



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

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

**TEMA: "DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE  
COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA  
SEDEMI S.C.C."**

**AUTOR: LEMA LLUMIQUINGA, SERGIO FABRICIO**

**DIRECTOR: ING. ABATTA JÁCOME, LENIN RÓMULO, MSc.**

**SANGOLQUÍ**

**2018**



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, *“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA SEDEMI S.C.C.”* fue realizado por el señor *LEMA LLUMIQUINGA, SERGIO FABRICIO* el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 27 de agosto de 2018

ING. MSc. LENIN ABATTA JÁCOME  
DIRECTOR



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

#### AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **LEMA LLUMIQUINGA SERGIO FABRICIO**, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA SEDEMI S.C.C.”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación, mencionada es veraz.

Sangolquí, 27 de agosto de 2018

Una firma manuscrita en tinta azul que dice "Sergio Fabricio". La firma está sobre una línea horizontal punteada.

SERGIO FABRICIO

LEMA LLUMIQUINGA

C.C. 171986910-7



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, *LEMA LLUMIQUINGA, SERGIO FABRICIO* autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: *“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRÚA PLUMA DE COLUMNA PARA EL ÁREA DE ABASTECIMIENTO DE LA EMPRESA SEDEMI S.C.C.”* en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 27 de agosto de 2018

Una firma manuscrita en tinta azul que parece decir 'Sergio Fabricio', escrita sobre una línea horizontal punteada.

SERGIO FABRICIO

LEMA LLUMIQUINGA

C.C. 171986910-7

## DEDICATORIA

Dedico de manera muy especial a mi madre Julia pues ella fue el principal cimiento para la construcción de mi vida profesional, tus esfuerzos son impresionantes y tu amor es para mí invaluable. Junto con mi padre Sergio me han educado, me han proporcionado todo y cada cosa que he necesitado. Sus enseñanzas las aplico cada día; de verdad tengo mucho que agradecerles.

Sus ayudas fueron fundamentales para la culminación de mi tesis.

A mi hermano Juan, por demostrarme siempre su cariño sin importar nuestras diferencias de opiniones.

Les doy gracias, familia.

## AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi tutor Ing. Lenin Abatta por su gran ayuda y colaboración en cada momento de consulta y soporte en este trabajo de titulación.

Mi agradecimiento también al Ing. Luis Segura por la confianza depositada en mi persona, en especial por la amistad brindada.

Agradezco a mi tío Ing. Ramiro Llumiyinga quien me ha apoyado y me ha brindado oportunidades de crecimiento profesional, por sus consejos y enseñanzas que me servirán siempre.

A mi amigo Ing. Jimmy Puglla quien desinteresadamente me ha brindado su amistad, me ha compartido plenamente sus conocimientos y me ha dado el punto de partida para desarrollar este trabajo de titulación.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DEL DIRECTOR .....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	iii
AUTORIZACIÓN .....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO .....	vi
RESUMEN .....	xiv
ABSTRACT .....	xv
CAPITULO I.....	16
GENERALIDADES.....	16
1.1. ANTECEDENTES.....	16
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	17
1.3. ALCANCE DEL PROYECTO .....	18
1.3.1. Componentes mecánicos.....	18
1.3.2. Componentes electrónicos/eléctricos.....	18
1.3.3. Software para análisis y simulación.....	19
1.3.4. Modelo a escala de la Grúa Pluma de Columna .....	19
1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.....	19
1.5. ÁREA DE INFLUENCIA.....	22
1.6. OBJETIVOS.....	22
1.6.1. Objetivo General .....	22
1.6.2. Objetivos Específicos.....	22
CAPÍTULO II.....	23
MARCO TEÓRICO .....	23

2.1.	INTRODUCCIÓN A LAS GRÚAS .....	23
2.1.1.	Antecedentes .....	23
2.1.2.	Clasificación de grúas .....	25
2.2.	PARTES PRINCIPALES DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA .....	29
2.2.1.	Estructura .....	29
2.2.2.	Mecanismo de giro.....	30
2.2.3.	Mecanismo de elevación y traslación .....	31
2.3.	APLICACIONES .....	32
CAPITULO III .....		33
INGENIERÍA DE CONCEPTO.....		33
3.1.	PRE DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES EN FUNCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DE SEDEMI S.C.C. ....	33
3.2.	MATERIALES EMPLEADOS EN LA GRÚA.....	35
3.3.	CAPACIDAD DE CARGA DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA.....	36
3.4.	MOVIMIENTOS DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA .....	37
3.5.	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS .....	38
CAPÍTULO IV .....		39
INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE .....		39
4.1.	INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE DE SUBSISTEMAS ESTRUCTURALES Y MECÁNICOS .....	39
4.2.	ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES .....	40
	Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura .....	40
	Solicitaciones debidas a movimientos verticales.....	40
	Solicitaciones debidas a movimientos horizontales. ....	41
4.3.	DISEÑO DE LA PLUMA.....	41



4.4.	DISEÑO DE LA COLUMNA .....	48
4.5.	DISEÑO DE PLACA BASE.....	59
4.6.	DISEÑO DE PERNOS DE ANCLAJE .....	63
4.7.	DISEÑO DE CARTELAS EN LA BASE .....	65
4.8.	DISEÑO DE SOLDADURA ENTRE PLACA BASE Y COLUMNA .....	69
4.9.	DISEÑO DE FLECHA PRINCIPAL.....	73
4.10.	DIMENSIONAMIENTO DE RODAMIENTOS.....	75
4.10.1.	Rodamientos solicitados estáticamente.....	76
4.10.2.	Rodamientos solicitados dinámicamente .....	77
4.11.	DISEÑO DE ENGRANAJES .....	78
4.12.	DISEÑO DE CARTELA-VIGA .....	87
4.13.	SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA MOVIMIENTO DE LA GRÚA.....	91
4.13.1.	Mecanismo de elevación y traslación, compuesto por un polipasto con accionamiento eléctrico.....	91
4.13.2.	Motor reductor eléctrico para el giro de la grúa pluma de columna.....	96
CAPÍTULO V.....		100
SIMULACIÓN.....		100
5.1.	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE PLACA BASE Y PERNOS DE ANCLAJE .....	100
5.2.	ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN LA ESTRUCTURA.....	103
5.3.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS, DESPLAZAMIENTOS Y FACTOR DE SEGURIDAD EN LA ESTRUCTURA .....	109
5.3.1.	Análisis viga (pluma).....	110
5.3.2.	Análisis columna.....	111
5.4.	DEFLEXIONES EN ESTRUCTURAS .....	112

5.5.	MODELO A ESCALA .....	113
5.5.1.	Conjuntos que componen el modelo.....	113
5.5.2.	Análisis de deflexión.....	114
5.6.	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SIMULACIONES .....	123
	CAPÍTULO VI.....	124
	ANÁLISIS DE COSTOS .....	124
6.1.	COSTOS DIRECTOS DE FABRICACIÓN .....	124
6.2.	COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN.....	127
6.2.1.	Costos de soldaduras.....	128
	CAPÍTULO VII.....	132
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	132
7.1.	CONCLUSIONES.....	132
7.2.	RECOMENDACIONES .....	133

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> <i>Dimensiones principales de la grúa</i> .....	34
<b>Tabla 2</b> <i>Matriz de selección de materiales para componentes estructurales principales</i> .....	35
<b>Tabla 3</b> <i>Principales características técnicas producto del pre dimensionamiento</i> .....	38
<b>Tabla 4</b> <i>Cargas de grúa (Fuerzas de impacto vertical)</i> .....	40
<b>Tabla 5</b> <i>Valores aproximados del factor de longitud efectiva, K.</i> .....	56
<b>Tabla 6</b> <i>Longitud mínima de los pernos y distancias de los bordes</i> .....	65
<b>Tabla 7</b> <i>Propiedades torsionales de las soldaduras de filete</i> .....	70
<b>Tabla 8</b> <i>Propiedades flexionantes de la soldadura de filete</i> .....	71
<b>Tabla 9</b> <i>Propiedades mínimas del metal de aporte</i> .....	73
<b>Tabla 10</b> <i>Aceros al carbono y bonificados para maquinaria</i> .....	74
<b>Tabla 11</b> <i>Matriz de selección de alternativas para material empleado en el eje de rotación.</i>	75
<b>Tabla 12</b> <i>Factores de confiabilidad</i> .....	86
<b>Tabla 13</b> <i>Tabla de selección de polipastos</i> .....	93
<b>Tabla 14</b> <i>Matriz de selección del tipo de polipasto</i> .....	93
<b>Tabla 15</b> <i>Resumen de datos de polipasto seleccionado</i> .....	95
<b>Tabla 16</b> <i>Resumen de datos de carro de traslación seleccionado</i> .....	95
<b>Tabla 17</b> <i>Catálogo Bonfiglioli</i> .....	99
<b>Tabla 18</b> <i>Movimiento, velocidad y potencia de motores de la grúa</i> .....	99
<b>Tabla 19</b> <i>Resultados de análisis estático de la estructura</i> .....	112
<b>Tabla 20</b> <i>Deflexiones Máximas Permisibles</i> .....	113
<b>Tabla 21</b> <i>Descripción del modelo a escala</i> .....	114
<b>Tabla 22</b> <i>Carga aplicada vs Desplazamiento experimental y teórico</i> .....	116
<b>Tabla 23</b> <i>Costos de materia prima</i> .....	125
<b>Tabla 24</b> <i>Costos de maquinado</i> .....	126
<b>Tabla 25</b> <i>Costos equipos seleccionados</i> .....	127
<b>Tabla 26</b> <i>Costos indirectos de fabricación</i> .....	128
<b>Tabla 27</b> <i>Costos de soldadura</i> .....	129
<b>Tabla 28</b> <i>Parámetros recomendados de INDURA</i> .....	130

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Posicionamiento de planchas de acero en cizalla hidráulica CNC .....	17
<i>Figura 2.</i> Corte de planchas en la cizalla hidráulica CNC.....	21
<i>Figura 3.</i> Grúa puente monorraíl .....	26
<i>Figura 4.</i> Grúa puente birraíl .....	26
<i>Figura 5.</i> Grúa puente suspendida .....	27
<i>Figura 6.</i> Grúa ménsula .....	27
<i>Figura 7.</i> Grúa pluma mural .....	28
<i>Figura 8.</i> Grúa pluma columna.....	29
<i>Figura 9.</i> Estructura de la grúa .....	30
<i>Figura 10.</i> Localización del mecanismo de giro.....	31
<i>Figura 11.</i> Localización mecanismo de elevación y translación .....	31
<i>Figura 12.</i> Plano Referencial .....	34
<i>Figura 13.</i> Dimensiones principales de la grúa .....	35
<i>Figura 14.</i> Movimientos de la grúa.....	37
<i>Figura 15.</i> Tramos de la estructura .....	43
<i>Figura 16.</i> Disposición de cargas en el plano XZ.....	44
<i>Figura 17.</i> Disposición de cargas en el plano XY .....	46
<i>Figura 18.</i> Disposición de las cargas en la columna.....	49
<i>Figura 19.</i> Diseño con gran excentricidad.....	59
<i>Figura 20.</i> Diagrama de cartela en la base.....	65
<i>Figura 21.</i> Dimensiones cartela .....	68
<i>Figura 22.</i> Factor dinámico $K_v$ .....	82
<i>Figura 23.</i> Factores De Sobrecarga .....	83
<i>Figura 24.</i> Factores geométricos en engranes rectos .....	84
<i>Figura 25.</i> Fuerza actuante en la cartela .....	87
<i>Figura 26.</i> Fuerzas y reacciones que actuan en la cartela.....	88
<i>Figura 27.</i> Fuerzas y reacciones sobre la cartela .....	89
<i>Figura 28.</i> Esquema de diferentes tipos de cargas.....	92
<i>Figura 29.</i> Factor de servicio vs. arranques por hora .....	97

<b>Figura 30.</b> Brazo de palanca para obtener el par requerido.....	98
<b>Figura 31.</b> Estado de diseño y relación de resistencia crítica del modelo (Vista frontal) .....	102
<b>Figura 32.</b> Estado de diseño y relación de resistencia crítica del modelo (Vista 3D) .....	102
<b>Figura 33.</b> Fuerzas actuantes sobre la estructura .....	105
<b>Figura 34.</b> Relación demanda-capacidad (IPE400-TUBO400x12, acero ASTM A572) .....	106
<b>Figura 35.</b> Relación demanda-capacidad (HEB400-TUBO400x12, acero ASTM A36) .....	107
<b>Figura 36.</b> Relación demanda-capacidad (HEB400-TUBO400x12, acero ASTM A572) .....	108
<b>Figura 37.</b> Momento flector en la estructura .....	109
<b>Figura 38.</b> Esfuerzo máximo von Mises en la viga .....	110
<b>Figura 39.</b> Desplazamiento máximo de la viga .....	110
<b>Figura 40.</b> Esfuerzo máximo von Mises de la columna .....	111
<b>Figura 41.</b> Desplazamiento máximo de la columna .....	111
<b>Figura 42.</b> Factor de seguridad de la estructura.....	112
<b>Figura 43.</b> Ensayo de deflexión en el modelo a escala.....	115
<b>Figura 44.</b> Simulación de modelo a escala para 200 [kg].....	115
<b>Figura 45.</b> Momentos y fuerzas provocadas en la viga del modelo a escala.....	117
<b>Figura 46.</b> Simulación esfuerzo normal de flexión en viga del modelo .....	118
<b>Figura 47.</b> Factor seguridad obtenido en simulación de viga de modelo .....	119
<b>Figura 48.</b> Esfuerzos en la columna del modelo a escala .....	121
<b>Figura 49.</b> Factor seguridad en la columna del modelo a escala .....	122
<b>Figura 50.</b> Velocidad de deposición Fuente: Manual de soldadura Indura 2007 .....	130

## **RESUMEN**

El presente proyecto de titulación “Diseño y simulación de una grúa pluma de columna para el área de abastecimiento de la Empresa SEDEMI S.C.C.” tiene como propósito disminuir los “tiempos muertos” dentro de la línea de producción de la cizalla hidráulica CNC en el área de abastecimiento de la empresa, sustentando el dimensionamiento de todos los elementos necesarios para el funcionamiento óptimo de la pluma grúa de columna en las ingenierías básica, de concepto y de detalle, basándose principalmente en las necesidades especificadas por parte de la empresa, evitando errores de fabricación y de montaje, garantizando mejoras en la manipulación, posicionamiento y transporte de las planchas de acero en la zona de trabajo de la cizalla hidráulica CNC, disminuyendo la intervención física de los operarios que a su vez mejora las condiciones de trabajo de los mismos y aumenta la productividad de la empresa. Se construyó un modelo a escala de la grúa pluma de columna con el fin de realizar la verificación del diseño mediante la medición de deformaciones o deflexiones en la estructura. De los resultados obtenidos, se puede concluir que el diseño cumple con todos los estándares de seguridad y es viable para una futura implementación en la empresa.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **GRÚA PLUMA DE COLUMNA**
- **POLIPASTO**
- **CAD-CAE**

## **ABSTRACT**

The present titling project "Design and simulation of a column jib crane for the supply area of the SEDEMI S.C.C. Company" has an purpose to reduce the "dead times" within the production line of the CNC hydraulic shear in the supply area of the Company, by supporting the sizing of all elements necessary for optimal functioning of the column jib crane in the basic, concept and detail engineering, based mainly on the needs specified by the company, avoiding manufacturing errors and assembly, guaranteeing improvements in the handling, positioning and transporting steel plates in the CNC hydraulic shearing work zone, and reducing the physical intervention of the operators, the column jib crane will improve working conditions and increase productivity. A scale model of the column jib crane was built in order to verify the design by measuring deformations or deflections in the structure. From the results obtained, it can be concluded that the design complies with all safety standards and is viable for future implementation in the company.

### **KEYWORDS:**

- **COLUMN JIB CRANE**
- **HOIST**
- **CAD-CAE**

## **CAPITULO I**

### **GENERALIDADES**

#### **1.1. ANTECEDENTES**

Actualmente SEDEMI S.C.C. cuenta con el proceso de corte de planchas de acero de espesores de hasta 15 mm a través de una cizalla hidráulica CNC para los diferentes proyectos que requieran materia prima en el área de abastecimiento. Lo cual implica el uso continuo de la cizalla hidráulica, debido a la rapidez, facilidad y precisión que esta proporciona.

Se busca disminuir el tiempo de prestación del puente grúa pórtico y de los puentes grúa principales consiguiendo autonomía en el puesto de fabricación de la línea de cizallado. Se pretende facilitar el proceso de cizallado de manera eficiente con la carga, descarga y mecanizado de la materia prima (Figura 1).

Todos estos aspectos son fundamentales y contundentes para el planteamiento y desarrollo de la grúa pluma de columna de manera inmediata.

El alza de la producción está vinculada a la par con la reducción de “tiempos muertos”, proponiendo una mayor disponibilidad de la máquina, garantías en el transporte de cada plancha y el mejoramiento de las condiciones de trabajo en la zona de producción de la cizalla hidráulica CNC.





*Figura 1.* Posicionamiento de planchas en la cizalla hidráulica CNC.

## 1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

La ingeniería de concepto, básica y de detalle fundamentará los parámetros de ingeniería necesarios para el desarrollo de la grúa pluma de columna.

El proyecto consiste en el diseño y simulación computacional de una grúa pluma de columna que se implementará a futuro en el área de abastecimiento de SEDEMI S.C.C., mejorando las condiciones de trabajo de los operarios.

La grúa pluma de columna permitirá:

Mejorar la movilización y posicionamiento de planchas metálicas que se procesan en la Cizalla Hidráulica CNC del área de abastecimiento de SEDEMI S.C.C.

Prevenir el congestionamiento de los puentes grúas que son utilizados en otros trabajos y áreas.

Evitar los paros de la producción. Consiguiendo autonomía en los puestos de fabricación, respecto a las grúas principales de la nave.

Disminuir los tiempos de operación y así, aumentar la productividad de la empresa.

### **1.3. ALCANCE DEL PROYECTO**

El requerimiento principal de la empresa es el diseño y justificación basados en la ingeniería, básica y de detalle que permita un adecuado funcionamiento y dimensionamiento de la grúa pluma de columna.

En el proyecto se realizarán y/o entregarán la siguiente información:

#### **1.3.1. Componentes mecánicos**

La estructura y los mecanismos necesarios para el desarrollo de la aplicación de la grúa pluma de columna, los cuales son:

- Dimensionamiento de la columna.
- Dimensionamiento de la viga para desplazamiento de polipasto.
- Dimensionamiento de sistema de anclaje.
- Mecanismo de giro.
- Planos de detalle y construcción.

#### **1.3.2. Componentes electrónicos/eléctricos**

Se seleccionará en base a las especificaciones requeridas, lo siguiente:

- Mecanismo de elevación y translación, que está compuesto por un polipasto con accionamiento eléctrico.
- Motor-reductor para el giro de la grúa pluma de columna.

### **1.3.3. Software para análisis y simulación**

- Se utilizará un software CAD-CAE para el diseño de las piezas que forman parte del sistema.
- Mediante un software de conexiones de acero, se desarrollará el análisis de la placa base y pernos de anclaje.
- Se simulará la grúa pluma de columna por completo verificando su funcionamiento.

### **1.3.4. Modelo a escala de la Grúa Pluma de Columna**

- Se construirá a escala los componentes estructurales principales de la grúa pluma de columna.
- El modelo a escala permitirá la medición de deformaciones o deflexiones en la estructura.

## **1.4. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO**

Con el propósito de contribuir al cumplimiento del Objetivo 5, correspondiente al Eje 2 con sus respectivas políticas del "Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021 Toda una Vida" de Ecuador que establece que:

### **Eje:**

Economía al Servicio de la Sociedad. (Plan Nacional de Desarrollo Toda una Vida, 2017)

**Objetivo:**

Impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria. (Plan Nacional de Desarrollo Toda una Vida, 2017)

**Políticas:**

- Generar trabajo y empleo dignos fomentando el aprovechamiento de las infraestructuras construidas y las capacidades instaladas.
- Promover la productividad, competitividad y calidad de los productos nacionales, como también la disponibilidad de servicios conexos y otros insumos, para generar valor agregado y procesos de industrialización en los sectores productivos con enfoque a satisfacer la demanda nacional y de exportación.
- Fomentar el desarrollo industrial nacional mejorando los encadenamientos productivos con participación de todos los actores de la economía.
- Incrementar la productividad y generación de valor agregado creando incentivos diferenciados al sector productivo, para satisfacer la demanda interna, y diversificar la oferta exportable de manera estratégica.
- Diversificar la producción nacional con pertinencia territorial, aprovechando las ventajas competitivas, comparativas y las oportunidades identificadas en el mercado interno y externo, para lograr un crecimiento económico sostenible y sustentable.
- Promover la investigación, la formación, la capacitación, el desarrollo y la transferencia tecnológica, la innovación y el emprendimiento, la protección de la propiedad intelectual, para impulsar el cambio de la matriz productiva mediante la vinculación entre el sector público, productivo y las universidades.

- Garantizar el suministro energético con calidad, oportunidad, continuidad y seguridad, con una matriz energética diversificada, eficiente, sostenible y soberana como eje de la transformación productiva y social.
- Fomentar la producción nacional con responsabilidad social y ambiental, potenciando el manejo eficiente de los recursos naturales y el uso de tecnologías duraderas y ambientalmente limpias, para garantizar el abastecimiento de bienes y servicios.

Se pretende diseñar una grúa pluma de columna para la empresa SEDEMI S.C.C. que ha identificado la necesidad para una posterior implementación en la planta, de esta manera, se mejora el sistema de manipulación de planchas de acero que se procesan en la Cizalla Hidráulica CNC (Figura 2).

Además, la grúa pluma de columna evitará daños en la Cizalla Hidráulica CNC que son ocasionados por la manipulación manual de las planchas metálicas por parte de los operadores además de contribuir con la mejora de las condiciones de trabajo.



**Figura 2.** Corte de planchas en la cizalla hidráulica CNC

## **1.5. ÁREA DE INFLUENCIA**

El proyecto beneficiará directamente al área de abastecimiento de la empresa SEDEMI S.C.C., los beneficiarios indirectos son los operadores y colaboradores, cuyos procesos productivos podrían verse beneficiados en un futuro por esta innovación.

## **1.6. OBJETIVOS**

### **1.6.1. Objetivo General**

Diseñar y simular una grúa pluma de columna que permita mejorar la manipulación y transporte de planchas metálicas que se procesan en una Cizalla Hidráulica CNC del área de abastecimiento de la empresa SEDEMI S.C.C.

### **1.6.2. Objetivos Específicos**

- Diseñar los elementos estructurales (columna y viga) en función de los requerimientos de SEDEMI S.C.C.
- Dimensionar la placa base y sistema de anclaje.
- Seleccionar el mecanismo de elevación y traslación compuesto por un polipasto con accionamiento eléctrico.
- Diseñar el mecanismo de giro de la pluma.
- Simular y analizar el funcionamiento de la grúa pluma de columna, analizando a detalle cada punto crítico del diseño.
- Construir un modelo a escala para la verificación y comparación de los resultados obtenidos en la simulación.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1. INTRODUCCIÓN A LAS GRÚAS

##### 2.1.1. Antecedentes

La grúa ha sido una máquina importante de carga desde tiempo antiguos, ya que se utiliza para realizar diversos trabajos para movimiento de carga pesada, es importante conocer el proceso de evolución que ha tenido a lo largo del tiempo. A continuación, se detalla todo sobre la historia de la grúa.

##### *Grúas en la Antigua Grecia*

No hay datos oficiales de la primera grúa, sin embargo, hay evidencias de que fueron inventadas en la antigua Grecia y eran utilizadas principalmente para la construcción de edificios altos y que estas eran accionadas por hombres o animales.

Alrededor del s. VI a. C. en la Antigua Grecia aparece los primeros vestigios del uso de las grúas, estos rastros eran marcas de pinzas de hierro en el centro de gravedad de los bloques de piedra de los templos. (UNITEC, 2016)

##### *Grúas en la Antigua Roma*

Los romanos adoptaron la grúa que fue inventada en Grecia y la desarrollaron para el requerimiento de la construcción de edificios de dimensiones grandes. En esta época se desarrollaron varios tipos de grúas:

**Tripastos.** - es la grúa romana más simple y consiste en una horca de una sola viga, un torno, una cuerda y un bloque con tres poleas.

**Pentapastos.** - funciona con cinco poleas y es uno de los tipos de grúa más pesado. Se utilizó en la construcción de grandes edificios para el movimiento de bloques pesados.

**Polipastos.** - era operada por cuatro hombres en ambos lados del torno, es el más grande y pesado. (UNITEC, 2016)

### *Grúas en la edad media*

En la alta edad media fueron utilizadas en los puertos para estibar y construir barcos. Las primeras grúas se construyeron de madera, pero desde la llegada de la revolución industrial los materiales más utilizados son el hierro fundido y el acero. (UNITEC, 2016)

### *Grúas modernas*

Actualmente, las grúas, se instalan en todo tipo de transportes. Los tamaños se extienden desde las más pequeñas (usadas en el interior de galpones), hasta grúas torres, (usadas en la construcción de edificios).

