

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE GRÚA GIRATORIA DE COLUMNA PARA IZAJE Y
DESPLAZAMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS EN TALLER DE
MANTENIMIENTO DEL ÁREA DE ELABORACIÓN DE EMPRESA
CERVECERA”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL PARA OPTAR POR
EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

JESÚS VLADIMIR, CERÓN CANCHARIS

A handwritten signature in black ink, appearing to read "J. Cerón".

Bach. Jesús Vladimir Cerón Cancharis
DNI: 47305594

A handwritten signature in black ink, appearing to read "P. Mamani Calla".

Msc. Ing. PABLO MAMANI CALLA
CIP 32638

Callao, 2021

PERÚ

(Resolución N°156-2021-D-FIME)

**ACTA N° 059 DE EXPOSICIÓN DEL INFORME DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL
DEL III CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DE TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO E INGENIERO EN ENERGÍA**

**LIBRO 001 FOLIO No. 107 ACTA N° 059 DE EXPOSICIÓN DEL INFORME DE TRABAJO DE
SUFICIENCIA PROFESIONAL PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

A los 12 días del mes noviembre, del año 2021, siendo las 19.00 horas, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/ktd-ynee-ofn>, el **JURADO DE EXPOSICIÓN DEL INFORME DE TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL** para la obtención del título profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:


Mg. ARTURO PERCEY GAMARRA CHINCHAY
Mg. JUAN CARLOS HUAMÁN ALFARO
Mg. ADOLFO ORLANDO BLAS ZARZOSA
Mg. RENZO IVAN VILA ARCE


: Presidente
: Secretario
: Miembro
: Suplente

Se dio inicio al acto de exposición del informe de trabajo de suficiencia profesional del Bachiller **CERON CANCHARIS, JESÚS VLADIMIR**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero **MECÁNICO**, sustenta el informe titulado **"DISEÑO DE GRÚA GIRATORIA DE COLUMNA PARA IZAJE Y DESPLAZAMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS EN TALLER DE MANTENIMIENTO DEL ÁREA DE ELABORACIÓN DE EMPRESA CERVECERA"**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";


Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la exposición de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **14 (CATORCE)**, la presente exposición, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de Octubre del 2018

Se dio por cerrada la Sesión a las 19.31 horas del día 12 del mes de noviembre y año en curso.


Mg. ARTURO PERCEY GAMARRA CHINCHAY
PRESIDENTE DE JURADO


Mg. JUAN CARLOS HUAMAN ALFARO
SECRETARIO DEL JURADO


Mg. ADOLFO ORLANDO BLAS ZARZOSA
VOCAL


Mg. RENZO IVAN VILA ARCE
MIEMBRO SUPLENTE


Dr. PABLO MAMANI CALLA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGÍA
III Ciclo Taller de Informe de Trabajo de Suficiencia Profesional 2021
Jurado de Exposición

I N F O R M E

Visto el Informe de Trabajo de Suficiencia Profesional titulado: **“DISEÑO DE GRÚA GIRATORIA DE COLUMNA PARA IZAJE Y DESPLAZAMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS EN TALLER DE MANTENIMIENTO DEL ÁREA DE ELABORACIÓN DE EMPRESA CERVECERA”**, presentado por el señor Bachiller en Ingeniería Mecánica **CERÓN CANCHARIS, JESÚS VLADIMIR**

A QUIEN CORRESPONDA:

El Presidente del Jurado del señor bachiller en Ingeniería Mecánica **CERÓN CANCHARIS, JESÚS VLADIMIR**, manifiesta que la Exposición de su Informe de Trabajo de Suficiencia Profesional, se realizó en forma virtual, mediante la sala [://meet.google.com/ktd-ynee-ofn](https://meet.google.com/ktd-ynee-ofn) el día viernes 12 de Noviembre del 2021 a las 19.00 horas, no encontrándose observación alguna, ni correcciones que incluir, el mismo que en su oportunidad fue cuidadosamente evaluado por cada uno de los miembros del Jurado, no presentando ninguna observación en su estructura metodológica y contenido temático.

En tal sentido, en mi calidad de Presidente de Jurado, emito el presente informe favorable para los fines pertinentes.

Bellavista, 12 de Noviembre del 2021



Mg. ARTURO PERCEY GAMARRA CHINCHAY
Presidente de Jurado de Exposición

**“DISEÑO DE GRÚA GIRATORIA DE COLUMNA PARA IZAJE Y
DESPLAZAMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS EN TALLER DE
MANTENIMIENTO DEL ÁREA DE ELABORACIÓN DE EMPRESA
CERVECERA”**

DEDICATORIA

A mi Madre y al pequeño Tardígrado por estar siempre cuando los necesito, a mis amigos de la universidad, a mis amigos del trabajo Harley y Carlos por ser una excelente guía en el ámbito laboral.

AGRADECIMIENTO
A mi alma mater, la Universidad Nacional
del Callao y la Facultad de Ingeniería
Mecánica y Energía, así como a las
personas que la conforman, compañeros,
personal administrativo y catedráticos. Y
un agradecimiento muy especial mi asesor,
el Msc. Ing. Pablo Mamani Calla y a la
Familia Metal Work Industrias SAC por su
guía y experiencia brindada en esta
importante etapa de mi vida profesional.

INTRODUCCIÓN

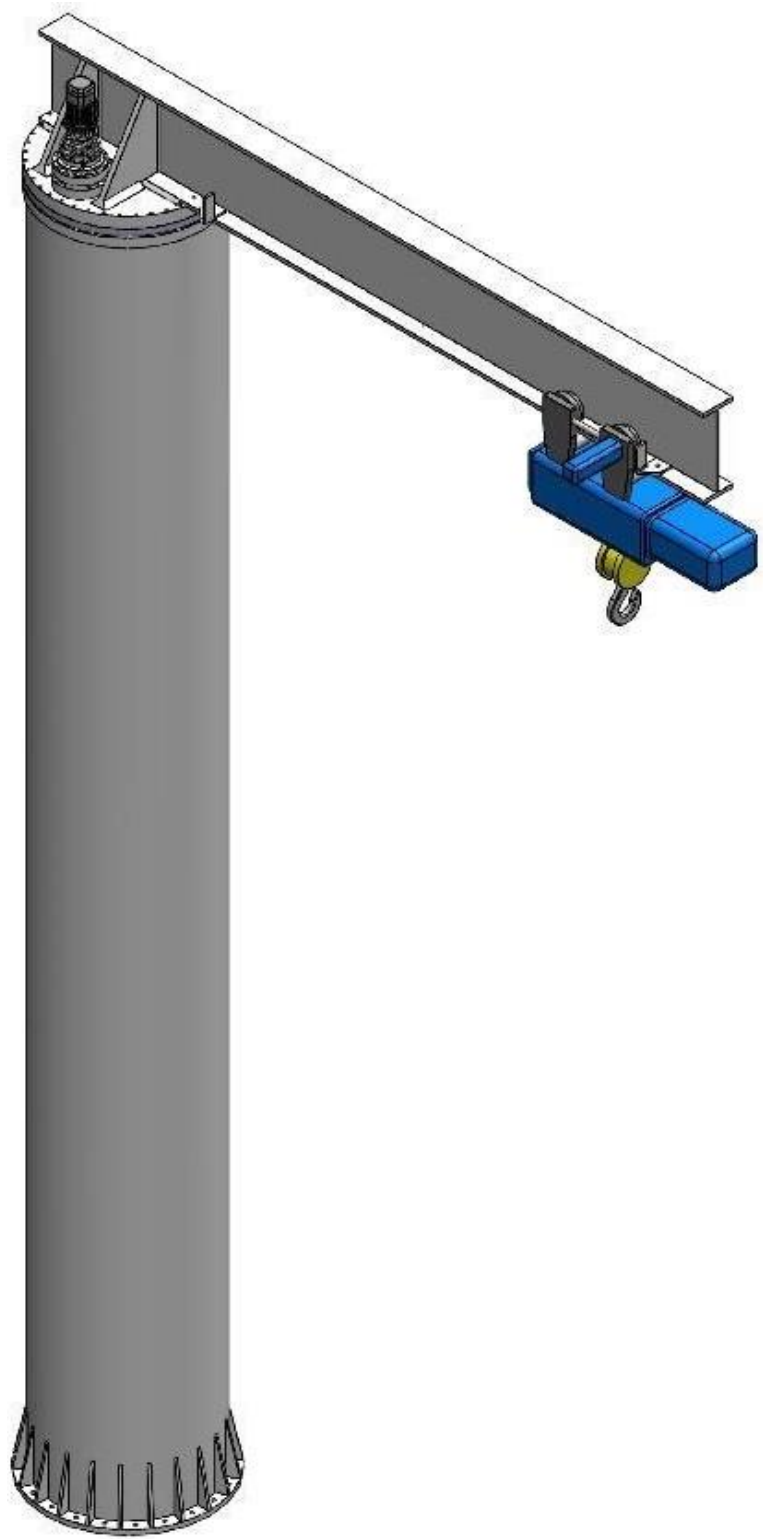
Una de las principales industrias de producción es la dedicada a la producción de bebidas para consumo masivo destacando entre estas las industrias de producción de cerveza, teniendo en Perú una de sus plantas de producción, es aquí donde inicia nuestro campo de análisis para el desarrollo de nuestro informe.

En la principal empresa productora de cerveza del país la cual forma parte de AB InBev, una compañía global presente en casi todos los grandes mercados del mundo, surgió la necesidad de mejorar el proceso de izaje y traslado de equipos mecánicos en el taller de mantenimiento del área de elaboración de su planta de producción ubicada en Lima.

Dicha necesidad busca mejorar el proceso de izaje y traslado de equipos mecánicos, así como reducir de manera significativa los posibles accidentes laborales, debido a que el método actual de izaje y traslado de equipos mecánicos se lleva a cabo de manera manual empleando estructuras móviles carentes de estabilidad y elementos de izaje por cable manual generando así condiciones inseguras las cuales pueden terminar en accidentes laborales.

Es por este motivo que se busca diseñar una estructura metálica la cual junto a un brazo móvil y elementos eléctricos permitan automatizar el proceso de izaje y traslado de equipos mecánicos y a su vez reducir el índice de accidentes en el taller de mantenimiento.

La empresa de producción de cerveza en Perú, la cual es cliente de METAL WORK INDUSTRIAS S.A.C. una empresa con más de 10 años de trayectoria en el sector industrial, empresa que se dedica al desarrollo y ejecución de proyectos integrales partiendo desde ingeniería básica hasta montajes electromecánicos, teniendo como principal línea de ataque las estructuras metálicas en plantas del rubro industrias alimentarias, la empresa de producción de cerveza contacta con METAL WORK INDUSTRIAS S.A.C. y nos expone la problemática, cuya solución fue proponer el diseño grúa giratoria de columna fija.



ÍNDICE

I. ASPECTOS GENERALES	2
1.1 Objetivos	2
1.1.1 Objetivo General	2
1.1.2 Objetivos específicos	2
1.2 Organización de la Empresa o Institución	3
1.2.1 Antecedentes históricos	3
1.2.2 Filosofía empresarial	3
1.2.3 Estructura organizacional	5
II. FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL	7
2.1 Marco Teórico	7
2.1.1 Bases teóricas.....	9
2.1.2 Aspectos normativos.....	19
2.1.3 Simbología técnica	21
2.2 Descripción de las actividades desarrolladas	21
2.2.1 Etapas de las actividades.....	22
2.2.2 Diagrama de flujo	24
2.2.3 Cronograma de actividades	25
III. APORTES REALIZADOS	26
3.1 Planificación, ejecución y control de etapas	26
3.2 Evaluación técnica - económica	64
3.3 Análisis de resultados	65
IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	66
4.1 Discusión	66
4.2 Conclusiones	67
V. RECOMENDACIONES	68
VI. BIBLIOGRAFÍA	69
ANEXOS	70

I. ASPECTOS GENERALES

Para diseñar la grúa giratoria de columna fija para izaje y desplazamiento de los equipos mecánicos se empleará la teoría de resistencia de materiales analizando inicialmente la estructura de manera estática, luego empleando software de diseño especializado se seleccionarán los perfiles adecuados para el correcto funcionamiento del sistema.

Se excluye de proyecto:

- ✓ Todo tipo de instalación eléctrica y electrónica del equipo de elevación, pero si se contempla la selección de motores eléctricos.
- ✓ Cimentación de la estructura, solo se propone una distribución de pernos de anclaje sobre la placa de la columna fija.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo General

Diseñar una grúa giratoria de columna para izaje y desplazamiento de equipos mecánicos en taller de mantenimiento del área de elaboración de empresa cervecera.

1.1.2 Objetivos específicos

- ✓ Diseño y cálculo de los perfiles principales para la viga carril, así como la selección de los materiales para su correcto funcionamiento.
- ✓ Diseño y cálculo de perfiles principales para la columna fija, así como la selección de los materiales para su correcto funcionamiento.
- ✓ Seleccionar los componentes eléctricos adecuados para satisfacer las necesidades de izaje y desplazamiento de equipos mecánicos.

1.2 Organización de la Empresa o Institución.

1.2.1 Antecedentes históricos

Metal Work Industrias S.A.C. es una empresa formada con profesionales con más de 25 años de experiencia laboral en el rubro metalmecánico y proyectos integrales.

Hemos desarrollado, innumerables proyectos en el sector industrial a conveniencia de nuestros clientes para lo cual desarrollamos sus proyectos en diversas modalidades.

Metal Work Industrias S.A.C. ofrece sus servicios a todas las empresas del país, poniendo a disposición de sus clientes, un equipo de profesionales y técnicos altamente especializados y de gran experiencia.

En suma, somos una empresa líder que certifica el cumplimiento de todos sus proyectos “ANTES DEL PLAZO” con la calidad y seriedad que nuestros clientes requieren.

Al día de hoy Metal Work Industrias S.A.C apunta a ser una de las empresas líderes en el rubro del sector industrial teniendo como principales clientes a las empresas ahora mencionadas:

- ✓ UCP Backus & Johnston S.A.A.
- ✓ Cervecería Barbarían
- ✓ Minera Kolpa S.A.
- ✓ Sigma Water Engineering
- ✓ Entre otros.

1.2.2 Filosofía empresarial

Con nuestra gente, formamos y desarrollamos personas autónomas y creativas que trabajan en equipo.

Con nuestros proveedores, propiciamos su confianza e identificación con las necesidades de la empresa, generando relaciones comerciales a largo plazo.

Con nuestros clientes, brindamos servicios de ingeniería, construcción y montaje con los más altos niveles de calidad, seguridad y cumplimiento.

Con la sociedad peruana, estamos comprometidos con el desarrollo del país y una cultura de responsabilidad social y empresarial.

Con el mundo, respetamos la diversidad cultural, difundimos conocimiento y llevamos calidad humana a donde llegamos.

VISION

Ser empresa líder en ingeniería, construcción y montaje de proyectos multidisciplinarios en el Perú, basado en exigentes criterios de calidad e innovación garantizando a sus clientes un servicio de excelencia.

MISION

Prestar servicios de su especialidad con los más altos niveles de calidad, seguridad, cumplimiento y rentabilidad, para la plena satisfacción de sus clientes y el cumplimiento de su responsabilidad social y empresarial.

POLITICA AMBIENTAL

Metal Work Industrias S.A.C. considera a la seguridad y medio ambiente como valores intrínsecos de la empresa, representando un compromiso de todos los trabajadores en sus diferentes líneas, siendo liderada por la Gerencia y distribuyéndose en todos los niveles de la empresa con funciones y responsabilidades específicas.

La participación activa de todo personal cumple un papel fundamental para el logro de nuestros objetivos y metas, velando de esta manera por la seguridad y salud de todos los empleados en el trabajo mediante la prevención y control de riesgos en sus actividades.

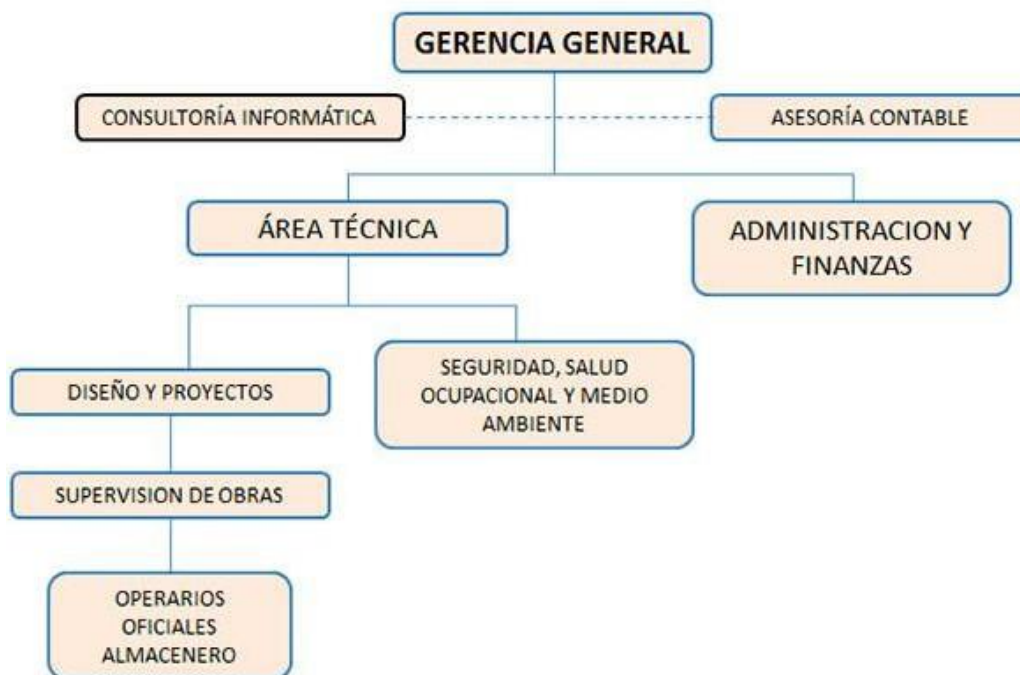
Nuestra empresa realiza el cumplimiento de las normas de seguridad y salud en el trabajo tanto nacionales como internacionales, como los establecidos por las OSHA, de los EEUU, teniendo suficiente capacidad técnica y de gestión para cumplir con los requerimientos de los clientes más exigentes en estos aspectos.

Un aspecto fundamental es la protección del medio ambiente de cualquier efecto adverso resultante de nuestras operaciones, minimizando el impacto ambiental provocado por el consumo de recursos, de generación de residuos y demás.

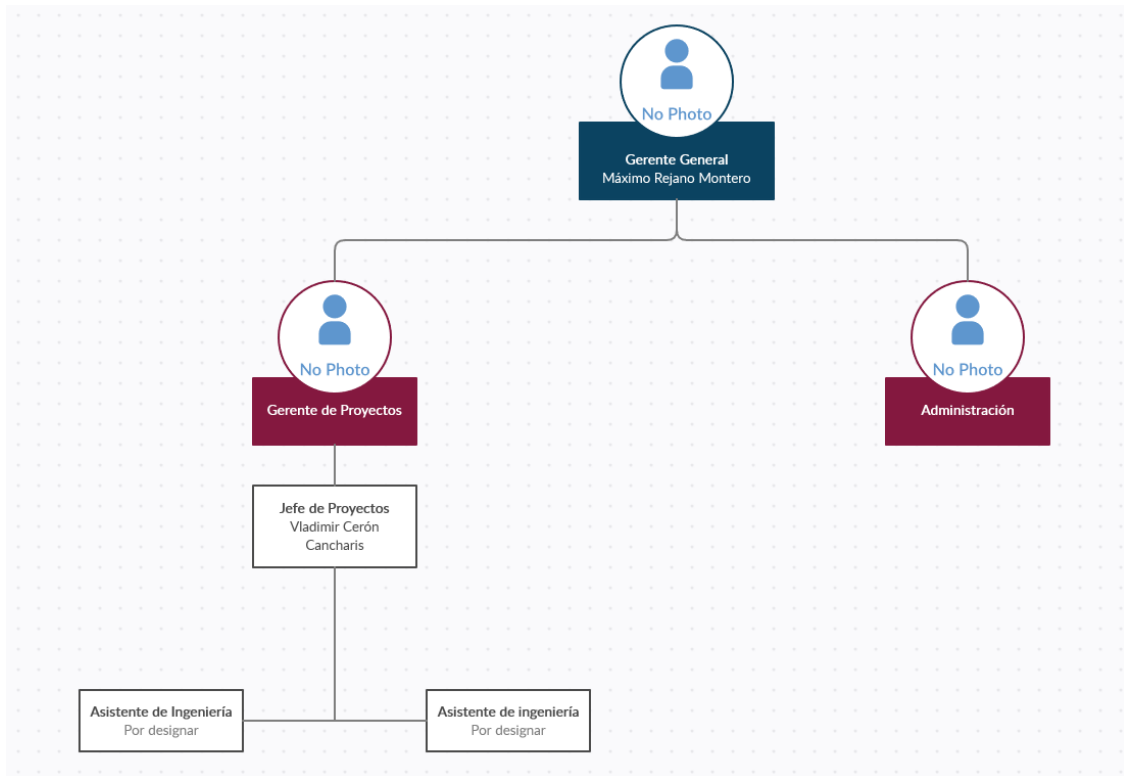
1.2.3 Estructura organizacional

Metal Work Industrias es una empresa con más de 10 años en el desarrollo de proyectos industriales multidisciplinarios la cual presenta el siguiente organigrama de desarrollo.

ORGANIGRAMA GENERAL METAL WORK INDUSTRIAS S.A.C.



ORGANIGRAMA METAL WORK INDUSTRIAS DISEÑO DE PROYECTOS



II. FUNDAMENTACIÓN DE LA EXPERIENCIA PROFESIONAL

2.1 Marco Teórico

Antecedentes del Estudio

La elaboración del siguiente informe se desarrolló tomando como referencia algunos trabajos que a continuación se detallan:

Internacionales

- DISEÑO DE UNA GRÚA DE COLUMNA FIJA CON PLUMA GIRATORIA CON CAPACIDAD DE CARGA DE 2 TONELADAS (Universidad de La Laguna, España, **Alejandro Gonzáles Gonzáles** – 2018)

Esta tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico plantea el diseño de una grúa de columna fija empleando el software de diseño y análisis Solidworks el cual es muy usado en el continente europeo por su versatilidad y fácil comprensión, también presenta un anexo donde se calculan ciertos elementos de manera tradicional mediante método iterativo y se valida la información brindada por el software.

- DISEÑO DE UNA GRÚA PLUMA DE UN POLIPASTO CON CAPACIDAD MAXIMA DE 12 TONELADAS (Universidad de La Laguna, España, **Alejandro China Rodríguez** – 2018)

Esta tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico plantea el diseño de una grúa de columna fija con una capacidad de 12 toneladas empleando normativas europeas y validando la información con el software Solidworks, donde se concluye que el diseño apoyado en software de simulación tiene gran similitud con los desarrollados de manera tradicional, pero son mucho más rápidos y fáciles de interpretar.

- DISEÑO DE PUENTE GRÚA DE 2 TONELADAS (Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, Chile, **Gonzalo Antonio Yáñez Vílchez** – 2020)

Esta tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico se presenta una estructura de puente grúa giratoria la cual tiene un extremo pivotante en una nave industrial, este diseño cumple todos los parámetros indicados por la norma americana de

grúas CMAA-70, esta norma americana da todos los lineamientos necesarios en cuanto a factores de diseño y los criterios de aceptación por deflexión.

Nacionales

- ✓ DISEÑO DE UN PUENTE GRÚA PARA EL WINCHE DE SERVICIOS EN MINA YAURICOCHA (Universidad Nacional del Centro del Perú, **Enrique Huaroc Espinoza** – 2018)

Esta tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico se plantea un diseño de estructura metálica basado en la norma VDI 2221, 2225; para el cual se realizó un análisis estructural que comúnmente se conoce como diseño estructural y cumple con los requerimientos que SOCIEDAD MINERA CORONA necesitaba para cubrir las funciones de traslado de estructuras y equipos dentro de un pique que se encuentra dentro de un cerro a 40 metros de profundidad.

- ✓ ANALISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA NAVE INDUSTRIAL CON PUENTE GRÚA EN EL DISTRITO DE TALARA (Universidad Ricardo Palma, **José Luis Estrada Salvador** – 2019)

Esta tesis para la obtención del Título Profesional de Ingeniero Mecánico plantea un análisis y diseño de una nave industrial con un puente grúa de 15 toneladas, basada en consideraciones de carga estática y dinámica, apoyada en normas nacionales para el diseño se revisó las consideraciones tomadas para el diseño de la grúa, las cuales arrojaron componentes que satisfacen las condiciones iniciales descritas por el desarrollador.

- ✓ DISEÑO DE UNA GRÚA PUENTE MONORRIEL CON CAPACIDAD DE 20 TONELADAS APLICANDO LAS NORMAS AISC Y CMAA PARA LA EMPRESA SEDAPAL-LIMA (Universidad Nacional del Santa, **Boney Juanito Marcelo Machay** – 2017)

En esta tesis se muestra el procedimiento de diseño de una grúa puente monorriel que tiene una capacidad de carga de 20 toneladas para lo cual el autor empleo las normas AISC (American Institute of Steel Construction) y CMAA (Crane Manufactures Association of America) y también muestra de manera general la aplicación de

análisis por elementos finitos empleando el software Solidworks, en su conclusión indica que todos los valores de deflexión satisfacen las condiciones iniciales.

