	298	67	248
140	140	73	6,9	112	4,7	7	5,29	23,8	16,4	12,9	541	77,3	5,74	44,2	88	44,9	12,3	1,65	10	18,5	19	40	11	16,5	2,04	1980	20636	4,27	85	324	77	263
160	160	82	7,4	127	5,0	9	5,54	25,4	20,1	15,8	869	109	6,58	61,9	124	68,3	16,7	1,84	13	25,0	26	44	13	19	2,82	3959	19132	5,77	95	343	85	272
180	180	91	8,0	146	5,3	9	5,69	27,5	23,9	18,8	1320	147	7,43	83,2	166	101	22,2	2,06	17	33,3	34	48	13	21,5	3,92	7431	18217	6,91	105	371	95	289
200	200	100	8,5	159	5,6	12	5,88	28,4	28,5	22,4	1940	194	8,25	110	220	142	28,4	2,23	22	42,6	44	52	13	24	5,17	12990	17264	8,66	115	391	103	297
220	220	110	9,2	177	5,9	12	5,98	30,0	33,4	26,2	2770	252	9,11	143	286	205	37,3	2,48	29	55,9	57	58	17	26	7,09	22670	16869	9,36	127	428	115	322
240	240	120	9,8	190	6,2	15	6,12	30,6	39,1	30,7	3890	324	9,97	183	366	284	47,3	2,70	36	71,0	73	65	17	27,5	9,28	37390	16220	10,78	139	456	125	337
270	270	135	10,2	219	6,6	15	6,62	33,2	45,9	36,1	5790	429	11,2	242	484	420	62,2	3,02	48	93,3	96	72	21	31,5	11,9	70580	15069	14,55	155	494	140	351
300	300	150	10,7	248	7,1	15	7,01	34,9	53,8	42,2	8360	557	12,5	314	628	604	80,5	3,35	62	120,8	124	80	23	35	15,6	125900	14336	17,92	172	536	155	370
330	330	160	11,5	271	7,5	18	6,96	36,1	62,5	49,1	11770	713	13,7	402	804	788	98,5	3,55	76	147,8	152	85	25	37,5	20,5	199100	13876	20,45	182	551	164	380
360	360	170	12,7	298	8,0	18	6,69	37,3	72,7	57,1	16270	904	15,0	510	1020	1040	123	3,78	94	184,5	189	90	25	40	28,9	313600	14004	19,76	194	600	175	408
400	400	180	13,5	331	8,6	21	6,67	38,5	84,5	66,3	23130	1160	16,5	654	1308	1320	146	3,95	113	219,0	226	95	28	42,5	37,4	490000	13383	23,93	203	618	183	408
450	450	190	14,6	378	9,4	21	6,51	40,2	98,8	77,6	33740	1500	18,5	851	1702	1680	176	4,12	136	264,0	273	100	28	45	51,1	791000	13076	27,24	212	643	191	416
500	500	200	16,0	426	10,2	21	6,25	41,8	116	90,7	48200	1930	20,4	1100	2200	2140	214	4,30	166	321,0	332	110	28	45	71,2	1249000	12995	28,81	221	672	199	430
550	550	210	17,2	467	11,1	24	6,10	42,1	134	106	67120	2440	22,4	1390	2780	2670	254	4,46	198	381,0	395	115	28	47,5	94,7	1884000	12747	31,41	229	695	206	439
600	600	220	19,0	514	12,0	24	5,79	42,8	156	122	92080	3070	24,3	1760	3520	3390	308	4,66	240	462,0	480	120	28	50	133	2846000	12950	30,04	240	731	216	465

# APÉNDICE B

## Selección del teclé eléctrico



### VELOCIDAD SENCILLA - ESPECIFICACIONES

Cap.	Código de producto	Elevación estándar (m)	Cable de la botonera L (m)	Motor de elevación trifásico 60 Hz				Motor de elevación trifásico 50 Hz			Diámetro de la cadena de carga (mm) x Ramales	Peso neto (kg)		Peso por un metro adicional de elevación (kg)
				Velocidad de elevación (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)		Velocidad de elevación (m/min)	Rendimiento (kW)	Corriente nominal (amps)		NER	ER	
						@208 - 230V	@460V							
125kg	(N)ER001H	3.0	2.5	16.8	0.56	3.4	1.7	14.1	0.56	2.0	4.3 x 1	27	28	0.42
250kg	(N)ER003S			11.0	0.56	3.4	1.7	9.1	0.56	2.0	4.3 x 1	27	28	0.42
250kg	(N)ER003H			16.2	0.9	4.8	2.5	13.4	0.9	2.7	6.0 x 1	36	37	0.81
500kg	(N)ER005L			4.6	0.56	3.4	1.7	3.8	0.56	2.0	6.0 x 1	32	36	0.81
500kg	(N)ER005S			8.8	0.9	4.8	2.5	7.3	0.9	2.7	6.0 x 1	36	37	0.81
1 t	(N)ER010L			4.3	0.9	4.8	2.5	3.5	0.9	2.7	7.7 x 1	47	50	1.33
1 t	(N)ER010S			8.5	1.8	8.6	4.2	7.1	1.8	4.0	7.7 x 1	54	54	1.33
1.5 t	(N)ER015S			5.5	1.8	8.6	4.2	4.5	1.8	4.0	10.2 x 1	72	77	2.3
2 t	(N)ER020C			2.1	0.9	4.8	2.5	1.8	0.9	2.7	7.7 x 2	59	61	2.7
2 t	(N)ER020L			4.3	1.8	8.6	4.2	3.7	1.8	4.0	10.2 x 1	73	79	2.3
2 t	(N)ER020S			8.5	3.5	16.4	7.9	7.0	3.5	7.9	10.2 x 1	91	90	2.3
2.5 t	(N)ER025S			6.7	3.5	16.4	7.9	5.7	3.5	7.9	11.2 x 1	103	102	2.8
3 t	(N)ER030C			5.2	3.5	16.4	7.9	4.4	3.5	7.9	10.2 x 2	106	106	4.7
5 t	(N)ER050L			3.4	3.5	16.4	7.9	2.9	3.5	7.9	11.2 x 2	131	129	5.6