Todos estos avances hacen de las grúas unas máquinas capaces de soportar pesos mucho mayores, pero que obligatoriamente deben ser controladas por personal profesional con experiencia, cualquier fallo puede ser fatal. (UNITEC, 2016)



### 2.1.2. Clasificación de grúas

En la actualidad, hay varios tipos de grúas, dependiendo del lugar de trabajo, de las cargas a izar, de las toneladas que soportan, etc. Así como los mecanismos que emplean tales como poleas, rieles, ruedas, contrapesos, etc.).

Las grúas más comunes son:

#### *Puente grúa*

Son máquinas para elevación y transporte de materiales, y su uso es muy común en galpones industriales, talleres, salas de máquinas, etc. Básicamente está constituido de una estructura elevada formada por una o varias vigas de acero, con un sistema de desplazamiento de ruedas sobre rieles laterales que son movidos por motores eléctricos y un sistema elevador de polipasto y gancho.

El movimiento de los puentes grúas se realiza a lo largo de una edificación, generalmente un almacén o una nave industrial, por ende, sus movimientos permitidos están identificados siendo imposible modificarlos. (Yunda, 2013)

Los modelos de puente grúa más comunes dependiendo su aplicación son:

**Puente grúa monorraíl** (Figura 3), está conformada por una sola viga y es una solución eficaz para el movimiento de cargas cuando es oportuno aprovechar toda la altura disponible del galpón y la nave no es extremadamente ancha.



**Figura 3.** Grúa puente monorraíl  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

**Puente grúa birraíl** (Figura 4), consta de doble viga en el cual se apoya el carro que sustenta el polipasto. El modelo está disponible con viga cajón soldada y son ideales para cargas elevadas o naves con luz media o grande.



**Figura 4.** Grúa puente birraíl  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

**Puente grúa suspendida** (Figura 5), utilizada en aplicaciones de naves industriales de características especiales, en las que la viga carrilera de la grúa no se apoya en columnas o salientes, sino que está suspendida del techo. Este tipo de grúa son una opción cuando no existe la posibilidad de construir una estructura portante para una grúa puente. (Yunda, 2013)



**Figura 5.** Grúa puente suspendida  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

**Grúa ménsula** (Figura 6), este diseño es empleado para grúas independientes con su propia viga carrilera, la cual se encuentra a un nivel por debajo de otro puente grúa. Son una excelente solución para atender varias estaciones de trabajo sin necesidad de cubrir todo el ancho del galpón y si existen limitaciones de movilidad por el suelo. (GH CRANES & COMPONENTS)



**Figura 6.** Grúa ménsula  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

### **Grúa Pluma**

Las grúas plumas se clasifican en función de su diseño en:

**Grúa pluma de mural** (Figura 7), La grúa pluma de mural giratoria está fijada a una pared o a una columna de la nave, de forma que gracias a su diseño se pueda alcanzar una altura máxima de elevación para carga según las dimensiones de la nave según donde se instala.



**Figura 7.** Grúa pluma mural  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

**Grúa pluma de columna** (Figura 8), este tipo de grúa consta de una estructura formada por una pluma anclada a una columna fija mediante rodamientos situados a diferentes alturas o uno de gran diámetro situado a una sola altura.

Por otra parte, la columna está fijada al suelo debido a un rígido empotramiento a una zapata.



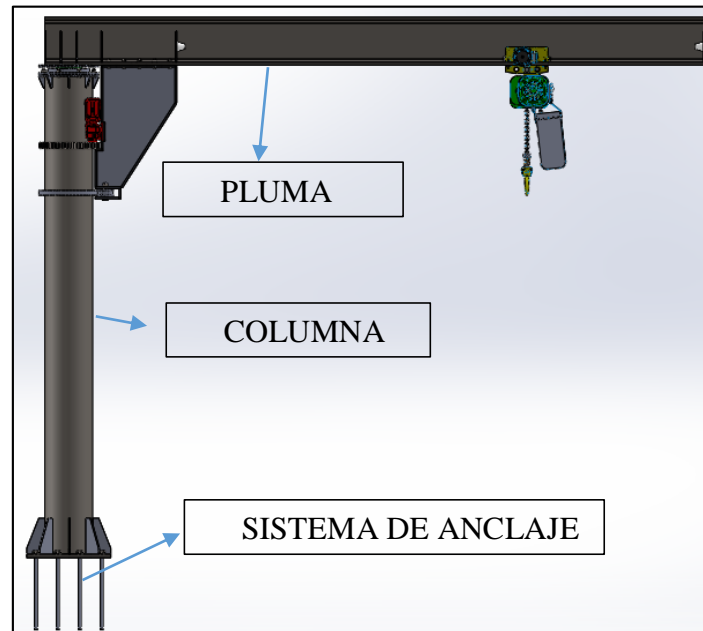
**Figura 8.** Grúa pluma columna  
Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS, 2018)

## **2.2. PARTES PRINCIPALES DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA**

### **2.2.1. Estructura**

La estructura de la grúa pluma de columna se divide en tres componentes principales: la columna, la pluma, sistema de anclaje.

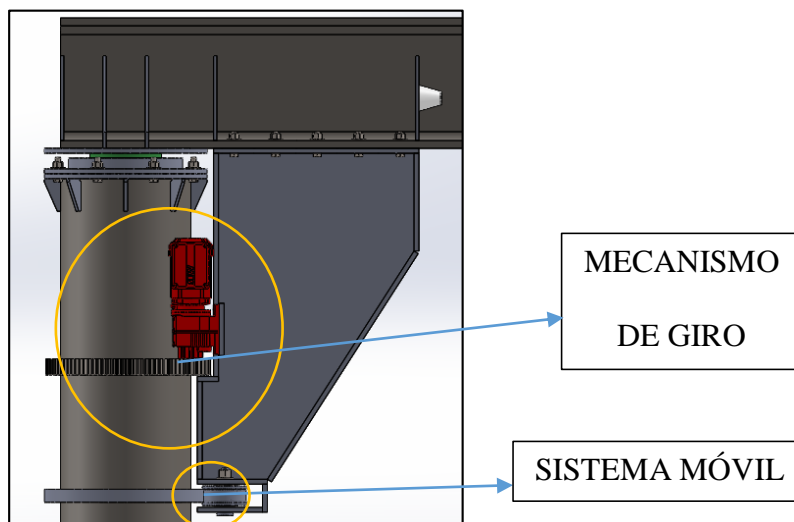
Sus principales componentes se muestran en la Figura 9.



*Figura 9.* Estructura de la grúa

### 2.2.2. Mecanismo de giro

El mecanismo de giro mostrado en la Figura 10, está constituido por un motor-reductor eléctrico, un piñón que ataca al engrane que da movimiento a la pluma y un sistema móvil que guía el desplazamiento circular alrededor de la columna. El mecanismo está situado en la parte lateral superior de la columna.

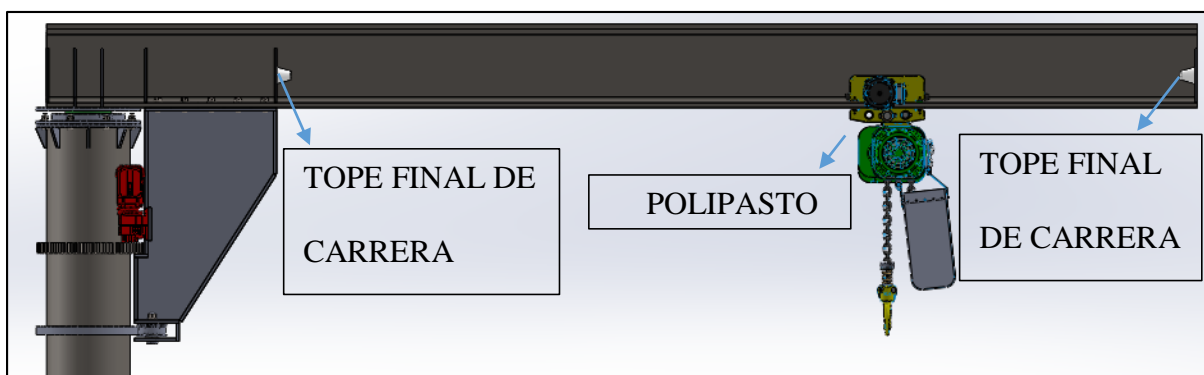


*Figura 10.* Localización del mecanismo de giro

### 2.2.3. Mecanismo de elevación y traslación

Un polipasto es una máquina simple, cuyo uso habitual es la elevación de grandes cargas a una altura determinada. La ubicación del polipasto se muestra en la Figura 11.

El mecanismo de elevación y traslación está compuesto por un polipasto con accionamiento eléctrico.



*Figura 11.* Localización mecanismo de elevación y traslación

### 2.3. APLICACIONES

Las siguientes son solo algunas de las infinitas aplicaciones que pueden darse a las grúas plumas de columna:

- En las áreas de trabajo, para proporcionar manejo localizado de materiales.
- Para complementar un sistema mayor de puente grúa.
- Cuando no es posible utilizar puentes grúas debido a la falta de un adecuado apoyo de construcción, etc.
- Para trasladar materiales de un área de trabajo a otra.
- Para la suspensión de herramientas.



## **CAPITULO III**

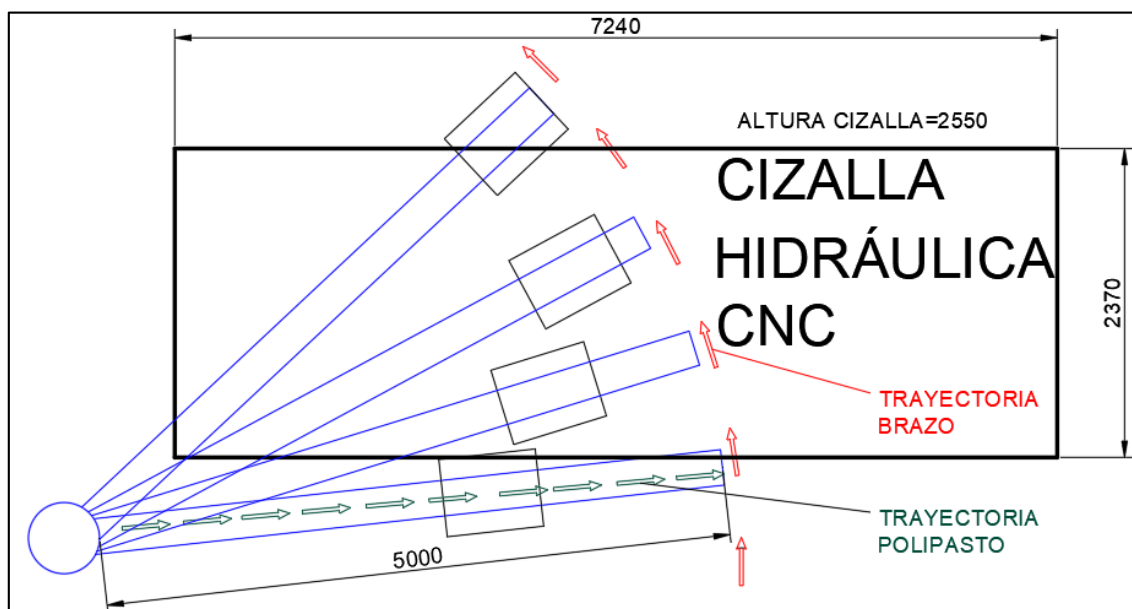
### **INGENIERÍA DE CONCEPTO**

#### **3.1. PRE DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES EN FUNCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DE SEDEMI S.C.C.**

El presente proyecto manejará dos conceptos para dimensionar la grúa, por un lado, analizando las necesidades que se deben cubrir por parte de la empresa y por otro, examinando el mercado de grúas existentes.

La altura bajo viga, puede variar desde los 4 [m] hasta 6 [m]. Cuanto mayor es la altura bajo gancho mejor, ya que no habría problemas para elevar un tipo de carga normal. Este parámetro afecta a la altura total de la grúa; debido a que la grúa estará situada dentro de la nave de abastecimiento, la altura máxima será la altura del galpón. La cizalla hidráulica tiene una altura de 2550 [mm], bajo este parámetro, la altura bajo viga se establece en 4100 [mm].

Por otro lado, el alcance de la pluma puede variar desde los 4 m hasta los 10 [m]. En el caso de estudio se ha optado por un alcance de 5 [m], ya que un requerimiento importante es que el gancho del polipasto pueda llegar mínimo a la mitad de la cizalla que cuenta con 7240 [mm] de longitud. Un plano referencial del sitio de trabajo de la grúa se muestra en la Figura 12.



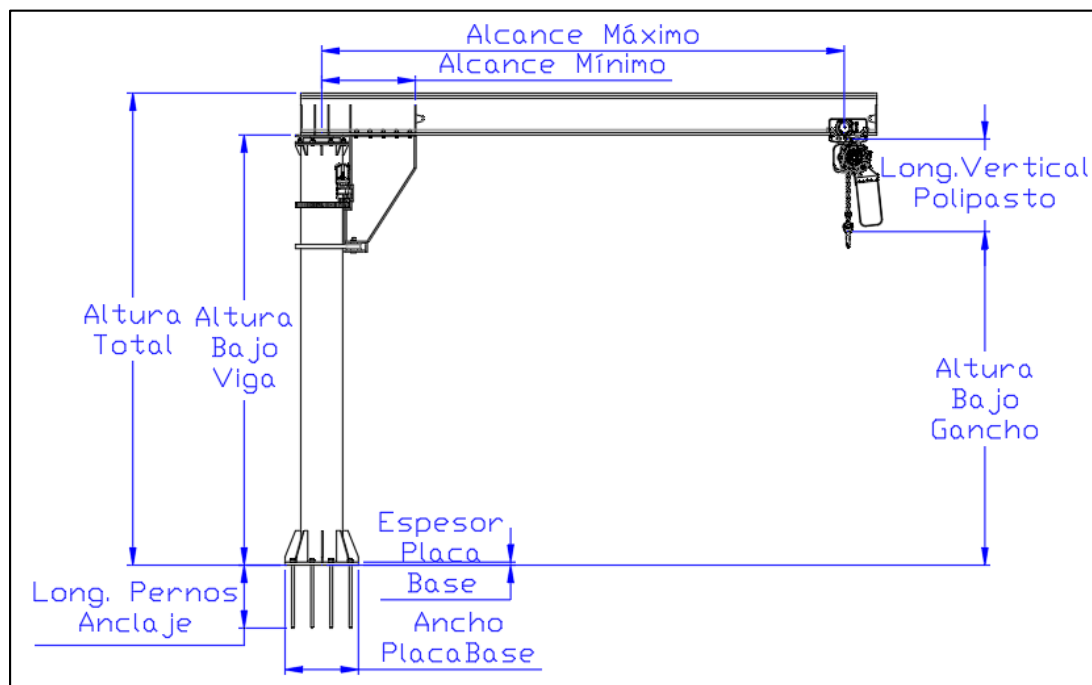
**Figura 12.** Plano Referencial

En la Tabla 1 y en la Figura 13 se muestran las principales dimensiones de la grúa pluma de columna.

**Tabla 1**

*Dimensiones principales de la grúa*

<b>Altura total</b>	4500	mm
<b>Altura bajo viga</b>	4100	mm
<b>Altura bajo gancho</b>	3000	mm
<b>Long. Vertical polipasto</b>	900	mm
<b>Alcance máximo</b>	5000	mm
<b>Alcance mínimo</b>	1000	mm
<b>Recorrido útil del gancho</b>	4000	mm
<b>Diámetro Pernos Anclaje</b>	1	pulg
<b>Ancho Placa Base</b>	700	mm



**Figura 13.** Dimensiones principales de la grúa

### 3.2. MATERIALES EMPLEADOS EN LA GRÚA

A partir de los aceros estructurales más utilizados en este tipo de aplicaciones industriales y comercialmente disponibles, se emplea una matriz de selección de alternativas (Tabla 2) para determinar el material de los principales elementos estructurales.

**Tabla 2**

*Matriz de selección de materiales para componentes estructurales principales*

Criterio	Peso (A)	CALIFICACIÓN (B)			
		Acero A572-Gr50	Acero ASTM A36	Acero A572-Gr50	Acero ASTM A36
Precio	0,2	0,8	1	0,16	0,2
Disponibilidad en el mercado	0,2	1	1	0,2	0,2
Disponibilidad en la empresa	0,1	0,9	0,9	0,09	0,09

CONTINÚA



<b>Resistencia Fluencia</b>	0,3	1	0,8	0,3	0,24
<b>Resistencia Corrosión</b>	0,2	0,9	0,9	0,18	0,18
Total	1	4,6	4,6	0,93	0,91

Para los principales componentes estructurales de la grúa (pluma, columna, placa base) se utilizan chapas de acero A572 Gr50 cuyo límite de fluencia es de 50 [ksi] y una resistencia a la rotura de 65 [ksi].

Los elementos que han necesitado de una clase de acero especial son los pernos de anclaje (acero ASTM A307 con  $F_u=400$  [MPa]), el eje principal y los engranajes que provocan el giro (acero AISI-SAE 4340 con  $F_y=785$  [MPa]), cuya selección se justifican con los cálculos desarrollados en el CAPÍTULO IV INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE.

Las chapas de baja sollicitación mecánica se han utilizado acero A36 cuya resistencia a la fluencia es 36 [ksi].

### 3.3. CAPACIDAD DE CARGA DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA

El servicio de la grúa pluma es la elevación de planchas de acero de dimensiones máximas de 6000x2500x15 [mm], con una masa de 1800 [kg] (aproximadamente 2 [toneladas]). Por lo tanto, la capacidad que se le exige a la grúa es 2 [toneladas] mínimo. Bajo un criterio conservador y para condiciones críticas de uso, el diseño se lo realizará para 4 [toneladas].

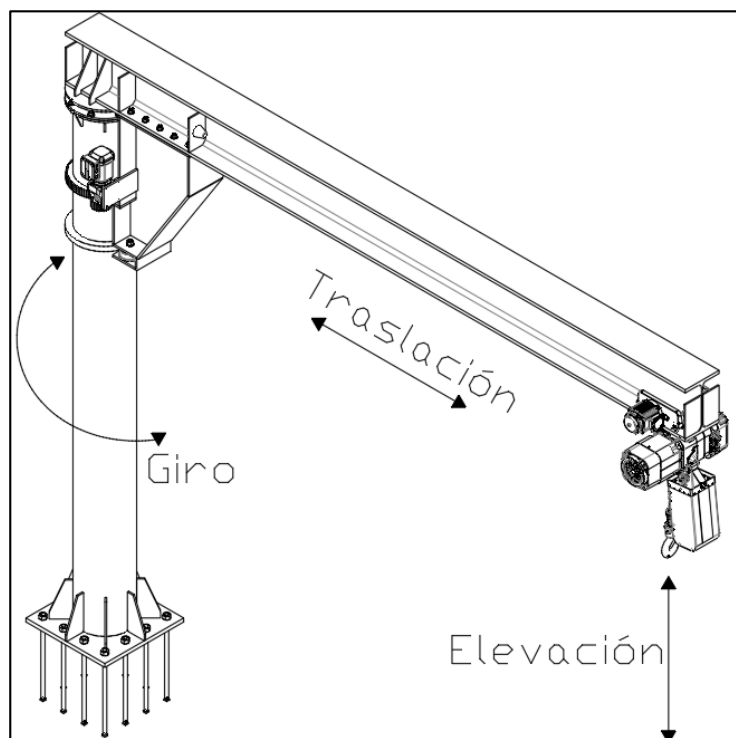
### 3.4. MOVIMIENTOS DE LA GRÚA PLUMA DE COLUMNA

Los movimientos de este aparato (Figura 14) son los grados de libertad necesarios para situar la carga en el lugar apropiado:

**Movimiento de elevación:** La carga que cuelga del gancho del polipasto desciende o asciende.

**Movimiento de giro:** Giro angular de la pluma.

**Movimiento de traslación:** El polipasto con carro eléctrico de traslación se desplaza a lo largo de la pluma.



*Figura 14.* Movimientos de la grúa

### 3.5. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

La Tabla 3 resume las características técnicas principales de la grúa pluma de columna:

**Tabla 3**

*Principales características técnicas producto del pre dimensionamiento*

<b>Especificaciones Técnicas</b>		
<b>Pérdida de altura de polipasto</b>	900	mm
<b>Peso pluma</b>	852.5	kg
<b>Peso columna</b>	551.86	kg
<b>Altura total</b>	4500	mm
<b>Altura debajo de viga</b>	4100	mm
<b>Altura debajo de gancho</b>	3000	mm
<b>Recorrido útil del gancho</b>	4000	mm
<b>Alcance máximo</b>	5000	mm
<b>Velocidad translación carro</b>	20	m/min
<b>Velocidad de giro</b>	2.6	rpm
<b>Velocidad de elevación</b>	6	m/min
<b>Dimensiones de placa base</b>	700x700x30	mm
<b>Longitud pernos anclaje</b>	600	mm
<b>Diámetro pernos de anclaje</b>	1	pulg

## CAPÍTULO IV

### INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE

#### 4.1.INGENIERÍA BÁSICA Y DE DETALLE DE SUBSISTEMAS ESTRUCTURALES Y MECÁNICOS

El estudio de la pluma, como de la columna se ha realizado utilizando ecuaciones de resistencia de materiales y se ha tenido en cuenta los factores de servicio indicados por “Cargas mínimas de diseño para edificios y otras estructuras” descritos en la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Civiles ASCE/SEI 7-10 en el apartado 4.9 que se refiere a cargas en grúas.

Cuando se usa el ASCE/SEI 7, para el diseño de acuerdo con la sección B3.3 (LRDF) de la ANSI/AISC 360-10, se aplica las combinaciones de SEI/ASCE 7 Sección 2.3.

El método de diseño LRFD, traducido al español: Diseño por Factores de Carga y Resistencia, como su nombre lo indica, usa factores separados para cada carga y para la resistencia.

El método LRFD se puede resumir por la fórmula,

$$\sum \gamma_i Q_i \leq \phi R_n \text{ (Manual_LRFD, 2010)}$$

De acuerdo con la Especificación LRFD (Sección A4.1),  $\sum \gamma_i Q_i$  = el máximo valor absoluto de las siguientes combinaciones

$$(1) U = 1.4D \quad (A4-1) \text{ (Manual_LRFD, 2010)}$$

$$(2) U = 1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) \quad (A4-2) \text{ (Manual_LRFD, 2010)}$$

Donde:

L = Carga viva

$L_r$  = Carga viva del techo

S = Carga de nieve

R = Carga nominal debida al agua de lluvia inicial o al hielo

## 4.2. ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Las solicitaciones que intervienen en el cálculo de la estructura de la grúa son:

### Solicitaciones principales que se ejercen sobre la estructura

*Solicitaciones debidas a la carga de servicio (Carga Viva)*, o peso de la carga a izar. La grúa se diseñará para levantar una carga de 4 [toneladas].

*Solicitaciones debidas al propio peso de los elementos (Carga Muerta)*, se realiza una estimación del propio peso de los elementos.

### Solicitaciones debidas a movimientos verticales

La ASCE 7-10 Sección 4.9 establece que las fuerzas de impacto vertical se incrementarán en los porcentajes que se muestran en la (Tabla 4) para determinar el impacto vertical inducido o la fuerza de vibración:

**Tabla 4**

*Cargas de grúa (Fuerzas de impacto vertical)*

Grúas monorraíl (motorizado)	25%
Grúas de puente accionadas por control remoto u operadas por cabina (motorizado)	25%
Grúas puente colgantes (motorizado)	10%
Grúas de puente o monorraíl con puente de engranaje manual, carro y elevador	0%

Fuente: (ASCE/SEI, 2010)



De la Tabla 4 se determina no aumentar ningún porcentaje, ya que el caso apropiado para el presente proyecto es grúas puente o monorraíl con carro y elevador.

### **Solicitaciones debidas a movimientos horizontales.**

La ASCE 7-10 Sección 4.9 establece que la **fuerza lateral** en las vigas de la grúa con carros eléctricos se calculará como el 20% de la suma de la capacidad nominal de la grúa y el peso del polipasto y el trole. (ASCE/SEI, 2010)

La ASCE 7-10 Sección 4.9 establece que la **fuerza longitudinal** sobre las vigas de la grúa, se calculará como 10% de la carga máxima, excepto para las grúas de puente de engranes manuales. (ASCE/SEI, 2010)

Para este caso se considera únicamente la fuerza lateral como el 20% de la suma de la capacidad nominal de la grúa.

## **4.3. DISEÑO DE LA PLUMA**

### **Selección del perfil estructural de la pluma**

El Capítulo B, Sección B4 de la Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero, se refiere a las propiedades de los miembros y su clasificación según pandeo local.