2.1.1 Bases teóricas

¿Qué es una grúa?

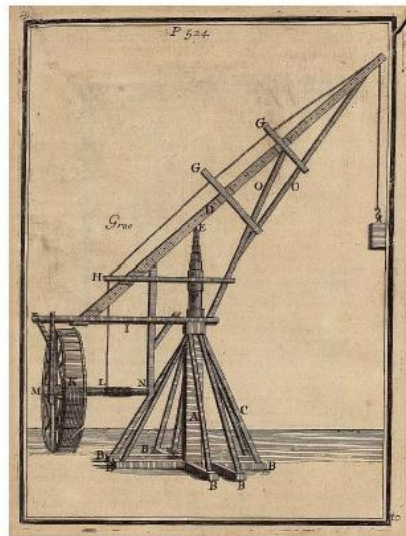
Según la bibliografía “Emilio Larrodé (1996). Grúas” se le llama grúa a la máquina que facilita la carga, descarga, elevación y manipulación de un objeto voluminoso. Mismo que utiliza energía hidráulica para su funcionamiento, consta de una base fija y fuerte, poleas acanaladas, contrapesos, así como un brazo móvil que es encargado de elevar la carga.

Su lugar de origen fue en Grecia, donde eran los hombres hacían uso de animales para poder llevar a cabo el movimiento.

En la Edad Media se utilizaron para la construcción de barcos; algunas máquinas fueron ancladas a torres de piedra para brindar más estabilidad. Las primeras grúas fueron elaboradas de madera, y al paso del tiempo junto con la revolución industrial, se utilizó para elaborarlas hierro fundido y acero.

Las grúas se volvieron móviles en 1868 cuando la firma Avelino & Porter pensó en montar grúas encima de automóviles. La compañía productora del motor de tracción a vapor y la apisonadora llamó a la primera grúa móvil “Little Tom”, que fue producida en 1874. Little Tom tenía una capacidad de dos toneladas y podía levantar materiales y transportarlos, hay gran variedad de grúas, cada una adaptada para ciertas funciones.

Las primeras grúas eran pequeños sistemas, no muy complejos conformados por poleas, contrapesos y mecanismos simples, las cuales eran accionadas de manera manual o con la ayuda de la fuerza producida por animales, estas datan de la antigua Grecia durante el siglo VI a.C.



Grúa antigua Siglo IV

Fuente: Foto extraída de www.flickr.com propiedad del Fondo Antigo de la Biblioteca de la Universidad de Sevilla

Gracias a estos primeros sistemas de elevación, fueron apareciendo sistemas más complejos y mecanismos como el tornillo sin fin durante el avance de las civilizaciones, influenciando así a la arquitectura.

Todos los sistemas de elevación fueron avanzado gracias a la tecnología, actualmente todos los sectores relativos a industria, construcción, transporte y demás servicios privados donde las grúas y aparatos de elevación suponen una parte muy importante en cualquier actividad.



Grúa móvil de gran capacidad (1200 Tn)
Fuente: Foto extraída del fabricante Liebherr

Grúas de dimensiones más comedidas y de menor capacidad a las anteriormente nombradas también forman parte en el día a día de muchos profesionales dentro del sector naval, industria, etc., tanto a gran como a pequeña escala.

Actividades como realizar traslado en puerto de mercancías, varado y manipulación de embarcaciones, manipulación de cargas ligeras en las zonas de actividad, etc. han supuesto la necesidad de disponer de grúas con un formato y economía más accesible, tales como las que podemos ver en las ilustraciones.

Tipos de grúas: “Emilio Larrodé (1996). Grúas”

Móviles:

- ✓ Grúas sobre camión.
- ✓ Sidelifer.
- ✓ Grúa todo terreno.
- ✓ Grúa flotante.
- ✓ Grúa sobre orugas.

Fijas:

- ✓ Grúa puente o pórtico.
- ✓ Grúa Derrick.
- ✓ Plumines.
- ✓ Grúa horquilla.
- ✓ Grúa de columna fija.

Grúas de columna fija

Esta grúa consiste básicamente en una pluma giratoria, solidaria a una columna articulada verticalmente en sus extremos inferior y superior. Su capacidad máxima está alrededor de las 6 toneladas y su alcance máximo alcanza los 8 metros.

Las grúas de columna fija con pluma giratoria constan de una estructura formada por una pluma anclada a una columna fija mediante unos rodamientos situados a diferentes alturas o uno de gran diámetro situado a una sola altura.



Grúa giratoria de columna fija con sistema de 2 rodamientos

Cuando se utiliza un rodamiento de giro este es el encargado de absorber el momento de vuelco, el peso de la pluma y la carga, además de actuar como elemento deslizante.



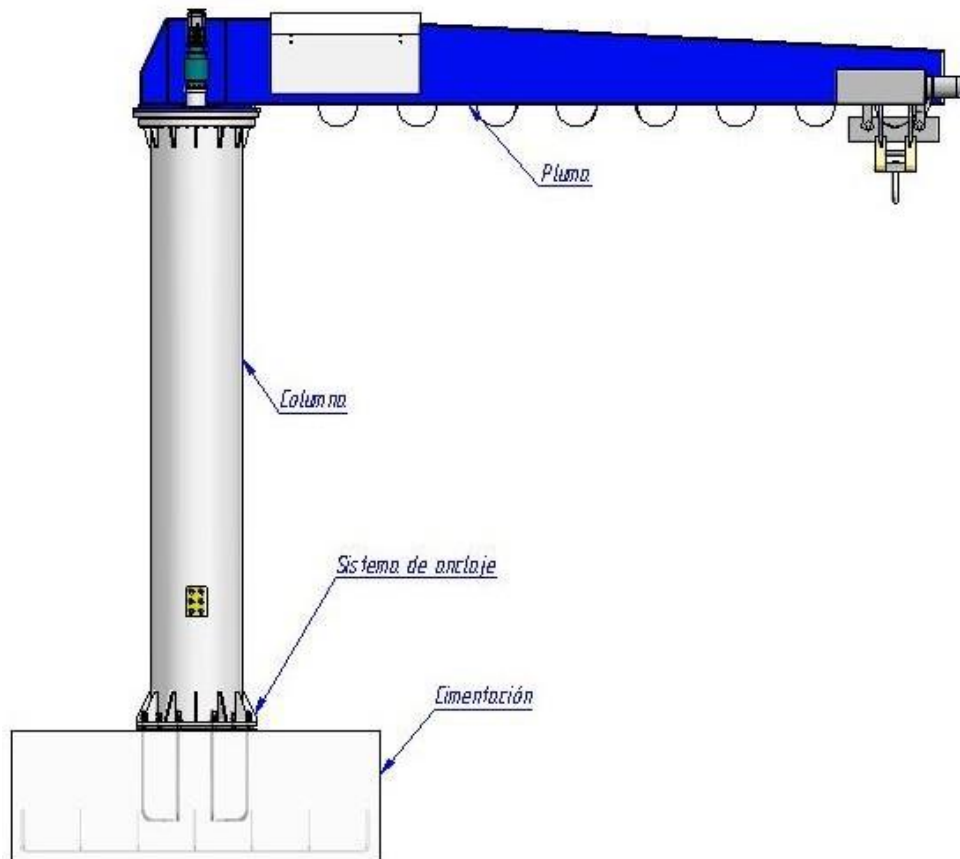
Imagen de grúa giratoria dentro de una fabrica
(Fuente: <https://www.ghcranes.com/es/>)

La característica principal de este tipo de grúas es que permiten una rotación de la pluma de 360°. Estas grúas no requieren ningún tipo de soporte adicional, sino una cimentación permanente de un tamaño adecuado.

Partes de la grúa

Estructura:

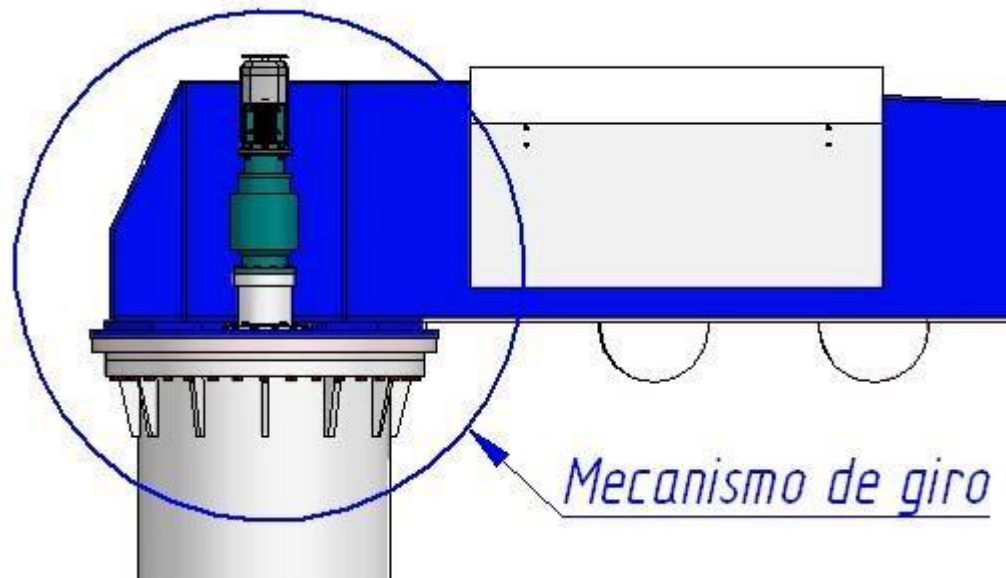
La estructura de una grúa tiene 4 partes fundamentales, la pluma, la columna fija, la cimentación y el sistema de anclajes como parte de nuestro diseño solo tenemos contemplados los dos primeros puntos.



Estructura de grúa giratoria, Fuente: Propia

Mecanismo de giro:

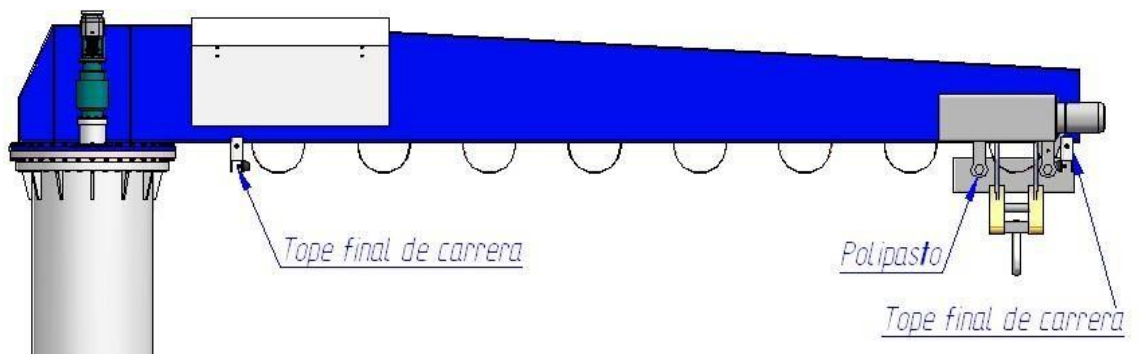
El mecanismo de giro está situado en la parte superior de la columna, constituido por el motor-reductor eléctrico, un acoplamiento flexible y un eje de salida que lleva en su parte inferior un piñón que ataca un rodamiento de gran diámetro.



Mecanismo de giro, Fuente: Propia

Mecanismo de elevación y traslación

El mecanismo de elevación y traslación está compuesto por un polipasto eléctrico con accionamiento eléctrico de traslación, se han dispuesto al principio y final de la pluma topes final de carrera para amortiguar eventuales golpes y delimitar la carrera del polipasto.



Mecanismo de giro, Fuente: Propia

Las dimensiones de la grúa

La altura desde la pluma al suelo, o altura bajo viga, puede variar desde 4m hasta 10m, sin embargo, debido a que la grúa estará situada en dentro de un taller, la altura máxima no debe ser mayor a 8m

Por otro lado, el alcance de la pluma será de 7m de alcance. Esta es una solución escogida como estándar por varios fabricantes. El alcance mínimo está acotado por las dimensiones del polipasto.

Materiales de la grúa

La grúa está construida utilizando principalmente chapas de acero y tubo de acero. Se han utilizado los aceros normales de construcción, en particular el ASTM A-36 cuyo límite elástico es de 250MPa.

Características de aceros de grado ASTM A 36

Composición química de perfiles conformados de diferentes anchos, %

C	Si	Mn*	S	P	Cu**
≤ 0.25	≤ 0.40	-	≤ 0.05	≤ 0.04	≥ 0.20

* el contenido de manganeso no está reglamentado, pero se especifica en el certificado de calidad

** el contenido mínimo de cobre, si su aleación se especifica durante el pedido

Propiedades mecánicas

Límite elástico mínimo, MPa	Límite de resistencia, Mpa	Alargamiento relativo mínimo (probeta de 200 mm), %
250	400-550	20

Equivalencias aproximadas

China	Q235D
UE	S235J2

Fuente: <https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/astma36>

Los elementos que han necesitado de un tipo de acero especial son el eje de giro y el piñón de ataque. En el primer caso se ha utilizará acero bonificado VCN, con alta resistencia y tenacidad. El engranaje de giro será fabricado en acero de cementación ECL de Bohler.

VCN



AISI : - 4340 H
 DIN : 34 Cr Ni Mo 6
 W N°: 1.6582

Tipo de aleación promedio : C 0,34 Cr 1,5 Ni 1,5 Mo 0,2 Si 0,30 Mn 0,50 %
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo estándar : 3,5 - 6 metros,

Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

26

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
Dureza obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido : 540 - 680 °C
Normalizado: 850 - 880 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48
		250	250	590	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

20

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
 www.bohlerperu.com



ECN



AISI : 3215
DIN : 17 Cr Ni 6
W N°: 1.5919

Tipo de aleación promedio : C 0,17 Cr 1,5 Ni 1,6 Si 0,30 Mn 0,50 %
Color de identificación : Azul
Estado de suministro : Recocido 217 HB máx.

Acero especial de cementación aleado al Cromo-Níquel. Adquiere excelente dureza superficial en el temple de cementación. Insuperable tenacidad en el núcleo.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de grandes dimensiones, de los cuales se exige muy alta dureza superficial, tenacidad y resistencia extraordinaria en el núcleo, ideal para la fabricación de piñones, cigüeñales, ejes de cajas.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado:	1150	-	850 °C
Recocido:	650	-	700 °C
Enfriamiento lento en el horno			
Cementar:	900	-	950 °C
Enfriamiento: en aceite o baño térmico de	160	-	260 °C
Temple del Núcleo:	830	-	870 °C
Revenido: mínimo 1 hora	150	-	200 °C
Dureza obtenible en la capa cementada:	59	-	63 HRC

23

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS						
En el núcleo de la pieza cementada						Dureza en la superficie HRC
Diám. mín.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (L=5d) mín. %	Contracción % mín.	Resiliencia según DVM Joule (val. de guía)	
10	700	1000 - 1300	8	35	-	59
30	650	900 - 1200	9	40	69	a
68	550	800 - 1100	10	40	-	63

Soldadura: Este acero es relativamente soldable. En este caso se debe precalentar a una temperatura de 180-250°C y después de soldar someterlo a un tratamiento térmico de alivio de tensiones. Electrodo recomendable BÖHLER UTP 76/ 6020. Se debe retirar capa cementada si se requiere soldar.

Soldadura: Consultar con Departamento Técnico,

20

www.voestalpine.com/highperformancemetals/peru
www.boehlerperu.com



Fuente: Manual Aceros Böhler

Protección superficial

Se considera un arenado similar a SSPC-SP6 a los cuales se aplicarán una capa de inicial de pintura epoxica, una capa intermedia de pintura epoxica y una capa de acabado en poliuretano, para así mantener la vida útil de la estructura.

Programas de Cálculo

Los softwares usados para el diseño, calculo y desarrollo del proyecto son:

- ✓ Dassault System Solidworks 2020 (Versión de estudiante).
- ✓ Microsoft Excel 2016.
- ✓ Microsoft Project 2016.

El software Solidworks fue utilizado para realizar el modelamiento, la simulación de piezas y verificación de esfuerzos en las mismas, y para verificar la resistencia de las propuestas constructivas consideradas cuando las ecuaciones para el cálculo analítico, determinadas por la resistencia de materiales no lo permiten, además se emplea el software para diseño y elaboración de los planos.

El software Excel fue utilizado para verificar e iterar el procedimiento de cálculo realizado a mano anteriormente.

El software Project fue utilizado para la elaboración del cronograma de actividades y el control de las mismas.

2.1.2 Aspectos normativos

Disposiciones legales y normativa aplicada

Para el siguiente diseño de grúa giratoria de columna fija para izaje y desplazamiento de equipos mecánicos en taller de mantenimiento del área de elaboración de empresa cervecera se solicitó respetar las disposiciones legales y normativa indicada a continuación.

- ✓ Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención de los mismos, en concreto el Real Decreto 836/2003, MIE-AEM-2, referente a grúas torre para obras u otras aplicaciones.

Las normas UNE:

- ✓ UNE 58132-2. Aparatos de elevación. Solicitaciones y casos de sollicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.
- ✓ UNE 58132-4. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo. Cálculo y elección de los elementos mecánicos.
- ✓ UNE 58112-1. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. General.
- ✓ UNE 58112-4. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Grúas de pluma.
- ✓ UNE 58118. Aparatos de elevación. Código y métodos de ensayo.
- ✓ UNE 58113. Grúas. Acción del viento.
- ✓ UNE-EN 13001. Grúas. Requisitos generales de diseño.
- ✓ UNE-EN ISO 12100:2012. Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo
- ✓ UNE-EN ISO 12944. Pinturas y barnices. Protección de estructuras de acero frente a la corrosión mediante sistemas de pintura protectores.

Las normas internacionales:

- ✓ AISC (American Institute of Steel Construction)
Manual of Steel Construction, Load and Resistance Factor Design
- ✓ ASCE (American Society of Civil Engineers)
 - ASCE 7 Minimum Design Load for Buildings and Other Structures
- ✓ ASTM (American Society for Testing Materials)
 - ASTM A-36 Standard Specification for Carbon Structural Steel
- ✓ AWS (American Welding Society)
- ✓ D.1.1 Structural Welding Code – Steel
- ✓ CMAA (Crane Manufacturers Association of America)

2.1.3 Simbología técnica

Capacidad de carga: Peso máximo de los equipos a levantar y desplazar.

Sistema de elevación: Conjunto de componentes que permiten elevar un objeto

Condiciones de funcionamiento: Se llama así a los parámetros iniciales definidos para el desplazamiento de los equipos.

Dimensiones generales: Se llama así a las medidas básicas de la estructura.

Distancia bajo el gancho: Se define como la distancia mínima desde el piso hasta el propio gancho de la grúa.

Distancia máxima pilar – gancho: Se define como el máximo alcance que permite la grúa en funcionamiento.

Rotación de carga: Capacidad de la estructura de girar en el eje de la columna.

Translación de carga: Capacidad de la estructura de moverse en el eje de la pluma.

Simplicidad de diseño: Procedimiento por el cual la estructura se vuelve más simple para su fabricación.

Resistencia al ambiente: Toda condición que aumente la vida útil de la estructura frente a agentes externos.

2.2 Descripción de las actividades desarrolladas

Las actividades de diseño y presupuestos se llevan a cabo por el equipo de proyectos de la empresa Metal Work Industrias SAC, donde yo me desarrollo como jefe del área y lidero un grupo de hasta 3 ingenieros junior que hacen las labores de diseño de planos, corroboración de medidas en campo y logística de ser requerida.

También dentro de mis funciones está la de control de proyectos desde el desarrollo de la cotización hasta su montaje de ser requerido, para los cuales me

apoyo en herramientas informáticas como lo son los programas MS Excel y MS Project.

2.2.1 Etapas de las actividades

Para el diseño de grúa giratoria de columna se realizó el trabajo siguiendo las siguientes etapas:

Etapas 1: Evaluación de alcances iniciales y propuesta económica

En esta etapa se analiza la información inicial brindada por el cliente como son las dimensiones básicas de la estructura, las cargas mínimas y máximas de los equipos con los que se trabajaran y los parámetros básicos de diseño como las normas a emplear, con dicha información se elabora una cotización de servicios.

- ✓ Análisis de la información brindada por el cliente.
- ✓ Elaboración de cotización de servicios.
- ✓ Envío de cotización para aprobación del cliente.

Etapas 2: Diseño inicial, cálculo y simulación de elementos

En esta etapa se plasma las ideas iniciales de diseño, se proponen perfiles iniciales los cuales por medio de cálculos y simulación se van redimensionando hasta obtener los perfiles adecuados que satisfagan las necesidades del proyecto, así como la selección adecuada del polipasto.

- ✓ Diseño de perfil de la pluma grúa: se diseña el perfil principal para la pluma grúa.
- ✓ Diseño de perfil de la columna de la grúa: se diseña el perfil principal para la columna fija.
- ✓ Selección de polipasto: se realiza la selección del polipasto acorde a las solicitudes del cliente.
- ✓ Modelamiento 3D de la grúa: se modela en software 3D la grúa y columna para realizar simulaciones de carga.
- ✓ Obtención de cargas y esfuerzos para selección de componentes de giro.

Etapas 3: Selección de componentes de giro

Partiendo de las cargas y esfuerzos calculados en la etapa 2 se procede a seleccionar un sistema de giro por rodamientos que satisfaga las necesidades de funcionamiento de la estructura.

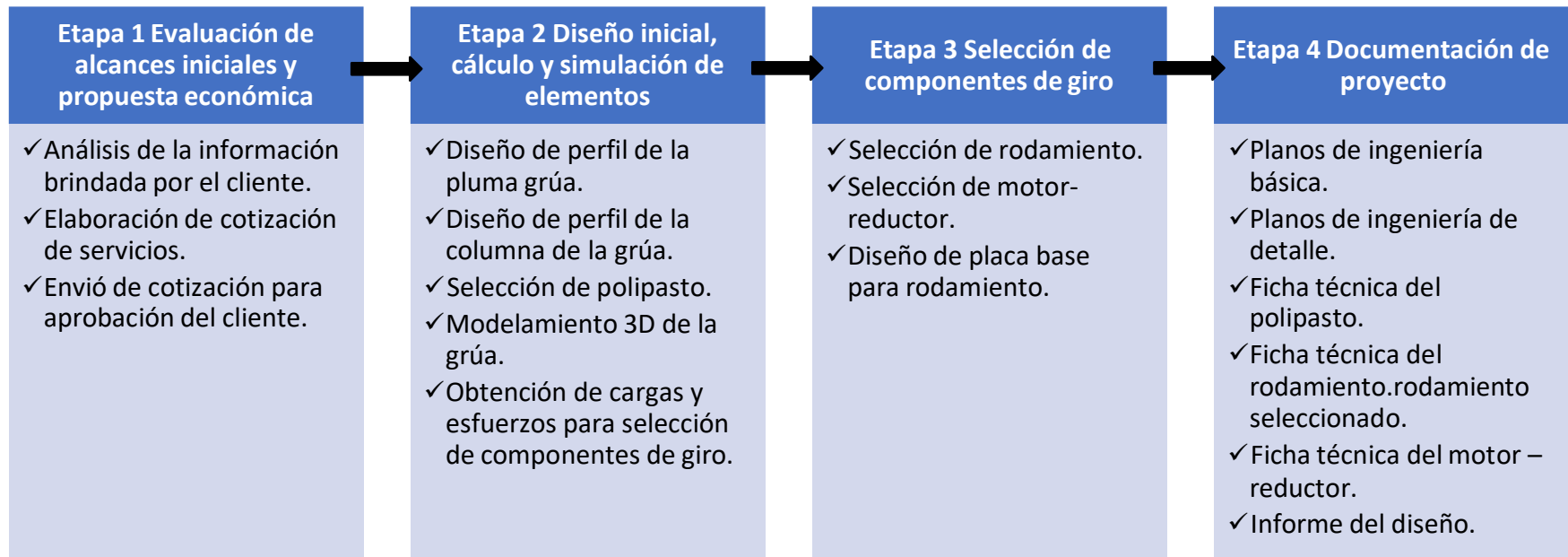
- ✓ Selección de rodamiento: acorde a las cargas indicadas se selecciona un rodamiento del catálogo de rodamientos
- ✓ Selección de motor-reductor: se selecciona un motor-reductor basado en las cargas y esfuerzos obtenidas en la etapa 2
- ✓ Diseño de placa base para rodamiento: se diseña una placa base para la ubicación del rodamiento.
- ✓ Diseño de piñón de ataque.