### VELOCIDAD SENCILLA - DIMENSIONES

Cap.	Código de producto	Altura libre C (mm)	a (mm)		b (mm)		d (mm)		e (mm)		g (mm)	h (mm)	i (mm)	
			NER	ER	NER	ER	NER	ER	NER	ER			NER	ER
125kg	(N)ER001H	350	478	564	321	345	219	305	259	259	27	99	93	117
250kg	(N)ER003S	350	478	564	321	345	219	305	259	259	27	99	93	117
250kg	(N)ER003H	370	509	593	348	348	242	325	267	267	27	113	106	106
500kg	(N)ER005L	370	513	598	348	348	242	325	270	273	27	113	106	106
500kg	(N)ER005S	370	509	593	348	348	242	325	267	267	27	113	106	106
1 t	(N)ER010L	430	589	632	376	376	291	332	298	300	31	129	118	118
1 t	(N)ER010S	430	598	639	376	376	291	332	307	307	31	129	118	118
1.5 t	(N)ER015S	510	646	738	427	427	308	397	338	341	35	161	138	138
2 t	(N)ER020C	705	589	632	376	376	291	332	298	300	37	178	69	69
2 t	(N)ER020L	575	646	738	427	427	308	397	338	341	40	161	138	138
2 t	(N)ER020S	590	702	782	427	427	347	426	356	356	40	161	138	138
2.5 t	(N)ER025S	625	735	826	445	445	337	427	399	399	40	174	143	143
3 t	(N)ER030C	785	702	782	427	427	347	426	356	356	45	216	82	82
5 t	(N)ER050L	850	735	826	445	445	337	427	399	399	47	232	85	85

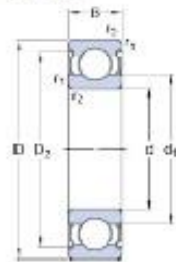
# APÉNDICE C

## Rodamiento SKF 6305 ZZ

### 6305-2Z

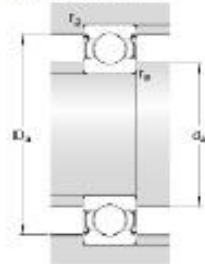
SKF Explorer

#### Dimensions



d		0.984	in
D		2.441	in
B		0.689	in
d <sub>1</sub>	w	1.441	in
D <sub>2</sub>	w	2.075	in
r <sub>1,2</sub>	min.	0.0433	in

#### Abutment dimensions



d <sub>a</sub>	min.	1.26	in
d <sub>a</sub>	max.	1.437	in
D <sub>a</sub>	max.	2.165	in
r <sub>a</sub>	max.	0.0394	in

#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	5261	lbf
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	2608	lbf
Fatigue load limit	P <sub>a</sub>	110	lbf
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		13000	r/min
Calculation factor	k <sub>r</sub>	0.03	
Calculation factor	f <sub>0</sub>	12	

#### Mass

Mass bearing		0.518	lb
--------------	--	-------	----

# APÉNDICE D

## TROLLEY CAPACIDAD 1 TONELADA

### CBT Trolley

### CBT Trolley - Specifications

#### Plain or Geared Trolleys - Versatile, Economical, and Reliable

The smooth rolling CM Hoist CBT is the economical choice for most applications. The trolley features steel wrap around side plates, dual tread wheels and lifetime lubricated shielded ball bearings. The CBT Model by CM Hoist is available in plain and geared models.