Para flexión, las secciones se clasifican como compactas, no compactas y esbeltas. Para que una sección califique como compacta, sus alas deben de estar continuamente conectadas al alma (o las almas) y la razón ancho-espesor de sus elementos comprimidos no debe exceder la razón ancho-espesor  $\lambda_p$  de la tabla B4. 1b de la Especificación ANSI/AISC 360-10, (**Anexo B**). Si la razón ancho-espesor de uno o más de uno de los elementos comprimidos excede  $\lambda_p$ , pero no supera  $\lambda_r$  de la tabla

B4. 1b, la sección se denomina no compacta. Si la razón ancho-espesor de cualquier elemento comprimido excede  $\lambda_r$ , la sección califica como esbelta.

En el caso de flexión en alas de perfiles I laminados, canales y secciones T, la razón ancho-espesor se calcula:

$$(3) \frac{b}{t} = \frac{150\text{mm}}{24\text{mm}} = 6.25$$

Donde:

$b$ : es la mitad del ancho del patín del perfil.

$t$ : es el espesor del patín.

La razón ancho-espesor límite  $\lambda_p$  (compacta-no compacta) es

$$(4) \lambda_p = 0.38 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 0.38 \sqrt{\frac{29000\text{ ksi}}{50\text{ ksi}}} = 9.15$$

Donde:

$E$ : es el módulo de elasticidad del acero en [ksi].

$F_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero A572 Gr50 en [ksi].

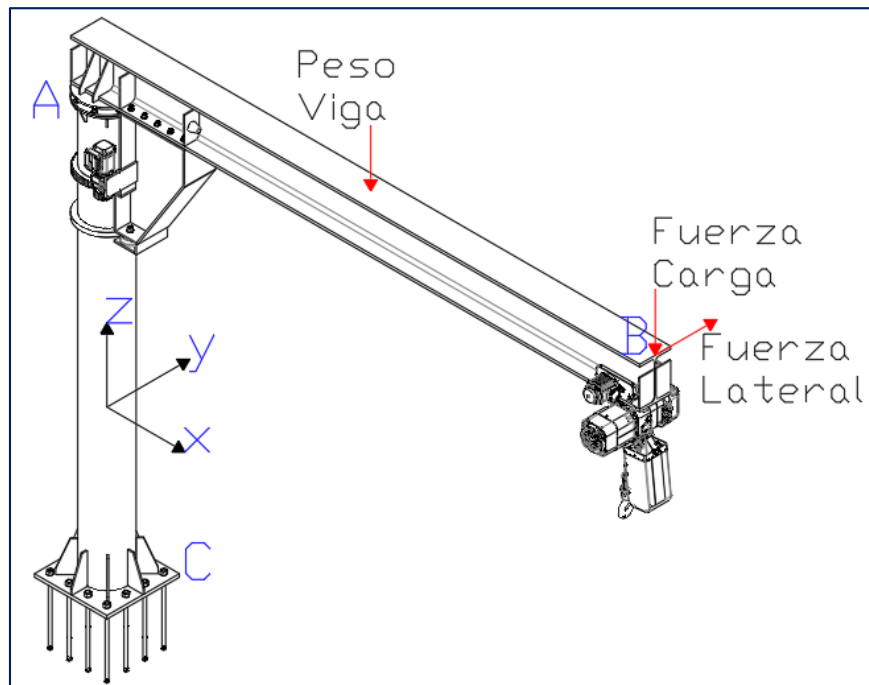
Como

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_p$$

Entonces la sección califica como **compacta**.

Se realiza el cálculo de las reacciones soportadas en la unión de la pluma con la columna. Para determinar los diagramas de fuerza cortante y momento flector se divide la estructura en tramos y

puntos (A, B, C) para facilitar su análisis. Las fuerzas actuantes aplicadas en los puntos de la estructura se indican en la Figura 15.



**Figura 15.** Tramos de la estructura

Las cargas que debe soportar la pluma por fuerzas verticales son:

- Carga en el extremo más alejado.

$$(5) P_{\text{carga}} = 4000 \text{ kg}$$

- Peso propio de la viga.

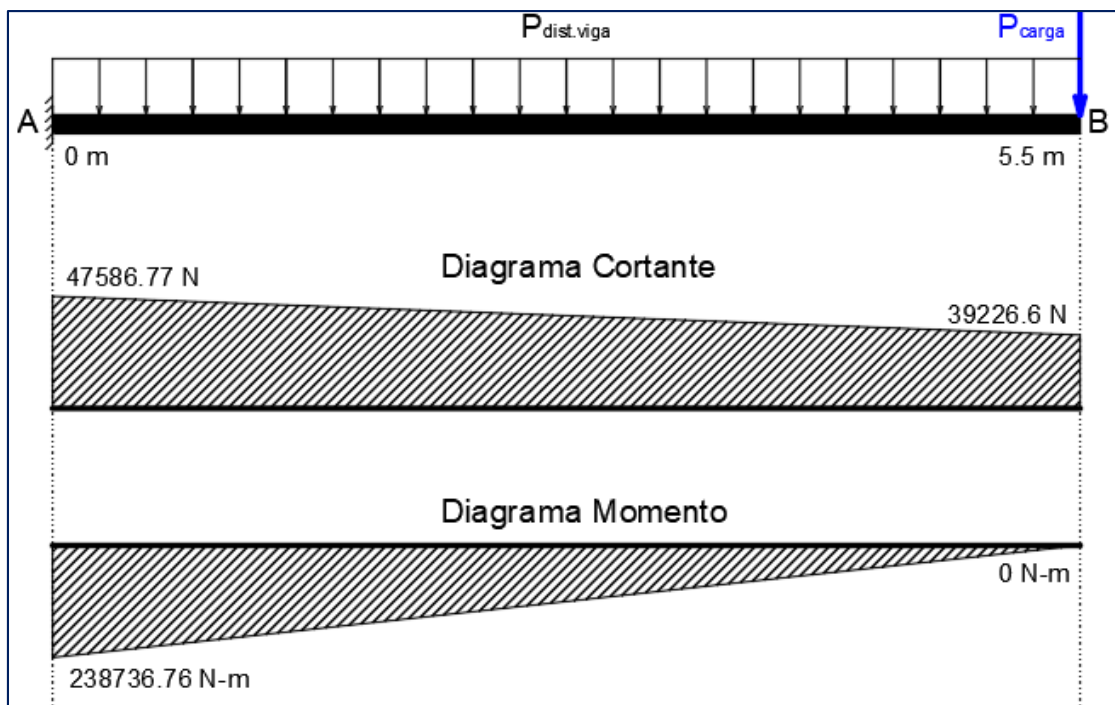
$$(6) P_{\text{dist.viga}} = 155 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$P_{\text{punt.viga}} = P_{\text{dist.viga}} \times L_{\text{viga}} = 8360.17 \text{ N} = 852.5 \text{ kg}$$

Donde:

$L_{viga}$ : es la longitud de la viga y tiene un valor de  $L_{viga} = 5.5 \text{ m}$

Los momentos alrededor del eje “Y” y fuerzas cortantes en dirección del eje “Z” generados por las fuerzas verticales se calculan a partir de la Figura 16, la misma que muestra los diagramas de fuerza cortante y momento flector.



**Figura 16.** Disposición de cargas en el plano XZ

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - P_{carga} - P_{punt.viga} = 0$$

$$A_z = P_{carga} + P_{punt.viga} = 47586.77 \text{ N}$$

$$A_z = 4852.5 \text{ kg}$$

$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$M_{Ay} - P_{\text{carga}}L_{\text{viga}} - P_{\text{punt.viga}} \frac{L_{\text{viga}}}{2} = 0$$

$$M_{Ay} = P_{\text{carga}}L_{\text{viga}} + P_{\text{punt.viga}} \frac{L_{\text{viga}}}{2} = 238736.77 \text{ N} \times \text{m}$$

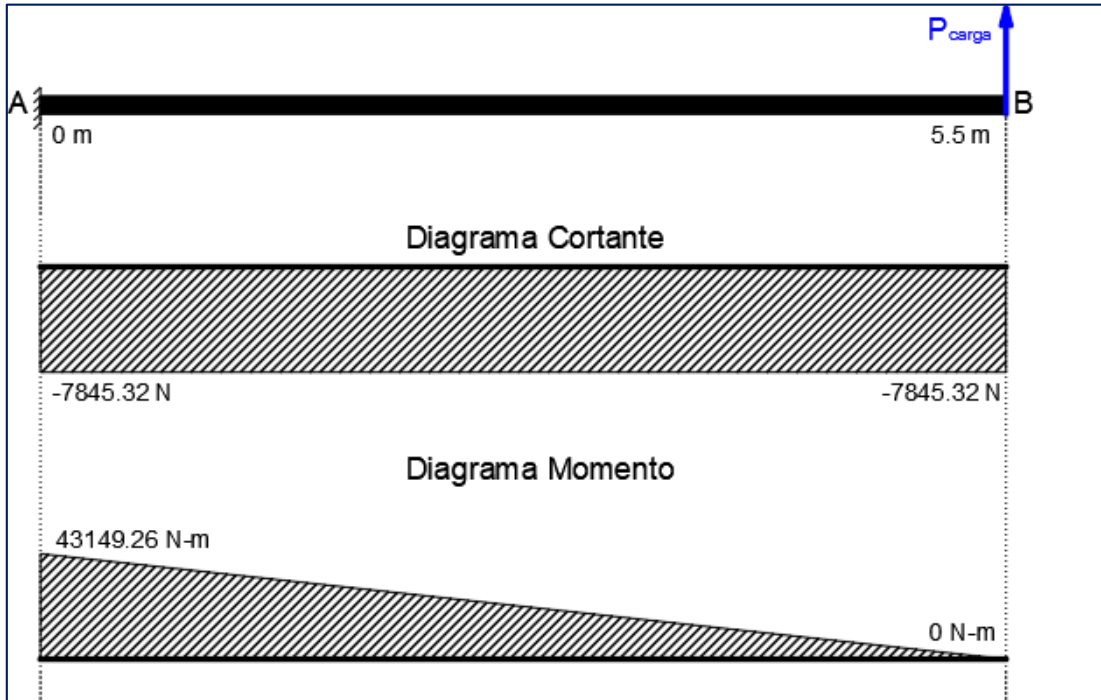
$$M_{Ay} = 24344.38 \text{ kg} \times \text{m}$$

Las cargas que debe soportar la pluma por fuerza lateral horizontal es:

$$P_{\text{lateral}} = 0.2P_{\text{carga}}$$

$$(7) P_{\text{lateral}} = 800 \text{ kg}$$

La fuerza lateral ( $P_{\text{lateral}}$ ) que provoca un momento flector alrededor del eje "Z" se muestra en la Figura 17, la misma que muestra los diagramas de fuerza cortante y momento flector.



**Figura 17.** Disposición de cargas en el plano XY

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - P_{lateral} = 0$$

$$A_y = P_{lateral} = 800 \text{ kg} = 7845.32 \text{ N}$$

$$\sum M_{Az} = 0$$

$$M_{Az} - P_{lateral}L_{viga} = 0$$

$$M_{Az} = P_{lateral}L_{viga} = 4400 \text{ kg} \times m = 43149.26 \text{ N} \times m$$

### Fuerza Cortante Resultante

$$V_T = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 4918 \text{ kg}$$

### Momento Resultante

$$M_T = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2}$$

$$(8) M_T = 24738.81 \text{ kg} \times \text{m}$$

Para miembros con secciones compactas simétricos con respecto, y cargados, en el plano de su eje de menor momento de inercia, el esfuerzo permisible es:

$$(9) F_b = 0.66S_y = 0.66 \times 50 \text{ ksi} = 33 \text{ ksi} = 2320.13 \text{ kg/cm}^2$$

### Esfuerzo normal de flexión

De la fórmula del esfuerzo normal de flexión, se obtiene el módulo de sección del eje fuerte

$$F_b = \frac{M_T}{W_y} \rightarrow W_{y, \text{calculado}} = \frac{M_T}{F_b} = \frac{24738.81 \text{ kg} \times \text{m}}{2320.13 \text{ kg/cm}^2} = 1066.27 \text{ cm}^3$$

El resultado obtenido se compara con perfiles HEB existentes en el mercado, y se selecciona uno que sea mayor al valor calculado. La estructura debe guardar simetría en sus principales componentes. Se seleccionará un perfil HEB400 con un  $W_y = 2884 \text{ cm}^3$ . Todas las especificaciones con respecto a este perfil se muestran en el (Anexo C y Anexo D).

$$(10) \sigma_b = \frac{M_T}{W_y} = \frac{24738.81 \text{ kg} \times \text{m}}{2884 \text{ cm}^3} = 857.8 \text{ kg/cm}^2$$

$$FS = \frac{F_b}{\sigma_b} = \frac{2320.13 \text{ kg/cm}^2}{857.8 \text{ kg/cm}^2} = 2.7$$

Donde:

$W_y$ : Módulo de sección eje fuerte.

$M_T$ : Momento total resultante, ( 8 )  $M_T = 24738.81 \text{ kg} \times \text{m}$

$F_b$ : es el esfuerzo permisible

#### 4.4. DISEÑO DE LA COLUMNA

##### Datos y dimensiones de la columna

- Diámetro exterior

$$D_o = 400 \text{ mm}$$

- Espesor tubo

$$t = 12 \text{ mm}$$

- Diámetro interior tubo

$$D_i = D_o - 2t = 376 \text{ mm}$$

- Área de la sección

$$A_{col} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) = 146.27 \text{ cm}^2 = 22.67 \text{ in}^2$$

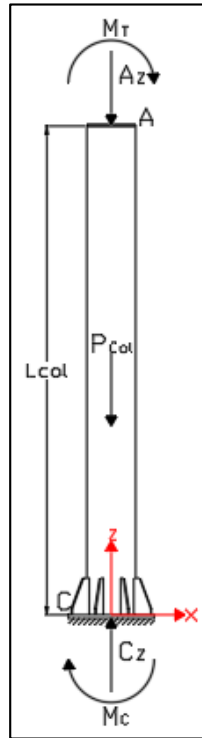
- Longitud columna

$$L_{col} = 4000 \text{ m}$$



- Peso de la columna

$$P_{col} = A_{col}L_{col} \times 7860 \frac{kg}{m^3} = 459.88 kg$$



**Figura 18.** Disposición de las cargas en la columna

### Fuerza resultante de compresión

$$\sum F_z = 0$$

$$C_z - P_{carga} - P_{punt.viga} - P_{col} = 0$$

$$C_z = P_{carga} + P_{punt.viga} + P_{col}$$

$$(11) C_z = 5312.38 kg$$

### Momentos generados en la sección crítica

$$\sum M_{Cy} = 0$$

$$M_{Cy} - P_{carga}L_{viga} - P_{punt.viga} \frac{L_{viga}}{2} = 0$$

$$M_{Cy} = P_{carga}L_{viga} + P_{punt.viga} \frac{L_{viga}}{2} = 24344.38 \text{ kg} \times \text{m}$$

$$\sum M_{Cx} = 0$$

$$M_{Cx} - P_{lateral}L_{alto} = 0$$

$$M_{Cx} = P_{lateral}L_{alto} = 3200 \text{ kg} \times \text{m}$$

Donde:

$L_{alto}$ : Longitud desde la base de la columna (sección crítica) hasta donde se aplica la fuerza lateral y tiene un valor de  $L_{alto} = 4 \text{ m}$ .

### Momento Resultante

$$M_{Tc} = \sqrt{M_{Cy}^2 + M_{Ax}^2} = 24553.79 \text{ kg} \times \text{m}$$

### Torque alrededor del eje "Z"

$$T_q = P_{lateral}L_{viga}$$

$$(12) T_q = 4400 \text{ kg} \times \text{m}$$

### Esfuerzo Normal de Flexión

$$(13) \sigma_{bz} = \frac{M_T}{W_{el}}$$

Donde:

$W_{el}$ : es el módulo elástico en  $[\text{cm}^3]$

$M_T$ : es el mayor momento resultante que se genera

### Esfuerzo Cortante de Torsión

$$(14) \tau_{zy} = \frac{T_q}{2W_{el}}$$

Donde:

$T_q$ : es el torque provocado por la fuerza lateral

### Esfuerzo equivalente – Combinación de esfuerzos

Se combina el esfuerzo de flexión de la ecuación ( 13 ), con el esfuerzo cortante de torsión de la ecuación ( 14 ), y se obtiene el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{bz}^2 + 4\tau_{zy}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{4\left(\frac{T_q}{2W_{el}}\right)^2 + \left(\frac{M_T}{W_{el}}\right)^2} = \sqrt{\frac{T_q^2 + M_T^2}{W_{el}^2}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(4400 \text{ kg} \times \text{m})^2 + (24738.81 \text{ kg} \times \text{m})^2}{W_{el,y}^2}}$$

$$(15) \sigma_{eq} = \frac{2512704.9 \text{ kg} \times \text{cm}}{W_{el}}$$

Se calcula el modulo elástico del tubo estructural de las dimensiones establecidas.

$$W_{el} = \frac{I_{col}}{r_{col}} = \frac{\frac{\pi}{64}(D_o^2 - D_i^2)}{\frac{D_o}{2}} = 1377.6 \text{ cm}^3$$

Se reemplaza en la ecuación ( 15 ) y se obtiene el esfuerzo normal de flexión:

$$\sigma_{eq} = \frac{2512704.9 \text{ kg} \times \text{cm}}{1377.6 \text{ cm}^3} = 1823.98 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Según la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo:

$$( 16 ) \sigma_{eq} = \frac{S_y}{FS}$$

Despejando la ecuación ( 16 ) para el factor de seguridad se tiene:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{3515.35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1823.98 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$FS = 1.93$$

Donde:

$S_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero ASTM A-572 en  $[\text{kg}/\text{cm}^2]$

$\sigma_{eq}$ : es el esfuerzo equivalente de la combinación de esfuerzos.

### Clasificación de la sección

El Capítulo B, Sección B4 de la Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero, se refiere a las propiedades de los miembros y su clasificación según pandeo local.

Para compresión, las secciones se clasifican como no esbeltas o esbeltas. Para elementos con una sección no esbelta, la razón ancho-espesor de sus elementos comprimidos no debe exceder los valores  $\lambda_r$ , de la tabla B4. 1a de la Especificación ANSI/AISC 360-10. (**Anexo A**)

En el caso de tubos circulares, la razón ancho-espesor se calcula

$$\frac{D}{t} = \frac{400 \text{ mm}}{12 \text{ mm}} = 33.33$$

Donde:

$b$ : es el diámetro exterior del tubo.

$t$ : es el espesor del tubo.

La razón límite ancho-espesor  $\lambda_r$  (esbelto-no esbelto) se calcula como sigue

$$\lambda_r = 0.11 \frac{E}{S_y} = 0.11 \frac{29000 \text{ ksi}}{50 \text{ ksi}} = 63.82$$

Donde:

$E$ : es el módulo de elasticidad del acero en [ksi].

$S_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero A572 Gr50 en [ksi].

Como

$$\frac{D}{t} \leq \lambda_r$$

Entonces la sección califica como **no esbelta**.

La razón límite ancho-espesor  $\lambda_p$  (compacta-no compacta) es

$$\lambda_p = 0.07 \frac{E}{S_y} = 0.07 \frac{29000 \text{ ksi}}{50 \text{ ksi}} = 40.61$$

Donde:

$E$ : es el módulo de elasticidad del acero en [ksi].

$S_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero A572 Gr50 en [ksi].

Como

$$\frac{D}{t} \leq \lambda_p$$

Entonces la sección califica como **compacta**.

### **Pandeo por flexión de miembros sin elementos esbeltos (ANSI/AISC, 2010)**

Aplica para miembros solicitados en compresión con secciones compactas y no compactas, como se define en la Sección B4 de la Especificación ANSI/AISC 360-10 para elementos en compresión uniforme.

La resistencia de compresión nominal,  $P_n$ , debe ser determinada basada en el estado límite de pandeo por flexión:

$$(17) \quad P_n = F_{cr} A_g \quad (\text{Ecuación E3-1 del AISC})$$

La tensión de pandeo por flexión, se determina como sigue:

$$\text{Cuando } \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{S_y}} \text{ (o } \frac{S_y}{F_e} \leq 2.25)$$

$$(18) \quad F_{cr} = \left(0.658 \frac{S_y}{F_e}\right) S_y \quad (\text{Ecuación E3-2 del AISC})$$

Cuando  $\frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{S_y}}$  (o  $\frac{S_y}{F_e} > 2.25$ )

$$(19) \quad F_{cr} = 0.877 F_e \quad (\text{Ecuación E3-3 del AISC})$$

Donde:

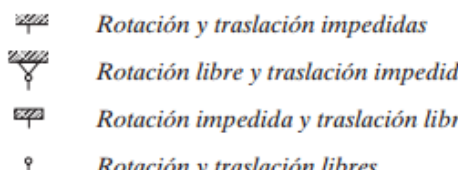




$F_e$ : es la tensión de pandeo elástico, también llamada el Esfuerzo de Euler, determinada de acuerdo con la ecuación ( 20 ) de la Especificación ANSI/AISC 360-10 para construcciones de acero:

$$(20) \quad F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (\text{Ecuación E3-4 del AISC})$$

### Relación de esbeltez

La tabla C-C2.1 del Comentario a la Especificación del AISC presenta los factores de longitud efectiva recomendados cuando se tiene condiciones ideales aproximadas. Esta tabla se reproduce aquí como la (Tabla 5). Se proporciona en la tabla dos grupos de valores K; uno de ellos es el valor teórico y el otro el valor recomendado para el diseño.

**Tabla 5**  
Valores aproximados del factor de longitud efectiva,  $K$ .

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor $K$ teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo	 <p>  Rotación y traslación impedidas   Rotación libre y traslación impedida   Rotación impedida y traslación libre   Rotación y traslación libres         </p>					

Fuente: Comentario de la especificación del AISC (ANSI/AISC, 2010)

### Cálculo de la resistencia de diseño LRFD $\phi_c P_n$

- Inercia de la columna

$$I_{col} = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4) = 27551.9 \text{ cm}^4$$

- Radio de giro

$$r = \sqrt{\frac{I_{col}}{A_{col}}} = 13.72 \text{ cm}$$



- Factor de longitud efectiva de diseño

$$K = 2.1$$

$$\text{Si: } \frac{KL}{r} = \frac{2.1 \times 400 \text{ cm}}{13.72 \text{ cm}} = 61.21 \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{S_y}} = 4.71 \sqrt{\frac{29000}{50}} = 113.45$$

∴ se usa la Ecuación ( 18 )

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 \times 29000}{(61.21)^2} = 76.43 \text{ ksi}$$

$$F_{cr} = \left(0.658^{\frac{S_y}{F_e}}\right) S_y = \left(0.658^{\frac{50}{76.43}}\right) \times 50 = 38.023 \text{ ksi}$$

LRFD $\phi_c = 0.85$	ASD $\Omega_c = 1.67$
$\phi_c F_{cr} = 0.85 \times 38.023 = 32.32 \text{ ksi}$ $\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_{col} = 32.32 \times 22.67$ $\phi_c P_n = 732.76 \text{ kip}$	$\frac{F_{cr}}{\Omega_c} = \frac{38.023}{1.67} = 22.77 \text{ ksi}$ $\frac{P_n}{\Omega_c} = \frac{F_{cr}}{\Omega_c} A_{col} = 22.77 \times 22.67$ $\frac{P_n}{\Omega_c} = 516.2 \text{ kip}$

El manual del AISC proporciona valores calculados de los esfuerzos críticos  $\phi_c F_{cr}$  en su Tabla 3-50 (**Anexo E**). Los valores están dados para valores prácticos de  $\frac{KL}{r}$  (0 a 200) para acero con

$$S_y = 50 \frac{\text{klb}}{\text{pulg}^2}. \text{ (Manual\_LRFD, 2010).}$$

**Esfuerzos permisibles de elementos flexo comprimidos (columnas: compresión axial y flexión)**

**Esfuerzo de compresión axial permisible ( $F_a$ )**

$$F_a = \phi_c F_{cr} = 32.32 \text{ ksi} = 2272.3 \text{ kg/cm}^2$$

**Esfuerzo Axial Calculado ( $f_a$ )**

$$f_a = \frac{C_z}{A_{col}} = 0.52 \text{ ksi} = 36.32 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

**Esfuerzo de Flexión Calculado ( $f_b$ )**

$$f_b = \frac{M_T}{W_y} = 25.54 \text{ ksi} = 1795.8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

**Esfuerzo de flexión permisible ( $F_b$ )**

$$F_b = 0.66 S_y = 33 \text{ ksi} = 2320.13 \text{ kg/cm}^2$$

Finalmente, se verifica que los esfuerzos de compresión y flexión cumplen con la condición dada para columnas.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_b} \leq 1$$

$$0.79 \leq 1$$

#### 4.5. DISEÑO DE PLACA BASE

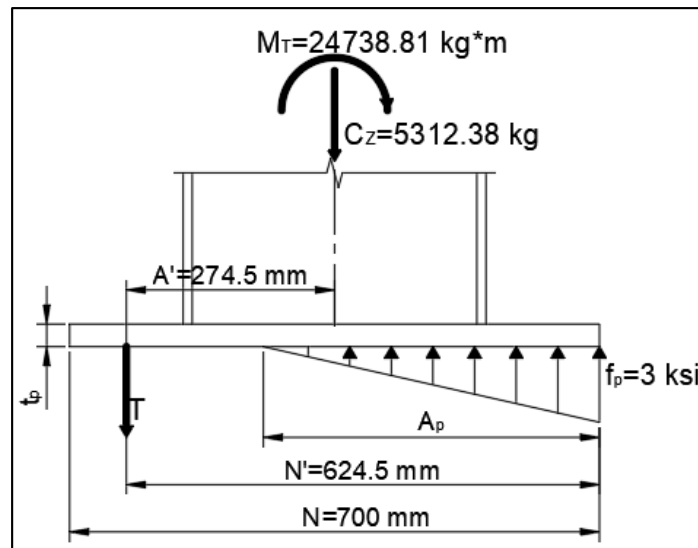
Se considera que la placa trabaja sin cartelas de base, para obtener el espesor mínimo de placa a utilizar.