Etapas 4: Documentación de proyecto

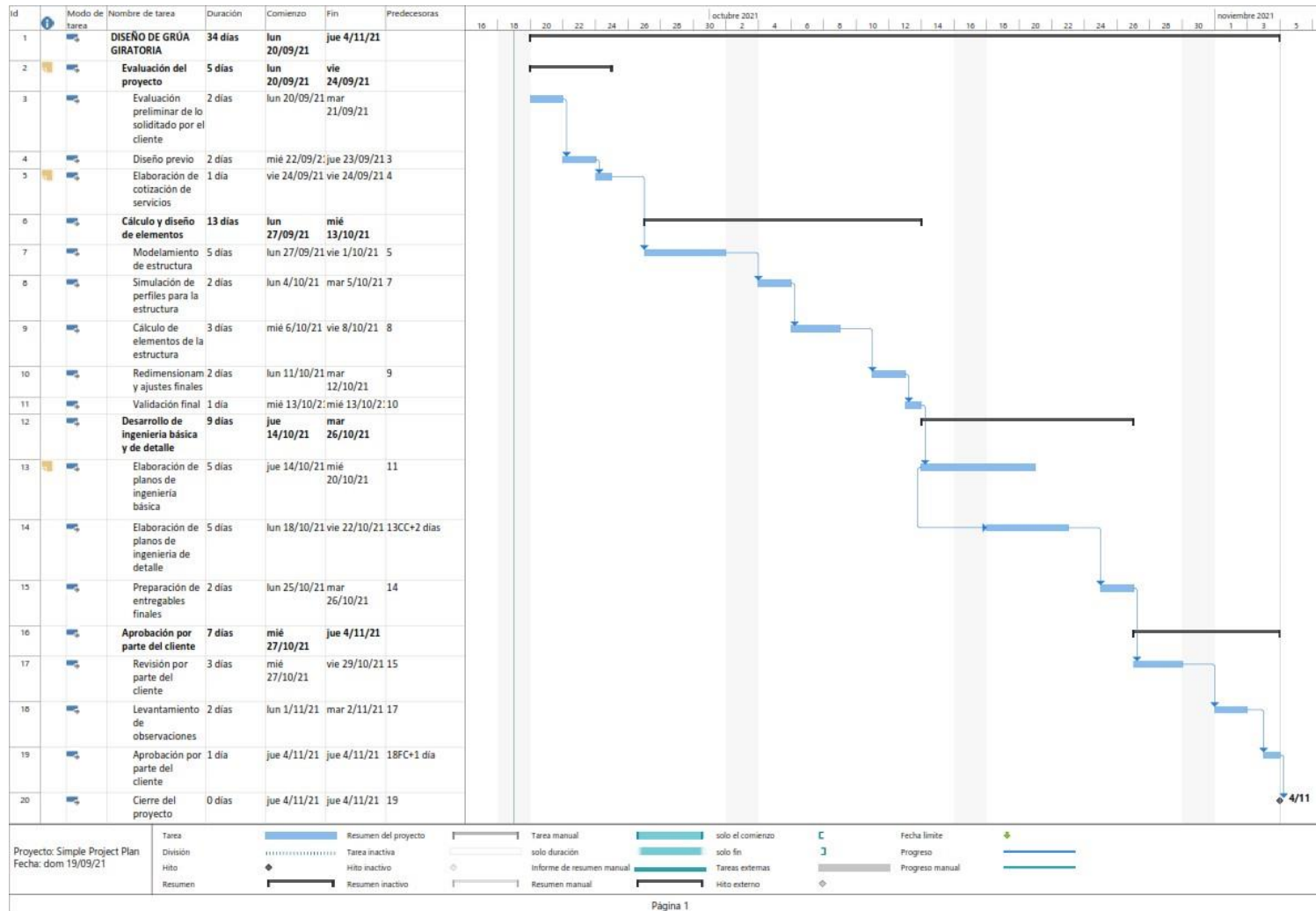
Es la etapa final del proyecto donde se prepara toda la documentación a enviar para aprobación final del cliente, dentro de los cuales está incluida la siguiente documentación:

- ✓ Planos de ingeniería básica: Se elaboran planos con descripción grafica de las partes de la grúa.
- ✓ Planos de ingeniería de detalle: Se elaboran planos detallados de cada componente con su respectiva disposición.
- ✓ Ficha técnica del polipasto: Documento que muestra las características del polipasto seleccionado.
- ✓ Ficha técnica del rodamiento: Documento que muestra las características del rodamiento seleccionado.
- ✓ Ficha técnica del motor – reductor: Documento que muestra las características del motor – reductor seleccionado.
- ✓ Informe del desarrollo del diseño: Informe donde se detalla los cálculos y simulaciones del diseño.

2.2.2 Diagrama de flujo



2.2.3 Cronograma de actividades



III. APORTES REALIZADOS

3.1 Planificación, ejecución y control de etapas

El proceso de diseño de la grúa giratoria de columna empieza con la verificación de la información inicial, luego se procede a realizar un diseño previo de los elementos que la conforman, posteriormente a los puntos iniciales se seleccionan los elementos que facilitarían el movimiento e izaje y se elaboran los planos finales.

ETAPA 1 EVALUACION DE ALCANCES INICIALES Y PROPUESTA ECONOMICA

En esta etapa se analizó la información brindada por el cliente y se prepara una propuesta económica de servicios (cotización) para la realización del proyecto, se tiene como principal consideración las normas técnicas solicitadas y las medidas básicas solicitadas por el cliente.

Evaluación de alcances iniciales

Se analiza la información suministrada por el cliente:

- ✓ Normas técnicas a emplear para el desarrollo del proyecto Normas UNE
- ✓ Dimensiones básicas para el desarrollo de la estructura
- ✓ Capacidad máxima de carga de los equipos
- ✓ Ubicación de la estructura en planta

Propuesta económica

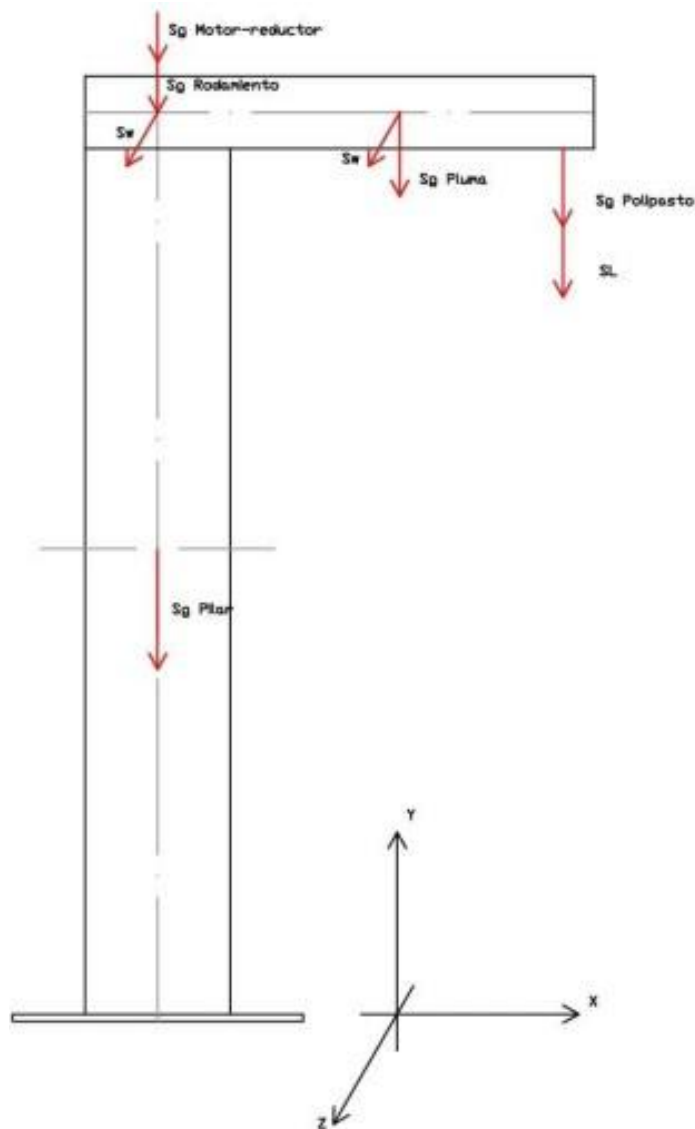
Luego de analizado la información descrita en los alcances preliminares se procede a realizar una cotización por los servicios estimando un tiempo de trabajo en Horas x Hombre y un peso inicial de dicha estructura.

Detalle de cargas en la estructura			
Descripción	Cantidad Horas	Costo Directo	Sub Total
HH análisis previo	48	30	1440
HH para diseño inicial	48	30	1440
HH para modelamiento	48	35	1680
HH para selección de equipos	16	25	400
HH para desarrollo de planos	144	15	2160
HH para elaboración de informe	48	50	2400
		TOTAL	9520

Fuente: Elaboración propia

ETAPA 2 DISEÑO INICIAL, CÁLCULO Y SIMULACIÓN DE ELEMENTOS

El método en que se realizan los cálculos cuando se está diseñando se basa en suponer los elementos estructurales iniciales que permitan satisfacer unos resultados determinados. Partiendo de la evaluación de estas suposiciones y bajo unas condiciones que son fijadas desde el inicio del diseño (requisitos de diseño del producto), se realiza nuevamente el proceso, de esta forma y luego de varios ciclos de prueba y redimensionamiento (llamado iteraciones) se llega a un resultado final el cual tiene las características que se muestran en el proyecto.



Hipótesis de las cargas para dimensionamiento de la estructura

Sg Pluma: Peso propio de la pluma
 Sg Polipasto: Peso propio del polipasto y su carro
 Sg Motor-reductor: Peso propio del grupo motor-reductor
 Sg Rodamiento: Peso propio del rodamiento
 Sg Pilar: Peso propio del pilar
 SL: Peso de la carga máxima
 Sw: Carga relativa al viento

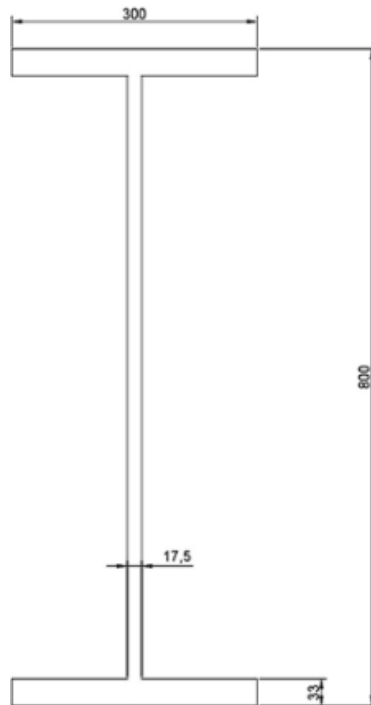
Especificaciones técnicas		
Peso polipasto	500	kg
Perdida de altura del polipasto	700	mm
Peso propio del polipasto	500	kg
Peso estructura	5000	kg
Peso total	6000	kg
Altura total	8550	mm
Altura debajo viga	6280	mm
Altura debajo gancho	5750	mm
Recorrido útil del gancho	7	m
Longitud brazo	7000	mm
Velocidad traslación carro	5/20	m/min
Velocidad giro	0,6	min ⁻¹
Velocidad elevación	4/0,6	m/min
Potencia traslación	0,09/034	kW
Potencia giro	0,75/1,25	kW
Potencia elevación	3,6/0,53	kW
Potencia total	5,5	kW
Grupo F.E.M.	M6	
Tensión de alimentación	380V/50 Hz	
Tensión de mando	48	V
Dimensiones cimentación	3700x3700x1300	mm

Características técnicas principales, Fuente: Propia

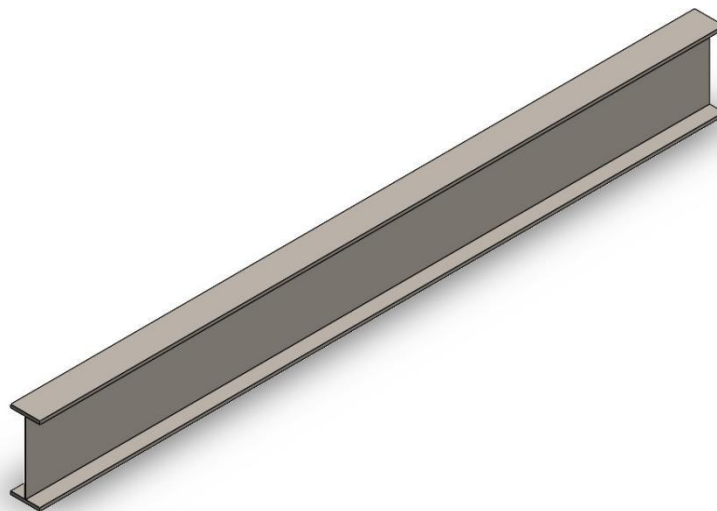
Diseño del perfil de la grúa

La pluma está dividida en dos partes, la parte viga por donde se desplaza el polipasto y la placa de oxicorte redondo donde se une la pluma con el rodamiento de giro. El peso total de la pluma es 3000 kg aprox.

La viga seleccionada para cubrir las condiciones de trabajo es un perfil HEB 800 (Ya que este perfil es europeo se empleará su equivalente americano W 30 x 173) de material ASTM A36 el cual se verifica en el anexo 1.1.2

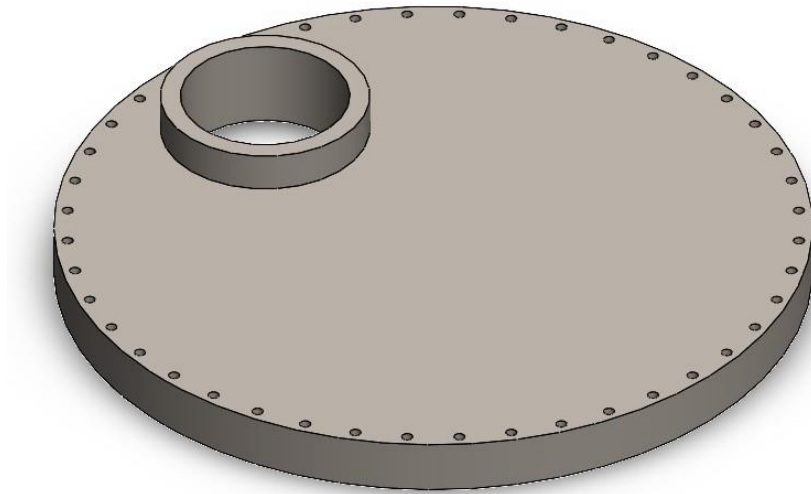


Esquema de la sección, Fuente: Propia



Diseño 3D, Fuente: Propia

La placa redonda será de 4 1/2" mecanizado hasta 110 mm con un tubo soldado de 420 mm de diámetro donde se conectará el motor-reductor la cual será soldada al resto de la estructura esto para garantizar el funcionamiento del rodamiento.



Diseño 3D, Fuente: Propia

Diseño del perfil de la columna

La columna se trata principalmente de un tubo de acero de 1450 mm de diámetro y 50 mm de espesor que ha de soportar el peso de la pluma, la carga, los accesorios de elevación y su propio peso propio.

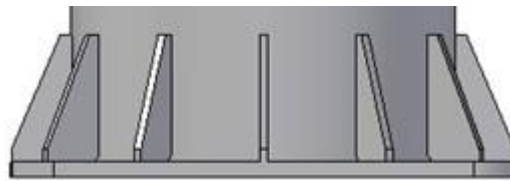
El cálculo del pilar se ha realizado verificando mediante cálculo analítico de la tensión equivalente para cada caso de carga especificado en la norma UNE 58118, tal como se visualiza en el anexo 1.1.1



Diseño 3D, Fuente: Propia

Para la verificación del perfil por pandeo, se ha calculado la tensión crítica de pandeo según lo indicado en el texto “Gere, Timoshenko, & Bugeda, 2002”, tal como se explica en el anexo 1.1.3 el coeficiente de seguridad a pandeo obtenido, según la carga crítica es de 820

Para dar rigidez se propone reforzar la parte inferior de la columna mediante el uso de cartelas entre el tubo y la placa base, para aumentar la resistencia al momento flector producido en la base como se muestra en la imagen.



Cartelas Inferiores

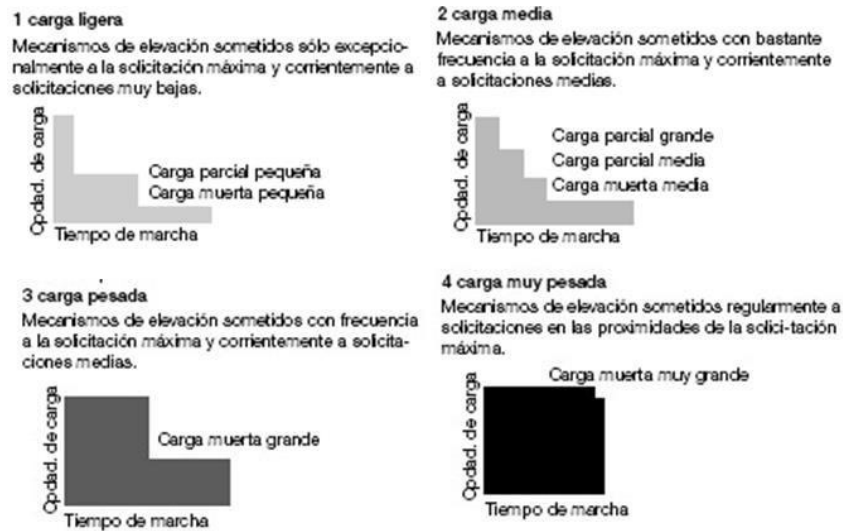
Selección del Polipasto

Para este caso se ha elegido la solución más compacta y de sencilla instalación como es un polipasto con mecanismos de elevación y traslación eléctricos.

Se ha escogido el polipasto que mejor cumpla con las prestaciones de grúa y que cumpliera con la normativa. En la elección del polipasto se ha de seguir las indicaciones del fabricante para cumplir la normativa que vienen descritas.

El tamaño del polipasto viene determinado por el tipo de carga, promedio de marcha, carga a elevar y disposición del cable.

El tipo de carga (estimado) se puede determinar según el siguiente esquema:



En nuestro caso considero el tipo de carga es la 2, carga media, mecanismos de elevación sometidos con bastante frecuencia a la sollicitación máxima, y corrientemente a sollicitaciones medias.

Respecto al promedio diario de marcha se elige un valor aproximado o bien se calcula como sigue:

Tiempo marcha/día

$$= \frac{2 * \text{recorrido del gancho} * \frac{\text{ciclos}}{h} * \text{tiempo de trabajo/día}}{60 * \text{velocidad de elevación}}$$

$$\text{Tiempo marcha / día} = \frac{2 * 6 * 15 * 6}{60 * 4} = 4.5 \text{ horas}$$

Para el tipo de carga (media) y un promedio de marcha de 4.5 horas, la tabla señala el grupo 3m o M6, para la capacidad de 5000 Kg y con una disposición de cable de 4/1 le corresponde el tamaño DH412.

Contará con dos velocidades una de trabajo o principal con un valor de 4m/min y la otra una velocidad de precisión para cuando se deba actuar con suavidad con valor 0.6m/min, esta opción es denominada F6, por tanto,

el tamaño del motor será KBH 125 B 2/12 acorde a lo indicado por el fabricante.

Serie	DH 400															
Tamaño	425			420			416			412			410			
Grupo de mecanismo según FEM	1 Bm			1 Am			2 m			3 m			4 m			
Referencia (velocidad de elevación)	V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3	
Ejecución del motor	Elevación principal y de precisión F6, polos conmutables															
Elevación principal y de precisión F6	2/1 m/min	-	-	8/1,3	-	8,3/1,0	10/1,7	6,3/1,0	8/1,3	12,5/2,1	6,3/1,0	8/1,3	12,5/2,1	8/1,3	10/1,7	16/2,7
con disposición del cable	4/1 m/min	-	-	4/0,6	-	3,1/0,5	5/0,8	3,1/0,5	4/0,6	6,3/1	3,1/0,5	4/0,6	6,3/1	4/0,6	5/0,8	8/1,3
Motor de elevación principal	KBH...B 2/12	-	-	140	-	125	140	112	125	140	112	125	140	112	125	140
Tamaño																

Características del motor de elevación

La velocidad de traslación se determina según las características del polipasto y grupo FEM, en la siguiente figura se muestran las alternativas.

Carro monorraíl EKDH con un accionamiento

Capacidad de carga	Tamaño	Accionamiento de traslación			
		Velocidades de traslación posibles con ... m/min			
kg		400 V, 50 Hz			
		12,5 1)	20 1)	31,5 1)	40 1)
4000	DH 410	3,1/12,5	5/20	8/31,5	10/40
5000	DH 412	AMK 10-DD ZBF 63 A 8/2-B003 40% ED 0,06/0,25 kW i = 25,7 17 ka	AMK 10-DD ZBF 71 A 8/2-B003 40% ED 0,09/0,34 kW i = 15,7 19 kg	AMK 10-DD ZBF 80 A 8/2-B020 40% ED 0,13/0,5 kW i = 10,5 26 kg	AUK 30-DD ZBF 90 B 8/2-B020 40% ED 0,2/0,8 kW i = 7,78 44 ka

Características del motor de traslación

Finalmente se escoge velocidades de 5/20 m/min.

El polipasto seleccionado es Demag **EK DH 412 H12 K V2-4/1 F6 300 20**

Referencia polipasto Demag	EK DH 412 H12 K V2-4/1 F6 300 20
Capacidad de carga	5000 kg
Tipo de carga	«medio» según tabla
Vel. de elevación principal	4 m/min
Vel. de elevación de precisión	0,6 m/min
Vel. de traslación principal	20 m/min
Vel. de traslación de precisión	5 m/min
Disposición de cable	1/4
Recorrido medio del gancho	6 m
Ciclos/h	15
Tiempo de trabajo/día	6 horas

Modelamiento de la grúa empleando el software Solidworks

Se presenta el modelamiento 3D de la grúa giratoria de columna fija usando el software de diseño 3D Solidworks.

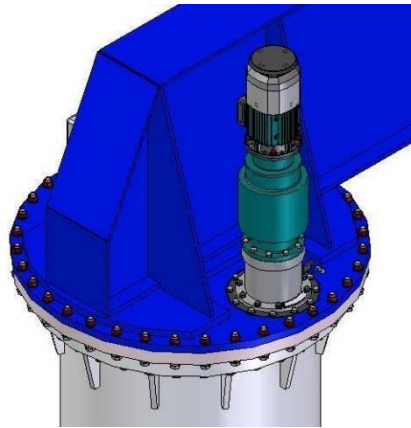


Modelamiento 3D, Fuente: Propia

ETAPA 3 SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE GIRO

SELECCIÓN DE MECANISMOS DE GIRO:

Los puntos principales de este mecanismo son el cálculo del rodamiento de giro, la elección del motor-reductor y la selección del piñón de ataque.

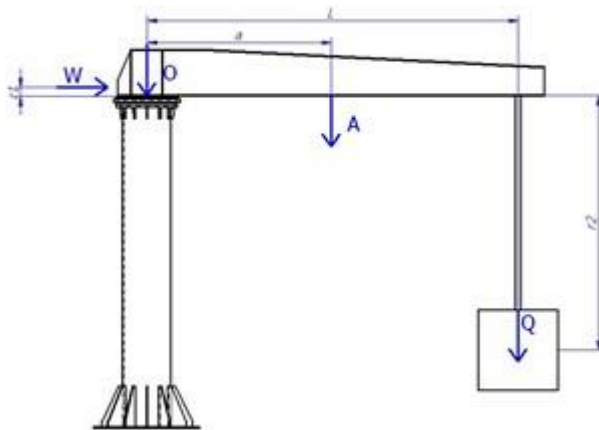


Vista del mecanismo de giro

SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO

La selección del rodamiento adecuado consiste en la evaluación de los esfuerzos para distintas hipótesis de carga y a continuación en aplicar unos factores de carga según la utilización del aparato.

Cada rodamiento tiene su correspondiente curva de carga límite y de vida útil, por tanto, se ha de elegir el que cumpla las condiciones de carga de la grúa. Según el fabricante estas son las fuerzas que hay que considerar en la elección del rodamiento.