- **Capacities** - Rated loads from 1/4 to 5 Ton (Metric Rated), in plain and geared models.
- **Economical** - Excellent low cost choice for manual and powered hoists.
- **Rugged** - Designed to provide superior performance and long, efficient service.
- **Low Rolling Effort** - Geared models have standard 6-foot hand chain drop. Other hand chain drops available.
- **Universal Hanging Clevis** - Accepts most hook mounted hoists.
- **Adjustable** - Trolley easily adjusts to fit any beam flange within range of adjustment, up to an 8.7" flange width.
- **Wrap-Around Side Plates** - Lugs provide additional security to increase operator safety and act as bumpers to protect wheels.
- **Dual Tread Wheels** - Will fit either tapered or flat beam flange within range of adjustment. Wheels include permanently lubricated, shielded ball bearings for long life and low maintenance.
- **Lifetime Warranty**

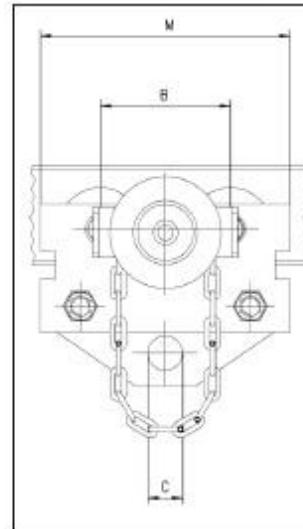


CBTP  
(Plain Trolley)  
1/4 To 5 Ton

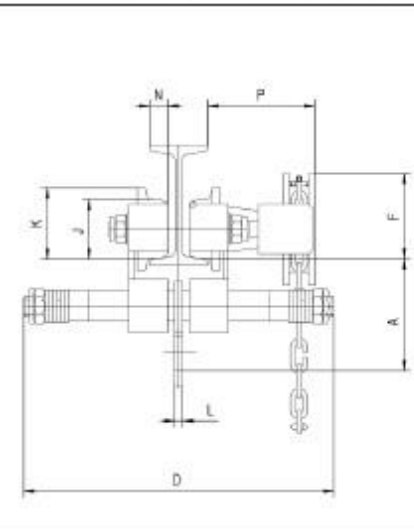


CBTG  
(Geared Trolley)  
1 To 5 Ton

Dimensional Drawing - 602



Model CBTP/CBTG 1/4-5 Metric Ton



#### SPECIFICATIONS - Model CBT

Capacity (Ton)	Plain Product Code*	Geared Product Code*	Standard Beam Height (in.)	I-Beam Width (in.)	Minimum Radius Curve (in)	Wheel Tread Diameter (in)	WL (L.D.)
1/4	CBTP-0025		4-24	2.0-8.7	27	2.36	19
1/2	CBTP-0050		4-24	2.0-8.7	27	2.36	19
1	CBTP-0100	CBTG-0100	5-24	2.3-8.7	36	2.36	26
1 1/2	CBTP-0150	CBTG-0150	6-24	2.3-8.7	45	3.15	46
2	CBTP-0200	CBTG-0200	6-24	2.3-8.7	45	3.15	46
3	CBTP-0300	CBTG-0300	8-24	3.0-8.7	55	4.41	86
5	CBTP-0500	CBTG-0500	10-24	3.5-8.7	70	4.92	130

\* Metric Rated

\*When ordering specify "P" for plain trolley or "G" for geared trolley

#### Clearance Dimensions (In.)

#### Model CBT

Capacity (Ton)	A	B	C	D	CBTG F	J	K	CBTG K	L	M	N	CBTG P
1/4	3.94	3.54	1.18	11.81	-	2.36	2.83	-	.31	7.56	.71	-
1/2	3.94	3.54	1.18	11.81	-	2.36	2.83	-	.31	7.56	.71	-
1	4.23	5.12	1.38	12.20	3.60	2.36	2.83	3.00	.31	9.84	.71	4.33
1 1/2	5.12	5.91	1.89	12.60	3.05	3.15	3.78	3.86	.47	11.81	.79	4.33
2	5.12	5.91	1.89	12.60	3.05	3.15	3.78	3.86	.47	11.81	.79	4.33
3	5.18	7.09	2.36	13.38	4.23	4.41	5.20	5.24	.55	14.57	1.14	4.33
5	7.09	8.23	2.75	13.78	5.89	4.92	5.63	5.87	.79	17.32	1.25	4.33

# APÉNDICE E

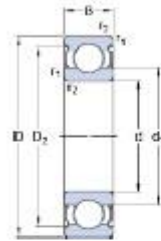
## RODAMIENTO 6303 2Z



### 6303-2Z

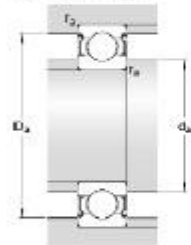
SKF Explorer

#### Dimensions



$d$		0.669	in
$D$		1.85	in
$B$		0.551	in
$d_1$	$\approx$	1.044	in
$D_2$	$\approx$	1.558	in
$r_{1,2}$	min.	0.0394	in