Cuando la excentricidad efectiva es grande, es necesario usar uno o más pernos de anclaje para resistir la componente de tensión resultante del momento. Esto es mostrado en la Figura 19.

Para un tamaño de placa elegido, para que el esfuerzo de empuje resultante no exceda el valor máximo de la Especificación, las incógnitas son la magnitud de la fuerza del perno de anclaje “T” y la longitud de levantamiento “ $A_p$ ”.

#### Procedimiento LRFD (AISC, Steel Design Guide Series 1, 2010)

La Figura 19 indica todos los coeficientes que serán empleados en fórmulas y cálculos, siguiendo el procedimiento LRFD.



*Figura 19.* Diseño con gran excentricidad

1. Determinar la carga y el momento.

$$(8) M_T = 24738.81 \text{ kg} \times m$$

$$(11) C_z = 5312.38 \text{ kg}$$

2. Determinar el esfuerzo de empuje permisible

$$(21) F_p = 0.85 \varphi_c f_c' \sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \leq 1.7 \varphi_c f_c'$$

Donde:

$\varphi_c$ : Factor de reducción de resistencia, (Sección 9.3, ACI 318-02)

$$\varphi_c = 0.65$$

$f_c'$ : Resistencia mínima de compresión del hormigón, fuerza mínima de compresión especificada del concreto.

$$f_c' = 3 \text{ ksi} = 210 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Relación del área de hormigón a placa

$$\sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \leq 2$$

Donde:

$A_1$ : es el área de la placa base

$A_2$ : área máxima de la porción de la superficie de soporte que es geoméricamente similar y concéntrica con el área cargada.

De la ecuación ( 21 ), la tensión permisible de flexión ( $F_p$ ) es:

$$F_p = 3.32 \text{ ksi} \leq 3.32 \text{ ksi}$$

3. Suponer un tamaño de placa,  $N \times B$ .

- Dimensión longitudinal (N)

$$N = 700 \text{ mm}$$

- Dimensión transversal (B)

$$B = 700 \text{ mm}$$

La excentricidad efectiva es

$$exc = \frac{M_T}{C_z} = 4.66 \text{ m} = 4656.82 \text{ mm}$$

que es mayor que el ancho de la placa (N). Por lo tanto, se requiere pernos de anclaje. Se supone a 75.5 [mm] desde el borde de la placa.

4. Usar las cargas para determinar la longitud de empuje o levantamiento “ $A_p$ ”. Si este valor es razonable, ir al siguiente paso. Si está cerca del valor de N', la solución no es práctica, ya que esto implica que el levantamiento o empuje se extiende a la proximidad del perno de anclaje. Si esto fuera así, el perno de anclaje no podría desarrollar su capacidad de tensión total. Luego es necesario regresar al paso 3 y elegir otro plato más grande.

$$(22) f' = \frac{F_p \times N \times N'}{2} = 1123.1 \text{ kip} = 509427.43 \text{ kg}$$

Entonces la longitud de empuje o levantamiento ( $A_p$ ), se calcula:

(23)

$$A_p = \frac{f' - \sqrt{f'^2 - 4\left(\frac{F_p N}{6}\right)(C_z A' + M_T)}}{\frac{F_p N}{3}} = 52.9 \text{ mm}$$

Esto es razonable cuando se compara con  $N' = 624.5 \text{ [mm]}$ .

5. Determinar la fuerza T del perno de anclaje resultante. Si es razonable, ir al siguiente paso.

De lo contrario, regresar al paso 3.

$$(24) T = \frac{F_p A_p N}{2} - C_z = 37855.8 \text{ kg}$$

Esto es razonable para los tamaños de barras disponibles.

6. Determinar el espesor de la placa de la siguiente manera:

La fuerza de tensión “T” requerida en las anclas, causa flexión en la placa base. La longitud  $A'$  del claro en voladizo sometido a flexión, va desde el centro del tubo hasta el centro de línea de ancla. Para un ancho de placa base, la resistencia a la flexión requerida puede determinarse como

$$(25) M_{pl} = \frac{T A'}{L_p} = 3711.22 \text{ kg}$$

Donde, “T” se divide para el número de pernos de la línea de acción.

El momento de la distribución de la tensión de flexión rige, y el espesor requerido de la placa es entonces:

$$(26) t_p = \sqrt{\frac{4M_{pl}}{0.9S_y}} = 21.7 \text{ mm}$$

El espesor mínimo calculado es de 21.7 [mm]. Bajo un criterio de diseño conservador se selecciona una placa de acero ASTM A572 de espesor 30 [mm].

#### 4.6. DISEÑO DE PERNOS DE ANCLAJE

**Procedimiento LRFD** (AISC, Steel Design Guide Series 1, 2010)

1. Determinar el área bruta del perno  $A_g$  en función de la fractura por tracción:

$$A_g = \frac{C_z}{0.75\phi_t F_u} = 0.36 \text{ pul}^2$$

Donde:

$\phi_t$ : Factor de resistencia a la tracción.

$$\phi_t = 0.75$$

$F_u$ : Resistencia a la tracción mínima especificada. Acero ASTM A-307 con  $F_u = 50 \text{ ksi}$

$C_z$ : la fuerza de tensión del perno requerida.

$$(11) C_z = 5312.38 \text{ kg} = 11.73 \text{ kip}$$

Se usará un perno de 1 [in] de diámetro:

$$A_g = \frac{\pi D_o^2}{4} = \frac{\pi \times 1^2}{4} = 0.785 \text{ pulg}^2$$

2. Determinar la superficie requerida

$$(27) A_{psf} = \frac{C_z}{4\phi_t \sqrt{f'_c}}$$

Donde:

$\phi_t$ : Factor de resistencia a la tracción.  $\phi_t = 0.75$

$C_z$ : la fuerza de tensión del perno requerida en [pulg]

$f'_c$ : Resistencia mínima de compresión del hormigón, fuerza mínima de compresión especificada del concreto en [psi].

De la ecuación (27), la superficie requerida ( $A_{psf}$ ) es:

$$A_{psf} = \frac{11.71 \times 1000}{4 \times 0.75 \times \sqrt{3000}} = 71.28 \text{ in}^2$$

3. Determinar la longitud requerida del perno y la distancia al borde del concreto desde esta área de superficie. Para un solo perno, con el cono completo, la longitud requerida es:

$$(28) L = \sqrt{\frac{A_{psf}}{3.14}} = 4.76 \text{ pulg}$$

La longitud mínima, tomada de la Tabla 6 es  $12 \times 1.0 \text{ in} = 12 \text{ in.}$ , y esto rige.



**Tabla 6**

*Longitud mínima de los pernos y distancias de los bordes*

Bolt Type, Material	Minimum Embedded Length	Minimum Embedded Edge Distance
A307, A36	12 $d$	5 $d > 4$ in.
A325, A449	17 $d$	7 $d > 4$ in.

Fuente: (AISC, Steel Design Guide Series 1, 2010)

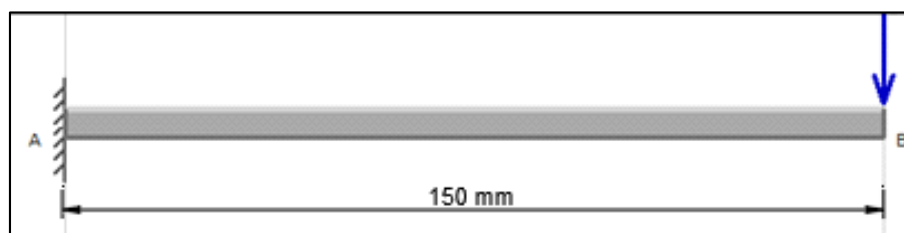
Bajo un criterio conservador y para condiciones críticas, la longitud total del perno se establece para 20 diámetros.

$$h = 20D_p = 20 \text{ in} \sim 600 \text{ mm}$$

Los resultados obtenidos del programa de conexiones de acero se tabulan en el **Anexo F**.

#### 4.7. DISEÑO DE CARTELAS EN LA BASE

Se modela como una viga en voladizo con carga concentrada en el extremo. (Figura 20).



**Figura 20.** Diagrama de cartela en la base

**Momento flector**

$$(11) C_z = 5312.38 \text{ kg}$$

$$L_{cart} = 150 \text{ mm}$$

$$M_{cart} = C_z L_{cart} = 796.86 \text{ kg} \times m$$

**Momento Resistente**

Momento resistente “S”, que deben soportar las cartelas, ignorando la resistencia de la placa base:

$$(29) \quad \sigma_b = \frac{M}{S}$$

$$(30) \quad \sigma_b = \frac{S_y}{FS}$$

Igualando ecuación (29) y (30) y despejando S:

$$S = \frac{M_{cart}}{\frac{S_y}{FS}}$$

Siendo

$S_y$ : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36.  $S_y = 36 \text{ ksi}$

$FS$ : Factor de seguridad estimado igual a 2.

Entonces,

$$S = 62.97 \text{ cm}^3$$

Este momento resistente “S”, es el que se debe procurar que tenga las cartelas.

Con la altura de las cartelas de 300 [mm] y un espesor de 12 [mm], se tiene que el módulo resistente de las cartelas es:

$$S_{xx} = 2 \times \frac{t_{cart} h_{cart}^2}{6}$$

Donde:

$t_{cart}$ : es el espesor de cartelas,  $t_{cart} = 12 \text{ mm}$

$h_{cart}$ : es la altura de cartelas,  $h_{cart} = 300 \text{ mm}$

$$S_{xx} = 360 \text{ cm}^3$$

$$\therefore S_{xx} \geq S$$

Para evitar una falla por cortante, en donde el momento es cero, el final de la cartela no debe tener sección cero, por lo que se calcula la sección mínima de corte.

$$(31) \quad \sigma = \frac{F}{A} = \frac{C_z}{t_{cart} H}$$

$$(32) \quad \sigma = \frac{S_y}{FS}$$

Igualando la ecuación (31) y (32) y despejando H:

$$H = \frac{C_z \times FS}{t_{cart} S_y} = 34.98 \text{ mm}$$

Donde "H" es la longitud mínima que se debe procurar cortar en los extremos de la cartela.

### Tensión de corte

$$T_c = \frac{C_z}{t_{cart} L_{cart}} = 295.13 \frac{kg}{cm^2}$$

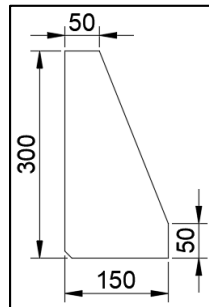
### Tensión admisible

Se considera una soldadura realizada con alambre sólido ER 70S-6, que tiene  $S_u = 70 \text{ ksi}$ , y el factor de seguridad para corte es  $FS_c = 2$

$$T_{adm} = \frac{S_{su}}{FS_c} = \frac{\frac{2}{3} S_u}{FS_c} = 1640.5 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\therefore T_c \leq T_{adm}$$

Se comprueba que la cartela cumple. Tiene un espesor de 12 [mm], una altura de 300 [mm] y una longitud de 150 [mm]. La geometría de la cartela se muestra en la Figura 21.



**Figura 21.** Dimensiones cartela

#### 4.8. DISEÑO DE SOLDADURA ENTRE PLACA BASE Y COLUMNA

##### Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a torsión (Shigley, 2008)

El momento en el soporte produce un cortante secundario o una torsión de las soldaduras, y dicho esfuerzo está dado por la ecuación

$$(33) \tau_{Tq} = \frac{T_q r}{J} = \frac{T_q r}{0.707 h J_u} = \frac{T_q r}{0.707 h \times 2 \pi r^3}$$

Donde:

$T_q$ : Torque alrededor del eje "Z", ocasionado por la fuerza lateral  $P_{lateral}$  en la sección crítica de la columna.

$$(12) T_q = 4400 \text{ kg} \times \text{m}$$

$J$ : Segundo momento polar de inercia del área.

$J_u$ : Se determina mediante métodos convencionales de área con ancho unitario. Ver **Tabla 7**.

$h$ : Tamaño de la soldadura (Se asume un valor  $h = 12 \text{ mm}$ )

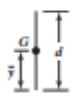
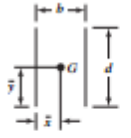
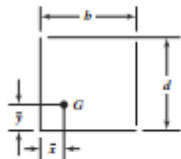
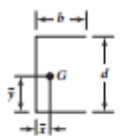
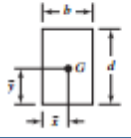

$r$ : distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés.

Es el radio del perfil tubular,  $r = 200 \text{ mm}$

Entonces el esfuerzo de torsión calculado con la ecuación (33) es:

$$\tau_{Tq} = 206.354 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

**Tabla 7**  
*Propiedades torsionales de las soldaduras de filete*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 \, hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 \, hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \, \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

\*G es el centroide del grupo de soldaduras; h es el tamaño de la soldadura; el plano del par de torsión está en el plano de la página; todas las soldaduras son de ancho unitario.

Fuente: Obtenido de la Tabla 9-1, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.

### Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión (Shigley, 2008)

La fuerza cortante produce un cortante primario en la soldadura de magnitud:

$$(34) \tau_z = \frac{C_z}{A_{sold}} = \frac{C_z}{1.414\pi hr}$$

Donde:

$$(11) C_z = 5312.38 \text{ kg}$$

$A_{sold}$ : Área de la soldadura

$h$ : Tamaño de la soldadura (Asumimos un valor  $h = 12 \text{ mm}$ )

$r$ : distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés.

Es el radio del perfil tubular,  $r = 200 \text{ mm}$ .

Entonces el esfuerzo de flexión, calculado con la ecuación (34) es:

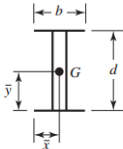

$$\tau_z = 49.83 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El momento  $M_T$  induce un componente de esfuerzo cortante horizontal en las soldaduras, se observa que el segundo momento del área unitaria según la **Tabla 8** es

$$I_u = \pi r^3$$

**Tabla 8**

*Propiedades flexionantes de la soldadura de filete*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

\*  $I_u$ , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de soldaduras, siendo  $h$  el tamaño de la soldadura; el plano del par flexionante es normal al plano de la página y paralelo al eje  $y$ ; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

Fuente: Obtenido de la Tabla 9-1, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.

El segundo momento del área  $I$ , con base en el área de la garganta de la soldadura, es

$$I = 0.707hI_u = 0.707h \times \pi r^3$$

Ahora se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es

$$(35) \tau_b = \frac{M_T r}{I} = \frac{M_T r}{0.707h \times \pi r^3}$$

Donde

$$(8) M_T = 24738.81 \text{ kg} \times \text{m}$$

$h$ : Tamaño de la soldadura (Asumimos un valor  $h = 12 \text{ mm}$ )

$r$ : es la distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés. Es el radio del perfil tubular,  $r = 200 \text{ mm}$

Entonces el esfuerzo cortante nominal en la garganta calculado con la ecuación (35) es,

$$\tau_b = 2320.43 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El momento flector y la fuerza de compresión, producen un esfuerzo normal de flexión en la junta que es la suma de ambos

$$\sigma_T = \tau_z + \tau_b = 2370.26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Una vez obtenido las componentes de esfuerzo normal y cortante, para la soldadura, se deben combinarlos vectorialmente para dar como resultado

$$\tau_{max} = \sqrt{\sigma_T^2 + \tau_{Tq}^2} = 2379.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



El factor de seguridad es

$$FS = \frac{S_{su}}{\tau_{max}} = \frac{\frac{2}{3}S_u}{\tau_{max}} = 1.4$$

Donde según la Tabla 9,  $S_y = 57 \text{ ksi}$ ,  $S_u = 70 \text{ ksi}$ , para un alambre sólido ER 70S-6.

**Tabla 9**

*Propiedades mínimas del metal de aporte*

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Fuente: Obtenido de la Tabla 9-3 de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley.

#### 4.9. DISEÑO DE FLECHA PRINCIPAL

Los datos de Momento y Torque fueron calculados en apartados anteriores, por lo que el eje se diseñará a partir de estos datos.

$$(8) M_T = 24738.81 \text{ kg} \times m$$

$$(12) T_q = 4400 \text{ kg} \times m$$

Se asume un diámetro de eje con respecto a las dimensiones geométricas con que se dispone, posteriormente se validará el diámetro.

$$D = 180 \text{ mm}$$

### Cálculo el esfuerzo normal de flexión provocado por el momento

$$\sigma_b = \frac{32M}{\pi D^3} = 4251.88 \frac{kg}{cm^2}$$

### Cálculo el esfuerzo cortante de torsión provocado por el torque

$$\tau = \frac{16T_q}{\pi D^3} = 384.24 \frac{kg}{cm^2}$$

### Criterio de falla: Teoría del Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 2160.39 \frac{kg}{cm^2}$$

### Factor de seguridad

A partir del Catálogo de Productos Iván Bohman III Edición, en la Tabla 10 se resume las propiedades de los principales aceros empleados en aplicaciones como: ejes de transmisión de grandes dimensiones, cigüeñales, portaherramientas, entre otras.

**Tabla 10**

*Aceros al carbono y bonificados para maquinaria*

PROPIEDADES	ACEROS		
	AISI 1045	AISI 4340	AISI 4140
<b>Resistencia Tracción</b>	65 kg/mm <sup>2</sup>	90-110 kg/mm <sup>2</sup>	90-105 kg/mm <sup>2</sup>
<b>Resistencia Fluencia</b>	32 kg/mm <sup>2</sup>	80 kg/mm <sup>2</sup>	70 kg/mm <sup>2</sup>
<b>Elongación</b>	min 10%	min 12%	min 12%
<b>Reducción de área</b>	40%	min 45%	min 50%
<b>Dureza</b>	220-235 HB	270-330 HB	275-320 HB

Fuente: (Iván Bohman, 2016)

**Tabla 11**

*Matriz de selección de alternativas para material empleado en el eje de rotación*

Criterio	Peso (A)	CALIFICACIÓN (B)				(A x B)	
		AISI 1045	AISI 4340	AISI 4140	AISI 1045	AISI 4340	AISI 4140
Precio	0,2	0,9	0,8	0,8	0,18	0,16	0,16
R. Fluencia	0,3	0,7	0,9	0,9	0,21	0,27	0,27
R. Tensión	0,2	0,7	0,9	0,9	0,14	0,18	0,18
Dureza	0,2	0,6	0,9	0,8	0,12	0,18	0,16
Elongación	0,1	0,8	0,8	0,8	0,08	0,08	0,08
Total	1	3,7	4,3	4,2	0,73	0,87	0,85

De la **Tabla 11**, se deduce que el acero utilizado para el eje será un AISI-SAE 4340 con una resistencia a la fluencia de 80 [kg/mm<sup>2</sup>].

$$FS = \frac{S_y}{2\tau_{max}} = \frac{8000 \frac{kg}{cm^2}}{2160.39 \frac{kg}{cm^2}} = 1.9$$

El valor obtenido del factor de seguridad, garantiza que la flecha no falle.

#### 4.10. DIMENSIONAMIENTO DE RODAMIENTOS

El cálculo se centra en los rodamientos ubicados en la parte inferior de la cartela, los mismos que permiten el movimiento de giro alrededor de la columna.

Las cargas que deben soportar los rodamientos son las siguientes:

$F_a$ : carga axial

$$(11) C_z = 5312.38 \text{ kg}$$

$$F_a = \frac{5312.38 \text{ kg}}{2} = 2656.19 \text{ kg} = 26.1 \text{ kN}$$

$F_r$ : carga radial

$$(7) P_{lateral} = 800 \text{ kg}$$

$$F_r = 7.85 \text{ kN}$$

#### 4.10.1. Rodamientos solicitados estáticamente

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos  $f_s$ , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_o}{P_o}$$

Siendo,

$f_s$ : factor de esfuerzos estáticos

$C_o$ : capacidad de carga estática [kN], rodamiento rígido de bolas SKF 6208. (**Anexo G**)

$$C_o = 32.5 \text{ kN}$$

$P_o$ : carga estática equivalente [kN]

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a = 17.7 \text{ kN}$$

Entonces

$$f_s = 1.84$$

El factor de esfuerzos estáticos  $f_s$  se toma como un valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos mayor. Si las exigencias de suavidad son más reducidas, basta valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$f_s$  :1.5 ... 2.5 para exigencias elevadas.

$f_s$  :1.0 ... 1.5 para exigencias normales.

$f_s$  :0.7 ... 1.0 para exigencias reducidas.

#### 4.10.2. Rodamientos solicitados dinámicamente

La fórmula de vida del rodamiento es:

$$(36) L_{10^6} = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Siendo

$L_{10^6}$ : vida nominal [ $10^6$  revoluciones], confiabilidad del 90%.

$$L_{10^6} = 0.6 \frac{rev}{min} \times \frac{60 min}{1 hr} \times \frac{5000 hr}{10^6} = 1.02$$

$C$ : capacidad de carga dinámica [kN]

$P$ : carga dinámica equivalente [kN]

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 7.85 + 1 \times 26.1 = 30.5 \text{ kN}$$

Los valores de X e Y así como información sobre cálculo de la carga dinámica equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos. (**Anexo G**)

$n$ : exponente de vida

$n = 3$  para rodamientos de bolas

$n = \frac{10}{3}$  para rodamientos de rodillos

Despejando la Ecuación ( 36 ),

$$C = (L_{10^6})^{\frac{1}{n}} \times P = 30.7 \text{ kN}$$

Este valor es menor que la capacidad de carga dinámica del rodamiento SKF 6208 (**Anexo G**), por lo tanto, se verifica que los rodamientos seleccionados resisten.

#### 4.11. DISEÑO DE ENGRANAJES

Se establecen los parámetros para el diseño de los engranes:

- Módulo

$$m = 5 \text{ mm}$$

- Número de dientes del piñón

$$z_1 = 24$$

- Número de dientes del engrane

$$z_2 = 96$$

- Ángulo de presión

$$\phi = 20^\circ$$

### Geometría del piñón

- Diámetro de paso de piñón

$$d_p = z_1 \times m = 120 \text{ mm}$$

- Addendum

$$a = 1 \times m = 5 \text{ mm}$$

- Dedendum

$$b = 1.25 \times m = 6.25 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior del piñón

$$d_e = d_p + 2a = 130 \text{ mm}$$

- Diámetro interior del piñón

$$d_i = d_p - 2b = 107.5 \text{ mm}$$

- Altura total del diente

$$h_t = a + b = 11.25 \text{ mm}$$

- Altura de trabajo

$$h_w = 2a = 10 \text{ mm}$$

- Diámetro base del piñón

$$d_b = d_p \cos \phi = 112.76 \text{ mm}$$

- Paso circular

$$p_c = \pi \times m = 15.7 \text{ mm}$$

- Espesor del diente

$$e = \frac{p_c}{2} = 7.85 \text{ mm}$$

- Ancho del piñón

$$B = 10 \times m = 50 \text{ mm}$$

### Geometría de la Rueda Dentada

- Diámetro de paso de la Rueda dentada

$$D_p = z_2 \times m = 480 \text{ mm}$$

- Addendum

$$a = 1 \times m = 5 \text{ mm}$$

- Dedendum

$$b = 1.25 \times m = 6.25 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior de la Rueda dentada

$$D_e = D_p + 2a = 490 \text{ mm}$$

- Diámetro interior de la Rueda dentada

$$D_i = D_p - 2b = 467.5 \text{ mm}$$

- Altura total del diente

$$h_t = a + b = 11.25 \text{ mm}$$

- Altura de trabajo

$$h_w = 2a = 10 \text{ mm}$$



- Diámetro base de la Rueda dentada

$$D_b = D_p \cos \phi = 451 \text{ mm}$$

- Paso circular

$$p_c = \pi \times m = 15.7 \text{ mm}$$

- Espesor del diente

$$e = \frac{p_c}{2} = 7.85 \text{ mm}$$

- Ancho de la Rueda dentada

$$B = 10 \times m = 50 \text{ mm}$$

### **Cinemática y Fuerza de los engranajes**

- Fuerza tangencial del piñón

$$F_t = \frac{60000 \times Pot}{\pi \times d_p \times n_o} = \frac{6000 \times 0.75 \text{ kW}}{\pi \times 120 \text{ mm} \times 2.6 \text{ rpm}} = 46 \text{ kN}$$

- Fuerza radial del piñón

$$F_r = F_t \times \tan(20^\circ) = 16.74 \text{ kN}$$

### **Ecuaciones del esfuerzo AGMA**

En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una del esfuerzo de flexión y la otra de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto).