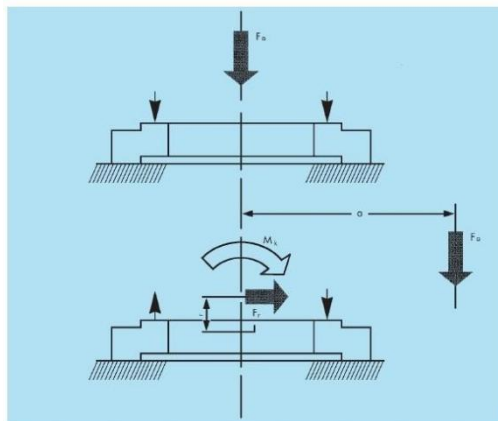


Esquema de fuerzas y momentos sobre el rodamiento de giro
Donde:

- O: Peso de mecanismo de giro
- A: Peso de la pluma o estructura
- Q: Peso de la carga
- W: Fuerza del viento

Se determinan, para las distintas hipótesis de carga:

- F_a: Carga Axial
- M_k: Par de vuelco



Solicitaciones del rodamiento

Las distintas hipótesis de carga a considerar son, según el procedimiento de cálculo del catálogo de "HOESCH ROTHE ERDE":

Carga máxima de servicio incluyendo carga por movimiento

$$F_a = Q + A + O$$

$$M_k = Q * I_{Max} + A * a + W * r$$

Carga máxima de servicio más un 25% sin carga del viento

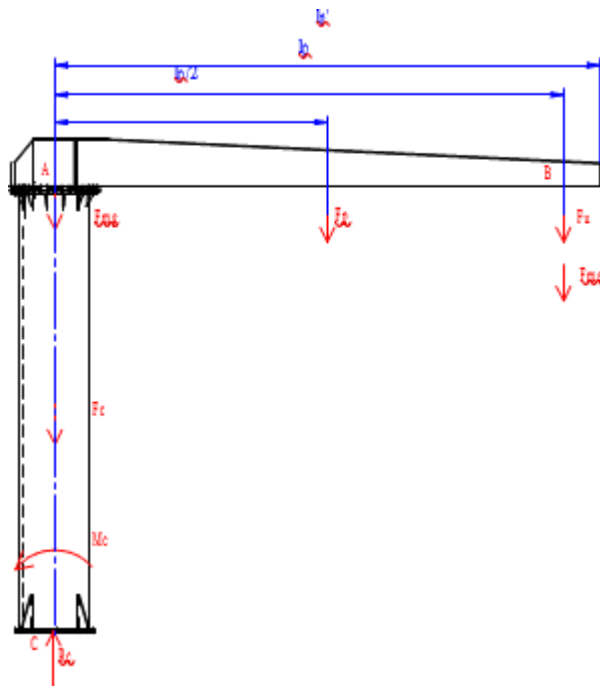
$$F_a = 1.25 * Q + A + O$$

$$M_k = 1.25 * Q * I_{Max} + A * a$$

Carga máxima de servicio sin carga del viento

$$F_a = Q + A + O$$

$$M_k = Q * I_{Max} + A * a$$



Estas fuerzas son:

$$F_p = 11760 \text{ N}$$

$$F_c = 24500 \text{ N}$$

$$F_u = 50000 \text{ N}$$

$$F_{mg} = 1960 \text{ N}$$

$$F_{me} = 4900 \text{ N}$$

Aplicando los coeficientes correspondientes al tipo de grúa Ver Anexo 1

$$\gamma_s = 1,06$$

Y el coeficiente dinámico Ver Anexo 1

$$C_d = 1,14$$

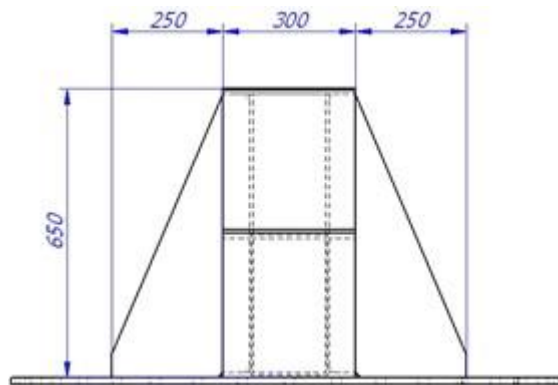
Hallaremos las solicitaciones según el ejemplo del catálogo:

$$Q = (F_u + F_{me}) * \gamma_s * C_d = 66341.16 \text{ N}$$

$$A = F_p * \gamma_s = 12456.60 \text{ N}$$

$$O = F_{mg} * \gamma_s = 2077.60 \text{ N}$$

$$W = A * q * C_f \text{ Sobre la pluma por detrás}$$



Perfil de la pluma

Tomando la idea inicial de cálculo:

$$A = 650 * 550 = 357500 \text{ mm}^2$$

$$C_f = 1.4$$

$$q = 25 \text{ N/m}^2$$

$$W = A * q * C_f = 125.12 \text{ N}$$

Distancias:

$$r = 0.650/2 = 0.325 \text{ m}$$

$$L_{\max} = 7 \text{ m}$$

$$L_{\min} = 1.5 \text{ m}$$

$$a = 3.5 \text{ m}$$

Los resultados se muestran en la siguiente tabla

Hipótesis de carga	Carga máxima con viento	Carga máxima +25% sin viento	Carga máxima sin viento
F_a (N)	80.884,36	97.469,65	80.884,36
M_k (Nm)	508.058,38	624.114,75	508.017,72

De la tabla se tiene la carga axial y el par de vuelco:

$$F_a = 97469.65 \text{ N}$$

$$M_k = 624114.75 \text{ N.m}$$

Factores de carga a utilizar en la grúa

Según la tabla del fabricante, el factor de seguridad estática que corresponde a este tipo de grúa es:

$$\text{Coeficiente de seguridad estática } f_{\text{stat}} = 1.25$$

$$\text{Coeficiente de vida útil } f_L = 1.15$$

$$\text{Vida útil} = 45000 \text{ giros}$$

Capacidad de carga estática del rodamiento

La capacidad estática del rodamiento se calcula tomando en cuenta el factor de seguridad estática, para la selección del rodamiento se debe utilizar el estado de carga máxima incluyendo un 25% de sobre carga sin viento para la evaluación estática:

$$F_a' = F_a * f_{\text{stat}} = 121387.06 \text{ N}$$

$$M_k' = M_k * f_{\text{stat}} = 780143.44 \text{ N}$$

Con estos datos se puede seleccionar el rodamiento comparándolos con la curva de límite elástico.

Vida de servicio

El factor f_L se usa para determinar la vida en servicio de 45000 giros bajo la carga máxima, para este cálculo se utilizan los valores de máxima carga sin viento:

$$F_a' = F_a * f_L = 93017.01 \text{ N}$$

$$M_k' = M_k * f_L = 584220.38 \text{ N}$$

Elección del rodamiento de giro

Emplearemos el manual de HOESCH ROTHE ERDE, entre las cuales destacamos los siguientes rodamientos a KD 600 y RD 800 ya que son los más usados en técnicas de elevación.

De los rodamientos mencionados se seleccionó aquel que cumple los requisitos de fuerza axial y momento de vuelco el rodamiento **062.25.1155.500.11.1503 de la serie KD 600.**

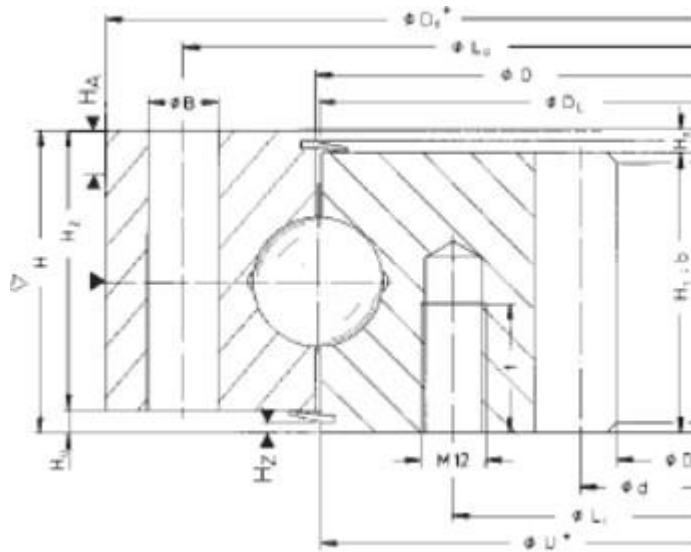
Ahora se analizará desde el punto de vista de la vida útil la cual se calcula de la siguiente manera:

$$f_L = \frac{F_{K0}}{F_K} = \frac{M_{f.Co}}{M_{f.C}}$$
$$f_L = \frac{F_{K0}}{F_K} = \frac{110KN}{93KN} = 1.2$$
$$f_L = \frac{M_{f.Co}}{M_{f.C}} = \frac{715KNm}{584KNm} = 1.2$$

Luego la vida útil será:

$$G = (f_L)^P * 30000 = 1.2^3 * 30000 = 51840 \text{ giros}$$

Como se aprecia la vida del rodamiento será superior al valor anterior, ya que el cálculo se realiza con las cargas máximas.



Sección del rodamiento (SERIE KD 600)

Diámetro círculo rodadura	D _L	062.25.1155.500.11.1503	[mm]
Peso		183	[kg]
Diámetro exterior	Da	1255	[mm]
Diámetro interior	Di	1010	[mm]
Altura total	H	80	[mm]
Diámetro círculo taladros exterior	La	1215	[mm]
Diámetro círculo taladros interior	Li	1094	[mm]
Cantidad taladros por círculo	n	36	*
Diámetro del taladro	B	22	[mm]
Medida del tornillo	M	20	[mm]
	t	40	[mm]
Cantidad de engrasadores	n1	6	
Diámetro	O	1154	[mm]
Diámetro	U	1156	[mm]
Altura del aro	H1	71	[mm]
Altura del aro	H2	54	[mm]
Separación abajo aros exterior/interior	Hu	26	[mm]
Separación arriba aros exterior/interior	Ho	9	[mm]
Diámetro primitivo	d	1030	[mm]
Módulo	m	10	[mm]
Cantidad de dientes	z	103	
Corrección perfil signo s/DIN 3960, Octubre 1976	x · m	-5	[mm]
Ajuste cabeza de diente	k · m	-	[mm]
Altura del diente	b	71	[mm]
Fuerza tangencial admisible normal		38,46	[kN]
Fuerza tangencial máxima		76,92	[kN]
Holguras 1	axial	≤ 0,30	[mm]
	radial	≤ 0,25	[mm]

Dimensiones principales de rodamiento

Pernos de fijación del rodamiento de giro

Debido a que, la unión de pernos ejerce una influencia considerable sobre la vida útil del rodamiento de grandes dimensiones, es necesario que los tornillos de fijación estén suficientemente dimensionados y cuidadosamente pretensados.

Se han de cumplir una serie de requisitos para poder utilizar los tornillos anteriores. Según el fabricante, los pernos tienen que estar distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladros. El rodamiento y las estructuras de apoyo tienen que ser de acero. El apoyo tiene que realizarse sobre superficies rectificadas o revestidas con resina solidificada. La longitud de apriete de los tornillos tiene que ser como mínimo de 5 veces el diámetro del tornillo. Esto es debido a que en el caso de longitudes de apriete pequeñas se han detectado efectos perjudiciales sobre la distribución de la carga. Por último, deberán quedar libres, como mínimo, seis hilos de rosca.

El par de apriete con llave dinamométrica se obtiene de la tabla 6 del catálogo de HOESCH ROTHE ERDE, donde se tiene un coeficiente de rozamiento promedio de $\mu_g \approx \mu_k = 0,14$.

	8.8	10.9	12.9
M20	387	558	648

Los tornillos M20 de calidad 10.9 tendrán que apretarse con un par de 600 Nm

SELECCIÓN DE MOTOR REDUCTOR DE GIRO:

Momento torsor sobre la corona

El par resistente que actúa sobre el motor – reductor está constituido primero por el par de resistencia más desfavorable que se originan por las inercias y rozamientos para iniciar el movimiento de rotación en el eje de giro. Y segundo por el momento torsor originado por el viento transversal a la pluma sobre la carga y la pluma.

Momento torsor originado por el viento

$$M_{t\text{ máx}} = 1706 * \frac{7.5}{2} + 1225.7 = 14972.25 \text{ Nm}$$

El par de rozamiento se calcula con la siguiente ecuación obtenida del catálogo del fabricante

$$M_r = \frac{\mu}{2} * (4.4 * M_k + F_a * D_L)$$

Con un $\mu = 0.006$ (para los rodamientos tipo KD 600)

$$M_r = \frac{0.006}{2} * (4.4 * 624114 \text{ Nm} + 97469 \text{ N} * 1.155 \text{ m}) = 8576 \text{ Nm}$$

Luego el momento torsor total a transmitir será de:

$$M_{\text{giro}} = M_t + M_r = 14972.25 + 8576 = 23548.25 \text{ Nm}$$

Elección del reductor

Los parámetros para la selección de un reductor son los siguientes:

1. Relación de reducción elevada
2. Tamaño del reductor lo más compacto y pequeño posible, ya que este se ubicará en la pluma
3. Momento de salida elevado

Cálculo de la relación de reducción

Se tiene que conseguir una velocidad de salida $n_3 = 0.6 \text{ min}^{-1}$, si se considera una velocidad de entrada de $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$, la relación de reducción será:

$$i_{13} = \frac{1400}{0.6} = 2333.33$$

Ya que los engranajes son de dentado recto la relación entre la corona y el piñón de ataque debe estar entre $1 < i_{23} \leq 10$.

El número de dientes de la corona es $z_3 = 103$, por el tipo de engranaje el número mínimo de dientes debe estar entre 20 y 21, se elige $z_2 = 20$ para tener una mayor relación de reducción.

Por tanto, la relación de transmisión entre piñón y la corona es:

$$i_{23} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{103}{20} = 5.15$$

Y la relación de transmisión del reductor será:

$$i_{12} = \frac{i_{13}}{i_{23}} = \frac{2333.33}{5.15} = 453.07$$

Momento del cálculo del reductor

Para la selección del reductor se ha de calcular el momento de cálculo M_c el cual tiene en cuenta el factor de marcha y tipo de servicio.

El factor de marcha lo define la siguiente fórmula:

$$\%ED = 100 * \frac{\sum \text{tiempo de marcha}}{\sum \text{tiempo de marcha} + \sum \text{tiempo de parada}}$$

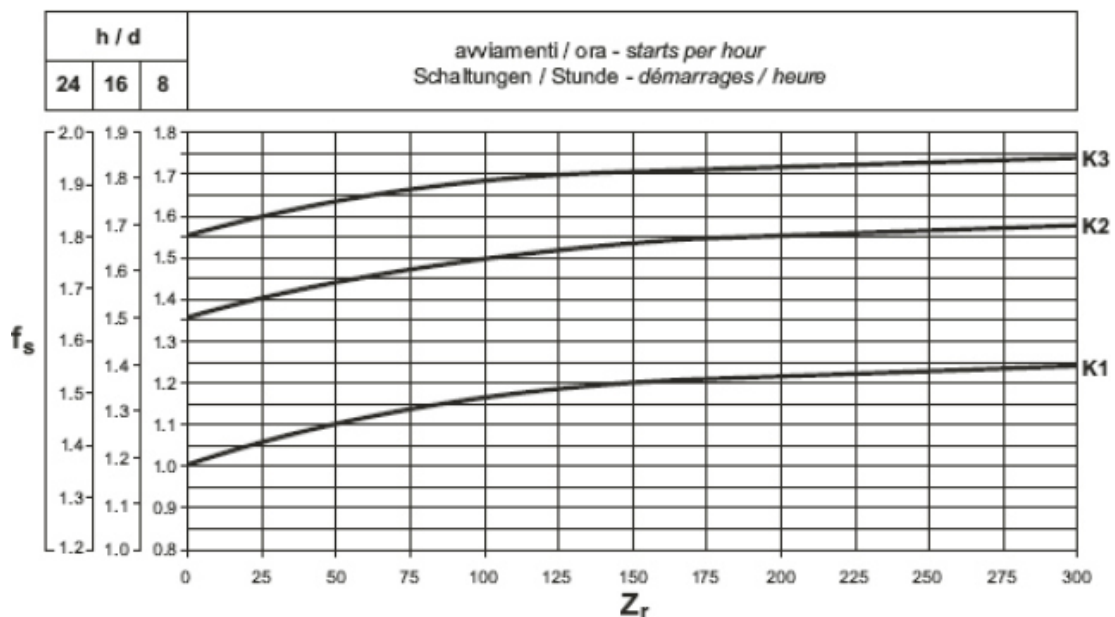
Para este caso se considera que el servicio de la grúa pertenece al tipo de almacén, taller, casa de máquinas, etc.

Tipo de grúa	Mecanismos	E.D. relativo S3%	Frecuencia conexión
Grúas de almacén	Elevación	25	150 c/h
Grúas de taller	Traslación carro	25	
Grúas de casas de máquinas	Traslación grúa	25 ó 40	
	Giro	25	

Tabla de clasificación según factor de marcha

El factor de servicio f_s :

Este factor depende de las horas al día que trabajara el motor y el número de arranques a la hora que se llevan a cabo, como se aprecia en la tabla anterior el número de conexiones por hora son $Z_r = 150 \text{ c/h}$



Factor de servicio vs arranque por hora

Para esta aplicación se asume que el aparato trabaja 8 horas al día, las curvas K están relacionadas con el tipo de servicio que se lleve a cabo: uniforme, medio o pesado, suponiendo un servicio uniforme la curva K₁ nos da un factor de servicio $f_s=1.2$

En el cálculo de la potencia del motor se han de tener en cuenta los rendimientos de las transmisiones intermedias. Las transmisiones de engranajes de dientes rectos de una etapa tienen un rendimiento de $n=0,98$, que es el caso de la transmisión entre la corona y el piñón. En el caso del reductor, estará formado por 4 etapas, su rendimiento es de $n=0,90$.

El par de salida en el reductor es:

$$M_{r2} = \frac{M_3}{i_{23} * n_{23}} = \frac{23548.5}{5.15 * 0.98} = 4665.84 \text{ Nm}$$

El par de cálculo tiene en cuenta el factor de servicio:

$$M_{c2} = f_s * M_{r2} = 1.2 * 4665.84 = 5599.15 \text{ Nm} = 5600 \text{ Nm}$$

El par nominal del reductor debe ser inferior al del cálculo:

$$M_{c2} \leq M_{n2}$$

El factor de duración, siendo la vida esperada de la grúa 6300 horas y $n_2=3$ aproximadamente, es:

$$F_{h2} = 6300 * 3 = 18900 \text{ horas}$$

Según el catálogo de los reductores, se ha seleccionado un reductor 305L4, con una reducción de $i=446$ y par nominal según:

$M_{n2}=5800 \text{ Nm}$ durante una vida estimada de $n_2 * h \leq 10000$ horas

$M_{n2}=5500 \text{ Nm}$ durante una vida estimada de $n_2 * h \leq 25000$ horas

Haciendo una interpolación de los datos

$M_{n2}=5600 \text{ Nm}$ durante una vida estimada de $n_2 * h \leq 20000$ horas

Por tanto, dicho reductor es válido para la aplicación

Reductor	i	n ₁ [min ⁻¹]	n ₂ [min ⁻¹]	Mn ₂ [Nm]	Pn ₁ [kW]	Rn ₁ [N]	Rn ₂ [N]
305 L4	446	1410	3,16	1350	0,45	1.600	15.000

Reductor Bonfigli 304L4

La velocidad de salida será:

$$n_3 = \frac{1410}{446 * 5.15} = 0.61 \text{ min}^{-1}$$

Elección del motor

Se utilizará un motor asíncrono de anillos rozantes ya que son los que mayor prestación tienen en las grúas, son baratos y compactos.

Cálculo de la potencia del motor:

La velocidad de salida del motor-reductor es:

$$n_2 = n_3 * i_{23} = 0.6 * 5.15 = 3.09 \text{ min}^{-1}$$

Potencia de entrada:

$$P_{mec} = P_{r1} = \frac{M_{r2} * n_2}{9550 * n_{12}} = \frac{4665.84 * 3.09}{9550 * 0.90} = 1.54 \text{ kW}$$

Los motor-reductores del catálogo se basan en el servicio continuo S1, como el servicio de nuestra ampliación es S3-25% la potencia nominal del motor-reductor según el fabricante se puede calcular como:

$$P_n = \frac{P_{r1}}{f_m}$$

El factor f_m se obtiene de la siguiente figura, con lo que el factor es f_m=1.25.

	SERVIZIO / DUTY / BETRIEB / SERVICE					
	S2			S3*		
	Durata del ciclo / Cycle duration [min] Zyklusdauer / Durée du cycle [min]			Rapporto di intermittenza / Cyclic duration factor (f) Relative Einschaltdauer / Rapport d'intermittenza (f)		
	10	30	60	25%	40%	60%
f _m	1.35	1.15	1.05	1.25	1.15	1.1

Figura de factor f_m

$$P_n \geq \frac{P_{r1}}{f_m} = \frac{1.54}{1.25} = 1.23 \text{ kW}$$


Pn kW		n min ⁻¹	Mn Nm	η %	cos φ	In A (400V)	Is In	Ms Mn	Ma Mn	Jm x 10 ⁻⁴ kgm ²	M B5 Kg	
0.06	BN 56A	4	1350	0.42	47	0.62	0.30	2.6	2.3	2.0	1.5	3.1
0.09	BN 56B	4	1350	0.64	52	0.62	0.40	2.6	2.5	2.4	1.5	3.1
0.12	BN 63A	4	1310	0.88	51	0.68	0.50	2.6	1.9	1.8	2.0	3.5
0.18	BN 63B	4	1320	1.30	53	0.68	0.72	2.6	2.2	2.0	2.3	3.9
0.25	BN 63C	4	1320	1.81	60	0.69	0.87	2.7	2.1	1.9	3.3	5.1
0.25	BN 71A	4	1375	1.74	62	0.77	0.76	3.3	1.9	1.7	5.8	5.1
0.37	BN 71B	4	1370	2.6	65	0.77	1.07	3.7	2.0	1.9	6.9	5.9
0.55	BN 71C	4	1380	3.8	69	0.74	1.55	4.1	2.3	2.3	9.1	7.3
0.55	BN 80A	4	1390	3.8	72	0.77	1.43	4.1	2.3	2.0	15	8.2
0.75	BN 80B	4	1400	5.1	75	0.78	1.85	4.9	2.7	2.5	20	9.9
1.1	BN 80C	4	1400	7.5	75	0.79	2.68	5.1	2.8	2.5	25	11.3
1.1	BN 90S	4	1400	7.5	73	0.77	2.82	4.6	2.6	2.2	21	12.2
1.5	BN 90LA	4	1410	10.2	77	0.77	3.7	5.3	2.8	2.4	28	13.6
1.85	BN 90LB	4	1400	12.6	77	0.78	4.4	5.2	2.8	2.6	30	15.1
2.2	BN 100LA	4	1410	14.9	78	0.76	5.4	4.5	2.2	2.0	40	18.3
3	BN 100LB	4	1410	20	80	0.78	6.9	5	2.3	2.2	54	22
4	BN 112M	4	1420	27	83	0.78	8.9	5.6	2.7	2.5	98	30
5.5	BN 132S	4	1440	36	84	0.80	11.8	5.5	2.3	2.2	213	44
7.5	BN 132MA	4	1440	50	85	0.81	15.7	5.7	2.5	2.4	270	53
9.2	BN 132MB	4	1440	61	86	0.81	19.1	5.9	2.7	2.5	319	59
11	BN 160MR	4	1440	73	87	0.82	22.3	5.9	2.7	2.5	360	70
15	BN 160L	4	1460	98	89	0.82	29.7	5.9	2.3	2.1	650	99
18.5	BN 180M	4	1460	121	89	0.81	37.0	6.2	2.6	2.5	790	115
22	BN 180L	4	1465	143	89	0.82	45	6.5	2.5	2.5	1250	135
30	BN 200L	4	1465	196	90	0.83	58	7.1	2.7	2.8	1650	157

Tabla de característica de los motores

El motor a escoger sería el BN 90 LA de 4 polos con $P_{n1}=1.5$ kW a 1410 min⁻¹ y $M_{max}/M_n=2.4$

Comprobación de la potencia:

$$P_{mec} \leq \frac{M_{MAX} P_{n1}}{M_n} = 2.4 * \frac{1.5}{1.8} = 2kW > 1.23 kW \dots CUMPLE !!!!$$

El factor de seguridad:

$$S = \frac{P_{n1}}{P_{mec}} = \frac{1.5}{1.23} = 1.21 > f_s = 1.2 \dots CUMPLE !!!!$$

Selección del piñón de giro

La geometría del piñón nos viene determinada por las características de la corona de rodamiento de giro. Está fabricada con un ángulo de generación $\alpha_0=20^\circ$ y modulo $m_0=10$. La relación de transmisión es $i=5.15$ con $z_1=21$ y $z_2=103$.

Para engranajes de mecánica general y suma de dientes $\Sigma z=123$, la figura recomienda una suma de desplazamientos entre $\Sigma x=0\pm 0.6$. para este se opta por el valor 0.5, como el desplazamiento de la corona es $x_2=-0.5$, el desplazamiento del piñón es $x_1=0$.

Las fórmulas para el cálculo de engranajes "RIBA ROMEVA, C. *Mecanismes i maquines II Transmissions d'engranatges*, Edicions UPC, Barcelona 1999b."