#### Abutment dimensions



$d_3$	min.	0.89	in
$d_3$	max.	1.039	in
$D_3$	max.	1.63	in
$r_3$	max.	0.0394	in

#### Calculation data

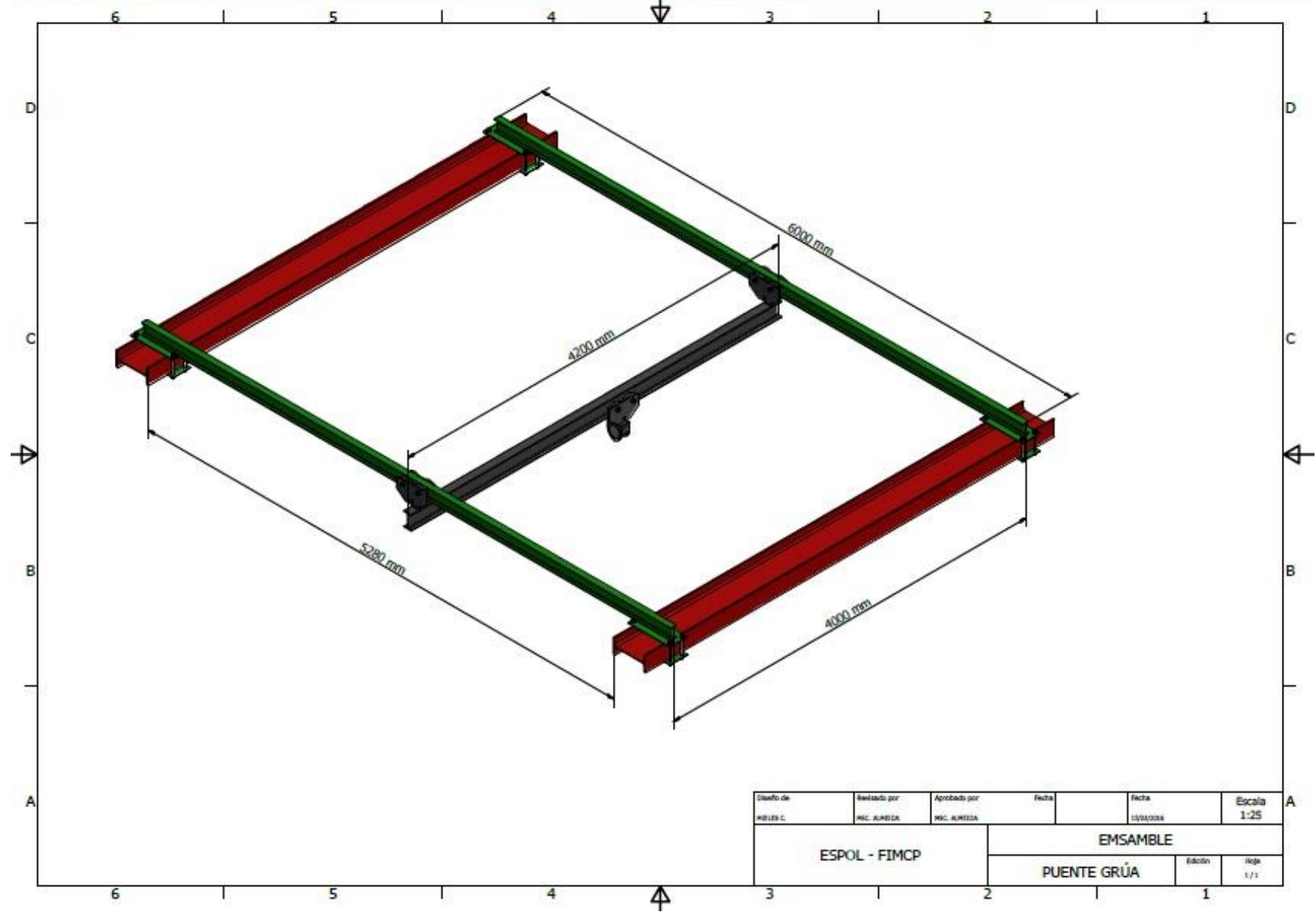
Basic dynamic load rating	$C$	3215	lbf
Basic static load rating	$C_0$	1472	lbf
Fatigue load limit	$P_u$	61.8	lbf
Reference speed		34000	r/min
Limiting speed		17000	r/min
Calculation factor	$k_r$	0.03	
Calculation factor	$f_0$	12	