Las ecuaciones fundamentales son:

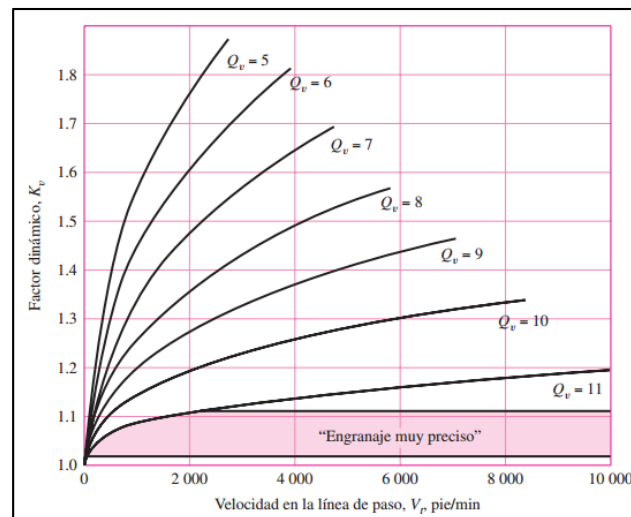
$$(37) \sigma = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

- **Factor dinámico ( $K_v$ )**

La Figura 22 es una gráfica de  $K_v$ , el factor dinámico, como una función de la velocidad en la línea de paso de la estimación de  $K_v$ .

La AGMA ha definido un conjunto de números de control de calidad. Los números de calidad de 3 a 7 incluyen a la mayoría de los engranes de calidad comercial. El número de nivel de exactitud en la transmisión  $Q_v$  de AGMA se puede considerar igual que el número de calidad.

$$K_v = 1.05$$



**Figura 22.** Factor dinámico  $K_v$   
Fuente: (Shigley, 2008)

- **Factor de sobrecarga ( $K_o$ )**

Según la Figura 23 seleccionamos

$$K_o = 1$$

Tabla de factores de sobrecarga, $K_o$			
Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

**Figura 23.** Factores De Sobrecarga

Fuente: (Shigley, 2008)

- **Factor de tamaño ( $K_s$ )**

AGMA identificó y proporciona un símbolo del factor de tamaño. Del mismo modo,

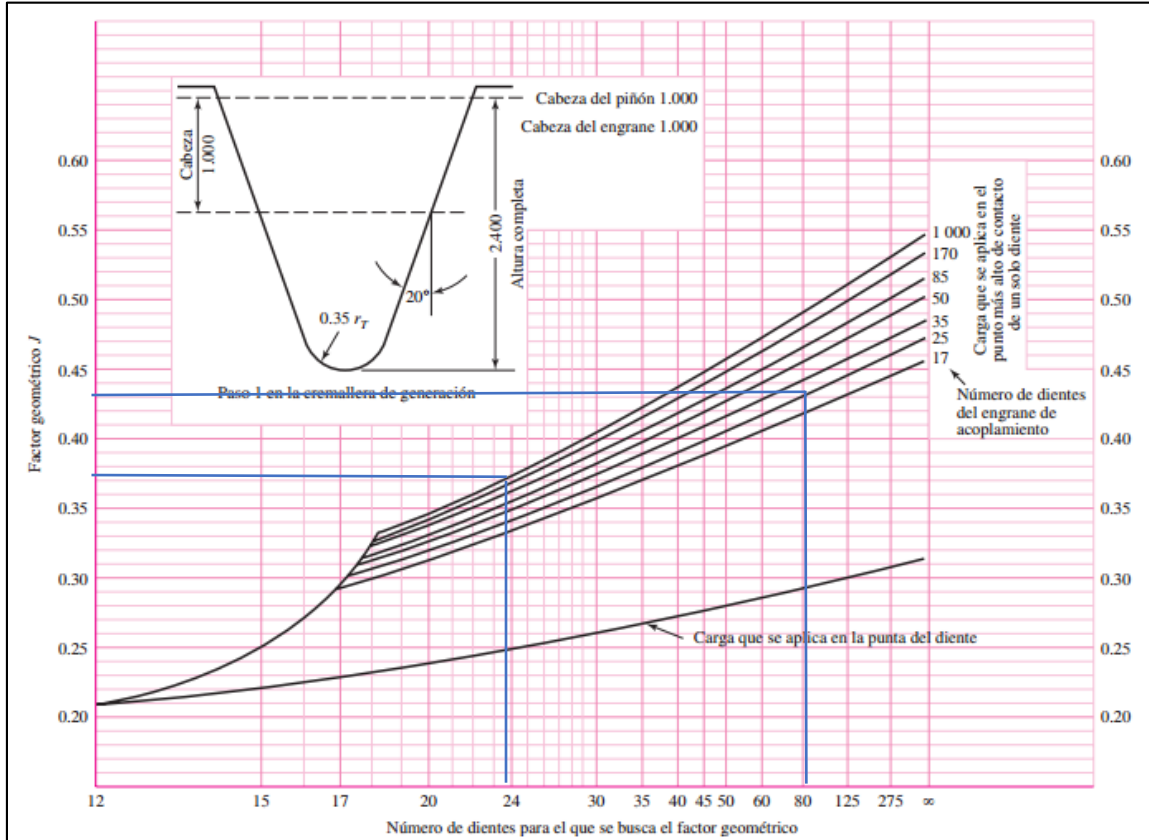
sugiere

$$K_s = 1$$

- **Factor geométrico de resistencia a la flexión ( $Y_J$ )**

Según la Figura 24 seleccionamos

$$Y_J = 0.43 \text{ (Engrane)}, \quad Y_J = 0.37 \text{ (Piñón)}$$



**Figura 24.** Factores geométricos en engranes rectos  
Fuente: (Shigley, 2008)

- **Factor de distribución de carga ( $K_H$ )**

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones está dado regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara  $C_{mf}$ , donde

$$K_H = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_H = C_{mf} = 1 + 1(0.6 \times 1 + 0.16 \times 1) = 1.6$$

- **Factor de espesor del aro  $K_B$**

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo  $K_B$ .

$$K_B = 1$$

- **Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros**

Las ecuaciones en unidades SI son:

$$S_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa (Grado 2)}$$

Para un acero AISI/SAE 4340 con esfuerzo de fluencia  $S_y = 80 \frac{kg}{mm^2}$  y dureza 330 [HB].

$$S_t = 344 \text{ MPa}$$

- **Factores de los ciclos de esfuerzo ( $Y_N$ )**

El factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión ( $Y_N$ ) para acero AISI/SAE 4340 es

$$Y_N = 3.5$$

- **Factor de temperatura ( $Y_\theta$ )**

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea

$$Y_\theta = 1.0$$

- **Factor de confiabilidad ( $Y_Z$ )**

Para una confiabilidad del 99% y según la Tabla 12 el factor es:  $Y_Z = 1$

**Tabla 12**

*Factores de confiabilidad*

Confiabilidad	$Y_Z$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.7

Fuente: (Shigley, 2008)

Reemplazando en la Ecuación ( 37 ),

$$( 37 ) \sigma = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{Y_\theta Y_Z} = 1204 \text{ MPa}$$

Para el piñón:

$$\sigma_p = 838.8 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = 1.44$$

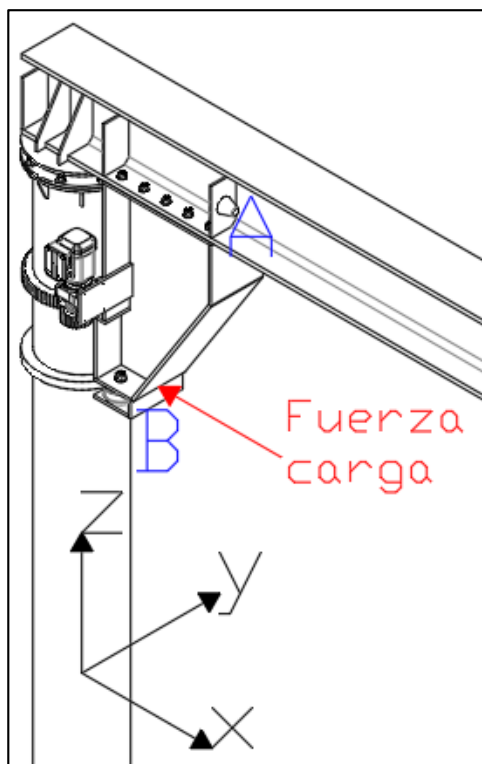
Para el engrane:

$$\sigma_e = 710.98 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_e} = 1.7$$

#### 4.12. DISEÑO DE CARTELA-VIGA

La fuerza actuante aplicada en la cartela se indica en la Figura 25.



**Figura 25.** Fuerza actuante en la cartela

Las cargas que debe soportar la cartela son:

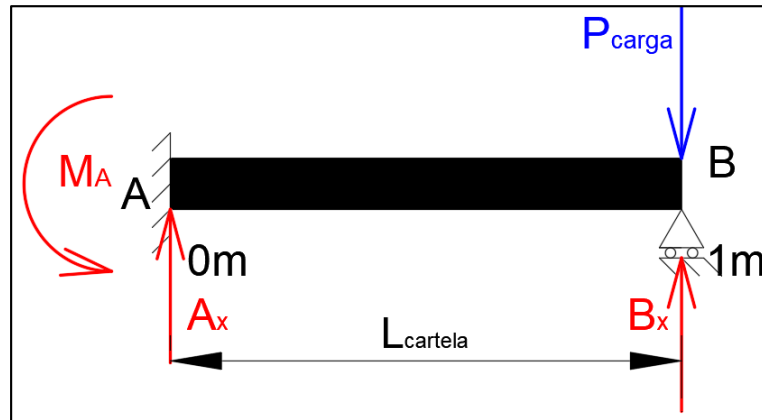
- Carga en el extremo

$$(5) P_{\text{carga}} = 4000 \text{ kg}$$

La longitud de la cartela tiene un valor de  $L_{\text{cartela}} = 1 \text{ m}$

Se considera a la cartela como una viga empotrada en un extremo y apoyada en el otro.

Los momentos alrededor del eje “Y” y fuerza cortante en dirección del eje “X” se calculan a partir de la Figura 26.



**Figura 26.** Fuerzas y reacciones que actúan en la cartela

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x + B_x - P_{\text{carga}} = 0$$

$$(38) \quad A_x + B_x = P_{\text{carga}} = 4000 \text{ kg}$$

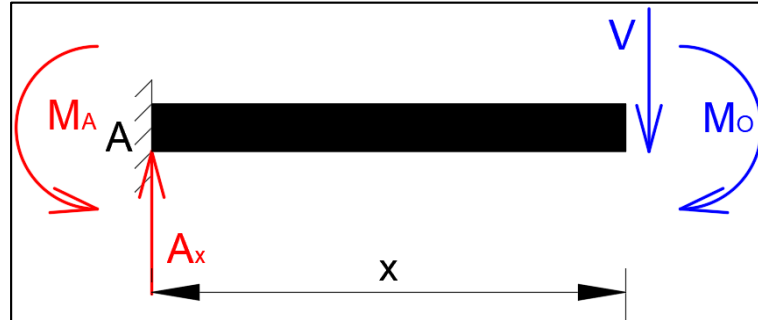
$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - P_{\text{carga}}L_{\text{cartela}} + B_yL_{\text{cartela}} = 0$$

$$(39) \quad M_A = P_{\text{carga}}L_{\text{cartela}} = 4000 \text{ kg} \times m$$

Se aplica el método de la doble integración para obtener una tercera ecuación y formar tres ecuaciones con tres incógnitas y poder resolver el sistema.





**Figura 27.** Fuerzas y reacciones sobre la cartela

$$\sum M_O = 0$$

$$M_A - A_x x + M_O = 0$$

$$EI\theta = A_x \frac{x^2}{2} - M_A x + C_1$$

$$EI\delta = A_x \frac{x^3}{6} - M_A \frac{x^2}{2} + C_1 x + C_2$$

### Condiciones de borde

El desplazamiento del empotramiento izquierdo es 0.

$$\text{Si: } x = 0 \rightarrow \delta_A = 0, C_2 = 0 \therefore EI\delta_A = 0$$

La pendiente del empotramiento izquierdo es 0.

$$\text{Si: } x = 0 \rightarrow \theta_A = 0, C_1 = 0 \therefore EI\theta_A = 0$$

El desplazamiento del apoyo derecho es 0.

$$\text{Si: } x = 1 \text{ m} \rightarrow \delta_B = 0 \therefore EI\delta_B = 0$$

$$(40) \quad 0 = \frac{A_x}{6} - \frac{M_A}{2}$$

Resolviendo el sistema de tres ecuaciones ( 38 ), ( 39 ) y ( 40 ) se obtiene las siguientes reacciones:

$$M_A = 0 \text{ kg} \times \text{m}$$

$$A_x = 0 \text{ kg}$$

$$B_x = 4000 \text{ kg}$$

Se realiza el análisis de esfuerzo cortante en el extremo de la cartela donde su sección es menor.

$$\tau_v = \frac{B_x}{A_{alma}} = \frac{4000 \text{ kg}}{30 \text{ cm}^2} = 133.33 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$FS = \frac{0.577S_y}{\tau_v} = \frac{0.577 \times 2531 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{133.33 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 11$$

Donde:

$B_x$ : es la fuerza cortante en el extremo de la cartela.

$S_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero ASTM A36 en  $\text{kg}/\text{cm}^2$ .

El único trabajo de la cartela es dar mayor estabilidad a la viga cuando se esté izando la carga, por tal motivo es que el factor de seguridad es 11, ya que la cartela no soporta cargas críticas.

## **4.13. SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA MOVIMIENTO DE LA GRÚA**

### **4.13.1. Mecanismo de elevación y traslación, compuesto por un polipasto con accionamiento eléctrico**

El polipasto, se elige en función de la carga máxima que se va a elevar. También se debe considerar el recorrido de elevación que se va a solicitar al aparato. Si el polipasto es eléctrico, se determina la tensión y frecuencia disponible. Como último dato, se necesita saber si existe alguna limitación respecto a la velocidad de elevación o con el espacio disponible. Con estos datos, se tiene la primera aproximación a las características del aparato que se va a utilizar.

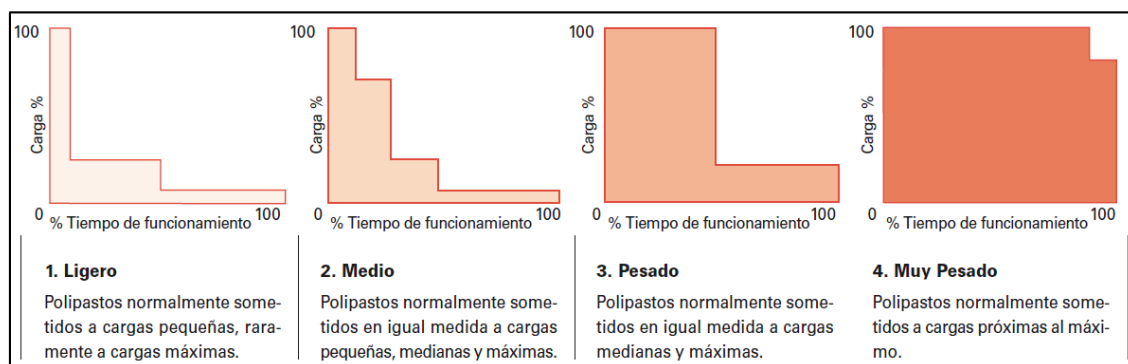
Al elegir un polipasto, se debe tener muy presente, que se está trabajando con máquinas que comprenden riesgos de accidentes graves, por lo que siempre se deben tener en cuenta las condiciones de utilización prescritas por el fabricante, respetar las instrucciones de mantenimiento y no superar las características nominales del aparato. (Amenabar, 2016)

#### ***Cómo usar adecuadamente los polipastos y carros de traslación***

- Leer siempre el manual de instrucciones, antes de su puesta en marcha.
- Seleccionar el aparato adecuado a la carga y altura a elevar, nunca sobrepasar las características nominales del aparato.
- Para el montaje, seguir las instrucciones del manual.
- No elevar cargas que no estén bien equilibradas.
- No pasar con cargas suspendidas por lugares por los que pueda haber personas.
- Realizar el mantenimiento aconsejado en el manual de instrucciones.
- Verificar de forma sistemática el desgaste de la cadena de carga.

### Aspectos a considerar en la elección

- Carga máxima a elevar (kg)
- Velocidad de elevación (m/min)
- Modo de empleo



**Figura 28.** Esquema de diferentes tipos de cargas

Fuente: (Amenabar, 2016)

El tipo de carga (estimado), puede determinarse según la Figura 28. En este caso, se considera el tipo de carga pesado ya que estará sometido a carga medianas y máximas.

Se calcula el tiempo de funcionamiento por día con la ecuación ( 41 ),

$$( 41 ) t_m = \frac{2 \times \text{Altura Elev.} \times \frac{\text{Ciclos}}{h} \times \text{Hrs de trabajo}}{60 \times \text{Veloc. elevación}}$$

Un ciclo consiste en un movimiento de elevación y otro de descenso.

$$t_m = \frac{2 \times 3 \text{ m} \times 15 \frac{\text{Ciclos}}{h} \times 8 \text{ hrs}}{60 \times 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}}$$

$$t_m = 2 \text{ horas al día}$$

**Tabla 13***Tabla de selección de polipastos*

<b>Tabla de Elección de los Polipastos</b>			
<b>TIPO DE CARGA</b>	<b>TIEMPO TEORICO FUNCIONAMIENTO DIARIO (horas)</b>		
1. Ligero	Hasta 2	2 - 4	4 - 8
2. Medio	Hasta 1	1 - 2	2 - 4
3. Pesado	Hasta 0,5	0,5 - 1	1 - 2
4. Muy Pesado	Hasta 0,25	0,25 - 0,5	0,5 - 1

Fuente: (Amenabar, 2016)

Para el tipo de carga pesado y un promedio de tiempo de funcionamiento de 2 horas. El polipasto, contará con una velocidad de elevación de 6 m/min y una velocidad de traslación de 20 m/min.

Se emplea una matriz de selección de alternativas (Tabla 14) para determinar el tipo de polipasto.

**Tabla 14***Matriz de selección del tipo de polipasto*

<b>Criterio</b>	<b>Peso (A)</b>	<b>CALIFICACIÓN (B)</b>				<b>(AxB)</b>
		<b>Polipasto Eléctrico</b>	<b>Polipasto Manual</b>	<b>Polipasto Eléctrico</b>	<b>Polipasto Manual</b>	
<b>Precio</b>	0,2	0,8	0,9	0,16	0,18	
<b>Seguridad</b>	0,3	1	0,9	0,3	0,27	
<b>Usos</b>	0,1	0,9	0,9	0,09	0,09	
<b>Mantenimiento</b>	0,2	1	1	0,2	0,2	
<b>Capacidad Carga</b>	0,2	0,9	0,8	0,18	0,16	
<b>Total</b>	1	4,6	4,5	<b>0,93</b>	0,9	

Para los movimientos de translación y elevación, el carro de translación puede ser manual o eléctrico, en este caso, debe ser eléctrico ya que la capacidad de carga es elevada. Por lo tanto, el movimiento de translación y elevación se realizará mediante un polipasto eléctrico con carro de translación eléctrico.

### ***Características Polipasto eléctrico de elevación a cadena***

- Peso propio muy reducido y su forma compacta le permiten al aparato extraordinaria manejabilidad y mínimas distancias perdidas por el gancho.
- La producción en serie permite precios muy competitivos y garantizan un alto rendimiento del polipasto.
- El motor está diseñado para elevada frecuencia de trabajo.
- El mando se realiza por medio de botonera Tele mecánica.
- Los polipastos de cadena se construyen con suspensión, con carro de translación a empuje, y con carro de translación eléctrica.
- El polipasto puede ser equipado con una segunda velocidad de elevación.

Finalmente, se selecciona el polipasto eléctrico a cadena con trolley manual marca LIFTKET de fabricación alemana, en base a la asesoría técnica de FENIX ING. Empresa de la cual SEDEMI S.C.C. es cliente.

*Características y dimensiones de los polipastos a cadena*

**Tabla 15**

*Resumen de datos de polipasto seleccionado*

Capacidad de carga [kg]	3200
Altura de elevación [m]	3
Ramales de cadena	2/1
Velocidad de elevación rápida [m/min]	6
2da. Velocidad de elevación lenta [m/min]	0.75
Potencia motor de elevación [kW]	3/0.75
Tensión [V]	460
Peso [kg]	92
Altura de polipasto Cota A [mm]	900
Largo polipasto Cota B [mm]	520
Ancho polipasto Cota C [mm]	370

Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS)

*Características y dimensiones del carro de traslación para polipastos a cadena*

**Tabla 16**

*Resumen de datos de carro de traslación seleccionado*

Carro de traslación	Eléctrico
Radio mínimo de curva [mm]	1.5
Velocidad traslación [m/min]	20
Potencia motor de traslación [kW]	0.36
Peso carro [kg]	90
Cota D [mm]	110
Cota E [mm]	395
Cota F [mm]	435

Fuente: (GH CRANES & COMPONENTS)

Las características técnicas y dimensiones generales se muestran en el **Anexo H** y **Anexo I**.

Los topes finales de carrera están dispuestos al principio y final de la pluma para evitar que el polipasto choque con la estructura cerca a la columna o que salga por el extremo de la pluma. Además, cuenta con un elemento de material elástico que amortigua los posibles golpes.

#### **4.13.2. Motor reductor eléctrico para el giro de la grúa pluma de columna.**

##### ***Par nominal $M_n$ [Nm]***

Es el par transmisible en la salida con la carga continua uniforme, referido a la velocidad de entrada y a la correspondiente velocidad de salida.

##### ***Par de resistente $M_r$ [Nm]***

Representa el par solicitado por la aplicación en cuestión y deberá ser siempre igual o menor que el par de salida nominal del reductor seleccionado.

##### ***Par de cálculo $M_c$ [Nm]***

Es el valor del par que se utiliza para la selección del reductor considerando el par resistente y el factor de servicio  $f_s$  y se obtiene con la fórmula:

$$M_c = M_r f_s < M_n$$

Para poder hacer la selección del reductor se ha de calcular el par de cálculo ( $M_c$ ) el cual tiene en cuenta un factor de servicio.



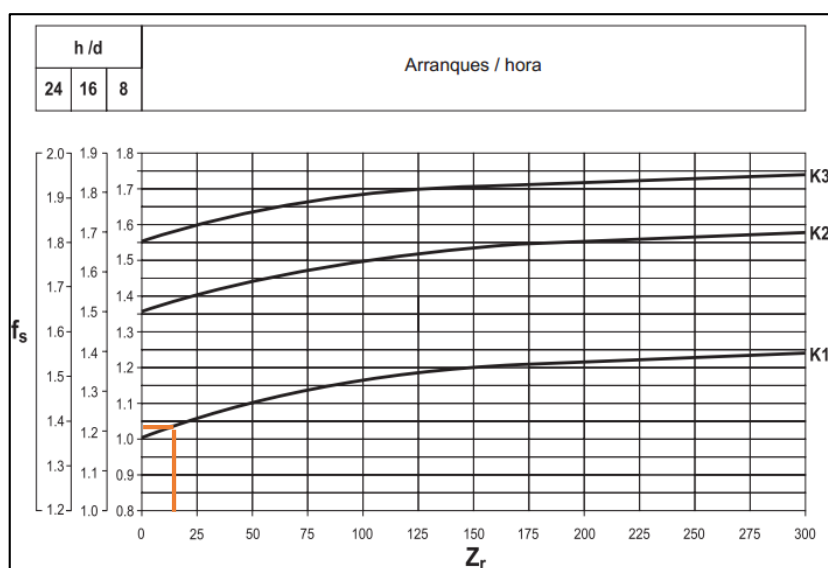
### ***Factor de servicio $f_s$***

El factor de servicio es el parámetro que traduce a un valor numérico la dificultad del servicio a que el reductor estará solicitado, teniendo en cuenta, con inevitable aproximación, el funcionamiento diario, las variaciones de carga y las posibles sobrecargas, conjuntamente con la aplicación especificada del reductor.