Formulari d'engranatges cilíndrics rectes

Paràmetres	Pinyó	Roda
De generació Relació de transmissió Mòdul normalitzat Angle de pressió	$i = z_2/z_1 = d_{a2}/d_{a1} = d_2'/d_1' = d_2/d_1$ m_0 α_0 (perfil de referència)	
Nombre de dents Diàmetre de generació Desplaçament	z_1 (nombre enter en rodes completes) $d_1 = z_1 m_0$ $x_1 m_0$ (limitacions segons Figura 7.4)	z_2 (enter en rodes completes) $d_2 = z_2 m_0$ $x_2 m_0$ (limitacions segons Figura 7.4)
De definició Diàmetre de base Pas de base Gruix de base Diàmetre de cap Diàmetre de peu Diàmetre límit d'evolvent	$d_{b1} = z_1 m_0 \cos \alpha_0$ $p_b = \pi m_0 \cos \alpha_0$ $s_{b1} = (1/2\pi + 2x_1 \tan \alpha_0 + z_1 \operatorname{inv} \alpha_0) m_0 \cos \alpha_0$ $d_{a1} \leq d_1 + 2h_{a1} + 2x_1 m_0 = (z_1 + 2(1+x_1)) m_0$ $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} + 2x_1 m_0 = (z_1 - 2(1.25-x_1)) m_0$ $d_{a1,2} = (1 + (\tan \alpha_0 - 4(1-x_1)/(z_1 \sin 2\alpha_0)^2)^{1/2}) z_1 m_0 \cos \alpha_0$	$d_{b2} = z_2 m_0 \cos \alpha_0$ $p_b = \pi m_0 \cos \alpha_0$ $s_{b2} = (1/2\pi + 2x_2 \tan \alpha_0 + z_2 \operatorname{inv} \alpha_0) m_0 \cos \alpha_0$ $d_{a2} \leq d_2 + 2h_{a2} + 2x_2 m_0 = (z_2 + 2(1+x_2)) m_0$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} + 2x_2 m_0 = (z_2 - 2(1.25-x_2)) m_0$ $d_{a1,2} = (1 + (\tan \alpha_0 - 4(1-x_2)/(z_2 \sin 2\alpha_0)^2)^{1/2}) z_2 m_0 \cos \alpha_0$
De funcionament Angle de funcionament Distància funcionament Recobriments frontal	$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha_0 + 2(x_1 + x_2) \tan \alpha_0 / (z_1 + z_2)$ $a' = 1/2(z_1 + z_2) m_0 \cos \alpha_0 / \cos \alpha'$ $\epsilon_a = (z_1((d_{a1}/d_{b1})^2 - 1)^{1/2} - \tan \alpha') + z_2((d_{a2}/d_{b2})^2 - 1)^{1/2} - \tan \alpha') / (2\pi)$	
Diàmetre funcionament Diàmetre actiu de peu Joc de peu	$d_1' = a' / (1+i) = z_1 m_0 \cos \alpha_0 / \cos \alpha'$ $d_{a1}' = (1 + ((1+i) \tan \alpha' - i((d_{a2}/d_{b2})^2 - 1)^{1/2}))^{1/2} z_1 m_0 \cos \alpha_0$ $c_1 = a' - (d_{a1}' - d_{f1}) / 2 \geq 0.25 m_0$	$d_2' = a' i / (1+i) = z_2 m_0 \cos \alpha_0 / \cos \alpha'$ $d_{a2}' = (1 + ((1+i) \tan \alpha' - (1/i)((d_{a1}/d_{b1})^2 - 1)^{1/2}))^{1/2} z_2 m_0 \cos \alpha_0$ $c_2 = a' - (d_{a2}' - d_{f2}) \geq 0.25 m_0$

Tabla formularia de engranajes, Fuente: Riba, 1999b, página 78

En la siguiente tabla se muestran los resultados de las anteriores formulas, la cual expresan los parámetros geométricos y de funcionamiento de la transmisión.

			Piñón	Corona
Parámetros de generación				
Número de dientes	z	-	20	-103
Desplazamiento	x	-	0	0,5
Diámetro de generación	d	mm	200	-1030
Parámetros intrínsecos				
Diámetro de base	d_b	mm	187,939	-967,883
Paso de base	p_b	mm	29,521	29,521
Grueso de base	s_b	mm	15,708	19,348
Diámetro de cabeza	d_a	mm	220,000	-1000,000
Diámetro de pie	d_f	mm	175,000	-1045,000
Diámetro límite de envolvente	d_{inv}	mm	211,559	-1130,004
Parámetros de funcionamiento				
Angulo de funcionamiento	α'	$^\circ$		17,868
Distancia entre centros	a'	mm		-409,736
Coefficiente de recubrimiento	-	-		1,903
Diámetros de funcionamiento	d'	mm	197,463	-1016,935
Diámetros activos de pie	d_A	mm	313,713	-974,617
Juego de fondo	c	mm	2,764	2,764

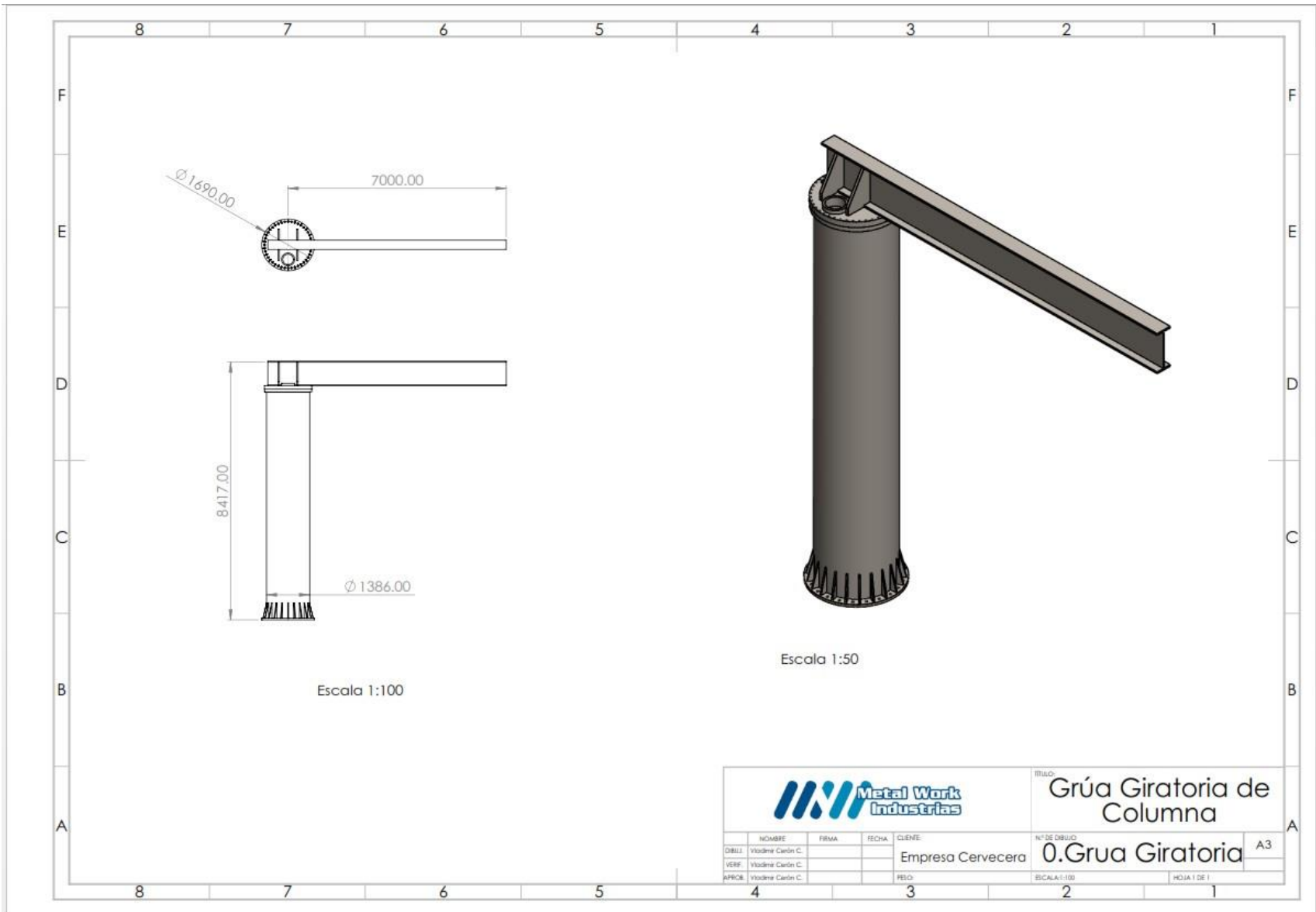
Característica de los engranajes, Fuente: Propia

ETAPA 4 DOCUMENTACIÓN DEL PROYECTO

Es la etapa final del proyecto la cual identifican todas las partes de la grúa, indica el listado de equipos y componentes

Índice de planos

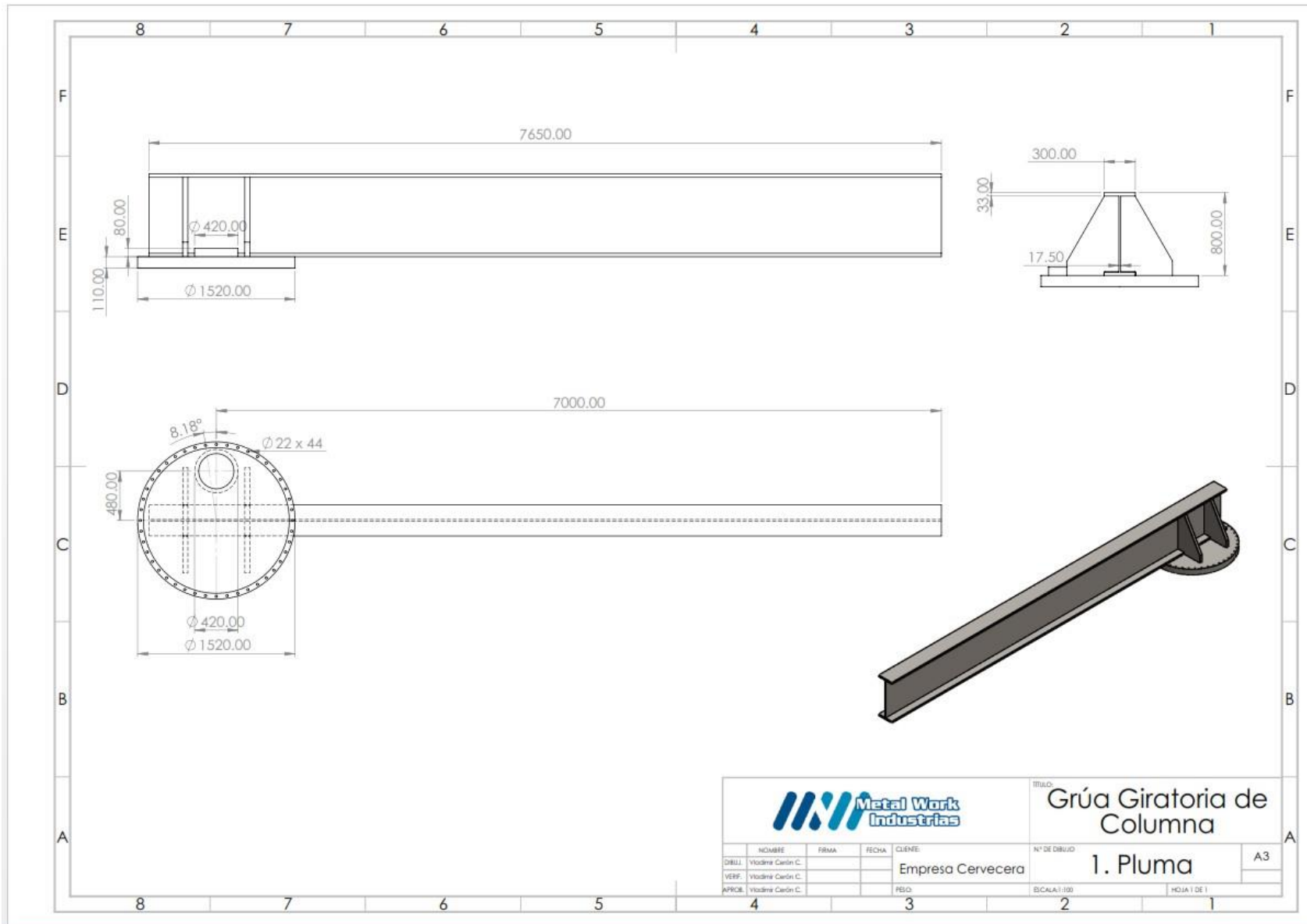
0. Plano de conjunto.....	53
1. Pluma.....	54
1.1 Pluma detalles de soldadura	55
2. Columna	56
2.1 Columna detalles de soldadura.....	57
3. Plano de piezas.....	58



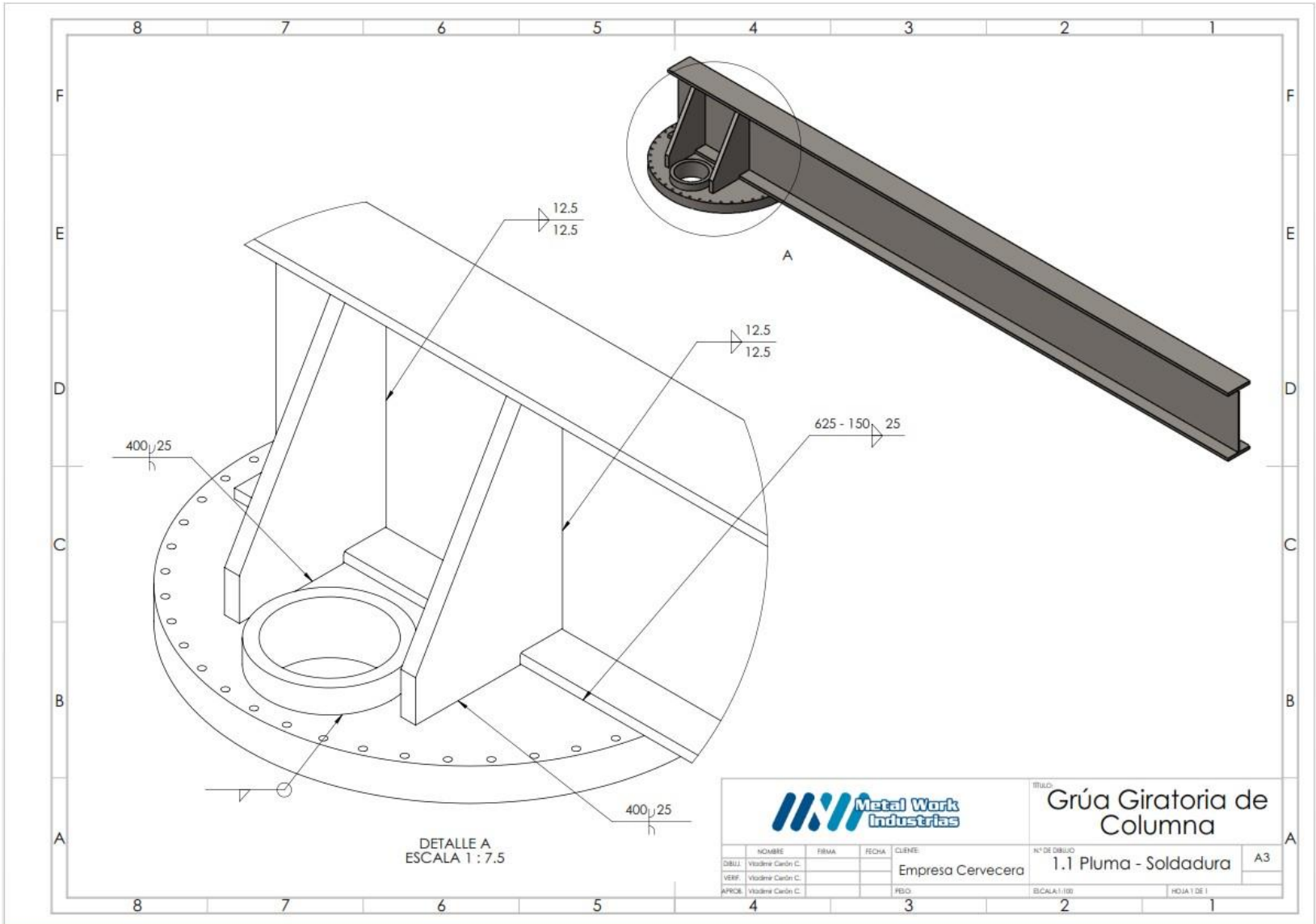
Escala 1:100

Escala 1:50

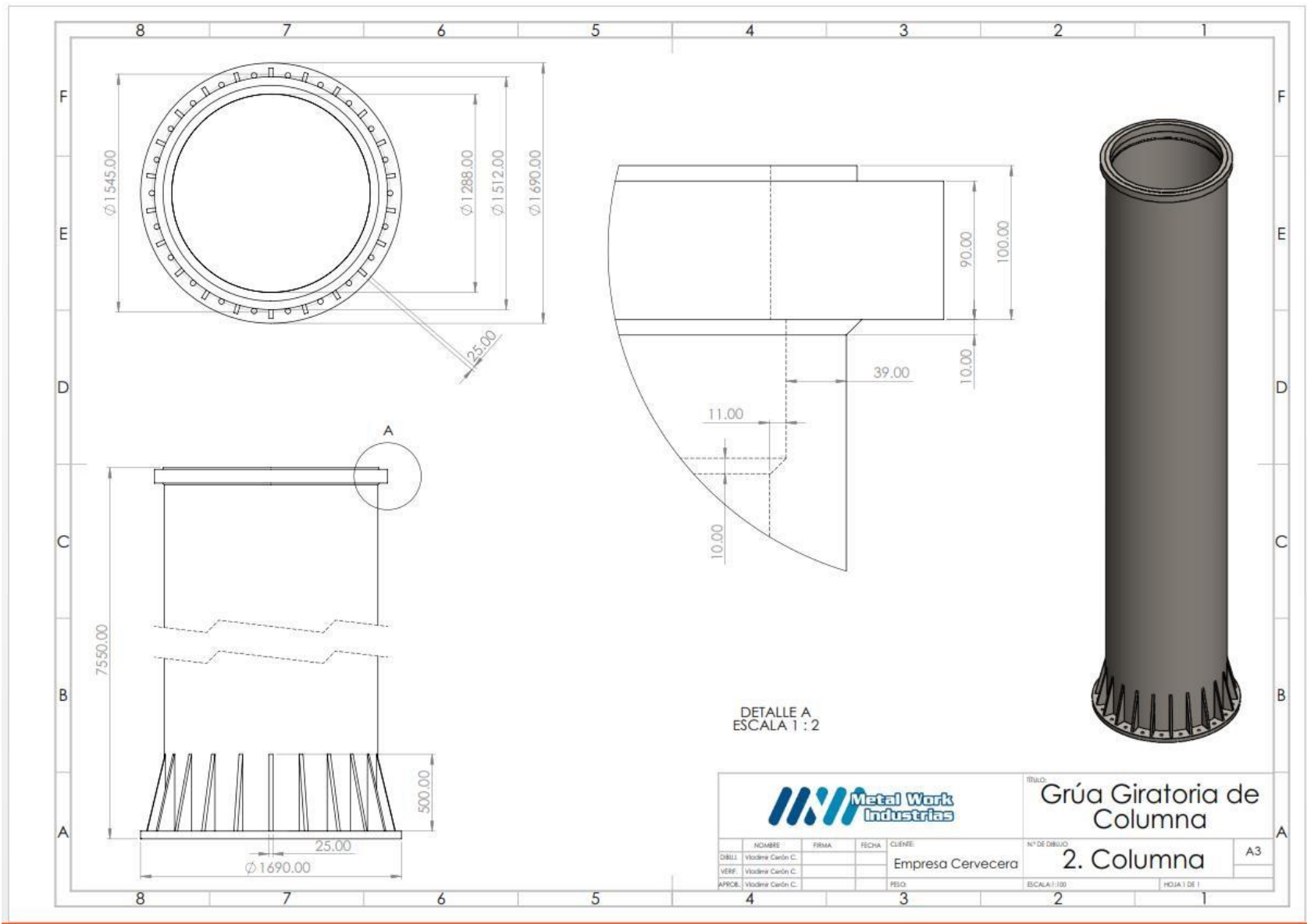
			TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
NOMBRE: Vladimír Carón C. FIRMA: _____ FECHA: _____ VERB: Vladimír Carón C. APROB: Vladimír Carón C.	CLIENTE: Empresa Cervecera	N° DE DIBUJO: 0.Grúa Giratoria	A3	
ESCALA: 1:100		HOJA 1 DE 1		



				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 1. Pluma	
NOMBRE: Vladimír Čerňák	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervecera	ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1
DIBUJÓ: Vladimír Čerňák	VERIFICÓ: Vladimír Čerňák	APROBÓ: Vladimír Čerňák	FBO:	4	3

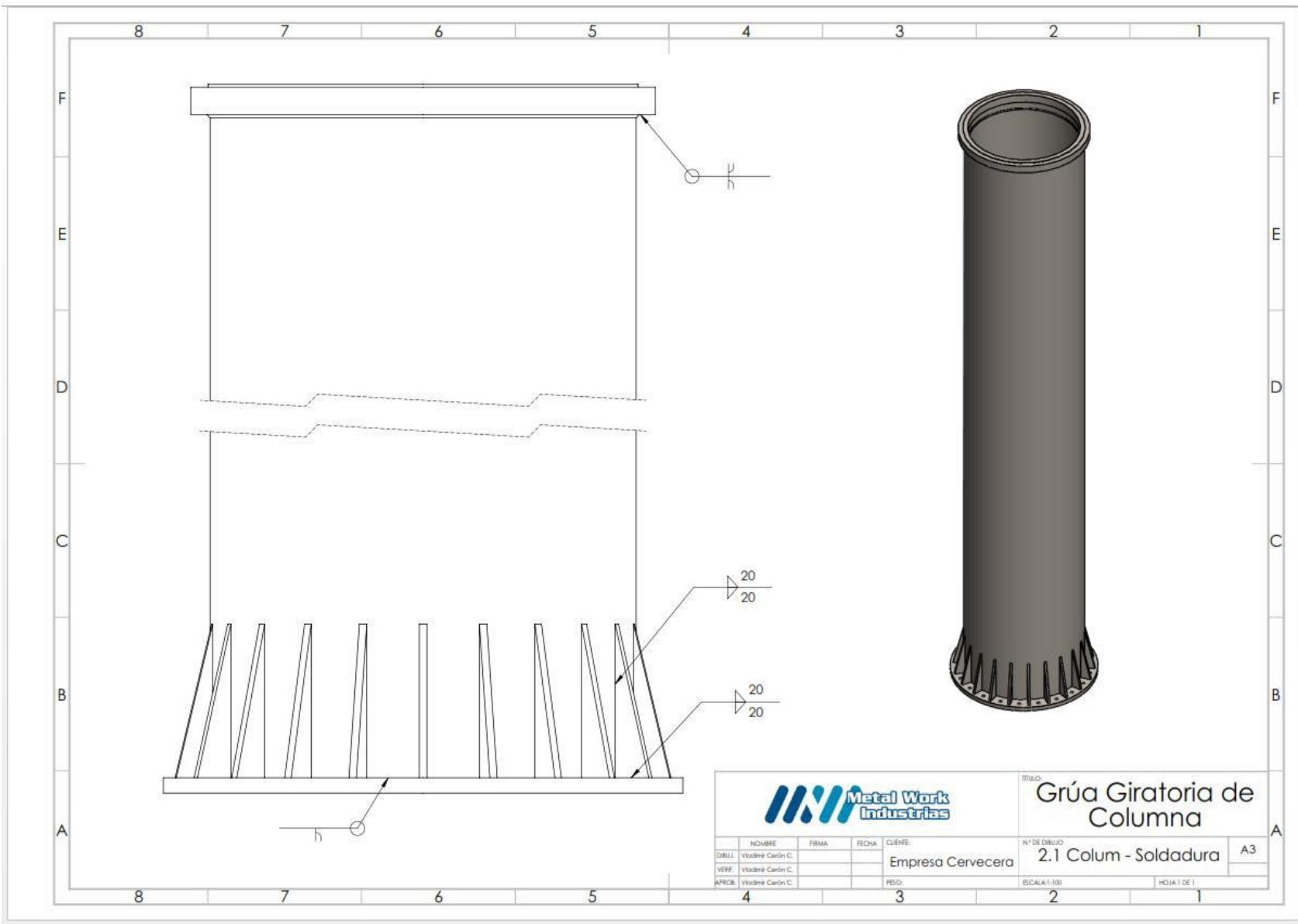


				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
NOMBRE: Vladoire Carón C.			PRIMA:		Nº DE DIBUJO: 1.1 Pluma - Soldadura
FECHA:			CLIENTE: Empresa Cervecera		
VERIF: Vladoire Carón C.			P.D.O.:		
APROB: Vladoire Carón C.			ESCALA: 1:100		
					HOJA 1 DE 1

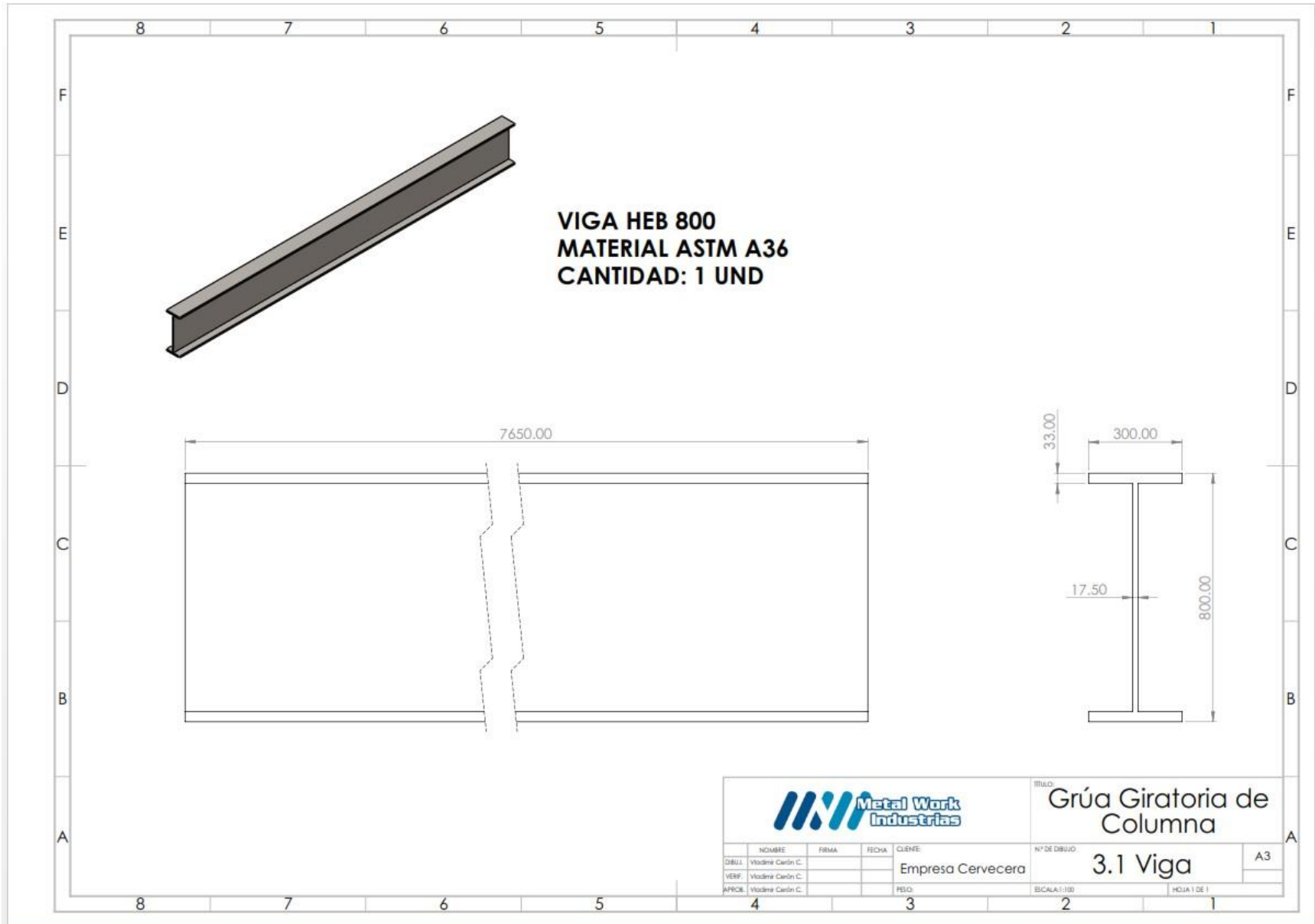


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna																
				Nº DE DIBUJO: 2. Columna																
<table border="1"> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> <th>CLIENTE</th> </tr> <tr> <td>DBLU: Vladimir Carón C.</td> <td></td> <td></td> <td>Empresa Cervecería</td> </tr> <tr> <td>VERF: Vladimir Carón C.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB: Vladimir Carón C.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>	NOMBRE	FIRMA	FECHA	CLIENTE	DBLU: Vladimir Carón C.			Empresa Cervecería	VERF: Vladimir Carón C.				APROB: Vladimir Carón C.				ESCALA: 1:100		HOJA: 1 DE 1	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	CLIENTE																	
DBLU: Vladimir Carón C.			Empresa Cervecería																	
VERF: Vladimir Carón C.																				
APROB: Vladimir Carón C.																				