#### Mass

Mass bearing		0.259	lb
--------------	--	-------	----

# PLANOS

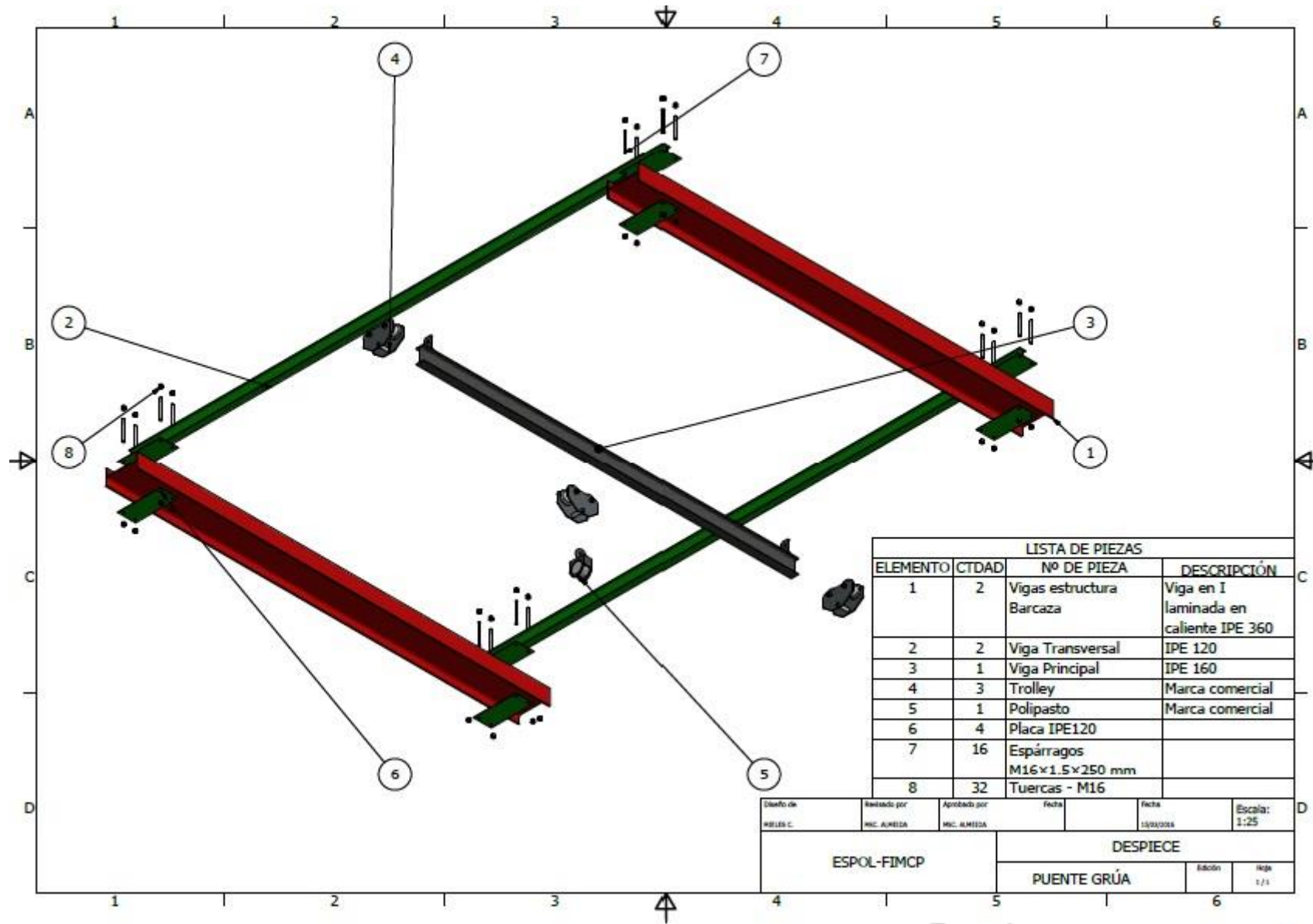
# PLANO 1 Ensamble de partes del puente grúa tipo monorriel