El factor de servicio depende de las horas al día que trabaja el motor y el número de arranques que se llevan a cabo. Se establece que el número de arranques es  $Z_r = 15 \frac{1}{hr}$ . Ver Figura 29.

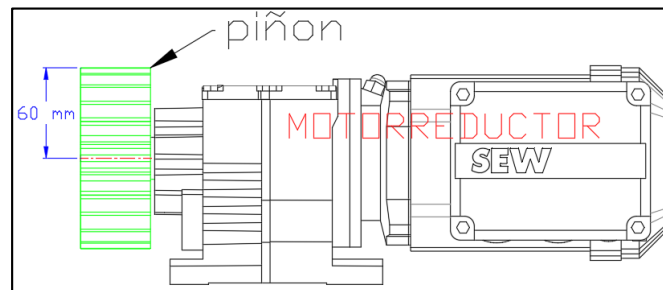
En esta aplicación se considera que la grúa pluma de columna trabaja ocho horas al día. Las curvas K están relacionadas con el tipo de servicio que lleve a cabo: uniforme, medio o pesado. Suponemos que el servicio es uniforme y nos fijaremos en la curva K<sub>1</sub>. En estas condiciones el factor de servicio es:

$$f_s = 1.025$$



**Figura 29.** Factor de servicio vs. arranques por hora  
Fuente: (Bonfiglioli)

El cálculo del par resistente se esquematiza (Figura 30) y se calcula de la siguiente manera:



**Figura 30.** Brazo de palanca para obtener el par requerido

$$M_r = P_{carga} \times \frac{d_p}{2} = 4000kg \times 0.06m = 240kg \times m = 2353.6.2 N \times m$$

Donde:

$$(5) P_{carga} = 4000 kg$$

$d_p$ : diámetro de paso del piñón,  $d_p = 120 mm$

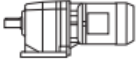




El par de cálculo tiene en cuenta el factor de servicio

$$M_c = f_s \times M_r = 2412.44 N \times m$$

Para la selección del motor-reductor tendremos en cuenta las indicaciones del fabricante.

Según el catalogo que se muestra en la **Tabla 17** el motor-reductor a seleccionar sería uno que tenga un par mayor que el calculado.

**Tabla 17**  
*Catálogo Bonfiglioli*

<b>0.75 kW</b>									
$n_2$ min <sup>-1</sup>	$M_2$ Nm	<b>S</b>	<b>i</b>	$R_{n2}$ N			 IEC 		
<b>0.85</b>	7659	1.6	1081	85000	<b>C1004_1081 S2 M2SB6</b>	162	<b>C1004_1081 P90 BN90S6</b>		163
<b>0.91</b>	7127	1.0	1006	60000	<b>C904_1006 S2 M2SB6</b>	159	<b>C904_1006 P90 BN90S6</b>		160
<b>1.1</b>	5773	1.2	1240	35000	<b>C904_1240 S2 M2SA4</b>	159	<b>C904_1240 P80 BN80B4</b>		160
<b>1.5</b>	4403	0.9	945.7	35000	<b>C804_945.7 S2 M2SA4</b>	156	<b>C804_945.7 P80 BN80B4</b>		157
<b>1.5</b>	4294	1.7	922.3	60000	<b>C904_922.3 S2 M2SA4</b>	159	<b>C904_922.3 P80 BN80B4</b>		160
<b>1.8</b>	3647	1.1	783.4	35000	<b>C804_783.4 S2 M2SA4</b>	156	<b>C804_783.4 P80 BN80B4</b>		157
<b>1.8</b>	3602	2.0	773.6	60000	<b>C904_773.6 S2 M2SA4</b>	159	<b>C904_773.6 P80 BN80B4</b>		160
<b>2.1</b>	3093	1.3	664.3	35000	<b>C804_664.3 S2 M2SA4</b>	156	<b>C804_664.3 P80 BN80B4</b>		157
<b>2.1</b>	3039	2.4	652.8	60000	<b>C904_652.8 S2 M2SA4</b>	159	<b>C904_652.8 P80 BN80B4</b>		160
<b>2.6</b>	2487	2.9	534.2	60000	<b>C904_534.2 S2 M2SA4</b>	159	<b>C904_534.2 P80 BN80B4</b>		160

Fuente: (Bonfiglioli)

Las velocidades y potencias de los motores empleados son como se muestra en la Tabla 18:

**Tabla 18**  
*Movimiento, velocidad y potencia de motores de la grúa*

<b>Movimiento</b>	<b>Velocidad</b>	<b>Potencia Motores</b>
Elevación	6-0.75 [m/min]	3 -0.75 [kW]
Giro	2.6 [rpm]	0.75 [kW]
Translación	20 [m/min]	0.36 [kW]

## **CAPÍTULO V**

### **SIMULACIÓN**

#### **5.1. DISEÑO Y SIMULACIÓN DE PLACA BASE Y PERNOS DE ANCLAJE**

El software de conexiones de acero permite la creación de conexiones columna - placa base usando las plantillas predefinidas, debido a que estas permiten al programa determinar los parámetros de diseños principales como el tamaño de la placa base, tamaño de soldaduras, longitud embebida de los anclajes y diámetro, sobre la base de las cargas actuantes.

Se introduce los siguientes parámetros de diseño:

##### **Propiedades de la columna**

- Sección tubular de diámetro exterior 400 [mm] con un espesor de 12 [mm] de acero ASTM A-572 Gr 50.

##### **Las cargas de diseño**

- Carga axial de compresión: -6 [Ton]=5312.38 [kg]
- Momento flector alrededor del eje principal: 4 [Ton-m]=4400 [kg-m]
- Momento flector alrededor del eje secundario: 27 [Ton-m]=24738.81 [kg-m]

##### **Dimensiones de placa base**

- Dimensión longitudinal (N): 70 [cm]
- Dimensión transversal (B): 70 [cm]
- Espesor: 3 [cm]

- Material: Acero A572 Gr50
- Soldadura de la columna: E70XX

### **Datos para el soporte**

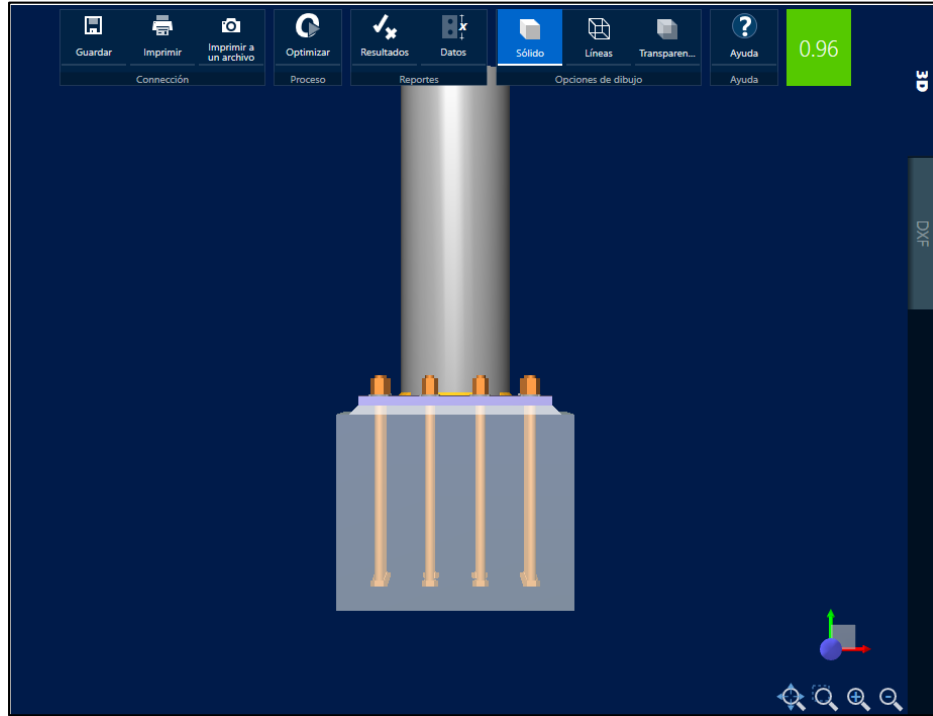
- Dimensión longitudinal (del pedestal): 85 [cm]
- Dimensión transversal (del pedestal): 85 [cm]
- Espesor: 70 [cm]

### **Configuración de anclas**

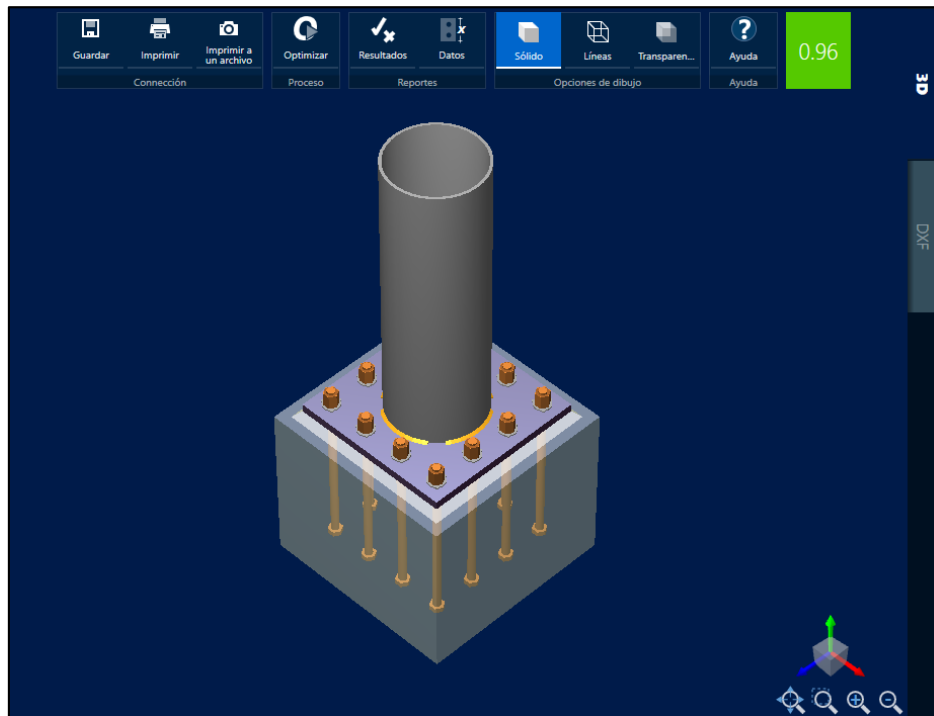
- Tipo de ancla: con cabeza
- Tipo de cabeza: hexagonal
- Diámetro de ancla: 1 [in]
- Profundidad efectiva de embebido: 60 [cm]
- Material: Acero ASTM A-307

### **Estado de diseño y la relación de resistencia crítica**

La Figura 31 y Figura 32 muestran el cuadro de diálogo de conexiones que indica un “foco de estado” ubicado en la parte superior derecha, que indica el estado de diseño y la relación de resistencia crítica del modelo. Cuando el semáforo muestra la luz roja el estatus y la relación de resistencia crítica de la conexión no están correctas. Cuando la luz es amarilla, la relación crítica es correcta, pero en el diseño algunos requerimientos (generalmente de geometría) no fueron cabalmente cumplidos, y finalmente, cuando la luz es verde el estatus general de la conexión es correcto.



**Figura 31.** Estado de diseño y relación de resistencia crítica del modelo (Vista frontal)



**Figura 32.** Estado de diseño y relación de resistencia crítica del modelo (Vista 3D)

De la Figura 31 y Figura 32 de acuerdo con el estado de diseño y la relación crítica que tiene un valor de 0.96, se concluye que la conexión es correcta.

### **Reportes de Conexión**

El reporte de resultados (**Anexo F**) provee una descripción completa de la conexión considerando la geometría y las características de los miembros y de los elementos de la conexión.

Además, provee la capacidad de la conexión para la condición crítica de diseño. En la parte superior del reporte se listan los estados de carga considerados y todos los esfuerzos que actúan sobre la conexión. La segunda sección del reporte verifica que las dimensiones críticas estén dentro de los rangos permitidos por el código. La tercera sección muestra las diferentes verificaciones que se realizan, comparando las capacidades calculadas de las conexiones con las demandas en la conexión. Al final del reporte se muestra la relación de resistencia crítica.

## **5.2. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES EN LA ESTRUCTURA**

En primer lugar, se realiza el análisis estructural representativo de la estructura real mediante el software CAE, en el cual se obtienen resultados que serán utilizados como base para el diseño de la estructura.

El análisis estructural consistirá en la verificación de los perfiles usados para la estructura que deben cumplir con los parámetros establecidos según las cargas aplicadas.

Se ha tomado como base para el diseño la combinación de cargas críticas y se ha obtenido perfiles iniciales para la pluma y columna. A continuación, se ha evaluado estos perfiles mediante un software CAE y se ha comprobado que cumplen con las condiciones de resistencia necesarios.

El análisis de la estructura real se lo realiza computacionalmente. En el cual se obtuvieron resultados que se utilizan como base para el diseño de la estructura. Dichos resultados son: momentos flectores en los dos ejes principales de la sección transversal, fuerza axial.

### **Combinaciones de carga**

De acuerdo con la Especificación LRFD se consideran las siguientes combinaciones

$$(1) U = 1.4D \quad (A4-1)$$

$$(2) U = 1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ ó } S \text{ ó } R) \quad (A4-2)$$

L = Carga viva

L<sub>r</sub> = Carga viva del techo

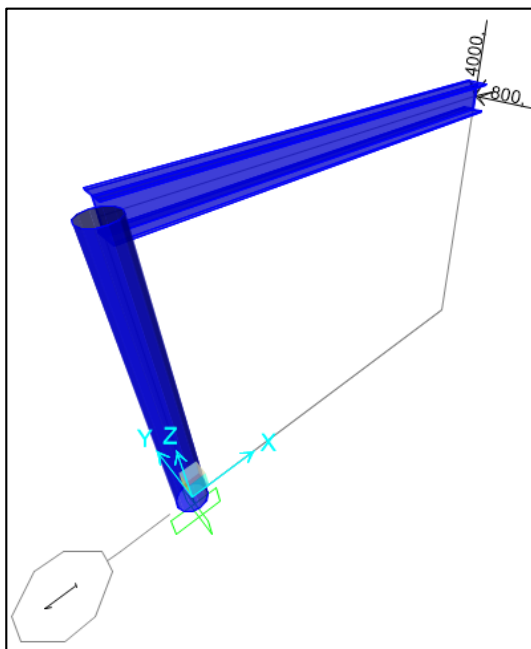
S = Carga de nieve

R = Carga nominal debida al agua de lluvia inicial o al hielo

En la Figura 33 se muestra las cargas aplicadas, tanto para el plano (X, Z) 4000 [kg], como para el plano (X, Y) 800[kg].

El apoyo para la estructura es de tipo empotrado.





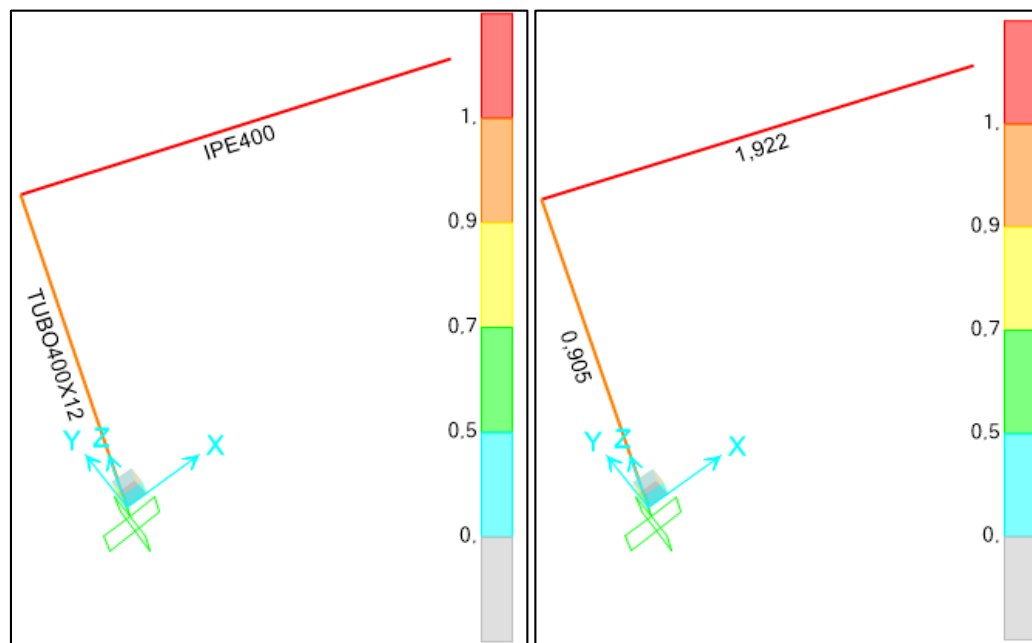
**Figura 33.** Fuerzas actuantes sobre la estructura

Para determinar las dimensiones de los perfiles adecuados tanto para la pluma como para la columna, se desarrollan algunas comprobaciones de pre diseño, estos perfiles deben soportar las cargas y además guardar simetría.

Las vigas más empleadas en plumas son IPE y HEB.

Se realiza un primer pre diseño con perfil IPE400 para la pluma, y para la columna un perfil tubular redondo de 400 [mm] con un espesor de 12 [mm], ambos de acero ASTM A572 Gr 50.

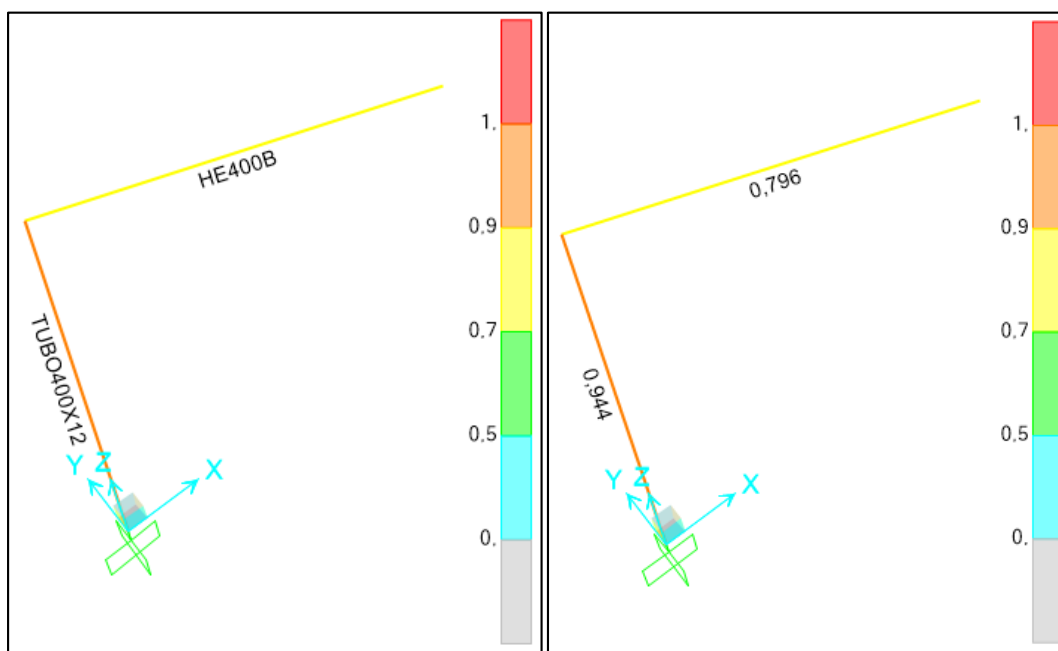
Del programa se obtiene los valores de demanda-capacidad, ver Figura 34, para la pluma 192% y para la columna 91%, es un rango crítico, por lo que se redefine los perfiles.



**Figura 34.** Relación demanda-capacidad (IPE400-TUBO400x12, acero ASTM A572)

Se modifica el perfil de la viga a HEB400, se mantiene la columna de perfil tubular redondo de 400 [mm] con un espesor de 12 [mm], de acero ASTM A-36.

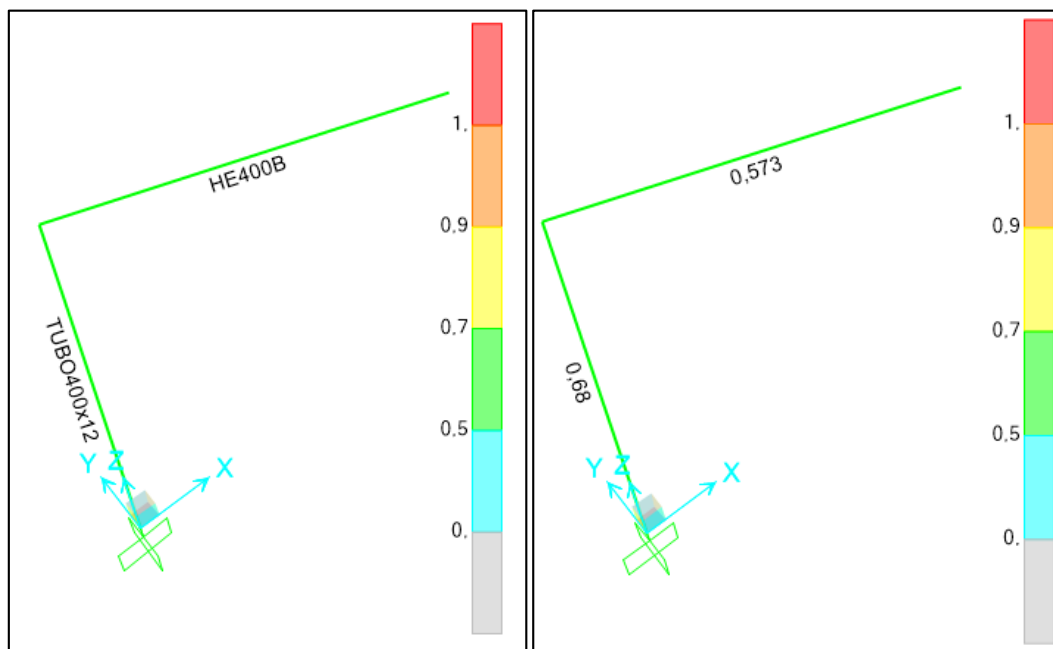
Los valores obtenidos de relación, demanda-capacidad (D/C) de los perfiles estructurales seleccionados muestran en la Figura 35. La pluma trabaja en un 80% de su capacidad mientras que la columna lo hace en un 94%, que es un rango crítico.



**Figura 35.** Relación demanda-capacidad (HEB400-TUBO400x12, acero ASTM A36)

Se evalúa finalmente la columna de perfil tubular redondo de 400 [mm] con espesor de 12 [mm] y una pluma de perfil HEB400 de acero ASTM A572 Gr 50.

Los valores obtenidos de, relación demanda-capacidad (D/C) de los perfiles estructurales seleccionados muestran en la Figura 36 que la pluma trabaja en un 57% de su capacidad mientras que la columna en un 68%, que es un rango no crítico.



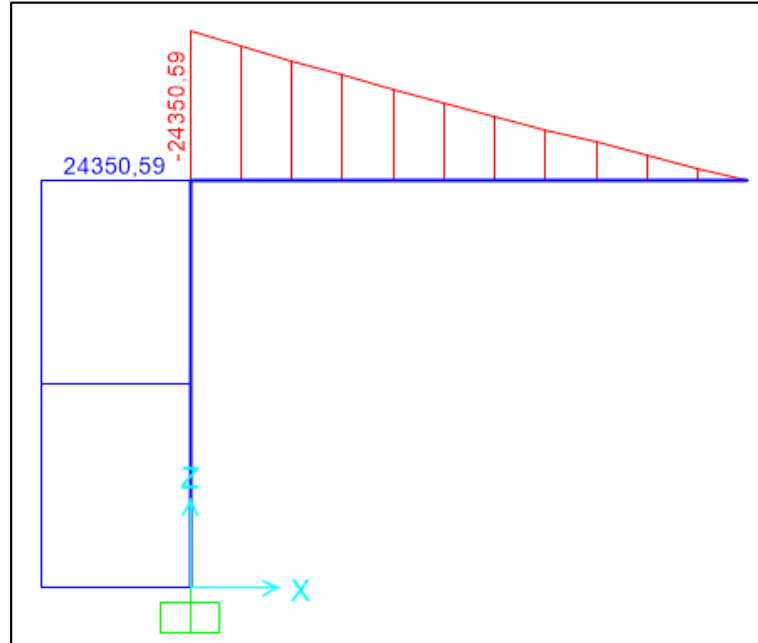
**Figura 36.** Relación demanda-capacidad (HEB400-TUBO400x12, acero ASTM A572)

Se seleccionan los siguientes perfiles estructurales de acero ASTM A572 Gr 50:

- HEB400 para la pluma.
- Tubo redondo: Diámetro exterior 400 [mm], espesor 12 [mm].