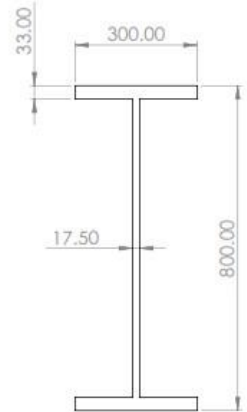


				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 2.1 Colum - Soldadura	A3
DIBUJ: Vlodimir Carón C.	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervecera	ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1
VERIF: Vlodimir Carón C.	APROB: Vlodimir Carón C.	PBD:	3	2	1

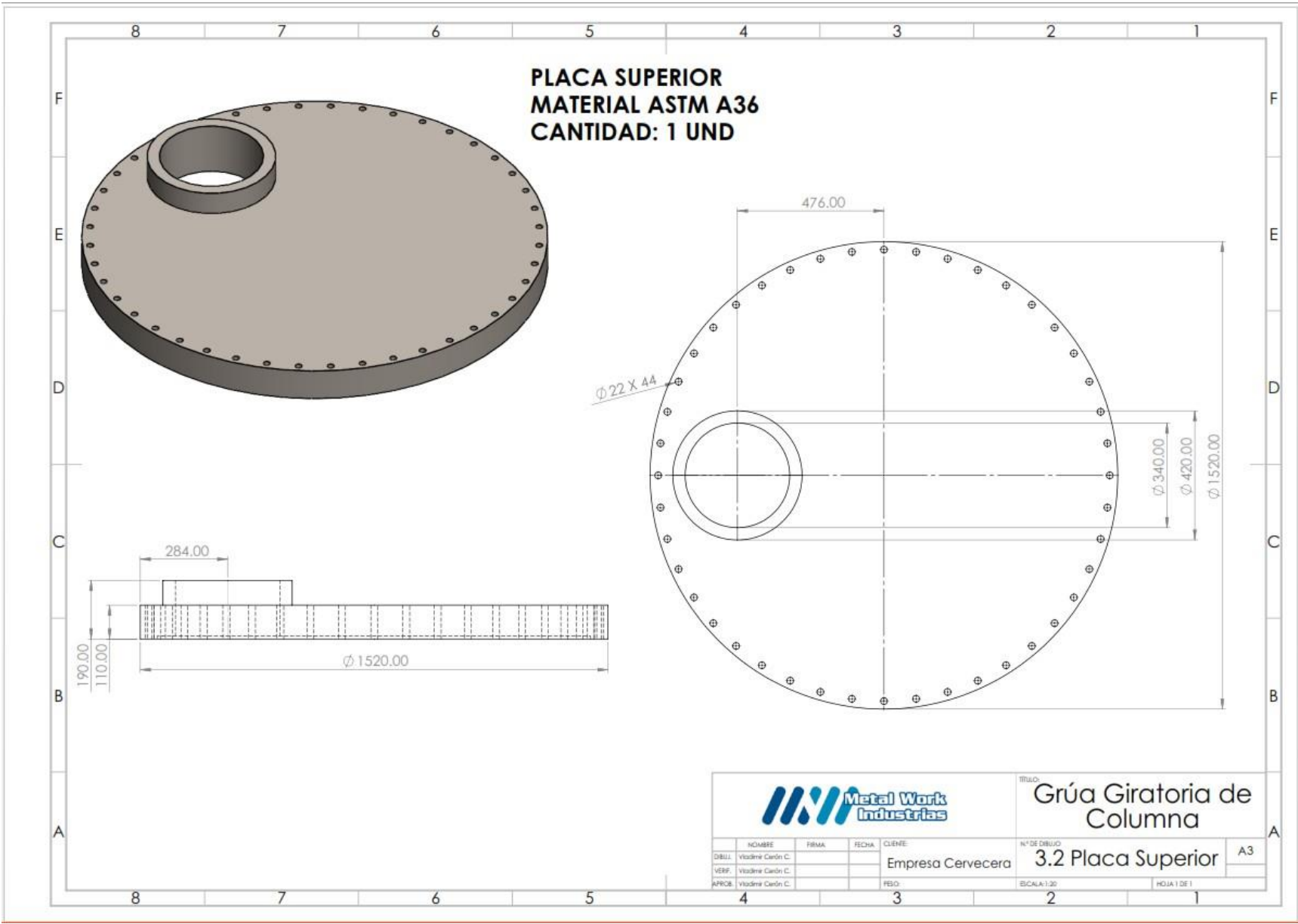


VIGA HEB 800
MATERIAL ASTM A36
CANTIDAD: 1 UND

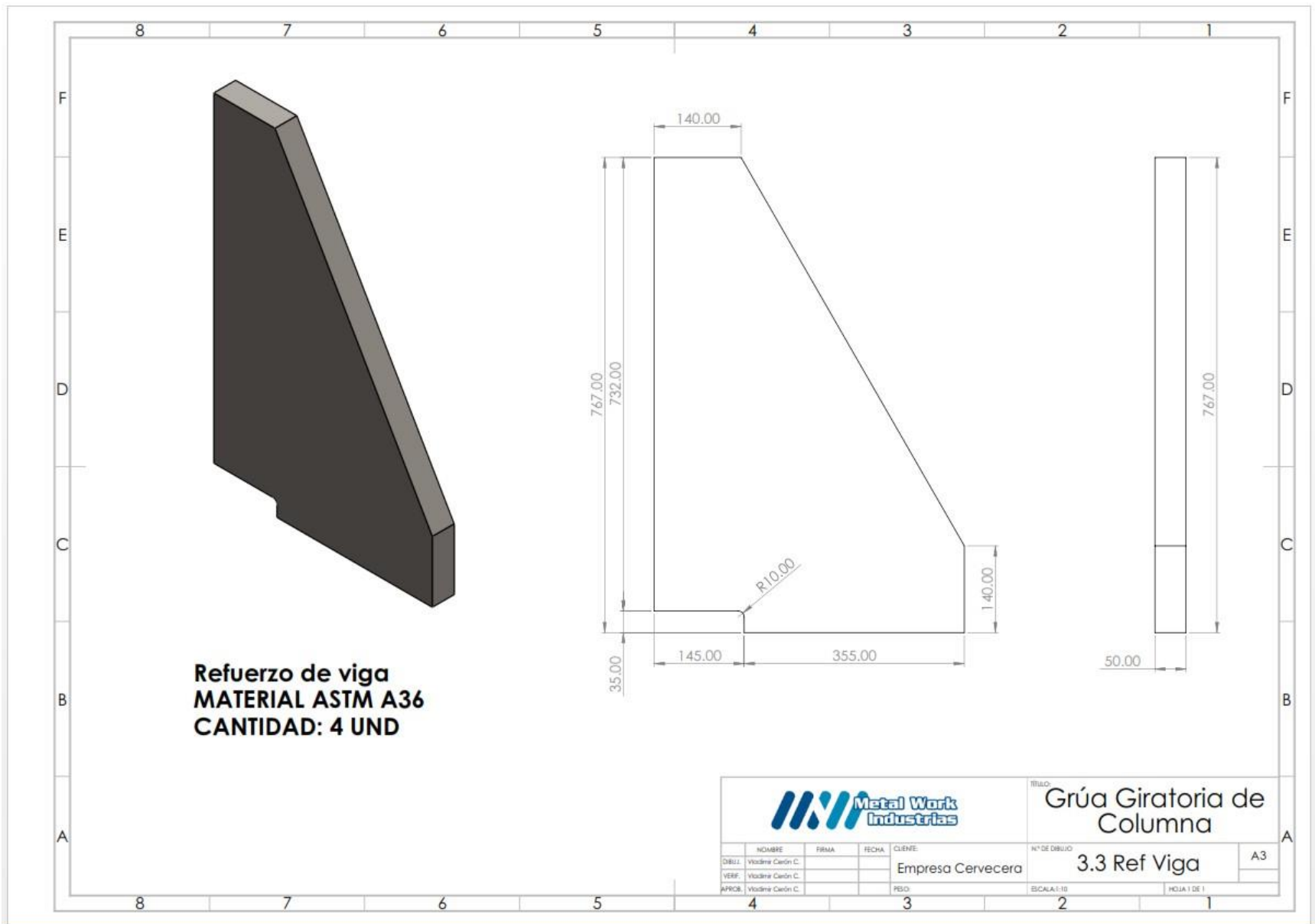
7650.00



				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 3.1 Viga	A3
NOMBRE: Vladimir Carón C.	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervecera	ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1
DIBUJ.: Vladimir Carón C.	VERIF.: Vladimir Carón C.	APROB.: Vladimir Carón C.	PISO:		

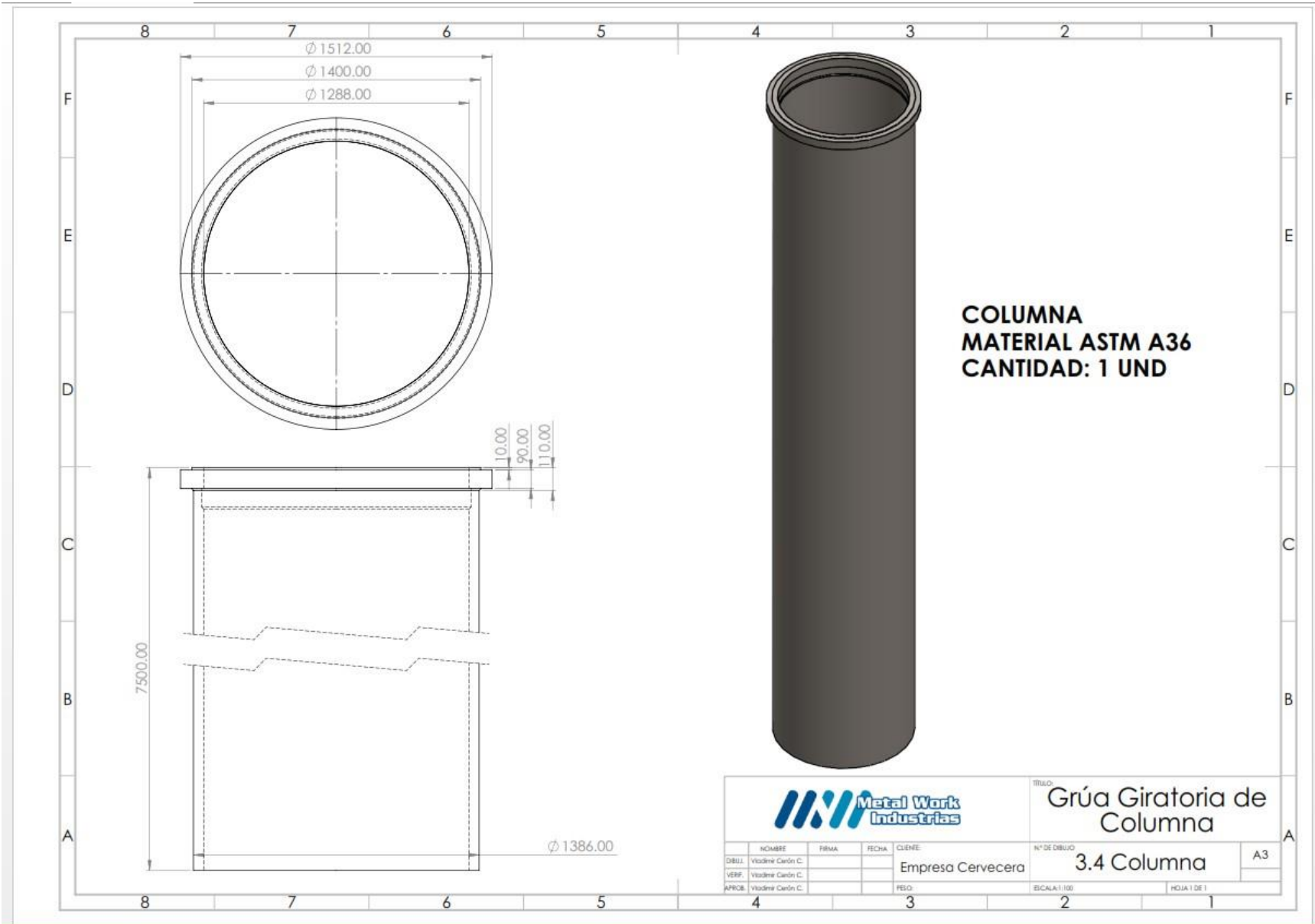


				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 3.2 Placa Superior	
DIBUJ:	VERIF:	APROB:	CLIENTE:	EMPRESA: Empresa Cervecera	
NOMBRE: Vladimír Čerín C. FIRMA: FECHA: CLIENTE: EMPRESA:			N° DE DIBUJO: 3.2 Placa Superior ESCALA: 1:20 HOJA 1 DE 1		



**Refuerzo de viga
MATERIAL ASTM A36
CANTIDAD: 4 UND**

				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 3.3 Ref Viga	
DIBUJ.: Vladimír Čerňán C.	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervcera	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
VERIF.: Vladimír Čerňán C.	APROB.: Vladimír Čerňán C.	PISO:	TÍTULO:	N° DE DIBUJO:	A3

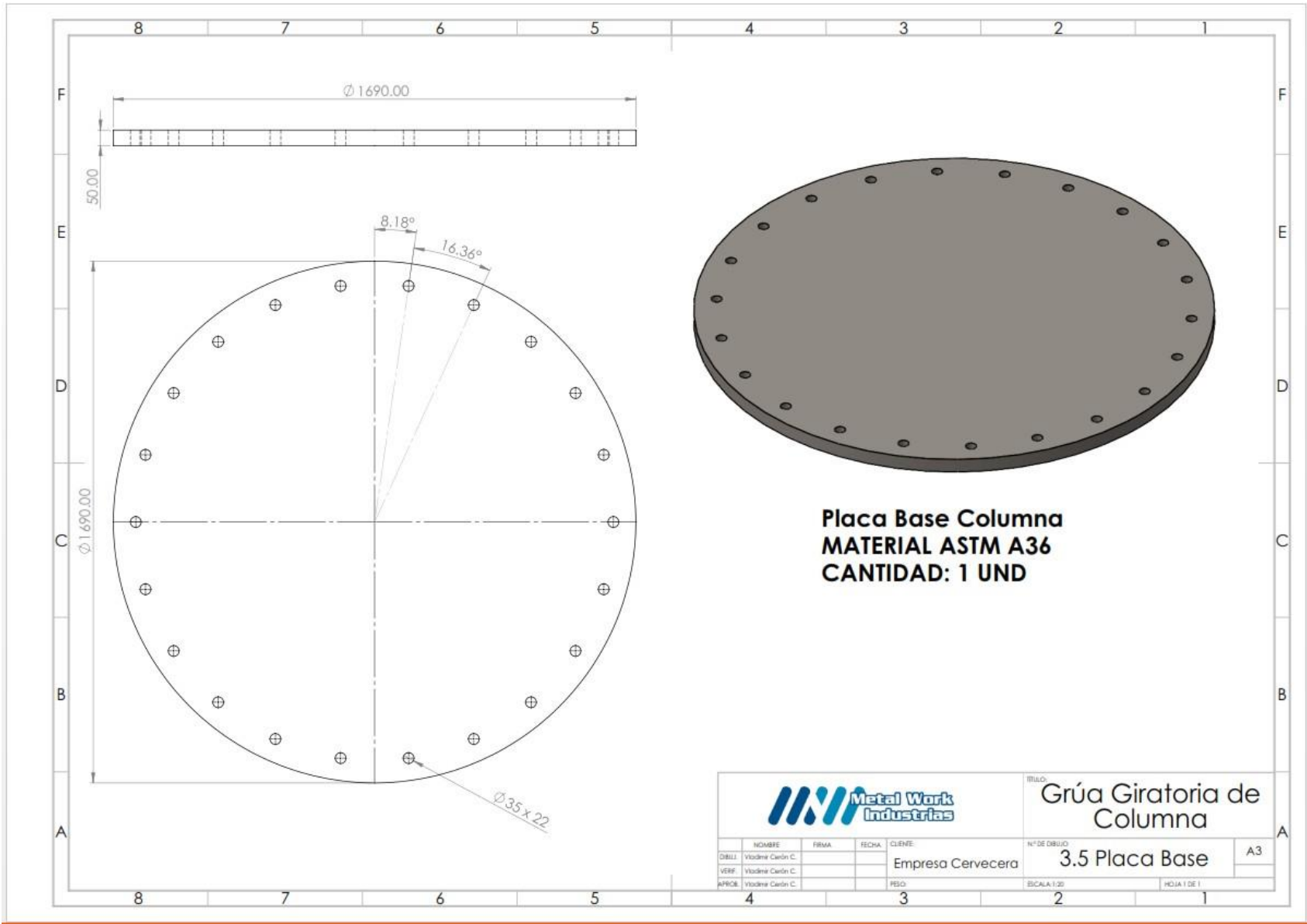


**COLUMNA
MATERIAL ASTM A36
CANTIDAD: 1 UND**



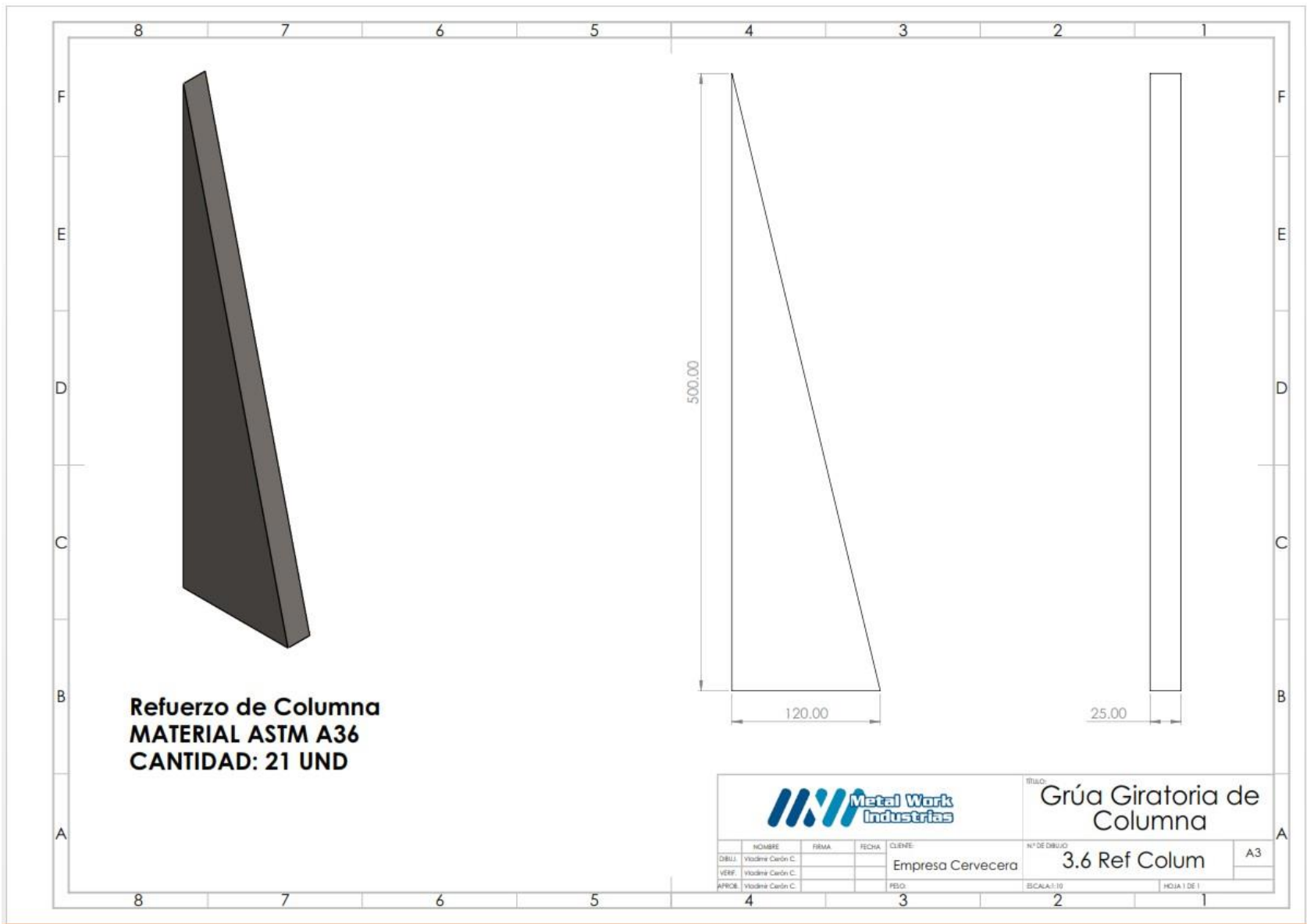
TÍTULO: **Grúa Giratoria de Columna**

NOMBRE	FIRMA	FECHA	CLIENTE	Nº DE DIBUJO	A3
DIBUJ: Vladimir Cejón C.			Empresa Cervecera	3.4 Columna	
VERIF: Vladimir Cejón C.					
APROB: Vladimir Cejón C.					
			ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1	



Placa Base Columna
MATERIAL ASTM A36
CANTIDAD: 1 UND

			TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna		
NOMBRE: Vladimír Čerňák DISEÑO: Vladimír Čerňák VERIFICACIÓN: Vladimír Čerňák APROBACIÓN: Vladimír Čerňák	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervecera	N° DE DIBUJO: 3.5 Placa Base	A3
ESCALA: 1:20			HOJA 1 DE 1		



Refuerzo de Columna
MATERIAL ASTM A36
CANTIDAD: 21 UND

				TÍTULO: Grúa Giratoria de Columna	
				N° DE DIBUJO: 3.6 Ref Colum	A3
DBLU: Yladine Carón C.	FIRMA:	FECHA:	CLIENTE: Empresa Cervecera	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1
VERF: Yladine Carón C.	APROB: Yladine Carón C.	PESO:	N° DE DIBUJO:	ESCALA:	HOJA:

3.2 Evaluación técnica – económica

Para el siguiente proyecto la evaluación técnica - económica considera los valores de horas hombre proyectadas en el desarrollo de los procesos, estas horas están reflejadas en el siguiente cuadro:

Detalle de cargas en la estructura			
Descripción	Cantidad Horas	Costo Directo	Sub Total
HH análisis previo	48	30	1440
HH para diseño inicial	48	30	1440
HH para modelamiento	48	35	1680
HH para selección de equipos	16	25	400
HH para desarrollo de planos	144	15	2160
HH para elaboración de informe	48	50	2400
		TOTAL	9520

Fuente: Elaboración propia

Basado en la experiencia adquirida durante los años de trabajo y los conocimientos adquiridos en la universidad se puede simplificar este costo con un valor constante que oscila entre los 0.15 a 0.55 centavos de dólar por kilogramo de estructura estimado dependiendo la dificultad de la estructura a diseñar.