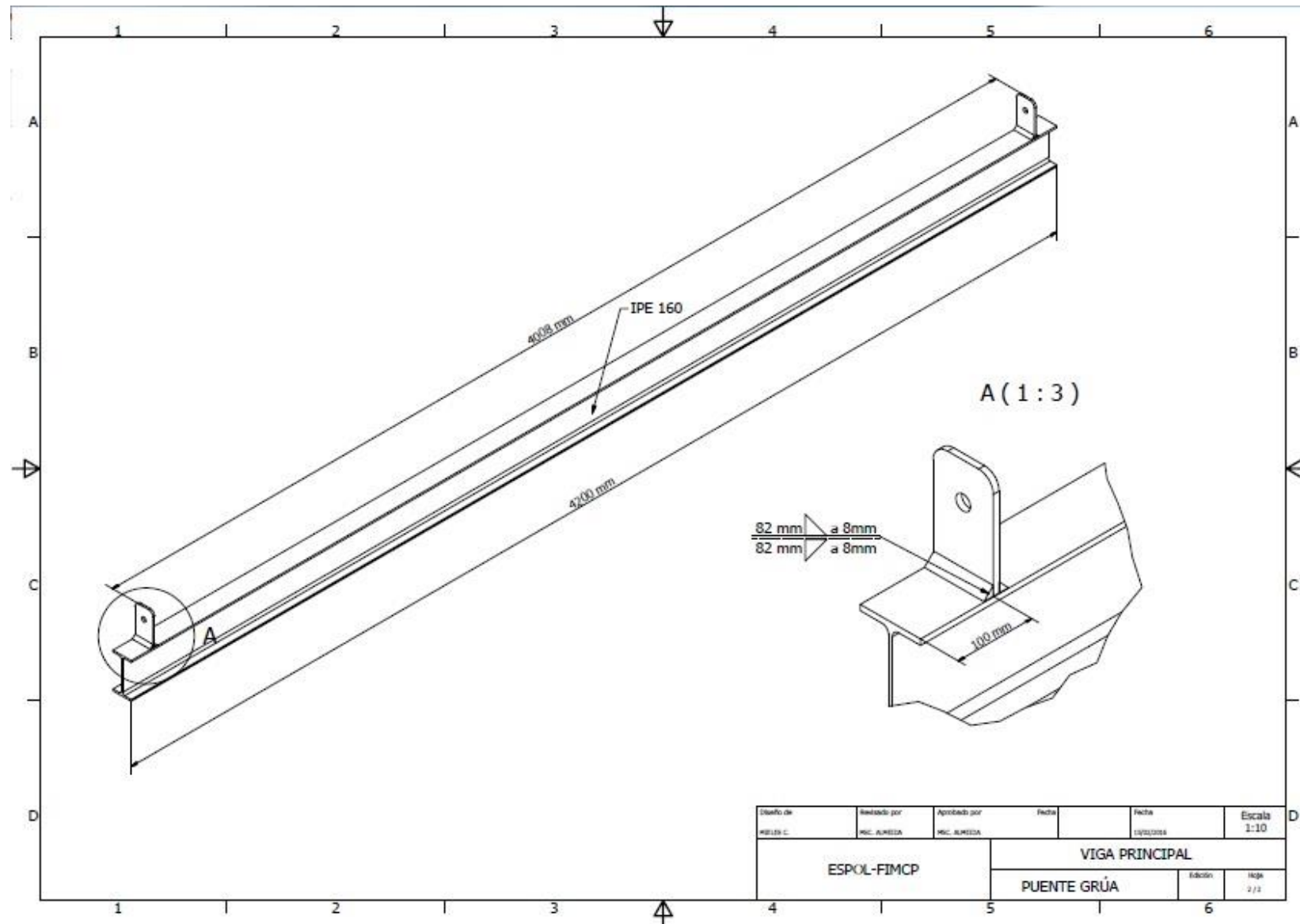
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Escala
MIC. ALBERTO C.	MIC. ALBERTO C.	MIC. ALBERTO C.		10/01/2016	1:25
ESPOL - FIMCP			EMSAMBLE		
			PUENTE GRÚA		Hoja 1/1