### **Análisis de momento flector en la estructura**

Los valores y el diagrama de momento flector se presentan en la Figura 37. El momento de flexión en la pluma crece desde cero de derecha a izquierda hasta alcanzar el momento máximo, el mismo que se mantiene constante a lo largo de la columna.



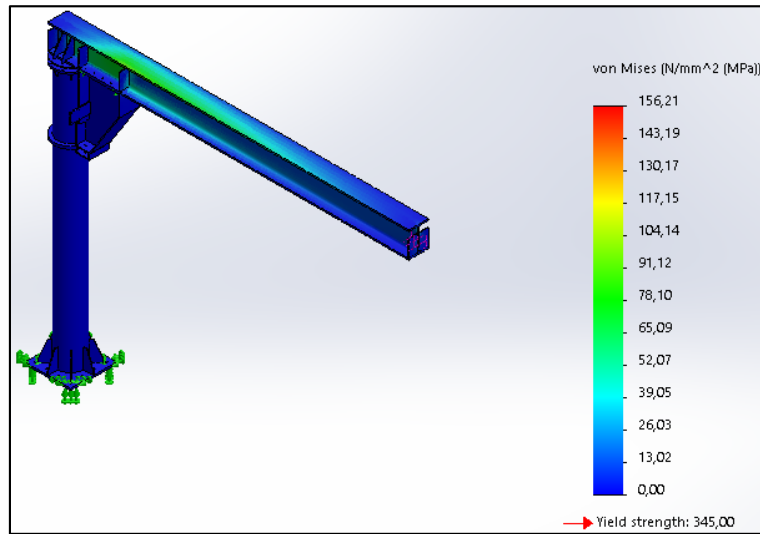
*Figura 37.* Momento flector en la estructura

### **5.3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS, DESPLAZAMIENTOS Y FACTOR DE SEGURIDAD EN LA ESTRUCTURA**

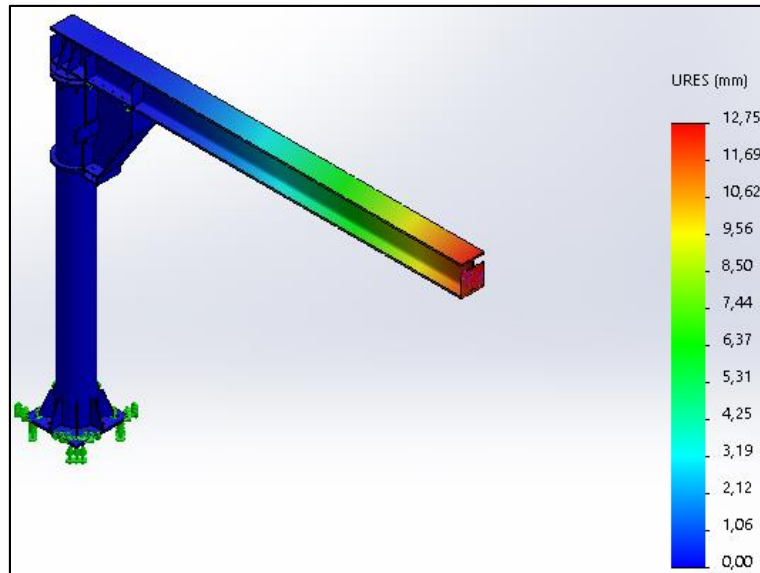
Se pretende observar mediante la ayuda del software CAE, como se presentan las deformaciones y esfuerzos en la estructura. Se realiza un análisis estático, se emplea un mallado, se colocan las condiciones de apoyo, y se aplican las cargas. Se selecciona el tipo de resultados que se espera ver, para este caso, esfuerzos equivalentes (von-Mises), las deformaciones totales, y el factor de seguridad.

El análisis se divide en dos casos de estudio, el primero enfocado en la viga y el segundo en la columna.

### 5.3.1. Análisis viga (pluma)

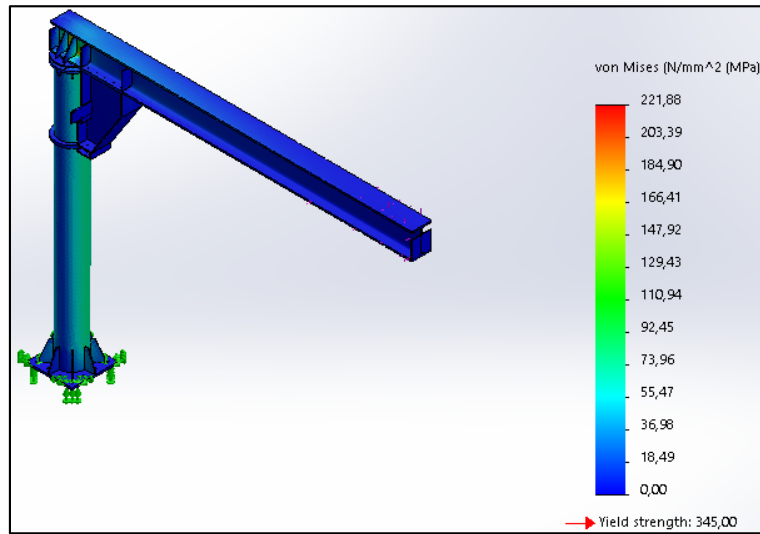


*Figura 38.* Esfuerzo máximo von Mises en la viga

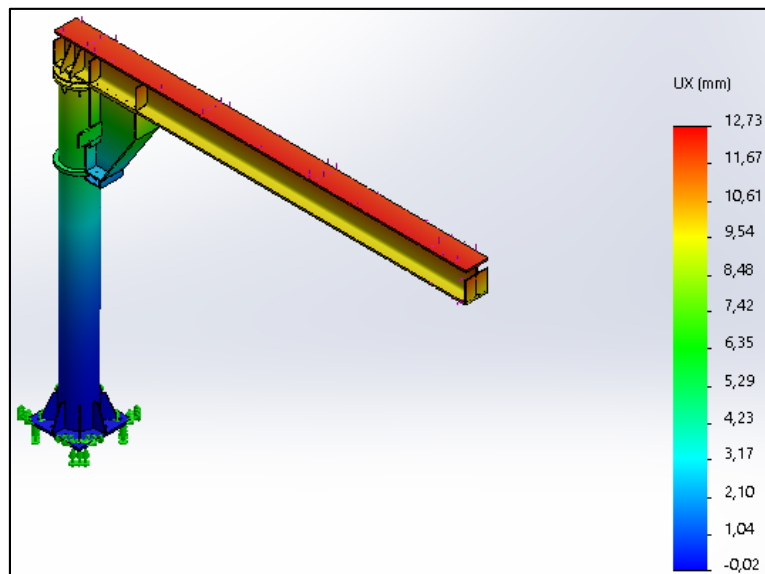


*Figura 39.* Desplazamiento máximo de la viga

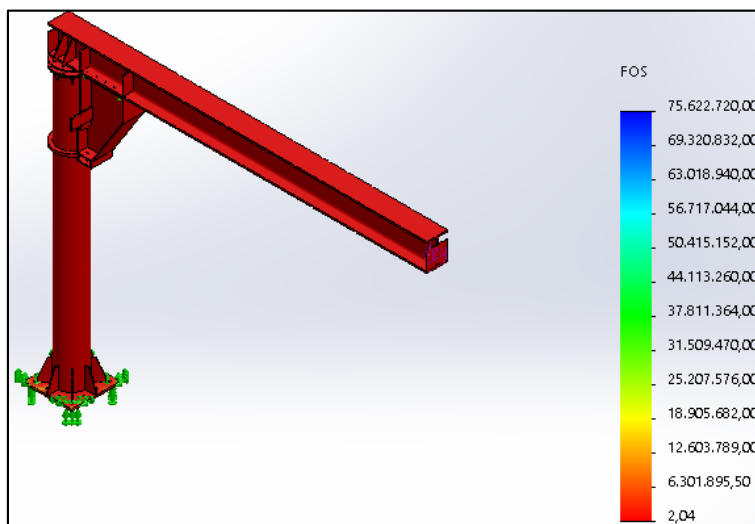
### 5.3.2. Análisis columna



*Figura 40.* Esfuerzo máximo von Mises de la columna



*Figura 41.* Desplazamiento máximo de la columna



**Figura 42.** Factor de seguridad de la estructura

**Tabla 19**

*Resultados de análisis estático de la estructura*

Caso de estudio	Esfuerzo máximo [MPa]	S <sub>y</sub> [MPa]	Desplazamiento máximo [mm]	Factor de seguridad
Viga	156.21	345	12.75	2
Columna	222	345	12.73	2

#### 5.4. DEFLEXIONES EN ESTRUCTURAS

Los criterios de deflexión deben considerar el AISC-Manual de Construcción de Acero, Comentario del Capítulo L, Sección L3 y lo tabulado en la **Tabla 20**.

La deflexión máxima permisible para estructuras y miembros debe estar de acuerdo con la tabla siguiente:



**Tabla 20**  
*Deflexiones Máximas Permisibles*

<b>Caso</b>	<b>Máxima deflexión permisible (L=luz)</b>
<b>Vigas portante de piso y equipos (par carga total)</b>	L/240
<b>Vigas portantes de cielo raso enlucido (cargas vigas)</b>	L/360
<b>Vigas de techo y correas</b>	L/180
<b>Vigas carrileras</b>	L/750
<b>Brazos de grúa</b>	L/225

Fuente: (Silva Proaño & Morales Gordón, 2011)

Nota: se acoge estas recomendaciones, a menos que exista otra recomendación del fabricante de la grúa.

De la **Tabla 20**, para el caso del presente proyecto, la deflexión máxima se calcula como sigue:

$$(42) \frac{L}{225} = \frac{5500}{225} = 24.4$$

## 5.5. MODELO A ESCALA

Para el diseño del modelo a escala se establecen los siguientes puntos:

- Soportar una carga máxima de 200 kg.
- Material: acero ASTM A36.

### 5.5.1. Conjuntos que componen el modelo

El modelo se compone de los siguientes conjuntos, mostrados en la Tabla 21:

**Tabla 21**  
*Descripción del modelo a escala*

Concepto	Descripción	Dimensiones
<b>Placa base</b>	Componente de la grúa en contacto con el suelo. Será la encargada de resistir y repartir los esfuerzos que se transmiten desde la estructura de la grúa hasta el piso.	Placa de acero ASTM A36 Longitud: 135 [mm] Ancho: 135 [mm] Espesor: 6 [mm]
<b>Columna</b>	Tubería de sección circular, se encarga de transmitir los esfuerzos generados en la pluma (carga) hasta la base.	Tubo de acero de 3 [pulg] Espesor=4 [mm]
<b>Viga (Pluma)</b>	Viga de sección HEB por la que se desplaza el carro porta carga. Longitud: 600 [mm]	Patines: placa de 70x600x6 Espesor de alma: 4 [mm] Peralte: 80 [mm]
<b>Mecanismo de giro</b>	Compuesto por dos engranes rectos que dan el movimiento angular a la pluma.	Módulo: 1.5 [mm] Engrane: 60 dientes Piñón: 20 dientes
<b>Cartela (Pie amigo)</b>	Ayuda a equilibrar la pluma para izar la carga con mayor estabilidad.	Espesor patines: 6 [mm] Espesor de alma: 4 [mm]

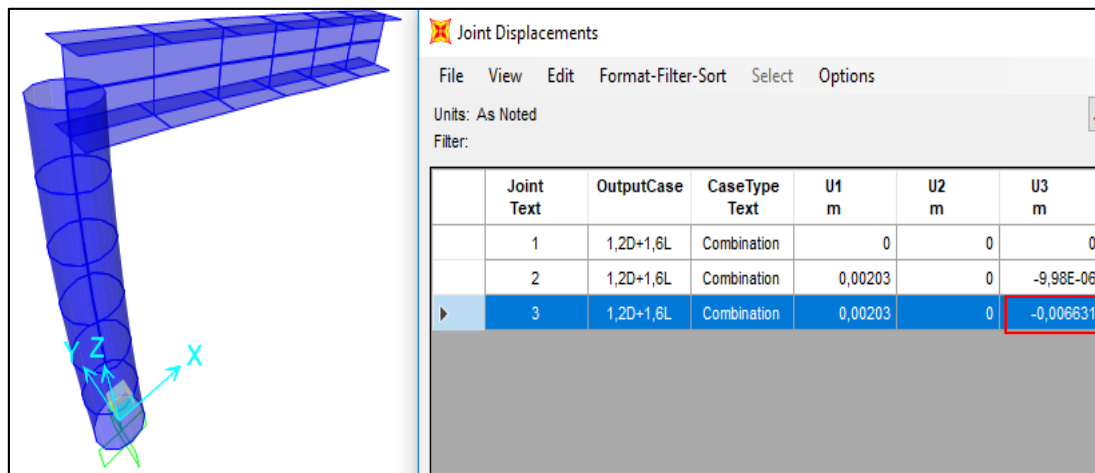
### 5.5.2. Análisis de deflexión

Se preparó el modelo a escala grúa pluma de columna en un banco de pruebas del laboratorio de resistencia de materiales para ser cargado con peso a partir de 20 [kg] hasta 200 [kg], aumentando la carga 10 [kg] para cada medición. La estructura se carga en el extremo más alejado de la pluma. Ver Figura 43.



**Figura 43.** Ensayo de deflexión en el modelo a escala

En la Figura 44 se muestra como ejemplo, el análisis de deflexión para una carga de 200 [kg] que se realizó en el software de estructuras metálicas.



**Figura 44.** Simulación de modelo a escala para 200 [kg]

En la **Tabla 22** se tabulan las mediciones de deflexión de la pluma, realizadas con la ayuda de un comparador de reloj, y los valores de desplazamiento que arroja el programa de estructuras metálicas con que se realizó el análisis.

**Tabla 22**

*Carga aplicada vs Desplazamiento experimental y teórico*

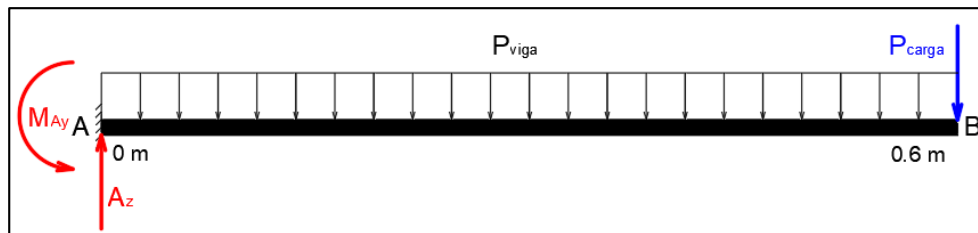
<b>Carga [kg]</b>	<b>Desplazamiento práctico [mm]</b>	<b>Desplazamiento simulación [mm]</b>	<b>Error absoluto [mm]</b>	<b>Error relativo (%)</b>
20	0,89	0,72	0,17	19,10
30	1,83	1,51	0,32	17,49
40	2,03	1,65	0,38	18,72
50	2,13	1,70	0,43	20,19
60	2,74	2,21	0,53	19,34
70	3,00	2,36	0,64	21,33
80	3,66	2,69	0,97	26,50
90	4,04	3,19	0,85	21,04
100	4,45	3,35	1,10	24,72
110	4,95	3,68	1,27	25,66
120	5,33	4,11	1,22	22,89
130	5,79	4,33	1,46	25,22
140	6,17	4,98	1,19	19,29
150	6,60	5,00	1,60	24,24
160	6,68	5,32	1,36	20,36
170	7,39	5,95	1,44	19,49
180	7,62	6,00	1,62	21,26
190	7,87	6,30	1,57	19,95
200	8,64	6,63	2,01	23,26
		<b>Promedio</b>	1,06	21,58

### 5.5.3. Validación del modelo matemático

Para desarrollar la validación de los modelos matemáticos se toma en cuenta para el análisis únicamente la viga y la columna que son los principales componentes estructurales de la grúa pluma de columna.

### Esfuerzo normal de flexión en la viga del modelo a escala

Se realiza el cálculo de las reacciones soportadas en la unión de la pluma con la columna. Las cargas que debe soportar la pluma por fuerzas verticales son como se muestra en la Figura 45:



**Figura 45.** Momentos y fuerzas provocadas en la viga del modelo a escala

- Carga en el extremo más alejado.

$$P_{\text{carga}} = 200 \text{ kg}$$

- Peso propio de la viga.

$$P_{\text{viga}} = 8.73 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

- Longitud viga

$$L_{\text{viga}} = 600 \text{ mm}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - P_{\text{carga}} - P_{\text{punt.viga}} = 0$$

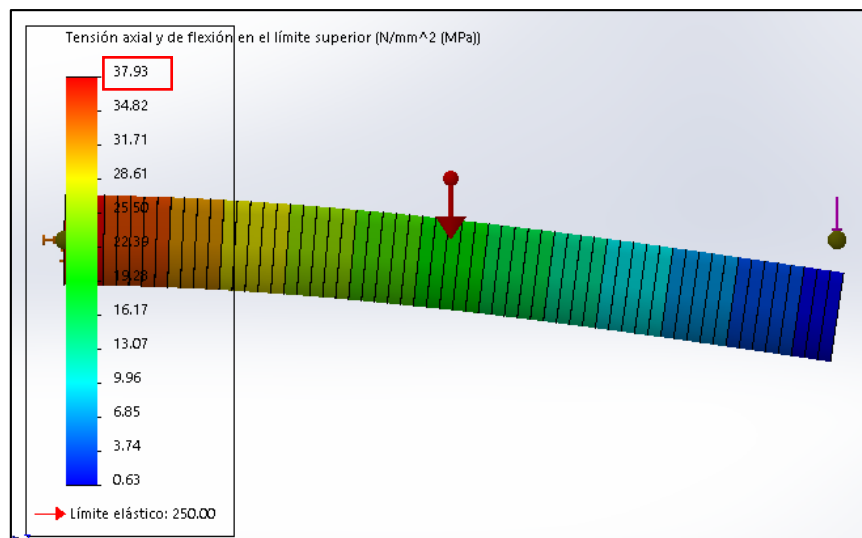
$$A_z = P_{\text{carga}} + P_{\text{punt.viga}} = 205.24 \text{ kg}$$

$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$M_{Ay} - P_{\text{carga}}L_{\text{viga}} - P_{\text{punt.viga}} \frac{L_{\text{viga}}}{2} = 0$$

$$M_{Ay} = P_{\text{carga}}L_{\text{viga}} + P_{\text{punt.viga}} \frac{L_{\text{viga}}}{2} = 121.57 \text{ kg} \times \text{m}$$

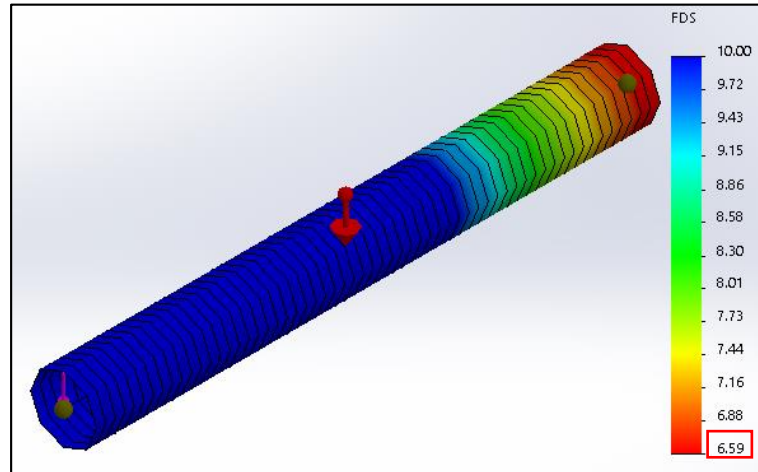
$$\sigma_b = \frac{M_{Ay} \times c}{I} = \frac{121.57 \text{ kg} \times \text{m} \times 40 \text{ mm}}{1257290.67 \text{ mm}^4} = 3.87 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 37.95 \text{ MPa}$$



**Figura 46.** Simulación esfuerzo normal de flexión en viga del modelo

### Factor de seguridad en la viga del modelo a escala

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{36 \text{ ksi}}{5.5 \text{ ksi}} = 6.55$$



**Figura 47.** Factor seguridad obtenido en simulación de viga de modelo

### Análisis de la columna del modelo a escala

- Diámetro exterior

$$D_o = 3 \text{ pulg} = 76.2 \text{ mm}$$

- Espesor tubo

$$t = 4 \text{ mm}$$

- Diámetro interior tubo

$$D_i = D_o - 2t = 68.2 \text{ mm}$$

- Área de la sección

$$A_{col} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) = 9.07 \text{ cm}^2 = 1.4 \text{ in}^2$$

- Longitud columna

$$L_{col} = 450 \text{ mm}$$

- Peso de la columna

$$P_{col} = A_{col}L_{col} \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 3.21 \text{ kg}$$

### Fuerza resultante de compresión

$$\sum F_z = 0$$

$$C_z - P_{carga} - P_{punt.viga} - P_{col} = 0$$

$$C_z = P_{carga} + P_{punt.viga} + P_{col}$$

$$C_z = 208.45 \text{ kg}$$

### Momentos generados en la sección crítica

$$\sum M_{Cy} = 0$$

$$M_{Cy} - P_{carga}L_{viga} - P_{punt.viga} \frac{L_{viga}}{2} = 0$$

$$M_{Cy} = P_{carga}L_{viga} + P_{punt.viga} \frac{L_{viga}}{2} = 121.57 \text{ kg} \times \text{m}$$

### Esfuerzo Normal de Flexión

$$\sigma_{bz} = \frac{M_{Cy}}{W_{el}}$$

Donde:



$W_{el}$ : es el módulo elástico en  $[cm^3]$

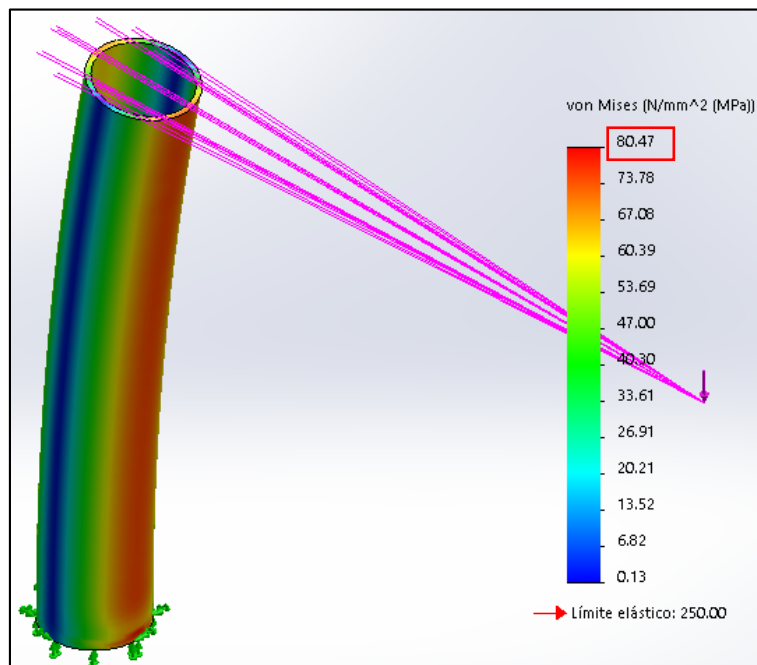
$M_{cy}$ : es el mayor momento resultante que se genera

Se calcula el modulo elástico del tubo estructural de las dimensiones establecidas.

Reemplazando se obtiene el esfuerzo normal de flexión:

$$W_{el} = \frac{I_{col}}{r_{col}} = \frac{\frac{\pi}{64}(D_o^2 - D_i^2)}{\frac{D_o}{2}} = 15.56 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{121.57 \text{ kg} \times m}{15.56 \text{ cm}^3} = 796.15 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 78.1 \text{ MPa}$$



**Figura 48.** Esfuerzos en la columna del modelo a escala

De la ecuación general del diseño por resistencia mecánica se tiene:

$$\sigma_b = \frac{S_y}{FS}$$

Despejando el factor de seguridad:

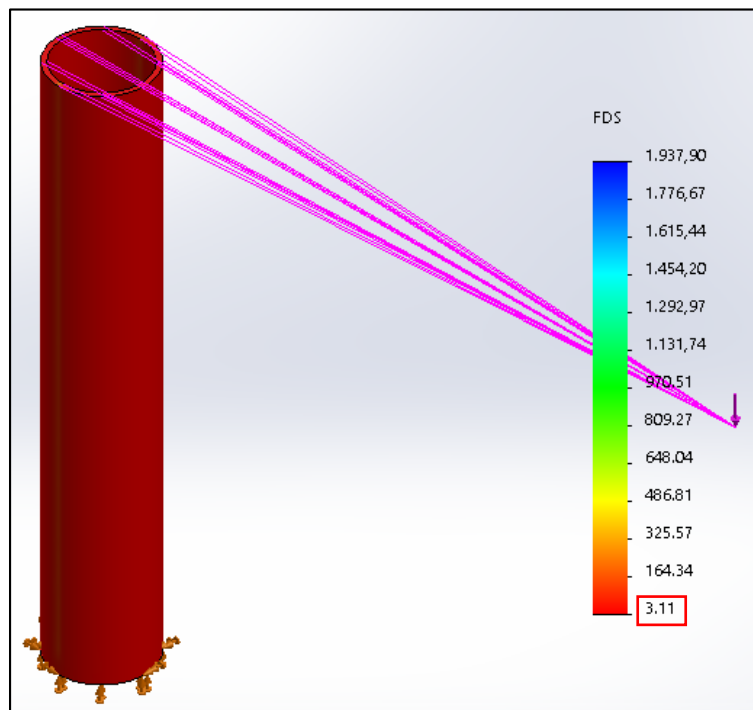
$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{2531 \frac{kg}{cm^2}}{796.15 \frac{kg}{cm^2}}$$

$$FS = 3.18$$

Donde:

$S_y$ : es la resistencia a la fluencia del acero ASTM A-36 en  $[kg/cm^2]$

$\sigma_{eq}$ : es el esfuerzo normal de flexión.