Para nuestro caso puntual se estimó un peso global de 25 toneladas y dado los componentes de giro y la selección de equipos se estableció un precio medio de 0.40 centavos de dólar.

$$\text{Costo Ingenieria} = \text{Constante de trabajo} * \text{Peso estimado}$$

$$\text{Costo Ingenieria} = 0.40 * 25000$$

$$\text{Costo Ingenieria} = 10000$$

Se tiene un valor de desarrollo de ingeniería de 10000 dólares americanos los cuales comparados con lo proyectado generan una ganancia estimada de 500 dólares.

A continuación, se muestra la tabla resumen de los costos proyectados para ejecución del proyecto Grúa giratoria de columna.

Tabla de costos Grúa Giratoria de Columna		
Costos por elaboración de ingeniería	USD	10000
Costo del polipasto Demag	USD	7500
Costo del motor - reductor	USD	3500
Costo por fabricación de elementos	USD	27500
COSTO TOTAL DE PRODUCCIÓN	USD	48500

Fuente: Elaboración propia

3.3 Análisis de resultados

Tomando en cuenta la información indicada en el punto 3.2 se detalla que los costos por desarrollo de ingeniería para el proyecto Grúa Giratoria de Columna están dentro de los estimados por el cliente, agregando los costos de los elementos periféricos y la fabricación en taller denotan un ahorro para el cliente del 25% con respecto a los costos de casas de fabricación de grúas, dicha propuesta de se podrá implementar en todas sus plantas que requieran equipos con las mismas prestaciones lo cual les garantizará mayor ahorro a largo plazo.

IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Discusión

- ✓ Las grúas giratorias de columna son una excelente opción para realizar los trabajos de izaje y traslado de equipos tanto en talleres o almacenes bajo techo como en estructuras exteriores, pero por su bajo conocimiento en diseño se opta por comprar los equipos en las casas especializadas llegando a pagar valores muy altos.
- ✓ Los diseños actuales que comercializan las casas especializadas tienen la problemática inicial que no pueden brindar soporte inmediato a los problemas cuando el cliente se encuentra fuera de los países de comercialización directa, al presentar alguna falla la grúa importada quedara inoperativa hasta esperar la evaluación de la casa especializada, lo cual se refleja en tiempos muertos y posibles pérdidas para la empresa.
- ✓ Realizando la comparación entre el método clásico de cálculo empleado en las tesis nacionales y el método empleado en las tesis internacionales usando software especializados para obtener con mayor velocidad las solicitaciones, se observa que el uso de software genera una mayor ventaja en los tiempos de diseño y selección.

4.2 Conclusiones

- ✓ Al cierre de este informe se logró diseñar una grúa giratoria de columna que cumple con la normativa internacional y puede desplazar una carga máxima solicitada de 5 Ton.
- ✓ De los cálculos y simulaciones con software especializado se logró obtener perfiles adecuados para la fabricación de la viga principal de la grúa el cual fue un perfil HEB 800 el cual fue reemplazado por un perfil equivalente W 37 x 173 para cubrir las necesidades de tipo de material.
- ✓ De los cálculos y simulaciones con software especializado se logró obtener un perfil adecuado para la fabricación de la columna principal de la grúa el cual fue un perfil tubular de diámetro 1450 mm de diámetro y espesor de 50 mm.
- ✓ Se seleccionaron todos los componentes de giro necesarios requeridos para el funcionamiento de la grúa como lo son el Polipasto, Rodamiento de Gran Diámetro, Motor-Reductor y Piñón de ataque.

V. RECOMENDACIONES

- 5.1. Se recomienda optar por diseños nacionales que cumplan los estándares empleados por las casas especializadas, siempre avalados por cálculos y simulaciones que apoyen a las solicitudes necesarias.
- 5.2. Se recomienda seguir investigando nuevos softwares de diseño especializado para mejorar el desarrollo de ingeniería y fabricación en el país de elementos de izaje y traslado, así como de las distintas especialidades.
- 5.3. Si se toman de referencia las diversas normas internacionales es posible obtener fabricaciones que cumplan los estándares de las casas de ingeniería.
- 5.4. Se recomienda el uso de software especializado en diseño para disminuir los tiempos de cálculo y obtener respuestas más rápidas a las solicitudes en este caso particular se usó bastante el software Solidworks, pero en el mercado de programas de diseño la gama es alta resaltando entre ellos:
 - ✓ Inventor de AutoDesk
 - ✓ Tekla Structure de Trimble
 - ✓ SAP 2000 de CSI
 - ✓ Idea Statica de Trimble
 - ✓ ETABS
 - ✓ Ansys
 - ✓ Entre otros.

VI. BIBLIOGRAFÍA

Se detallan los libros empleados para el desarrollo del siguiente proyecto

- ✓ Emilio Larrodé (1996). Grúas
- ✓ Jack C. McCormac – Stephen F. Csernak (5ta edición). Diseño de estructuras de acero
- ✓ Gere, J. M., Timoshenko, S., & Bueda, G. (2002). Resistencia de materiales: Timoshenko Paraninfo.
- ✓ RIBA ROMEVA, C. *Mecanismes i maquines II Transmissions d'engranatges*, Edicions UPC, Barcelona 1999b.
- ✓ Sriramulu Vinnakota – Estructuras de Acero; Comportamiento y Método LRFD

Las páginas web consultadas para el desarrollo del proyecto

- ✓ ABUS. Fabricante de grúas y polipastos
<https://www.abusgruas.es/>
- ✓ GH Cranes & Components. Fabricante de grúas y equipos para grúas.
<https://www.ghcranes.com/es/>
- ✓ Liebherr. Fabricante de maquinaria especializada y de construcción.
<https://www.liebherr.com/es/esp/inicio/p%C3%A1gina-de-inicio.html>

Los catálogos para la selección de los diferentes componentes para el desarrollo del proyecto son:

- ✓ Rothe Erde. Catálogo de grandes rodamientos
http://www.roteisa.es/download/info/GWL_ES.pdf
- ✓ Donati Cranes. Catálogo comercial de polipastos eléctricos de cable. Serie DRH
http://www.donaticranes.com/files/content/sites/donati_europe/files/PDF/Cataloghi-Comerciali/DRH/Commerciale%20DRH_spagnolo_KMAN02CE00-CRYP.pdf
- ✓ Donati Cranes. Manual de uso y mantenimiento. Serie DRH
http://www.donaticranes.com/files/content/sites/donati_europe/files/PDF/Manuali/DRH/MAN16ME02%20-%20Manual%20de%20uso%20y%20mantenimiento%20DRH%20-%20espa%C3%B1ol-CRYP.pdf

ANEXOS

1.1.1. Abreviaturas y definiciones para los cálculos:

<i>VL</i>	Velocidad de elevación o traslación
ξ	Coefficiente experimental para el cálculo del coeficiente dinámico
<i>Sg</i>	Solicitaciones debidas al peso propio de elementos
<i>Sg</i>	Solicitaciones debidas al peso propio de elementos sin mayoración
<i>SL</i>	Solicitaciones debidas al peso de cargas verticales
<i>SL</i>	Solicitaciones debidas al peso de cargas verticales sin mayoración
<i>Sw</i>	Solicitaciones debidas al viento en servicio
<i>Sw</i>	Solicitaciones debidas al viento en servicio sin mayoración
<i>Swfs</i>	Solicitaciones debidas al viento fuera de servicio
<i>Swfs</i>	Solicitaciones debidas al viento fuera de servicio sin mayoración
<i>SH</i>	Solicitaciones debidas a esfuerzos horizontales
<i>T</i>	Coefficiente dinámico
γ_c	Coefficiente de mayoración de las solicitaciones, excepto las debido a viento
<i>ρ_{acero}</i>	Densidad del acero
<i>As</i>	Área de la sección
<i>L</i>	Longitud de una pieza o perfil
<i>D</i>	Diámetro superior de la pieza
<i>d</i>	Diámetro inferior de la pieza
<i>Gi</i>	Peso propio de la pieza “i” por metro lineal
<i>Pvi</i>	Presión de viento
<i>An</i>	Superficie neta de la proyección de la estructura
<i>Cf</i>	Coefficiente aerodinámico de forma
<i>Vvi</i>	Velocidad del viento en servicio
<i>Fw i</i>	Fuerza neta ejercida por el viento
<i>Pvi fs</i>	Presión de viento en condiciones fuera de servicio o tempestad
<i>Cseg</i>	Coefficiente de seguridad ante pandeo

<i>P_{cr}</i>	Carga crítica a pandeo
<i>P</i>	Carga de estudio a pandeo
<i>E_{acero}</i>	Módulo de Young (Límite elástico)
<i>I(i)</i>	Inercia en el eje "i" (x, y, z o polar)
<i>ρ_{adm}</i>	Tensión admisible para cordón equivalente de soldadura
<i>χ</i>	Coefficiente de seguridad ante soldadura equivalente
<i>ρ⁽ⁱ⁾</i>	Tensión para cordón equivalente de soldaduras según (i): cargas a tracción/compresión, cortante, flexión o torsión
<i>A_{sold}</i>	Área neta del cordón de soldadura
<i>SWR</i>	Momento resistente de inercia para cálculo de soldadura
<i>d_i</i>	Distancia de la fibra más alejada del centro de inercia para cálculo de soldadura
<i>Q</i>	Carga o peso propio a tener en cuenta en el cálculo
<i>L_q</i>	Longitud de la carga al eje de referencia
<i>f_{stat}</i>	Coefficiente de mayoración estático para selección del rodamiento
<i>f_L</i>	Coefficiente de mayoración referente a vida útil del rodamiento
<i>F_a</i>	Fuerza axial equivalente para selección del rodamiento
<i>F_a[']</i>	Fuerza axial equivalente mayorada para selección del rodamiento
<i>F_{a0}</i>	Fuerza axial equivalente de la curva de vida útil a 10 años para selección del rodamiento
<i>M_k</i>	Momento de inercia equivalente para selección del rodamiento
<i>M_k</i>	Momento de inercia equivalente mayorado para selección del rodamiento
<i>M_{k0}</i>	Momento de inercia equivalente de la curva de vida útil a 10 años para selección del rodamiento
<i>F_r</i>	Fuerza axial en el rodamiento
<i>G_{c 10a}</i>	Numero de ciclos estimados de vida útil a 10 años
<i>p</i>	Presión bajo la cabeza del tornillo
<i>p_G</i>	Presión máxima resistente del material bajo la presión del tornillo

<i>Ap</i>	Área de la superficie efectiva a presión bajo la cabeza del tornillo
<i>fm</i>	Factor de aumento para selección del motor-reductor
<i>fS</i>	Factor de servicio para selección del motor-reductor
<i>n1</i>	Velocidad de entrada del engrane (piñón de ataque)
<i>n2</i>	Velocidad de salida del engrane (corona de salida)

1.1.2. Cálculos de la Pluma

En todos los casos de cálculo, en análisis de sección para determinar los esfuerzos y momentos máximos se realiza en el punto más crítico de la pluma, el punto D, empotramiento con el pilar. En el caso del cálculo a viento fuera de servicio (caso 3a), se utiliza la dirección de viento más desfavorable, según los casos estudiados de viento en servicio (caso 2 en x e y).

El cálculo del caso 3b, se ha obviado debido a que la combinación de cargas coincide con el caso 1, en el caso de esta estructura, por lo tanto, los resultados serán similares.

En los casos de cálculo, existen varios valores nombrados que aúnan varias cargas por cuestiones de simplificación, los cuales corresponden con:

$$R_{pluma} = S_{g\emptyset} + S_{gpol} + S_L$$

$$R_{*pluma} = S_{g\emptyset} + S_{gpol} + S_L \text{ (según el caso 3C)}$$

$$S_{gpluma} = S_{g\emptyset} + S_{gpol}$$

Para el cálculo de las tensiones en los puntos críticos de cada perfil, se han utilizado las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \left| \frac{M_z}{S_z} \right| + \left| \frac{M_y}{S_y} \right| + \left| \frac{N_x}{A} \right|$$

$$t_{\max XZ} = Q * \frac{S_z^*}{I_z * e}$$

$$\sigma_{VonMisses} = \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 * (t_{xz}^2 * t_{xy}^2 * t_{zy}^2)}$$

Constantes para el cálculo:

Calculo de la Sección		
Datos de la sección		
A	3,34E-02	m ²
Iz	3,59E-03	m ⁴
Sz	8,98E-03	m ⁴
Iy	1,49E-04	m ⁴
Sy	9,93E-04	m ⁴
An vi	4,8	m ²
S*z	5,01E-03	m ⁴
S*y	7,71E-04	m ⁴
Datos del Acero		
E	2,10E+08	kN/m ²
σ _{lim}	2,35E+05	kN/m ²
τ _{adm}	7,85E+04	kN/m ²

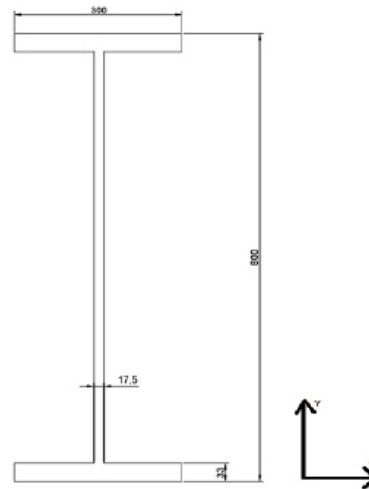


Tabla 1 Constantes de la sección y material para el cálculo. Fuente: Propia

Caso 1

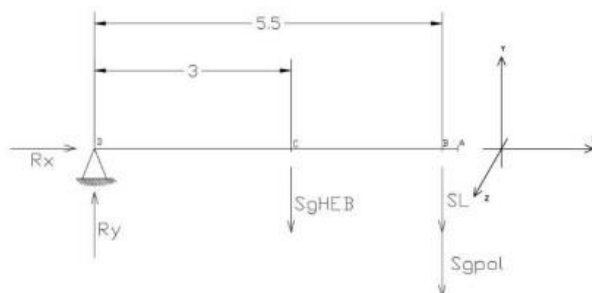


Diagrama 1. Hipótesis de carga para el caso 1. Fuente propia.

Caso 1 (G + L + H)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
na	na	na
Mz max	991,76	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	0,00	kN

Los diagramas resultantes son:

Momento flector en Z

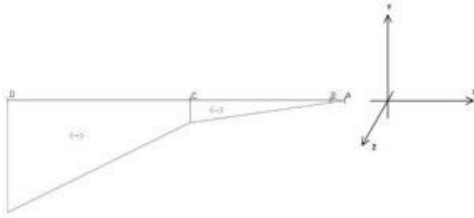


Diagrama 2. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Y



Diagrama 3. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes son:

Caso 1 (G + L + H)		
Mz max	991,76	kNm
My max	0	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,10E+05	kN/m ²
FDS	2,13	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,69758	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,14E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	2,06	

Caso 2 (Viento en eje X)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

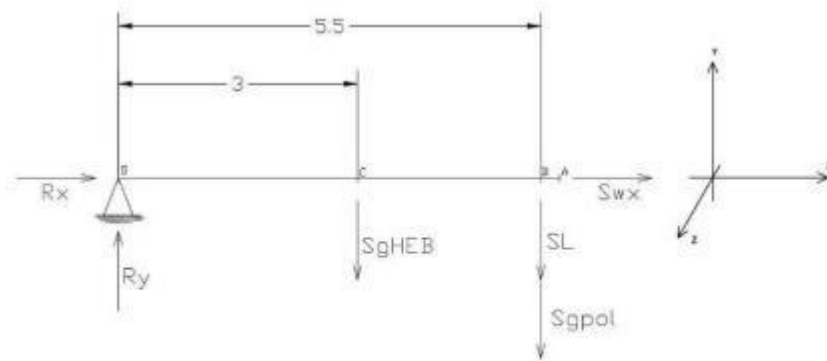


Diagrama 4. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OX. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	3,33	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	0,00	kN

Los diagramas resultantes son:

Momento Flector en Z

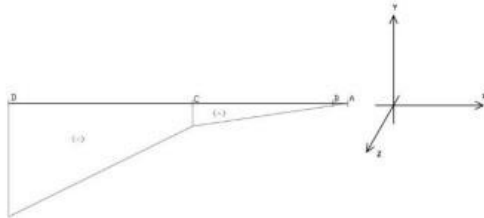


Diagrama 5. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Esfuerzo cortante Y



Diagrama 6. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia

Esfuerzo Normal en X

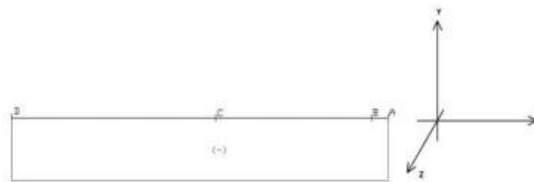


Diagrama 7. Diagrama de esfuerzo normal. Fuente propia.

Las tensiones resultantes son:

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Mz max	991,76	kNm
My max	0	kNm
Nx max	3,326	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,11E+05	kN/m ²
FDS	2,13	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,69758	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,14E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	2,05	

Caso 2 (Viento en eje Z)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

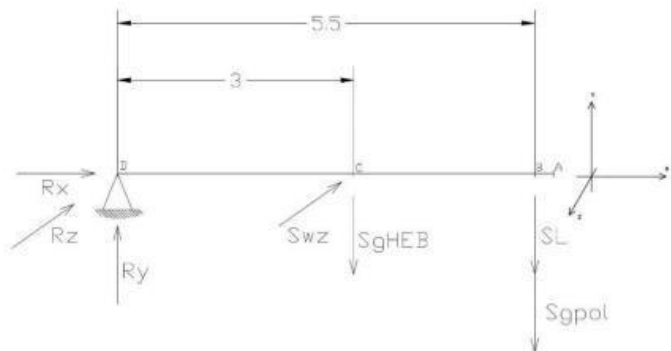


Diagrama 8. Hipótesis de carga para el caso 2 con viento en OZ. Fuente propia.

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	154,28	kN
Sg pol	16,27	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
My max	9,98	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	188,47	kN
Qz max	3,33	kN

Los diagramas resultantes son:

Momento flector en Z

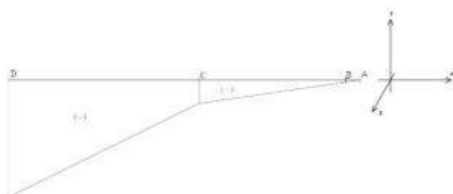


Diagrama 9. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Momento flector en y

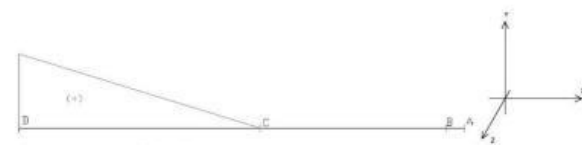


Diagrama 10. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Y



Diagrama 11. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Z

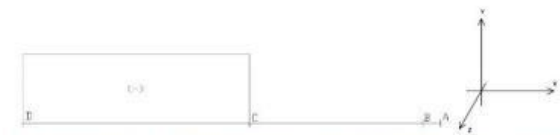


Diagrama 12. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia

Las tensiones resultantes son:

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Mz max	991,76	kNm
My max	9,98	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	188,47	kN
Qz max	3,33	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,21E+05	kN/m ²
FDS	1,95	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	16961,70	kN/m ²
τ_{xy} max	21,50	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,24E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	1,89	

Caso 3a

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

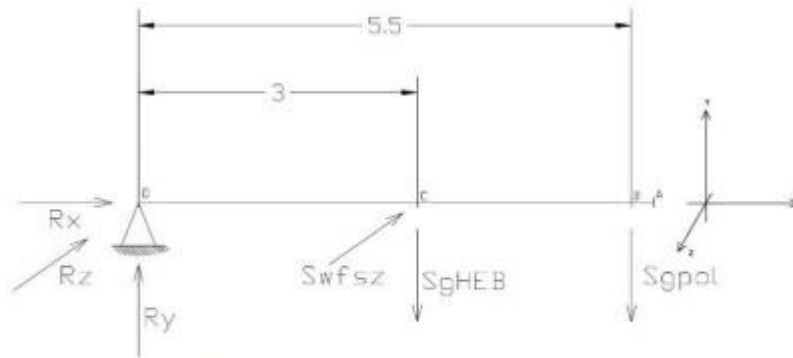


Diagrama 13. Hipótesis de carga para el caso 3a.
Fuente propia.

Caso 3 (G + Wfs)		
Sg HEB	17,92	kN
SL	0,00	kN
Sg pol	16,27	kN
Swfs	10,64	kN
Mz max	143,23	kNm
My max	31,92	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	34,19	kN
Qz max	10,64	kN

Los diagramas resultantes son:

Momento flector en Z

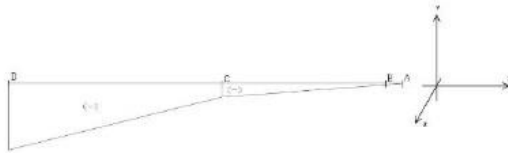


Diagrama 14. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia

Momento flector en y

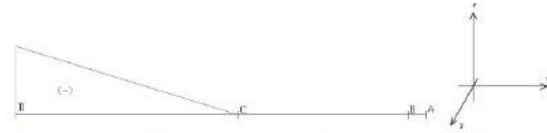


Diagrama 15. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Esfuerzo cortante Y

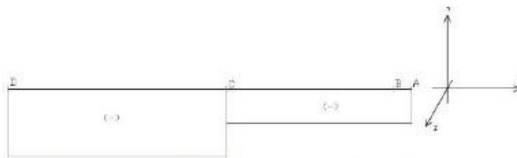


Diagrama 16. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia

Esfuerzo cortante Z



Diagrama 17. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes son:

Caso 3 (G + Wfs)		
Mz max	143,23	kNm
My max	31,92	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	34,19	kN
Qz max	10,64	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	4,81E+04	kN/m ²
FDS	4,89	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	3076,83	kN/m ²
τ_{xy} max	68,78	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	4,84E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	4,86	

Caso 3c

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la pluma son:

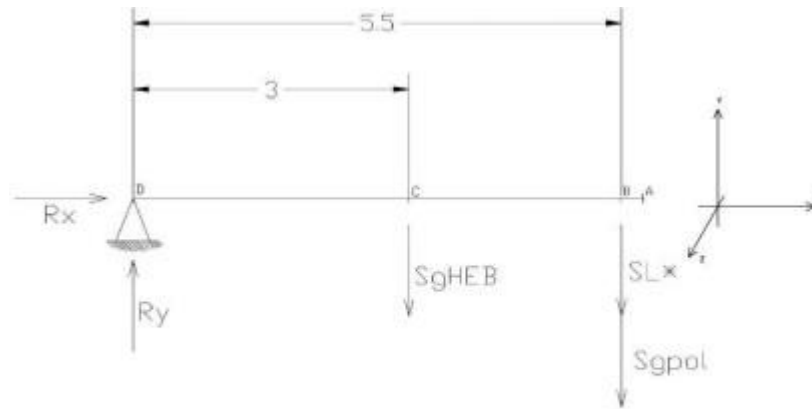


Diagrama 18. Hipótesis de carga para el caso 3c.
Fuente propia.

Caso 3 (Ensayos)		
Sg HEB	17,92	kN
SL ENS	169,17	kN
Sg pol	16,27	kN
na	na	na
Mz max	1073,64	kNm
My max	0,00	kNm
Nx max	0,00	kNm
Qy max	203,35	kN
Qz max	0,00	kN

Los diagramas resultantes son:

Momento flector en Z

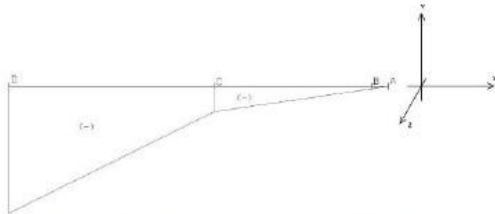


Diagrama 19. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Y

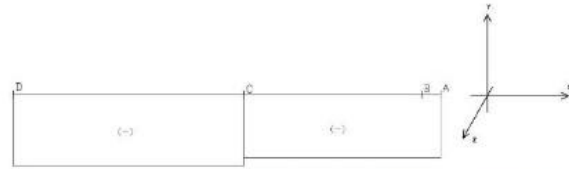


Diagrama 20. Diagrama de esfuerzo cortante en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes son:

Caso 3 (Ensayos)		
Mz max	1073,64	kNm
My max	0	kNm
Nx max	0	kN
Qy max	203,35	kN
Qz max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_x	1,20E+05	kN/m ²
FDS	1,97	
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{xz} max	18301,46566	kN/m ²
τ_{xy} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,24E+05	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	1,90	

Tal como se a calculado anteriormente, el peor caso de carga para la columna es el caso 2 con viento en dirección OZ.