## PLANO 2 Despiece del puente grúa tipo monorriel

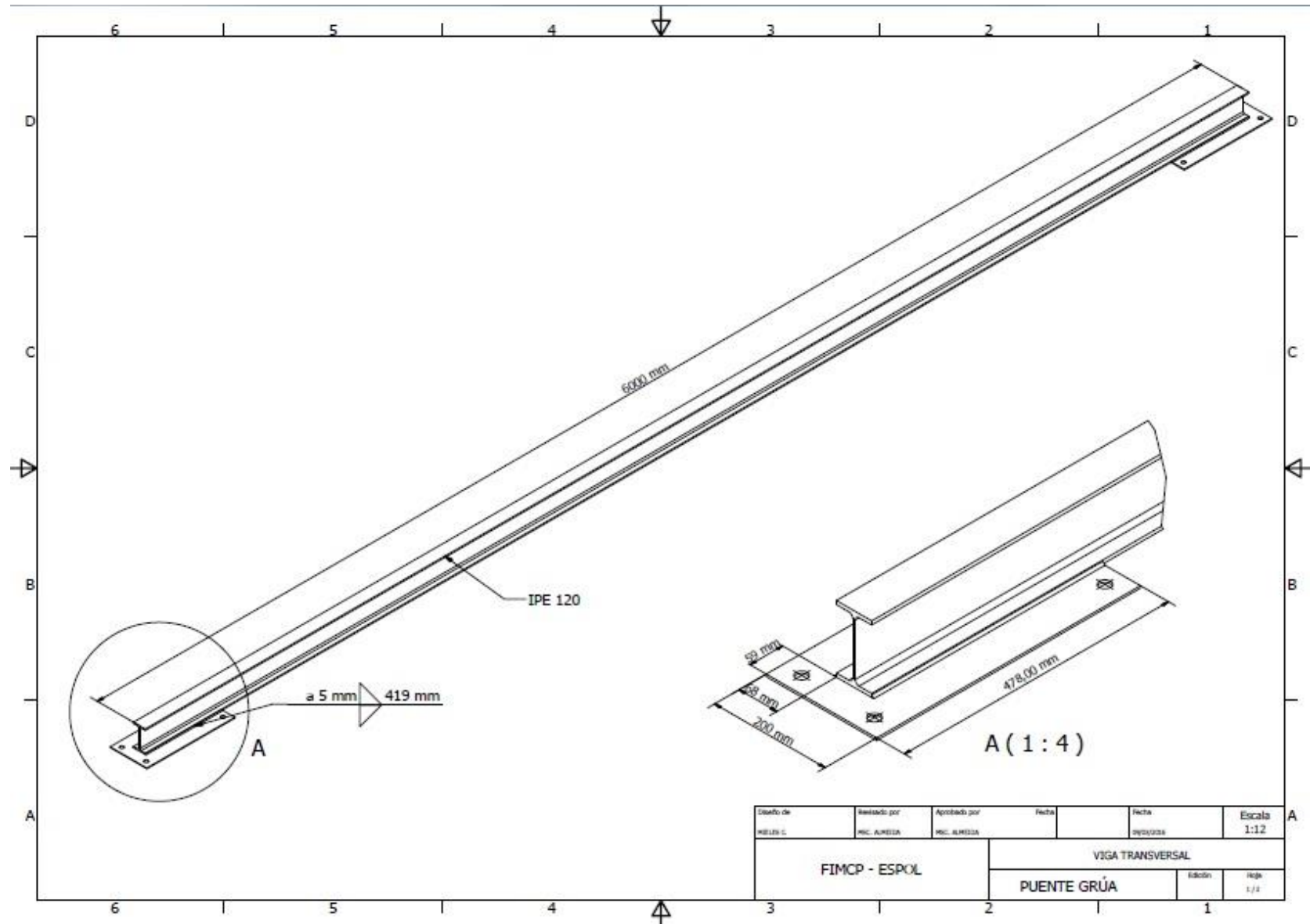


### PLANO 3 Viga Principal IPE160

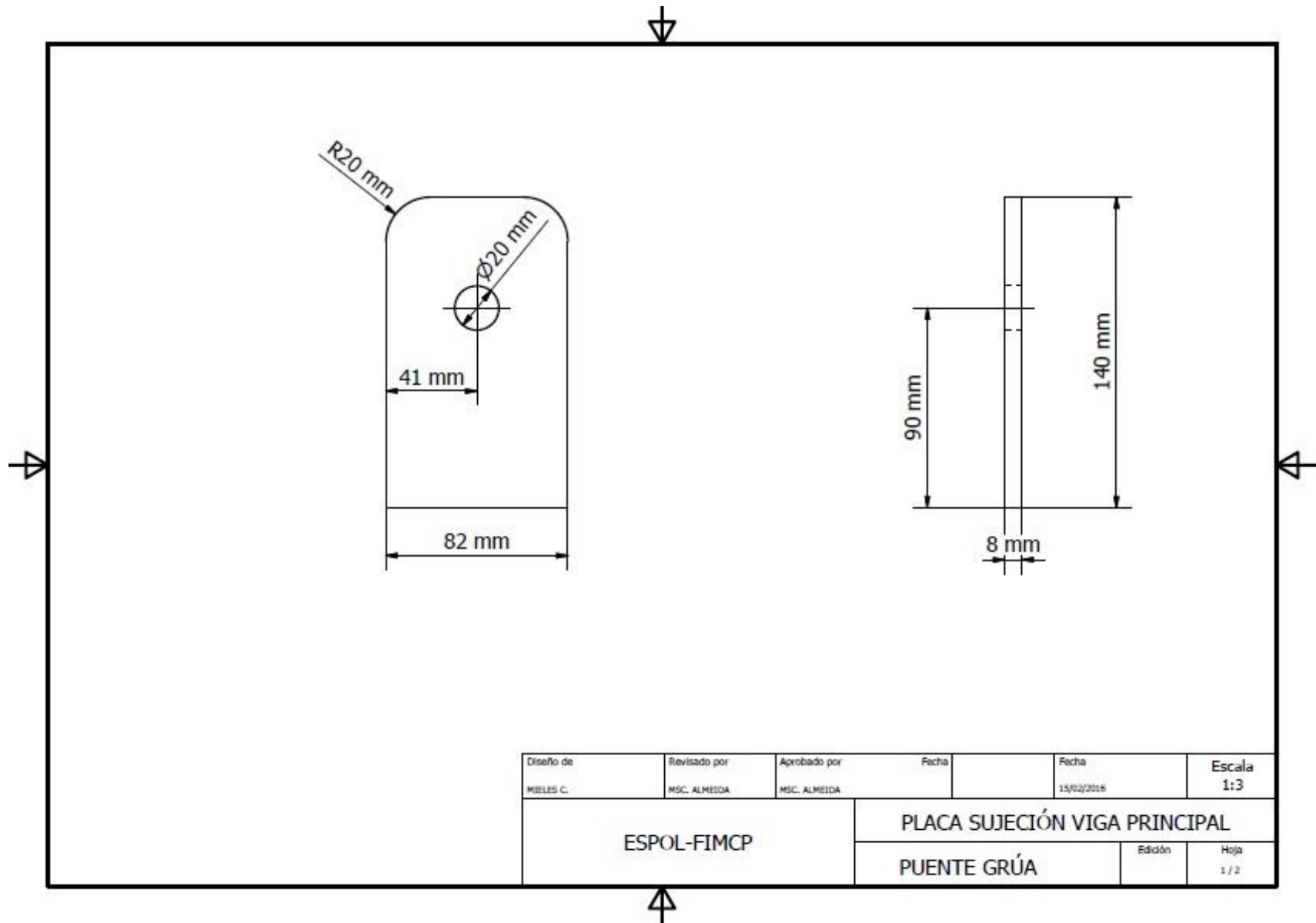


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Escala
MARLEO C.	MIC. ALMEIDA	MIC. ALMEIDA		13/02/2018	1:10
ESPOL-FIMCP			VIGA PRINCIPAL		
			PUENTE GRÚA		Edición 2 / 2