**Figura 49.** Factor seguridad en la columna del modelo a escala

## **5.6. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS SIMULACIONES**

Las simulaciones previamente analizadas justifican satisfactoriamente el dimensionamiento y posicionamiento de los elementos en cada subsistema de la pluma grúa de columna, fundamentados en las ingenierías aplicadas, garantizando la futura implementación para mejoramiento de la planta de abastecimiento de la empresa.

Los puntos críticos de diseño fueron sustentados con criterios de ingeniería, que se enfocaban en los parámetros más críticos del elemento a dimensionar, para que la estimación en la simulación sea lo más cercana posible, parámetros como: cargas y esfuerzos.

Las pruebas realizadas en el modelo a escala corroboran el correcto diseño y funcionamiento de la grúa pluma de columna en escala real, ya que, la deflexión que se produjo en el modelo tiene un error o variación promedio de 1.1 [mm].

## **CAPÍTULO VI**

### **ANÁLISIS DE COSTOS**

#### **6.1. COSTOS DIRECTOS DE FABRICACIÓN**

Los costos directos cuya magnitud fluctúa en razón directa o casi directamente proporcional en la construcción de la máquina. Estos costos están constituidos por la materia prima directa, la mano de obra directa, estos a su vez son costos de fabricación. Razón por la cual se requiere una cantidad para cubrir estos costos de fabricación recopilados en la Tabla 23, Tabla 24 y Tabla 25. Considerando el costo de mano de obra un salario básico unificado. Los costos son referenciados en cotizaciones de proveedores para acercarse lo más posible al rubro exacto que costaría el proyecto.

**Tabla 23**  
Costos de materia prima

GRÚA PLUMA DE COLUMNA												
ITEM	CÓDIGO	POSICIÓN	SECCIÓN	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	CANT. (U)	CANT. TOTAL	PESO UNIDAD (kg)	PESO TOTAL (kg)	NORMA	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
									<b>982,6</b>			<b>1262,29</b>
1	p1	VIGA	HEB400	5500		1	1	930	930	A572 GR50	1,29	1199,7
2	p2	RIGIDIZADORES RECTOS	PL10x143,25	260	143,25	1	8	2,9	23,2	A36	1,19	27,608
3	p3	RIGIDIZADORES INCLINA	PL10x193,25	284	193,25	1	4	2,69	10,76	A36	1,19	12,8044
4	p4	PLACA CIRCULAR UNIÓN	φ500x15			1	1	18,64	18,64	A36	1,19	22,1816
									<b>557,42</b>			<b>778,716</b>
5	C1	TUBO RD.	φ400x12	4000		1	1	460,47	460,47	A572 GR50	1,29	594,006
6	C2	PLACA CIRCULAR CABEZAL SUP	φ500x15			1	1	19,73	19,73	A36	1,19	23,4787
7	C3	PLACA CIRCULAR CABEZAL INF	φ500x15			1	1	8,13	8,13	A36	1,19	9,6747
8	C4	CARTELAS PEQUEÑAS SOPORTE	PL10x50	100	50	1	8	0,3	2,4	A36	1,19	2,856
9	C5	BOCÍN SUP SOPORTE RODAM	φ350x33			1	1	11,78	11,78	A36	1,19	14,0182
10	C6	BOCÍN INF SOPORTE RODAM	φ350x50			1	1	21,25	21,25	A36	1,19	25,2875
11	C7	EJE	φ220	155		1	1	33,66	33,66	AISI-SAE4340	3,25	109,395
									<b>160,5</b>			<b>190,995</b>
12	ct1	PATIN SUPERIOR	PL15x300	630	300	1	1	22,02	22,02	A36	1,19	26,2038
13	ct2	PATIN LATERAL IZQ-DER	PL15x300	300	300	1	2	10,6	21,2	A36	1,19	25,228
14	ct3	PATIN LATERAL IZQ	PL15x300	685	300	1	1	24,2	24,2	A36	1,19	28,798
15	ct4	PATIN INFERIOR	PL15x300	215	300	1	1	7,51	7,51	A36	1,19	8,9369
16	ct5	PATIN INCLINADO	PL15x300	833	300	1	1	29,4	29,4	A36	1,19	34,986
17	ct6	PATIN MEDIO	PL15x65	300	65	1	1	2,3	2,3	A36	1,19	2,737
18	ct7	ALMA CARTELA	PL15x600	1000	600	1	1	53,87	53,87	A36	1,19	64,1053
									<b>170,41</b>			<b>279,474</b>
19	pb1	PLACA BASE	PL30x700	700	700	1	1	114,25	114,25	A572 GR50	1,29	147,383
20	pb2	CARTELAS BASE	PL12x150	300	150	1	8	3,06	24,48	A36	1,19	29,1312
21	pb3	PERNOS ANCLAJE	φ25,4	600		1	12	2,64	31,68	ASTM A-307	3,25	102,96
									<b>69,43</b>			<b>139,581</b>
22	sg1	ANILLO ROTACIÓN	φ500x40	500		1	1	22,2	22,2	A36	1,19	26,418
23	sg2	PLACA SOPORTE INFERIOR	PL15x200	300	200	1	1	6,77	6,77	A36	1,19	8,0563
24	sg3	PLACA SOPORTE DERECHA	PL15x86,20	300	86,2	1	1	3,05	3,05	A36	1,19	3,6295
25	sg4	SOPORTE RODAMIENTO	φ140x60			1	2	4,88	9,76	A36	1,19	11,6144
26	sg5	EJE SIST MÓVIL	φ50	145		1	2	1,14	2,28	AISI-SAE4340	3,25	7,41
27	sg6	ENGRANE	φ490x50			1	1	21,26	21,26	AISI-SAE4340	3,25	69,095
28	sg7	PIÑÓN	φ130x50			1	1	4,11	4,11	AISI-SAE4340	3,25	13,3575
<b>TOTAL</b>									<b>957,76</b>			<b>2651,06</b>

**Tabla 24**  
*Costos de maquinado*

<b>COSTO MAQUINADO</b>			
<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>TIEMPO (h)</b>	<b>COSTO NORMAL (USD/h)</b>	<b>COSTO TOTAL (USD)</b>
<b>PLASMA</b>	<b>9</b>		<b>27,9</b>
CORTE PLACA BASE	0,5	3,1	1,55
CORTE CARTELAS BASE	0,5	3,1	1,55
CORTE PLACAS CARTELA PIE DE AMIGO	0,5	3,1	1,55
CORTE RIGIDIZADORES PLUMA	0,5	3,1	1,55
CORTE PLACA CIRCULAR UNIÓN EJE ROTACIÓN	1	3,1	3,1
CORTE TUBO ESTRUCTURAL REDONDO COLUMNA	1	3,1	3,1
CORTE PLACAS SISTEMA GIRATORIO	0,5	3,1	1,55
CORTE ANILLO ROTACIÓN	1	3,1	3,1
CORTE PLACA CIRCULAR CABEZAL SUP	1	3,1	3,1
CORTE PLACA CIRCULAR CABEZAL INF	1	3,1	3,1
CORTE PLACA RUEDA DENTADA	1	3,1	3,1
CORTE PLACA PIÑON	0,5	3,1	1,55
<b>TORNO</b>	<b>7</b>		<b>140</b>
TORNEADO EJE ROTACIÓN	1,5	20	30
TORNEADO EJES ROTACIÓN SIST MÓVIL	1,5	20	30
TORNEADO BOCINES	2	20	40
TORNEADO SOPORTE RODAMIENTOS SIST MÓVIL	2	20	40
<b>FRESADORA</b>	<b>71,5</b>		<b>1430</b>
FRESADO CARTELAS PLACA BASE	1	20	20
FRESADO RIGIDIZADORES PLUMA	1	20	20
FRESADO PLACA BASE	0,5	20	10
FRESADO PLACA CIRC UNIÓN EJE ROTACIÓN	0,5	20	10
PERFORADO PLACA CIRC CABEZAL SUP-INF	1	20	20
FRESADO PLACAS CARTELA PIE AMIGO	1	20	20
FRESADO PLACAS SISTEMA GIRATORIO	1	20	20
FRESADO ANILLO ROTACIÓN	0,5	20	10
FRESADO DE ENGRANE	50	20	1000
FRESADO DE PIÑON	15	20	300
<b>TALADRO MAGNÉTICO</b>	<b>4</b>		<b>12,8</b>
PERFORADO PLACA BASE	0,5	3,2	1,6
PERFORADO PLACA CIRC UNIÓN EJE ROTACIÓN	0,5	3,2	1,6

CONTINÚA



PERFORADO PLACA INFERIOR SIST GIRATORIO	0,5	3,2	1,6
PERFORADO PLUMA	1	3,2	3,2
PERFORADO PLACA PATÍN SUP CARTELA	0,5	3,2	1,6
PERFORADO PLACA CIRC CABEZAL SUP-INF	1	3,2	3,2
<b>VARIOS</b>	<b>48</b>		<b>237</b>
HERRMIENTA(SIERRA, AMOLADORA)	20	1,85	37
VARIOS (LIMPIEZA, PULIDO, PINTURA)	20	2	40
TRANSPORTE MATERIALES	8	20	160
<b>TOTAL</b>	<b>139,5</b>		<b>1847,7</b>

**Tabla 25***Costos equipos seleccionados*

COSTOS EQUIPOS SELECCIONADOS			
DESCRIPCIÓN	CANT	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
POLIPASTO ELÉCTR CADENA+TROLLEY 3.2 T	1	5355	5355
MOTORREDUCTOR 0.75 kW	1	1200	1200
RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6208	4	26,65	106,6
RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 61936	2	270	540
MANO DE OBRA (3 MESES)	5	400	6000
<b>TOTAL</b>			<b>13201,6</b>

## 6.2. COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN

Estos costos se derivan de los materiales indirectos, mano de obra indirecta y otros costos, producto de pago de servicios básicos, personal administrativo, depreciación de los equipos, entre otros, estos valores se presentan en la Tabla 26.

**Tabla 26**  
*Costos indirectos de fabricación*

COSTOS INDIRECTOS				
DESCRIPCIÓN	CANT (U)	UNIDAD	COSTO UNIDAD (USD)	COSTO TOTAL (USD)
ALAMBRE DE SOLDADURA CO2/MIG	1	Rollo	40	40
GAS CO2	1	Tanque	39	39
MANO OBRA SOLDADOR	2		136,9	273,8
ELECTRODO E7018	10,96	kg	5	54,8
OTROS COSTOS INDIRECTOS			1000	1000
<b>TOTAL</b>				1407,6

### 6.2.1. Costos de soldaduras

Se requiere soldar un aproximado de 33.48 [m lineales] en los diferentes componentes y piezas de la estructura, dando un valor de material depositado requerido de 13.69 [kg] con una eficiencia de deposición para proceso GMAW de 0.8, todos estos valores se tabulan en la Tabla 27.



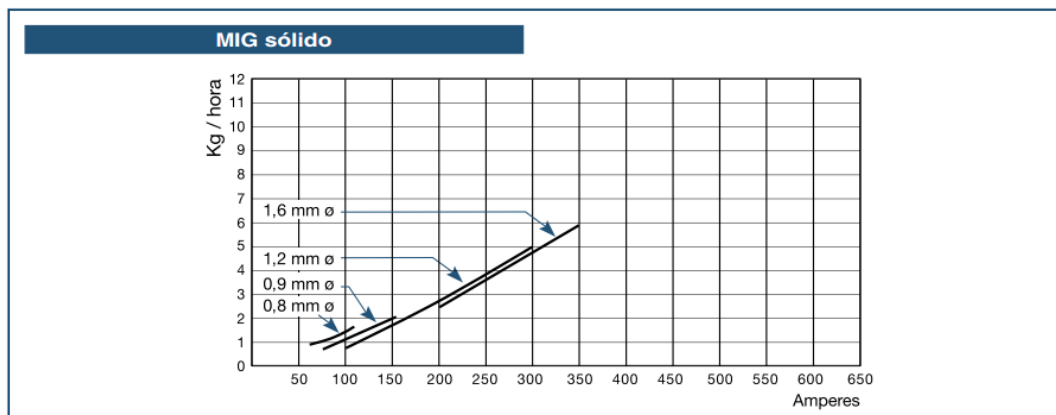
**Tabla 27**  
*Costos de soldadura*

COSTOS SOLDADURA								
DESCRIPCIÓN	CANT (U)	LONG UNIT (mm)	LONG TOTAL (mm)	ÁREA (mm <sup>2</sup> )	VOL (m <sup>3</sup> )	PESO MAT DEPOSITAD (kg)	COSTO ELECTRODO (\$/kg)	COSTO TOTAL (USD)
<b>PLUMA</b>			7440,6			2,96		7,9
VIGA-RIGIDIZADORES RECTOS	12	287,43	3449,16	40,5	0,00013969	1,37	2,67	3,66
VIGA-RIGIDIZADORES INCLINADOS	8	361,43	2891,44	40,5	0,0001171	1,15	2,67	3,07
VIGA-PLACA CIRC UNIÓN	1	1100	1100	40,5	0,00004455	0,44	2,67	1,17
<b>CABEZAL Y COLUMNA</b>			9054,35			3,6		9,62
EJE ROTACIÓN-PLACA CIRC UNIÓN	1	691,15	691,15	40,5	2,7992E-05	0,27	2,67	0,72
CARTELAS PEQ SOPRTE-COLUMNA	16	130	2080	40,5	0,00008424	0,83	2,67	2,22
PLACA CIRC CABEZAL INF-COLUMNA	1	1256,64	1256,64	40,5	5,0894E-05	0,5	2,67	1,34
RUEDA DENTADA-COLUMNA	2	1256,64	2513,28	40,5	0,00010179	1	2,67	2,67
ANILLO ROTACIÓN-COLUMNA	2	1256,64	2513,28	40,5	0,00010179	1	2,67	2,67
<b>CARTELA PIE DE AMIGO</b>			8529,34			3,39		9,03
PATÍN SUPERIOR-ALMA CARTELA	2	285	570	40,5	2,3085E-05	0,23	2,67	0,61
PATÍN LATERA IZ-DER-ALMA CARTELA	2	285	570	40,5	2,3085E-05	0,23	2,67	0,61
PATÍN LATERAL IZQ-ALMA CARTELA	1	285	285	40,5	1,1543E-05	0,11	2,67	0,29
PATÍN INF-ALMA CARTELA	2	285	570	40,5	2,3085E-05	0,23	2,67	0,61
PATÍN INCLINADO-ALMA CARTELA	1	285	285	40,5	1,1543E-05	0,11	2,67	0,29
PATÍN MEDIO-ALMA CARTELA	1	285	285	40,5	1,1543E-05	0,11	2,67	0,29
ALMA CARTELA-PATINES	2	2982,17	5964,34	40,5	0,00024156	2,37	2,67	6,33
<b>BASE</b>			8456,64			3,75		10,02
PLACA BASE-COLUMNA	1	1256,64	1256,64	72	9,0478E-05	0,89	2,67	2,38
CARTELAS BASE- COLUMNA	16	450	7200	40,5	0,0002916	2,86	2,67	7,64
<b>TOTAL</b>			33480,93		0,00139556	13,7		36,57

Comercialmente se dispone de rollos de alambre sólido ER-70S-6 de 15 [kg] a un precio de \$40.

Por lo que va ser necesario solamente 1 rollo.

Para calcular los litros de gas requerido en el proceso, partimos del Manual de Indura que indica en la Figura 50 una velocidad de deposición aproximado de 2 [kg/h] para un alambre de 0.9 [mm] de diámetro y con un amperaje utilizado de 150 [A].



**Figura 50.** Velocidad de deposición

Fuente: (Manual de soldadura Indura, 2007)

Los litros y kilogramos de gas requerido se calculan como se indica a continuación:

Según la Tabla 28 tomada del catálogo de electrodos INDURA 70S-6 no recomienda que para un alambre de diámetro 0,9 [mm] el flujo de CO<sub>2</sub> sea de 8-12 [L/min]. Se utiliza el promedio 10 [L/min].

**Tabla 28**

*Parámetros recomendados de INDURA*

Amperajes recomendados:				
Diámetro mm	Voltaje, volt	Amperaje		Flujo CO <sub>2</sub> lts. / min.
		mín.	máx.	
0,8	14-26	60	160	7-12
0,9	15-27	90	230	8-12
1,2	17-30	130	340	12-14
*1,6	26-36	290	400	14-16

Fuente: (Manual de soldadura Indura, 2007)

$$2 \text{ kg} \text{ --- } 1 \text{ h}$$

$$13.69 \text{ kg} \text{ --- } x = 6.85 \text{ h}$$

$$x = 411 \text{ min}$$

Volumen de gas requerido:

$$1 \text{ min} \text{ --- } 10 \text{ L}$$

$$411 \text{ min} \text{ --- } x = 4110 \text{ L}$$

$$x = 4.11 \text{ m}^3$$

Comercialmente se dispone de tanques de CO<sub>2</sub> de aproximadamente 20 [m<sup>3</sup>] a un precio de \$39.

Por lo que va ser necesario solamente 1 tanque.

El costo de mano de obra en operaciones de soldadura es

$$MO = \frac{\text{Peso Mat Dep [kg]} \times \text{Valor MO} \left[ \frac{\$}{\text{hr}} \right]}{\text{Veloc Dep} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right] \times \text{Fact Oper} [\%]} = \frac{13.69 \text{ kg} \times 10 \frac{\$}{\text{hr}}}{2 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 0.5} = \$ 136.9$$

El costo total aproximado es de 19144,53 USD.

## CAPÍTULO VII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. CONCLUSIONES

- Los principales componentes estructurales se diseñaron en función de los requerimientos de la empresa. La pluma es una viga de sección HEB400, la columna de sección tubular circular de diámetro exterior 400 [mm] y de espesor 12 [mm], el acero utilizado es ASTM A572 Gr50 para ambos elementos. Todos estos parámetros fueron justificados debidamente mediante los cálculos pertinentes y simulaciones realizadas.
- La placa base establecida de dimensiones 700x700 [mm] y espesor 30 [mm] de acero A572 Gr50, junto con los pernos de anclaje de diámetro 1 [pulg], longitud 600 [mm], de acero ASTM A307, fueron verificados su diseño empleando un software de conexiones metálicas.
- Se seleccionó un polipasto eléctrico de cadena con trolley eléctrico, marca LIFTKET, fabricante de origen alemán con capacidad de carga de 3200 [kg], referenciado en proformas y cotizaciones de proveedores nacionales, en este caso bajo la asesoría de Fénix Ingeniería.
- Las simulaciones analizadas, justifican el dimensionamiento y posicionamiento de los elementos en cada subsistema de la grúa pluma de columna fundamentado en las ingenierías aplicadas. Además, las simulaciones permiten validar el diseño.
- La construcción y las pruebas desarrolladas en el modelo a escala permitió verificar los resultados obtenidos en la simulación. Al comparar los valores se tiene un error promedio de 1.1 [mm] de variación.

## 7.2. RECOMENDACIONES

- Evitar el sobredimensionamiento de los elementos para disminuir el precio de implementación del proyecto, garantizando un buen funcionamiento.
- Definir previamente las condiciones de trabajo a las que va estar sometido constantemente la grúa pluma de columna, antes de plantear un diseño para evitar los fallos de operación e incidentes de funcionamiento, respaldándose en criterios de ingeniería.
- Una vez implementado el proyecto es necesario establecer un plan de mantenimiento de la grúa pluma columna, con el propósito de mantener operativa y funcional, alargando su vida útil.
- Para alargar la vida útil de la grúa pluma columna, esta debe tener un recubrimiento galvánico realizado en caliente en sus miembros estructurales, a fin de evitar corrosiones en la totalidad de la estructura.
- Debido a que la empresa SEDEMI S.C.C. está dentro del proceso de mejora continua es importante implementar el proyecto con el propósito de disminuir tiempos muertos de transporte de materia prima.
- En función de un estudio de suelo in situ se puede establecer la capacidad portante del suelo, dato con el que se podrá diseñar, dimensionar y definir las cuantías de acero de la zapata independiente en función de los momentos críticos generados según las combinaciones de carga.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABUS. (2018). *ABUS SISTEMAS DE GRÚAS*. Obtenido de <https://www.abusgruas.es/gruas/gruas-pluma>
- ACI. (2005). *Requisitos de Reglamento para Concreto Estructural*.
- AHMSA. (s.f.). *Manual de Diseño para la Construcción con Acero*. Obtenido de Altos Hornos de México: <http://www.ahmsa.com/>
- AISC. (2006). Steel Design Guide 1. *Base Plate and Anchor Rod Design*.
- AISC. (2010). Steel Design Guide Series 1. *Column Base Plates*.
- Amenabar. (2016). Aparatos de elevación. En Amenabar, *Aparatos de elevación* (págs. 8,9,14).
- ANSI/AISC. (2010). *Especificación ANSI/AISC 360-10 para Construcciones de Acero*.
- ASCE/SEI. (2010). *Cargas mínimas de diseño para edificios y otras construcciones*.
- Bonfiglioli, R. (s.f.). Reductores y Motor-reductores.
- GH CRANES & COMPONENTS*. (2018). Obtenido de <https://www.ghcranes.com/GH-sudamerica/productos/grua-puente/>
- Iván Bohman. (2016). Catálogo de Productos.
- Manual RAM Connection Standalone CONNECT Edition*. (2017).
- Manual\_LRFD. (2010). Manual of Steel Construction. En AISC, *Load and Resistance Factor Design* (pág. 311).
- McCormac, J. (2013). *Diseño de Estructuras de Acero*. México D.F.: Alfaomega.
- Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México D.F: Pearson.
- NEC. (2014). Estructuras de Acero. *Norma Ecuatoriana de la Construcción*. Ecuador.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. México: Pearson Educación.

Pedraza Calispa, A., & Pedraza Calispa, P. E. (2014). *Implementación del proceso para lavado de las partes de motores de combustión interna de gasolina y diesel*. Universidad Politécnica Salesiana.

*Plan Nacional de Desarrollo Toda una Vida*. (2017).

Shigley, R. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw Hill.

Silva Proaño, C. S., & Morales Gordón, S. (2011). *Diseño de un puente grúa tipo de 5 toneladas de capacidad para la industria metalmecánica*. Escuela Politécnica Nacional.

Topón Topón, E. (2010). *Diseño de un sistema de transporte para el área de la piscina del Centro de Educación "El Niño Tierra Nueva" para niños con parálisis cerebral*. Escuela Politécnica Nacional.

UNITEC. (Mayo de 2016). Obtenido de <https://www.unitecls.com/wp-content/uploads/2016/05/HISTORIA-EVOLUTIVA-DE-LAS-GR%C3%9AAS-1.pdf>

Williams, A. (s.f.). *Steel Structures Design ASD/LRFD*. Mc Graw Hill.

Yunda, D. M. (2013). *Diseño de un procedimiento para el cálculo y selección de la viga principal de un puente grúa*. Universidad Autónoma Occidente. Santiago de Cali.

## ANEXOS

**Anexo A.** Razones Ancho-Espesor: Elementos en compresión.

**Anexo B.** Razones Ancho-Espesor: Elementos en Compresión de miembros en flexión

**Anexo C.** Perfiles HEB

**Anexo D.** Perfiles HEB (continuación)

**Anexo E.** Tabla 3-50 del Manual de AISC (ANSI/AISC, 2010)

**Anexo F.** Reporte de Resultados Ram Connections

**Anexo G.** Catálogo SKF -Rolling-bearings

**Anexo H.** Polipasto eléctrico a cadena

**Anexo I.** Proforma de Polipasto + Trolley eléctrico (Fenix Ingeniería)

**Anexo J.** Planos