1.1.3 Cálculos de la columna

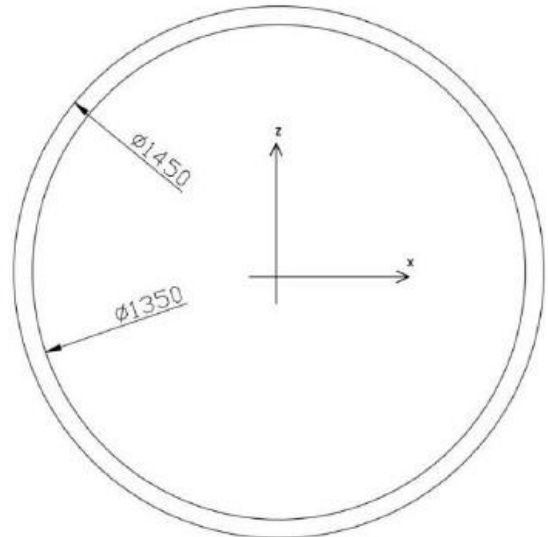
En todos los casos de cálculo, en análisis de la sección para determinar los esfuerzos y momentos máximos se realiza en el punto más crítico del pilar, el punto F. (empotramiento, punto D en la pluma y punto F en el pilar).

En el caso del cálculo a viento fuera de servicio (caso 3a), se utiliza la dirección de viento más desfavorable, según los casos estudiados de viento en servicio (caso 2 en x e y).

El cálculo del caso 3b, se ha obviado debido a que la combinación de cargas coincide con el caso 1, en el caso de esta estructura, por lo tanto, los resultados serán similares.

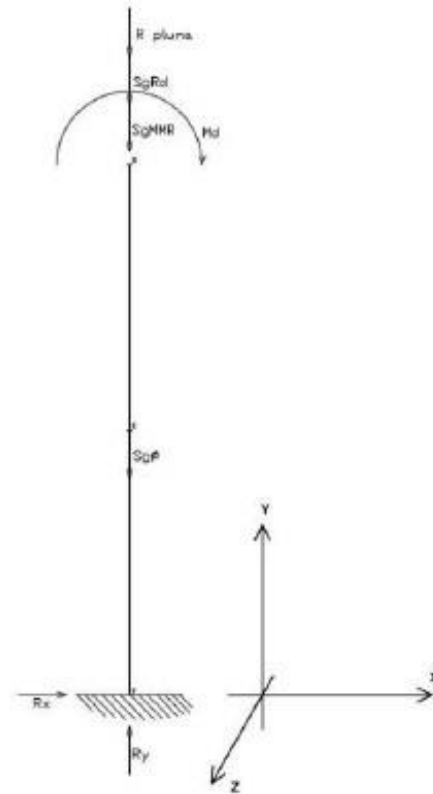
Constantes para el cálculo:

Calculo de la Sección		
Datos de la sección		
A	2,20E-01	m ²
I _o	1,08E-01	m ⁴
I _{zz}	1,08E-01	m ⁴
S _z	1,49E-01	m ³
An vi	17,4	m ²
S _z *	4,90E-02	m ³
Datos del Acero		
E	2,10E+08	kN/m ²
G	8,10E+07	kN/m ²
σ _{lim}	2,35E+05	kN/m ²
τ _{adm}	7,85E+04	kN/m ²



Caso 1

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:



Caso 1 (G + L + H)		
Sg \emptyset	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
na	na	na
Mz max	991,76	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos son:

Esfuerzo normal en Y

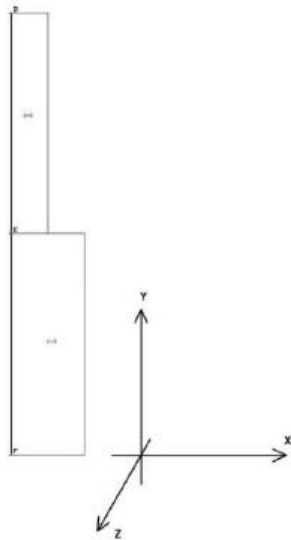


Diagrama 22. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

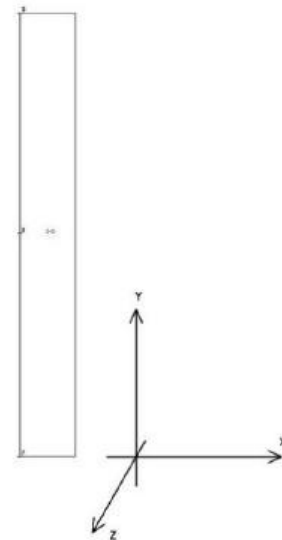


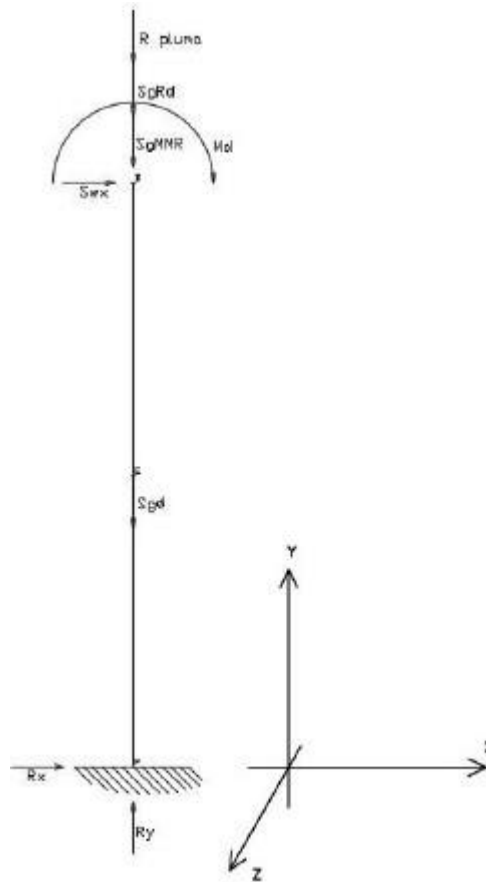
Diagrama 23. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 1 (G + L + H)		
Mz max	991,76	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,45E+04	kN/m ²
FDS	16,26	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,445E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	16,26	

Caso 2 (Viento en X)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:



Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Sg \emptyset	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	1029,68	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	3,33	kN

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos son:

Esfuerzo cortante en X.

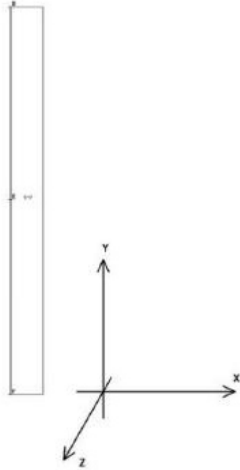


Diagrama 25. Diagrama de esfuerzo cortante en X. Fuente propia.

Esfuerzo normal en Y.

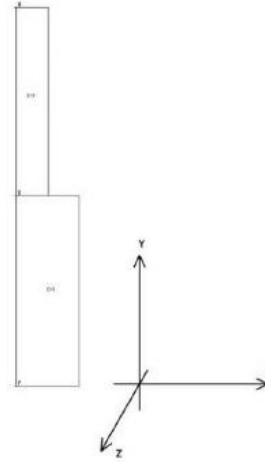


Diagrama 26. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z.

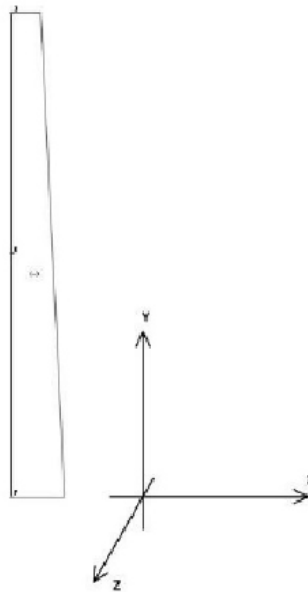


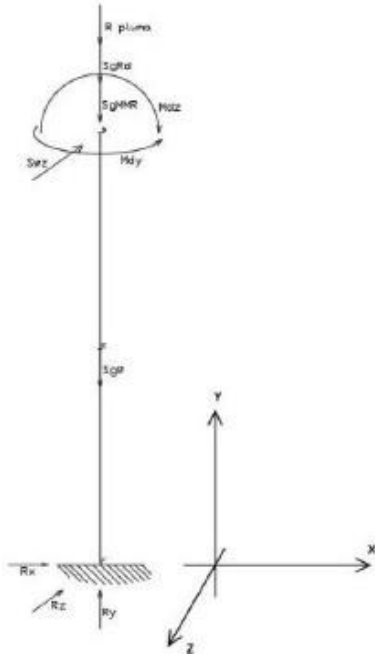
Diagrama 27. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wx)		
Mz max	1029,68	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	0	kN
Qx max	3,33	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,50E+04	kN/m ²
FDS	15,71	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	30,22284498	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,496E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,71	

Caso 2 (Viento en Z)

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico del pilar son:



Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Sg Ø	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
Sw	3,33	kN
Mz max	991,76	kNm
Mx max	37,92	kNm
My max	9,98	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	3,33	kN
Qx max	0,00	kN

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos son:

Momento flector en X

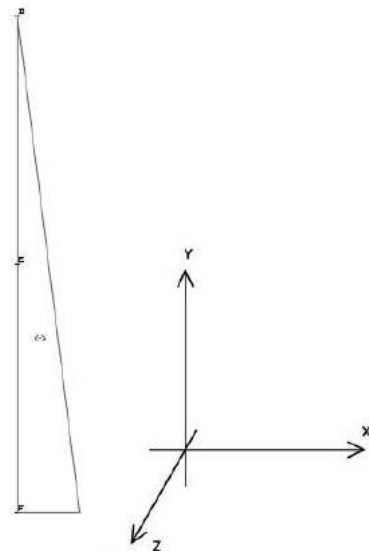


Diagrama 29. Diagrama de momento flector en X. Fuente propia.

Momento flector en Y

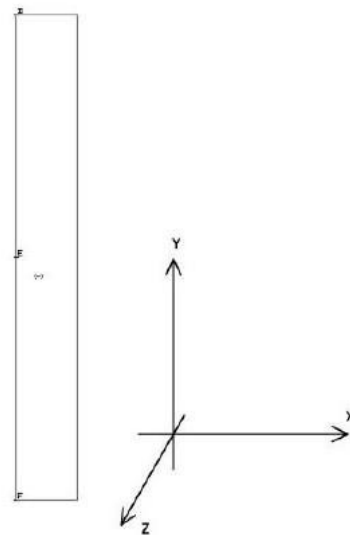


Diagrama 30. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

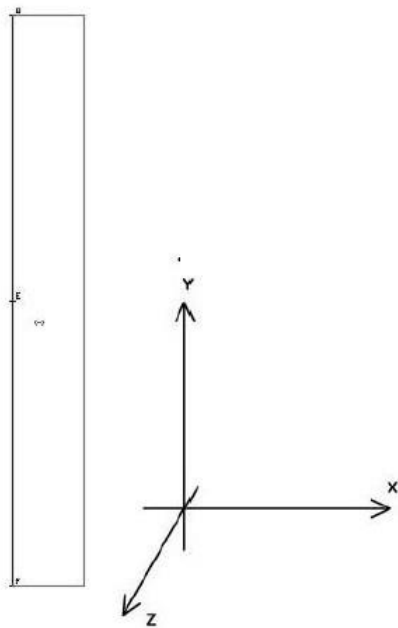


Diagrama 31. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Z

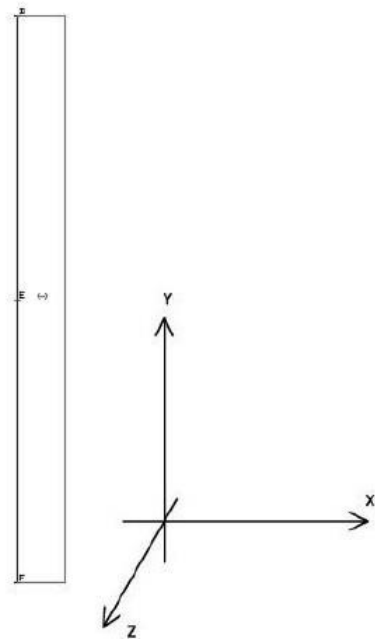


Diagrama 32. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Esfuerzo normal en Y

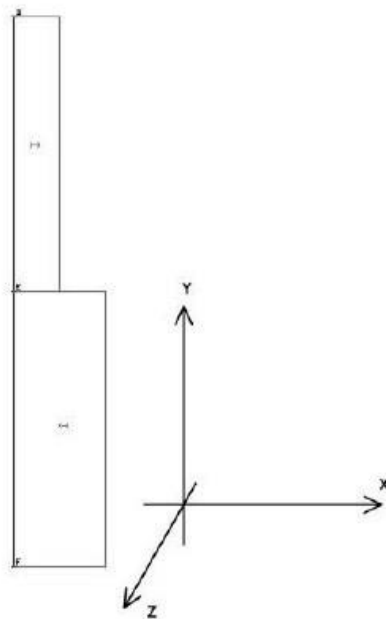


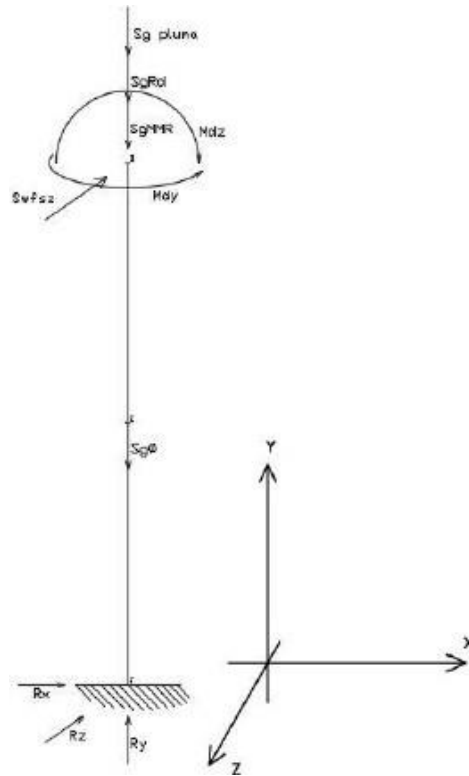
Diagrama 33. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 2 (G + L + H + Wz)		
Mz max	991,76	kNm
Mx max	37,92	kNm
My max	9,98	kNm
Ny max	246,87	kN
Qz max	3,33	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,50E+04	kN/m ²
FDS	15,71	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	67,04770539	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	30,22284498	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,496E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,71	

Caso 3a

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la columna



Caso 3 (G + Wfs)		
$S_{g \ \emptyset}$	52,73	kN
$S_{g \ rd}$	3,31	kN
$S_{g \ mmr}$	2,37	kN
$Swfs$	10,64	kN
$Mz \ max$	143,23	kNm
$Mx \ max$	121,30	kNm
$My \ max$	31,92	kNm
$Ny \ max$	92,59	kN
$Qz \ max$	10,64	kN
$Qx \ max$	0,00	kN

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la columna son:

Momento flector en X

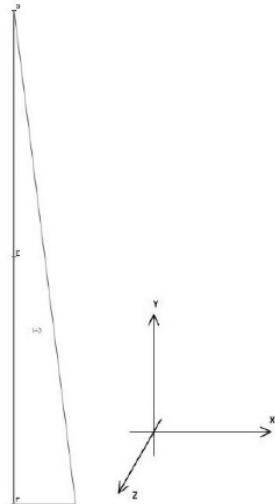


Diagrama 35. Diagrama de momento flector en X. Fuente propia.

Momento flector en Y

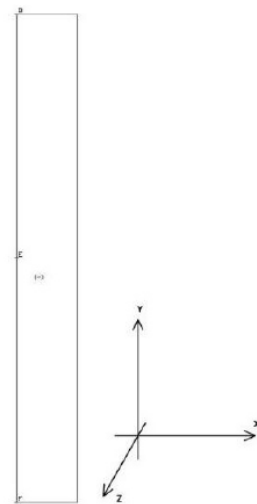


Diagrama 36. Diagrama de momento flector en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

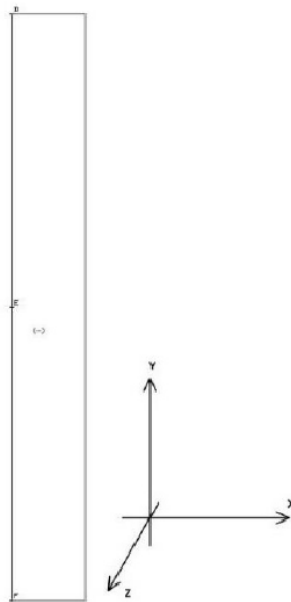


Diagrama 37. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Esfuerzo cortante en Z

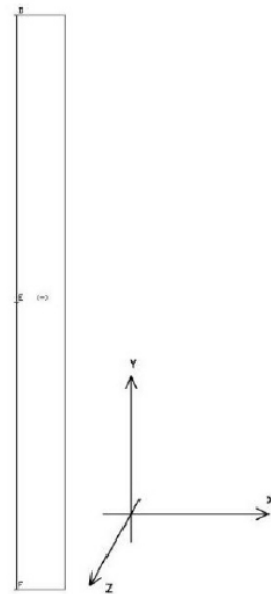


Diagrama 38. Diagrama de esfuerzo cortante en Z. Fuente propia.

Esfuerzo normal en Y

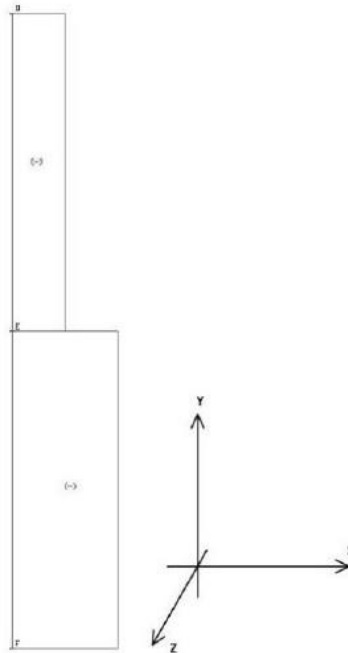


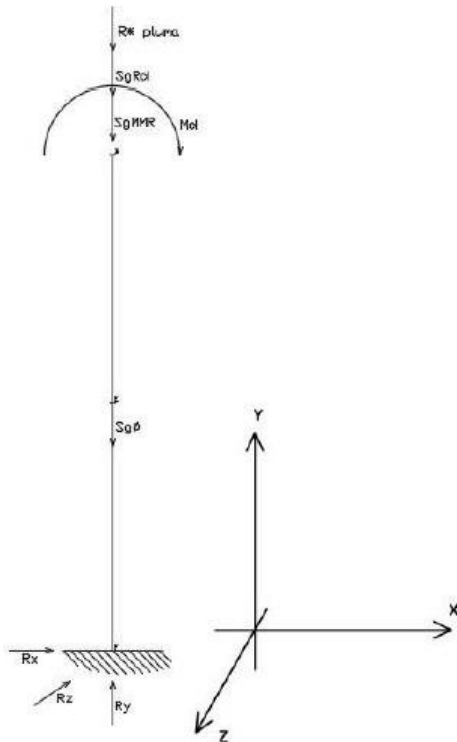
Diagrama 39. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (G + Wfs)		
Mz max	143,23	kNm
Mx max	121,30	kNm
My max	31,92	kNm
Ny max	92,59	kN
Qz max	10,64	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	3,98E+03	kN/m ²
FDS	59,10	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	214,4881495	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	96,68402603	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	3,997E+03	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	58,80	

Caso 3c

Los momentos y esfuerzos resultantes en el punto crítico de la columna



Caso 3 (Ensayos)		
Sg \emptyset	52,73	kN
Sg rd	3,31	kN
Sg mmr	2,37	kN
na	na	na
Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0,00	kNm
My max	0,00	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0,00	kN
Qx max	0,00	kN

Los diagramas resultantes de estos esfuerzos en la columna son:

Esfuerzo normal en Y

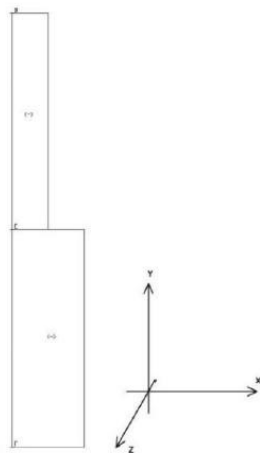


Diagrama 41. Diagrama de esfuerzo normal en Y. Fuente propia.

Momento flector en Z

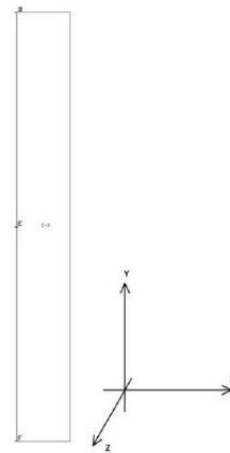


Diagrama 42. Diagrama de momento flector en Z. Fuente propia.

Las tensiones resultantes a estos esfuerzos son:

Caso 3 (Ensayos)		
Mz max	1073,64	kNm
Mx max	0	kNm
My max	0	kNm
Ny max	261,76	kN
Qz max	0	kN
Qx max	0	kN
Tensión a Flexión		
σ_y	1,562E+04	kN/m ²
FDS	15,05	
$\sigma_y \leq \sigma_{lim}$	SI	
Tensión a Torsión		
τ_{xz} max	0	kN/m ²
Tensión Cortante (Jourawski)		
τ_{yz} max	0	kN/m ²
τ_{yx} max	0	kN/m ²
Tensión equivalente		
σ_{eq}	1,562E+04	kN/m ²
$\sigma_x \leq \sigma_{lim}$	SI	
FDS	15,05	

Tal como se observa en los cuadros el caso que genera mayor problema en la columna es el 3c.

Verificación de pandeo

Para la comprobación de pandeo de la columna, se utilizan las siguientes ecuaciones y se realizó una simulación en el software Solidworks para comprobar que no exista pandeo.

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{2l^2}$$

Según las características del perfil se obtendrá la carga crítica

$$\begin{aligned} I_{min} &= 0.053895 \text{ m}^4 \\ E_{acero} &= 2.5 * 10^8 \text{ kN/m}^2 \\ l &= 7.0 \text{ m} \end{aligned}$$

Por tanto, reemplazando los valores la carga crítica a pandeo será:

$$P_{CR} = 201885.9 \text{ kN}$$

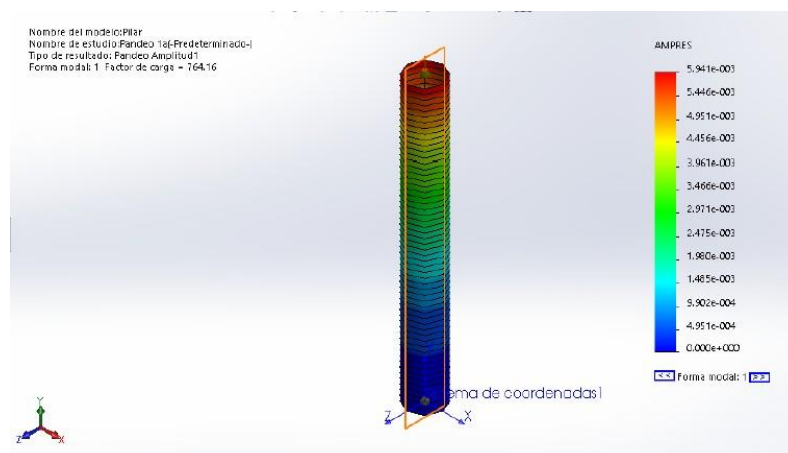
Para verificar si existe riesgo de pandeo en la columna, utilizaremos el caso de carga más desfavorable para la columna

$$P = 261758 \text{ kN}$$

Coefficiente de seguridad será:

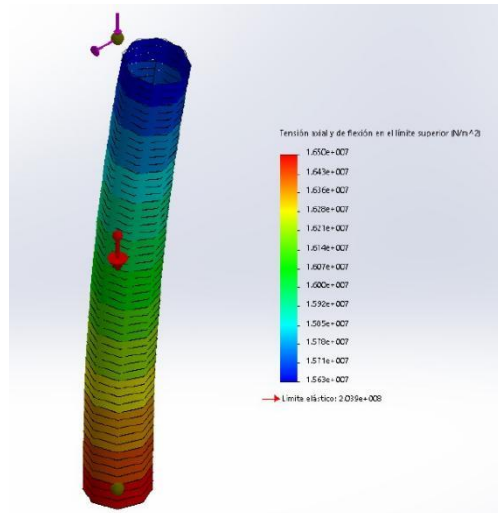
$$C_{seg} = P_{CR} / P = 820$$

Verificación mediante simulación:



Se puede observar como el valor de la carga se aproxima a 1, se observa que se asemeja al cálculo de carga crítica. En el caso donde aplicamos únicamente la carga de compresión es similar al factor calculado (784 --- 820 4.5% de error en margen)

Usando las cargas calculadas el resultado por pandeo es el siguiente:



Condición donde se aprecia que no ocurre pandeo, Fuente: Propia