# PLANO 4 Viga Principal IPE120

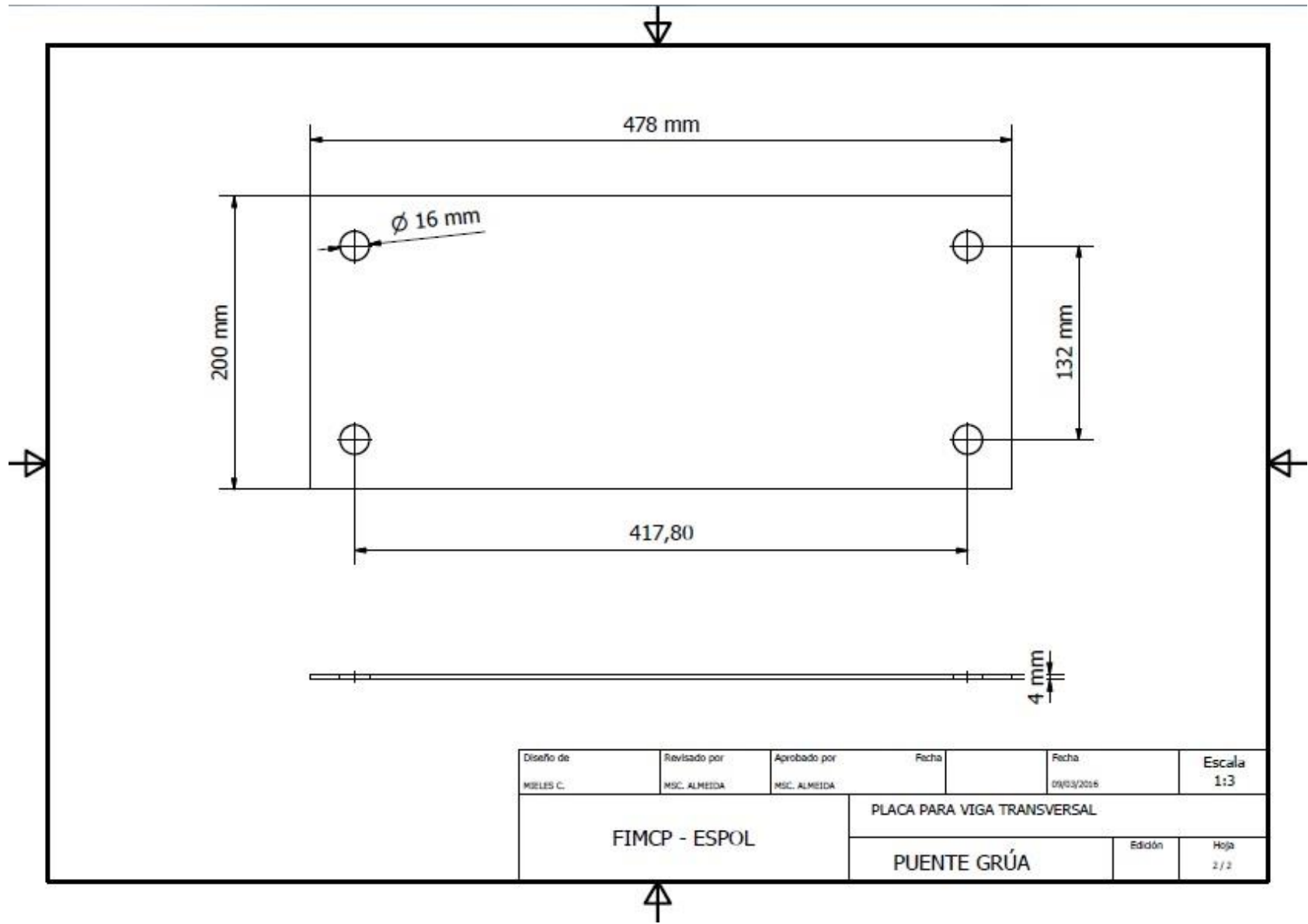


PLANO 5 Placa de sujeción viga IPE160



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	Escala
MIBLES C.	MSC. ALMEIDA	MSC. ALMEIDA		15/02/2016	1:3
ESPOL-FIMCP			PLACA SUJECIÓN VIGA PRINCIPAL		
			PUENTE GRÚA	Edición	Hoja
					1 / 2

PLANO 6 Placa soldada a viga IPE120



Diseño de MOLES C.	Revisado por MSC. ALMEIDA	Aprobado por MSC. ALMEIDA	Fecha	Fecha 09/03/2016	Escala 1:3
FIMCP - ESPOL			PLACA PARA VIGA TRANSVERSAL		
			PUENTE GRÚA	Edición	Hoja 2 / 2